

REPUBLIKA E SHQIPËRISË  
UNIVERSITETI POLITEKNIK I TIRANËS  
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE  
DEPARTAMENTI I MEKANIKËS

---

## **DISERTACION**

PËR MARRJEN E GRADËS SHKENCORE

**DOKTOR**

NË FUSHËN E INXHINIERISË MEKANIKE

TEMA: " Ndikimi i Parametrave Dinamike dhe  
Konstruktive të Motorit me Djegie të Brendshme në  
Fenomenin e Rrjedhjes së Gazeve tek Çiftëzimi Piston –  
Unazë – Cilindër "

DISERTANTI

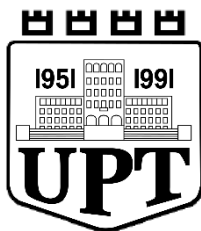
M.Sc.Ing. Erjon SELMANI

UDHËHEQËS SHKENCORË:

Prof. Dr. Cristiana DELPRETE

Prof.As. Dr. Arian BISHA

TIRANË 2021



REPUBLIKA E SHQIPËRISË  
UNIVERSITETI POLITEKNIK I TIRANËS  
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

## DISERTACION

I PUNUAR DHE PARAQITUR NGA M.Sc.Ing. Erjon Selmani PËR  
MARRJEN E GRADËS SHKENCORE

### DOKTOR

TEMA: " Ndikimi i Parametrave Dinamike dhe Konstruktive të  
Motorit me Djegie të Brendshme në Fenomenin e Rrjedhjes së  
Gazeve tek Çiftëzimi Piston – Unazë – Cilindër "

Mbrojtur me datë 07/ 12 / 2021, para Komisionit të përbërë nga:

- |                                    |                  |       |
|------------------------------------|------------------|-------|
| 1. Prof.Asoc. Dr. Miranda KULLOLLI | KRYETAR          | _____ |
| 2. Prof.Asoc. Dr. Mimoza CUKALLA   | ANËTAR (OPONENT) | _____ |
| 3. Prof.Asoc. Dr. Koço BODE        | ANËTAR           | _____ |
| 4. Prof. Dr. Angjelin SHTJEFNI     | ANËTAR (OPONENT) | _____ |
| 5. Prof. Asoc. Dr. Osman METALLA   | ANËTAR           | _____ |

TIRANË 2021

## DEKLARATË MBI ORIGJINALITETIN

Unë, i nënshkruari Erjon Selmani deklaroj me përgjegjësi të plotë se i gjithë informacioni në këtë dokument është marrë dhe paraqitur në përputhje të plotë me rregullat akademike dhe sjelljen etike në zbatim të:

- VKM nr. 593, dt. 18.08.2011 “Për disa ndryshime dhe shtesa në Vendimin nr. 864, dt. 05.12.2007 të Këshillit të Ministrave “Për hapjen e programeve të studimeve të doktoraturës në institucionet publike të arsimit të lartë dhe përcaktimin e kushteve që duhet të plotësojë kandidati për marrjen e diplomës për gradën shkencore “Doktor” të ndryshuar.
- Ligji Nr. 35/2016 “Për të drejtat e autorit dhe të drejta të lidhura me të”
- VKM nr. 112, dt. 23.02.2018, “Për përcaktimin e kritereve dhe fitimin e gradës shkencore “Doktor” dhe të standardeve shtetërore për fitimin e titujve akademike “Profesor i Asociuar” dhe “Profesor” dhe në urdhrin e Ministrit të Arsimit dhe Shkencës, nr. 105, dt. 23.03.2012 “Për miratimin e rregullores për Etikën në veprimtarinë kërkimore dhe botuese”.

Unë, gjithashtu deklaroj se, bazuar në këto kërkesa dhe rregulla, të gjitha të dhënat të marra nga burime të ndryshme janë cituar nëpërmjet referencave, si p.sh tabelat, figurat dhe frazat në tekst, të cilat janë riprodhuar prej ndonjë burimi tjetër, duke përfshirë edhe internetin dhe nuk janë origjinale në këtë punim. Kjo tezë nuk është dorëzuar në asnjë universitet apo institucion tjetër për dhënien e gradës shkencore doktor.

Emër, mbiemër

Erjon Selmani

Firma

---

## **DEDIKIM, MIRËNJOHJE DHE FALENDERIME**

Këtë punim ja dedikoj familjes time në radhë të parë, për përkrahjen e pafund dhe durimin e pasosur që ka treguar ndaj meje. Fillimisht si student dhe pastaj si doktorant. Ja di për nder babait, nënës, nuses, motrës dhe vëllait. Gjatë këtij rrugëtimi gjithashtu lindën edhe dy fëmijët e mi, Arbri dhe Kroni. Ata ishin një bekim i madh nga zoti, pasi aq sa më pamundësuan punën me zhurmën dhe lojën e tyre, aq më motivuan që ta çoj përpara duke menduar pikërisht ato.

Për familjen time shkon falenderimi më i madh.

Ne radhe te dyte, falenderoj dy udheheqesit e mi, Profesoresha Cristiana Delprete dhe Profesor Arian Bisha. Secili prej të dyve u bë për mua një mik i vyer, secili me pjesën e vet më kanë ndihmuar me këshilla dhe ide, në gjetjen e rrugës për ti dalë në krye kesaj sipërmarrjeje.

Se treti falenderoj Departamentin e Mekanikes, dhe ne veçanti dy Pergjegjesat me te cilet kam ndare kete rrugetim, Prof. K. Bode dhe Prof. O Koça. Duhet te jem i ndershem dhe t'ju njoh atyre faktin qe me dhane mundesine qe te shkeputem tre here ne tre vite, me nga nje semester, per te vijuar pjesen kerkimore te ketij disertacioni ne Itali, prane Politeknikut te Torinos.

Kolegeve te tjere te departamentit ju jam mirenjohes per mbeshtetjen, kurajon, ndihmesen, kohen, keshillat e gjithçka ata me vune ne dispozicion. Në veçanti Prof. Gazi dhe Prof. “Drejtore” Koçi me të cilët kam kaluar mjeshtërisht mirë.

Meritojne nje falenderim edhe pergjegjesit e Fakultetit te Inxhinierise Mekanike, si dhe te Rektoratit te Universitetit Politeknik te tiranes, te cilet paten durimin te me krijonin lehtesirat e nevojshme qe une te mund te realizoja kete doktore ne ko-tutele me Politeknikun e Torinos.

Faleminderit gjithashtu të gjithë atyre personave, miq dhe kolegë, që kush më shumë e kush më pak, ka dhënë një kontribut në realizimin e këtij punimi duke më motivuar dhe mbështetur.



## PËRMBAJTJA

Lista e figurave .....	iv
Lista e tabelave .....	xiii
Hyrje .....	xvi
Abstrakt.....	xvii
Abstract .....	xix

KAPITULLI 1 : Fenomeni i rrjedhjes së gazeve, studimet e deritanishme dhe motivacioni i punës... ..	1
1.1 Nevoja për energji dhe kriteret ambientale.....	1
1.2 Fenomeni i rrjedhjes se gazeve nga ngushticat e unazave.....	2
1.3 Studimet e meparshme ne kete fushe.....	5
1.4 Motivacioni i punes .....	9

KAPITULLI 2: Funksionimi i motorave me djegie te brendshme dhe efektet e rjedhjeve.....	12
2.1 Motori me djegie te brendshme, llojet e ndryshme te motoreve.....	12
2.2 Fazat dhe proceset e punës së motorit me 4 kohë.....	14
2.3 Procesi i djegies dhe krijimi i ndotësve .....	16
2.4 Studimet e ndikimit te rrjedhjeve ne emetimet e motoreve me djegie te brendshme.....	18
2.5 Studimet e deritanishme te ndikimit te rrjedhjeve ne konsumin e vajit lubrifikues.....	20
2.6 Studimet e ndikimit te rrjedhjeve ne performancen e motorit me djegie te brendshme.....	21

KAPITULLI 3 Elementët kryesorë të dhomës së djegies: pistoni, unazat hermetizuese dhe cilindri.....	24
3.1 Pistoni, detyrat që duhet të përmbushë.....	24
3.1.1 Pistoni në motorat me djegie të brendshme.....	24
3.1.2 Pistonat prej legurave të aluminit.....	27
3.1.3 Pistonat me bazë hekurin.....	29
3.1.4 Bokullat tek syri i pistonit.....	31
3.1.5 Veshja e sipërfaqes së pistonit.....	32
3.1.6. Veshje me grafit.....	32
3.1.7. Veshje me kallaj. ....	33
3.1.8. Veshje me legurë hekuri. ....	33
3.1.9. Përforcimi i zonave më të sforcuara. ....	33
3.2 Unazat hermetizuese.....	35
3.2.1 Unaza e parë .....	36
3.2.2 Unaza e dytë .....	38
3.2.3 Unaza e tretë .....	39
3.2.4 Materialet perberese dhe teknologjia e prodhimit të unazave .....	41
3.2.5 Veshjet dhe trajtimet siperfaqesore te unazave.....	43
3.2.6 Kombinimet tipike te unazave ne motorat me djegie te brendshme.....	44
3.2.7 Llojet e çarjeve te unazave.....	45
3.3 Blloku i motorit dhe cilindri.....	47
3.3.1 Teknologjia dhe materialet ne realizimin e bllokut.....	49
3.3.2 Teknologjia dhe materialet ne realizimin e cilindrit.....	52

3.3.2.1 Cilindër dhe bllok monolit.....	53
3.3.2.2 Kemishe cilindri e vendosur.....	54
3.3.2.3 Kemishe cilindri e ngjitur.....	54
3.3.2.4 Kemishe cilindri e thate dhe e lagur.....	54
3.3.2.5 Punimi sipërfaqësor i kemishes se cilindrit.....	56
3.4. Ngarkesa termike mbi piston dhe unaza.....	57
KAPITULLI 4: Kinematika dhe dinamika e sistemit piston-bjellë-manivelë dhe deformimi i cilindrit.....	61
4.1 Kinematika e sistemit piston-bjellë-manivelë1.....	61
4.2 Dinamika e sistemit piston-bjellë-manivelë: Forcat që veprojnë.....	65
4.3 Lëvizja dytësore e pistonit .....	71
4.4 Deformimi i cilindrit dhe rendet e deformimit të tij.....	81
KAPITULLI 5: Modelimi matematik i dinamikës së unazave dhe fenomenit të rrjedhjes së gazit.....	86
5.1 Forcat që veprojnë tek unazat.....	86
5.1.1. Efekti i presionit tek faqet e unazës.....	88
5.1.2. Efekti i forces se inercisë tek unazat ne drejtimin aksial dhe radial.....	89
5.1.3. Efekti i pykës së vajit tek cilindri .....	92
5.1.4. Efekti i forcës viskoze të vajit tek cilindri.....	94
5.1.4.1. Diagrama Stribek dhe koeficienti i fërkimit.....	95
5.1.5. Efekti i cilësisë sipërfaqësore.....	97
5.1.6. Humbjet nga fërkimet.....	102
5.1.7 Forca elastike e unazës.....	103
5.1.7.1 Momenti i shkaktuar nga ngurtësia në përdredhje e unazës.....	106
5.2 Modelimi i rrjedhjes se gazit.....	107
5.2.1 Rrjedhja e gazit nepermjet çarjes se unazes.....	108
5.2.2 Rrjedhja e gazit nepermjet kanalit te pistonit.....	113
5.3. Ekuacionet e ekuilibrit te rrjedhjes.....	114
5.3 Modelimi i forcave dhe momenteve tek unazat.....	117
5.3.1 Ekuacioni i pergjithshem dinamik i ekuilibrit.....	117
5.3.2 Ekuilibri i forcave ne drejtimin aksial.....	118
5.3.3 Ekuilibri i forcave ne drejtimin radial.....	118
5.3.4 Ekuilibri i momenteve.....	119
5.3.5 Rrjedhja e anasjelltë e gazit.....	119
5.4 Mekanizmat e rrjedhjes dhe konsumit të vajit.....	121
5.4.1 Transporti i vajit lubrifikues.....	121
KAPITULLI 6 : Ndikimi i paramtrave të ndryshëm në aftësinë hermetizuese të unazave.....	124
6.1 Shtrimi i problemit.....	124
6.2 RICARDO PISDYN dhe RINGPACK.....	124
6.3 Parametrat e analizuar.....	126
6.4 Kushtet bazë të punës.....	128
6.5 Efekti i çarjes se unazave.....	137
6.6 Efekti i dimensioneve kryesore.....	141

6.7 Efekti i masave dhe tensionit te unazave.....	145
6.8 Efekti i kendeve statike te unazave.....	149
6.9 Ndikimi i regjimit te ngarkeses dhe shpejtesise.....	154
6.9.1 Rezultatet per ngarkesen minimale.....	155
6.9.2 Rezultatet per 30% ngarkese te motorit.....	159
6.9.3 Rezultatet per 50% ngarkese te motorit.....	162
6.9.4 Rezultatet per 70% dhe 100% ngarkese te motorit.....	163
6.10 Efekti i rendeve të deformimit të cilindrit.....	165
6.10.1 Cilindri i pa deformuar.....	165
6.10.2 Cilindri i deformuar sipas rendit zero.....	166
6.10.3 Cilindri i deformuar sipas rendit të parë.....	168
6.10.4 Cilindri i deformuar sipas rendit të dytë.....	169
6.10.6 Cilindri i deformuar sipas rendit të katërt.....	170
6.11 Efekti i lëvizjes dytësore të pistonit.....	171
6.12 Efekti i viskozitetit të vajit lubrifikues.....	174
6.13 Efekti i ndryshimit të seksionit të unazës së parë hermetizuese.....	178
6.14 Efekti i ndryshimit të ashpersise siperfaqesore te cilindrit.....	181
6.15 Konsumi i vajit dhe humbjet nga ferkimet.....	184
6.16 Krahasimi i rrjedhjeve të gazeve, konsumit të vajit dhe humbjeve nga fërkimet për të gjithë rastet e analizuar.....	187
KAPITULLI 7 : Probleme eksperimentale mbi matjen e parametrave konstruktive që ndikojnë në karakteristikat e punës tek MDB.....	202
7.1 Shtrimi i problemit.....	202
7.2 Matjet paraprake.....	205
7.3 Matjet e dimensioneve dhe hapësirave ndërmjet detaleve.....	210
7.4 Konsiderata dhe konstatime të tjera.....	226
7.5 Simulimi i motorit.....	229
KAPITULLI 8 : Propozimi për përmirësimin e rezultateve të punës së unazave.....	241
8.1 Objektivi fillestar.....	241
8.2 Kalimi nga pistoni me 3 unaza tek pistoni me 2 unaza.....	241
8.3 Propozimi për një skemë me me 3 unaza me performancë më të mirë se skema origjinale....	258
PERFUNDIME DHE VIJIMESIA NE TE ARDHMEN.....	265
ANEKS 1: Skedarët Matlab për simulimin e motorit dhe llogaritjen e presioneve ndër-unazore dhe rrjedhjen e gazeve .....	269
ANEKS 2: Skedarët Matlab për simulimin e motorit dhe llogaritjen e presioneve ndër-unazore dhe rrjedhjen e gazeve duke perfshire levizjen e unazave.....	275
ANEKS 3: Skedari Matlab për llogaritjen e spostimit, shpejtesise dhe nxitimit te pistonit.....	280
ANEKS 4: Prezantimi i nderfaqes se softwerit RINGPACK dhe PISDYN Ricardo. Te dhenat per ndertimini e modeleve.....	283
Referencat Bibliografike dhe adresa interneti.....	301

Lista e figurave

FIGURA 1.1 SKEMA E QARKULLIMIT TË GAZEVE NGA KARTERI PËR TEK DHOMA E DJEGIES DHE VALVOLA PCV.....	5
FIGURA 2.1: KLASIFIKIMI I MOTORËVE SIPAS LËVIZJES SË PISTONIT.....	13
FIGURA 2.2: KLASIFIKIME TE TJERA TE MOTOREVE.....	13
FIGURA 2.3: FAZAT OSE KOHET E NJE MOTORI ME DJEGIE TE BRENDSHME ME 4 KOHE[35].....	15
FIGURA 3.1 GJYSEM SEKSIONI I NJE PISTONI DHE EMERTIMI I DISA ZONA VE KARAKTERISTIKE TE TIJ .....	26
FIGURA 3.2 SEKSIONI I ZMADHUAR I PJESËS SË KANALEVE ME PËRFORCIMIN E KANALIT TË UNAZËS SË PARË ME MATERIAL TJETËR NGA AI I TRUPIT. ....	34
FIGURA 3.3 PISTON I PAJISUR ME BOKULLA BRONZI TE MONTUARA TEK SYRI I TIJ. FIGURA MAJTAS TREGON EDHE PERFORCIMIN E KANALIT TE UNAZES SE PARE. FIGURA DJATHTAS ILUSTRON NJE PISTON PE PERBERE NGA DY PJESE, KEMISHA ESHTJE PREJ MATERIALI FERROZ NDERSA KURORA PREJ LEGURE ALUMINI [62].....	35
FIGURA 3.4 SEKSIONE TË NDRYSHME TË UNAZËS SË PARË [66].....	37
FIGURA 3.5 PROFILI PARABOLIK I UNAZËS SË PARË.....	38
FIGURA 3.6 PROFILI ME TEH I UNAZES SE DYTE, DETAJI I KANALIT GRUMBULLUES TE UNAZES TIP NAPIER.....	38
FIGURA 3.7 A) KËND POZITIV B) KËND NEGATIV .....	39
FIGURA 3.8 SEKSIONE TIPIKE TË UNAZËS SË TRETË [66].....	40
FIGURA 3.9 SKEMA TIPIKE E UNAZAVE PER MOTOR BENZINE PER AUTOMJETE [66].....	44
FIGURA 3.10 SKEMA TIPIKE E UNAZAVE PER MOTORE NAFTE PER AUTOMJETE [66].....	44
FIGURA 3.11 LLOJET ÇARJEVE TË UNAZAVE [66].....	46
FIGURA 3.12 BLOK CILINDRASH ME TRUP TE HAPUR A) DHE ME TRUP TE MBYLLUR B) [64].....	49
FIGURA 3.13 CILINDER MONOLIT ME TRUP TE MBYLLUR A) DHE ME TRUP DHE GALERI TE HAPUR B).....	53
FIGURA 3.14 KEMISHE E THATE A), KEMISHA TE LAGURA B) DHE C) .....	55
FIGURA 3.15 SHPERNDARJA E TEMPERATURES NE PISTONAT E MOTOREVE TE NDRYSHEM [67].....	57
FIGURA 3.16. SHPERNDARJA E NXEHTESISE NE TRUPIN E PISTONIT [69].....	58
Figura 3.16. Shperndarja e nxehtesise.....	59

FIGURA 3.17. SHPERNDARJA E NXEHTESISE TEK PISTONI DHE CILINDRI [70].....	59
Figura 4.1 Spostimi i pistonit tek mekanizmi.....	61
FIGURA 4.2. SPOSTIMI I PISTONIT.....	62
FIGURA 4.3. SHPEJTËSIA E PISTONIT.....	63
FIGURA 4.4. NXITIMI I PISTONIT SIPAS RENDEVE.....	64
FIGURA 4.5. PRESIONI INDIKATORIAL NE DHOME.....	65
FIGURA 4.6. FORCA INERCIALE TEK PISTONI.....	66
FIGURA 4.7. FORCAT MBI PISTON, N = 1500 R.P.M.....	67
FIGURA 4.8. FORCAT MBI PISTON, N = 3000 R.P.M.....	67
FIGURA 4.8. FORCAT MBI PISTON, N = 6000 R.P.M.....	67
FIGURA 4.10. FORCAT MBI PISTON DHE BJELLË [69].....	68
FIGURA 4.11. FORCA NORMALE DHE FORCA E BJELLËS.....	69
FIGURA 4.12. SHPERBERJA E FORCES SE BJELLES [69].....	70
FIGURA 4.13. SKEMA E KENDIT $\Gamma$ TEK EKUACIONET 4.15 DHE 4.16.....	70
FIGURA 4.15 FORCAT DHE MOMENTET KRYESORE QE VEPROJNE TEK NJE PISTON.....	73
FIGURA 4.16. POZICIONIMI TEK NJE PISTON GJATE LEVIZJES DYTESORE KU DALLOHEN ECENTRICITETI I SIPERM, I POSHTEM DHE KENDI I PJERRESISE NDAJ SPINOTIT, I QUAJTUR KENDI X.....	75
FIGURA 4.17. TEKNIKA E DISKRETIZIMIT TE DOMENIT TE KEMISHES SE CILINDRIT.....	75
FIGURA 4.18. VLERAT E KENDIT TE PJERRESISE X TE PISTONIT GJATE NJE CIKLI TE PLOTE PUNE.....	78
FIGURA 4.19. SPOSTIMI I PLOTE I AKSIT TE PISTONIT NGA AKSI I CILINDRIT.....	79
FIGURA 4.20. POZICIONET E PISTONIT GJATE KORSAVE TE NDRYSHME TE PUNES NE SAJE TE SPOSTIMIT TE PESUAR.....	79
FIGURA 4.21. POZICIONI I PISTONIT NE LIDHJE ME CILINDRIN KUR KENDI I PJERRESISE NDAJ SPINOTIT ESHTË I NDRYSHËM NGA ZERO.....	80
FIGURA 4.22 SKEMATIZIMI I DEFORMIMIT TE SEKSIONIT TE CILINDRIT.....	81
FIGURA 4.23 SKEMATIZIMI I DEFORMIMIT TE SEKSIONIT TE CILINDRIT.....	82
FIGURA 4.24 DEFORMIMI RENDI 0.....	83

FIGURA 4.25 DEFORMIMI RENDI 1.....	83
FIGURA 4.26 DEFORMIMI RENDI 2.....	84
FIGURA 4.27 DEFORMIMI RENDI 3.....	84
FIGURA 4.28 DEFORMIMI RENDI 4.....	84
FIGURA 4.29 DEFORMIMI TOTAL.....	84
FIGURA 5.1 DETAJ I ÇIFTËZIMIT NDËRMJET PISTONIT, UNAZAVE DHE CILINDRIT.....	86
FIGURA 5.2 SKEMA LOGJIKE E SHPERNDARJES SE FORCAVE QE VEPROJNE TEK UNAZA.....	87
FIGURA 5.3. VEPRIMI I PRESIONIT TE GAZIT TEK FAQET E UNAZES.....	88
FIGURA 5.4. POZICIONI RELATIV I QENDRES SE UNAZES NDAJ QENDRES SE KANALIT TE SAJ.....	89
FIGURA 5.5. POZICIONI I UNAZES NE LIDHJE ME PROFILIN TEORIK TE CILINDRIT.....	91
FIGURA 5.6. KENDI STATIK I PERDREDHJES SE UNAZES.....	92
FIGURA 5.7. SKEMATIZIMI I KONTAKTIT UNAZA-CILINDER DHE SHITRESES SE VAJIT LUBRIFIKUES.....	92
FIGURA 5.8 DIAGRAMA STRIBEK DHE SQARIMI MBI ZONAT E NDRYSHME.....	96
FIGURA 5.9 MUNGESA E LUBRIFIKIMIT .....	97
FIGURA 5.10 SIPERFAQET ME ASHPERSI SIPERFAQESORE .....	98
FIGURA 5.11 SHPERNDARJA GAUSIANE E PROFILEVE TE ASHPERSIVE .....	99
FIGURA 5.12 A) UNAZA E HAPUR PER MONTIM TEK PISTONI, B) UNAZA NE GJENDJE TE LIRE, C) UNAZA E MBYLLUR PER MONTIM TEK CILINDRI .....	104
FIGURA 5.13 FORCA TANGJENCIALE TEK UNAZA .....	105
FIGURA 5.14 SHPERNDARJE UNIFORME .....	106
FIGURA 5.15 SHPERNDARJE JO-UNIFORME E PRESIONIT RADIAL.....	106
FIGURA 5.13: PISTONI DHE ZONAT NDER-UNAZORE.....	107
FIGURA 5.14. ELEMENTET E FUQISE NE NJE MOTOR ME DJEGIE TE BRENDSHME.....	107
FIGURA 5.15. RRUGET E RRJEDHJES SE GAZEVE : I) NEPERMJET ÇARJEVE TE UNAZAVE. II) Nepermjet kanaleve kur unaza leviz dhe nepermjet rrjedhjes direkte kur unaza shpekutet nga kontakti me cilindrin.....	108
FIGURA 5.16: UNAZA ME DHE PA ZMUSO TEK CEPI I SAJ I JASHEM.....	112

FIGURA 5.17: NJEHSIMI KORREKT I SIPERFAQES SE ÇARJES TREGOHET ME NGJYRE TE ZEZE TE MBUSHUR.....	112
FIGURA 5.18. ZONAT NDER-UNAZORE ME EMERTIMET E PRESIONEVE, TEMPERATURAVE DHE VELLIMEVE SI EDHE LEVIZJET E GAZIT NDERMJET TYRE.....	115
FIGURA 5.19. LABIRINTI TEK ZONAT NDËR-UNAZORE .....	117
FIGURA 5.20. VAJI I HEDHUR NE DHOME NGA INERCIA.....	122
FIGURA 5.21. VAJI I TRANSPORTUAR NE DHOME NGA RRJEDHJA E ANASJELTE E GAZIT.....	122
FIGURA 5.22. KONSUMI I VAJIT NGA AVULLIMI.....	122
FIGURA 5.23. KONSUMI I VAJIT NGA KRUARJA E KEMISHES NGA KURORA E PISTONIT.....	122
FIGURA 6.1 REZULTATET E SIMULIMIT TE RASTIT BAZE.....	129
FIGURA 6.2 DY POZICIONET EKSTREME TE UNAZES NE KANALIN E PISTONIT.....	130
FIGURA 6.3 INERCIA E PISTONIT PER SHPEJTESINE 2000 R.P.M.....	131
FIGURA 6.4 LEVIZJA E GAZIT NE PRESION.....	131
FIGURA 6.5 LEVIZJA DYTESORE DHE RRJEDHJA E GAZEVE.....	134
FIGURA 6.6 KURBAT E RRJEDHJEVE TE HIDROKARBUREVE TE PADJEGURA.....	137
FIGURA 6.7 RASTI I NDRYSHIMIT TE ÇARJEVE TE UNAZAVE.....	138
FIGURA 6.8 UNAZA ME ÇARJEN ORIGJNALE ESHTË NE MES, MAJTAS E ZVOGELUAR, DJATHTAS E ZMADHUAR.....	140
FIGURA 6.9 EFEKTI I REDUKTIMIT TE TRASHESISE SE UNAZAVE.....	141
FIGURA 6.10 REZULTATET E NDRYSHIMIT TE DIMENSIONEVE KRYESORE.....	142
FIGURA 6.11 REDUKTIMI I DIAMETRIT TE KURORAVE TE PISTONIT.....	142
FIGURA 6.12 REDUKTIMI I LARTESISE SE KURORES SE DYTE.....	143
FIGURA 6.13 REZULTATET PER RASTIN E TABELES SE TRETE, PER NDRYSHIMIN E MASAVE DHE TENSIONEVE TE UNAZAVE.....	146
FIGURA 6.14 DINAMIKA E NJE KOLAPSI RADIAL. KUR UNAZA LEVIZ NGA KONTAKTI ME CILINDRIN, GAZI RRJEDH LIRSHEM.....	148
FIGURA 6.15 TRE MUNDËSITË E KENDIT STATIK TE NJE UNAZE NE KANALIN E SAJ. ....	149
FIGURA 6.16 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KEND STATIK NEGATIV. ....	150
FIGURA 6.17 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KEND STATIK POZITIV.....	150

FIGURA 6.18 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KENDE STATIKE TE RRRITURA.....	151
FIGURA 6.19 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KENDE STATIKE NEGATIVE. ....	151
FIGURA 6.20 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KENDE STATIKE TE KOMBINUARA.....	152
FIGURA 6.21 RRJEDHJA E GAZIT DHE LEVIZJA E UNAZES ME KENDE STATIKE ZERO.....	152
FIGURA 6.22 REZULTATET PER TRE SHPEJTESITE E PARA PER NIVELIN E NGARKESES MINIMALE.....	155
FIGURA 6.23 REZULTATET PER DISA NGA SHPEJTESITE E TJERA PER NIVELIN E NGARKESES MINIMALE.....	158
FIGURA 6.24 REZULTATET PER NIVELIN E NGARKESES 30%.....	160
FIGURA 6.25 REZULTATET PER NIVELIN E NGARKESES 50 %.....	162
FIGURA 6.26 REZULTATET PER NIVELIN E NGARKESES 100 %.....	164
FIGURA 6.27 REZULTATET PER CILINDRIN E PA DEFORMUAR.....	166
FIGURA 6.28 REZULTATET PER CILINDRIN E DEFORMUAR SIPAS RENDIT ZERO.....	167
FIGURA 6.29 REZULTATET PER CILINDRIN E DEFORMUAR SIPAS RENDIT TË PARË.....	168
FIGURA 6.30 REZULTATET PER CILINDRIN E DEFORMUAR SIPAS RENDIT TË DYTË.....	169
FIGURA 6.31 REZULTATET PER CILINDRIN E DEFORMUAR SIPAS RENDIT TË TRETË.....	170
FIGURA 6.32 REZULTATET PER CILINDRIN E DEFORMUAR SIPAS RENDIT TË KATËRT.....	171
FIGURA 6.33 REZULTATET E SIMULIMIT KUR MUNGON LEVIZJA DYTESORE E PISTONIT.....	172
FIGURA 6.34 REZULTATET E SIMULIMIT KUR MUNGON LEVIZJA DYTESORE E PISTONIT, SHPEJTESIA 3000 DHE 4000 RPM.....	173
FIGURA 6.35 DIMENSIONET E ÇARJES ME LEVIZJE DYTESORE (MAJTAS) DHE PA LEVIZJE DYTESORE (DJATHTAS) TE PISTONIT.....	174
FIGURA 6.36 TABELA E FUSHAVE TE PERDORIMIT TE VAJRAVE SAE [96].....	176
FIGURA 6.37 REZULTATET E SIMULIMIT PER VAJRAT SAE 5W, 10W, 0W30 DHE 10W30.....	177
FIGURA 6.38 REZULTATET E SIMULIMIT PER VAJRAT SAE 5W40, 10W40 DHE 15W40.....	178
FIGURA 6.39 NDRYSHIMI I SEKSIONIT TE UNAZES SE PARE.....	179
FIGURA 6.40 REZULTATET ME UNAZEN E PARE ME SEKSION KATERKENDOR.....	179
FIGURA 6.41 REZULTATET ME UNAZEN E PARE ME SEKSION KATERKENDOR DHE TE SHKALLEZUAR.....	180



FIGURA 6.42 REZULTATET PER ASHPERSINE 0.1 MIKROMETER.....	181
FIGURA 6.43 PERDREDHJA E UNAZAVE PER ASHPERSINE 0.1 MIKROMETER.....	182
FIGURA 6.44 PRESIONET PER ASHPERSITE 0.15 DHE 0.2 MIKROMETER.....	182
FIGURA 6.45 PRESIONET PER ASHPERSITE 0.3 DHE 0.4 MIKROMETER.....	183
FIGURA 6.46 PRESIONET PER ASHPERSINE 0.5 MIKROMETER.....	183
FIGURA 6.47 DINAMIKA E VAJIT PER RASTIN BAZE.....	184
FIGURA 6.48 FORCAT NE UNAZA DHE FUQIA E HUMBUR NGA FERKIMET.....	186
Figura 6.49 Krahasimet per rastin 1, ndryshimi i çarjeve.....	194
Figura 6.50 Krahasimet per rastin 2, ndryshimi i permasave.....	195
Figura 6.51 Krahasimet per rastin 3, ndryshimi i masave dhe tenseve.....	195
Figura 6.52 Krahasimet per rastin 4, ndryshimi i kendeve statike.....	195
Figura 6.53 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa minimale.....	196
Figura 6.54 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 30 %.....	196
Figura 6.55 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 50 %.....	196
Figura 6.56 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 70 %.....	197
Figura 6.57 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 100 %.....	197
Figura 6.58 Krahasimet per rastin 6, deformimet e cilindrit.....	197
Figura 6.59 Krahasimet per rastin 7, levizja dytesore.....	198
Figura 6.60 Krahasimet per rastin 8, vaj monograde.....	198
Figura 6.61 Krahasimet per rastin 8, vaj multigrade.....	198
Figura 6.61 Krahasimet per rastin 9, Seksioni katerkendor.....	199
Figura 6.62 Krahasimet per rastin 10, ashpersia siperfaqesore.....	199
Figura 6.63 Krahasimet per rastet 1-4.....	200
Figura 6.64 Krahasimet per rastin 5.....	200
Figura 6.65 Konsumi i vajit per rastet 1-4.....	201
Figura 6.66 Konsumi i vajit per rastin 5.....	201
Figura 6.67 Konsumi i vajit per rastet 7,9.....	201

FIGURA 7.1 PARAQITJE E MOTORIT YANMAR 3TNE88-ETB [97].....	203
FIGURA 7.2 PARAQITJE E SKEMAVE TË BLOKUT DHE MEKANIZMIT PISTON – BJELLË - MANIVELË[97].....	204
FIGURA 7.3 PARAQITJE SKEMATIKE E PROVES SE PARE MBI MOTOR.....	206
FIGURA 7.4 IMAZHE TE PROVES SE RRJEDHJEVE.....	207
FIGURA 7.5 SKEMA E MATJES SE SHKALLES SE KOMPRESIONIT ME MANOMETER[98].....	208
FIGURA 7.6 MIKROMETRI .....	210
FIGURA 7.7 KOMPARATORI [103] .....	211
FIGURA 7.8 SPECIMETRI .....	212
FIGURA 7.9 BLOKU I CILINDRAVE KU BIEN NË SY KËMISHAT, TË LAGURA DHE TË DERDHURA SËBASHKU ME BLOKUN (ME PRESION). ,.....	212
FIGURA 7.10 PISTONAT E MOTORIT TË ANALIZUAR.....	213
FIGURA 7.11. PISTONI ME KANALET DHE UNAZËN E VAJIT E PERBERE NGA DY PIESE.....	213
FIGURA 7.12 UNAZAT HERMETIZUESE TË MOTORIT TË ANALIZUAR.....	213
FIGURA 7.13. UNAZAT E VIZATUARA NE PAMJE AKSONOMETRIKE 3-DIMENSIONALE.....	214
FIGURA 7.14. UNAZAT E PARAQITURA NE VIZATIM ME DIMENSIONET E MATURA.....	214
FIGURA 7.15. ILUSTRIMI I PËRDORIMIT TË KOMPARATORIT[99].....	215
FIGURA 7.16. SHPJEGIMI I POZICIONEVE DHE DREJTIMEVE TË MATJEVE TË KONICITETIT DHE OVALITETIT TË CILINDRIT[99].....	215
FIGURA 7.15 MATJA E KONICITETIT (MAJTAS) DHE OVALITETIT (DJATHTAS) TEK BLOKU I CILINDRAVE. ....	216
FIGURA 7.16. DIAMETRI IMADH I KEMISHES SYGJEROHET QE TE MATET 22 DERI 25 MM MBI RRAFSHIN FUNDOR TE PISTONIT. PREFEROHET QE PISTONI TE JETE I FIKSUAR[99].....	216
FIGURA 7.17 MATJA E PISTONIT TEK SYPRINA (MAJTAS) DHE TEK KËMISHA (DJATHTAS).- .....	217
FIGURA 7.18 MATJA E ÇELESIT TE UNAZES[99].....	218
FIGURA 7.19 MATJA E HAPESIRES AKSIALE UNAZE – KANAL.....	218
FIGURA 7.20 MATJA E ÇELESIT TË UNAZËS SË PARË.....	218

FIGURA 7.21 INSTRUMENTI RETIFIKUES/LAPUES/POLIRUES.....	222
FIGURA 7.22 INSTRUMENTI HONINGUES.....	223
FIGURA 7.23 PROCESI I HONINGIMIT TEK CILINDRI [99].....	223
FIGURA 7.24 MOMENT GJATË PUNIMIT TË HONINGIMIT.....	224
FIGURA 7.25 DIFERENCA E CILINDRIT TË RETIFIKUAR DHE ATIJ QË I ËSHTË APLIKUAR EDHE HONINGIMI.....	224
FIGURA 7.26 RETIFIKIMI I BOSHTIT ME GUNGA.....	225
FIGURA 7.29 UNAZA E PARË PAS HAPJES SË MOTORIT DHE SHENJAT E LËNA NGA RRJEDHJA E GAZIT NË AFËRSI TË CEPAVE.....	227
FIGURA 7.30 CILËSIA SIPËRFAQËSORE E DY UNAZAVE HERMETIZUESE.....	228
FIGURA 7.31 LEVIZJA AKSIALE, MOTORI I KONSUMUAR, 1000 RPM.....	230
FIGURA 7.32 PRESIONE NDER UNAZORE, MOTORI I KONSUMUAR, 1000 RPM.....	230
FIGURA 7.33 KURBA KUMULATIVE E RRJEDHJEVE DIREKTE, MOTORI I KONSUMUAR, 1000 RPM.....	230
FIGURA 7.34 ZMADHIM I HAPESIRAVE UNAZE-CILINDER NE RASTIN E NJE KONSUMI TE LARTE TE PERZIER ME DEFORMIMET PERKATESE.....	231
FIGURA 7.35 LEVIZJA AKSIALE, MOTORI I KONSUMUAR, 2000 RPM. ....	232
FIGURA 7.36 PRESIONET NDER UNAZORE, MOTORI I KONSUMUAR, 2000 RPM.....	232
FIGURA 7.37 KURBA KUMULATIVE E RRJEDHJEVE DIREKTE, MOTORI I KONSUMUAR, 2000 RPM.....	233
FIGURA 7.38 LEVIZJA AKSIALE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 1000 RPM.....	234
FIGURA 7.39 PRESIONET NDER UNAZORE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 1000 RPM. ....	234
FIGURA 7.40 KURBA KUMULATIVE E RRJEDHJEVE DIREKTE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 1000 RPM.....	234
FIGURA 7.41 LEVIZJA AKSIALE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 2000 RPM.....	235
FIGURA 7.42 PRESIONET NDER UNAZORE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 2000 RPM.....	235
FIGURA 7.43 KURBA KUMULATIVE E RRJEDHJEVE DIREKTE, MOTORI I PA KONSUMUAR, 2000 RPM.....	236
FIGURA 8.1 LEVIZJA AKSIALE DHE RADIALE E UNAZAVE.....	242
FIGURA 8.2 PRESIONET NDER-UNAZORE.....	243
FIGURA 8.3 HEQJA E UNAZES DHE NDRYSHIMI I HAPESIRAVE.....	243

FIGURA 8.4 KURBAT KUMULATIVE TE RRJEDHJEVE DIREKTE DHE TE ANASJELLTA.....	245
FIGURA 8.5 KURBAT KUMULATIVE TE RRJEDHJEVE DIREKTE DHE TE ANASJELLTA.....	245
FIGURA 8.6 HEQJA E UNAZES DHE E KANALIT.....	247
FIGURA 8.7 REZULTATET PER PROPOZIMIN E DYTE.....	247
FIGURA 8.9 SHKURTIMI I PISTONIT DHE NGUSHTIMI I HAPESIRAVE TEK KURORA E DYTE.....	248
FIGURA 8.10 REZULTATET PER PROPOZIMIN E TRETE.....	249
FIGURA 8.11 NGUSHTIMI I HAPESIRES EDHE TEK KURORA E PARE.....	250
FIGURA 8.12 REZULTATET PER PROPOZIMIN E KATERT.....	251
FIGURA 8.13 PROPOZIMI PER NJE UNAZE ME SEKSION KATERKENDOR DHE PROFIL BALLOR TE MODIFIKUAR.....	254
FIGURA 8.14 DISA NGA DIMENSIONET E PERGJITHSHME TE SEKSIONEVE TE UNAZES SE PARE.....	254
FIGURA 8.15 REZULTATET E SIMULIMIT PER PROPOZIMIN 7.....	255
FIGURA 8.16 SKEMA E PISTONIT DHE UNAZAVE SIPAS PROPOZIMIT 8.....	256
FIGURA 8.17 REZULTATET E SIMULIMIT PER PROPOZIMIN 8.....	257
FIGURA 8.18 PROPOZIMI 1.1 PER NJE SKEME TE MODIFIKUAR ME 3 UNAZA .....	259
FIGURA 8.19 DINAMIKA E LEVIZJES SE UNAZAVE PER PROPOZIMIN 1.1.....	259
FIGURA 8.20 PRESIONET NDER-UNAZORE PER PROPOZIMIN 1.1.....	260
FIGURA 8.21 VEPRIMI I GAZEVE MBAS UNAZES SE PARE .....	262
FIGURA 8.22 PROPOZIMI 1.2 PER NJE SKEME TE MODIFIKUAR ME 3 UNAZA .....	262
FIGURA 8.23 REZULTATET PER PROPOZIMIN 1.2 .....	263
FIGURA A.1 FAQJA KRYESORE E SOFTWERIT RICARDO.....	285
FIGURA A.2 PANELI I PUNES DHE LISTA E KOMPONENTEVE.....	285
FIGURA A.3 PANELI I PUNES SE CILINDRIT.....	286
FIGURA A.4 FUTJA E TE DHENAVE PER CILINDRIN.....	287
FIGURA A.4 DHENJA E TEMPERATURES SE CILINDRIT.....	287
FIGURA A.5 DHENJA E DEFORMIMIT TE CILINDRIT.....	288
FIGURA A.6 PANELI I PISTONIT.....	288

FIGURA A.7 PANELI I TEMPERATURAVE, DEFORMIMEVE DHE LEVIZJES DYTESORE TE PISTONIT.....	289
FIGURA A.8 DHENJA E LEVIZJES DYTESORE TE PISTONIT.....	289
FIGURA A.9 PANELI I BJELLES.....	290
FIGURA A.10 PANELI I UNAZES SE PARE HERMETIZUESE.....	290
FIGURA A.11 DHENJA E SHKALLEZIMEVE DHE ZMUSOVE.....	291
FIGURA A.12 NDERTIMI I PROFILIT TE FAQES BALLORE TE UNAZAVE.....	291
FIGURA A.13 PANELI I UNAZES SE DYTE HERMETIZUESE.....	291
FIGURA A.14 PANELI I UNAZES SE VAJIT.....	292
FIGURA A.15 NDERTIMI I PROFILIT TE FAQES BALLORE TE UNAZES SE VAJIT.....	292
FIGURA A.16 SEKSIONET TERTHORE TE PAKOS SE UNAZAVE ORIGINALE.....	293
Figura A.17 PISTONI I PERDORUR PER SIMULIME.....	293
FIGURA A.18 PANELI I VAJIT LUBRIFIKUES.....	294
Figura A.19 Kurbat e presionit dhe temperatures ne dhome.....	294
FIGURA A.20 PANELI I NDERFAQEVE TE KONTAKTIT.....	295
FIGURA A.21 PANELI I KUSHTEVE OPERATIVE TE MOTORIT.....	295
FIGURA A.22 PANELI ME TE DHENAT PER KARAKTERISTIKAT E CILINDRIT.....	296
Figura A.23 Paneli me te dhena per karakteristikat e kanaleve te pistonit.....	297
FIGURA A.24 PANELI I PERZGJEDHJES SE MODELEVE DHE NISJES SE SIMULIMEVE.....	298
FIGURA A.25 PANELI I PERZGJEDHJES SE MODELEVE DHE NISJES SE SIMULIMEVE.....	299
FIGURA A.26 NDERTIMI I MODELIT TE PISTONIT DHE DISKRETIZIMI ME ELEMENTE TE FUNDME NE PISDYN.....	300
FIGURA A.27 FUTJA E MODELIT PER ZGJIDHJE.....	300
FIGURA A.28 NDERTIMI I MODELIT TE KEMISHES SE CILINDRIT NE PISDYN.....	301
FIGURA A.29 NDERTIMI I MODELIT TE BLOKUT TE MOTORIT NE PISDYN.....	301
FIGURA A.30 ASEMBLIMI I MODELIT PERPARA NISJES SE ZGJIDHJES.....	301

TABELA 3.1 DISA NGA LEGURAT E ALUMINIT TË PËRDORURA PËR NDËRTIMIN E PISTONAVE[62].....	28
TABELA 3.2 LEGURAT E ALUMINIT DHE VETITE MEKANIKE TE TYRE [62].....	28
TABELA 3.3 KARAKTERISTIKAT E DISA LLOJE GIZASH TE PERDORURA NE FUSHEN E NDERTIMIT TE DETALEVE [62].....	30
TABELA 3.4 DISA NGA ÇELIQET E PERDORURA NE NDERTIMIN E DETALEVE MOTORIKE [62].....	301
Tabela 5.1 Vlerat tabelore per funksionin e shperndarjes se profileve te ashpersise.....	302
TABELA 6.2: VLERAT E ÇARJES SË UNAZAVE.....	127
TABELA 6.2: NDRYSHIMI I DISA PËRMASAVE .....	127
TABELA 6.3: NDRYSHIMI I MASAVE DHE TENSIONIT TË UNAZAVE .....	127
TABELA 6.4: NDRYSHIMI I KËNDEVE STATIKE TË UNAZAVE .....	128
TABELA 6.5: TABELA E NGARKESËS DHE SHPEJTËSISË .....	128
Tabela 6.6 Rezultatet numerike per rastin baze.....	187
Tabela 6.7 Rezultatet numerike per rastin 1.....	188
Tabela 6.8 Rezultatet numerike per rastin 2.....	188
Tabela 6.9 Rezultatet numerike per rastin 3.....	188
Tabela 6.10 Rezultatet numerike per rastin 4.....	189
Tabela 6.11 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa minimale.....	189
Tabela 6.12 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 30%.....	190
Tabela 6.13 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 50%.....	190
Tabela 6.14 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 70%.....	191
Tabela 6.15 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa Maksimale.....	191
Tabela 6.16 Rezultatet numerike per rastin 6.....	192
Tabela 6.17 Rezultatet numerike per rastin 7.....	192
Tabela 6.18 Rezultatet numerike per rastin 8/Vaj Monograde.....	192
Tabela 6.19 Rezultatet numerike per rastin 8/Vaj Multigrade.....	193
Tabela 6.20 Rezultatet numerike per rastin 9.....	193
Tabela 6.21 Rezultatet numerike per rastin 10.....	194

TABELA 7.3 KARAKTERISTIKAT E MOTORIT SIPAS PRODHUESIT .....	203
TABELA 7.2 REZULTATET E MATJEVE TE PRESIONIT TE CILINDRAVE.....	209
TABELA 7.3 REZULTATET E MATJEVE TEK CILINDRI.....	218
TABELA 7.4 REZULTATET E MATJEVE TEK PISTONI.....	219
TABELA 7.5 REZULTATET E MATJEVE TEK UNAZAT.....	219
TABELA 7.6 REZULTATET E MATJES SE PRESIONIT TE KOMPRESIONIT PAS RIMBYLLJES SE MOTORIT.....	225
TABELA 7.7 : REZULTATET E SIMULIMEVE PER MOTORIN E KONSUMUAR.....	237
TABELA 7.8 : REZULTATET E SIMULIMEVE PER MOTORIN E RI.....	237
TABELA 7.9 : REZULTATET E SIMULIMEVE PER FUQINE E HUMBUR NE TE DY RASTET.....	237
Tabela 8.1 Propozimi 1, varianti 1, piston me 2 unaza.....	246
Tabela 8.2 Propozimi 1, varianti 2, piston me 2 unaza.....	248
Tabela 8.3 Propozimi 1,varianti 3, piston me 2 unaza.....	250
Tabela 8.4 Propozimi 1, varianti 4, piston me 2 unaza.....	251
Tabela 8.5 Propozimi 1, varianti 5 piston me 2 unaza.....	253
Tabela 8.6 Propozimi 1, varianti 6, piston me 2 unaza.....	253
Tabela 8.7 Propozimi 1, varianti 7, piston me 2 unaza.....	256
Tabela 8.8 Propozimi 1, varianti 8, piston me 2 unaza.....	258
Tabela 8.9 Propozimi 2. Varianti 1 piston me 3 unaza.....	260
Tabela 8.10 Propozimi 2. Varianti 2 piston me 3 unaza.....	264

## *HYRJE*

Motorat me djegie të brendshme janë shumë të rëndësishëm për shoqërinë moderne, pasi kanë vënë në lëvizje gjithçka, nga automjetet tek trenat, anijet etj. Ato kanë luajtur një rol të pa zëvendësueshëm që nga revolucioni industrial e deri në kohët e sotme. Me avancimin teknologjik dhe me ndryshimet në kuadrot normative dhe ligjore ndërkombëtare, këto motorë përballen gjithnjë e më tepër me sfida të rëndësishme.

- Së pari, kalimi nga koncepti i motorëve me djegie të brendshme tek motorët elektrik.
- Së dyti, nevoja për t'ju përshtatur normave gjithnjë e më të ashpra ndaj kufizimit të emetimeve ndotëse në atmosferë.
- Së treti, nevoja për uljen e kostove operative për përdoruesin e mjetit dhe rritja e rendimentit të punës së motorit.
- Së katërti, rritja e ndërgjegjesimit të përdoruesve se automjetet me motor duhet të jenë më efektive por duhet të respektojnë edhe xhepin edhe ambientin.

Këto kushte, e bëjnë sot punën e inxhinierëve projektues të motorit një sfidë brenda sfidës për projektimin e motorëve modern.

Realizimi i sfidave të lartpërmendura ka nevojë për një qasje holistike ose totale, që të bashkërendojë zhvillimin teknik me tejkalimin e problemeve dhe vështirësive që lidhen me funksionimin. Në këtë disertacion jemi marrë me një nga këto sfida; Analizën e rrjedhjeve të gazit që ndodh në çiftëzimin piston-unaza-cilindër. Kjo rrjedhje nuk është një problem i izoluar në vetvete pasi ajo ndikon edhe tek konsumi i vajit lubrifikues. Duke pasur parasysh se projektimi tashmë i konsoliduar i motorit nuk i eliminon dot plotësisht këto rrjedhje, sfida e punës paraqitet që të kuptohet se nga cilët faktor ndikohen ato, dhe si mund të ndërhyjmë në projektet e reja që ti minimizojmë.



## ABSTRAKT

Dhoma e djegies së motorit me djegie të brendshme karakterizohet nga disa ngushtica nëpërmjet të cilave arrijnë të rrjedhin gazet në presion. Ngushticat më të rëndësishme janë ato që krijohen në çiftëzimin ndërmjet pistonit, unazave hermetizuese dhe cilindrit. Gazet që arrijnë të tejkalojnë unazat kanë një dinamikë komplekse pasi një pjesë rikthehet në dhomë, pjesa tjetër përfundojnë në karterin e motorit. Gjatë këtyre lëvizjeve ato mbartin me vehte hidrokarbure kryesisht të padjegura si dhe bëhen edhe vektor transporti për avuj dhe bulëza vaji lubrifikues.

Në këtë disertacion analizohet në detaj ky fenomen i rrjedhjes së gazeve.

Pas një panorame të publikimeve shkencore ndër vite, disertacioni strukturohet në një pasqyrim të elementeve kryesore nga pikëpamja teknologjike, projektuese dhe të materialeve. Në vijim analizohen ekuacionet kryesore të ekuilibrit mekanik të lëvizjes, ekuacionet e modelimit të rrjedhjes, ekuacionet e modelimit të presionit të vajit si dhe të karakteristikave sipërfaqësore të elementeve në kontakt. Këto ekuacione implementohen në softwerin Ricardo© RINGPACK dhe PISDYN.

Objektivi i disertacionit është që të analizohen parametrat më të rëndësishëm që ndikojnë tek aftësia mbajtëse e unazave si dhe të kuptohet se sa ndikojnë ato në terma numerik. Meqenëse këto parametra ndikojnë edhe punën e njëri-tjetrit, analiza e propozuar është ajo e ndryshimit të një parametri dhe mbajtja e të tjerëve në gjendjen fillestare. Krahasimet janë bërë ndërmjet rezultateve të një motori sipas projektit original dhe rezultateve të ndryshimit të parametrave. Për të gjithë këta parametra janë pasqyruar rezultatet, duke rijuar kështu një “hartë” të ndryshimit të rrjedhjeve ndaj ndërhyrjes tek parametrat. Pas një vlerësimi të vërtetësisë dhe cilësisë së rezultateve nëpërmjet simulimit virtual dhe matjeve në një motor real, disertacioni mbyllet duke dhënë disa propozime të implementueshme pa bërë ndryshime drastike në projekt. Një nga këto propozime është që të mbahet pistoni me tre unaza por të

ndryshohet unaza e parë ose të ndëhyhet tek hapësirat ndërmjet pistonit dhe cilindrit. Sipas rezultateve, këto hapësira mund të shfrytëzohen në favor të rritjes së presionit radial të unazave dhe rrjedhmisht të aftësisë mbajtëse.

Propozimi i dytë lidhet me mundësinë e implementimit të pistonave me dy unaza. Ndonëse vërtet me këtë skemë nuk konstatohet një reduktim i rrjedhjes së gazeve, nga ana tjetër rezultatet tregojnë një reduktim të rëndësishëm të konsumit të vajit dhe të humbjeve nga fërkimet mekanike.

Fjalët kyçe: rrjedhja e gazeve, motorët me djegie të brendshme, unazat hermetike, piston, cilindri, konsumi i vajit.

*ABSTRACT*

The combustion chamber of an internal combustion engine is characterized by several crevices through which pressurized gases can flow. The most important crevices are those created in the coupling between the piston, the sealing rings and the cylinder. The gases that reach the rings have a complex dynamics as one part returns to the combustion chamber and the other ends up in the engine crankcase. During these movements they carry with them mostly unburned hydrocarbons and also become a transport vector for vapors and lubricating oil bubbles.

This dissertation analyzes in detail this phenomenon of gas leakage.

After a panorama of scientific publications over the years, the dissertation is structured in a reflection of the main elements from the technological, design and material point of view. In the following, the main equations of mechanical equilibrium of motion, flow modeling equations, oil pressure modeling equations and the surface characteristics of the contact elements are analyzed. These equations are implemented in Ricardo software © RINGPACK and PISDYN.

The objective of the thesis is to analyze all the most important parameters that affect the bearing capacity of the rings and to understand how much they affect in numerical terms. Since these parameters also affect each other's work, the proposed analysis is that of changing one parameter and keeping the others in the initial state. Comparisons are made between the results of an engine according to the original design and the results of the change of parameters. For all these parameters the results are reflected, thus a "map" of the change of flows to the intervention in the parameters is created. After a validation of the veracity and quality of the results through virtual simulation and measurements in a real engine, the dissertation closes by giving some implementable proposals without making drastic changes to the project. One of these proposals is to maintain the three-ring piston but to change the

first ring or intervene in the spaces between the piston and the cylinder. According to the results, these spaces can be used in favor of increasing the radial pressure of the rings and consequently the sealing capacity.

The second proposal relates to the possibility and potential of implementing two-ring pistons. Although this scheme does not really show a reduction in gas flow, on the other hand the results show a significant reduction in oil consumption and losses from mechanical friction.

Keywords: Blow-by, internal combustion engines, piston rings, piston, cylinder, oil consumption.

## ***1. Fenomeni i rrjedhjes së gazeve, studimet e deritanishme dhe motivacioni i punës.***

### *1.1 Nevoja për energji dhe kriteret ambientale.*

Çdo aktivitet njerëzor sot lidhet ngushtë me mundësinë dhe nevojën për të lëvizur. Forma më e përhapur e lëvizjes është automobili i cili deri në ditët tona është vënë në lëvizje në sajë të motorit me djegie të brendshme. Ky motor, brenda të cilit oksidohet lëndë djegëse për të prodhuar energji mekanike, po përballet me dy probleme të rëndësishme për të ardhmen:

- 1) Ndotjen ambientale dhe problemet me legjislacionet gjithmonë e më të ashpra.*
- 2) Faktin se lënda djegëse nuk është e përhershme dhe se një ditë do të përfundojë.*

Këto probleme janë në fakt sfidat e inxhinierëve mekanik që projektojnë motorët modern. Janë sfida sepse ndërkohë që ligjet për ndotjen sa vijnë e ashpërsohen, po dalin në skenë automjete me motor elektrik, të cilat janë rivalët kryesorë të motorëve me djegie të brendshme. Që të vazhdojë të jetë vektor energjitik edhe në të ardhmen, motori me djegie të brendshme përveç pikave të forta që ka, duhet të jetë gjithmonë e më ekonomik dhe i pastër. Kjo mund të arrihet në dy drejtime kryesore : Të rritet dhe përmirësohet shfrytëzimi i lëndës djegëse dhe të ulen humbjet termodinamike dhe mekanike.

## *1.2 Fenomeni i rrjedhjeve të gazeve nga ngushticat e unazave*

Ky disertacion vërtitet mbi një fenomen që ndodh në pjesën qendrore të motorit me djegie të brendshme; rrjedhjen e gazeve nga dhoma e djegies nëpërmjet ngushticave dhe hapësirave të krijuara nga pistoni, unazat dhe cilindri.

Kjo rrjedhje, ose shfryrje, ndodh vazhdimisht gjatë gjithë ciklit të punës dhe ka një dinamikë shumë të ndërlikuar pasi varet nga disa faktorë. Kryesisht përzierja e gaztë rrjedh nga dhoma e djegies (presion i lartë) drejt zonës së unazave dhe karterit të motorit (presion i ulët), por shpeshherë vihet re edhe rrjedhja e anasjelltë që rikthen këtë përzierje nga zona e poshtme e karterit drejt dhomës së djegies.

Gazi që rrjedh nga dhoma përbëhet kryesisht nga ajër ose ajër dhe lëndë djegëse si edhe një përzierje me produktet e reaksionit të mëparshëm edhe hidrokarbure të tjera. Kjo përzierje, e cila karakterizohet nga një gjendje me presion dhe temperaturë relativisht të lartë, gjatë lëvizjes merr me vete edhe avuj të vajit lubrifikues.

Kësisoj dalin të qarta në pah problemet që lidhen me këtë fenomen, të cilat mund të renditen më poshtë:

- 1) Një sasi e fluidit të punës (ajër ose ajër + lëndë djegëse), pasi merr energji nga sistemi motor (ngjeshet nga turbina, ftohet, thithet dhe ngjeshet nga pistoni, kalon neper valvolat, etj), nuk merr pjesë në djegie dhe nuk prodhon energji të dobishme.
- 2) Masa gjatë lëvizjes nëpër zonën e unazave të pistonit ngopet me avuj vaji dhe transporton edhe pika vaji, duke favorizuar konsumin e shtuar të tij. Përveç avujve të vajit, kjo masë ajri përmban edhe hidrokarbure të djegura edhe të padjegura.

- 3) Një pjesë e kësaj mase rikthehet në dhomën e djegies mbasi ka mbaruar djegia ndërsa pjesa tjetër përfundon në karterin e motorit.
- 4) Sasia e gazeve që rikthehen në dhomë pas djegies është e pasur me hidrokarbure dhe e ngopur me vaj. Kjo sasi fut në dhomë produktet e djegies së ciklit të mëparshëm duke krijuar blozë në muret e dhomës si dhe në ngushticat e kandeleve apo injektorëve të karburantit.
- 5) Kjo masë komplekse ajri dhe bloze del nga dhoma nëpërmjet valvolave dhe mbërrin tek valvola E.G.R (exhaust gas recirculation – riqarkullimi i gazeve të djegura tek motoret e naftës), tek turbina dhe sistemet e trajtimit si filtrave dhe grimcave të imeta (filtrat dpf) dhe katalizatorët.
- 6) Kudo ku kalon kjo masë ajri ndikon në përkeqësimin e punës së këtyre elementeve: Blllokohen valvolat dhe aktuatorët, blllokohen filtrat dhe sistemet e trajtimit të gazeve, rritet presioni në kolektorët e shkarkimit, ulet performanca e motorit etj. Si rrjedhojë e kësaj situatë drejtuesi reagon duke kërkuar më tepër fuqi dhe duke shtuar konsumin e lëndës djegëse.
- 7) Sasia e gazeve që rikthehet në dhomën e djegies nëpërmjet valvolës E.G.R. (e pranishme si tek motorët e naftës ashtu edhe të benzinës, por me qëllime të ndryshme në secilin rast) ndihmon motorin që të reduktojë elementin ndotës NOx apo të rrisë rendimentin e tij. Por ky rikthim vjen edhe me një çmim, futjen në dhomë nëpërmjet kolektorëve të thithjes edhe të një sasive bloze dhe vaji e cila rritet me kohën.
- 8) Sasia tjetër e gazeve, që kalon unazat elastike, përfundon në dhomën e poshtme të motorit (nën-karteri), por kjo masë duhet të largohet pasi aty do sillte probleme në sajë të faktit se do ushtronte një presion më të madh se ai i ambientit.

9) Masa që përfundon në karter pasurohet edhe më tepër me avuj vaji dhe duhet domosdoshmërisht të largohet nga karteri. Kjo mund të bëhet nëpërmjet disa rrugëve:

- a) shkarkim direkt siç është në atmosferë
- b) shkarkim në atmosferë pasi të pastrohet nga vaji
- c) rifutje në tubat e kolektorit të thithjes e prej aty drejt dhomës së djegies.

Dalja e këtyre gazeve në atmosferë tanimë është e ndaluar, dhe praktikisht të gjithë automjetet sot pajisen me skema të qarkullimit të gazeve dhe rikthimin e tyre drejt dhomës së djegies.

Ky qarkullim mund të ndodhë nëpërmjet dy rrugëve të mundshme : duke ndjekur kanalet e vajit nga karteri për tek testata e prej aty për tek kolektori i thithjes, ose duke pajisur motorin me një tub specifik shfryrjeje nga dhoma e karterit drejt kolektorit.

Kjo rrugë qarkullimi e gazeve pajiset me një valvol e quajtur PCV (positive crankcase ventilation – ventilim pozitiv i karterit) dhe në disa raste edhe me një impiant me qëllim mbajtjen e vajit lubrifikues për moskalimin e tij në dhomë. Kjo skemë është e paraqitur në figurën 1.1

Problemi qëndron se ky impiant i quajtur ndarës ajër-vaj nuk është i detyrueshëm me ligj dhe rrjedhimisht pak automjete janë të pajisura që në fabrikë. Së dyti, ky impiant do sillte nevojën e shtuar për mirëmbajtje me kalimin e kohës, së treti, impianti do pengonte pikat dhe bulëzat e vajit por vështirësisht do pengonte edhe avujt e tij.



Duke qenë se jo të gjithë motorët pajisen me impiantin e largimit të vajit, atëherë kjo sasi gazi rikthehet për tek dhoma e djegies nga kolektori i thithjes, duke u rifutur aty për tu djegur.

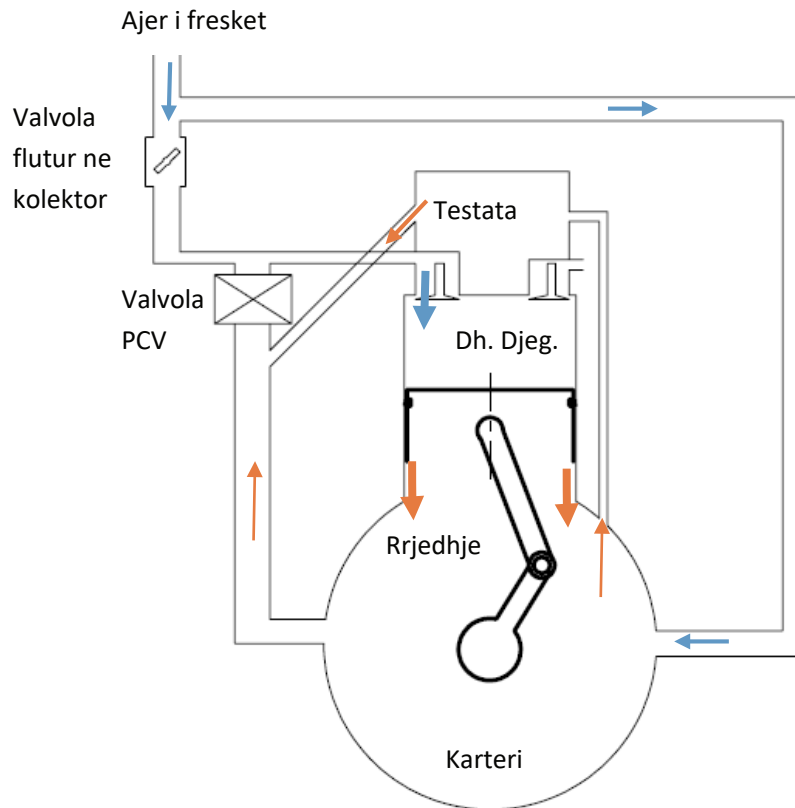


FIGURA 1.1 SKEMA E QARKULLIMIT TË GAZEVE NGA KARTERI PËR TEK DHOMA E DJEGIES DHE VALVOLA PCV.

### 1.3 Studimet e mëparshme në këtë fushë.

Studimet mbi fenomenin e rrjedhjeve i kemi hasur fillimisht në publikimet shkencore nga Eweiss, 1935, [1], Englisch, 1938, [2], Eichelberg, 1940, [3]. Këto

publikime janë edhe më të hershmet që kemi konstatuar dhe që e trajtojnë nga pikëpamja e modelimit matematik këtë fenomen. Një hipotezë interesante e formuluar prej tyre ishte rrjedhja adiabatike e gazit nga dhoma drejt ngushticave të unazave (adiabatike = pa shkëmbim nxehtësie me muret rrethuese).

Matjet e para të mirefilleta të sasise së rrjedhjeve i kemi gjetur në artikullin e Dukes [4] i cili konstatonte një sasi të madhe të rrjedhjeve në shpejtesi të larta por nuk jepte shpjegime justifikuese në dritën e njohurive të sotme se përse kjo ndodhte.

Në vijim janë disa punime shkencore të realizuara në Japoni nga Furuhami dhe Tada [5-6] të cilët rimorën punën e Eweiss dhe Englisch duke kombinuar qasjen analitike me rezultatet eksperimentale. Risia e këtyre punimeve ishte trajtimi i rrugëve të rrjedhjes si labirinte dhe jo si rrjedhje të thjeshta nëpërmjet disa ngushticave.

Ata konstatuan se rrjedhja e gazit është me afër një rrjedhjeje izotermale se sa adiabatike (domethene në një zonë të caktuar, gazi mund të njehsohet me temperaturën e mureve të zonës). Gjithashtu ata vënë re se rrjedhja nëpërmjet çarjes së unazës nga një zonë me presion të lartë në një zonë me presion të ulët kërkonte një kohë të caktuar dhe rrjedhimisht ata njehsuan një koeficient shkarkimi nëpërmjet çarjes i cili variohet në diapazonin 0.8 – 0.9.

Deri në këto pike, sikurse do shikohet në vijim, analizohet vetëm rrjedhja e gazit nëpërmjet çarjes së unazave dhe nuk merren në konsideratë rrjedhje të shkaktuara nga levizje të tjera apo drejtime të tjera.

Furuhami në publikimin [7] dhe me pastaj Namazian dhe Heywood në [8] analizuan edhe levizjet e unazave dhe konstatuan se modeli matematik që përfshin këto levizje në drejtimin aksial sillte rezultate më të përafërta me matjet eksperimentale.

Në vijim, de Dykes [4] arriti të regjistrojë gjatë eksperimentit edhe një levizje radiale të unazës e cila ndodhte në një kohë të caktuar dhe që shkaktonte një rritje të qartë të sasisë së gazeve të rrjedhura.

Levizjet radiale të unazave janë implementuar edhe në modelet analitike të Keribar [9], Rabute [10], Tian [11] etj. Nga sa del në pah nga literatura e konsultuar, analiza më e mirë dhe më e plote e levizjes radiale të unazave bëhet tek punimi i Przesmitzki [12-13], ndërkohë tek punimi i Lijima [15] gjendet rezultati i vrojtimit të eksperimentale të kolapsit radial të unazave.

Perpos këtyre, janë të shumta studjuesit që kanë analizuar levizjen radiale të unazave dhe pothuajse të gjithë arrijnë në përfundime të përbashkëta se kur unaza leviz në drejtimin radial (termi i saktë i përdorur gjërisht është kolapsi radial), atëherë vihet re një rritje e sasisë së gazeve të rrjedhura.

Në përgjithësi kolapsi radial duket që ndodh në rrethana të caktuara të punës së unazave por nuk është e mirëpërcaktuar se sa ndikim efektiv mund të ketë ky fenomen tek rrjedhja e gazeve pasi analizat propozohen kryesisht për një situatë të caktuar të punës së motorit.

Në vijim të analizës, në publikimet e Keribar [9], Tian [11], Liu [14], Koszałka [16] por edhe publikime të tjera të ngjashme, është marrë në konsideratë efekti i këndeve statike të unazave tek kontakti i tyre me cilindrin dhe efekti i këtij pozicioni tek aftësia mbajtëse e tyre. Në përgjithësi vihet re se unazat me kënd statik negativ ndikojnë në rritjen e rrjedhjeve ndërsa ato me kënd statik pozitiv sjellin një reagim më të mirë të tyre, gjithësesi nga këto publikime nuk është e qartë se në cilat kushte kjo gjë rezulton të ketë impakt më të madh.

Pershtatshmeria e unazës me cilindrin si edhe deformimi i cilindrit është një tjetër aspekt i rëndësishëm. Pershtatshmeria është shprehur me termin konformabilitet në

literature dhe lidhet shume me sforcimet mbetese nga procesi i prodhimit apo nga elasticiteti i unazes pas çarjes se saj. Sunden ne [17] jep nje panorame te teknikave te prodhimit te unazave si dhe sforcimet mbetese te unazave te lidhura me keto teknika. Nder punimet me te rendesishme te pershtatshmerise se unazave ndaj cilindrit mund te sjellim Muller [18] dhe Dunaevsky [19]. Kriteri i Muller i cili bazohet ne teorine e elasticitetit eshte me i thjeshte dhe me praktik ne perdorim por sjell rezultate me pak cilesore sepse nuk merr ne konsiderate efektin e çarjes se unazes, nderkohe qe kriteri i Dunaevsky qe vjen nga nje qasje me statistike, e cileson pershtatshmerine te mire kur rrezet e kurbaturave te unazes dhe cilindrit perkojne.

Punime te tjera mbi kete argument i hasim tek Tomanik [20-21] si dhe referencat [22-26] te cilat japin metoda te ndryshme per te llogaritur forcen e unazes mbi cylinder dhe pershtatshmerine e saj.

Deformimi i cilindrit eshte trajtuar me detaj ne referencen [27] ku analizohet aftesia mbajtese e unazave me dhe pa deformimin e cilindrit. Eshte e qarte se cilindri ka nje trajte deformimi komplekse e cila studiohet duke e ndare ne rende, duke filluar nga rendi zero qe eshte ai me madhesine me te madhe e duke vijuar ne se paku 4 rende te tjera. Secili rend ka nje shkak specifik. Ne punen e Kagnici dhe Akalin [28] propozohet nje analize e plote e ketij fenomeni dhe impakti mbi rrjedhjen e gazeve dhe konsumin e vajit, duke percaktuar rendin zero te deformimit si rendin tek i cili ndodh edhe levizja me e madhe e gazeve dhe vajit.

Piao dhe Gulwadi [29] propozojne nje analize interesante te deformimit te cilindrit mbi dinamiken radiale te unazave ndersa ne punimin e Grice [30] jepet ndikimi i seksioneve te ndryshme te unazave mbi nje cilindër te deformuar. Mierbach [31] analizon llojet e seksioneve te unazave mbi pershtatshmerine ndaj cilindrit tek disa motore me te sforcuar ku edhe deformimi mund te jete me i theksuar. Patwardhan [32] propozon nje analize jo-lineare per parashikimin e deformimit te cilindrit qe

mund të perdoret gjatë projektimit të tij ndërsa Abe etj. [33] realizojnë një matje të deformimit gjatë punës së motorit.

Në përgjithësi deformimi i cilindrit dhe pershtatshmeria e unazës është studjuar në detaj por ndërrimi i tyre me dinamikën e lëvizjes shpeshherë nuk të çon në një ide përgjithëse.

#### *1.4 Motivacioni i punës.*

Ky disertacion do të trajtojë problemin e rrjedhjeve të gazeve nga pikëpamja mekanike, duke analizuar sjelljen e elementeve kryesore të motorit që përbëjnë dhomën e djegies, në veçanti pistonin, unazat dhe cilindrin. Kjo analizë do zhvillohet duke ju referuar kushteve të punës dhe ndryshimeve që ato prodhojnë tek çiftëzimet dhe tolerancat, dhe do të hetohen bashkëveprimet kryesore ndërmjet tyre.

Në bashkërendim me fenomenin e rrjedhjes së gazeve është edhe fenomeni i lëvizjes dhe i konsumit të vajit lubrifikues. Do jetë e qartë gjatë zhvillimit të analizës se konsumi i vajit ka një ndërvarësi edhe nga rrjedhja e gazeve.

Në mënyrë po ashtu të ndërlidhur paraqitet edhe problemi i fërkimeve të unazave me cilindrin. Sa më të mëdha të jenë forcat e fërkimit ndërmjet unazave dhe cilindrit, aq më të mëdha do jenë humbjet mekanike. Por, nga pikëpamja e mbajtjes hermetike të gazeve, unazat duhet të ushtrojnë një forcë të madhe mbi cilindër.

Qëllimi i punës në këtë disertacion do të jetë që pasi të shtrohen ekuacionet e dinamikës së lëvizjes së gazeve dhe të unazave, të bëhet një analizë e të gjithë parametrave më të rëndësishëm që ndikojnë në këtë fenomen, duke realizuar kështu një “hartë” të këtyre humbjeve në funksion të kushteve të punës apo të elementeve të tjera të rëndësishme. Objektivi në pjesën përfundimtare do të jetë disa propozime për ndryshime nga projekti origjinal, me qëllimin e qartë që të arrihen të reduktohen

gazet që rrjedhin nëpërmjet unazave, dhe gjithashtu të reduktohet konsumi i vajit dhe të ulen edhe humbjet mekanike nga fërkimet. Këto propozime duhet të jenë realiste, konkretisht të realizueshme dhe me kosto ekuivalente me zgjidhjen fillestare.

## ***2. Funksionimi i motorave me djegie të brendshme dhe efektet e rrjedhjeve***

### *2.1 Motori me djegie të brendshme, llojet e ndryshme të motorëve.*

Motori me djegie të brendshme është një makinë volumetrike termike e cila prodhon energji mekanike dhe e kthen në punë, duke shfrytëzuar djegien e karburantit me ajrin në një dhomë të realizuar brenda vetë motorit. Nga procesi i djegie-oksidimit prodhohet një temperaturë dhe presion shumë i lartë, të cilat ju transmetohen gazeve duke i bërë që të zgjerohen. Ky zgjerim prodhon forcë të drejtpërdrejtë mbi muret që përbëjnë dhomën e ndër to pistonit, i cili e transmeton atë tek manivela e boshtit motorik nëpërmjet bjellës. Kjo forcë i detyron detalet mekanike që të kryejnë një lëvizje të kontrolluar, duke shndërruar energjinë termike në energji të dobishme mekanike [34].

Motorët kanë njohur një zhvillim të dukshëm teknik dhe teknologjik ndër vite, duke u nisur nga projektet e para të motorëve të viteve 1880 nga pionierët Jean Joseph Etienne Lenoir, Nicolaus Otto, Rudolf Diesel etj. [35]

Motorët mund të klasifikohen sipas disa kategorive, klasifikimi i parë mund të bëhet duke dalluar lëvizjen e pistonit sipas figures 1.1 të mëposhtme, ose mund të bëhen sipas kohëve të ciklit të punës, të shprehur në figurën 1.2, apo akoma sipas mënyrës së ndezjes së lëndës djegëse në dhomë.

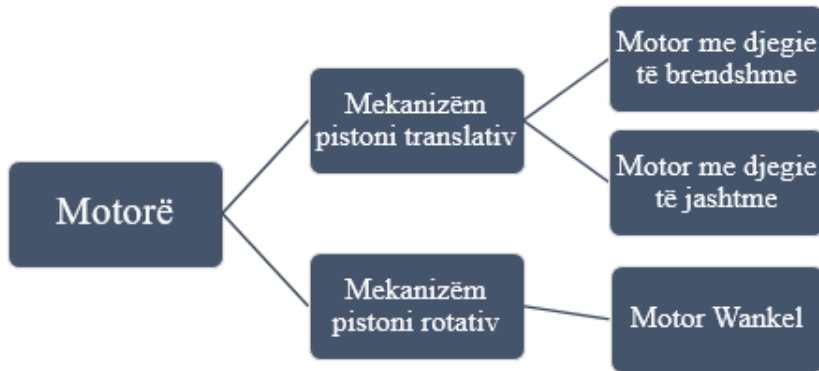


Figura 2.1: Klasifikimi i motorëve sipas lëvizjes së pistonit

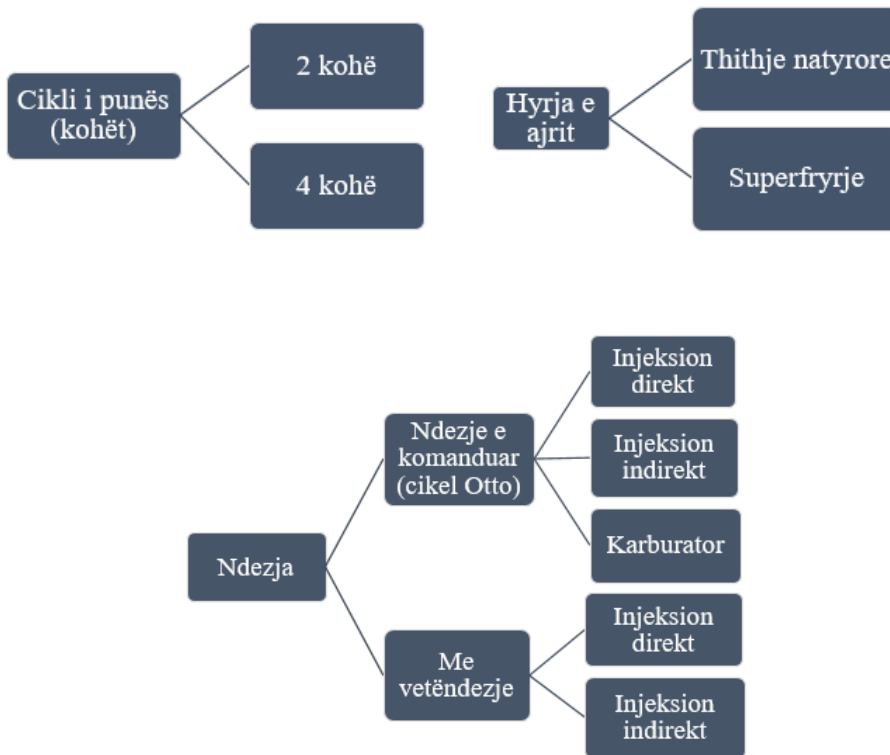


Figura 2.2: Klasifikime të tjera të motoreve



Objekti i kësaj teze do të jenë motorët me djegie të brendshme me pistonë që kryejnë lëvizje translative dhe që punojnë me cikël me 4 kohë. Nuk do dallojmë mbi natyrën e karburantit apo mbi mënyrën e ushqimit, pasi ekuacionet përbërëse që studjojnë fenomenin e rrjedhjes janë universale. Por duhet gjithashtu të specifikojmë se pavaresisht nga karakteristikat e ngjashme të punës ndërmjet motorëve me naftë dhe me benzinë, tek motorët e naftës kemi një pik presioni më të lartë ndërsa tek motorët e benzines kemi shpejtësi të motorit më të larta që sjellin forca inerciale më të mëdha. Gjithësesi, për sa kohë që fenomeni që po hetohet ndodh në hapësirën ndërmjet pistonit, cilindrit, dhe unazave hermetizuese atëherë do t'i japim kësaj pune një karakter sa më përgjithësues pavaresisht nga lloji i motorit, duke qenë se fenomeni udhëhiqet nga mekanizma dhe faktorë të ngjashëm tek çdo motor.

## *2.2 Fazat dhe proceset e punës së motorit me 4 kohë*

Motori me 4 kohë ka marrë këtë emër për arsyen se për të kryer një proces të plotë pune boshtit të motorit i duhen dy rrotullime të plota ( $720^\circ$  kënd manivele), që janë ekuivalente me 4 rrugë ose korsa të plota të pistonit ndërmjet dy pikave skajore; pika e sipërme e vdekur dhe pika e poshtme e vdekur.

Fazat e punës kanë këto karakteristika:

1. **Thithja** : Është faza e tërheqjes së ajrit brenda dhomës së djegies. Pistoni fillon të lëvizë nga pika e sipërme e vdekur (P.S.V.) dhe mbaron tek pika e poshtme e vdekur (P.P.V.). Në këtë fazë, valvola e thithjes duhet të jetë e hapur. Ajri thithet ose nga vakumi (depresioni) që shkakton lëvizja e pistonit, ose i detyruar nga ngjeshja e realizuar nëpërmjet mbifryrjes.
2. **Ngjeshja** : kjo fazë nis me pistonin afërsisht në P.P.V. dhe mbaron rreth pozicionit të P.S.V. Në këtë fazë, pistoni ngjesh ngarkesën që ndodhet në

dhomë (ajër ose përzierje ajër + lëndë djegëse), dhe që të dyja valvolat duhet detyrimisht të jenë të mbyllura.

3. **Djegia-zgjerimi** : kjo fazë njihet edhe me termin faza e fuqisë. Me fillimin e kësaj faze, boshti motorik i ka kryer rreth  $360^\circ$  kënd manivele dhe pistoni ndodhet në P.S.V. Me anë të një shkëndije elektrike tek motori me benzinë, ose nëpërmjet vetëndezjes nga presioni dhe temperatura tek motori me naftë, ngarkesa ndizet dhe menjëherë në dhomë rritet presioni dhe temperatura. Në këto kushte, mbi qiellin e pistonit ushtrohet presion dhe temperaturë e lartë që e detyrojnë atë të përshpejtojë dhe të transmetojë fuqinë dhe momentin tek boshti motorik.
4. **Shkarkimi** : pistoni lëviz nga P.P.V. drejt P.S.V. dhe nëpërmjet hapjes së valvolës së shkarkimit, e gjithë përzierja e produkteve të reaksionit nxirret jashtë drejt kolektorit të shkarkimit.

Skematikisht secila nga fazat mund të shihet në figurën 1.3 [34] më poshtë:

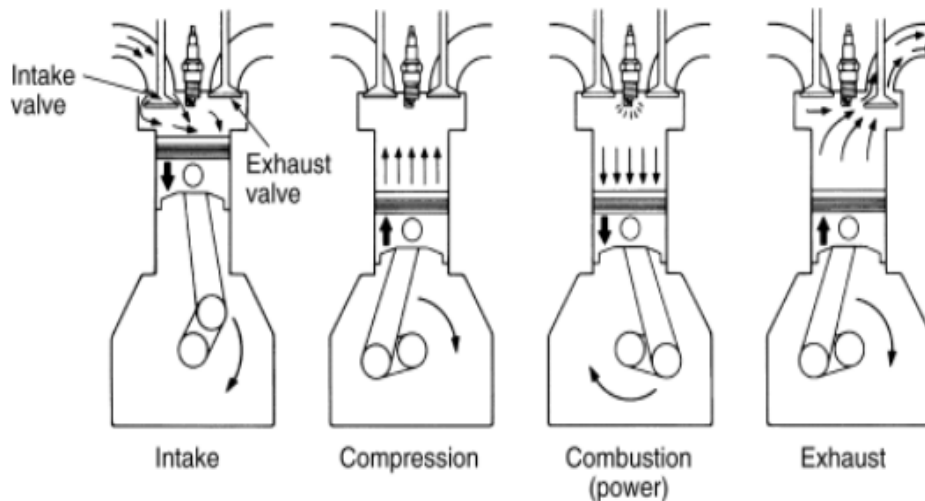


Figura 2.3: Fazat ose kohet e nje motori me djegie te brendshme me 4 kohe[35].

### 2.3 Procesi i djegies dhe krijimi i ndotësve

Lëndët djegëse më të përdorura në motorët me djegie të brendshme janë nafta dhe benzina, më pak të përdorur janë gazi natyror dhe gazi i naftës i kthyer në lëng (LPG). Në përbërjen e të gjitha lëndëve djegëse gjejmë në sasi të ndryshme oksid karboni CO, hidrogjen H<sub>2</sub>, metan CH<sub>4</sub>, dioksid karboni CO<sub>2</sub>, oksigjen O<sub>2</sub> dhe gaze inerte si azot N<sub>2</sub>. Në përgjithësi, formula e lëndës djegëse përmban në strukturën e saj karbonin C, hidrogjenin H, dhe oksigjenin O, dhe paraqitet në formën e përgjithshme C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>r</sub>.

Një përfaqësues i benzinës, Cetani, ka këtë formulë kimike 2C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> [36], ndërsa një përfaqësues i naftës mund të shprehet nëpërmjet formulës kimike C<sub>12</sub>H<sub>24</sub> [37]. Tek përbërësit e lëndëve djegëse të gazta, ose të lëngëta të përftuar nga ngjeshja e gazeve, mund të përmendim Metanin CH<sub>4</sub>, Propanin C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> dhe Butanin C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>.

Nga procesi i oksidimit korrekt të naftës me ajrin duhet të marrim si rezultat reaksioni CO<sub>2</sub> dhe H<sub>2</sub>O. Gjithsesi, si pasojë e raportit ajer-lende djegëse, kohes së ndezjes, shtjellave të ajrit në dhomë, përqendrimit të raportit ajer-lende djegëse etj, krijohen një sërë produktesh reaksioni të cilat sjellin problematika të ndryshme dhe duhen trajtuar ose reduktuar. Më të rëndësishmit janë monoksidi i karbonit CO, hidrokarburet e padjegura HC, oksidet e azotit NO<sub>x</sub> dhe grimcat e ngurta PM [38]. Secili nga keto elemente ka dinamikën e formimit.

Tek motori me benzinë kemi praninë e monoksidit të karbonit CO (i cili oksidohet në katalizator në CO<sub>2</sub>), oksidet e azotit NO<sub>x</sub> dhe hidrokarburet e padjegura HC. Në përgjithësi, motorët me benzinë prodhojnë më tepër CO dhe HC se sa motorët me naftë, ndërsa Nox dhe PM janë më të vogla ose deri të pa përfillshme krahasuar me motorin diesel [39].

Ndikimi i agjentëve ndotës në ambient dhe shëndet është i studiuar dhe dokumentuar gjerësisht. Oksidet e azotit, NO dhe NO<sub>2</sub> bashkeveprojne me avujt a ajrit apo me amoniakun për të dhënë acid nitrik (HNO<sub>3</sub>) i cili është një acid shumë korroziv dhe i demshëm për ambientin duke u rikthyer në tokë nepermjet të ashtuquajturve shira acide.

Monoksidi i karbonit CO është një substancë shumë e rrezikshme helmuese për shëndetin e njeriut. Ajo është një substancë pa erë, pa ngjyrë apo shije por lartësisht toksike e cila lidhet me hemoglobinen për të dhënë karboksihemoglobinen e cila pengon transportin e oksigjenit në trup.

Grimcat e ngurta PM<sub>10</sub> dhe PM<sub>2.5</sub> janë vertetuar se japin nderlikime të drejtpërdrejta tek shëndeti i njeriut. Keto grimca, si pasojë e dimensioneve shumë të vogla arrijnë të futen në indet e mushkerive duke shkaktuar probleme kardiovaskolare, azma apo edhe kancere të mushkerive. Keto grimca janë të pranishme kryesisht tek motoret e naftës.

Dioksidi i karbonit CO<sub>2</sub> është një substancë inerte për shëndetin e drejtpërdrejte të njeriut por është i vertetuar kategorikisht si përgjegjës për të ashtuquajturin efekt serre ndaj klimes globale.

Perveç ndotësve të mesipër të cilët emetohen në sasi të mëdha dhe për këto janë edhe problem më i madh, ka edhe ndotës tjerë që ndonëse dalin në sasi të vogla prapëseprapë shkaktojnë probleme të konsiderueshme. Nder më të rëndësishmit mund të citojmë Benzenin C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>, Ozonin si dhe perzierje të tjera organike. Benzeni është një hidrokarbur organik i cili është toksik për shëndetin e njeriut dhe mund të shkaktojë infeksione, probleme me sistemin imunitar deri edhe leucemi. Ozoni shkakton irritim të lekures dhe jep probleme respiratore. Ai është gjithashtu një përberës i smogut në ambientet urbane.

Ne referencen [40] ku diskutohen efektet e ndotesve te mesiperm, jepen edhe disa te dhena mbi shkaktaret e ketyre ndotesve. Duket e qarte se mjetet motorike jane pergjegjesit kryesor per nivelet e NO<sub>x</sub>, jane pergjegjes per rreth 20% per nivelet e dioksidit te karbonit CO<sub>2</sub>, jane pergjegjes per rreth 52% te sasise ne atmosfere te monoksidit te karbonit CO dhe jane pergjegjes per nje sasi jo te vogel te grimcave te ngurta PM. Keto ndotes ne fakt jane karakteristik te djegies se lendeve djegese ne ambiente industriale apo te perdorimit dhe manipulimit te hidrokarbureve te ndryshme. Rrjedhimisht ato hasen ne sasi dhe perqendrime te medha ne zona me zhvillim industrial te madh dhe me dendesi te larte njerezish dhe aktivitetesh te motorizuara.

#### *2.4 Studimet e ndikimit te rrjedhjeve ne emetimet e motoreve me djegie te brendshme*

Rrjedhjet nga dhoma e djegies ose pamundesia e mureve te saj per te realizuar nje volum te mbyllur hermetikisht sjellin vetem pasoja negative per funksionimin e motorit, te cilat jane permendur dhe komentuar ne kapitullin e meparshem. Ne vecanti nje sere studjuesish jane marre me studimin dhe analizen e permbajtjes kimike te ketyre gazeve tek motoret me djegie te brendshme. Heywood ne referencen [41] pohon se gazet blow-by ose rrjedhjet nga unazat elastike te pistonit perbejne pjesen me te madhe te gazeve qe rrjedhin nga cilindri dhe ndryshe nga rrjedhjet e tjera (nga valvolat, injektoret apo kandelet) kjo tipologji nuk mund te eliminohet komplet. Gazet e rrjedhura kalojne neper ngushticat ndermjet unazave dhe cilindrit dhe sipas Kuo [42] keto ngushtica jane edhe me te medhajate ne nje dhome djegie. Ne referencen [8] citohet se fluksi i gazeve te rrjedhura eshte nje humbje e drejteperdrejte fuqie tek nje motor dhe vleresohet qe kjo sasi te jete diku ndermjet 0.5 dhe 1.2 % e gjithe ngarkeses se fresket qe hyn ne nje cilindri. Humbja e fuqise dhe e rendimentit si pasoje e ketyre rrjedhjeve perlllogaritet te jete diku

ndermjet 2 dhe 7 % e totalit. Duhet te kujtojmë ketu se tek nje motor me ndezje elektrike keto gaze permbajne edhe karburant te fresket ndersa tek nje motor me vetendezje keto gaze ndikojne ne uljen raportit te kompresionit.

Ne referencat [43-45] citohet se ndonese volumi i ngushticave nder-unazore jane vetem rreth 2% e volumit total te dhomes se djegies, ato jane pergjegjese per rreth 38 % te emisioneve te hidrokarbureve te padjegura. Ndikimi i ngushticave te dhomes eshte studjuar edhe ne referencat [46-47]

Rose ne referencen [48] paraqet rezultatet e disa matjeve te ketyre gazeve dhe pohon se rreth 35 % e hidrokarbureve te emetuara nga nejt automjet vijne nga gazet e rrjedhura nga unazat e cilindrit. Nga matjet e bera mbi keto gaze pasi dalin nga dhoma e karterit duket se ato mund te permbajne deri ne 85 % perzierje ajer + lende djegese dhe kjo sasi shfaq trend rrites me rritjen e numrit te cilindrave. Me interes eshte edhe fakti se tek kjo reference vertetohet se sasia e hidrokarbureve te padjegura tek keto gaze eshte 10 deri 20 here me e larte se sasia e tyre tek gazet e shkarkuara nga dhoma e djegies.

Nje rezultat te ngjashem pohon edhe Patterson ne referencen [49] duke percaktuar se hidrokarburet e padjegura ne gazet e rrjedhura variojne ndermjet 20 dhe 35 % te totalit. Kjo analize i referohet motoreve me ndezje elektrike ku hidrokarburet jane me te larta dhe perbejne shqetesim edhe per vetine avulluese me te larte te benzines. Per motoret me vetendezje nuk ka matje apo te dhena tjera por duke qene se aty ka presione djegie dhe zgjerimi shume me te larta, aludohet se impakti i ketyre gazeve do jete gjithashtu me i larte.

Sipas Jaroszczyk [50] gazet e rrjedhura nga unazat e cilindrit kane ne perberjen e tyre N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, hidrokarbure te ndryshme (HC) dhe H<sub>2</sub>O.

Green ne referencen [51] propozon nje vezhgim eksperimental nepermjet nje cilindri te tejdukshem te ndodhise se rrjedhjes se gazeve nga dhoma drejt ngushticave te unazave dhe pastaj anasjelltas. Sipas studjuesve ky fluks gazesh eshte nje perzierje ajri me hidrokarbure te padjegura por edhe me produkte te reaksionit te cilat levizin neper ngushticat e unazave ne drejtim te karterit por edhe ne drejtim te dhomes ne fillim te fazes se shkarkimit.

### *2.5 Studimet e deritanishme te ndikimit te rrjedhjeve ne konsumin e vajit lubrifikues*

Duke ju referuar studimeve mbi konsumin e vajit lubrifikues tek motoret, del ne pah se nje nder mekanizmat e konsumit te vajit eshte transporti qe i ben rrjedhja e gazeve kur ajo kalon neper zonen e unazave te pasur me vaj. Kjo evidence pohohet ne referencen [52] nga Delvigne ku sakesohet se sasia e vajit te konsumuar eshte nderlidhur me sasine e gazeve te rrjedhura. Koch ne referencen [53] specifikon mekanizmat me te cilat gazet bejne te mundur transportin e vajit. Ne menyre specifike pohohet se gazet ne temperature te larte dhe presion e transportojne vajin nepermjet nje perthithje por edhe nepermjet nje avullimi te vete vajit si pasoje e temperatures.

Ne referencen [54] analizohet impakti i vajit te konsumuar ne emetimet ndotese te motoreve te naftes per punime te renda. Sipas references transporti i vajit si pasoje e veprimit te gazeve mund te jete pergjegjes per rreth 10 – 15 % te sasise totale te konsumit te vajit (pjesa me e madhe, rreth 50 %, i faturohet levizjes se unazes se pare dhe efektit pompues qe shkakton kjo levizje). Tendenca per konsum rritet me rritjen e shpejtesise dhe ngarkeses dhe llogaritet qe vaji total qe digjet ne dhomen e djegies te jete pergjegjes per 20 – 30 % te sasise totale te grimcave te ngurta PM te prodhuara nga keto motore.

Arnault ne referencen [55] pohon se po te montohej ne motoret me djegie te brendshme nje impiant qe te ndante avujt e vajit nga gazet e rrjedhura ne karter perpara se keto te rifuteshin ne procesin e thithjes, do te kishim nje kursim qe mund te shkoje nga 10 deri ne 50 % te vajit lubrifikues te konsumuar nga motori.

### *2.6 Studimet e ndikimit te rrjedhjeve ne performancen e motorit me djegie te brendshme.*

Zhao ne referencen [56] ben nje analize krahasuese ndermjet matjeve dhe llogaritjeve analitike te presionit ne cilindrin e nje motori, me dhe pa perfshirjen e hapesirave nder-unazore. Sipas rezultateve nese e neglizhojme kete hapesire atehere presioni ne dhome do te rritej me afro 2 Mpa. Rrjedhimisht, studjuesi pohon se gjate djegies rreth 25 % e mases se gazeve ne cilindër hyjne neper keto hapesira ose ngushtica, afro 4 % perfundon ne karter si rrjedhje, rreth 1 % mbetet neper keto hapesira ndersa pjesa tjeter rikthehet ne dhome si mase e pasur kryesisht me hidrokarbure te padjegura.

Rezultate te ngjashme arrin edhe Rakopoulos ne referencen [57].

Koszalka ne referencen [58] propozon nje krahasim te ndikimit te ketyre gazeve ne dy motore me naftë, njeri model i vjeter, me paradhome dhe me thithje natyrore ndersa tjetri model modern me injeksion direkt dhe me turbo. Po te mund te eliminoleshin keto rrjedhje, fuqia dhe momenti maksimal i motorit mund te permiresohen deri ne + 1 % ndersa nje trefishim i sasise se rrjedhjeve (duke supozuar nje motor shume te konsumuar) do te sillte nje ulje te ketyre parametrave ndermjet 1.2 dhe 2 %. Ndikimi i rrjedhjeve ne konsumin e karburantit vleresohet te kete incidence me te larte ne shpejtesi dhe ngarkesa te uleta, ndersa per motoret shume te konsumuar, incidenca e rrjedhjeve ne konsumin e karburantit mund te arrije deri ne 7 %.



Rao ne referencen [59] propozon nje analize termodinamike te dhomes se djegies dhe ndikimit te rrjedhjeve ne presionin dhe temperaturen e ngarkeses ne kushtet e nisjes se motorit ne temperature te ulet ambientale. Sipas rezultateve, ndikimi i rrjedhjeve neper ngushtica ka te njejtin efekt me humbjen e nxehtesise se perzierjes kundrejt mureve te ftohta te dhomes. Ne terma sasiore, efekti i rrjedhjeve do ishte ekuivalent me uljen e presionit pik ne dhome me afro 7 bar. Nje rezultat te ngjashem ka marre edhe Cheng ne referencen [60] ku pohohet se presioni mesatar indikatorial shfaqte renje ne menyre lineare me rritjen e rrjedhjeve. Ky korelacion ishte me i theksuar gjate nisjes dhe ne shpejtesite e uleta kur edhe sasia e gazeve te rrjedhura resulton te jete me e larte por edhe per faktin se norma e çlirimit te nxehtesise eshte me e ndjeshme ndaj rrjedhjeve te keto momente.

Chang ne referencen [61] pohon se fuqia e motoreve me nafte peson nje renje ndersa konsumi shfaqet i rritur persa kohe sasia e gazeve te rrjedhura jane ne rritje. Gjithashtu ne kete reference pohohet se rrjedhja e gazeve ndikon edhe ne nje vonese ne Kohen e ndezjes se ketyre motoreve.



### ***3. Elementët kryesorë të dhomës së djegies: pistoni, unazat hermetizuese dhe cilindri.***

#### *3.1 Pistoni, detyrat që duhet të përmbushë.*

Pistoni është elementi mekanik parësor që me formën dhe lëvizjen e tij, e kthen punën e gazeve në punë mekanike dhe fuqi. Ai është një trup cilindrik, i cili lëviz ndërmjet dy pikave fundore të korsës së tij duke përçuar forcën e presionit të gazeve për tek boshti motorik. Lëvizja translative bëhet e mundur pasi pistoni rrëshqet mbi muret e cilindrit, ku sipërfaqet e të dy elementeve kanë një cilësi sipërfaqësore jashtëzakonisht të lartë. Gjithësesi, nuk mjafton që të ketë kontakt të mirë ndërmjet tyre për të izoluar dhomën e djegies nga pjesa e poshtme e motorit, kështu që të vendosen disa elementë mbajtës të gazeve në presion, rol të cilin e luajnë unazat elastike. Këto unaza kryejnë rolin e elementit hermetizues por edhe atë të kontrollit të vajit lubrifikues mbi murin e cilindrit si edhe funksione të tjera. Elementë të tjerë të rëndësishëm dhe që lidhin të lartpërmendurit janë spinoti dhe biella, por këto të fundit janë dytësorë në optikën e problemit thelbësor të trajtuar në këtë disertacion.

#### *3.1.1 Pistoni në motorat me djegie të brendshme.*

Pistonit tek motori me djegie të brendshme i kerkohen të kryejë disa funksione, ku mund të rendisim [62-63]:

- Transmetimi i forcave dhe ngarkesave për tek mekanizmi bjellë-manivelë
- Hermetizimi i dhomës së djegies
- Udhëheqja e bjellës
- Largimi i nxehtesisë për tek muri i cilindrit
- Pozicionimi korrekt i unazave në kontakt me cilindrin

- Realizimi i nje perzierje sa më të mirë te ngarkeses në dhomë (nëpërmjet formave të sipërfaqes ballore të tij)
- Favorizimi i shtjellave të ajrit
- Humbje sa më e vogel nga fërkimi mekanik dhe ai hidrodinamik

Qe te kryejë ato “detyra”, pistoni duhet te plotesojë disa kriteret teknike dhe teknologjike, ndër të cilat mund të permendim:

- Qëndresë mekanike
- Qëndresë ndaj agjenteve kimik dhe korroziv
- Qëndresë ndaj gradientit të temperaturave
- Cilësi e lartë siperfaqesore për të ulur fërkimin
- Koefiçent i larte i perçimit te nxehtesise nepermjet trupit te tij
- Aftesi te mira izoluese termike te dhomes se djegies
- Qëndresë të lartë ndaj konsumit te siperfaqeve
- Pershtatshmeri e larte ndaj kushteve te punes
- Peshe te ulet por forme gjeometrike te pershtatshme
- Bymim termik i vogël

Sikurse del ne pah nga pikat e mesiperme, disa nga kriteret jane ne kundërshtim me njeri-tjetrin, qe e ben projektimin e pistonit nje sfide tejet e veshtire dhe tejet specifike per çdo motor më vete.

Ne figurën 3.1 jepet gjysëm seksioni i nje pistonit automobilistik me emërtimet e disa zonave të tij karakteristike. Nga kjo figurë mund të vihen re edhe pjesët kryesore që realizojnë funksionet e lartpërmendura.

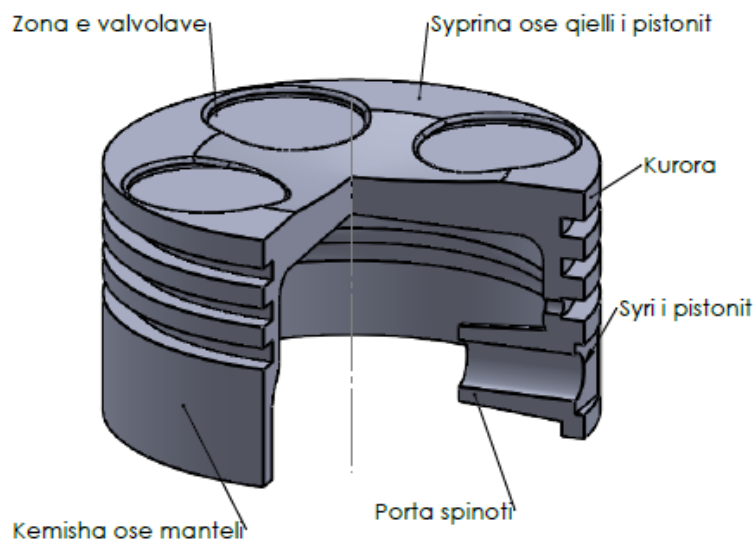


Figura 3.1 Gjysem seksioni i nje pistonit dhe emertimi i disa zonave karakteristike te tij

Syprina eshte siperfaqja ku gazet me temperature dhe presion te larte perplasen me pistonin, duke u kthyer ne force. Kurora, sebashku me kanalet lejon montimin e unazave elastike dhe realizon mbylljen e dhomes se djegies nga pjesa e poshtme e cilindrit.

Kemisha, nepermjet kontaktit me cilindrin eshte elementi qe drejton levizjen e mekanizmit piston-bjelle dhe mban persiper forcen shtytese anesore. Syri i pistonit dhe porta-spinoti jane zonat ku futet spinoti qe lidh pistonin me bjellen.

Zona e valvolave, e cila nuk eshte perhere e pranishme tek pistonin, ben te mundur qe te menjahet kontakti i syprines me valvolat kur pistonin eshte ne afersi te pikes se siperme te vdekur. I gjendur ne ballin e presioneve, temperaturave dhe forcave inerciale, pistonin i duhet te bymeht termikisht dhe te deformohet nga ngarkesat. Ky deformim varet drejtperdrejt nga materiali, nga ngarkesat por edhe nga aftësia e sistemit ftohës.

Që t'i përshtatet sa më mirë kushteve të punës, pistonit preferohet të jetë i lehtë, të ketë një përcjellshmëri të lartë termike dhe një qëndrueshmëri të mirë mekanike. Përcjellshmëria termike është shumë e rëndësishme pasi sjell një shpërndarje të lartë dhe uniforme të temperaturës. Temperaturë më e ulët do të thotë që mund të pranojë ngarkesa më të larta. Gjithësesi duhet të kuptohet qartë se është i rëndësishëm edhe çiftëzimi me elementet e tjera sikurse spinoti apo cilindri, të cilët mund të jenë të përbëra nga materiale të ndryshme nga ai i pistonit.

### *3.1.2 Pistonat prej lidhjeve të aluminit.*

Pistonit që përdoret në motorat automobilistik është kryesisht i ndërtuar prej lidhjeve të aluminit sebashku me silic dhe baker [62]. Pistoni prej alumini ka disa avantazhe të dukshme sikurse është pesha e lehtë, përcjellshmëria e lartë apo kostoja e ulët e përpunimit të tij. Në anën tjetër, koeficienti i lartë i bymimit linear të materialit si edhe qëndrueshmëria e ulët, si mekanike ashtu edhe sipërfaqësore, e bëjnë aluminin një material pak të përshtatshëm për motorët me fuqi specifike të madhe. Për këtë qëllim i shtohet silici që të përmbajë zgjerimin termik të aluminit dhe të përmbajë qëndrueshmërinë ndaj konsumit, ndërkohë që bakri i përmbajë karakteristikat e qëndrueshmërisë në soliditet. Pistonat e përbëra prej lidhjeve të aluminit prodhohen kryesisht nga derdhja në forma të fonderise por mund të realizohen edhe nëpërmjet farketimit.

Në tabelën e mëposhtme 3.1 jepen disa lidhje alumini sipas prodhuesit [62], ku tregohen elementet shtesë në sasi sipas përqindjes në peshe.

Tabela 3.1 Disa nga lidhjet e aluminit të përdorura për ndërtimin e pistonave[62].

	M124	M126	M138	M244
	AlSi12CuMgNi	AlSi16CuMgNi	AlSi18CuMgNi	AlSi25CuMgNi
Si	11.0–13.0	14.8–18.0	17.0–19.0	23.0–26.0
Cu	0.8–1.5	0.8–1.5	0.8–1.5	0.8–1.5
Mg	0.8–1.3	0.8–1.3	0.8–1.3	0.8–1.3
Ni	0.8–1.3	0.8–1.3	0.8–1.3	0.8–1.3
Fe	maks. 0.7	maks. 0.7	maks. 0.7	maks. 0.7
Mn	maks. 0.3	maks. 0.2	maks. 0.2	maks. 0.2
Ti	maks. 0.2	maks. 0.2	maks. 0.2	maks. 0.2
Zn	maks. 0.3	maks. 0.3	maks. 0.3	maks. 0.2
Cr	maks. 0.05	maks. 0.05	maks. 0.05	maks. 0.6
Al	pjesa mbetëse	pjesa mbetëse	pjesa mbetëse	pjesa mbetëse

Tabela 3.2 Lidhjet e aluminit dhe vetite mekanike te tyre [62].

ALUMINI		M124	M126, M138	M124 e farketuar
Ngurtësia HB10	20°C	90–130	90–130	100–125
Sforcimi maks. Rm [Mpa]	20°C	200–250	180–220	300–370
	150°C	180–200	170–200	250–300
	250°C	90–110	80–110	80–140
	350°C	35–55	35–55	50–100
Sforcimi rrjedh. Rp02 [Mpa]	20°C	190–230	170–200	280–340
	150°C	170–210	150–180	220–280
	250°C	70–100	70–100	60–120
	350°C	20–30	20–40	30–70
Zgjatimi maks. ne keputje [%]	20°C	< 1	1	< 1
	150°C	1	1	4
	250°C	3	1.5	20
	350°C	10	5	30
Moduli elast. E [Mpa]	20°C	80,000	84,000	80,000
	150°C	77,000	80,000	77,000
	250°C	72,000	75,000	72,000
	350°C	65,000	71,000	69,000
Percjellshmeria termike $\lambda$ [W/mK]	20°C	145	140	155
	350°C	155	150	
Bymimi linear termik $\alpha$ [ $10^{-6}$ m/mK]	20 - 100°C	19.6	18.6	19.6
	20 - 200°C	20.6	19.5	20.6
	20 - 300°C	21.4	20.2	21.4
Dendësia $\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	20°C	2.68	2.67	2.68

Ne tabelen 3.2 jepen vetite karakteristike per disa nga lidhjett e mesiperme, te ndara sipas prodhimit me derdhje apo sipas prodhimit me deformim plastik (farketim). Duket e qarte se materiali qe merret nga farketimi shfaq nivele qëndrese më të larta si edhe një zgjatim në këputje më të lartë.

### *3.1.3 Pistonat me bazë hekurin.*

Tek motorët e automobilave me fuqi të lartë apo motorët e mjeteve të punimeve të rënda, alumini nuk mjafton për të garantuar një qëndresë të mjaftueshme ndaj ngarkesave, në këto raste pistonat ndërtohen prej gize ose çeliku. Këto materiale, përkundrajt një peshe më të lartë, garantojnë një bymim më të ulët dhe një qëndrueshmëri më të madhe, por shpeshherë kanë nevojë që të ftohen nëpërmjet lëngut ftohës, që në këtë rast është vaji lubrifikues. Këto pistona realizohen në fonderi nga derdhja në forma të posaçme, por mund të realizohen edhe nëpërmjet punimit mekanik me heqje ashkle. Ekziston mundësia që të realizohet një piston alumini dhe t'i vendoset një "përforcim" lokal tek kanalet e unazave i përbërë prej hekuri, ose të realizohet një piston hibrid i përbërë nga pjesë me materiale të ndryshme të montuara sëbashku mekanikisht [62].

Giza karakterizohet nga një përmbajtje e karbonit në lidhje që e kalon 2%, kjo sasi e rrit brishtësinë e saj dhe e bën të pa përshtatshme për përpunim me deformim plastik por kryesisht për derdhje në fonderi dhe përpunim mekanik me heqje ashkle. Tabela 3.3 na jep një përmbledhje të karakteristikave kryesore të gizave më të përdorura në këtë fushë.



Tabela 3.3 Karakteristikat e disa lloje gizash te perdorura ne fushen e ndertimit te detaleve [62].

GIZA		Gize austenitike per kanalet e unazave.		Gize me grafitte sferoidale per trupin e pistonit
		Lamelare	Sferoidale	
Elementet lidhes [% ne peshe]	C	2.4-2.8	2.4-2.8	3.5-4.1
	Si	1.8-2.4	2.9-3.1	2.0-2.4
	Mn	1.0-1.4	0.6-0.8	0.3-0.5
	Ni	13.5-17.0	19.5-20.5	5 0.6-0.8
	Cr	1.0-1.6	0.9-1.1	-
	Cu	5.0-7.0		< 0.1
	Mo			
	Mg		0.03-0.05	0.04-0.06
Ngurtësia HBW 30		120-150	140-180	240-300
Sforcimi maks. Rm [Mpa]	20°C	190	380	700
	100°C	170		640
	200°C	160		600
	300°C	160		590
Sforcimi rrjedh. Rp02 [Mpa]	20°C	150	210	420
	150°C	150	150-180	390
	250°C	140	70-100	360
	350°C	140	20-40	350
Zgjatimi maks. ne keputje [%]	20°C	2	8	2
Moduli elast. E [Mpa]	20°C	100,000	120,000	177,000
	200°C			171,000
Percjellshmeria termike $\lambda$ [W/mK]	20°C	32	13	27
Bymimi linear termik $\alpha$ [ $10^{-6}$ m/mK]	20 - 100°C	19.6	18.6	19.6
	20 - 200°C	18	18	12
Dendësia $\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	20°C	2.68	2.67	2.68

Lidhjet e hekurit te cilesuara si çelique kane nje permbajtje te karbonit qe nuk arrin vlerat 0.8%, per kete arsye ato jane te pershtatshme per tu perdorur nepermjet teknikave te deformimit plastik. Elementet e ndryshem lidhes japin karakteristika te permireshuara te qëndrësës se por edhe te perpunimit mekanik, sikurse tregohet ne tabelen 3.4 poshte [62].

Tabela 3.4 Disa nga çeliquet e perdorura ne ndertimin e detaleve motorike [62].

ÇELIKU		42CrMo4	38MnVS6
Elementet lidhes [% ne peshe]	C	0.38–0.45	0.34–0.41
	Si	maks. 0.40	0.15–0.80
	Mn	0.60–0.90	1.20–1.60
	Cr	0.90–1.20	maks. 0.30
	Mo	0.15–0.30	maks. 0.08
	P	maks. 0.035	maks. 0.025
	S	maks. 0.035	0.020–0.060
	V		0.08–0.020
	N		0.010–0.020
Ngurtesia HB10		265–330	240–310
Sforcimi maks. Rm [Mpa]	20°C	920–980	910
	130°C	870–960	860
	300°C	850–930	840
	450°C	630–690	610
Sforcimi rrjedh. Rp02 [Mpa]	20°C	740–860	610
	130°C	700–800	570
	300°C	680–750	540
	450°C	520–580	450
Zgjatimi maks. ne keputje [%]	20°C	12–15	14
	300°C	10–13	11
Moduli elast. E [Mpa]	20°C	370–440	370
	300°C	340–400	320
Percjellshmeria termike	20°C	44	38
	300°C	40	39
Bymimi linear termik $\alpha$ [ $10^{-6}$ m/mK]	20 - 300°C	13.2	13.1
	20 - 450°C	13.7	13.7
Dendesia $\rho$ [ $g/cm^3$ ]	20°C	7.8	7.78

### 3.1.4 Bokullat tek syri i pistonit.

Syri i pistonit mund te pajiset me nje unaze ose bokull te perbere nga nje trup çeliku dhe veshje bronzi ose lidhje te tij. Ky element ka funksionin qe te ule ferkimin me spinotin, duke qene se mund te perpunohet me nje silesi siperfaqësore të lartë dhe në mënyrë më të lehtë dhe ekonomike se syri i pistonit. Montimi tek pistonit realizohet me interferencë. Në rastin e pistonave prej alumini, kjo bokull rrit qëndrueshmërinë ndaj lodhjes të vetë syrit të pistonit, ndërsa në rastin e pistonave prej lidhjeve të hekurit, duhet të garantohet që të ketë një bymim termik të ngjashëm

me atë të materialit bazë si edhe rezistencë ndaj korrozionit të shkaktuar nga elementet acide të vajit lubrifikues apo gazeve që rrjedhin nga dhoma e djegies.

Figura 3.3 ilustron qartesisht përdorimin e këtyre bokullave prej bronzi në një piston automobilistik.

### *3.1.5 Veshja e sipërfaqes së pistonit.*

Duke qenë se pistonit dhe cilindrit kanë një cilësi sipërfaqësore të lartë ato arrijnë koeficientë fërkimi të ulët në kontaktin ndërmjet tyre, por gjithësesi, sipërfaqja e këmbës së pistonit e cila është në kontakt me cilindrin, trajtohet nga pikëpamja sipërfaqësore me një veshje specifike. Kjo veshje ka si qëllim që të mënjanojë saldime lokale ndërmjet cilindrit dhe pistonit si edhe të parandalojë konsumin dhe “gripimin” e sipërfaqes. Nevoja për mbrojtje sipërfaqësore vjen si pasojë e deformimeve të ndryshme (mekanike dhe termike) të dy trupave, ose kur nuk ka mjaftueshëm vaj (nisja në temperaturë të ulët), ose kur motori është ende i ri dhe sipërfaqet nuk janë “shtruar” ende. Veshjet më të përdorshme duhet të garantojnë një përshtatshmëri të lartë tribologjike me materialin përbërës të cilindrit [62].

### *3.1.6 Veshje me grafit.*

Ndër më të përdorurat gjejmë veshjen me një shtresë grafiti me trashësi deri 20 µm, e përshtatshme për të gjithë llojet e pistonave të çiftëzuar me cilindra prej gize. Grafiti është një shtresë karboni e lidhur me një matricë polimeri, mund të qëndrojë deri në 250° C dhe duron korrozionin nga vaji. Matrica lidhëse garanton një shtresë të vefshme mbështetëse në fillimin e punës së motorit kur vaji është ende i ftohtë ose nuk ka arritur të gjithë sipërfaqen e cilindrit [62].

### *3.1.7. Veshje me kallaj.*

Kallaji është një material i butë dhe i deformueshëm, kësaj është i përshtatshëm për tu përdorur në veshjen e këmishës së pistonit me një trashësi 1-2  $\mu\text{m}$ . Trashësia më e vogël dhe qëndrueshmëria më e ulët ndaj konsumit, e bën këtë material të përshtatshëm të përdoret tek motorat automobilistik me ndezje elektrike, ku forcat anësore mbi murin e cilindrit nuk janë sa ato të motorave me vetëndezje. Zakonisht përdoret me cilindra prej gize [62].

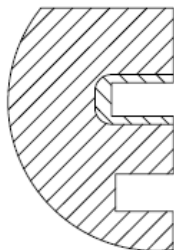
### *3.1.8. Veshje me legurë hekuri.*

Kur materiali i cilindrit është një legurë alumini, atëherë zgjidhjet teknike të mësipërme nuk vlejnë më pasi nuk do kishte përshtatshmëri tribologjike sipërfaqësore dhe do sillnin gripim të lartë dhe konsum të shpejtë të tyre. Kësaj, në këto raste specifike përdoret një veshje prej hekuri, me trashësi deri në rreth 14  $\mu\text{m}$ , dhe me një fije shumë të hollë kallaji për kohën e shtrimit. Pistonat e veshur me këtë legurë gjejnë aplikim tek motorat me ndezje elektrike pasi motorat me vetëndezje zakonisht nuk përdorin cilindra alumini [62].

### *3.1.9. Përforcimi i zonave më të sforcuara.*

Motorat me vetëndezje kanë qenë vazhdimisht më të sforcuar në sajë të ngarkesave më të mëdha, dhe kjo ka sjellë edhe nevojën për përmirësim të detaleve punuese qoftë të llojit strukturor qoftë të llojit sipërfaqësor. E kemi përmendur më sipër mundësinë për të vendosur një “përforcim lokal” tek kanali i unazës së parë të përbërë zakonisht prej gize ose çeliku, sidomos tek një piston prej alumini. Kjo teknikë është përdorur shumë tek motorët e me vetëndezje por së fundmi po përhapet me shpejtësi edhe tek motorët me ndezje elektrike. Në praktikë, kanali i unazës së

parë futet në formë, ose saldohet tek trupi i pistonit mbas derdhjes së materialit dhe rezultati final tregohet tek figura e mëposhtme 3.2.



*Figura 3.2 Seksioni i zmadhuar i pjesës së kanaleve me përforcimin e kanalit të unazës së parë me material tjetër nga ai i trupit.*

Gjithësesi, trajtimi sipërfaqësor vijon të mbetet një nevojë e vazhdueshme edhe kur kemi një kombinim të tillë, sidomos për të ulur mundësinë e saldimeve lokale të sipërfaqeve në kontakt. Ndër më të përdorurat kemi trajtimet anodizuese të kanalit të unazës së parë, me një trashësi rreth  $15 \mu\text{m}$ , të cilat e ngurtësojnë dukshëm sipërfaqen dhe e kthejnë pothuajse në një strukturë qeramike duke mënjanuar kontaktin metal-metal. Ky lloj trajtimi oksidues gjen përdorim edhe në kurorën e pistonit me qëllim parandalimin e mikro-plasaritjeve sipërfaqësore. Tek kurora zakonisht realizohet një shtresë dukshëm më e madhe (rreth  $80 \mu\text{m}$ ), dhe ka si qëllim që të eliminojë sforcimet në shtypje me ato të shkaktuara nga kjo shtresë.

Përveç këtyre teknikave, mund të përdoren edhe fosfatizimet, veshjet me grafit apo edhe kromimi i sipërfaqeve të kurorës dhe kanalit të unazës së parë. Kjo e fundit gjen zbatim kryesisht tek motorët me vetëndezje që mund të përdorin karburante të rënda dhe të pa përpunuara. Këto karburante përmbajnë grimca të ngurta si edhe përqëndrim të lartë squfuri, i cili prodhon gaze acide gjatë djegies dhe mund të shkaktojë korrozion të sipërfaqeve metalike. Përdorimi i kromit e mbron metalin nga këto agjentë korrodues duke ja zgjatur jetën [62].



*Figura 3.3 Piston i pajisur me bokulla bronzi te montuara tek syri i tij. Figura majtas tregon edhe perforcimin e kanalit te unazes se pare. Figura djathtas ilustron nje piston pe perbere nga dy pjese, kemisha eshte prej materiali ferroz ndersa kurora prej legure alumini [62]*

### 3.2 Unazat hermetizuese.

Unazat luajnë një rol të rëndësishëm në funksionimin korrekt të konceptit të dhomës së djegies me vëllim të ndryshueshëm. Vendosja e unazave tek pistoni lëvizës për të mbyllur dhomën e djegies dhe bllokuar rrjedhjen e gazeve, është një zgjidhje sa e detyruar nga nevoja aq edhe e lidhur me krijimtarinë e atyre që i kanë krijuar dhe aplikuar së pari.

Sipas referencës [64], unazat duhet të kryejnë një sërë funksionesh të cilat mund të renditen poshtë:

- Unazat duhet të mbyllin sa më hermetikisht dhomën e djegies, duke bllokuar rrjedhjen e gazeve drejt karterit të motorit.

- Unazat duhet të pengojnë gjithashtu vajin lubrifikues të përfundojë në dhomën e djegies dhe të përzihet e digjet me lëndën djegëse.
- Unazat duhet të shërbejnë si “urë” për përçimin e nxehtësisë nga pistonit tek cilindri nëpërmjet përcjellshmërisë termike.
- Unazat duhet gjithashtu që të kontrollojnë dhe shpërndajnë në mënyrë të llogaritur sasinë e vajit në cilindër.
- Së fundmi, nga unazat kërkohet edhe që të luajnë rolin e mbartësit dhe drejtuesit të pistonit në nisjen e parë, kur temperatura dhe bymimi i tij është i ulët dhe tolerancat me cilindrin të larta.

Në praktikën projektuese, pistonat automobilistik kanë tre unaza: dy unaza hermetizuese (unaza e parë dhe e dytë) dhe një unazë për kontrollin e vajit (unaza e tretë).

### *3.2.1 Unaza e parë*

Unaza e parë duhet të marrë pjesë në procesin e ngjeshjes së përzierjes ajër + lëndë djegëse dhe të përmbajë pjesën më të madhe të gazeve në presion që vijnë nga dhoma me drejtim karterin (gazet që rrjedhin). Gjithashtu ajo duhet të përçojë nxehtësi për tek cilindri, dhe në sasi të reduktuar të pastrojë pjesën mbetëse të vajit nga muri i cilindrit gjatë korsave të zbritjes. Duke qenë se funksioni kryesor i saj është izolimi hermetik i dhomës, kjo unazë projektohet me seksione tërthore karakteristike që tregohen në figurën e mëposhtme 3.4, sipas referencave [65-66].

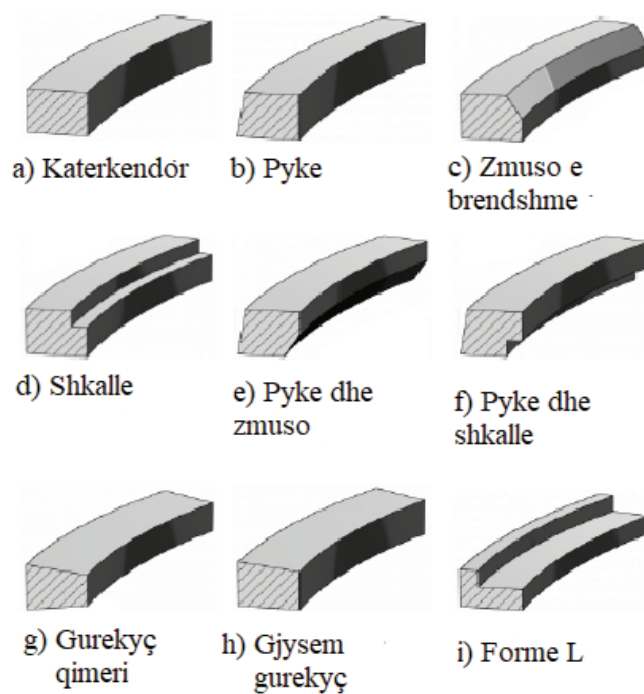


Figura 3.4 Seksione të ndryshme të unazës së parë [66]

Kjo unazë gjithashtu i nënshtrohet kushteve më të vështira të punës në krahasim me tjerat, pasi është direkt në ballin e djegies dhe nën presionin dhe temperaturën e produkteve të djegies. Unaza e parë duhet të punojë në kushte kritike lubrifikimi pasi vaji lubrifikues përreth saj do digjet ose avullojë, duke humbur vetinë e ndarësit hidrodinamik dhe duke vendosur në kontakt të drejtëpërdrejtë unazën me cilindrin.

Tek motorët me benzinë, unaza e parë zakonisht realizohet me seksion drejtkëndor ndërsa tek motorët me naftë mund të haset edhe me seksionin tipik të gurëkyçit të qimerit, sikurse paraqitet në figurat 3.4 g) dhe h). Arsyeja e seksionit të gurëkyçit lidhet me nevojën që të ulet mundësia e saldimit me mbetje karbonike dhe blözë ndërmjet faqeve të sipërme/ poshtme të unazës dhe kanalit të pistonit në sajë të temperaturave të larta.



Profili ballor i kësaj unaze është parabolik ose i ngjashëm me formën e një fuçie, sikurse tregohet tek figura 3.5, kjo nga nevoja për të krijuar kushtet e lubrifikimit hidrodinamik unazë-cilindër nëpërmjet një seksioni konvergjent-divergjent.



Figura 3.5 Profili parabolik i unazës së parë

### 3.2.2 Unaza e dytë

Unaza e dytë duhet të ndihmojë unazën e parë duke përmbajtur gazet që rrjedhin prej saj, duhet të kontrollojë presionin në zonën e unazave duke kryer rolin e ekuilibruetit dhe të elementit droselues, duhet të pastrojë vajin e tepërt nga cilindri si edhe të përçojë nxehtësi drejt tij.

Seksione tipike të kësaj unaze jepen në figurën 3.6 poshtë, ku mund të vërehet edhe forma me teh ose pykë e cepit në kontakt me cilindrin si edhe një kanal për grumbullimin e vajit (Unaza Napier), ku ky i fundit jo gjithmonë i pranishëm tek tehu.



Figura 3.6 Profili me teh i unazës së dytë, detaji i kanalit grumbullues të unazës tip Napier

Pyka garanton suport hidrodinamik gjatë korsave në ngjitje të pistonit (ngjeshje dhe shkarkim) dhe kruan vajin gjatë korsave në zbritje (thithje dhe zgjerim).

Sikurse duket nga figura 3.6, tek seksioni i unazës mund të realizohen disa prerje shkallëzore, qëllimi i tyre është që të ndërhyhet mbi këndin e përdredhjes së unazës duke hequr material dhe duke ndëhyrë mbi sipërfaqet ku vepron presioni. Nëse shkalla realizohet duke hequr material tek rrezja e brendshme-poshtë, unaza është e përdredhur negativisht, në të kundërt ajo përdridhet pozitivisht rreth aksit të seksionit të vet sikurse tregohet tek figura 3.7 poshtë. Këndi i përdredhjes mund të ndryshohet edhe tek unaza e parë por kjo ndodh më rrallë.

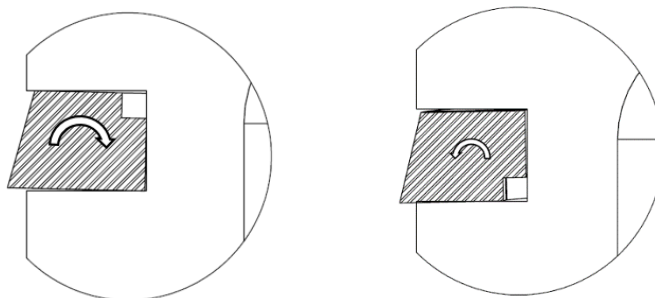


Figura 3.7 a) kënd pozitiv

b) kënd negativ

### 3.2.3 Unaza e tretë

Unaza e tretë ka për detyrë që të shpërndajë në mënyrë homogjene vajin lubrifikues në sipërfaqen e cilindrit si edhe ta pastrojë sasinë e tepërt të tij, kjo unaze nuk merr pothuajse aspak ne rolin hermetizues sikurse dy unazat e mesiperme për faktin se ajo gjendet në kontakt të drejtpërdrejtë me karterin e motorit i cili zakonisht është me presion ambianti.

Kjo lloj unaze ndërtohet në seksione të ndryshme dhe mund të përbëhet nga një element i vetëm, nga dy elemente ose nga tre të tilla, figura 3.8. Një nga elementët është një sustë, që emërtohet *expander* ose zgjerues, që e ngjesh unazën ndaj cilindrit (rasti me dy element) por mund ta ngjeshë atë edhe ndaj dy kanaleve të pistonit në

drejtimin vertikal (rasti me tre element). Trupi i unazës nuk ka seksion ballor të vazhdueshëm si ato të mëparshmet, por ka dy shina që rrisin aftësinë e kruarjes së vajit. Unaza me tre element është më e ndërlikuar, ka kosto më të madhe por është gjithashtu më e lehtë se sa ajo me dy element. Unaza e vajit me një element të vetëm haset kryesisht në motora nafte të mëdhenj dhe ka pak interes tek motorët modern.

Unaza e vajit kruan sipërfaqen e cilindrit në të dy drejtimet e lëvizjes së pistonit. Gjatë korsave në zbritje, shina e poshtme e hedh vajin direkt në karter ndërsa ajo e sipërme e kalon tek kanali i pistonit, i cili është i pajisur me vrima dhe lejon rrjedhjen në karter.

Gjatë korsave në ngjitje, shina e poshtme e depoziton vajin në kanal ndërsa shina e sipërme e mbivendos atë sipër vetes dhe kanalit. Nëse forca aksiale mbi shinën e sipërme është më e madhe se ajo e sustës, unaza mund të ulet në kanal dhe vajit mund ti hapet një vrimë kalimi, në të kundërt ai do rishpërndahet mbi cilindër dhe tepicën do e eliminojë shina e poshtme gjatë korsës tjetër por edhe unaza e dytë.

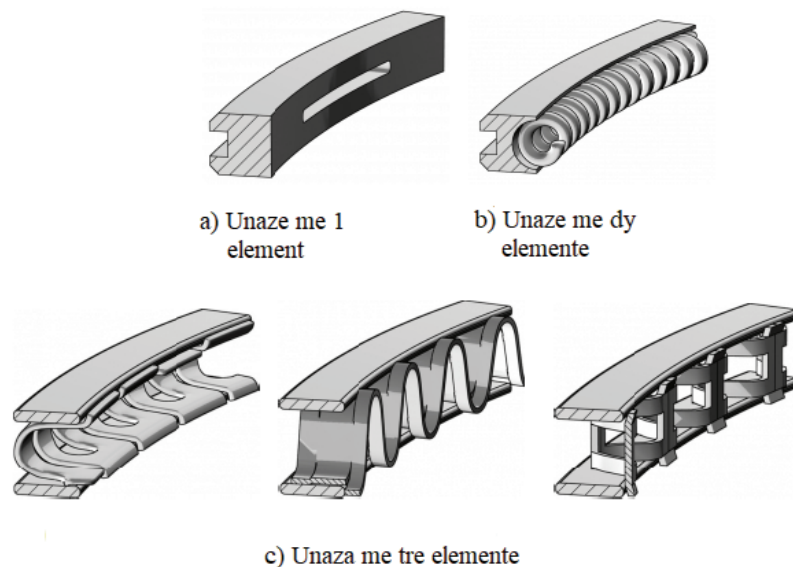


Figura 3.8 Seksione tipike të unazës së tretë [66]

### 3.2.4 Materialet perberese dhe teknologjia e prodhimit të unazave

Unazat elastike duhet t'i nenshtrohen nje sistemi sforcimi kompleks ne saje te ngarkesave te ndryshme dinamike, mekanike dhe tribologjike. Keto ngarkesa e bejne te detyrueshme qe materialet perberese te tyre te jene me qëndresë te larte mekanike, edhe per shkak te temperaturave operative te tyre 200-300 °C. Nje aspekt tjeter kushtezues eshte rezistenca ndaj konsumit qoftë në ambient të lubrifikuar qoftë ne ambient të thatë. Vetite termofizike te unazave jane te rendesishme pasi ato duhet te garantojne percjellshmeri termike te mire dhe bymim sa me te reduktuar. Ambienti i punes se tyre kerkon gjithashtu qe unazat te kene qëndresë shume te mire ndaj korrozionit si dhe ndaj mikrosaldimeve lokale.

Te gjitha keto prishmeri ndaj unazave bejne qe materialet me te cilat ato te ndertohen te jene kryesisht dhe vetem çeliquet dhe gizat, duke qene te vetmet materiale qe plotesojne ato kerkesa dhe menese ofrojne nje modul elasticiteti te larte dhe kane nje kosto te pranueshme [64,67,71].

Giza gjen nje perdorim me te gjere tek unazat elastike edhe ne saje te faktit se eshte nje material i pershtatshem per tu derdhur ne forma te fonderise. Ne praktike perdoren edhe giza ta hapura edhe giza te murrme me strukture lamelare apo kokrrizore me dhe pa lidhes te tjere. Ne pergjithesi keto giza i nenshtrohen trajtimeve termike per te rritur vetite mekanike dhe ngurtesine. Ne veçanti giza lamelare me permbajtje te larte grafiti eshte perdorur gjeresisht ne fonderi per te prodhuar keto detale [64]. Ky material ofron nje qëndresë te larte mekanike nepermjet modulit te larte te elasticitetit, ngurtesise se larte ne perdredhje si dhe fortesise se larte qe ndihmon ne uljen e konsumit gjate jetes operative.

Per unazat e vajit meqenese nuk kerkohen veti te larta mekanike dhe elastike, mund te perdoren edhe giza te murrme te pa lidhura me elemente te tjere.

Çeliku i përdorur në prodhimin e unazave është kryesisht i lidhur me elemente të tjera dhe është me përmbajtje të lartë kromi. Elementet lidhës i japin veti të shkelqyera elastike duke realizuar një çelik që i ngjan strukturës së çelikut për susta. Këto çelike janë kryesisht të kalitura ndërsa kromi i shton qëndrueshmëri ndaj konsumit duke i rritur ngurtësinë.

Unazat prej çeliku përdoren në raste pune shumë të vështira apo të ngarkuara ku presionet janë tejet të larta por ato kanë gjetur aplikim edhe tek pistonat e motoreve të benzines këto vitet e fundit. Përdorimi tek motoret e benzines vjen si rrjedhojë e uljes së lartësisë së pistonit që kërkon reduktimin e trashësisë së unazës. Rrjedhimisht, për të garantuar punën me unazë që kanë trashësi nën 1.2 mm [6], giza nuk mund të përdoret dhe u kalua tek çeliku duke parë vetitë me të mira mekanike. Unazat prej çeliku realizohen nga tuba prej të njëjtit material, të përfutur nga deformimi në të ftohtë, të cilët pastaj kalojnë në procese teknologjike të prerjes sipas trashësive të përcaktuara.

Profili anësor i unazave kalon nëpër proceset e frezimit frontal dhe lapimit ndërsa profili kryesor i tyre që ju jep edhe karakteristikat e punës, profili ballor, kërkon përdorimin e disa teknikave të tjera me specifike. Njëra teknikë është e njohur si tornimi në çift ku unazë futet në një torno dyshe dhe tornohet edhe në profilin e jashtëm edhe në profilin e brendshëm me qëllim që të garantohet një trashësi radiale e barabartë dhe uniforme.

Teknika tjetër e cila përdoret kryesisht vetëm në unazat prej çeliku parashikon hapjen e unazës dhe dhenjen e formës së lire të saj sipas një procesi teknologjik specifik për këto elemente [64].

### 3.2.5 Veshjet dhe trajtimet sipërfaqesore të unazave

Me qëllim që të rritet ngurtësia sipërfaqesore dhe qëndrueshmëria ndaj konsumit, unazat elastike janë kryesisht të veshura me shtresa mbrojtëse dhe të trajtuara me materiale specifike që ju japin keto veti. Keto trajtime kanë si qëllim që të ulin edhe konsumin e cilindrit dhe rrjedhimisht të zgjasin jetën e motorit. Një përfitim tjetër nga keto trajtime është edhe rritja e qëndrësës ndaj djegieve dhe korrozionit. Trashësia e këtyre shtresave është e konsiderueshme dhe mund të arrihet deri në 10 µm.

- Nder trajtimet më të përdorura mund të përmendim *kromimin* që parashikon aplikimin e disa shtresave kromi të forta nëpërmjet galvanizimit. Kjo i jep unazës qëndrësë të mirë abrazive dhe korroze.
- Veshjet me *Molibden* e ndihmojnë unazën të rrisë qëndrësën ndaj djegieve në temperatura shumë të larta.
- Aplikim shtresash *krom-qeramike* nëpërmjet teknologjisë së depozitimit me plazmë e cila e përmirëson akoma më tutje procesin e kromimit duke përfshirë grimca qeramike që në thelb janë okside alumini dhe duke përmirësuar qëndrësën ndaj ngarkesave termike dhe djegieve.
- *Nitridizim dhe nitrokarburizimi* është një trajtim termo-kimik i cili shfrytëzon dukurine e difuzionit për të veshur sipërfaqen e unazave me azot dhe/ose karbon duke ja rritur jashtëzakonisht shumë ngurtësinë sipërfaqesore.
- Shtresa materiali të depozituara (*PVD: Physical Vapor Deposition* që nënkupton depozitimin e materialit mbi unazë pasi ai është shëndërruar në avull). Metalet kryesore të përdorura janë kompozime të Titaniumit, azotit dhe kromit (TiN dhe CrN).

Trajtime të tjera sipërfaqësore që përdoren kanë si qëllim që t'ju japin unazave mbrojtje ndaj korrozionit ndërkohë që ato janë në hapësirat e magazinimit, kanë qëllim që të mbulojnë ndonjë mangësi në paraqitjen e tyre dhe sidomos që të garantojnë një periudhë konsumimi fillestar të përcaktuar. Këto trajtime depozitohen shtesa me të holla se ato të mesipermet dhe mund të arrijnë në trashësi 1 – 5 µm. Nder me të përdorurat mund të përmendim veshjet be baker dhe kallaj, fosfatizimin ose depozitimin e fosfat – zinku ose fosfat – mangani, oksidimi i zi (depozitim i oksidit të hekurit) etj [64,66,67].

### *3.2.6 Kombinimet tipike të unazave në motorat me djegie të brendshme*

Sipas referencave [65-66] kombinimet më gjerësisht të përdorura për unazat elastike nga ana e ndërtuesve të automobive janë të paraqitura në figurat 3.9 për motoret benzine dhe 3.10 për ato me naftë.

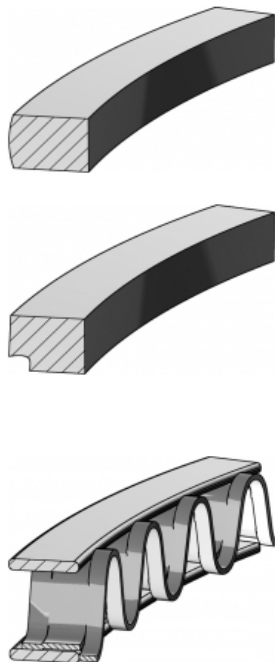


Figura 3.9 Skema tipike e unazave per motor benzine per automjete [66].

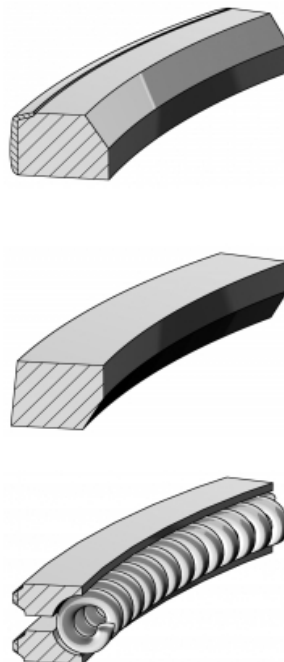


Figura 3.10 Skema tipike e unazave per motore nafte per automjete [66].

Per motorat e benzines unaza e pare priret te kete seksion katerkendor me faqe ballore ne forme fuçie, material çelik dhe trashesi 1 – 1.2 mm me ose pa shtrese ngurtesuese te siperfaqes. Unaza e dyte tipikisht ka seksion katerkendor me cepin e jashtem me teh dhe/ose me kanal per vajin (Napier). Materiali i saj pershkruhet te jete giza dhe trashesi 1.2 – 1.75 mm. Si unaze e trete paraqitet nje unaze vaji me 3 pjese, dy shinat dhe susta. Materiali çelik i trajtuar dhe trashesia 2- 2.05 mm. Ne alternative propozohet edhe unaza me dy pjese me suste karikuese.

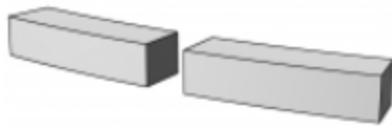
Per motorat e naftes propozohen unazat e figures 3.10. Unaza e pare priret te jete katrore ose ne forme gurekyçi, me pjesen ballore ne forme fuçie asimetrike. Materiali tipikisht gize me faqen ballore te veshur me shtrese mbrojtese/ngurtesuese



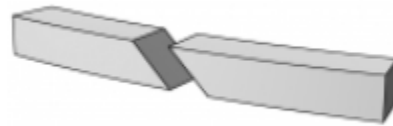
krom-qeramike. Trashesia aksiale 1.75 – 3.5 mm. Unaza e dyte priret te jete me seksion katerkendor me cepin e jashtem me teh ose e llojit Napier, materiali gize dhe trashesia  $\approx 2$  mm. Unaza e trete ose unaza e vajt tipike eshte nje unaze me 2 pjese, unaza dhe susta karikuese e saj. Unaza eshte prej gize me faqet e kontaktit te trajtuara (kromim ose nitrurizim) ndersa susta prej çeliku. Trashesia tipike 2 – 3 mm.

### *3.2.7 Llojet e çarjeve te unazave*

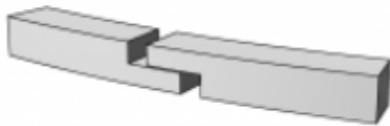
Ne figuren 3.11 paraqiten llojet e ndryshme te çarjes se unazave qe jane hasur ne praktikat e ndryshme motoristike nga prodhuesit [66]. Ne menyre absolute lloji me i perdorur i çarjes eshte ajo me thjeshta, çarja e drejte. Çarja me kend dhe me mbivendosje nuk jane te zakonshme ne automjete por kryesisht perdoren tek kompresoret dhe pistonat hidraulik. Çarjet me shkallëzim ofrojne nje pengese me te madhe ndaj kalimit te gazeve se sa çarjet e drejta por ato kane gjetur aplikim kryesisht ne nyjet hidraulike. Testet e realizuara kek motoret me djegie te brendshme kane dhene rezultate te variueshme dhe nuk eshte arritur qe te imponohen si zgjidhja me optimale. Se fundmi, çarjet me mberthim nuk kane dhene efekte pozitive ne drejtimin e hermetizimit dhe as keto nuk kane gjetur vend ne praktike.



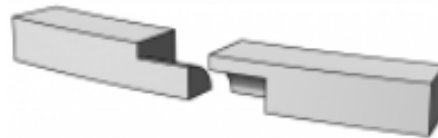
Çarje e drejtë



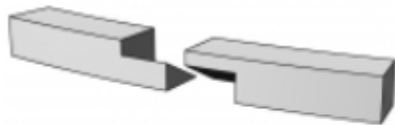
Çarje me kënd



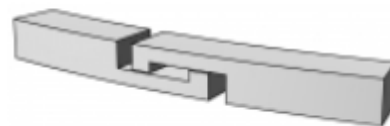
Çarje me mbivendosje



Çarje me shkallëzim konveks



Çarje me shkallëzim me kënd



Çarje me mbërthim

Figura 3.11 Llojet çarjeve të unazave [66]

Përmasat e çarjes janë shumë të rëndësishme, nëse ajo është shumë e madhe atëherë rrjedhja e gazeve do jetë shumë e madhe, nëse ajo është tejet e vogël rrjedhja e gazeve mund të përfitojë por funksionimi i motorit mund të ketë probleme. Duhet të kemi parasysh se çarja shërben jo vetëm për vendosjen dhe heqjen e unazave ndaj pistonit, por ka edhe qëllimin që të lejojë bymimin e trupit të unazës gjatë punës në temperaturë të lartë dhe mos bllokimin e saj apo parandalimin e gripimit. Gjithashtu, kjo hapësirë i shërben unazës që të deformohet në mënyrë elastike pa pasur deformime mbetëse gjatë lëvizjeve dytësore të pistonit. Këto janë arsyet për të cilat

unaza me çarje të drejtë është edhe unaza më e përdorur në motorët automobilistik pasi kombinon të gjitha kërkesat dhe ka kosto realizimi më të ulët se llojet e tjera.

### *3.3 Blloku i motorit dhe cilindri*

Elementi tjetër që ndërhyr tek dhoma e djegies dhe që ndikon shumë tek aftësia mbajtëse e unazave është cilindri, por ai duhet të pasqyrohet dhe studiohet në çift me bllokun e motorit. Cilindri është elementi me të cilin çiftëzohet pistonit dhe unazat ndërsa blloku i motorit është bazamenti vendoset cilindri dhe te gjithë detalet dhe agregatat e tjera që perbejne motorin. Në praktikë ndodh shpesh të flitet për bllokun e cilindrave, por me këtë fjalë nënkuptohet trupi i tërë cilindrik i përbërë nga të dy këto elemente. Sikurse do e shikojmë, blloku ndikon tek çiftëzimi korrekt me unazat e pistonit si pasojë e deformimit gjatë punës ndërsa vetë cilindri ndikon shumë tek humbjet nga fërkimet nëpërmjet cilësisë sipërfaqësore. Gjithësesi ato bashkëveprojnë dhe ndikohen nga njëri-tjetri.

Blloku është elementi i cili duhet t'ju beje balle nje sere forcash që krijohen: forcat e shtrengimeve mekanike të vete pjeseve të bllokut, forcat e presionit, forcat e transmetuara nga levizja e mjetit, forcat që vijnë nga efekti i temperaturës (bimimi), forcat që vijnë nga bashkimi me elemente të tjera mekanike si kutia e shpejtesise etj.

Nga pikepamja e rendesise tek blloku verehet me shume efekti i presioneve dhe i forces se shtrengimit te testates nepermjet bullonave perkates. Nese veprimi i presioneve ka nje efekt te mbyllur pasi vepron njelloj si ndaj pistonit, mureve anesore apo edhe mureve te testates brenda dhomes, ky reagim nuk eshte i tille edhe per efektin e shtrengimit te pjeses se sipërme ose testates se bllokut cilindrave. Keto

forca të shkaktuara nga bullonat kanë një efekt permanent dhe krijojnë deformime tek blloku dhe ndikojnë tek diametri i cilindrit.

Në funksion të llojit të konstruksionit mund të përmendim dy kategori të çiftëzimit cilindër-bloku i motorit [64]:

- a) Projekt me trup të mbyllur
- b) Projekt me trup të hapur

Nga pikëpamja projektuese, trupi i mbyllur realizohet duke derdhur në një formë të vetme bllokun dhe cilindrin dhe duke e mbyllur pothuajse komplet dritën në pjesën e sipërme të tij. Në këtë mënyrë cilindri dhe blloku janë të lidhur ngurtësisht në pjesën e sipërme dhe kjo lejon një rritje të ndjeshme të mbështetjes strukturore dhe rrjedhimisht të ngurtësisë tek ajo zonë. Kjo skemë përkthehet në deformime të vogla të cilindrit në zonën e sipërme të tij, por ka kosto më të madhe për realizimin si pasojë e procesit të ndërlikuar të derdhjes në format e fonderisë. Kjo skemë vuan gjithashtu nga një aftësi ftohëse e reduktuar pikërisht në afërsi të pikës së sipërme të vdekur.

Kur trupi i cilindrit është i llojit të hapur, kemisha e cilindrit ka një hapësirë me të madhe me bllokun dhe tek pjesa e sipërme këto dy elemente nuk kanë asnjë kontakt ndërmjet tyre. Kjo zgjidhje favorizon një mbulim të plotë të sipërfaqes së cilindrit me lëngun ftohës dhe largim të madh të nxehtësisë, por nuk favorizon shumë qëndrueshmërinë e cilindrit ndaj deformimeve në pjesën e sipërme. Projekti me trup të hapur lejon një ftohje më të mirë të seksioneve më të nxehta të cilindrit, realizohet me kosto më të ulët, por ka ngurtësi më të vogël të pjesës së sipërme të bllokut.

Në praktikë hasen edhe zgjidhje hibride ose gjysmë të mbyllura, ku projekti me trup të mbyllur modifikohet duke e hapur pjesërisht dhe duke marrë edhe avantazhet e konstruksionit me trup të hapur. Figura 3.12 ilustron qarte dy tipologjite e bllokut me trup të hapur dhe me trup të mbyllur.



*Figura 3.12 Bllok cilindrash me trup të hapur a) dhe me trup të mbyllur b) [64]*

Procesi teknologjik i realizimit të bllokut motorik është derdhja në fonderi, dhe duke parë nderlikimin e këtij detali mund të pohohet se është procesi teknologjik më i vështirë në të gjithë motorin me djegie të brendshme. Në funksion të konstruksionit me trup të hapur apo të mbyllur mund të përdoren derdhje në presion apo derdhje me gravitet.

Pa diskutim problemi kryesor qëndron tek fakti i realizimit të galerive të kalimit të lengut ftohes, dhe kjo është një sfidë e vështirë sidomos për projektin me trup të mbyllur ku kemi edhe praninë e një “pllake” në pjesën e sipërme që i mbulon këto galeri. Rrjedhimisht, në rastin e trupit të cilindrit të mbyllur, ky proces kërkon

vendosjen e disa markave te zemres per te krijuar pikerisht keto galeri apo kanale. Kjo e imponon qe te perdoret procesi me i kushtueshem i derdhjes ne presion te materialit te shkrire ne matricat perkatese.

Me pak e nderlikuar eshte situata e realizimit te bllokut me trup te hapur ku galerite jane te lira dhe mund te perdoret nje proces me i thjeshte me derdhje me presion te ulet ose me gravitet.

Materialet me te perdorur per realizimin e bllokut te motorit jane gizat dhe alumini, ne disa raste sporadike edhe lidhjet e magnezit. Perzgjedhja e ketyre materialeve lidhet me faktin se ato jane te pershtatshem per tu derdhur ne forma komplekse fonderie sikurse ato te mureve te jashtme dhe te brendshme te nje blloku motori.

Giza eshte nje material shume i perdorur per ndertimin e bllokut dhe ne praktike perdoren disa lloje gizash, qofte te murrme qofte te hapura dhe me struktura te ndryshme kristalografike. Ky material ka disa karakteristika qe e bejne te preferueshem:

- Ka kosto te ulet
- Garanton nje qëndresë shumë të mire ndaj deformimeve
- Eshte i perpunueshem kollaj nga makinat metalprerese dhe metalpunuese.
- Mund te perdoret si material direkt per cilindrin.
- Ka veti shume te mira per shuarjen e vibrimeve dhe zhurmave.

Gjithesesi giza ka edhe disa dizavantazhe nese e krahasojme me konkurentin e drejteperdrejte, aluminin:

- Ka dendesi me te madhe.
- Ka percjellshmeri termike me te ulet.

Nese material i perzgjedhur per bllokun do ishte alumini atehere ai ndryshe nga giza karakterizohet nga keto veti pozitive:

- Percjellshmeri termike shume te mire
- Dendesi dhe peshe e ulet
- Realizim ne fonderi dhe perpunim mekanik shume te mira
- Vetu mekanike te pranueshme

Pa diskutim qe pesha me e ulet dhe nje percjellshmeri termike me e mire do te ndikojne ne permiresimin e rendimentit termik dhe ne uljen e konsumit dhe te emetimeve ndotese te motorit. Vlen per tu theksuar ketu se nese do kishim bllok alumini por edhe cilindër alumini, atehere toleranca me pistonin po prej alumini do ishte shume e vogel si rrjedhoje e koeficientit te njellojte te bymimit linear te materialit. Kjo do te shkonte ne drejtimin e uljes se shkaktuar nga zhurma e pistonit si pasoje e levizjes dytesore te tij [64].

Gjithesesi avantazhet e mesiperme shoqerohen edhe me disa mangesi te cilat jane karakteristike te materialit:

- Ngurtesa me e vogel se giza
- Kosto me e larte qofte e materialit ashtu edhe e procesit
- Ulje e vetive mekanike sidomos ne temperatura mbi 200 °

Sidoqofte perdorimi i aluminit ne realizimin e bllokut te motorit ka ardhur duke u rritur edhe ne saje te faktit se mangesite e tij jane plotesuar ne saje te elementeve lidhese si magnezi, mangani, bakri, silici etj. Vlen per tu theksuar se lidhja Al-Si ka gjetur shpeshhere vend ne prodhimin e kemishave te cilindrave ne saje te ngurtesise te madhe qe ajo ka.

Vlen per tu theksuar se te dy keto tipologji materialesh jane te pershtatshme per tu perdorur me te dy tipologjite e skemave te bllokut, te hapur dhe te mbyllur. Nuk ekziston asnje rregull standart mbi ndarjen ndermjet llojit te motorit dhe llojit te bllokut por mund te supozojme se tek motoret e naftes mund te preferohet me teper nje skeme me trup te mbyllur per arsye te presioneve me te medha ne dhomen e djegies. Nga ana tjeter, ne motorat e makinave me fuqi te larte te benzines, apo makinat e garave, mund te supozohet nje motor me skeme me cilindra te hapur pasi kjo do te favorizonte ftohjen me te mire.

### *3.3.2 Teknologjia dhe materialet ne realizimin e cilindrit*

Si rrjedhoje e levizjes translative te pistonit dhe unazave, cilindri i cili eshte detali i çiftezuar me to i nenshtrohet nje regjimi te ashper konsumimi. Ky konsumim eshte i ndjeshem veçanerisht prane pikes se siperme te vdekur ku kemi ndryshimin e drejtimit te levizjes qe kushtezon jashtezakonisht shume regjimin e lubrifikimit.

Norma e konsumimit varet shume nga karakteristikat e materialeve te çiftezuara, domethene nga materiali i unazave dhe i cilindrit. Gjithesesi qe te ulet konsumimi, siperfaqet duhet te jene te lemuara dhe lubrifikimi duhet te jete gjithmone i garantuar.

Nga pikepamja teknike dhe teknologjike mund te dallojme tre lloje çiftezimesh cilindër-bllok i motorit [64]:

- 1) Cilinder monolit (monolit = monometal)
- 2) Kemishe cilindri e vendosur
- 3) Kemishe cilindri e ngjitur



Cilesohet si cilindri monolit rasti kur kemisha e cilindrit dhe blloku i motorit janë të perbere nga i njëjti material dhe derdhen së bashku në formën e tyre. Kjo skemë teknologjike po përdoret shumë në motoret automobilistikë modernë pasi jeta e pritshme e këtyre motoreve është relativisht e shkurtër dhe nuk kërkon zëvendësimin e cilindrit. Përfaqësuesi më tipik është blloku i motorit i bërë prej gize meqenëse giza i plotëson mjaft mirë kërkesat që janë parashtruar më lart. Gjithësesi me avancimin e teknologjisë së materialeve edhe alumini me lidhje silici është i përshtatshëm për të derdhur dhe realizuar në formë monolite, kjo pasi silici siguron ngurtësi të lartë sipërfaqësore që është e domosdoshme për cilindrin. Tolerancat dimensionale dhe cilësia sipërfaqësore në këto cilindra arrihet nëpërmjet disa proceseve mekanike me heqje ashkle, polirimi dhe me pas honingimi të sipërfaqeve.

Cilindri monolit mund të jetë me trup të hapur por edhe të mbyllur sikurse vëhet në dukje nga vizatimi i seksionit anësor i paraqitur në figurën 3.13.

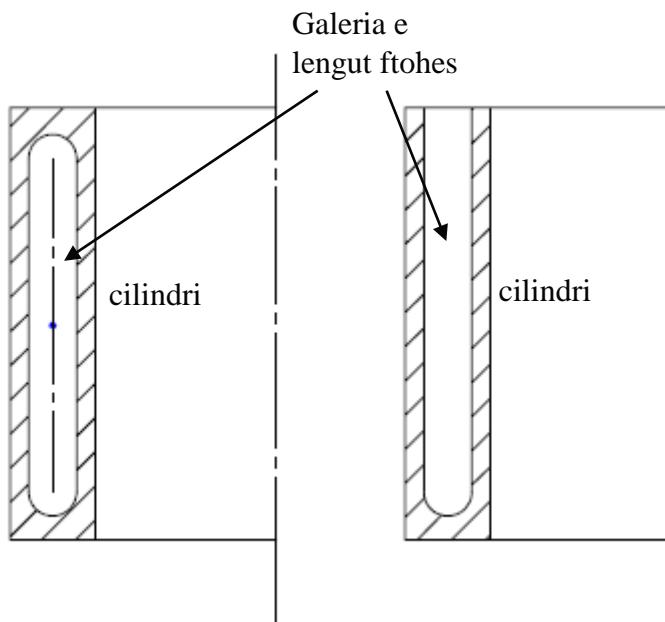


Figura 3.13 Cilindri monolit me trup të mbyllur a) dhe me trup dhe galeri të hapur b)

### *3.3.2.2 Kemishe cilindri e vendosur*

Ky çiftezim është karakteristik kur kemi bllok prej alumini dhe kemishat e cilindrit prej materiali tjetër që mund të jetë giza, çeliku apo lidhje të tjera që i vendosen bllokut në mënyrë mekanike mbas derdhjes. Vendosja mund të realizohet në disa mënyra: kemisha mund të derdhet tek blloku apo mund të vendoset tek blloku në mënyrë mekanike me presim, me diferencë temperaturë etj. Nëse vendosja bëhet me derdhje atëherë skema e bllokut mund të jetë vetëm me trup të mbyllur, ndërkohë që vendosjet mekanike mund të realizohen edhe për trupin e hapur.

### *3.3.2.3 Kemishe cilindri e ngjitur*

Flitet për kemishe cilindri të ngjitur kur kemi një bllok prej alumini dhe një kemishe të një materiali tjetër që ngjitet tek blloku në mënyrë të pandashme. Ngjitja zakonisht realizohet me procese teknologjike speciale duke futur kemishen e gatshme në formë dhe duke derdhur aty leguren e aluminit për të perfunduar bllokun. Vështiresia që sjell ky proces është që me këto teknika të mund të realizohet vetëm blloku me trup të hapur.

### *3.3.2.4 Kemishe cilindri e thate dhe e lagur*

Ky dallim bëhet për kemishat që janë të perbera prej materialeve të ndryshme nga blloku. Do quajmë kemishe të thate ato kemishe të cilat nuk janë në kontakt të drejtpërdrejtë me lëngun ftohes ndërsa do quajmë kemishe të lagura ato kemishe të cilat laget në mënyrë të drejtpërdrejtë nga lëngu ftohes.

Kemishtat që laget nga lëngu ftohes garantojnë një performancë më të lartë sepse arrijnë të largohen më shumë në krahasim me kemishat e thata. Ato gjithashtu garantojnë një fleksibilitet më të madh të kombinimeve të materialeve ndërmjet kemishes dhe bllokut. Në rastin e këtyre kemishave parashikohet që

gjithashtu te kete disa manikota me cilindrin me qellim qe te pengohet perzierja e lengut ftohes me vajin lubrifikues.

Kemishat e thata nuk kane kontakt te drejteperdrejte me lengun ftohes pasi ato vendosen mbi muret e bllokut. Rrjedhimisht, ne funksion te llojit te materialit apo edhe te menyres se vendosjes, keto kemisha jane me pak performante ne largimin e nxehtesise nga dhoma e djegies. Figura 3.14 ilustron disa skema te ndryshme.

Te dyja keto teknika mund te perdoren qofte me trup te hapur qofte me trup te mbyllur dhe jane te pershtatshme per te gjitha llojet e kombinimeve te materialeve. Pa diskutim qe skema me kemisha te vendosura, duke perjashtuar vendosjen e kemishes me derdhje tek blloku, ka avantazhin e madh te mundesise per ta zevendesuar kemishen e perdorur dhe te konsumuar me nje tjetër te re, duke e rikthyer motorin ne gjendje pune optimale.

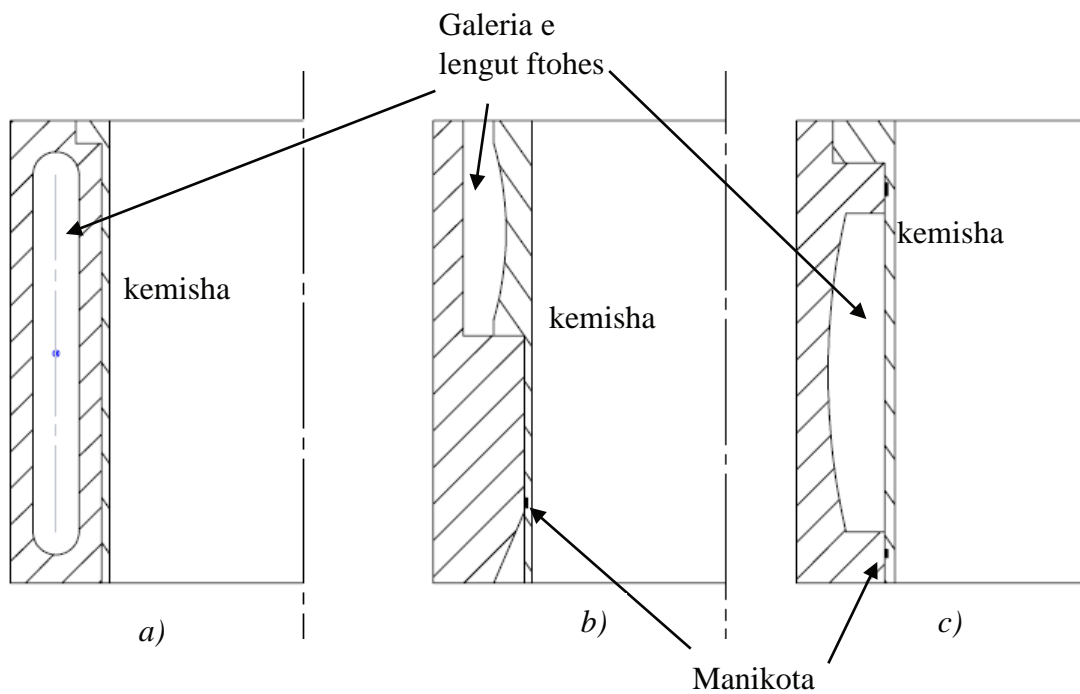


Figura 3.14 Kemishe e thate a), kemisha te lagura b) dhe c)

### *3.3.2.5 Punimi sipërfaqësor i kemishes së cilindrit*

Sipërfaqja e cilindrit me të cilën janë në kontakt unazat dhe pistonit duhet të ketë disa karakteristika specifike. Pas procesit teknologjik të prodhimit, cilindri paraqet një ashpersi të lartë sipërfaqësore dhe kjo do të kishte efekte të pa pranueshme për ferkimin, për konsumimin e sipërfaqeve apo për karakteristikat e lubrifikimit. Për këto arsye kjo sipërfaqe duhet t'ju nënshtrohet disa punimeve tjera teknologjike, kryesisht me heqje ashkle dhe pastrimi të imet. Në pari ajo duhet të ketë një ashpersi sipërfaqësore shumë të ulët, me vlera të rendit  $Ra = 0.3 \mu\text{m}$  apo edhe më të vogla [67], nga ana tjetër ajo duhet të ketë edhe një karakteristike sipërfaqësore tjetër që është prania e disa vijezimeve shumë të imeta në formë të kryqezuar që i shërben për të mbajtur filmin e vajit lubrifikues. Punimet më të rëndësishme teknologjike të cilave ju nënshtrohet cilindri janë lapimi, për arritjen e tolerancave gjeometrike dhe ashpersise sipërfaqësore të dëshiruara, ndjek procesi i honingimit i cili realizon vijat e imeta duke ju dhënë drejtime të kryqezuara në formë X. Në disa raste mund të përdoret vetëm honingimi për të arritur edhe tolerancat edhe ashersinë e dëshiruara. Procesi i honingimit realizohet duke futur në cilindër një koke me disa element abrasiv të cilat hapen në sajë të forcës centrifugale dhe shkojnë në kontakt me cilindrin. Kjo koke ka një levizje në dy drejtime, rotative dhe translative njëherësh, duke bërë një heqje të imet ashkle dhe duke e shpërndarë ashpresinë në mënyrë uniforme. Mbas lapimit, honingimi arrin të korigjojë edhe devijime në formën rrethore të cilindrit deri në rendin e  $10 \mu\text{m}$ . Levizja e kombinuar rotative + translative e kokës në thellësi të gjithë procesit arrin të realizojë disa vija që kanë një kënd  $45^\circ$  ndërmjet tyre, vija të cilat janë absolutisht esenciale për mbajtjen e vajit lubrifikues në një sipërfaqe që është pothuajse perfekte e lemuar.

### 3.4. Ngarkesa termike mbi piston dhe unaza

Sipas references [65], ne baze te analizes termike, shperndarja e temperaturave ne ballin dhe muret anesore te pistonit paraqitet ne figuren 3.15 per motoret me djegie te brendshme me 4 kohe.

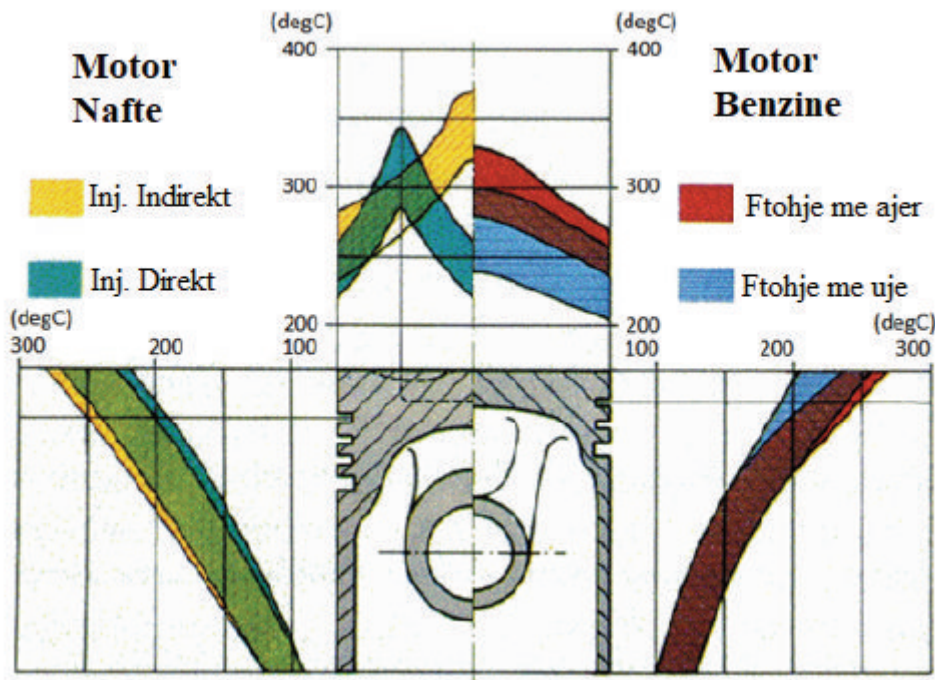


Figura 3.15 Shperndarja e temperatures ne pistonat e motoreve te ndryshem [65]

Elementi me me teper ineteres per analizen tone eshte temperatura qe arrijne kanalet e pistonit apo kurorat e tij te cilat do te ndikojne tek unazat dhe tek gazet.

Aktualisht temperaturat e pikut ne dhomen e djegies arrijne vlera deri ne 2500 ° C, nga kjo nxehtesi nje pjese i kalon pistonit. Pjesa me e madhe e kesaj nxehtesie largohet nga pistoni nepermjet percjellshmerise se kontaktit fizik me unazat, kurorat dhe kemishen e pistonit per tek muri i cilindrit dhe prej aty tek lengu ftohes. Nje kriter i rendesishem i konstruksionit te pistonave eshte qe temperatura e kanalit te unazes se pare te mos kaloje vlerat 220 – 240 °C per arsye te limiteve te vajrave

lubrifikant të cilët do të digjeshin në temperatura të larta. Nëse kjo do ndodhte, vaji do të humbte vetinë fluide dhe do kthehet në një gjendje të ngurtë që do sillte shumë probleme dhe pasoja për punën e unazës.

Sipas [69], analiza termo-mekanike me elemente të fundme tregon një shpërndarje të nxehtësisë së marrë nga pistonit sikur ilustron në figurën 3.16

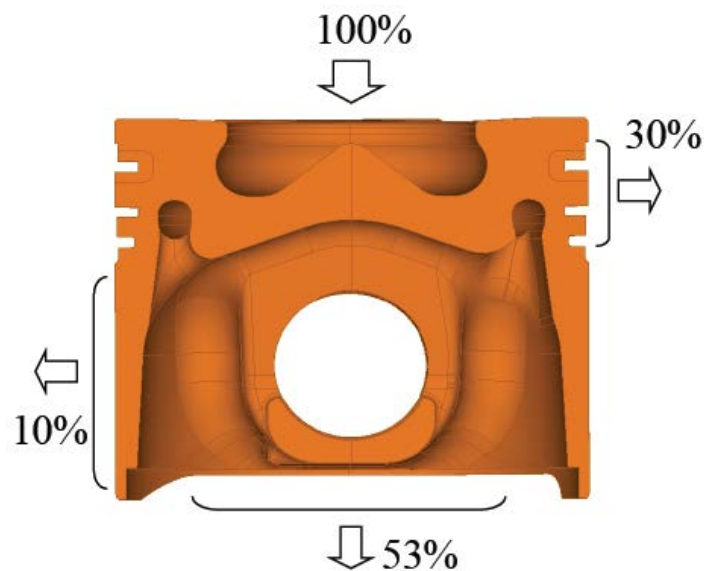


Figura 3.16. Shpërndarja e nxehtësisë në trupin e pistonit [69].

Sipas referencës [65], nëse analizojmë pjesën e nxehtësisë që transmetohet nëpërmjet brezit të unazave, ajo ndahet afërsisht me këto proporcione: rreth 45 % të nxehtësisë e përcjell unaza e parë, 20 % unaza e dytë dhe afro 5% unaza e tretë, figura 3.16.

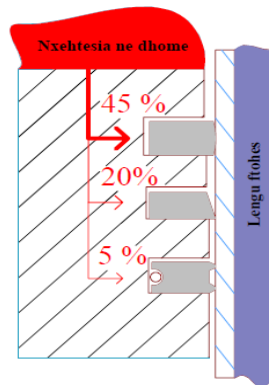


Figura 3.16. Shperndarja e nxehtesise nepermjet unazave

Ne Refencen [70] propozohet gjithashtu nje analize termike te shperndarjes se nxehtesise tek piston dhe tek muri i cilindrit e cila paraqitet ne figuren 3.17.

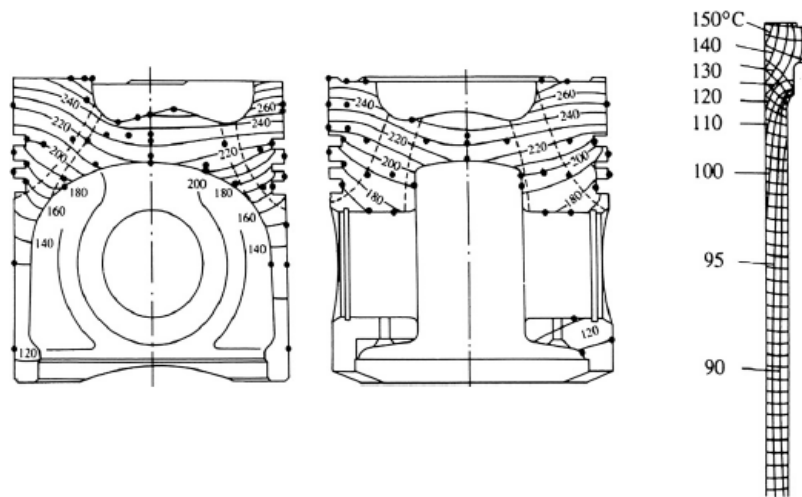


Figura 3.17. Shperndarja e nxehtesise tek piston dhe cilindri [70]

## 4. Kinematika dhe dinamika e sistemit piston-bjellë-manivelë dhe deformimi i cilindrit.

### 4.1 Kinematika e sistemit piston-bjellë-manivelë

Motorët me djegie të brendshme njihen ndryshe edhe si makina volumetrike. Ky emër rrjedh nga fakti se dhoma e djegies ndryshon vëllimin e saj gjatë punës. Faktori kryesor për këtë është lëvizja roto-translative e grupit piston-bjellë-manivelë. Ky mekanizëm dhe lëvizja e tij skematizohen në figurën 4.1.

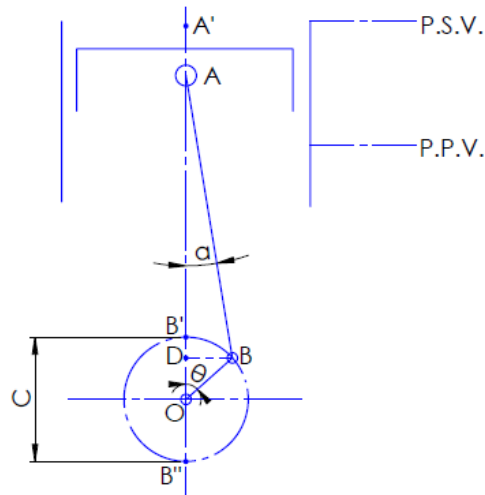


Figura 4.1 Spostimi i pistonit tek mekanizmi piston – bjelle - manivele.

Pistoni lëviz ndërmjet dy pikave të vdekura, pika e sipërme e vdekur (p.s.v.) dhe pika e poshtme e vdekur (p.p.v.).

Duke parë figurën, spostimin e pistonit mund ta shprehim si diferencë të distancave ndërmjet pikave ekstremale dhe atyre të ndërmjetme :

$$y = A'O - AD - DO = rm + lb - (rm * \cos \theta + lb \cos \alpha) \quad (4.1)$$



Ku pika D është projeksioni horizontal i çiftit bjellë-manivelë në aksin e cilindrit.

Ku: korsa  $C = 2r_m$ ,  $r_m$  = rrezja e manivelës,  $lb$  = gjatësia e bjellës,  $\theta$  = këndi i manivelës ndaj vertikales,  $\alpha$  = këndi i bjellës ndaj vertikales.

Shprehim segmentin horizontal BD:

$$BD = r_m * \sin\theta = lb * \sin\alpha \quad (4.2)$$

dhe nxjerrim në pah këndin e pjerrësisë së bjellës  $\alpha$ , në funksion të parametrave të tjerë

$$\sin\alpha = \frac{r_m}{lb} * \sin\theta = \lambda \sin\theta \quad (4.3)$$

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - \sin^2\alpha} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta} \quad (4.4)$$

Termi  $\lambda$  merr emrin ‘raporti i zgjatimit të bjellës’ dhe është një tregues i pjerrësisë së bjellës, merr vlerat: 0.1 -:- 0.4.

Duke kombinuar sëbashku ekuacionet e mësipërme do marrim:

$$y = r_m(1 - \cos\theta + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta})) \quad [m] \quad (4.5)$$

Formula 4.5 shpreh rrugën e pistonit nga pika e sipërme e vdekur në pikën e poshtme të vdekur, rezultati jepet në figurën 4.2 për një motor me  $r_m = 0,0405$  m,  $lb = 0,135$  m.

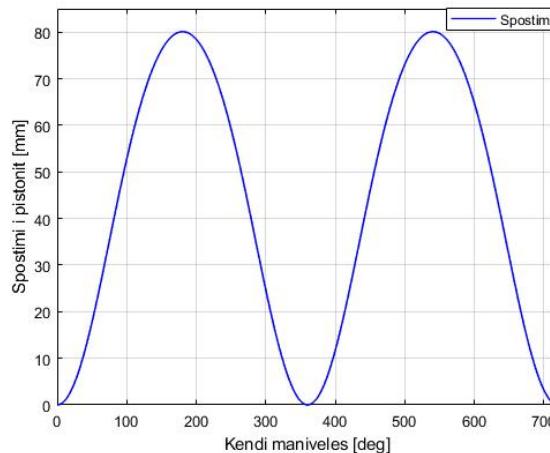


Figura 4.2. Spostimi i pistonit

Duke derivuar shprehjen (4.5) në lidhje me këndin e manivelës, mund të marrim shpejtësinë e pistonit:

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \omega = \omega r_m \left( \sin\theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\theta}} \right) \quad (4.6)$$

Termi  $\lambda^2 \sin^2\theta$  është shumë i vogël, deri edhe i neglizhueshëm, prandaj shpejtësia e pistonit merret sipas formulës së thjeshtuar poshtë dhe grafikisht paraqitet në figurën 4.3

$$v = \omega r_m \left( \sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4.7)$$

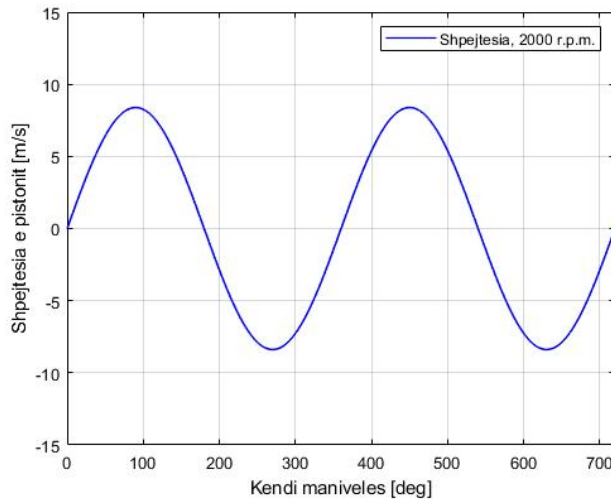


Figura 4.3. Shpejtësia e pistonit

Duke derivuar shpejtësinë, marrim nxitimin e çastit të pistonit:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dv}{d\theta} = \omega^2 r_m (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (4.8)$$

Shprehja 4.8 është thjeshtimi i shprehjes reale e cila përfshin një zberthim në seri Taylor. Shprehja e thjeshtuar përdoret shumë për arsye të formës së saj të thjeshtë dhe të shkurtër, pasi lejon të merren llogaritje të mira me gabime të neglizhueshme.

Grafikisht nxitimi paraqitet në figurën 4.4.

Tek argumenti brenda kllapave, termi i rendit të parë,  $\cos\theta$ , lidhet me rrotullimin e manivelës, ndërsa termi i rendit të dytë  $\lambda\cos2\theta$ , lidhet me rritjen ose uljen e kendit të pjerresisë së bielles  $\alpha$ , në lidhje me aksin e cilindrit. Sikurse duket, ky i fundit ka një frekuencë dyfishtë në krahasim me termin e rendit të parë.

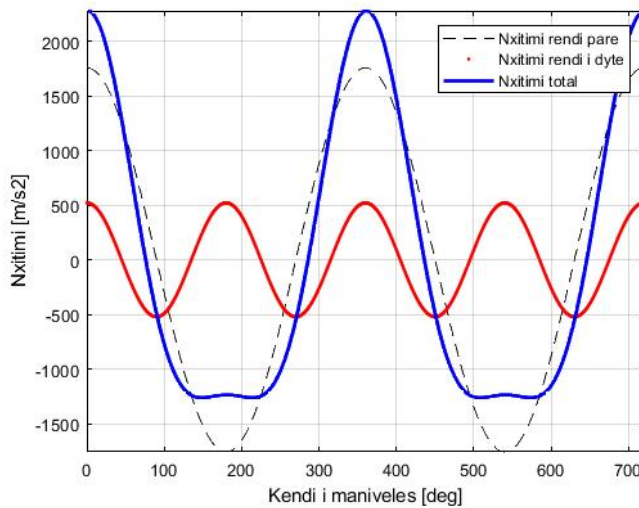


Figura 4.4. Nxitimi i pistonit sipas rendeve

Nxitimi merr vlerat maksimale pozitive për këndet  $\theta=0, 360$  etj. Vlera maksimale e tij është  $\omega^2 r_m(1+\lambda)$ . Nxitimi merr vlerat maksimale negative në këndet  $\theta=180, 540$  etj. Vlera minimale e tij është  $-\omega^2 r_m(1-\lambda)$ .

Së fundmi, nxitimi i pistonit merr vlerat zero aty ku shpejtësia është ekstremale, domethënë në ato pika ku kënaqet relacioni  $(\cos\theta + \lambda\cos2\theta) = 0$ . Keto pika zakonisht nuk ndodhen në gjysmen e rrugës së pistonit por janë lehtësisht të spostuara drejt P.S.V.

#### 4.2 Dinamika e sistemit piston-bjellë-manivelë: Forcat që veprojnë

Pistoni, nëpërmjet qiellit të tij mbledh punën e kryer nga presioni i gazeve dhe e konverton atë në një forcë sipas ekuacionit (4.9)

$$F_{gaz} = [P_{\theta} - P_{amb}] * \frac{\pi}{4} D^2 \quad [N] \quad (4.9)$$

Ku  $P_{\theta}$  dhe  $P_{amb}$  [MPa], janë presioni në dhomë për çdo kënd manivele dhe presioni atmosferik,  $D$  = diametri i syprinës [m].

Grafiku tipik i presionit indikorial të një motori me djegie të brendshme jepet në figurën 4.5 poshtë.

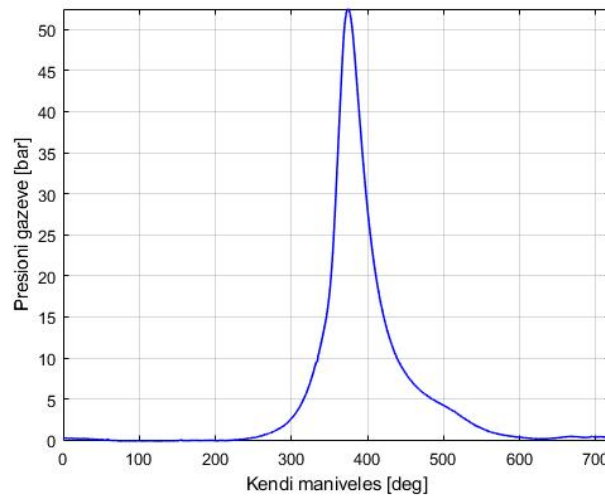


Figura 4.5. Presioni indikorial ne dhome

Përveç forcës së gazeve, element tjetër i rëndësishëm është edhe forca inerciale e lidhur me nxitimin e pistonit. Kjo forcë merret nga produkti i nxitimit të pistonit me masën që kryen levizje translative, sipas shprehjes (4.10) poshtë.

$$F_i = -a_{pist} * m_{translative} \quad [N] \quad (4.10)$$

Në figurën 4.6 jepet grafiku i forcës inerciale të pistonit, duke shprehur nxitimin e rendit të parë dhe të dytë më vete si edhe atë të plotë.

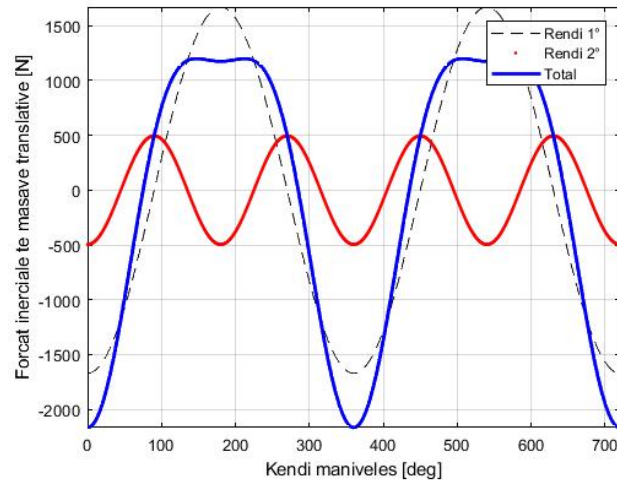


Figura 4.6. Forca inerciale tek pistonit

Forca e gazeve varet vetëm nga presioni i çastit në dhomën e djegies ndërsa forca inerciale varet vetëm nga shpejtësia këndore e boshtit motorik  $\omega$ .

Shpejtësia  $\omega$  varet nga numri i rrotullimeve (shpejtësia) të motorit [r.p.m.], dhe përcaktohet sipas formulës:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (4.11)$$

Tek grafikët e mëposhtëm 4.7- 4.9 mund të vihet re rëndësia e forcës inerciale në regjime të ndryshme pune të motorit, kur të gjithë parametrat e tjerë janë të njëjtë.

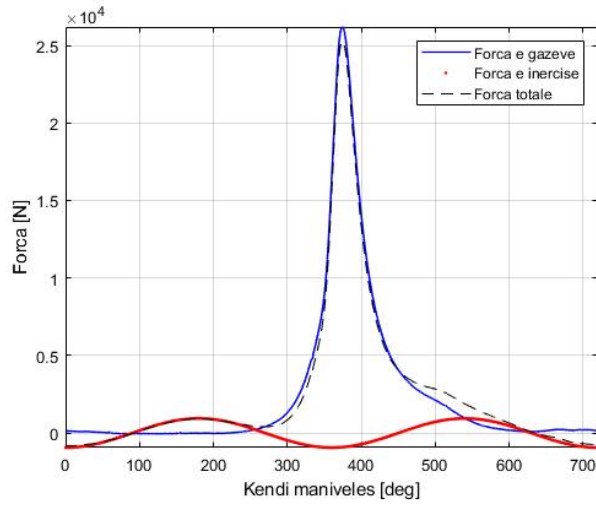


Figura 4.7. Forcat mbi piston,  $n = 1500$  r.p.m.

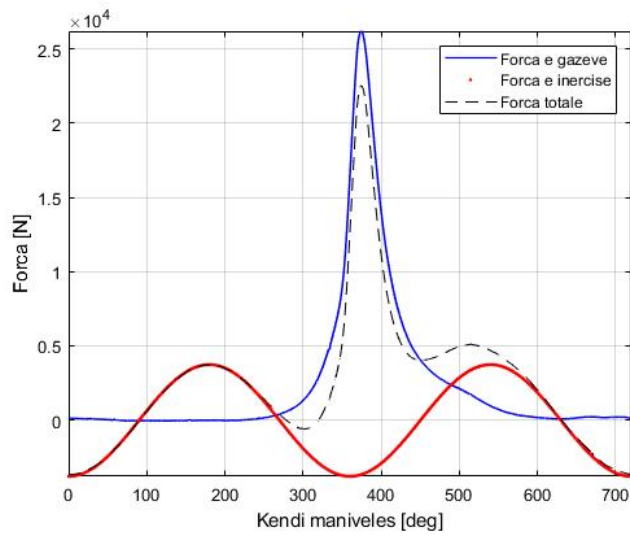


Figura 4.8. Forcat mbi piston,  $n = 3000$  r.p.m.

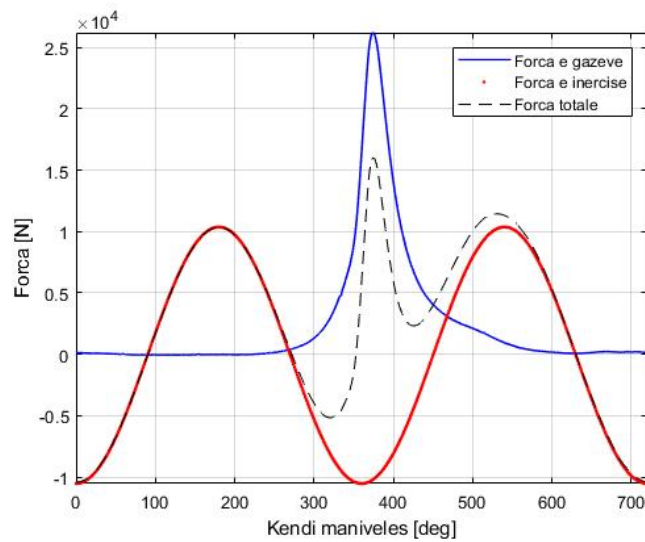


Figura 4.9. Forcat mbi piston,  $n = 6000$  r.p.m.

Duke u rikthyer tek analiza, tek figura 4.10 jepet një mekanizëm tek i cili janë treguar forcat kryesore që përmendëm më lart [72]. Forca totale që vepron tek pistoni sipas aksit të cilindrit zbërthehet në dy element, forcën normale  $F_n$  dhe forcën e bjellës  $F_b$ .

$$F = F_{gaz} + F_i \quad [N] \quad (4.12)$$

$$F_n = F * \tan \alpha \quad [N] \quad (4.13)$$

$$F_b = \frac{F}{\cos \alpha} \quad [N] \quad (4.14)$$

Forca normale është një forcë parazite e cila nuk prodhon asnjë punë të dobishme por vetëm shton humbjet nga fërkimi dhe rrit konsumin e pjesëve që rrëshqasin. Forca e bjellës vepron sipas trupit të bjellës dhe përçohet deri tek manivela.

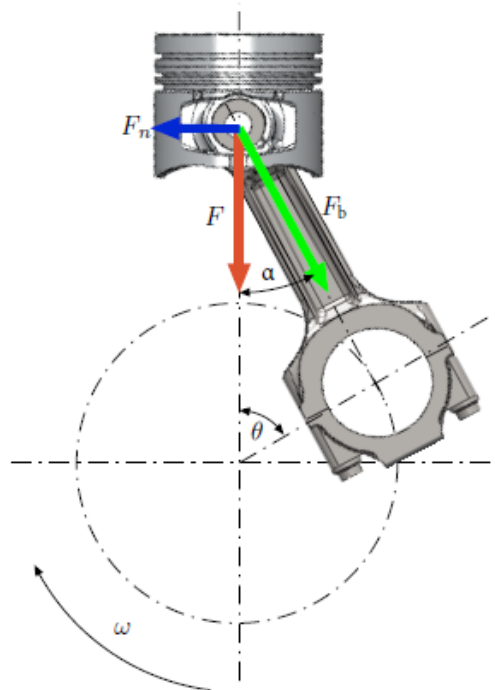


Figura 4.10. Forcat mbi piston dhe bjellë [69]

Forca normale dhe ajo e bjellës paraqiten në figurën 4.11.

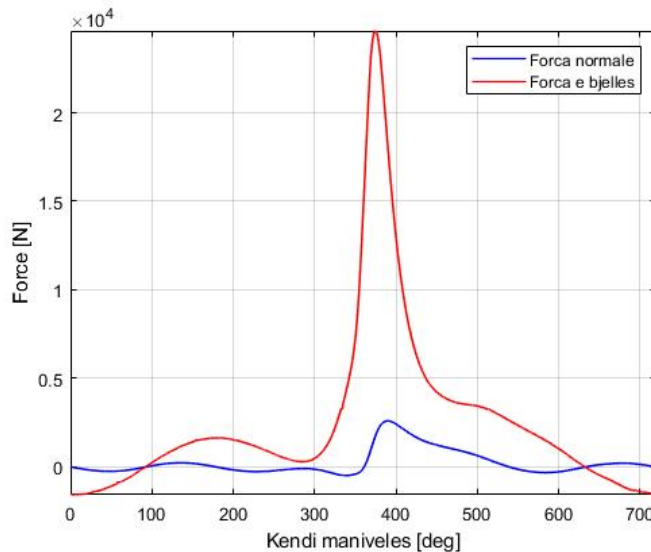


Figura 4.11. Forca normale dhe forca e bjellës

Forca e bjellës zërbërtheht në dy përbërëse sikurse ilustruhet tek figura 4.12, forcën tangenciale dhe forcën radiale të cilat mund të njehsohen me formulat (4.15) dhe (4.16),

$$F_t = F_b \cos \gamma \quad [N] \quad (4.15)$$

$$F_r = F_b \sin \gamma \quad [N] \quad (4.16)$$

Këndi  $\gamma$  jepet ne figuren 4.13, ndersa grafiket e forcave tangenciale dhe asaj radiale jane ne forme sinusoidale. Forca radiale është një forcë parazitare e cila nuk prodhon punë të dobishme por vetëm ngarkon kushinetat kryesore të boshtit motorik, ndërsa forca tangenciale jep momentin motorik efektiv sipas ekuacionit (4.17) poshtë.

$$M_e = F_t r_m \quad [Nm] \quad (4.17)$$



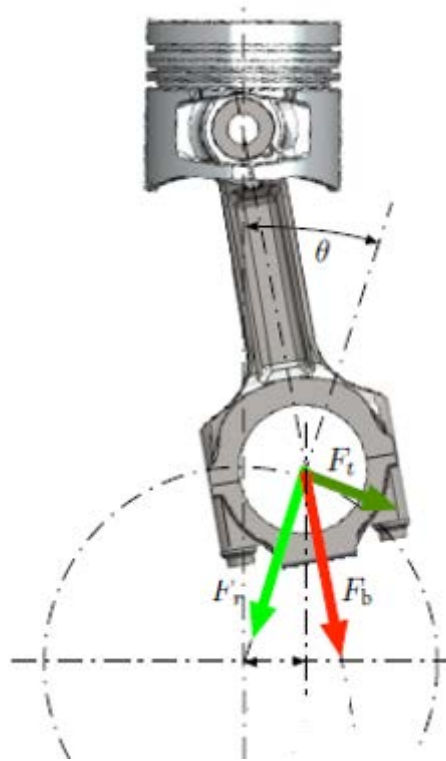


Figura 4.12. Shperberja e forces se bjelles [69]

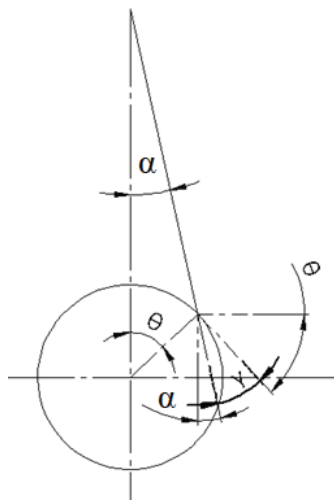


Figura 4.13. Skema e kendit  $\gamma$  tek ekuacionet 4.15 dhe 4.16

Forca e gazeve dhe forca inerciale mbeten dy forcat kryesore që veprojnë dhe ndikojnë tek pistoni, qoftë për madhësinë e tyre dhe qoftë për frekuencën, gjithësesi, këto forca nuk janë të vetmet. Përveç tyre mund të përmendim edhe dy forca “kontakti”, që lidhen direkt ose indirekt me intensitetin e ushtruar nga dy të sipërmet, dhe që janë: forca e krijuar nga pyka e vajit dhe forca e fërkimit rrëshqitës.

Këto dy forca kontakti krijohen tek këmisha e pistonit cila projektohet enkas me një formë parabolike për të krijuar një profil konvergjent-divergjent dhe për të ndihmuar në krijimi e një shtrese vaji. Prania e këtyre forcave ndikon tek konsumi i pergjithshem mekanik i motorit por gjithashtu ndikon tek levizja anesore ose e ashtuquajtura “levizja dytesore” e pistonit. Ne aneksin e këtij disertacioni është dhënë një skedar Matlab që mundeson llogaritjen e këtyre grafikeve kinematik dhe dinamik.

#### *4.3 Lëvizja dytesore e pistonit*

Levizja translative e pistonit ndërmjet dy pikave të vdekura çilesohet si levizja e tij kryesore, megjithatë ajo nuk është levizja e tij e vetme. Pistoni karakterizohet edhe nga një levizje tjetër që merr emrin levizje dytesore e tij dhe zhvillohet në drejtimin perpendikular me aksin e levizjes, pra zhvillohet ndërmjet mureve të cilindrit.

Teorikisht ndërmjet mureve të pistonit dhe cilindrit ka një hapësirë ose tolerancë gjeometrike prej disa mikrometer në mënyrë që të garantohet vendosja e pistonit dhe levizja e tij kryesore, kjo hapësirë mund të variojë në diapazonin  $3\mu\text{m}$  -  $8\mu\text{m}$  tek motoret e ndryshëm. Në kushte normale kjo hapësirë nuk është boshe por është e mbushur me vajin lubrifikues të motorit.

Në sajë të kinematikës së levizjes të mekanizmit piston-bjelle-manivele, pistoni ngjesh njërin anë të cilindrit kur leviz lart-poshtë (faza e thithjes dhe zgjerimit), dhe ngjesh anën përballë kur ngjitet sipër (faza e ngjeshjes dhe shkarkimit). Mëqenese

nder kater fazat, ajo e zgjerimit ka edhe forcat me te medha, forcat qe zhvillohen mbi muret e cilindrit do jene shume te ndryshme, dhe per kete arsye anet e mesiperme emertohen ana e shtytjes dhe ana e kundra-shtytjes.

Te gjithë shpjegimit te mesiperm duhet ti bashkangjisim faktin se trupat ne kontakt jane te ngurte por jo pafundesisht te tille, sidomos ne kushtet e temperatures se punes ne te cilen ato operojne. Eshte e vertetuar nepermjet studimeve se materiale si alumini pershembull, fillojne te humbasin vetite mekanike qe nga temperatura 200 °C.

Pikerisht ne saje te kesaj dinamike levizjeje, ne saje te tolerancave te lejuara dhe ne saje edhe te efekteve te shtypjes elastike ndermjet siperfaqeve, pistonit do jete ne kontakt te theksuar me njerën ane gjate korsave ne zbritje dhe ne kontakt me anën e kundert gjate korsave ne ngjitje. Kalimi nga njera ane ne anën tjetër cilesohet si levizja dytesore e pistonit dhe ka dy komponente

- a) Këndin e rrotullimit ose pjerrësisë të pistonit ndaj spinotit
- b) Spostimin ose ecentricitetin e aksit të pistonit nga aksi i cilindrit

Efektet negative te lidhura me kete levizje jane zhurma e motorit (sidomos kur motori eshte i ftohte), konsumimi i siperfaqeve, demtimi i mundshem i tyre, problemet me kavitacionin e vajit lubrifkues dhe nderhyrja e mundshme tek shtimi i rrjedhjes se gazeve.

Ne figuren 4.15 jepet diagrami i trupit të lirë i një pistonit automobilistik ku paraqiten forcat dhe momentet kryesore qe veprojne tek ky detal gjate levizjes. Pistoni shkemben forca me dhomen e djegies, me spinotin dhe me cilindrin nepermjet kemishes se tij.

Ndonese do ishte shume e deshirueshme qe qendra e rendeses te perkonte me aksin e spinotit, shpeshhere kjo behet e veshtire si pasoje e gjeometrise komplekse te pistonit. Nga figura mund te vihet re se kur qendra e rendeses se trupit dhe aksi i spinotit nuk perkojne, krijohen ecentricitete qe ndikojne ne prishjen e ekuilibrit dhe

kjo është një arsye e shtuar që pistoni të ketë levizje edhe në plane tjera përtej planit të levizjes kryesore.

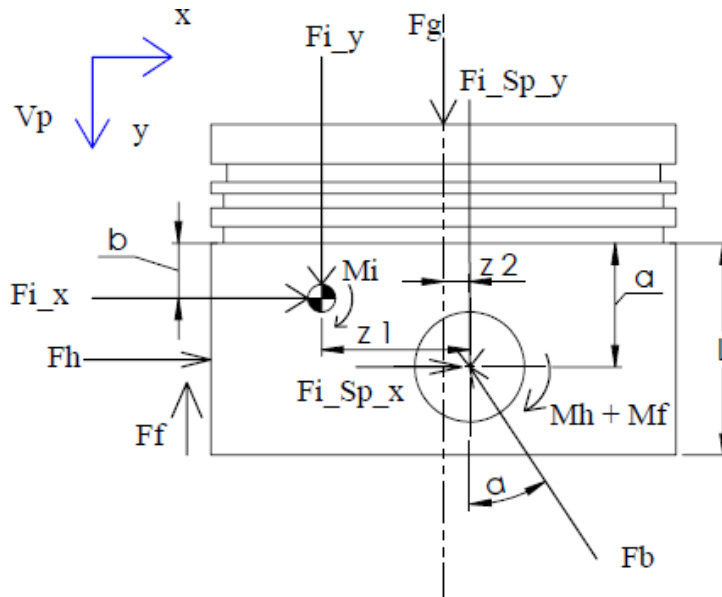


Figura 4.15 Forcat dhe momentet kryesore që veprojnë tek një piston

Në figurën 4.15 termat kanë këto kuptime :  $F_{i_x}$  : forca inerciale mbi piston në drejtimin  $x$ , (N) .  $F_g$ : forca e gazeve (N).  $F_{i_{Sp_x}}$  : forca inerciale mbi spinot në drejtimin  $x$ , (N).  $F_{i_y}$  : forca inerciale mbi piston në drejtimin  $y$ , (N).  $F_h$  : forca hidrodinamike mbi kemishe (N).  $F_f$ : forca e ferkimit (N) .  $F_{i_{Sp_y}}$  : forca inerciale mbi spinot në drejtimin  $y$ , (N).  $M_i$  : momenti mbi piston i shkaktuar nga forca inerciale sipas  $y$  (Nm).  $M_h, M_f$  : momentet hidrodinamike dhe të forcave të ferkimit mbi spinot (Nm).  $a, b, z_1$  dhe  $z_2$  (mm) janë disa nga dimensionet karakteristike të qendrave në figurë.

Për të shkruar ekuacionet e ekuilibrit mund të behen disa hipoteza dhe supozime lehtësuese të cilat realisht përkojnë me kushtet reale të punës normale të pistonit [73-74]:

- Supozohet se pistoni është plotësisht i lagur nga vaji dhe nuk ka dukuri kavitacioni.

- Vaji supozohet të jetë Njutonian (sforcimi që mund të transmetojë vaji është proporcional me shpejtësinë e levizjes së shtresave të tij) [73]
- Deformimet termike dhe elastike të kemishës së pistonit dhe cilindrit mund të neglizhohen.

Ekuacionet e ekuilibrit të forcave dhe momenteve mund të shkruhen :

$$F_g - F_f + F_{i_y} + F_{i_{sp_y}} - F_b * \cos\alpha = 0 \quad (4.18)$$

$$F_h + F_{i_x} + F_{i_{sp_x}} - F_b * \sin\alpha = 0 \quad (4.19)$$

$$M_h + M_f + M_i - F_b * z_2 - F_{i_y} * z_1 + F_{i_y} * (a - b) = 0 \quad (4.20)$$

Tek ekuacionet e mësipërme përveç forcave mekanike apo inerciale në shfaqjen edhe forcat hidrodinamike të lidhura me presionin e pykës së vajit dhe me efektin e tyre të ferkimit viskoz. Presioni hidrodinamik i ushtruar nga vaji mbi kemishë mund të njehsohet nëpërmjet ekuacionit Reynolds 2 dimensional me derivate të pjeshme (4.21).

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = -6\mu V_p \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4.21)$$

Ku  $R$  është rrezja e pistonit (m),  $\varphi$  është koordinata radiale (rad),  $\mu$  është viskoziteti dinamik i vajit (Pa\*s),  $h$  është trashësia e vajit (m),  $p$  është presioni i vajit (Pa),  $V_p$  është shpejtësia e pistonit (m/s),  $t$  është koha (s),  $x$  dhe  $y$  janë koordinatat.

Trashësia e shtresës së vajit tek kemisha duhet të shprehet në funksion të pozicioneve të pistonit, perkatesisht në funksion të ecentricitetit të sipërm ( $e_s$ ) dhe atij të poshtëm ( $e_p$ ). Kjo trashësi mund të jepet sipas formulës (4.22) poshtë.

$$h(y, \varphi, \theta) = c + \left( e_s + (e_p - e_s) \frac{y}{L} \right) \cos \varphi \quad (4.22)$$

ku  $c$  është hapësira nominale piston-cilinder (m) dhe  $L$  është gjatësia e kemishës tek pistonin (m).

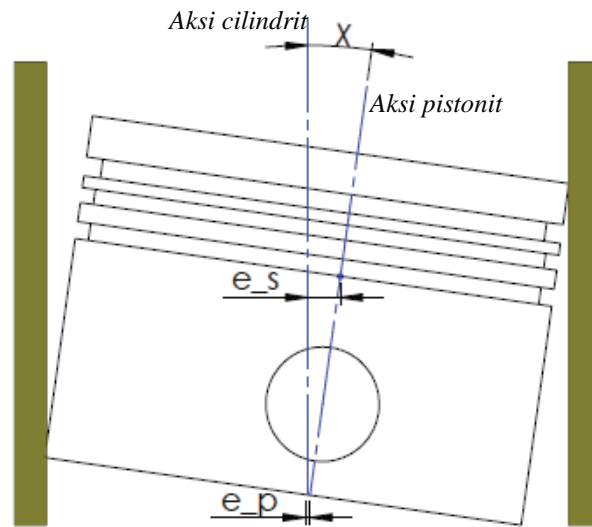


Figura 4.16. Pozicionimi tek një piston gjatë levizjes dytesore ku dallohen ecentriciteti i sipërm, i poshtëm dhe kendi i pjerrtësisë ndaj spinotit, i quajtur kendi  $\chi$

Ekuacioni (4.21) është një ekuacion diferencial me derivate të pjesëshme dhe për ta zgjidhur zakonisht përdoren teknika të analizës numerike. Është e mundur që të zgjidhet duke përdorur tekniken e diferencave të fundme apo edhe teknika të tjera numerike, ku kërkohet diskretizimi i domenit apo hapësirës së kontaktit, fig 4.17.

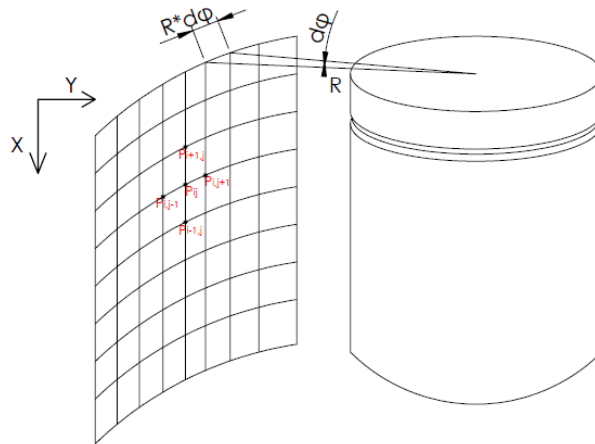


Figura 4.17. Teknika e diskretizimit te domenit te kemishes se cilindrit.

Mbasi te zgjidhet ekuacioni (4.21) mund te merret shperndarja e presionit ne zonen e kontaktit te kemishes. Prej aty mund te njehsohet forca hidrodinamike  $F_h$ , momenti i kesaj force ndaj spinotit  $M_h$ , forca e ferkimit  $F_f$  si dhe momenti i shkaktuar nga kjo force ndaj spinotit  $M_f$  sipas ekuacioneve (4.23 – 4.26) :

$$F_h = \int_0^L \int_0^{2\pi} p(y, \alpha) R \cos \alpha \, d\alpha \, dy \quad (4.23)$$

$$M_h = \int_0^L \int_0^{2\pi} p(y, \alpha) R (a - y) \cos \alpha \, d\alpha \, dy \quad (4.24)$$

$$F_f = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \frac{V_p}{h} \right) R \, d\alpha \, dy \quad (4.25)$$

$$M_f = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \frac{V_p}{h} \right) R^2 \cos \alpha \, d\alpha \, dy \quad (4.26)$$

Nderkohe per ta zgjidhur kete sistem duhet te shtohen ekuacionet e inercise. Pervec ekuacionit (4.10) te inercise se pistonit ne drejtimin aksial, duhet te shtohet ekuacionin e inercise se pistonit ne drejtimin perpendikular me te parin (4.27). Ne

menyre te ngjashme duhet te shkruajme ekuacionet e inercise se spinotit ne drejtimet x dhe y si dhe momentin e shkaktuar nga inercia (4.28 – 4.30)

$$F_{i_x} = -m_p[\ddot{x}_{es} + \frac{b}{L}(\ddot{x}_{ep} - \ddot{x}_{es})] \quad (4.27)$$

$$F_{i_{sp_y}} = -m_{sp}\ddot{y} \quad (4.28)$$

$$F_{i_{sp_x}} = -m_{sp}[\ddot{x}_{es} + \frac{a}{L}(\ddot{x}_{ep} - \ddot{x}_{es})] \quad (4.29)$$

$$M_i = -I_p \frac{\ddot{x}_{es} - \ddot{x}_{ep}}{L} \quad (4.30)$$

Ku  $\ddot{x}_{es}$  dhe  $\ddot{x}_{ep}$  shprehin nxitimin anesor te pistonit ne korespondence te dy pozicioneve ecentrike te kemishes.

Nese zevendesojme ekuacionet e mesiperme ne ekuacionet e ekuilibrit (4.18 – 4.20) mund te shkruajme sistemin e ekuacioneve te levizjes dytesore te pistonit (4.31):

$$\begin{pmatrix} m_p \left(1 - \frac{b}{L}\right) + m_{sp} \left(1 - \frac{a}{L}\right) & m_p \frac{b}{L} + m_{sp} \frac{a}{L} \\ \frac{I_p}{L} + m_p(a - b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & \frac{-I_p}{L} + m_p(a - b) \frac{b}{L} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{es} \\ \ddot{x}_{ep} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ M \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Tek ekuacioni (4.31) forca  $F$  dhe momenti  $M$  shprehin te gjitha forcat dhe momentet qe jane diskutuar me siper.

Sistemi i ekuacioneve (4.31) shpreh nje problem ne vlerat fillestare per nje sistem ekuacionesh diferenciale jo lineare te rendit te dyte ne ecentricitetet  $e_s$  dhe  $e_p$ . Nje metode per ta zgjidhur mund te jete medota numerike Newton-Raphson.

Nga analiza kinematike dhe dinamike e mekanizmit piston – bjelle – manivele eshte e qarte se levizja e unazave do te jete fortesisht e ndikuar prej levizjeve dhe forcave te krijuara. Shpejtesia dhe nxitimi aksial i pistonit do te transmetohen tek unazat dhe rrjedhimisht do te ndikojne tek ekuilibri i forcave ne drejtimin aksial. Ky ndikim do



te jete i larte dhe do te behet shume i rendesishem ne shpejtesi te larta, pikerisht aty ku inercia aksiale rritet ndjeshem. Ne saje te nxitimit te fituar, unaza do te detyrohet te levize ne kanal in e vet duke ndryshuar pozicion. Kur ky ndryshim te ndodhe, do ndryshojne edhe kushtet e mbajtjes hermetike te unazave.

Persa i perket levizjes dytesore te pistonit, ajo eshte gjithashtu me interes studimi pasi kjo levizje kur ndodh shkakton nxitim anesor te pistonit dhe unazave. Ky nxitim, ne rast se arrin vlera te konsiderueshme, do prodhoje forca inerciale sipas drejtimit y qe do tentojne ta ngjeshin unazen. Kjo ngjeshje mund te prodhoje nje efekt negativ tek rrjedhjet pasi do tentonte ta shkepuste unazen nga kontakti me cilindrin, por nga ana tjeter mund te prodhoje edhe efekt pozitiv duke bashkuar buzet e çarjes dhe duke reduktuar ate siperfaqen perkatese te kalimit te gazeve. Te gjitha keto supozime paraprake duhet te analizohen konkretisht nepermjet zgjidhjeve te sistemeve te ekuacioneve.

Ne figurat 4.18 dhe 4.19 jepet zgjidhja qe merret nga implementimi i sistemit te ekuacioneve 4.31. Konkretisht figura 4.18 jep detajet se si ndryshon kendi  $\chi$  pergjate fazave te ngjeshjes, zgjerimit, shkarkimit dhe thithjes. Ne figuren 4.19 jepet spostimi i aksit te pistonit nga aksi i cilindrit per te njejtat faza te punes.

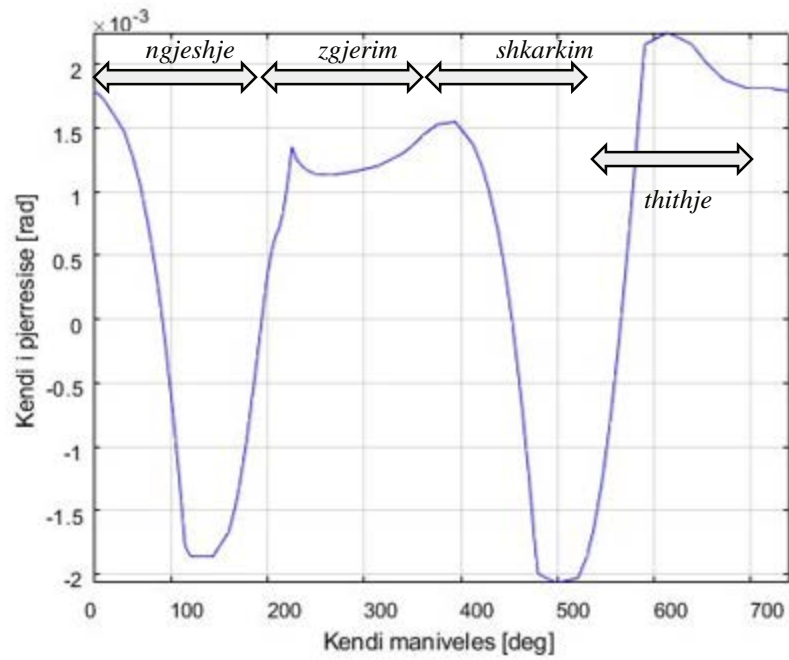


Figura 4.18. Vlerat e kendit te pjerresise  $\chi$  te pistonit gjate nje cikli te plote pune.

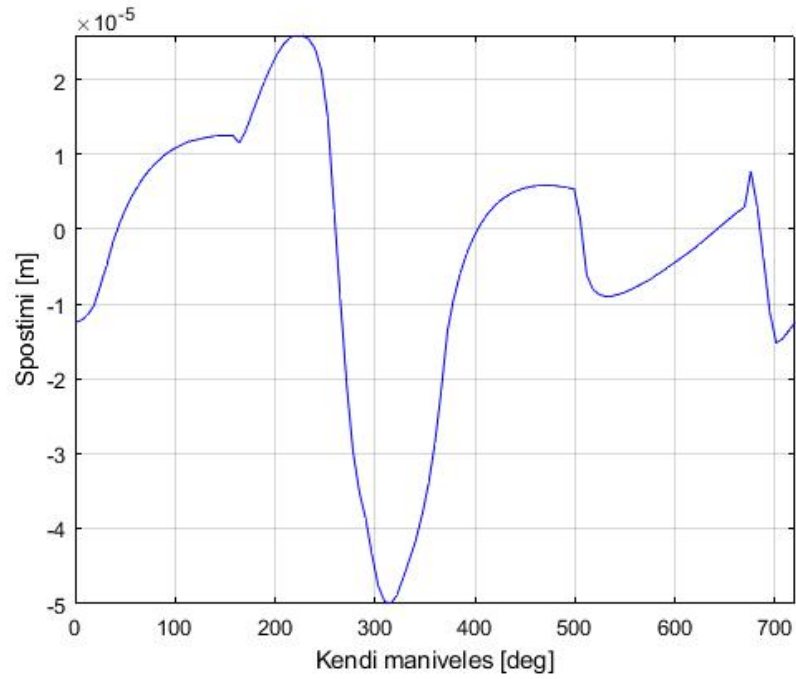


Figura 4.19. Spostimi i plote i aksit te pistonit nga aksi i cilindrit.

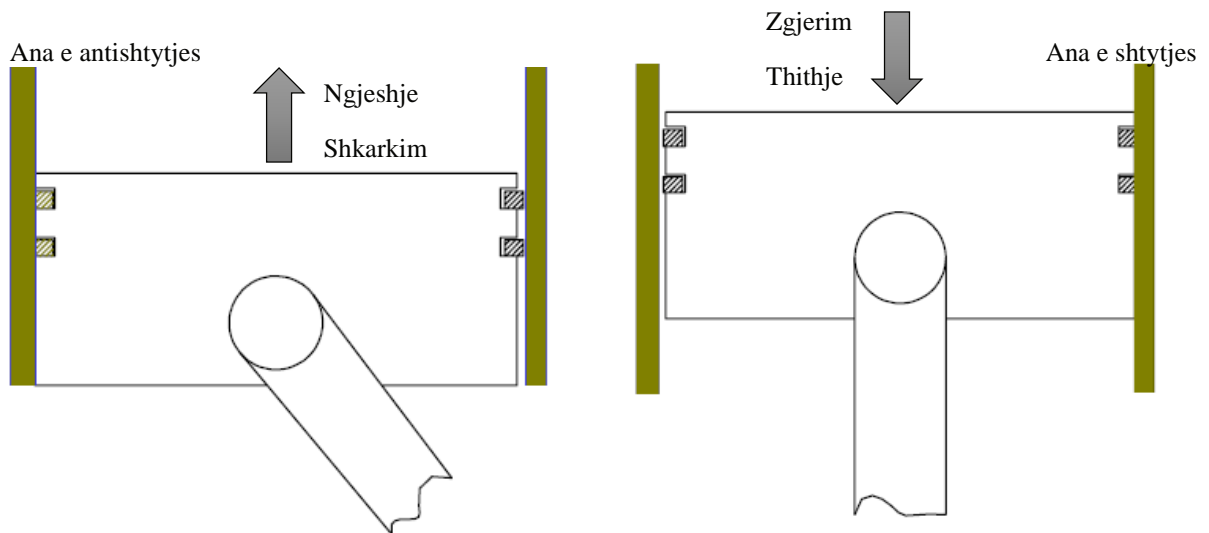
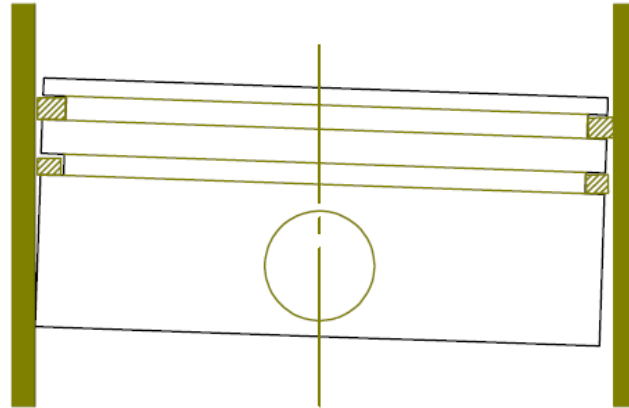


Figura 4.20. Pozicionet e pistonit gjate korsave te ndryshme te punes ne saje te spostimit te pesuar.



*Figura 4.21. Pozicioni i pistonit ne lidhje me cilindrin kur kendi i pjerresise ndaj spinotit eshte i ndryshem nga zero.*

Ne figuren 4.20 ilustruhet pozicioni i pistonit ne lidhje me kontaktin qe realizon me anen e shtytjes dhe antishtytjes gjate korsave te punes. Ne figure eshte zmadhuar qellimsht distanca ndermjet kemishes se pistonit dhe cilindrit gjate ketyre levizjeve, per te dhene idene e spostimit te pistonit. Ajo qe duhet vene ne dukje eshte fakti se prania e nje tolerance me te madhe ndermjet ketyre elementeve sjell nje spostim me te madh dhe anasjelltas.

Spostimi i pistonit do te mbylle/ngushtoje rrugen e kalimit te gazeve nga ana ku eshte ngjeshur dhe do e hape nga ana e kundert ku eshte larguar nga kemisha e cilindrit. Nese kjo do te ketefekt te mirefillte mbi rrjedhjen e gazeve nuk e percaktojme dot pasi do te provohet me tutje.

Efekti i kendit te pjerresise tregohet ne figuren 4.21. Me sa duket ai mund te ketefundikim tek i ashtuquajtur "kendi statik" i unazave i cili ndryshon gjate punes duke bere qe unazat te perdridhen. Gjithashtu, kendi i pjerresise ka ndikim te qarte ne aspekte te tjera sikurse eshte zhurma dhe vibrimi qe shkakton pistoni, konsumi i siperfaqeve, gripimi i tyre etj.

Vlen për tu theksuar se studimi i levizjes dytesore të pistonit bëhet e rëndësishme për arsye tjera që janë argument jashtë këtij disertacioni, sikurse është energjia mekanike e humbur nga ferkimet etj.

#### 4.4 Deformimi i cilindrit dhe rendet e deformimit të tij

Këmisha e cilindrit e cila projektohet për të pasur një seksion perfekt rrethor, nuk e ruan këtë karakteristikë gjatë punës. Ky deformim mund të analizohet si një problem 2-dimensional, ku dimensionin e parë jepet nga forma e seksionit rrethor ndërsa dimensionin e dytë jepet nga forma e këmishës e analizuar në gjatësisë së saj.

Deformimi i cilindrit mund të shprehet nëpërmjet një zërthimi në seri Fourier [19-20] sipas ekuacionit 4.32, ku figura 4.22 ilustron rastin në fjalë.

$$y_\alpha = A_0 + \sum_{k=1}^n A_k \sin(k\alpha + \varphi_k) \quad (4.32)$$

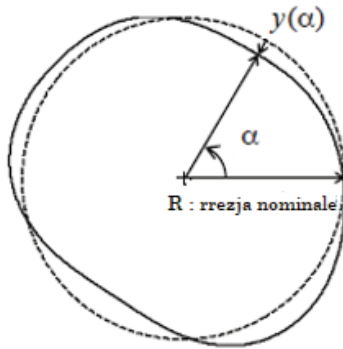


Figura 4.22 Skematizimi i deformimit të seksionit të cilindrit

Në ekuacionin 4.32 këndi  $\alpha$  shpreh pozicionin,  $k$  shpreh rendin e deformimit,  $A_k$  dhe  $\varphi_k$  shprehin intensitetin dhe fazën e rendit të  $k$ -të të deformimit. Deformimi mund të shprehet në disa rende por kryesisht 5 të parët janë ato më të rëndësishmit edhe në

sajë të intensitetit që ato shprehin. Figura 4.23 paraqet pesë rendet e para në analizën e motorit të shprehura sipas rëndësisë që ato kanë.

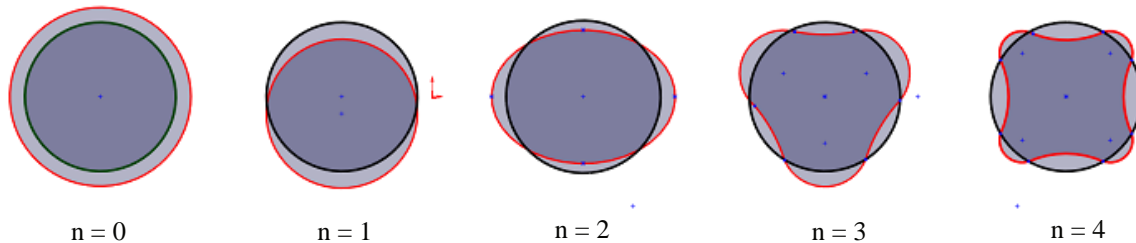


Figura 4.23 Skematizimi i deformimit të seksionit të cilindrit

Rendi i parë i deformimit është rendi zero, i cili paraqet një zgjerim të dimensionit të diametrit në pjesën e sipërme të këmishës, si pasojë e veprimit të presionit dhe temperaturave të procesit të djegies.

Rendi i dytë është rendi një i cili paraqet një spostim ose devijim të aksit të cilindrit nga aksi nominal. Ky deformim vjen si pasojë e deformimeve të pjesëve të sipërme dhe të poshtme të cilindrave ngjitur.

Rendi i tretë i deformimit është rendi me numrin dy, i cili paraqet një ovalizim të seksionit të cilindrit. Ky ovalizim vjen si pasojë e zgjerimit të pjesës së sipërme të bllokut dhe shtypjes ose kompresionit të pjesës së poshtme të tij.

Rendi i katërt i deformimit është rendi me numrin tre, i cili paraqitet me një deformim me tre lobe dhe besohet se ndodh si pasojë e ngarkesave termike të cilave ju nënshtrohet cilindri.

Rendi i pestë i deformimit është rendi me numrin katër, i cili paraqitet me një deformim me katër lobe të seksionit të cilindrit, i ngjashëm me lulet katër-fletëshe. Ky deformim lidhet me veprimin shtrëngues të vidave që mbërthejnë testatën e motorit tek blloku dhe është një deformim gjithmonë i pranishëm tek cilindri.

Përveç rendeve të mësipërme ekzistojnë edhe rende më të lartë ( $n > 4$ ), gjithsesi ato nuk kanë shfaqur interes për të studjuar si pasojë e intensitetit të ulët.

Deformimi i cilindrit varet nga disa aspekte, ai varet nga materiali i cilindrit, varet nga trupi i cilindrit, varet nga dimensionet, varet nga temperatura dhe presionet e zhvilluara në dhomën e djegies etj.

Në figurat 4.24 – 4.29 jepet rezultati i një analize me elemente të fundme të deformimit të një cilindri të zbërthyer në seri Fourier. Blloku i cilindrave dhe këmisha e cilindrit janë një trup monolit prej alumini. Cilindri është me trup gjysëm të mbyllur. Simulimi është realizuar në kushtet e ngarkesës së plotë të motorit dhe me shpejtësinë 2000 rrotullime për minutë të boshtit motorik. Legjenda e secilës figurë ilustron tre pozicione: në pikën e sipërme të vdekur, në mesin e cilindrit dhe në pikën e poshtme të vdekur.

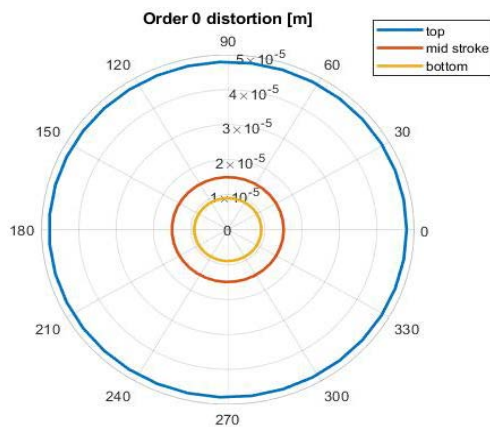


Figura 4.24 Deformimi rendi 0

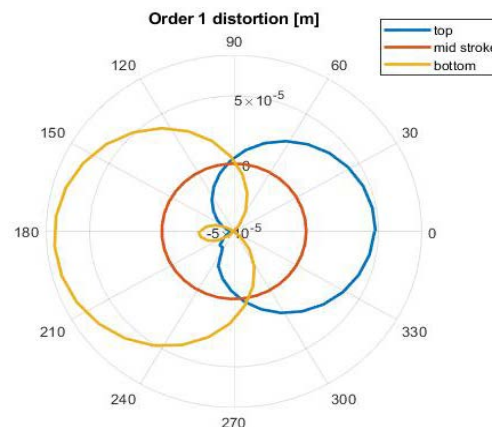


Figura 4.25 Deformimi rendi 1

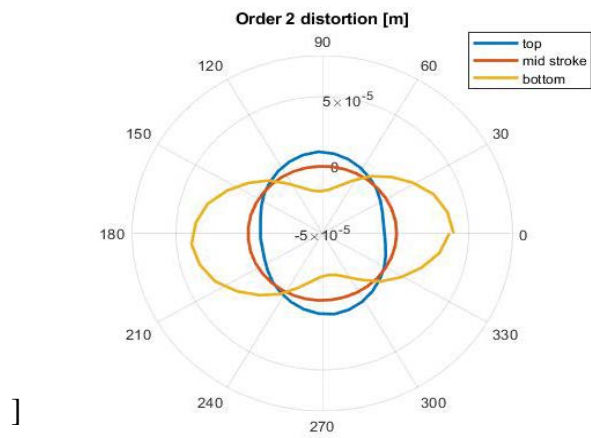


Figura 4.26 Deformimi rendi 2

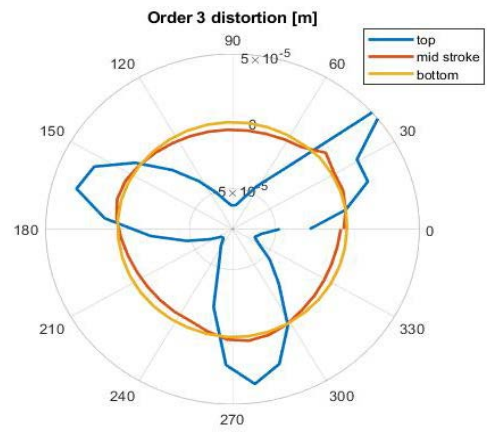


Figura 4.27 Deformimi rendi 3

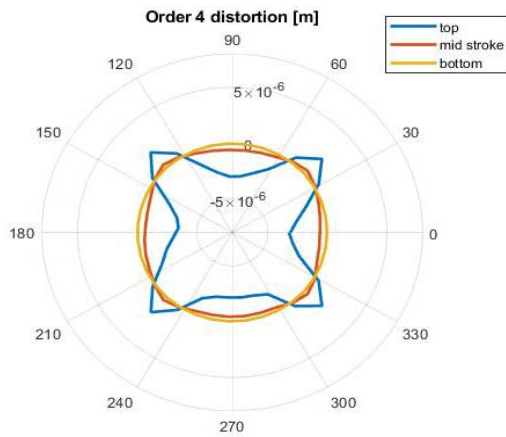


Figura 4.28 Deformimi rendi 4

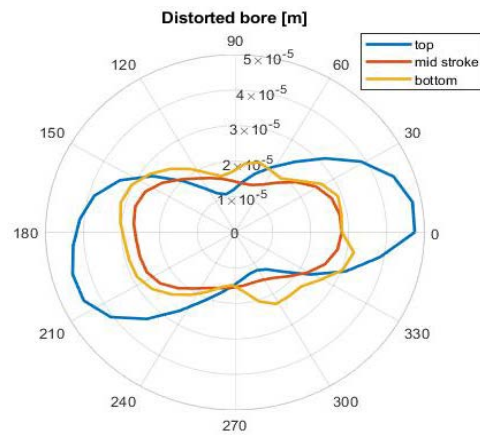


Figura 4.29 Deformimi total



## 5. Modelimi matematik i dinamikës së unazave dhe fenomenit të rrjedhjes së gazit.

### 5.1 Forcat që Veprojnë tek Unazat.

Në figurën 5.1 jepet seksioni dhe detaji i një çiftëzimi piston-unaza-cilindër. Unaza hermetizuese është një tra i kurbëzuar i cili instalohet tek kanali i pistonit. Aty ajo ka tre shkallë lirie, pra mund të kryejë lëvizje të kufizuara në tre drejtime; aksial sipas drejtimit vertikal, radial sipas drejtimit horizontal dhe përdredhës rreth aksit të vet të seksionit tërthor.

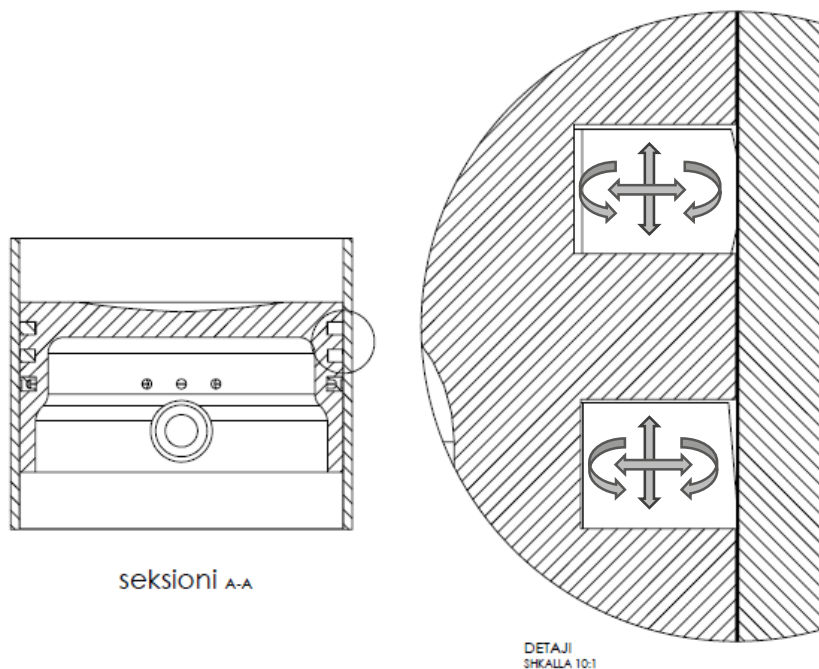


Figura 5.1 Detaj i çiftëzimit ndërmjet pistonit, unazave dhe cilindrit.

Lëvizjet e unazës shkaktohen nga forcat që zbatohen tek ajo. Në përgjithësi këto forca ndryshojnë në mënyrë ciklike gjatë procesit të punës. Disa nga keto janë edhe konstante. Forcat do të ndajmë në dy kategori, ato parësore të cilat kanë intensitetin

më të lartë dhe që ndikojnë drejtpërdrejt tek dinamika e unazave, dhe ato dytësore të cilat në përgjithësi kanë një intensitet më të ulët se të parat. Vlen për tu theksuar se të dy këto kategori forcash janë të ndërvarura ndërmjet tyre pasi ndikohen në mënyrë reciproke.

Si forca parësore do përmendim forcën e shkaktuar nga presioni i gazeve tek sipërfaqet e unazës, si edhe forcën e inercisë të shkaktuar nga levizja e pistonit.

Forcat dytësore janë më shumë dhe mund ti klasifikojmë në disa kategori;

Forcat dytësore hidrodinamike ku kemi forcën e pykës së vajit ndërmjet faqes së jashtme të unazës dhe cilindrit dhe forcën viskoze të vajit ndërmjet faqeve anësore të unazës dhe kanalit të pistonit; kemi forcën elastike të tensionit të unazës dhe forcën e fërkimit në ato raste kur paraqitet fërkimi i thatë ndërmjet faqeve të unazës dhe cilindrit.

Figura 5.2 tregon skemën logjike të forcave të përmendura më lart.

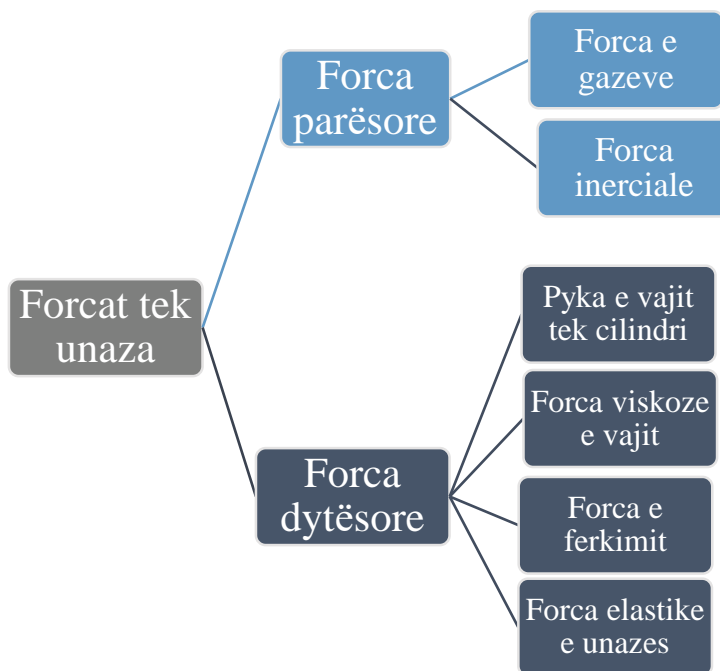


Figura 5.2 Skema logjike e shpërndarjes së forcave që veprojnë tek unaza

### 5.1.1. Efekti i presionit tek faqet e unazës

Tek forcat parësore kemi forcat e shkaktuara nga gazit si edhe forcën e inercisë. Forca e shkaktuar nga gazit vepron në të gjithë sipërfaqen e unazës të ekspozuar ndaj presionit të gazeve, ajo tregohet në detaj në figurën 5.3.

Veprimi i presionit të gazit lidhet ngushte me pozicionin e unazës tek kanali i saj pasi kur ajo gjendet e ulur dhe në kontakt me faqen e jashtme, gazit vepron nga lart dhe nga faqja e brendshme.

Kur unaza ndodhet në lëvizje, ndjen presionin në dy faqet horizontale dhe atë të brendshme, siç është rasti i figurës 5.3.

Kur ajo gjendet në kontakt me faqen e sipërme, gazit vepron nga poshtë e kështu me radhë.

Gjithashtu, në funksion të formes së faqes së jashtme të unazës si edhe të trashësisë së vajit lubrifikues mbi cilindër, një pjesë e saj mund të jetë e zbuluar dhe mund t'i nënshtrohet presionit të gazit duke prodhuar një forcë me synim shkeputjen e unazës nga cilindri.

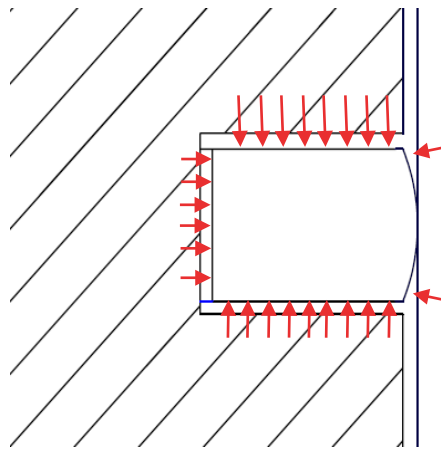


Figura 5.3. Veprimi i presionit të gazit tek faqet e unazës.

5.1.2. Efekti i forces se inercisë tek unazat ne drejtimin aksial dhe radial

Forca e inercise do jetë produkti i masës së unazes me nxitimin e saj. Duhet te percaktojme qe nxitimi i unazes jo gjithmone eshte i njejte me nxitimin e pistonit por mund te jete edhe nxitimi relativ ndermjet tyre sipas skemës së mëposhtme.

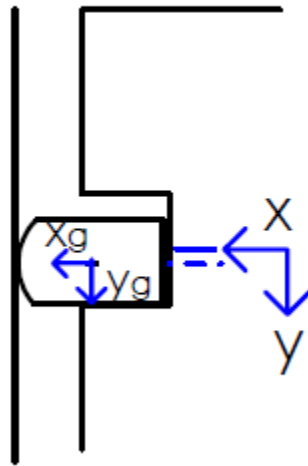


Figura 5.4. Pozicioni relativ i qendres se unazes ndaj qendres se kanalit te saj.

Duke ju referuar figurës 5.4 mund të konstatojmë se pozicioni i unazës nuk është fiks por lëviz në lidhje me kanalën e saj, rrjedhimisht koordinata  $y_g$  mund të shprehet sipas shprehjes së mëposhtme (5.1) e cila lidh pozicionin e unazës me pozicionin e pistonit:

$$y_g = y - (y - y_g) \quad (5.1)$$

Nxitimi i unazës ne drejtimin aksial mund të shprehet sipas derivatit të dytë të pozicionit të saj

$$a_a = \frac{d^2 y_g}{dt^2} = \frac{d^2 y}{dt^2} - \frac{d^2 (y - y_g)}{dt^2} \quad (5.2)$$

Ku  $y$  shpreh pozicionin ose zhvendosjen e qendrës së unazës, shprehur ne meter, dhe  $y$  shpreh pozicionin ose zhvendosjen e pistonit. Shpeshherë nga ekuacioni (5.2) mbahet termi i parë dhe neglizhohet i dyti, duke supozuar se nxitimi i unazës është i barabartë me atë të pistonit. Gjithësesi, në funksion të nivelit të kërkuar të detajit, nxitimi i unazave mund të shkruhet edhe në formën e gjatë, ndonëse në literaturën e konsultuar dhe të propozuar ky nxitim merret i barabartë me atë të pistonit.

Persa i perket drejtimit radial, kontakti unaze-cilinder ndikohet shume nga profili cilindrit. Ky profil, i cili nga pikepamja teorike duhet te kete nje seksion rrethor, ne te vertete rezulton te jete i deformuar. Sikurse eshte sqaruar ne kapitullin 3, deformimet e cilindrit vijne nga disa faktore:

- Ato ndikohen nga presioni i dhomes se djegies
- Nga shperndarja e temperatures dhe gradienti i saj
- Ndikohen nga trupi i bllokut te cilindrave
- Nga efekti terheqes i vidave qe shtrengojne testaten e motorit tek blloku
- Nga perpunimi mekanik i bllokut apo siperfaqes se cilindrit.

Si rrjedhim i ngarkesave te lartpermendura, profili real i cilindrit do jete i ndryshem nga ai teorik dhe diferenca ndermjet tyre paraqitet ne figuren 5.5 ne vijim.

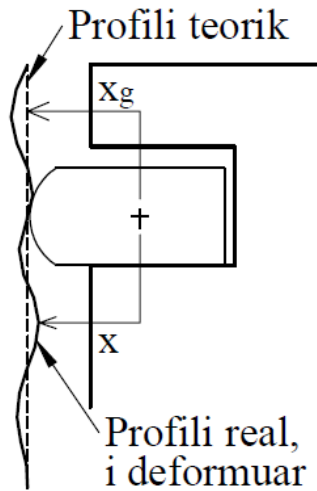


Figura 5.5. Pozicioni i unazes ne lidhje me profilin teorik te cilindrit

Ne keto kushte pozicioni radial i qendres se unazes mund te shkruhet sipas ekuacionit 5.3.

$$x_g = x + (x_g - x) \quad (5.3)$$

Ku  $x$  eshte koordinata e çastit ndersa  $x_g$  eshte koordinata ne lidhje me diametrin.

Rrjedhimisht, nxitimi radial i unazes do te shprehet nepermjet derivatit te dyte te pozicionit.

$$a_r = \frac{d^2 x_g}{dt^2} = \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{d^2 (x_g - x)}{dt^2} \quad (5.4)$$

Shprehja  $(x_g - x)$  tregon kendin e perdredhjes se unazes, i cilesuar edhe si kendi statik i saj, i emertuar zakonisht me  $\alpha$ . Ky kend mund te krijohet ne menyre artificiale, duke nderhyre tek unaza per te arritur qellimisht nje unaze te perdredhur, ose mund te merret ne saje te levizjes dytesore te pistonit, e shpjeguar ne kapitullin perkates. Figura 5.6 tregon detajin e kendit statik te unazes ndersa ekuacioni (5.5) tregon llogaritjen e kendit  $\alpha$ .

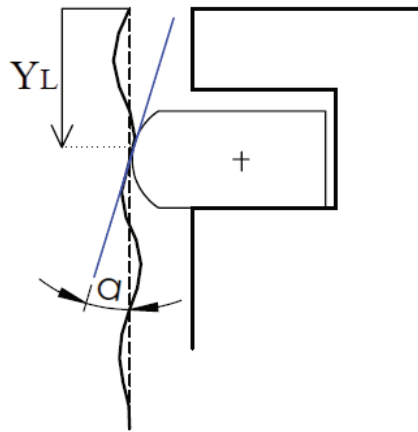


Figura 5.6. Kendi statik i perdredhjes se unazes. Yl shpreh pozicionin e saj ne lidhje me referencen fikse

$$\alpha = \arctan \left( \frac{d(x_{cg} - x)}{d(y_l)} \right) \quad (5.5)$$

### 5.1.3. Efekti i pykës së vajit tek cilindri

Vaji lubrifikues i cili shtrihet përgjatë mureve të cilindrit shërben për të ulur fërkimin e kontaktit metal-metal duke “ndarë” elementet në kontakt. Vaji lubrifikues ka edhe një veti të rëndësishme sepse përdoret si element ftohës, duke larguar nxehtësinë. Kontakti unazë-cilindër-shtresë vaji paraqitet në figurën 5.7.

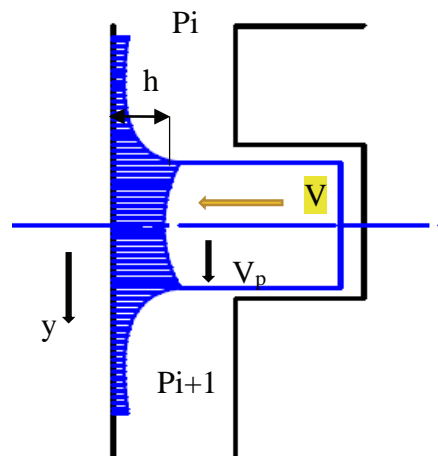


Figura 5.7. Skematizimi i kontaktit unaza-cilinder dhe shtreses se vajit lubrifikues.

Nga teoria e lubrifikimit, tek ky kontakt realizohet një presion ose pykë vaji i cili sjell si pasoje që sipërfaqet e cilindrit dhe unazave të largohen nga njëra-tjetra. Kjo pykë shërben si mbajtëse ose suport hidrodinamik i unazës duke ushtruar forcë mbi sipërfaqen e saj.

Presioni i pykës së vajit mund të modelohet matematikisht nëpërmjet ekuacionit të Reynoldsit, i ilustruar edhe në kapitullin 4. Ky është një ekuacion diferencial me derivate të pjesshme dhe nga zgjidhja e tij mund të njehsohet shpërndarja e presionit të zhvilluar nga një shtresë e hollë lubrifikanti viskoz në lëvizje laminare.

$$\frac{\partial}{\partial \rho} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \rho} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu V_p \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5.6)$$

*Tek ekuacioni (5.6) termat përbërës shprehin:*

*y, ρ = koordinatat e pikës, ku ρ është koordinata radiale e rrethit, h = trashësia nominale të vajit (μm), p = presioni hidrodinamik mesatar (Pa), μ = viskoziteti dinamik i vajit (Pa\*s ose Ns/m<sup>2</sup>), V<sub>p</sub> = shpejtësia e çastit e pistonit (m/s), t = koha (s).*

Ekuacioni 5.6 jep zgjidhjen për presionin në dy drejtime; drejtimin e lëvizjes së pistonit y dhe drejtimin radial të unazës ρ, pra është një ekuacion 2-dimensional. Në literaturë shpesh supozohen kushtet e simetrisë aksiale të unazave (gjeometri simetrike në çdo pikë rreth aksit të tyre) dhe kjo çon në thjeshtimin e ekuacionit, duke marrë ekuacionin Reynolds një dimensional i shprehur në ekuacionin (5.7) sipas references [75].

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu V_p \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5.7)$$

Ekuacioni (5.6), ose ai më i thjeshtuar (5.7), zakonisht preferohet të zgjidhen në formë numerike. Janë të rëndësishme kushtet fillestare, sidomos ato të lidhura me



trashësinë e vajit (ndryshorja  $h$ ) dhe presionin atmosferik ( $p$  dhe  $dp/dy$ ). Trashësia fillestare e vajit merret ose duke u nisur nga eksperiencia ose duke ju referuar udhëzimeve të rezultateve shkencore mbi këtë argument. Përsa i përket presionit merren vlerat e gazit në presion që veprojnë mbi dhe nën unazë, përkatësisht  $P_i$  dhe  $P_{i+1}$ , sikur tregohet tek figura 5.7.

Pasi gjendet shpërndarja e presionit mbi sipërfaqen e unazës, mund të llogaritet forca që ky presion i shkakton asaj duke e integruar në gjithë sipërfaqen e lagur nga vaji. Kjo forcë vepron në drejtimin radial mbi unazë dhe ka tendencë që ta ndajë unazën nga kontakti me cilindrin [76].

$$F_{vaj} = \int P_{(y)} d_y \quad (5.8)$$

#### 5.1.4. Efekti i forcës viskoze të vajit tek cilindri

Duke qenë se vaji ka viskozitet, ai krijon edhe një forcë në drejtimin aksial e cila mund të njehsohet si një forcë parazitare duke qenë se lidhet me fërkimin viskoz.

Në këto kushte mund të njehsojmë sforcimin hidrodinamik tangjencial  $\tau_v$  [76] :

$$\tau_v = \frac{-\mu V}{h} + \frac{h}{2} \frac{dP_{vaj}}{d_y} \quad (5.9)$$

Viskoziteti i vajit varet shumë nga presioni dhe temperatura e punës [77]. Varësia e viskozitetit nga temperatura mundet të shprehet nga ekuacioni 5.10 , i cili njihet edhe si ekuacioni i Voegel:

$$\mu = a * e^{\left(\frac{b}{T+c}\right)} \quad (5.10)$$

*Ku  $T$  është temperatura në gradë celsius ndërsa  $a$ ,  $b$  dhe  $c$  janë konstante që varen nga lloji i vajit.*

Varësia ndaj presionit mund të shprehet nga ekuacioni (5.11).

$$\mu = \mu_0 * e^{(\alpha_{-v}P)} \quad (5.11)$$

Ku  $P$  është presioni efektiv (Pa),  $\mu_0$  është viskoziteti i vajit në presion atmosferik dhe  $\alpha_{-v}$  ( $\text{Pa}^{-1}$ ) është një konstante e vajit e cila për vajrat minerale mund të shprehet afërsisht me formulën (5.12) [78].

$$\alpha_{-v} \cong (0.6 + 0.965 * \log_{10}(\mu_0 * 10^3)) * 10^8 \quad (5.12)$$

#### 5.1.4.1. Diagrama Stribek dhe koefiçenti i fërkimit.

Kushtet në të cilat mund të punojnë dy sipërfaqe në lëvizje relative, ndryshojnë në funksion të disa parametrave. Si rrjedhim, kontakti midis unazave dhe cilindrit do ndryshojë pasi jo gjithmonë unazat kanë një shtresë vaji që t'i ndajë nga cilindri. Mund të ndodhë që ato të kenë kontakt të thatë ose gjysëm të thatë, duke shtuar tek lista e forcave edhe atë të kontaktit mekanik-Kulombian. Ky fërkim sjell një kategori të re forcash të cilat lidhen me ashpërsinë sipërfaqësore të sipërfaqeve në kontakt. Për të kuptuar më mirë se në cilat kushte ndodhet unaza sipas parametrave të punës do t'i referohemi diagramës Stribek [79-81] e cila jepet në figurën 5.8.

Kjo diagramë shpreh koefiçentin e fërkimit të një çifti sipërfaqesh në kontakt të lubrifikuar në funksion të shpejtësisë së lëvizjes. Më saktësisht boshti i abshisave jepet nga shprehja  $\mu V/p$ , pra viskozitet dinamik i vajit që shumëzohet me shpejtësinë e lëvizjes relative së dy sipërfaqeve përmbi ngarkesën e aplikuar, e cila mund të shprehet si presioni i zhvilluar në shtresën e vajit. Duke parë se ne na intereson analiza me një lubrifikant të caktuar, në kushte të caktuara pune, atëherë pasi fiksohet

viskoziteti i tij dhe ngarkesa (ose presioni  $p$ ), kurba tregon koeficientin e fërkimit në funksion të shpejtësisë së lëvizjes së trupave.

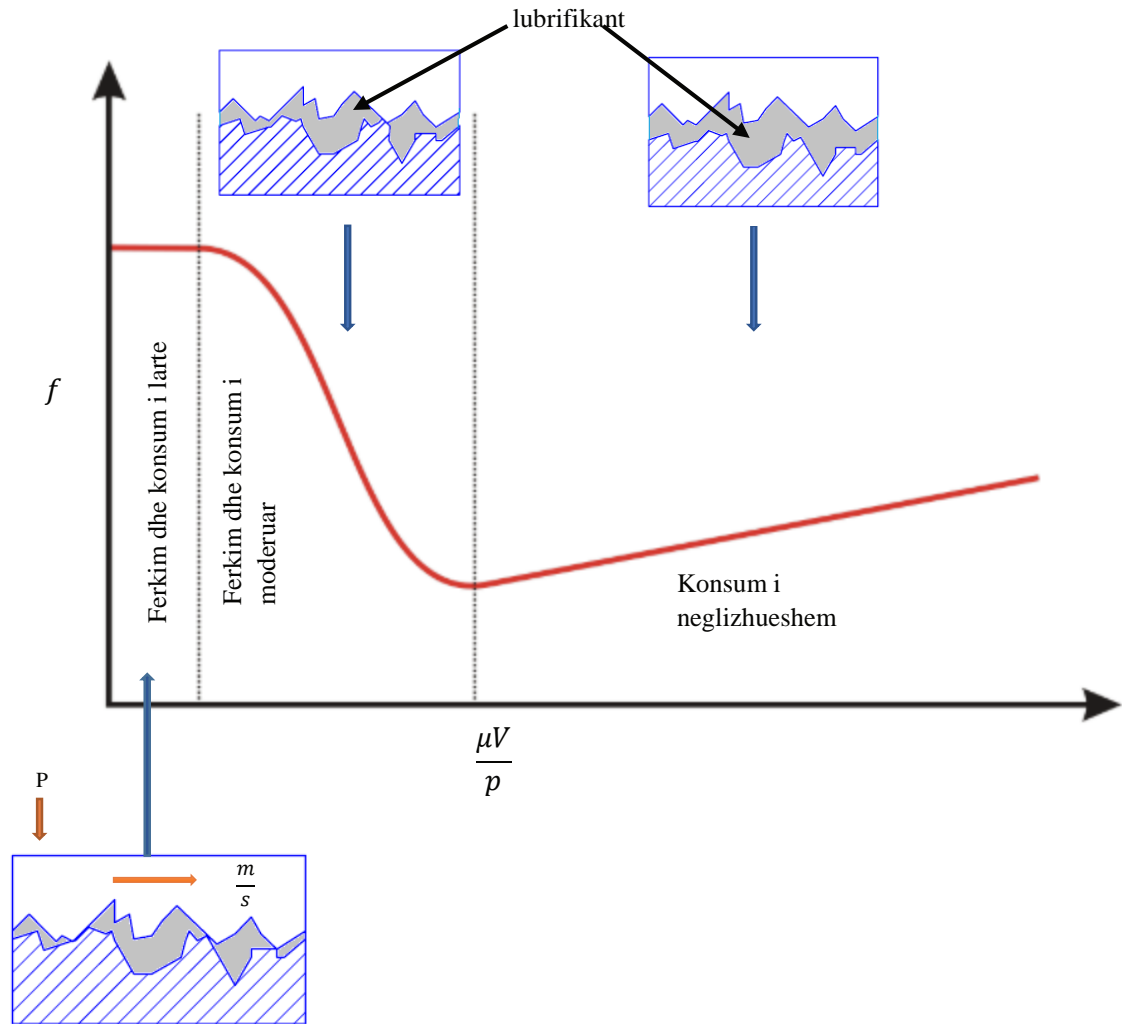


Figura 5.8 Diagrama Stribek dhe sqarimi mbi zonat e ndryshme

Tek kjo diagramë mund të dallojmë qartë tre makro zona

- 1) Zona me lubrifikim kufitar, në të cilën sipërfaqet janë në kontakt të plotë ndërmjet tyre. Ngarkesa ndërmjet tyre shpërndahehtë nëpërmjet profileve të ashpërsive sipërfaqësore. Në këtë zonë koeficienti i fërkimit është i lartë dhe rrjedhimisht edhe konsumi i sipërfaqeve.

- 2) Zona me lubrifikim të përzier, i ashtuquajtur edhe lubrifikim elasto-hidrodinamik (ose EHL nga Anglishtja). Në këtë zonë ngarkesa mbahet pjesërisht nga kontakti fizik dhe pjesërisht nga lubrikanti. Koeficienti i fërkimit ulet kur shpejtësia rritet.
- 3) Zona e tretë ose zona e lubrifikimit hidrodinamik. Këtu ngarkesa mbahet e gjitha nga pyka hidrodinamike e zhvilluar tek vaji dhe sipërfaqet janë komplet të ndara nga njëra-tjetra. Konsumi pothuajse nuk ekziton.

Sipas referencës [82], përveç 3 zonave të mësipërme mund të specifikojmë edhe një të katërt, e cila tregohet në figurën 5.9. Sikurse duket qartë, nuk kemi asnjë lloj lubrifikimi pasi sipërfaqet janë të shkëputura nga kontakti. Kjo situatë mund të ndodhë në kontaktin unaza-cilindër në kushte të caktuara pune.

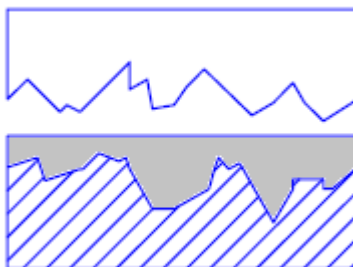


Figura 5.9 Mungesa e lubrifikimit

#### 5.1.5. Efekti i cilësisë sipërfaqësore.

Tek paragrafët e mësipërm u diskutua koeficienti i fërkimit në zonat me lubrifikim të ndryshëm, duke cilësuar lubrifikimin e thatë apo atë hidrodinamik. Në lidhje me atë të thatë, një rëndësi të madhe merr edhe ashpërsia sipërfaqeve të elementeve në kontakt. Konkretisht, bëhet fjalë për sipërfaqet e faqeve të jashtme të unazave, ato të

pistonit dhe ato të cilindrit. Cilësia e këtyre sipërfaqeve varet nga materiali, por kryesisht varet më shumë nga përpunimi mekanik të cilit sipërfaqja i nënshtrohet. Llojet e përpunimeve janë diskutuar në kapitullin e 3. Nevoja e implementimit të topografisë së sipërfaqeve në dinamikën e lubrifikimit të tyre është propozuar së pari nga studiuesit [83] dhe [84].

Në figurën 5.10 jepet skema e kontaktit kur sipërfaqet paraqiten me një profil me ashpërsi sipërfaqësore qëllimisht të zmadhuar. Me termin  $h$  tregohet trashësia nominale e vajit lubrifikues, me  $\sigma_1$  dhe  $\sigma_2$  tregohen ashpërsitë sipërfaqësore të cilindrit dhe të unazës sipas referencave.

Në kushtet e profileve me ashpërsi sipërfaqësore, trashësia e vajit lubrifikues mund të shprehet:  $h(y) = h + \sigma_1 + \sigma_2$

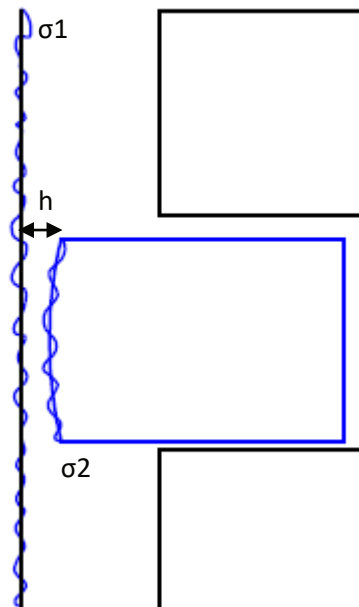


Figura 5.10 Siperfaqet me ashpersi siperfaqesore

Sipas Greenwood-Tripp [83], në kushtet kur presioni hidrodinamik nuk është i mjaftueshëm që të ndajë sipërfaqet, atëherë profilet e ashpra sipërfaqësore mund të hyjnë në kontakt ndërmjet tyre. Në këto kushte, ngarkesa që lind nga kontakti do

varet nga kushtet e siperfaqeve dhe nga disa parametra statistik te cilat jepen nepermjet ekuacionit (5.13).

$$p_{ashp}(h) = 16 \frac{\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma \beta N)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{2.5} \left( \frac{h(y)}{\sigma} \right) \quad (5.13)$$

Ku  $\sigma$  është devijimi standart i perbere i profileve dhe jepet sipas ekuacionit poshte

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{\frac{1}{2}} \quad (5.14)$$

N shpreh dendësinë e ashpërsisë,  $\beta$  shpreh rrezën e kurbaturës së ashpërsisë, E shpreh modulën e Jungut të përbërë që përcaktohet nga ekuacioni (5.15), ku v është koeficienti i Puansonit i materialit.

$$E = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (5.15)$$

Funksioni  $F(h(y)/\sigma) = F(x)$  shpreh shpërndarjen probabilitare, e cila në shumicën e rasteve përkon me një shpërndarje Gausiane të profilit të ashpërsive, sikurse paraqitet ne figuren 5.11.

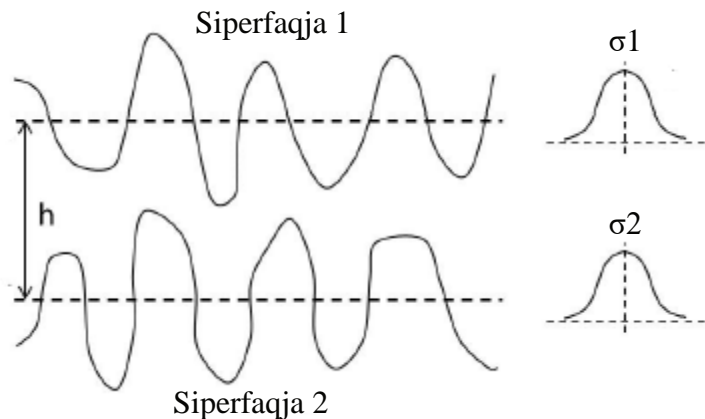


Figura 5.11 Shpërndarja Gausiane e profileve te ashpërsive

Matematikisht, funksioni i lartpermendur mund të shprehet sipas ekuacionit (5.16) poshte.

$$F_{2.5}\left(\frac{h}{\sigma}\right) = \frac{1}{2\pi} \int_x^{\infty} (s-x)^{2.5} e^{-s^2/2} d_s \quad (5.16)$$

Eshte e qarte se nuk ekziston nje zgjidhje ne forme te mbyllur per ekuacionin (5.13), rrjedhimisht duhet te implementohet nje procedure iterative. Per kete arsye, Kerkuesit Greenwood dhe Tripp [83] qe e kane implementuar për herën e parë, japin edhe nje table me rezultatet e integritimit.

*Tabela 5.1 Vlerat tabelore per funksionin e shperndarjes se profileve te ashpersise*

$h(y)/\sigma$	$F_{2.5}\left(\frac{h}{\sigma}\right)$
0.0	0.61664
0.5	0.24040
1.0	0.08056
1.5	0.02286
2.0	0.00542
2.5	0.00106
3.0	0.00017
3.5	0.00002
4.0	0.0000
> 4.0	0.0000

Ne referencen [85] propozohet nje ligj fuqie per ta llogaritur funksionin  $F$  2.5, nderkohe qe ne referencen [86] propozohet perdorimi i polinomeve te grades se gjashte per ta perafruar zgjidhjen e ekuacionit (5.16).

Patir dhe Cheng [84] futën ashpërsitë sipërfaqësore të profilit në ekuacionin Reynolds, duke studiuar efektin e saj në regjimin e lubrifikimit të përzier sipas ekuacionit (5.17).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \varphi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \varphi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{V_1+V_2}{2} \frac{\partial h}{\partial y} + \frac{V_1-V_2}{2} \sigma \frac{\partial \varphi_s}{\partial y} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5.17)$$

$\varphi_x$  dhe  $\varphi_y$  janë funksion i  $h/\sigma$  dhe emërtohen si faktorët e fluksit të presionit të cilët krahasojnë fluksin e presionit mesatar të një sipërfaqeje të ashpër kundrejt një sipërfaqeje të lëmuar. Termi  $\varphi_s$  shpreh faktorin tangjencial ne rreshqitjen e dy siperfaqeve.

Ne keto kushte sforcimi hidrodinamik tangjencial, i permendur ne ekuacionin 5.9 do te modifikohet sipas shprehjes se dhene ne ekuacionin (5.18) poshte.

$$\tau_v = \frac{-\mu V}{h} (\varphi_x + \varphi_y) + \varphi_s \frac{h}{2} \frac{dP_{vaj}}{dy} \quad (5.18)$$

Duke shprehur me  $H = h/\sigma$ ,  $z = H/3$ ,  $\varepsilon^* = \varepsilon/3\sigma$ . Simboli  $\varepsilon$  sipas [87] perfaqeson nje shtrese tejet te holle vaji lubrifikues, qe mban parasysh kushtet e kontaktit ndermjet siperfaqeve te ashpra ne kushtet e mungeses se lubrifikimit hidrodinamik.

Në ekuacionet (5.19 – 5.21) jepen faktorët e fluksit të përditësuar me simbolet e reja.



$$\varphi_x = \frac{35}{32} z \left[ (1 - z^2)^3 \ln \left( \frac{z+1}{\epsilon/3\sigma} \right) \right] \quad (5.19)$$

$$\varphi_y = 11.1 \left( \frac{h}{\sigma} \right)^{2.31} e^{-2.38 \frac{h}{\sigma} + 0.11 \frac{h}{\sigma^2}} \approx 0 \quad (5.20)$$

$$\varphi_s = 1 - 1.4 e^{-0.66 \frac{h}{\sigma}} \quad (5.21)$$

### 5.1.6. Humbjet nga fërkimet

Ne saje te kategorive te pengesave qe paraqitem ndaj levizjes se elementeve te motorit, grupi i pistonit ne pergjithesi dhe unazat ne menyre specifike, jane pergjegjese per nje humbje energjie jo pak te rendesishme ne kuadrin e humbjeve mekanike te nje motori me djegie te brendshme. Ne kete drejtim do te identifikojme dy kategorite kryesore te humbjeve persa i perket unazave. Kategoria e pare jane humbjet hidrodinamike te shkaktuara nga viskoziteti i vajit lubrifikant, te cilat lidhen me sforcimin tangjencial  $\tau$ , te cilesuara si forca e ferkimit viskoz dhe te shprehura sipas ekuacionit (5.22) poshte.

$$F_{f_v} = \int \tau dA \quad (5.22)$$

Ku A është sipërfaqja e lagur e unazës. Është e kuptueshme se forca  $F_{f_v}$  vepron tek unaza në drejtim të kundërt me spostimin e saj.

Komponentja e dyte e humbjeve lidhen me forcat e ferkimit kulombian kur kontakti ndermjet siperfaqeve eshte i thate ose gjysem i thate, te cilesuara si forcat e ferkimit mekanik dhe qe jepen sipas ekuacionit të mëposhtëm.

$$F_{f_m} = \mu_f \int_{-b/2}^{b/2} P_f dy \quad (5.23)$$

Ku  $\mu_f$  është koeficienti i ferkimit dhe varet nga materialet dhe sipërfaqet në kontakt,  $b$  është trashësia e unazës në drejtimin aksial dhe  $P_f$  është presioni i shkaktuar në këto sipërfaqe si rrjedhojë e ferkimit.

Humbjet totale rrjedhimisht do të jenë shuma e dy elementeve të sipërpermendura, dhe do të aplikohen tek secila unazë e grupit të pistonit.

$$F = F_{f\_v} + F_{f\_m} \quad (5.24)$$

### 5.1.7 Forca elastike e unazës

Unaza është një tra i kurbeuar i cili në saje të prerjes krijon një forcë elastike diametrale që tenton ta hapë unazën kur kjo e fundit ngjeshet. Lloji i materialit dhe rrjedhimisht moduli i elasticitetit  $E$  të tij ndikon shumë tek kjo forcë. Nga ana tjetër, kjo forcë tenton gjithmonë ta ngjeshë unazën kundrejt cilindrit, duke ndikuar në krijimin e pykës së vajit dhe rritjen e humbjeve nga ferkimet.

Në parim unaza duhet të garantojë dy kushte pune:

1. Duhet të përshtatet (konformohet) ndaj cilindrit
2. Duhet të ushtrojë një presion uniform rreth murit të cilindrit

Në referencën [88] trajtohet qasja llogaritëse e forcës elastike të unazave, e cilesuar edhe si tension i unazës.

Diametri i kurores së pistonit në përgjithësi është më i madh se diametri i brendshëm i unazave, rrjedhimisht unazat duhet të hapen që të futen në kanalet përkatëse. Pasi montohen në kanale, unazat duhet të ngjeshen në mënyrë që të futen në cilindër. Figura 5.12 ilustron pozicionet e unazës.  $D$  shpreh diametrin e cilindrit,  $b$  trashësinë

e unazes ne drejtimin radial,  $e$  shpreh dimensionin e hapjes me unazën në gjendje të lirë,  $D_{mes}$  shpreh diametrin mesatar të unazës.

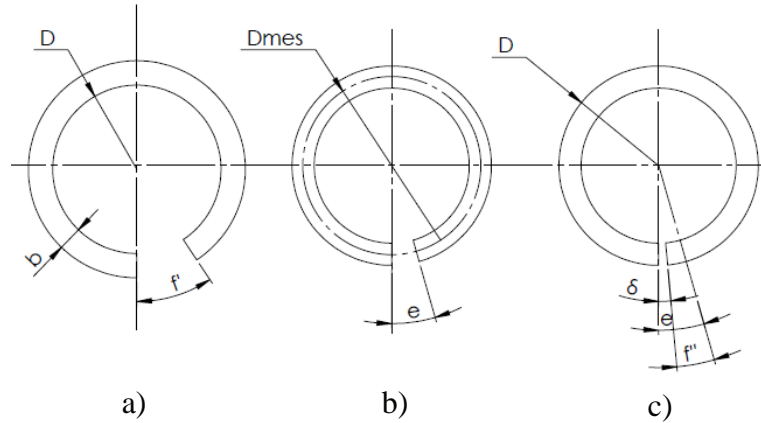


Figura 5.12 a) unaza e hapur per montim tek pistoni, b) unaza ne gjendje te lire, c) unaza e mbyllur per montim tek cilindri [88]

Forca e ushtruar nga unaza tek faqet e murit te cilindrit mund te njehsohet nepermjet formules (5.25), ku  $p_e$  shpreh presionin elastik dhe  $A$  siperfaqen e jashtme ne kontakt me cilindrin. Kjo force njihet si force diametrale ose elastike [88].

$$F_e = p_e * A \quad (5.25)$$

Presioni elastik lidhet me deformimin e shkaktuar nga perkulja e unazes dhe njehsohet:

$$p_e = \frac{1}{3} \left( \frac{\sigma'' b^2}{D(D-b)} \right) \quad (5.26)$$

Tek formula (5.26)  $\sigma''$  shpreh pikerisht sforcimin ne perkulje te unazes [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ], dhe njehsohet nepermjet formules së mëposhtme.

$$\sigma'' = \frac{3}{2} \left( \frac{Eb f''}{L^2} \right) \quad (5.27)$$

Tek formulat e mësipërme,  $E$  shpreh modulën elastik të unazës [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ],  $L$  shpreh gjatësinë e saj ( $L = \pi D_m$ ) [mm], ndërsa  $f''$  mund të llogaritet nga vizatimi i unazës në figurën 5.12.

Forca elastike nuk është e lehtë për tu llogaritur dhe formulat e mësipërme mund të thuhet se janë të përafërta por jo të saktë, pasi nuk është e lehtë të matet forca e ushtruar përgjatë gjithë diametrit të unazës. Në praktikë ajo që mund të matet është e ashtuquajtura forca tangjenciale, që përkufizohet si forca e nevojshme për të bashkuar dy anet e çarjes së unazës sikurse tregohet në figurën 5.13.

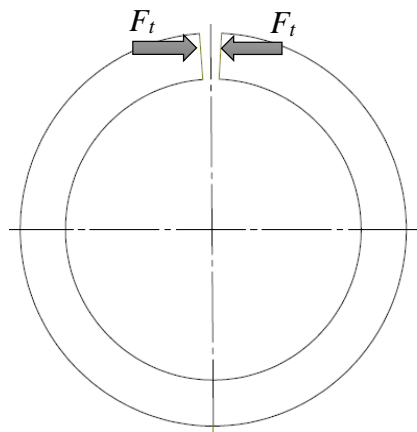


Figura 5.13 Forca tangjenciale tek unaza

Në figurat 5.14 dhe 5.15 jepen shpërndarjet karakteristike të presionit elastik që ushtrohet nga unazat mbi sipërfaqen e cilindrit. Figura 5.14 tregon rastin ideal të një shpërndarjeje uniforme, që arrihet vetëm për unazat e vajit kur ato karikohen nga sustat përkatëse. Në rastin e unazave të gazeve kemi shpërndarjen e treguar në figurën 5.15 e cila njihet edhe si shpërndarjeje në formë dardhe, ku presioni është bërë qëllimisht më i madh në afërsi të çarjes [89]. Kjo shpërndarjeje bëhet me qëllim që në afërsi të çarjeve të kemi një ngjeshje më të madhe të unazës dhe rrjedhimisht një forcë më të madhe radiale me qëllim që të pengojë/vonjë lindjen e fenomenit të vibrimit aksial të saj gjatë rrjedhjes së gazit me presion të lartë. Ky fenomen do të shpjegohet në detaj në kapitujt pasardhës. Kjo shpërndarjeje është karakteristike për unazat

hermetike te motoreve me kater kohe, ndersa tek motoret me dy kohe ato kane nje shperndarje jo uniforme por te ndryshme.

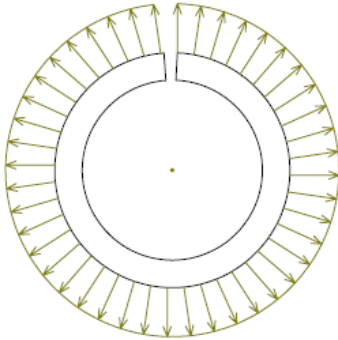


Figura 5.14 shperndarje uniforme e presionit radial

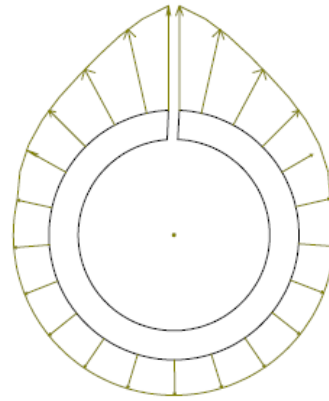


Figura 5.15 shperndarje jo-uniforme e presionit radial.

#### 5.1.7.1 Momenti i shkaktuar nga ngurtësia në përdredhje e unazës

Unaza mund të ketë një kënd statik  $\alpha \neq 0$  dhe që ndryshon gjatë punës së motorit. Sikurse është vënë në dukje, ky kënd mund të shkaktohet nga deformimi i cilindrit, ose nga lëvizja dytësore e pistonit, rrjedhimisht ajo mund të ketë kontakt me faqet e kanalit të pistonit apo me murin e cilindrit, dhe të perdridhet rreth aksit të saj si pasojë e kontaktit jo uniform. Kjo do të sillte një moment reaktiv mbi unazë, i cili mund të njehsohet nepermjet formules 5.26 [82].

$$M_p = K_t (\alpha_i - \alpha_0) \quad [\text{Nm}] \quad (5.26)$$

Ku  $K_t$  është ngurtësia në përdredhje të unazës, dhe llogaritet si:

$$K_t = Eb^3 \ln \frac{\left(\frac{D_j}{D_b}\right)}{3(D_j + D_b)} \quad [\text{Nm/rad}] \quad (5.27)$$

Tek ekuacioni 5.27,  $D_j$  shpreh diametrin e jashtëm të unazës ndersa  $D_b$  shpreh diametrin e brendshëm të saj [mm].

## 5.2 MODELIMI I RRJEDHJES SE GAZIT.

Në figurën 5.13 jepet vizatimi i nje pistoni me zonat kryesore nder-unazore dhe emertimet perkatese. Ne figuren 5.14 tregohet nje vizatim ku perfshihen edhe elementet e tjera sikurse janë unazat, muri i cilindrit, dhoma e djegies dhe pjesa e volumit të cilindrit poshtë pistonit e emertuar simbolikisht si karteri i motorit.

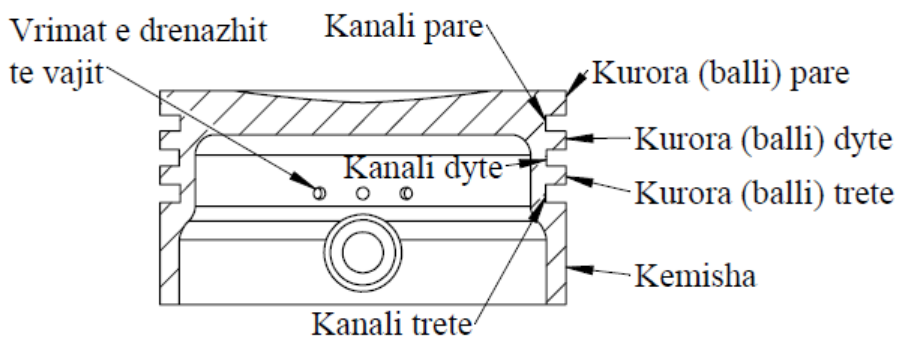


Figura 5.13: Pistoni dhe zonat nder-unazore.

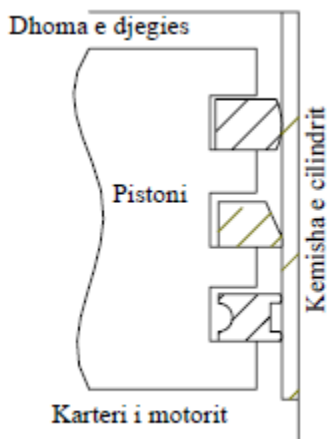


Figura 5.14. Elementet e fuqise ne nje motor me djegie te brendshme.

Ne figuren 5.15 ilustrohen skematikisht tre rruget e mundshme te rrjedhjes se gazeve nga dhoma e djegies per ne volumet nder-unazore.

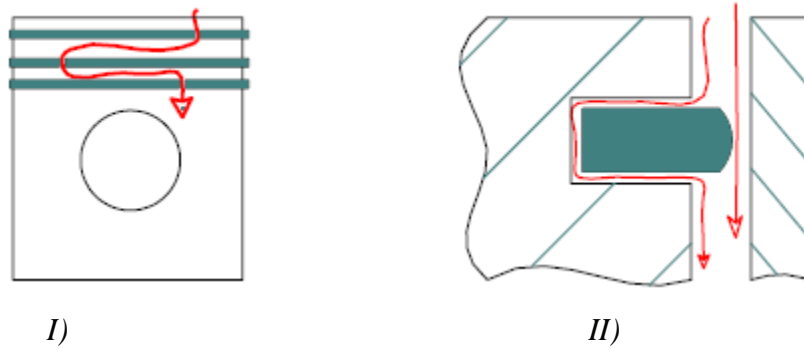


Figura 5.15. Rruget e rrjedhjes se gazeve :

I) nepermjet çarjeve te unazave.

II) Nepermjet kanaleve kur unaza leviz dhe nepermjet rrjedhjes direkte kur unaza shpekutet nga kontakti me cilindrin.

Rruget e rrjedhjes mund te ndahen ne dy grupe sikurse tregohen ne figure :

- Rrjedhje nepermjet çarjes, e cila eshte gjithmone e pranishme pasi çarja lejon perhere nje rrjedhje te vogel te gazit.
- Rrjedhje perreth faqeve te unazes e cila mund te ndodhe ne dy raste:
  - a) Kur unaza po leviz aksialisht brenda kanalit te pistonit dhe lejon kalimin e gazeve perreth mureve te saj.
  - b) Kur unaza leviz ne drejtimin radial (shtypet, ngjeshet) duke u shkeputur nga kontakti me kemishen e cilindrit dhe duke hapur nje rruge rrjedhjeje te drejteperdrejte.

### 5.2.1 Rrjedhja e gazit nepermjet çarjes se unazes.

Nga figura 5.14 mund të vërejmë se kalimi i gazit nga dhoma e djegies tek dhoma e karterit të motorit i ngjason një labirinti ngushticash. Duke qene se kemi të bëjmë me nje perzierje të gaztë, studimet e deritanishme mbi këtë argument kanë propozuar vazhdimisht përdorimin e ekuacionit të gazit ideal për të modeluar rrjedhjen.

$$PV = mRT \quad (5.28)$$

Ku :  $P = \text{presioni [Pa]}$ ,  $V = \text{volumi [m}^3\text{]}$ ,  $m = \text{masa [kg]}$ ,  $R = \text{konstante karakteristike e gazeve [}\frac{\text{J}}{\text{kgK}}\text{]}$ ,  $T = \text{temperatura [K]}$ .

Ekuacioni 5.28 shpreh varësinë nëpërmjet të cilës lidhen parametrat e ndryshëm.

Duke e derivuar këtë ekuacion mund të marrim ndryshimin në kohë të presionit, të shprehur në funksion të parametrave të tjerë.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{dm}{dt} * \frac{RT}{V} + \frac{dT}{dt} * \frac{mR}{V} - \frac{dV}{dt} * \frac{P}{V} \quad (5.29)$$

Në lidhje me ekuacionin 5.29 mund të behen disa arsyetime logjike.

Së pari, duke qenë se kemi të bëjmë me një përbërje të gaztë, e cila normalisht ngjeshet dhe zgjerohet gjate një cilki pune, mund të themi se ndryshimi i volumit të zonave ndër-unazore në lidhje me kohën është shume me i permbajtur se sa ndryshimi i mases se vete gazit qe hyn e del nga keto zona.

Se dyti, ne lidhje me karakterin e ndryshimit te temperatures se gazit, gjate kalimit te tij neper labirintin e ngushticave, sipas studimeve te deritanishme [92-94] kemi dy hipoteza:

1) Rrjedhje adiabatike irreversibël e gazit, temperatura e të cilit është e barabartë me temperaturën e sipërfaqeve të elementeve në kontakt.

2) Rrjedhje adiabatike reversibël ose izotermale ose izoentropike, në të cilën gazi shkëmben nxehtësi me muret dhe temperatura e tij mund të llogaritet sipas shprehjes së izotermës (5.30), ku  $\gamma$  shpreh raportin e nxehtësive specifike.

$$TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{konstante} \quad (5.30)$$



Lëshimet e mësipërme kanë edhe një shpjegim që bazohet tek fizika e problemit. Së pari, koha që gazet kanë në dispozicion të rrjedhjes është shumë e ulët dhe kësaj shkëmbimi i nxehtësisë me muret është i kufizuar. Së dyti, në hapësirat ndër-unazore nuk kemi ndryshim të konsiderueshëm volumi nëse e krahasojmë për shembull me volumin e dhomës së djegies. Gjithësesi, të dyja këto lëshime janë relative dhe bëhen në funksion të thjeshtimit të modelit ose të një zgjidhjeje më të detajuar.

Që të garantohet ekuilibri, ekuacionit 5.29 duhet ti bashkangjitet edhe ligji i ruajtjes së masës (5.31).

$$\frac{dm}{dt} = \frac{m_{hyrje} - m_{dalje}}{dt} \quad (5.31)$$

Ndryshimi i masës në kohë, ose prurja në masë, varet nga ndryshimi i presionit mbi dhe nën ngushticë, i cili e detyron masën e gaztë që të lëvizë.

Studimet e para mbi natyrën e rrjedhjes së gazit [1-3] supozonin një rrjedhje adiabatike. Studime të metejshme [5-6] propozuan një rrjedhje jo të njetrajtshme të llojit Couette. Studimet më të plota dhe që gjeten më tepër korespondence nga matjet eksperimentale ishin ato të propozuara nga [shapiro]. Sipas këtyre studimeve, rrjedhja reale e gazit nepermjet ngushtices së unazes, i afrohet me se miri një rrjedhjeje laminare në kushte izoentropike (pa humbje energjie). Masa që rrjedh në këto kushte mund të modelohet sipas ekuacionit 5.32.

$$\dot{m}_{\text{çarje}} = \frac{CA_k P_S}{\sqrt{RT_S}} f_m \quad (5.32)$$

Ku:

$$f_m = \gamma^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma+1)}} \text{ kur } \frac{P_P}{P_S} \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.33)$$

$$f_m = \left( \frac{P_P}{P_S} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left( \frac{2\gamma}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma+1)}} \left[ 1 - \left( \frac{P_P}{P_S} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \text{ kur } \frac{P_P}{P_S} > \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.34)$$

$$C = 0.85 - 0.25 \left( \frac{P_P}{P_S} \right)^2 \quad (5.35)$$

Në relacionet e mësipërme  $f_m$  është koeficienti i rrjedhjes [kg/s],  $C$  është koeficienti i shkarkimit,  $A_k$  është sipërfaqja e kalimit nepermjet çarjes,  $P_S$  dhe  $P_P$  janë përkatësisht presionet sipër dhe poshtë ngushtices së çarjes,  $T_S$  temperatura e gazit sipër çarjes.

Avantazhi i formulimit të propozuar në ekuacionin 5.32 qëndron në faktin se bëhet një dallim i qartë i koeficientit të rrjedhjes në kushte normale apo në kushte droseluese, ku sipas [93], vlera  $P_P/P_S > 0.86$  çeloret si e droseluar, sikurse pohojnë relacionet 5.33 dhe 5.34. Së dyti, koeficienti i shkarkimit varet nga raporti i presioneve mbi dhe nën çarje, që është edhe në një linjë me logjikën fizike të problemit, pasi që të kemi rrjedhje duhet të kemi diferencë presionesh.

Ekuacioni 5.32 fillimisht është formuluar për të përcaktuar rrjedhjen nepermjet çarjes së unazës, pasi në fakt, kjo rrjedhje është perhere e pranishme gjatë punës. Sikurse tregohet në ekuacion, sasia e gazit të rrjedhur do të varet edhe nga sipërfaqja e kesaj çarjeje përveçse nga presionet dhe temperaturat mbi dhe nën të. Një parameter i rëndësishëm i rrjedhjes nepermjet çarjes është mundësia që unazës të bëhet një zmuso e lehtë tek dy skajet e kanalit. Zmusoja zakonisht bëhet për të eliminuar cepin e gjalle të unazës, i cili mund të gervishte murin e cilindrit dhe mund të bëhet shkak për të bllokuar levizjen e unazës si pasoje e gripimeve të mundshme. Unaza me cep të zmusuar tregohet në figuren 5.16, në rast se ky i fundit është i

pranishem, sipërfaqja totale A duhet të mbaje në konsideratë edhe sipërfaqen e shtuar nga zmusoja.

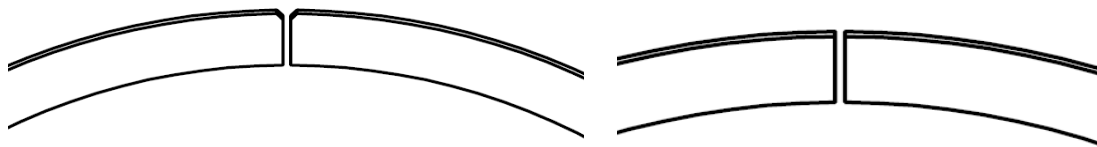


Figura 5.16: Unaza me dhe pa zmuso tek cepi i saj i jashtëm

Duhet të kemi gjithësesi parasysh që unaza është e futur në kanalën e pistonit dhe jo e gjithë çarja është e ekspozuar ndaj rrjedhjes së drejtpërdrejtë të gazit. Kësisoj, në bazë të gjeometrisë dhe diametrit të pistonit dhe cilindrit, duhet të njehsojmë sipërfaqen reale të çarjes që gazet mund të përdorin për të rrjedhur, sikurse sygjeron figura 5.17.

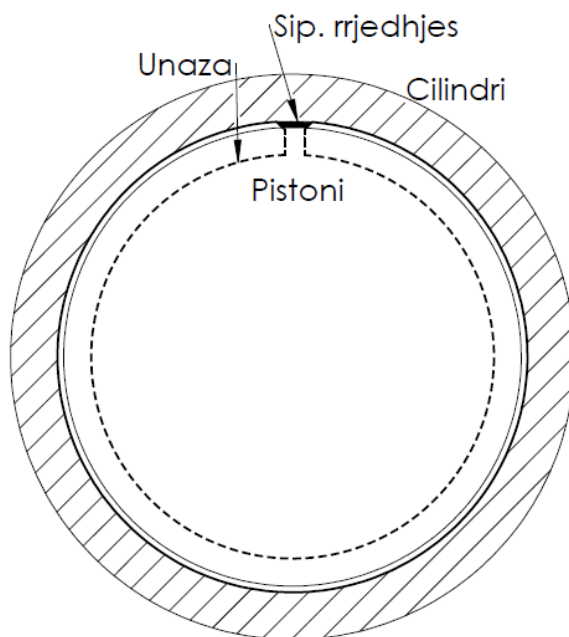


Figura 5.17: Njehsimi korrekt i sipërfaqes së çarjes tregohet me ngjyrë të zeze të mbushur.

### 5.2.2 Rrjedhja e gazit nepermjet kanalit te pistonit

Rrjedhja e gazit tek hapësira ndermjet unazes dhe kanalit te pistonit, mund te modelohet nepermjet te njejtit ekuacion 5.32, duke shtuar siperfaqen e rrjedhjes ndermjet faqeve te unazes dhe atyre te kanalit. Konkretisht, kjo siperfaqe mund te llogaritet :

$$A_{totale} = A_{\text{çarje}} + A_{\text{kanal}} \quad (5.36)$$

Per rrjedhjen nepermjet kanalit, referenca [Kuo, Sellnau, Theobald] propozon nje koeficient te shkarkimit  $C_{kanal} = 0.52$  qe te shumezohet me siperfaqen e kalimit ne kanal.

Por ne referencen [8] dhe pastaj ne referencat [11, 82], kjo rrjedhje propozohet qe te trajtohet nepermjet aplikimit te ekuacionit Reynolds me numer te vogel ( $< 1000$  ). Ky perfundim vjen sepse hapësira ndermjet faqes se unazes dhe asaj te kanalit eshte shume e vogel (e rendit te 100 mikrometer), dhe sepse pjerresia ndermjet ketyre faqeve eshte po ashtu e vogel (e rendit te  $1^\circ$ ). Rrjedhimisht, ne kete hapësire lokale kjo rryme mund te pranohet si paralele me keto siperfaqe.

Per kete arsye perdoret ekuacioni i Reynolds nje dimensional (5.37)

$$\dot{m}_{kanal} = \rho \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} + V_P \frac{h}{2} \right) \quad (5.37)$$

Duhet theksuar se nga analiza e mesiperme pasqyrohet se rrjedhja nga kanali i unazes ndodh kur unaza eshte ne levizje. Pra, nese unaza qendron e ulur ose e ngritur ne kanal, nuk duhet ose nuk pritet te kete rrjedhje nepermjet kesaj ngushtice por vetem nepermjet çarjes se unazes.

Persa i perket rruges se trete te rrjedhjes, domethene mundesise qe unaza te ngjeshet dhe te lejoje nje rrjedhje direkte nepermjet faqes ballore te saj dhe kemishes se

cilindrit, modeli matematik është i njellojte me rrjedhjen nepermjet çarjes. Problemi qendron ne konstatimin e ketij fenomeni dhe ne percaktimin e intensitetit te tij, me qellim llogaritjen e dimensioneve te ngushticave te kalimit te gazit. Edhe ne literaturen perkatese nuk gjenden modelime te mirefillta te ketij kalimi por analizohen evidencat kur ky fenomen vertetohet qe ka ndodhur.

Per shembull ne referencen [94], ne baze te vezhgimeve te bera u konstatua se kishte rrjedhje ndonese nuk kishte levizje aksiale te unazave. Kjo pohon se hermetizimi i unazave eshte me teper jo-perfekt nga sa mendohet, dhe varet nga faktore te shumefishte, qe mund te jene deformimet e pistonit apo unazes, kendi i perdredhjes apo edhe konsumi.

### *5.3. Ekuacionet e ekuilibrit te rrjedhjes.*

Zgjidhja e problemit te rrjedhjes merret duke shkruar korrekt ekuacionet qe perbejne problemin e trajtuar. Ne figuren 5.18 tregohen zonat nder-unazore me karakteristikat termodinamike perkatese. Secila zone karakterizohet nga nje presion, vellim dhe temperature te gazit. Per tu vene ne dukje eshte fakti se presioni dhe temperatura ne kuroren ose ballin e pare, te emertuar me indeksin 1, jane te njejta me ato te dhomes se djegies.

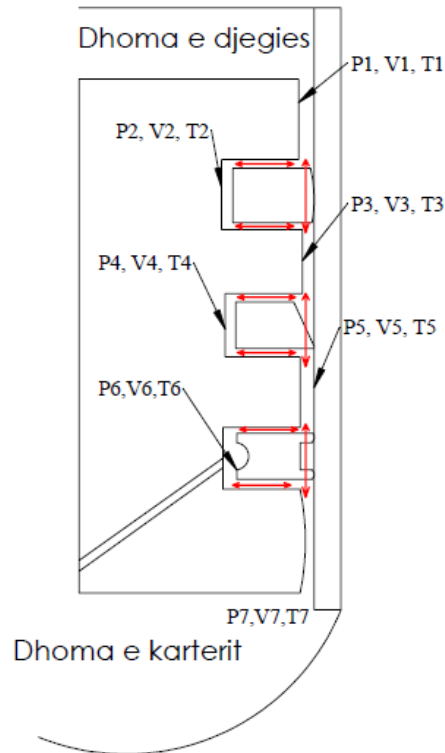


Figura 5.18. Zonat ndër-unazore me emertimet e presioneve, temperaturave dhe vellemeve si edhe levizjet e gazit ndërmjet tyre.

Tek e njëjta figurë, me shigjeta të kuqe tregohen lëvizjet e gazit nëpër hapësirat ndër-unazore. Sikurse duket, gazi mund të rrjedhë nga dhoma drejt pjesës së poshtme, por gjithashtu një pjesë mund të rikthehet sërish në dhomën e djegies. Ky fenomen njihet me termin Anglosakson “Blow-back”, në kundërshtim me termin “Blow-by” që nënkupton rrjedhjen nga dhoma për tek karteri. Rrjedhja mbrapsh, ose rikthimi në dhomën e djegies, çon aty një perzierje gazi, avuj të vajit lubrifikues dhe produktet e reaksionit të mëparshëm.

Sikurse është shpjeguar më herët, por që do të vërehet edhe në kapitullin e simulimeve, gazi që kalon kuroren e pare dhe hyn në ngushticat e poshtme përmban ajër, hidrokarbure të padjegura si edhe hidrokarbure të djegura pas procesit të djegies. Kjo perzierje pasurohet me avujt e vajit lubrifikues, i cili avullon në kontakt

me muret me temperaturë të lartë si rrjedhojë e djegies. Sikurse do shtjellohet me tutje, kjo perzierje e gazte është pergjegjese edhe për transportin e vajit lubrifikues nepermjet këtyre ngushticave.

Ne figuren 5.19 paraqitet në formë me specifike labirinti i ngushticave nepermjet të cilave rrjedh perzierja e gazte. Duke ju referuar kësaj figure mund të shkruajmë ekuacionin që përmbledh sistemin e treguar deri tani.

$$\frac{1}{RT_i} \left( V_i \frac{dP_i}{dt} + P_i \frac{dV_i}{dt} \right) = \sum_{i=1}^7 \dot{m}_i \quad (5.38)$$

Ky sistem i përmbledhur, në fakt është një sistem me 7 ekuacione diferenciale jo lineare. Duke ju referuar figuren 5.19, formulimi i masës duhet të respektojë mënyrën e rrjedhjes, nepermjet çarjes apo nepermjet kanalit.

Ekuacionit 5.38 duhet të shtojmë ekuacionet e ruajtjes së masës për secilën zonë, të shprehura në vijim.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{1-2} - \dot{m}_{2-3} \quad (5.39)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{1-3} + \dot{m}_{2-3} - \dot{m}_{3-4} - \dot{m}_{3-5} \quad (5.40)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{3-4} - \dot{m}_{4-5} \quad (5.41)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{3-5} + \dot{m}_{4-5} - \dot{m}_{5-6} - \dot{m}_{5-7} \quad (5.42)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{5-6} - \dot{m}_{6-7} \quad (5.43)$$

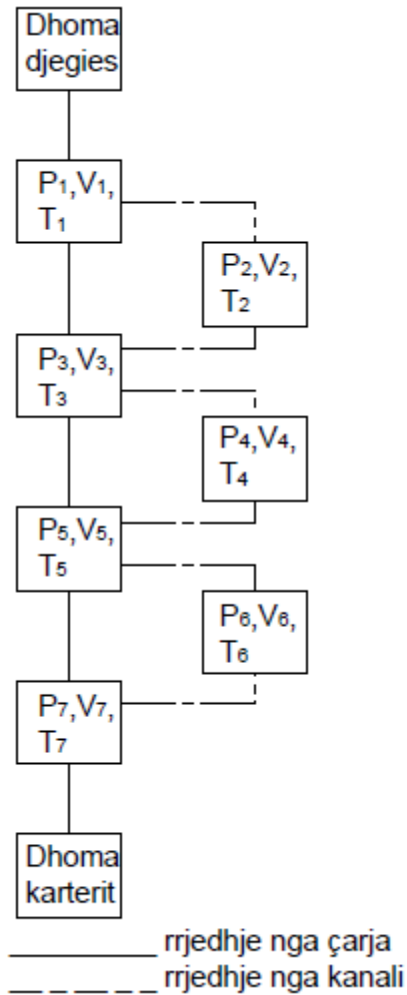


Figura 5.19. Labirinti tek zonat ndër-unazore .

#### 5.4 MODELIMI I FORCAVE DHE MOMENTEVE TEK UNAZAT.

##### 5.4.1 Ekuacioni i pergjithshem dinamik i ekuilibrit.

Unazat cilësohen si trarë te kurbëzuar te cilet kane 3 shkalle lirie te lejuara: ato mund te levizin ne drejtimin aksial, radial si edhe ne perdredhje. Kesisoj, modeli matematik qe i studjon do te jete ligji i dyte i dinamikes i parqitur ne ekuacionin (5.44).



$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + f \frac{dy}{dt} + ky = \sum_{i=1}^n F_i(y) \quad (5.44)$$

Termi i pare perfaqeson masen dhe efektin inercial, termi i dyte perfaqeson ferkimin, ku  $f$  eshte koeficienti i ferkimit, termi i trete perfaqeson ngurtesine, ku  $k$  eshte nje koeficient i pergjithshem ngurtesie. Ne te djathte kemi shumatoren e te gjitha forcave qe aplikohen tek unaza.

#### 5.4.2 Ekuilibri i forcave ne drejtimin aksial.

$$\sum Fa_h + \sum Fa_g + \sum Fa_a + ma_a = 0 \quad (5.45)$$

Ku  $Fa_h$  eshte komponentja aksiale e forces hidrodinamike,  $Fa_g$  eshte komponentja aksiale e forces se ushtruar nga gazi mbi/nen unaza,  $Fa_a$  eshte komponentja aksiale e forces se shkaktuar nga ashpersia e siperfaqeve dhe  $a_a$  eshte nxitimi aksial tek unazat.

#### 5.4.3 Ekuilibri i forcave ne drejtimin radial.

$$\sum Fr_h + \sum Fr_g + \sum Fr_a + Fr_k + Fr_{ek\_çarje} + ma_r = 0 \quad (5.46)$$

Ku  $Fr_h$  eshte komponentja radiale e forces hidrodinamike,  $Fr_g$  eshte komponentja radiale e forces se ushtruar nga gazi tek faqet e unazave,  $Fr_a$  eshte komponentja radiale e forces se shkaktuar nga ashpersia e siperfaqeve,  $Fr_k$  eshte forca qe rrjedh nga ngurtesia e unazes me koeficient ngurtesie  $Kt$ ,  $Fr_{ekuivalent\_çarje}$  eshte forca

radiale që shkaktohet nga presioni në muret anësore të çarjes. Në fund,  $a_r$  është nxitimi radial tek unazat.

#### 5.4.4 Ekuilibri i momenteve.

$$\sum M_h + \sum M_g + \sum M_a + M_k + I \frac{d^2\alpha}{dt^2} = 0 \quad (5.47)$$

Ku  $M_h$  është momenti i shkaktuar nga forca hidrodinamike,  $M_g$  është momenti i shkaktuar nga forca e gazeve mbi unazë,  $M_a$  është momenti i shkaktuar nga ashpërsia e sipërfaqeve,  $M_k = Kt^*\alpha$  është momenti i shkaktuar nga përdredhja e unazës,  $I$  është momenti i inercisë së unazës dhe  $\alpha$  shpreh këndin e përdredhjes së saj.

#### 5.4.5 Rrjedhja e anasjelltë e gazit

Ndonese fokusi i këtij punimi është rrjedhja direkte nga dhoma për në karter, nuk mund të mos e trajtojmë me po aq kujdes dhe rigorozitet edhe rendesinë e rrjedhjes së anasjelltë, domethënë nga zonat ndër-unazore për në dhomën e djegies. Kjo rrjedhje trajtohet me të njëjtat ekuacione dhe ndodh për kushte analoge me rrjedhjen direkte, por pasojat janë tjera. Pikesëpari do të kemi rrjedhje të anasjelltë kur presioni në hapësirat ndër-unazore të tejkalojë presionin në dhomën e djegies. Ndonese mund të duket e pamundur pasi në kësaj zone nuk ka ngjeshje apo djegie-zgjerim të gazeve, në të vërtetë mund të jete normale që në kushte të caktuara kësaj zone të tejkalojë presionin e dhomes së djegies. Duhet të kujtojmë se në dhomë kemi rritje të presionit gjatë fazës së ngjeshjes, pasi edhe pistonin po ngjitet lart dhe vëllimi i dhomes ulet në mënyrë të menjpërdhshme. Mbas pikës së djegies ndjek fazën e zgjerimit, e cila shoqërohet me ulje

te pistonit dhe zmadhim te vellimit te dhomes se djegies. Ne kete faze, presioni shenon nje renje te ndjeshme nga vlerat maksimale, dhe kjo renje bie edhe me shume pasi menjehere ndjek faza e shkarkimit, ku hapet valvola e shkarkimit dhe presioni ndjen nje renje te ndjeshme. Ne gjithë kete dinamike, presioni ne zonat nder-unazore ndjek ate te dhomes por me nje vonese normale kohore. Kesisoj, duke qene se piku ne kuroren e dyte vjen pas pikut ne dhome, edhe vlerat e presionit ne kete zone dhe gjithashtu ne tjerat do te ndjekin me nje vonese kurben kryesore te presionit. Per kete arsye do te ndodhe qe ne momente te caktuara, presioni ne kuroren e dyte apo te trete do te jene me te larte se ne dhome, rrjedhimisht, duke pare edhe pozicionin e unazave, do te kemi rrjedhje edhe ne drejtim te karterit por edhe ne drejtim te dhomes.

Gazi qe rikthehet ne dhome permban hidrokarbure te djegura dhe te padjegura, permban ajer, avuj vaji dhe pikeza vaji lubrifikues qe gjenden ne muret e kanaleve te pistonit apo te vete unazes. Njihet kesisoj ky fenomen si nje fenomen qe çon ne konsumin e vajit lubrifikues. E gjithë kjo mase komplekse hidrokarburesh rikthehet ne dhome teper vone, zakonisht drejt fundit te fazes se zgjerimit dhe ne fillim te fazes se shkarkimit. Ne keto kushte ne dhome eshte shuar balli i flakes, kane rene presionet dhe temperaturat dhe motori po behet gati te nxjerre jashte tij produktet e djegies. Keto gaze permbajne sasi te medha hidrokarburesh te padjegura, te cilat do ishin te demshme per sistemet e filtrimit dhe shendetin ne teresi. Lipset nevoja qe nje pjese e kesaj sasive gazi te rikthehet ne dhome per tu djegur ne ciklin e ardhshem, nderkohe qe pjesa tjeter duhet te kaloje sistemet e trajtimit dhe filtrimit te gazeve.

Nga rryma e anasjellte e gazit ka disa pasoja negative:

- 1) konsum i shtuar i vajit lubrifikues.
- 2) probleme me bllokimin e sistemeve te filtrimit dhe trajtimit.

3) rritje e sasisë së hidrokarbureve të padjegura dhe ndotesve të demshëm në gazet në shkarkim.

4) ulje e rendimentit të motorit.

## 5.5 MEKANIZMAT E RRJEDHJES DHE KONSUMIT TË VAJIT.

### 5.5.1 Transporti i vajit lubrifikues

Mekanizmat e transportit dhe konsumit të vajit lubrifikues në një motor me djegie të brendshme janë komplekse. Sipas [16], tek një motor me djegie të brendshme mund të konstatojmë disa rrugë përgjegjëse për konsumin e vajit:

- Nga faqja e kontaktit të valvovale
- Nga kushinetat tek aksi i turbines
- Nga ventilimi i karterit
- Nga pistonit dhe unazat

Me interes për këtë disertacion do të jete mënyra e fundit e cila lidhet gjërisht me levizjen e pistonit, me levizjen e unazave dhe me rrjedhjen e gazit.

Sipas [90, 91] mund të listojmë disa mënyra ose mekanizma që bëjnë të mundur transportin e vajit për në dhomen e djegies nëpërmjet pistonit dhe unazave:

- 1) Me hedhje, kur vaji përfundon në dhomen e djegies i “hedhur” ose i shtyre nga inercia, fig 5.20.
- 2) Me rrjedhjen e anasjellte e gazit nga zonat ndër-unazore për tek dhoma e djegies, fig 5.21.
- 3) Nëpërmjet avullimit të vajit i gjendur në pjesën e sipërme të kemishës së cilindrit, fig 5.22.
- 4) I marrë përpara nëpërmjet kruarjes së kemishës nga kurora e parë pistonit, sidomos kur është e theksuar levizja dytesore e tij, fig 5.23.

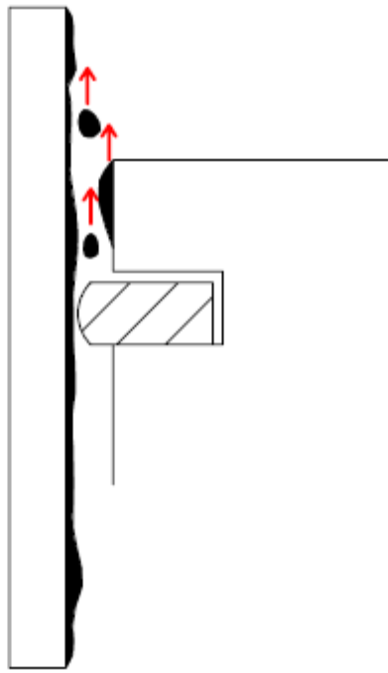


Figura 5.20. Vaji i hedhur ne dhome nga inercia..

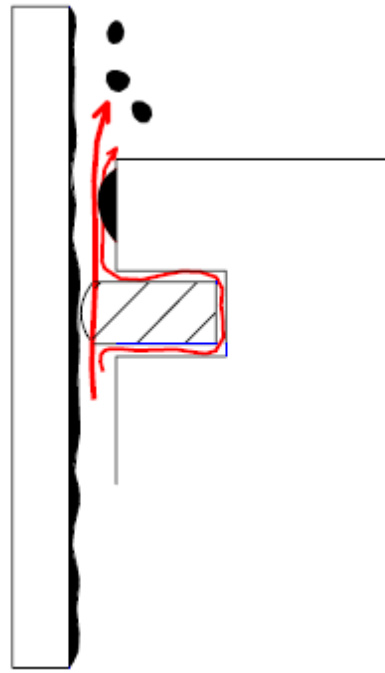


Figura 5.21. Vaji i transportuar ne dhome nga rrjedhja e anasjellte e gazit

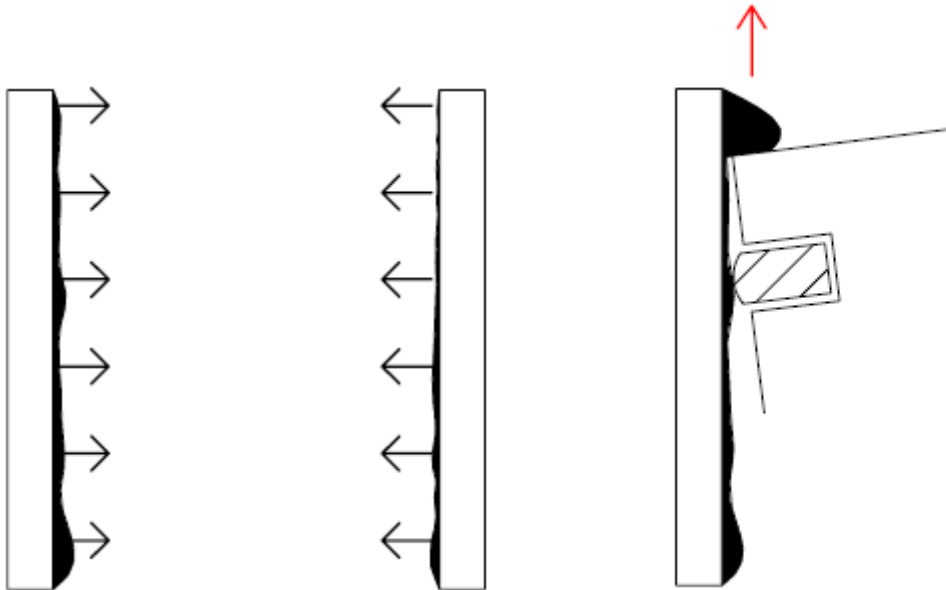


Figura 5.22. Konsumi i vajit nga avullimi.

Figura 5.23. Konsumi i vajit nga kruarja e kemishes nga kurora e pistonit.

Modelimi i konsumit të vajit nepermjet mekanizmave të lidhur me levizjen e pistonit kërkon që fillimisht të zgjidhet ekuacioni 5.6 që të përcaktohet sa është trashësia e vajit  $h$  mbi sipërfaqen e cilindrit. Kjo trashësi vaji duhet të llogaritet pas çdo korse në zbritje të pistonit. Në kushte normale pune unaza e tretë ben shpërndarjen e dëshiruar të vajit duke realizuar një trashësi  $h = h_{nominale}$ , ndërkohë unaza e dytë ben kuarjen e sasisë së tepert gjatë korsave zbritese. Gjithësesi, ky mekanizëm mund të çekuilibrohet si pasojë e shumë faktoreve sikurse mund të jnë: Levizja dytesore e pistonit, deformimi i cilindrit, sprucimi i një sasi më të madhe vaji tek kemisha e cilindrit, deformimet lokale të unazave, shpërndarja jo uniforme e presionit të tyre mbi cilindër, viskoziteti i ndryshëm i vajit në zona të ndryshme të cilindrit etj. [91].

Tek motoret me katër kohe kemi një dualizëm kontradiktor për sa i përket sasisë së vajit lubrifikues, ai duhet të jetë në sasi të madhe mbi kemishen e cilindrit që të mos ketë askund kontakt të thatë, por njëkohësisht duhet të jetë në trashësinë  $h = h_{min}$  aq sa është hapësira minimale ndërmjet pjesëve në levizje.

## **6. Ndikimi i parametrave të ndryshëm në aftësinë hermetizuese të unazave.**

### **6.1 SHTRIMI I PROBLEMIT**

Sikurse u tregua në kapitujt e deritanishëm, dinamika e unazave varet nga shumë faktorë. Për këtë arsye nuk mund ta analizojmë problemin duke e trajtuar si një funksion të thjeshtë me një apo disa variabla, pasi ato që janë në veprim ndërveprojnë edhe midis tyre. Kjo sjellje e ndërlikon së tepërmi situatën. Rrjedhimisht, për ta vijuar analizën është parë e arsyeshme të ndiqet një rrugë tjetër e cila është ajo e analizës parametrike. Kjo mënyrë merr në konsideratë parametrat më të rëndësishëm në aftësinë mbajtëse të unazave, duke evidentuar ato që kanë ndikimin më të madh tek ky fenomen. Në analizën bibliografike disa nga këto parametra janë diskutuar, por shpeshherë ato janë pjesë e një konteksti me një tjetër qëllim. Së dyti, ato nuk janë diskutuar ndonjëherë të gjithë sëbashku për të parë ndikimin e tyre konkret. Së treti, duke i analizuar të gjithë sëbashku kemi mundësinë ti shikojmë për atë që janë dhe jo në mënyrë fragmentare.

Kjo qasje rrjedhimisht ka për qëllim që ta thellojë më tej argumentin duke nxjerrë në pah elementet më të rëndësishme, dhe për të kuptuar më mirë dhe në mënyrë më të detajuar se ku mund të ndërhyhet për të përmirësuar kushtet e punës dhe për të ulur humbjet nga rrjedhjet në motorët me djegie të brendshme.

### **6.2 RICARDO PISDYN Dhe RINGPACK**

Puna që do të prezantohet në këtë kapitull është realizuar nëpërmjet Softwerit Ricardo © 2017. Ricardo është një software i mirënjohur në rrethin e kërkuesve shkencorë perëndimorë për modelimin e problemeve të ndryshme të lidhura me

motorët me djegie të brendshme [95]. Qasja akademike e këtij softi, si dhe mundësia për të trajtuar në mënyrë të plotë problemet më komplekse të motorit me djegie të brendshme, kanë bërë që ky soft të përdoret gjithashtu nga inxhinierët projektues të motorëve në disa kompani automobilistike mbarë botërore. Motoja e kësaj kompanie shërbimesh është : “ krijojmë vlerë nëpërmjet Inxhinierisë virtuale”. Në vijim të kësaj analize do jetë e qartë se kjo moto i qëndron jashtëzakonisht mirë qëllimit të vet.

Softveri Ricardo mund të realizojë një sërë analizash, nga elementet e dhomës së djegies tek boshti i motorit, nga kushinetat tek blloku, nga procesi i djegies tek procesi i rrjedhjes së gazeve apo të vajit, nga analiza me elemente të ngurta tek analiza me elemente elastike apo elemente të fundme etj.

Për qëllimin e kësaj teze disertacioni janë përdorur kryesisht tre nga produktet Ricardo, konkretisht kemi përdorur Softin PISDYN, softin ENGDYN dhe më gjerësisht Softin RINGPACK, i cili është edhe softi qëndror i analizës tonë. Me dy softet e para janë realizuar analiza 3-dimensionale të bllokut të motorit dhe cilindrave si dhe të pjesës kinematike dhe dinamike të mekanizmit piston-bjellëmanivelë. Rezultatet e simulimeve të këtyre softeve janë përdorur pastaj në softwerin RINGPACK i cili është i dedikuar enkas për analizat gazdinamike dhe fluidodinamike të “pakos” së unazave sikurse e citon edhe vetë emri.

Rezultatet e simulimeve janë marrë dhe janë përpunuar në MATLAB me qëllimin për të dhënë fokusin në elementet që janë konsideruar më të rëndësishme nga pikëpamja e prezantimit të grafikëve.

Disa nga të dhënat e përdorura në analizë dhe në ndërtimin e modelit mund të gjenden në aneksin e kësaj teze disertacioni.

Në aneks gjendet gjithashtu skripti i shkruar nga ana jonë në MATLAB, i një programi simulimi për llogaritjen e gazeve të rrjedhura dhe prezimeve ndër-unazore



nga dhoma e djegies së një motori. Ky skript ose skedar, i cili në fakt përbëhet nga disa nën-skedarë, është bashkangjitur në aneks me qëllim që të jetë i implementueshëm kollaj në çdo kompjuter dhe nga çdo përdorues i softit MATLAB dhe që ka interes të hulumtojë argumentin.

Fillimisht ky kod është përdorur nga ana jonë për të kuptuar në detaj sistemin fizik, dhe implementimin e tij në ekuacione matematike, dhe problemet me zgjidhjen e ekuacioneve diferenciale përkatëse.

### *6.3 PARAMETRAT E ANALIZUAR*

Në analizën tonë do të marrim në konsideratë parametra që lidhen me gjeometrinë e unazave dhe të pistonit, parametra që lidhen me karakteristikat mekanike të tyre, si edhe parametra që lidhen me kushtet operative të punës.

Fillimisht do të analizojmë efektin që sjell ndryshimi i dimensioneve të çarjeve të dy unazave hermetizuese, sikurse tregohet në tabelën 6.1.

Do vijmë duke analizuar efektin e dimensioneve të trashësisë së unazave, të diametrit të kurorave dhe të lartësisë së kurorës së dytë, sipas tabelës 6.2.

Pastaj do të simulojmë efektin që do kishte zëvendësimi i unazave origjinale me dy të njëjta në dimensione por me material me të rende dhe me tension radial me të madh, sikurse tregohet në tabelën 6.3.

Në vijim do të analizojmë efektin e kendeve statike të perdredhjes, sipas tabelës 6.4.

Pastaj do shikojmë efektin që japin rendet e deformimit si pasoje të ngarkesave të ndryshme mbi bllokun e cilindrave.

Në vijim do analizojmë efektin që japin mbi dinamikën e unazave dhe mbi aftësinë hermetizuese regjimet e ndryshme të shpejtesisë dhe të ngarkesës sipas tabelës 6.5.

Do vijojmë duke analizuar ndikimin e lëvizjes dytësore të pistonit.

Pastaj do hetojmë ndikimin e viskozitetit të vajit nëpërmjet analizës së disa lloje vajrash të ndryshme, qoftë vajra monogradë qoftë vajra multigradë.

Në vijim do të shikojmë çfarë efekti ka mbi sistem ndryshimi i seksionit të unazës së parë, pra ndryshimi i gjeometrisë së unazës.

Në përmbyllje do të analizojmë efektin e cilësisë sipërfaqësore të cilindrit duke ndryshuar vlerën e ashpërsisë.

Rezultatet do të ndahen në dy pjesë. Në pjesën e parë do komentohen kurbat dhe grafikët duke pasur si qëllim analizën e rrjedhjes së gazeve në dy drejtimet, atë të rrjedhjes direkte nga dhoma në karter, dhe atë të rrjedhjes së anasjelltë, nga hapësirat ndër-unazore sërish për në dhomën e djegies.

Në pjesën e dytë do të përqëndrohemi tek konsumi i vajit, tek fërkimet e unazave dhe humbjet e fuqisë nga këto fërkime. Ndonëse qëllimi kryesor i këtij punimi mbetet analiza e lëvizjes dhe rrjedhjes së gazeve, nuk mund të linim pa diskutuar problemin e rrjedhjes dhe konsumit të vajit, si dhe humbjeve të lidhura me unazat.

Tabela 6.1: Vlerat e çarjes së unazave

Rasti 1	Çarja-U1	Çarja-U2
1	- 30%	+ 30%
2	+ 30%	Original
3	- 30%	Original

Tabela 6.2: Ndryshimi i disa përmasave

Rasti 2	Trashësia U1/U2	Diametri ballit (kurores) 1°, 2°, 3°	Lartësia kurorës 2°
1	- 7 %/- 7 %	Original	Original
2	Orig/Orig	- 0.3 %	Original
3	Orig/Orig	Original	- 20 %

Tabela 6.3: Ndryshimi i masave dhe tensionit të unazave

Rasti 3	Shpejt./ Ngark.	Masa	Tensioni statik
1	Mes/Plote	+ 100%	+ 58%, + 74%
2	Larte/Plote	+ 100%	+58%, +74%

Tabela 6.4: Ndryshimi i këndeve statike të unazave

Rasti	Këndi $\alpha$ -U.1	Këndi $\alpha$ -U.2
4		
1	0.3 $\rightarrow$ 0.5	0 $\rightarrow$ 0.3
2	0.3 $\rightarrow$ -0.5	0 $\rightarrow$ -0.3
3	0.3 $\rightarrow$ 0.5	0 $\rightarrow$ -0.5
4	0	0

Tabela 6.5: Tabela e ngarkesës dhe shpejtësisë

Rasti 5	Ngarkesa				
	Minimum	30%	50%	70%	100%
Shpejtësia	750				
	1000	1000	1000	1000	1000
	1500	1500	1500	1500	1500
	2000	2000	2000	2000	2000
	2500	2500	2500	2500	2500
	3000	3000	3000	3000	3000
	3500	3500	3500	3500	3500
	4000	4000	4000	4000	4000

#### 6.4 KUSHTET BAZË TË PUNËS

Me qëllim që të jemi të aftë të bëjmë krahasime, do t'i referohemi disa kushteve të punës së motorit, të cilat do jenë kushtet bazë. Do t'i referohemi me termin bazë pasi në këtë rast do përdorim dimensionet dhe vlerat origjinale të të gjithë parametrave të motorit të cilat i kërkon simulimi. Këto vlera mund të gjenden në aneksin në fund të këtij punimi dhe i referohen një motori origjinal dhe ekzistues në tregun automobilistik. Motori është një turbodiesel me cilindrate  $2000 \text{ cm}^3$ , karakteristikat gjeometrike të pistonit dhe unazave të tij janë dhënë në aneksin e kësaj teze.

Përsa i përket kushteve operative, motori do të simulohet me shpejtësinë 2000 r.p.m. dhe në kushtet e ngarkesës maksimale, e cila përkon edhe me presionin maksimal në dhomën e djegies. Secili parametër do të analizohet për një cikël të plotë pune prej  $720^\circ$  kënd manivele. Kemi zgjedhur këtë shpejtësi për faktin se shpejtësia 2000 rpm është ndoshta vlera mesatare por edhe e çastit, më e përdorur në ecjen e përditshme

të një automjeti diesel për autoveturë. Zgjedhja e ngarkesës është bërë me qëllimin për të simuluar kushtet me presionin dhe rrjedhimisht me forcat më të mëdha që mund të ushtrohen mbi mekanizmin lëvizës dhe mbi unazat. Sidoqoftë, gjatë shtjellimit të kapitullit do të analizojmë të gjithë diapazonin e ngarkesave dhe të shpejtësive që operon ky motor.

Rezultatet do t'i rendisim të grupuara dhe ato përfshijnë: pozicionin aksial të unazave në kanalet përkatëse, ndryshimin e këndit statik të tyre, presionin në hapësirat ndër-unazore, distancën minimale ndërmjet faqeve të unazave dhe cilindrit, rrjedhjen e gazit nëpërmjet hapësirave ndër-unazore si edhe humbjet e gazit që kalojnë unazën e tretë dhe përfundojnë në karter.

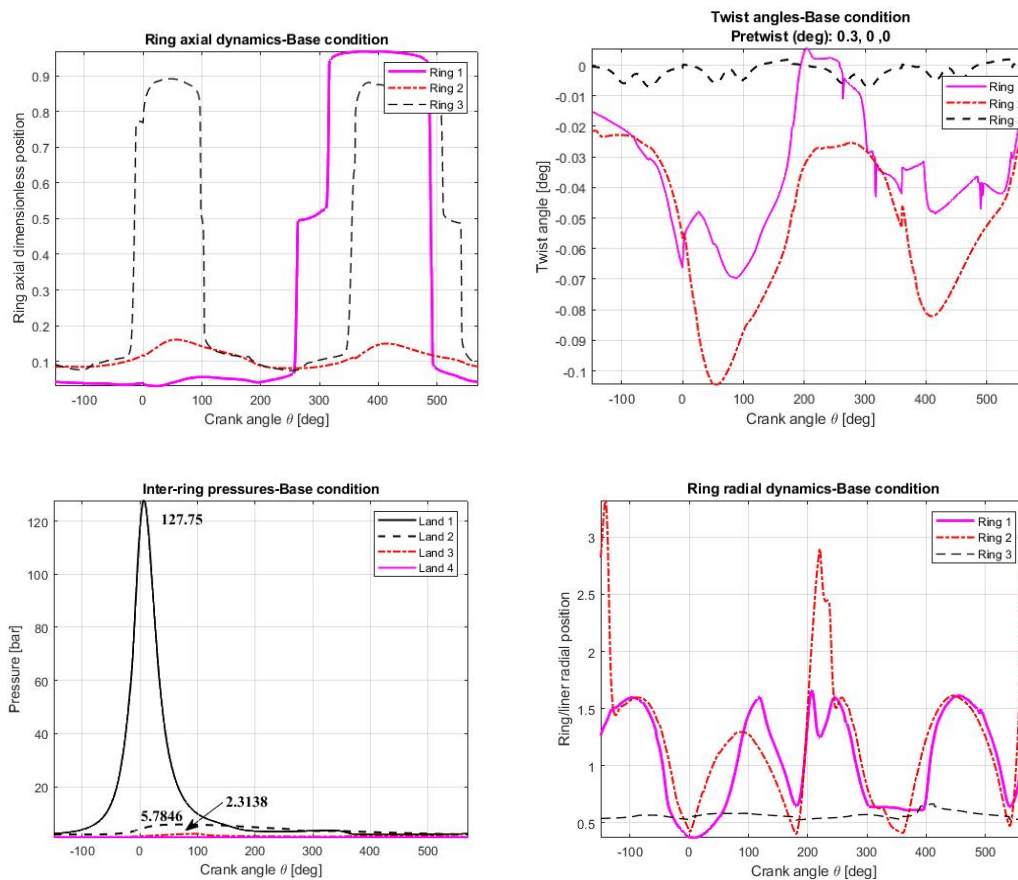


Figura 6.1 Rezultatet e simulimit te rastit baze

Figura 6.1 ilustron rezultatet e marra nga simulimi i motorit turbodiesel ne kushtet e punes 2000 r.p.m. dhe me ngarkese te plote. Duhet te sqarojme se boshti i abshisave tek secili grafik, i cili shpreh kendin e maniveles, ndahet ne keto faza te ciklit te punes: -180 – 0 grade, faza e ngjeshjes, 0 – 180 grade, faza e djegie-zgjerimit, 180 – 360 grade, faza e shkarkimit dhe 360 – 540 grade faza e thithjes.

Grafiku i pare nga e majta tregon dinamiken e unazave ne kanalet perkatese pergjate 720 ° te kendit te maniveles. Pozicioni eshte shprehur ne menyre jo dimensionale, vlera 0 tregon qe unaza eshte e ulur ne kanal in e saj, ndersa vlera 1 qe eshte e ngritur, sikurse paraqitet ne figuren 6.2.

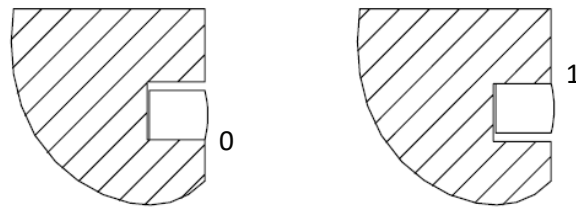


Figura 6.2 Dy pozicionet ekstreme te unazes ne kanal in e pistonit

Grafiku i pozicionit tregon qe unazat fillimisht jane te gjitha te ulura. Unaza e pare qendron e tille pergjate dy fazave te para, thithjes dhe ngjeshjes. Ajo ngrihet lart ne afersi te mesit te fazes se shkarkimit, dhe mbetet ne ate pozicion deri pothuajse ne fund te procesit te punes, duke u ulur ne fazen e thithjes per ta filluar ciklin nga e para. Levizjet jane te imponuara nga dy elemente: gazi ne presion dhe inercia. Grafiku i inercise i ndare ne forcat e rendit te pare dhe te dyte jepet ne figuren 6.3.

Sikurse duket, inercia totale tenton ti imponoje dy ngritje seciles unaze. Keto ngritje kulmojne ndermjet fazave thithje-ngjeshje dhe zgjerim-shkarkim, kur pistonit ndodhet ne afersi te pikes se poshtme te vdekur.

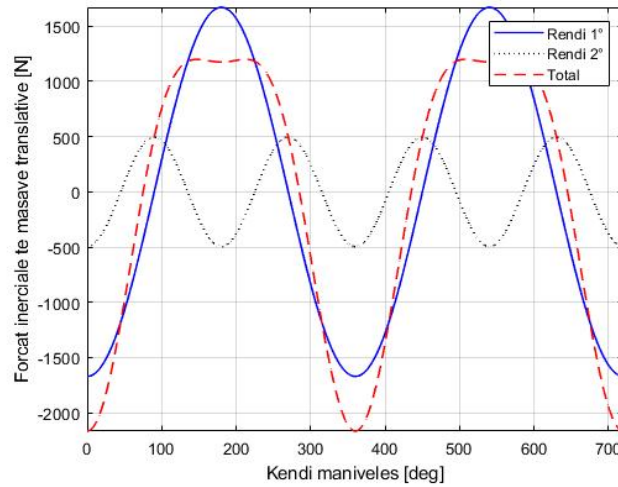


Figura 6.3 Inercia e pistonit per shpejtesine 2000 r.p.m.

Ne figuren 6.4 tregohet situata qe ndodh me levizjet e gazit nepermjet unazes se pare per tek hapesirat nder-unazore. Nderkohe qe ajri ngjeshet ne dhomen e djegies, ai peson nje rritje te presionit dhe temperatures dhe tenton te zgjerohet, ne keto kushte ai hyn dhe deperton ne çdo ngushtice qe gjen te hapur.

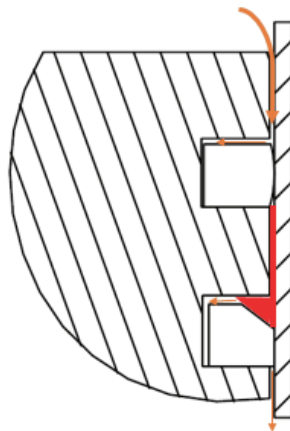


Figura 6.4 levizja e gazit ne presion

Ngushtica e pare eshte balli ose kurora e pare e pistonit, prej nga ku mbushet kanali i unazes se pare. Ne kete menyre unaza e pare ngjeshet nga nje force e drejtuar poshte dhe nuk arrin te levize nga vendi. Me nisjen e fazes se djegies, prodhohet nje pik i metejshem presioni. Duhet te jete e qarte qe unaza eshte nje element metalik, e cila qendron ne nje kanal qe ndryshon dimensionet e veta ne saje te deformimeve te shkaktuara nga presioni dhe temperaura. Ne keto kushte ajo mund te lejoje hapësira per kalimin e ajrit ne presion. Gjithashtu, ne saje te çarjes qe unaza ka, ajo detyrimisht lejon nje rrjedhje ose shfryrje te vazhdueshme te gazit ne presion. Kjo ben qe gjate fazave te ngjeshjes dhe djegie-zgjerimit, presioni ne ballin e dyte te rritet.

Kjo rritje, e shoqeruar me forcen inerciale dhe me renjen e presionit ne dhome si pasoje e zgjerimit, bejne qe forca qe vepron nen unaze e pare te jete me e madhe se ajo qe vepron mbi te dhe kjo e detyron unazen te ngrihet e te shkoje lart. Kjo eshte arsyeja perse unaza e pare ndjek ate dinamike qe tregohet ne grafikun e pare te figures 6.1. Ulja e fundit lidhet vetem me inercine, pasi presioni ka rene ndjeshem si pasoje e zgjerimit te plote dhe shkarkimit te produkteve te djegies.

Unaza e dyte nuk leviz fare nga vendi pergjate gjithë procesit te punes. Kjo tregon qe forcat paresore nuk kane nje intensitet te mjaftueshem per te mposhtur forcat dytesore, dhe unaza qendron stabel ne pozicionin e ulur.

Ky qendrim do te thote qe mbajtja e saj hermetike kunder rrjedhjes per ne ballin e trete e me tutje eshte e mire.

Unaza e trete, ose unaza e vajit, shfaq nje levizje e cila eshte kryesisht nje kopje e forces inerciale. Kjo do te thote qe kjo unaze nuk ndikohet nga dinamika e presionit te gazit por kryesisht nga inercia. Ky shpjegim eshte i genesishem pasi kjo unaze

nuk siguron nje mbajtje hermetike, duke qene se ne kanal ka vrime drenazhimi ndersa nen te, domethene ne ballin e katert, ajo komunikon me karterin, pra me nje hapësire te madhe ne presion ambientit. Ne kete menyre, gazi ne presion tek kjo unaze mund te ndikojte fare pak dhe vetem ne pjesen e sipërme, ndersa ne pjesen e brenda kanalit apo ne pjesen e poshtme ky ndikim eshte pothuajse zero.

Grafiku i dyte ne rreshtin e siperm na jep kendet e perdredhjes se tre unazave. Ketu verejme qe dy unazat mbajtese mbajne gjate gjithë kohes nje vlere te lehte negative te kendit alfa. Unaza e pare tenton qe ta anulojte kete kend ne rastin e levizjes dhe ngritjes nga vendi, por asnjehere nuk behet zero. Unaza e dyte ka nje dinamike me te permbajtur, duke punuar me nje kend perdredhje kryesisht negativ ne korrespondence te dy pozicioneve te pikut te forces inerciale.

Unaza e trete, e cila ne kushte statike ka kend alfa te barabarte me 0, dhe kete vlere e mban perafersisht pergjate gjithë ciklit, sikurse duket nga grafiku i dyte ne rreshtin e siperm.

Grafiku i pare ne rreshtin e poshtem na jep vlerat e presioneve ne hapësirat e ndryshme nder-unazore. Kurba e vazhduar e zeze tregon presionin ne ballin e pare, qe eshte edhe presioni i dhomes se djegies. Kurba e nderprere e zeze tregon presionin ne ballin e dyte, qe eshte hapësira ndermjet dy unazave hermetizuese. Sikurse tregohet, kjo hapësire ka nje presion me te vogel se ajo e mesipermja deri ne nje pike te caktuar, kur edhe e kalon lehtesisht ate. Levizja e unazes se pare ndodh mbasi ndodh ky kalim presioni. Presioni ne kete hapësire peson nje rritje te lehte menjehere pas pikut si vijim i nisjes se djegies. Vlera maksimale qe arrin kjo kurbe eshte 5.78 bar. Kjo kurbe verteton levizjen e unazave te shpjeguar me siper, pasi tregon se presioni ne ballin e dyte rritet ndonese unaza e pare nuk leviz nga vendi. Fakt ky qe verteton rrjedhjen nepermjet çarjes si edhe rruget e tjera.



Kurba e presionit ne ballin e trete eshte pothuajse e sheshte, me nje ndryshim fare te lehte pas pikut te momentit te djegies.

Grafiku i dyte ne rreshtin e dyte tregon hapesiren radiale ose ballore ndermjet unazave dhe cilindrit. Ne modelin e perdorur, trashesia minimale e vajit lubrifikues eshte  $5\mu\text{m}$ , ndersa ne grafik nuk e kalojne asnjehere kete vlere. Kjo tregon qe unazat kane punuar perhere ne kontakt me cilindrin dhe nuk kane pasur shkeputje kontakti ose fenomenin e kolapsit radial. Ne rastet kur kjo hapesire e kalon vleren  $5\mu\text{m}$ , atehere unazat e kane humbur kontaktin me cilindrin.

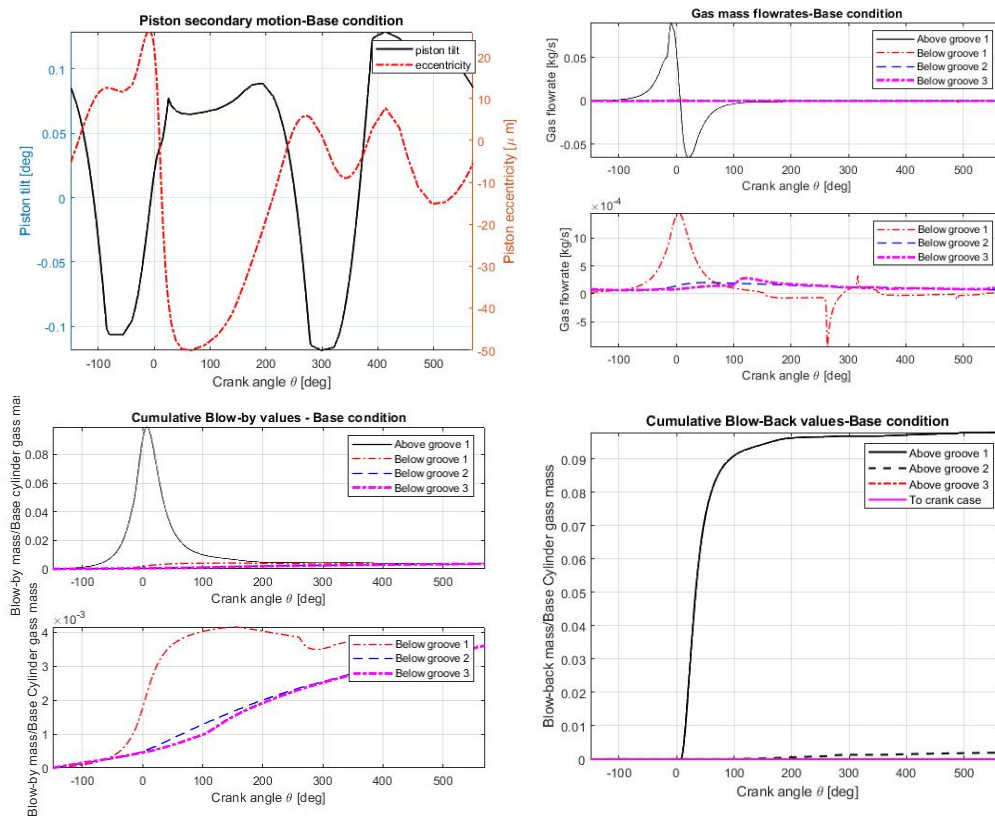


Figura 6.5 Levizja dytesore dhe rrjedhja e gazeve.

Figura 6.5 ilustron rezultatet tjera të marra nga simulimi i rastit bazë. Grafiku i parë majtas tregon lëvizjen dytësore të pistonit, ndikimi e kësaj lëvizje do ta analizojmë në seksionin përkatës kur simulimi do të bëhet duke mos e llogaritur atë.

Grafiku i dytë i rreshtit të sipërm tregon rrjedhjen e gazeve nga dhe për ne hapësirat nder-unazore, duke marrë si referencë kalimi planin që kalon nga kanali i secilës unazë. Pjesa pozitive e kurbave tek ky grafik tregon një sasi gazi që hyn në një volum, pjesa negative e kurbës tregon sasine që del nga volumi. Sikurse mund të vihet re, në të gjitha hapësirat kemi lëvizje pozitive edhe negative, pra kemi hyrje dhe dalje të gazit, ndërsa në rastin e kurbës për gazin që kalon unazën e tretë, kurba e kuqe vijë-pike, nuk kemi vlera negative. Kjo kurbe tregon edhe gazin që kalon në karterin e motorit dhe nuk rikthehet me mbrapsh, pra është humbja totale neto e motorit.

Pjesa e daljes së gazit nga një volum nënkupton që ai rikthehet mbrapsh për në volumin e mëparshëm nga ku erdhi, ose kalon në një volum tjetër. Në përgjithësi gazi do lëviz drejt një volumi me presion më të ulët.

Gazi që rikthehet mbrapa për në dhomen e djegies nuk arrin të digjet me tutje pasi procesi kryesor i oksidimit ka përfunduar. Kjo sasi gazi përmban një përzierje ajër + hidrokarbure të padjegura + produkte të reaksionit të djegies së mëparshme. Rrjedhimisht është esenciale që të ndodhin procese të pasdjegies në kolektoret e shkarkimit, ose të rifuten në dhomen e djegies nëpërmjet sistemit E.G.R.

Grafiku i parë i rreshtit të poshtëm tregon kurben kumulative të humbjeve të gazit për secilën hapësirë nder-unazore. Nga pikepamja llogaritore, ky grafik njehsohet duke bërë integralin ose shumatoren kumulative të secilës kurbe të grafikut të mëparshëm, dhe tregon masën e gazit të humbur në raport me masën totale të cilindrit. Sikurse duket, ky grafik është shumë i ngjashëm me grafikun e presioneve

nder-unazore te analizuar me siper. Ne fakt, rrjedhja e gazeve eshte nje varesi e drejtperdrejte e vlerave te presioneve ne keto zona sikurse eshte sqaruar ne ekuacionet e ekuilibrit te kapitullit 5, kesisoj ngjashmeria e ketyre kurbave eshte plotesisht e justifikuar.

Kurba e vazhduar e zene tregon sasine e gazit mbi unazen e pare, rrjedhimisht ajo nuk e kalon kete unaze. Kurbat tjera perbejne nje interes me te madh sepse tregojne sasine e gazit qe rrjedh ne nje cikel ne hapesirat nder-unazore. Sikurse duket, nje pjese e gazit qe kalon unazen e pare ka nje prirje te rikthehet drejt kurores se pare, dhe kjo ndodh ndermjet 200 dhe 300 grade te kendit te maniveles, pikerisht ne fazen kohore kur presioni ne kuroren e dyte tejkalon ate ne kuroren e pare.

Kurba e gazit nen kanalin e dyte dhe te trete nuk kane prirje te shfaqin kthime mbrapa dhe rrjedhimisht ato perfundojne ne karter.

Kurba e fundit shpreh edhe humbjen neto sikurse u shpjegua me siper, kjo sasi eshte perafersisht 0.3 - 0.4 % e totalit te sasise fillestare ne dhomen e djegies.

Grafiku i dyte i rreshtit te dyte tregon rrjedhjen e anasjellte te gazit nga hapesirat nder-unazore drejt dhomes. Sikurse u shpjegua per grafikun e meparshem, vetem gazi mbi kanalin e unazes se pare rikthehet ne nje sasi te konsiderueshme ne dhome. Gjithesesi, nje sasi modeste rikthehet edhe nga kanali dhe kurora e dyte, sikurse e ilustron vija e nderprere e zeze.

Figura 6.6 ilustron grafiket e dinamikës së hidrokarbureve (HC) që levizin me masen e gazeve neper ngushticat nder-unazore. Sikurse duket, ato jane identike me grafiket e gazeve por kane vlera me te uleta. Kjo do te thote qe pjesa me e madhe e gazeve qe rrjedhin nga unazat ne kete motor perbehen nga hidrokarbure qe nuk arrijne te digjen ndersa pjesa tjeter e mases perbehet nga elementet e tjera te shpjeguara ne kapitujt e meparshem.

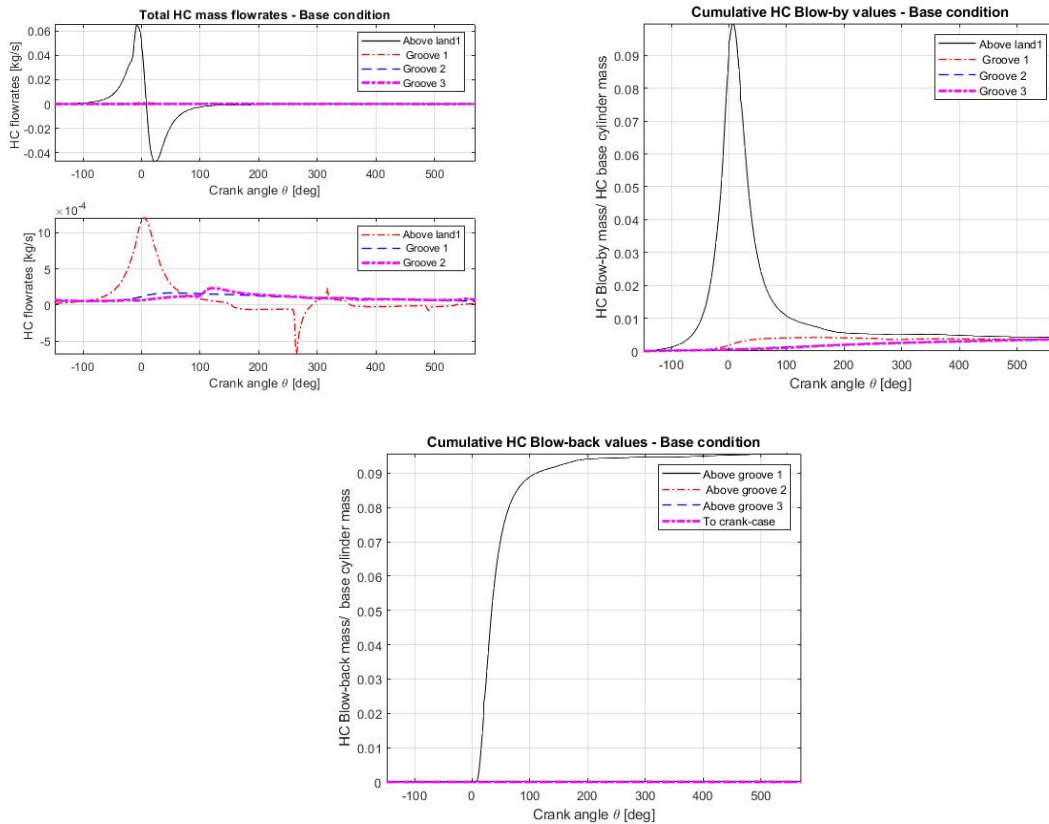


Figura 6.6 Kurbat e rrjedhjeve te hidrokarbureve te padjegura

Pra, duke ju referuar grafikeve te figures 6.6 mund te konstatojme se afro 0.2 – 0.3 % e sasise se hidrokarbureve qe fillimisht gjenden ne dhomen e djegies do te rrjedhin dhe do te perfundojne ne karterin e motorit.

### 6.5 Efekti i çarjes se unazave

Duke ju referuar tabelës 6.1, do te analizojme efektin qe sjellin ne sistem ndryshimet ne dimensionet e çarjes se unazave, sikurse tregohen ne figuren 6.8. Rastet e propozuara ne table do te analizohen nepermjet disa grafikeve, te cilet jepen ne figuren 6.7.

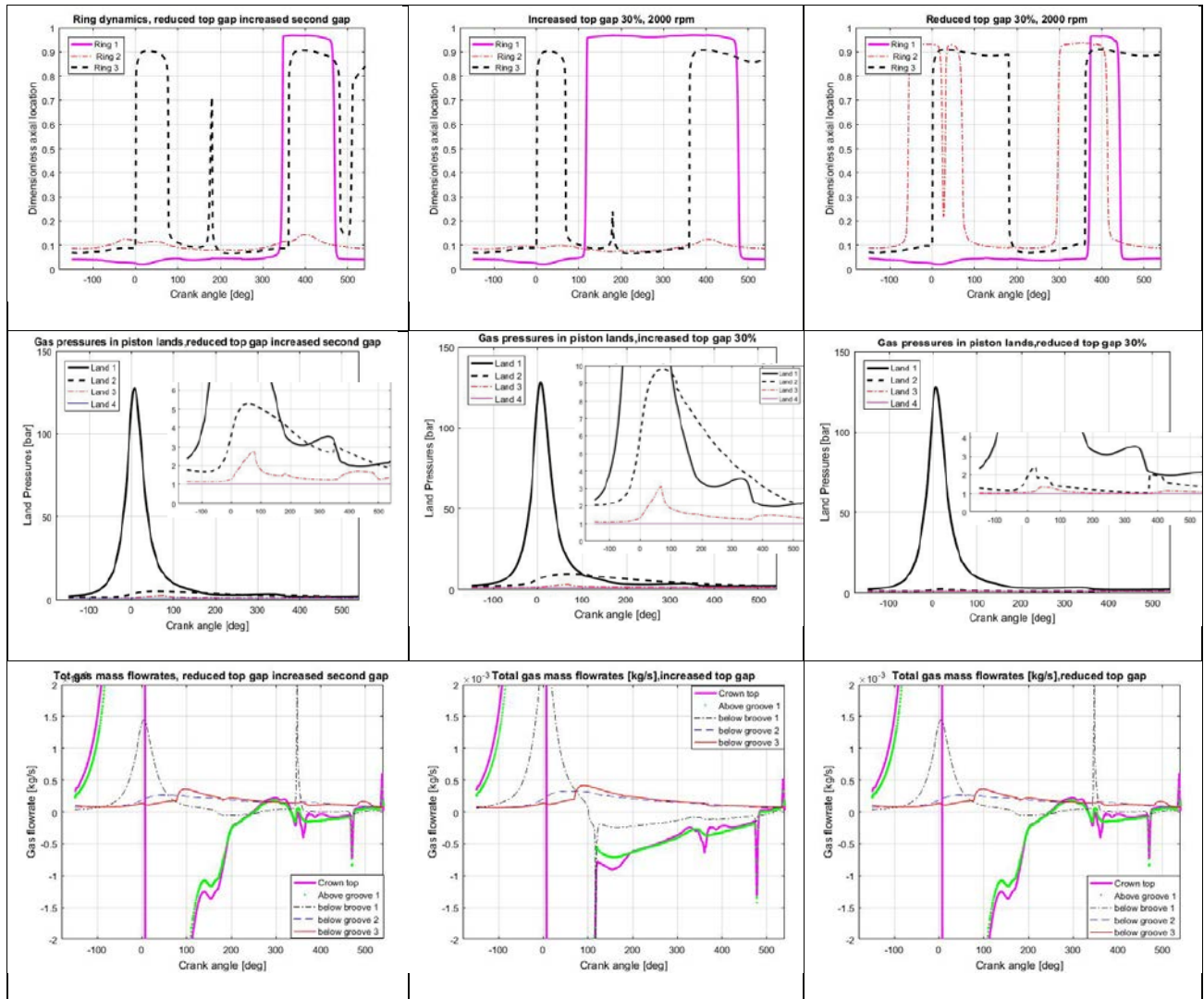


Figura 6.7 Rasti i ndryshimit te çarjeve te unazave

Grafiket e kolones se pare i referohen rastit te pare te tabelës 1, ku çarja e unazes se pare zvogelohet dhe ajo e unazes se dyte zmadhohet me 30 %. Duke zogeluar hapesiren e unazes se pare, nje sasi me e vogel gazi ne presion mund te depertoje per ne ballin e dyte te pistonit. Rrjedhimisht, presioni ne kete hapesire do te jete me i vogel edhe si pasoje e faktit se çarja e unazes se dyte eshte me e madhe dhe do favorizojë nje rrjedhje me te madhe drejt ballit te trete te pistonit. Sikurse tregohet

nga grafiku i pare, levizja e unazes se pare eshte e vonuar sepse do ndjeje nje presion me te ulet ne pjesen e poshtme te saj. Unaza e dyte vijon te qendroje e stabilizuar ne pozicionin e ulur, ndersa unaza e trete vijon te mbaje trendin e forces inerciale, duke bere nje levizje afer fundit te ciklit. Mund te konstatohet lehte se kur unaza e trete ulet, presioni ndermjet saj dhe unazes se dyte rritet, kjo tregon se gjithsesi kjo unaze e ka nje efekt te vogel ne pengimin e rrjedhjes se lire. Grafiku i trete i rreshtit te pare jep rrjedhjen e gazit neper zonat e ndryshme.

Grafiku i pare ne kolonen e dyte jep rezultatet e rastit te dyte te tabelës 6.1, ku çarja e unazes se pare rritet me 30 %. Ne kete rast, nje sasi me e madhe gazi mund te depertoje per ne zonat e poshtme te pistonit, duke rritur ndjeshem edhe presionin ndermjet dy unazave hermetizuese. Ky fakt vertetohet nga grafiku i presioneve, ku presioni mbi unazen e dyte arrin pothuajse vleren 10 bar , ne krahasim me 5.3 bar te rastit te meparshem. Ky presion ben qe unaza e pare te ngrihet me heret nga pozicioni i ulur dhe te qendroje e ngritur per nje kohe me te gjate. Edhe pika ku ky presion e tejkalon ate te ballit te pare ndodh me shpejt se rastet e meparshme.

Si rrjedhim, presioni ndermjet unazes se dyte dhe asaj te trete eshte me i madh se rastet e analizuara deri tani, duke kapur vleren 3 bar, nderkohe qe unaza e trete nuk shfaq tendenca ngritjeje ne periudhen kur ndodh ky pik presioni. Grafiku i trete i ketij rreshti na jep rezultatet e rrjedhjes se gazit, duke vertetuar nje sasi me te madhe gazi te humbur per ne karter.

Kolona e trete e figures 6.7 jep rezultatet e rastit te trete te tabelës 6.1, ku unazes se pare i reduktohet çarja me 30 %, nderkohe qe unaza e dyte mbahet ne vlerat e saj origjinale.

Ky rast pritet te sjelle rezultate simetrikisht te kunderta me rastin e mesiperm.

Nga figura e pare verejme qe kemi nje ndryshim te rendesishem ne dinamiken e levizjes se unazave. Unaza e pare leviz (ngrihet) tejet vone nga vendi i saj ne

krahasim me rastet e deritanishme. Akoma me interesante paraqitet unaza e dyte, e cila tani leviz dukshem, duke shfaqur tendence per tu lekundur ne kanalin e saj. Unaza e trete leviz ne menyre besnike ndaj grafikut te inercise.

Keto levizje gjejne justifikim tek figura e dyte, ku tregohen presionet e ndryshme. Sikurse pritej, presioni ndermjet dy unazave te para eshte tejet i vogel, duke arritur vleren maksimale prej afro 2.4 bar, nderkohe qe presioni ndermjet unazes dyte dhe trete eshte edhe me i vogel, dhe duke perjashtuar nje moment piku, eshte i barabarte me presioni 1 bar te karterit. Ne kete rast nuk verejme qe presioni mbi unazen e dyte te tejkaloje ate mbi unazen e pare.

Grafiket e tjere per kete rast, domethene kendet statike dhe hapësira minimale ndermjet unazave dhe cilindrit nuk u paraqiten pasi ato kishin sjellje te ngjashme me ato te grafikut baze.

Persa i perket kurbes se humbjeve kumulative, per kete rast kemi qe humbjet per secilin nen-rast jane perkatesisht 0.44 %, 0.45 % dhe 0.1116 % te sasise totale.



*Figura 6.8 Unaza me çarjen origjinale eshte ne mes, majtas e zvogeluar, djathtas e zmadhuar.*



### 6.6 Efekti i dimensioneve kryesore

Ne kete rast do te analizohen situatat e paraqitura ne tabelen 6.2. Nen-rasti i pare ne tabele propozon qe trashesite e unazave 1 dhe 2 te reduktohen me 7 %. Ne terma konkret, ky modifikim perkthehet ne nje reduktim te lehte mases se unazave por sidomos te hapesires se lire ne kanal in e pistonit, sikurse tregon figura 6.9 poshte.

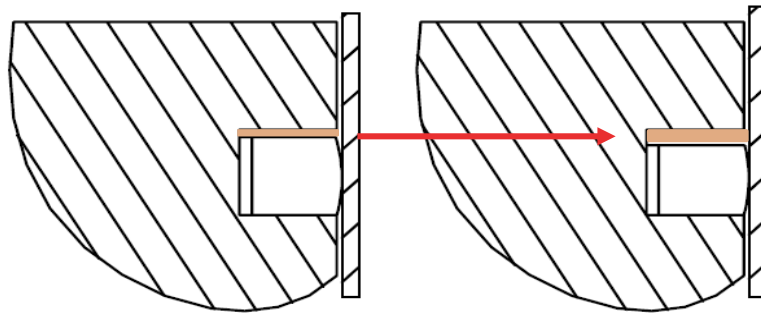


Figura 6.9 Efekti i reduktimit te trashesise se unazave

Ne figuren 6.10 jepen rezultatet e simulimit dhe ne kolonen e pare tregohen grafiket per kete rast ndryshimi. Grafiku i levizjeve tregon qe unaza e pare qendron e ulur per nje kohe pak me te gjate ne krahasim me rastin baze, nderkohe unaza e dyte dhe e trete shfaqin nje sjellje te ngjashme me ate rast. Sjellja e unazes se pare ndikohet nga ndryshimi qe i eshte bere sistemit, pasi duke u rritur volumi mbi kete unaze, do rritet sasia e gazit qe mund te futet dhe rrjedhimisht edhe forca qe e mban te ulur poshte. Kjo sjellje ben qe sasia e gazit qe rrjedh poshte te jete pak me e vogel se rasti baze.

Kolona e dyte tregon rezultatet per nen-rastin e dyte te tabeles 6.2. Ne kete rast diametrat e secilit ballë ose kurorë të pistonit reduktohen me nga 0.3 % secili. Kjo nderhyrje perkthehet ne nje rritje te lehte te hapesirave nder-unazore dhe si rrjedhoje te volumeve te tyre. Nga pikepamja e sistemit, keto hapesira te rritura do jene te afta



te mbajne nje sasi me te madhe gazi ne brendesi te tyre. Skematikisht ky ndryshim tregohet ne figuren 6.11.

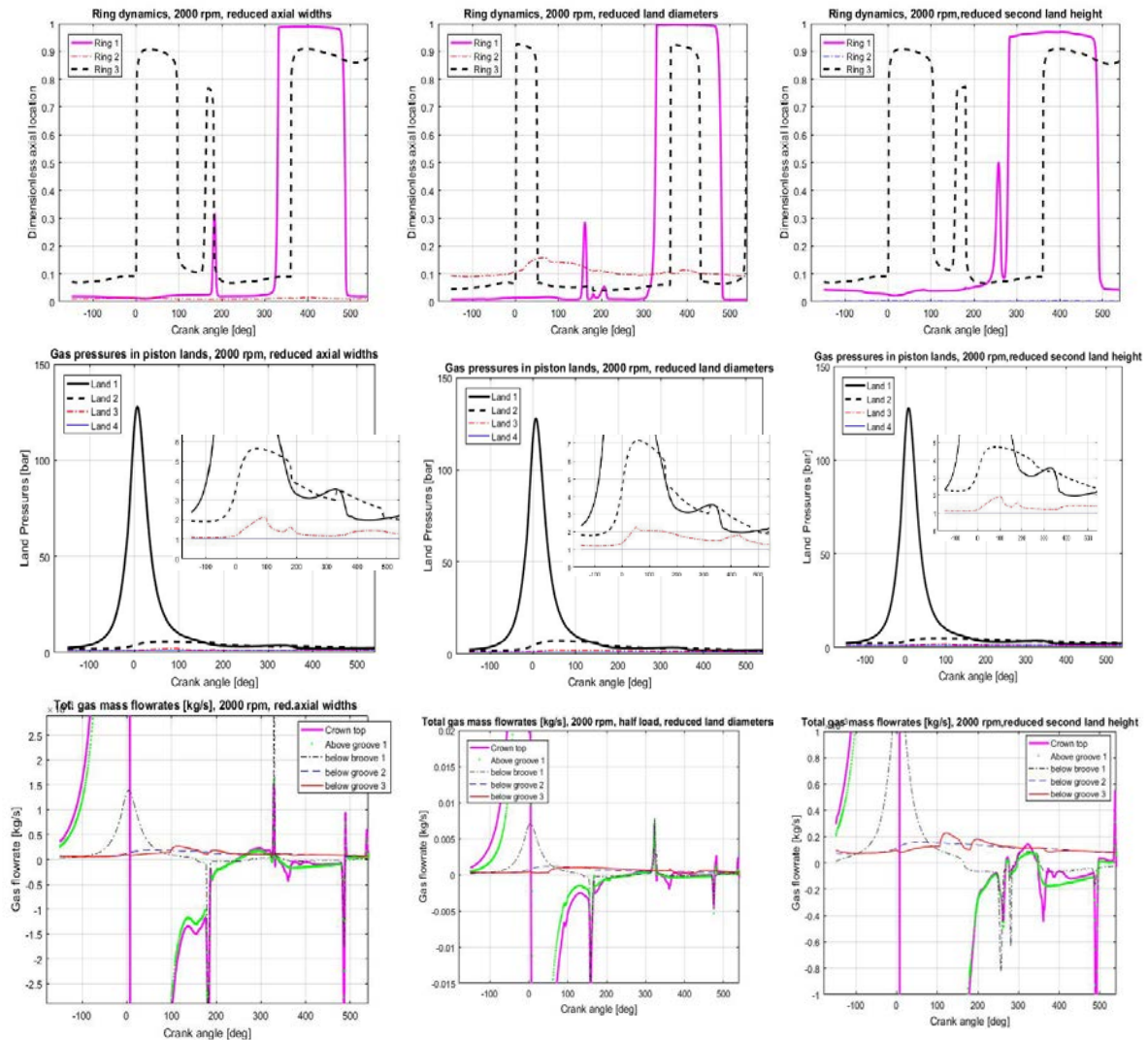


Figura 6.10 Rezultatet e ndryshimit te dimensioneve kryesore

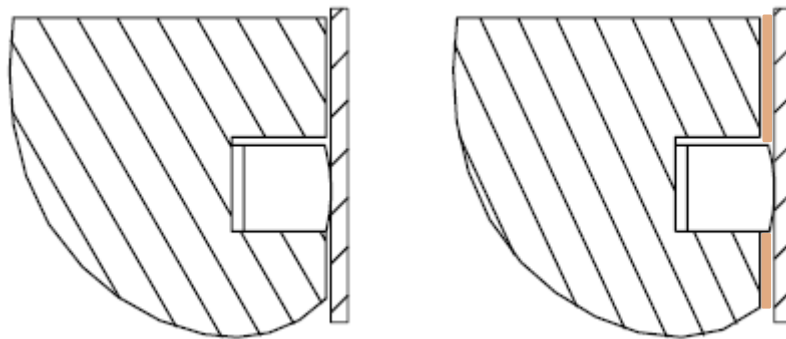


Figura 6.11 Reduktimi i diametrit te kurorave te pistonit

Dinamika e unazes se pare eshte ekuivalente me rastin e meparshem, ndersa unaza e dyte shfaq nje tendence te lehte per tu ngritur nga vendi i saj. Unaza e trete vijon te ndjehet kurben e forces inerciale por ne kete rast ajo leviz dhe qendron me pak e ngritur. Duke zvogeluar diametrat e kurorave, kemi rritur vellimet e tyre, per pasoje kemi lehtesuar punen per rrjedhjen e gazit, i cili tani mund te levize dhe te mbushe disa dhoma me te medha se rastet e meparshme. Kjo lehtesi e rritur vertetohet edhe nga grafiku i presioneve, ku duket qarte se presioni ndermjet unazes se pare dhe asaj te dyte eshte dukshem me i larte se rasti baze apo edhe ai i meparshem, duke kaluar vleren 7 bar. Presioni ne volumin ndermjet unazes se dyte dhe te trete nuk rezulton te kete nje pik me te larte se ai i meparshmi, po shtrirja e tij ne vlera me te larta per nje kohe me te gjate eshte qartesisht e dukshme.

Kolona e trete tregon rezultatet e rastit te trete te propozuar ne tabelen 6.2, ku kurora ose balli i dyte eshte me i shkurter se ai origjinal. Ky modifikim sjell nje zvogelim te hapesires ndermjet dy unazave hermetizuese dhe tregohet ne figuren 6.12.

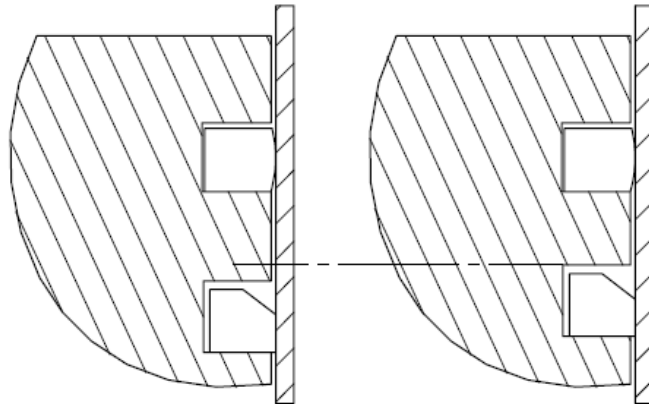


Figura 6.12 Reduktimi i lartesisë së kurorës së dyte

Rezultatet per kete rast tregohen ne kolonen e trete te figures 6.10.

Levizja e unazave është e ngjashme me atë të rastit të parë të këtij seksioni, kur trashësitë e dy unazave të para u reduktuan.

Unaza e parë qëndron e ulur deri në gjysmën e fazës së zgjerimit, pastaj leviz dhe ngrihet, duke qëndruar lart deri afër fundit të fazës së shkarkimi. Unaza e dytë qëndron vazhdimisht e ulur në pozicionin 0 gjatë gjithë ciklit, ndërsa unaza e tretë leviz në momentet e ndryshimit të fazave, domethënë ndjek kurben e forcës inerciale.

Grafiku i presioneve, ilustron dyty në rreshtin e tretë. Nga sa tregohet, kurba e presionit në kuroren e dytë pëson një rritje të ndjeshme sipas rritjes pikë të presionit në dhomen e djegies. Kjo rritje lineare është tregues i rrjedhjes së gazit nëpërmjet çarjes së unazës së parë, prandaj nuk ka luhajtje në kurbe. Në momentin që unaza e parë leviz, afërsisht në pozicionin  $250^\circ$  të kendit të maniveles, që përkon me gjysmën e fazës së zgjerimit, presioni në kuroren e dytë bie dhe ai në kuroren e parë ngrihet. Kjo tregon që një pjesë e asaj mase gazi rikthehet mbrapsh duke shfrytëzuar hapësirat që hapi levizja e unazës së parë.

Kurba e presionit të kurores së tretë është e ngjashme me atë të rasteve të mëparshme por me një diferencë, pikë i saj është më i vogël, nuk arrijn vlerën 2 bar sikur dy rastet tjera të këtij seksioni. Gjithashtu, edhe kurba e presionit në kuroren e dytë nuk arrijn vlerën 5 bar, përkundrajt pothuajse 6 bar të rastit të parë dhe mbi 7 bar të rastit të dytë. Rrjedhimisht, kjo nderhyrje e lartësive së ballit të dytë ka sjellë një ulje të presioneve në volumet ndër-unazore, si pasojë e reduktimit të vetë volumit.

Nga pikepamja sasimore e humbjeve, për të tre rastet e analizuar kemi 0.33 %, 1.6 % dhe 0.35 % humbje.

Nga sa duket, rasti i dytë i cili shoqërohet në fakt me një rritje të volumeve ndër-unazore, është rasti me rezultatet më të dobëta nga pikepamja e hermetizimit të

dhomes se djegies dhe hapesirave ndermjet unazave. Nderkohe qe dy rastet e tjera, ku modifikimi shoqerohej me ulje te ketyre hapesirave, shenuan nje permiresim te lehte te aftesise mbajtese te unazave ne krahasim me rastin baze.

### *6.7 Efekti i masave dhe tensionit te unazave*

Ne kete seksion do te analizojme efektet qe fusin ne sistem ndryshimi i mases se unazave si edhe i tensionit diametral te tyre sipas tabelës 6.3. Ky ndryshim u fut me qellimin qe te analizohet ndryshimi i materialit te unazave, duke aluduar nje modifikim te projektit, ose nje ndryshim te materialit te perdorur per unazat.

Do te analizohen dy raste, njeri me shpejtesi mesatare 2000 r.p.m. dhe tjetri me shpejtesi te larte 4500 r.p.m, nderkohe qe ngarkesa per secilin rast eshte ngarkesa maksimale.

Figura 6.13 ilustron rezultatet e simulimit per kete rast.

Kolona e pare tregon rezultatet per shpejtesine 2000 rpm. Grafiku i pare na jep detajet e levizjeve te unazave. Mund te verejme se unaza e pare qendron e ulur deri ne gjysmen e fazes se zgjerimit, pastaj ngrihet dhe qendron lart deri ne gjysmen e fazes se shkarkimit. Unaza e dyte shfaq nje levizje drejt fundit te fazes se thithjes, duke u ngritur per nje kohe te shkurter dhe duke u ulur serish. Qendron e ulur deri ne fazen e shkarkimit, kur ngrihet dhe qendron e ngritur per gjysmen e kohes se kesaj faze. Unaza e trete shfaq nje situatë jo te qendrueshme, duke u ulur e ngritur disa here pergjate ciklit.

Grafiku i dyte i kolones se pare tregon kurbat e presioneve. Kurba e presionit te kurores se dyte tregon nje rritje lineare, e nderprere ne menyre te theksuar kur ndodh ngritja e unazes se dyte. Ky ndryshim reflektohet edhe tek rritja e presionit te kurores se trete sapo ulet ajo e kurores se dyte, tregues i qarte i faktit se levizja e unazes liron

hapesira per rrjedhje te gazit. Kjo sjellje riperseritet edhe pergjate levizjes se dyte te unazes se dyte.

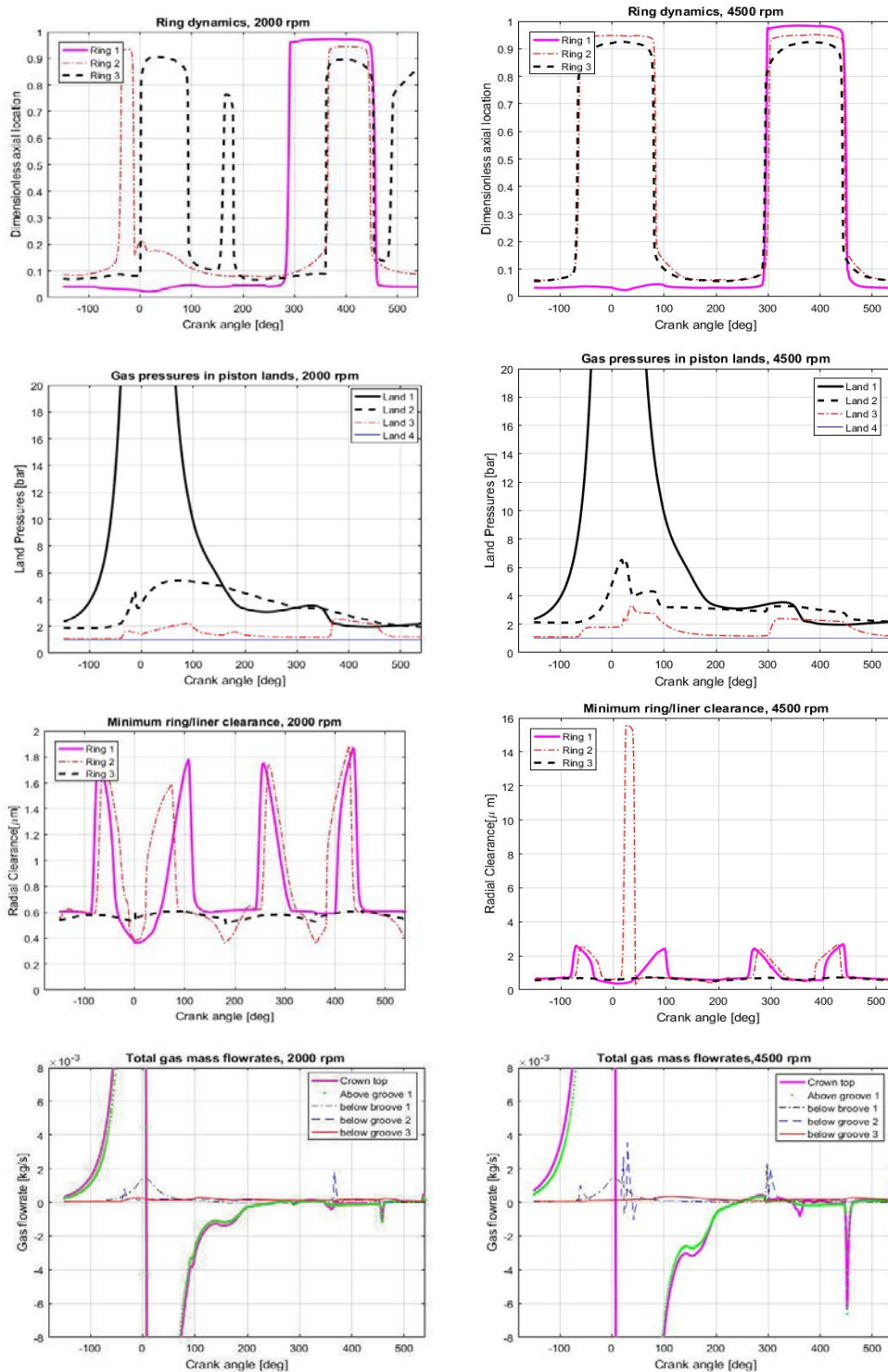


Figura 6.13 Rezultatet per rastin e tabelës se trete, per ndryshimin e masave dhe tensioneve te unazave.

Grafiku i trete i kolones se pare tregon qe unazat qendrojne ne kontakt te vazhdueshem me cilindrin.

Kolona e dyte tregon rezultatet e simulimit me shpejtesi te rritur 4500 r.p.m. te motorit.

Grafiku i pare tregon se ne shpejtesi te larte, levizja e unazave ndikohet pothuajse komplet nga kurba e forces inerciale. Unaza e pare qendron e ulur deri ne gjysmen e fazes se zgjerimit, ngrihet lart deri ne gjysmen e fazes se shkarkimit dhe pastaj ulet. Unaza e dyte dhe e trete levizin vetem nen ndikimin e inercise, duke mos u ndikuar aspak nga presioni i gazeve.

Grafiku i dyte i kesaj kolone tregon kurbat e presioneve. Sikurse duket, kurba e presionit ne ballin e dyte bie menjehere pasi kalon kendin  $0^\circ$ , ndonese kjo renje nuk justifikohet me levizjet e unazes se pare dhe te dyte, te cilat jane te qendrueshme ne pozicionet e tyre respektive. Ajo çfare eshte interesante eshte fakti se kur bie presioni ne kete zone, rritet presioni ne ballin e trete poshte tij ne menyre te menjehershme.

Pas kesaj dinamike, presioni shfaq nje luhajte te lehte qe perkon me levizjen e unazes se dyte dhe te trete. Presioni vijon ne vlera te qendrueshme deri ne momentin kur te trija unazat levizin nga vendi i tyre.

Ne grafikun e trete te kesaj kolone na jepet distanca ndermjet faqeve anesore te unazave dhe cilindrit. Sikurse mund te verehet, unaza e dyte peson nje kolaps ose distancim tej normal radial ne korespondence te fillimit te fazes se zgjerimit. Ky moment perkon me presionin maksimal te gazeve ne dhomen e djegies dhe rrjedhimisht ky presion shperndahet edhe ne zonat ndermjet unazave.

Unaza e dyte, e gjendur ne kontakt me pjesen e sipërme te kanalit te saj, bllokun ne menyre efektive presionin, por kjo aftesi nuk mjafton per ti bere balle pikut qe vjen

nga dhoma e djegies. Rrjedhimisht, sipër unazes së dyte dhe rreth e rrotull faqes së saj në kontakt me cilindrin, rritet sasia e gazit në presion dhe forca që ato prodhojnë arrijnë të tejkalojnë tensionin e unazes dhe forcat e tjera, duke e ngjeshur unazën përgjatë perimetrit të saj dhe duke e futur brenda kanalit. Në këtë moment, gasi në atë zonë rrjedh lirshëm në zonën e mëposhtme. Për këtë arsye tek kurba e presionit u shfaq një renjë e menjehershme dhe po aq e menjehershme ishte rritja e tij tek zona e poshtme. Figura 6.14 poshtë na ilustron këtë lëvizje të unazes së dyte.

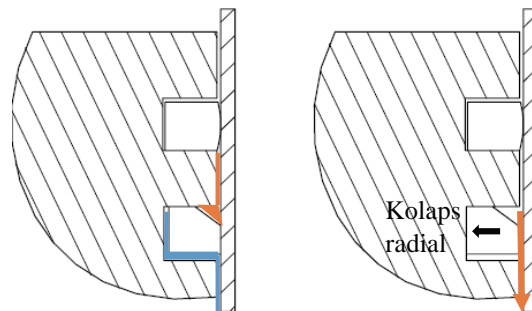


Figura 6.14 Dinamika e një kolapsi radial. Kur unaza lëviz nga kontakti me cilindrin, gasi rrjedh lirshëm.

Grafiket e fundit të secilës kolone tregojnë fluksin e gazit që hyn e del nga zonat ndër-unazore.

Rezultatet e simulimit për këtë rast tregojnë që humbjet nga rrjedhjet në karterin e motorit janë 0.42 dhe 0.16 % të sasisë së gazit të dhomës.

Sasia më e vogël për nën rastin e dytë justifikohet me faktin se duke rritur shpejtësinë, kemi ulur kohën në të cilën kryhet një cikël i plote, dhe rrjedhimisht gasi ka një kohë më të vogël në dispozicion për të rrjedhur për në karter.



### 6.8 Efekti i kendeve statike te unazave

Ne kete seksion propozohet qe te analizohet ndikimi i kendeve statike te dy unazave hermetizuese ne aftesine mbajtese te tyre ndaj rrjedhjes se gazit.

Kendi statik i nje unaze ndikon ne dinamikën e vete unazes ne drejtimet e tjera, ne saje te efektit te presionit te gazeve. Tabela 6.4 na paraqet tre nen rastet qe do te simulohen, ne te cilat dy unazave hermetizuese do t'u jepen kende statike te ndryshme nga vlera origjinale.

Diferenca e nje unaze me kend statik zero apo ndryshe nga zero tregohet qarte ne figuren 6.15.

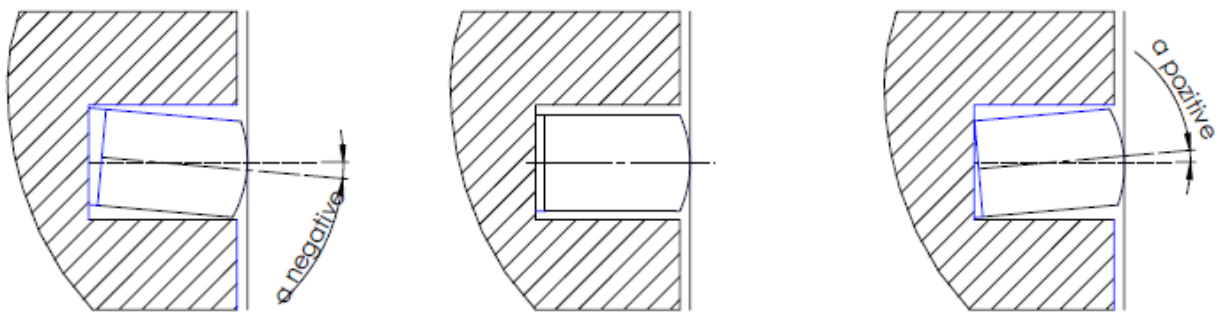


Figura 6.15 Tre mundesite e kendit statik te nje unaze ne kanalën e saj.

Sikurse duket nga figura 6.15, kendi statik fillestar i ndryshem nga zero, e detyron unazen qe te rrotullohet rreth aksit te seksionit te saj. Ky rrotullim mund te sjelle nje ndryshim te menyres se si leviz unaza, pasi do favorizonte levizjen e gazit ne presion duke hyre nepermjet hapësirave qe hapen nga ky rrotullim. Ne kete menyre, gazi do depertonte ne ngushtica qe normalisht nuk i ka te lira dhe do ushtronte force ne drejtimin perkates aksial ose radial.

Nder dy pozicionet e mundshme, unaza me kend statik pozitiv ose unaza me kend statik negativ, dallohet qarte se ajo me kend negativ eshte me e prirur per te levizur dhe per tu ngritur lart dhe rrjedhimisht, per te lejuar kalimin e gazeve gjate kesaj



levizjeje. Arsyeja perse kendi statik negativ mund te sjelle nje mbajtje me te dobet ndaj gazeve tregohet skematikisht ne figuren 6.16. Sikurse duket, unaza nepermjet skajit te siperm te diametrit te brendshem, lejon gazin te hyje dhe te depertoje Brenda kanalit te pistonit. Ky gaz e mbush kanalit dhe ne kushtet e pershtatshme e ngrren unazen lart, duke lejuar rrjedhjen drejt volumeve te poshtme.

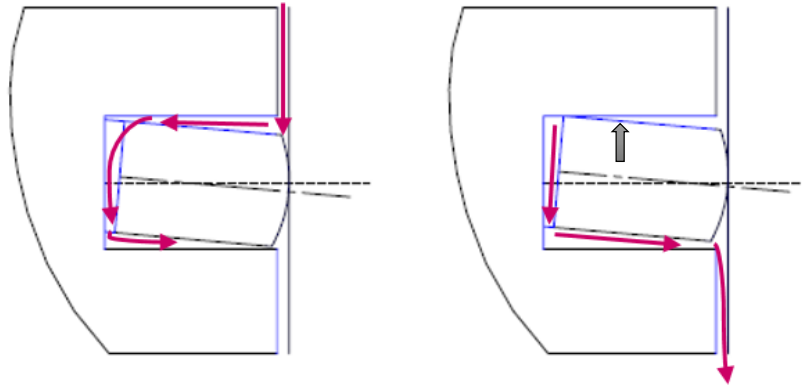


Figura 6.16 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kend statik negativ.

Ne figuren 6.17 tregohet rrjedhja e gazit tek unaza me kend statik pozitiv, ku unaza ekspozon ndaj presionit kryesisht faqen e sipërme. Nese unaza eshte e ngritur, gazi do te tentoje ta ule ate poshte, dhe kjo levizje tenton ta bllokoje rrjedhjen e gazit.

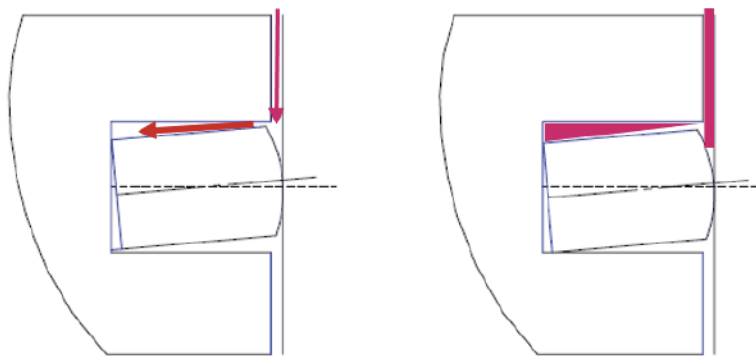


Figura 6.17 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kend statik pozitiv.

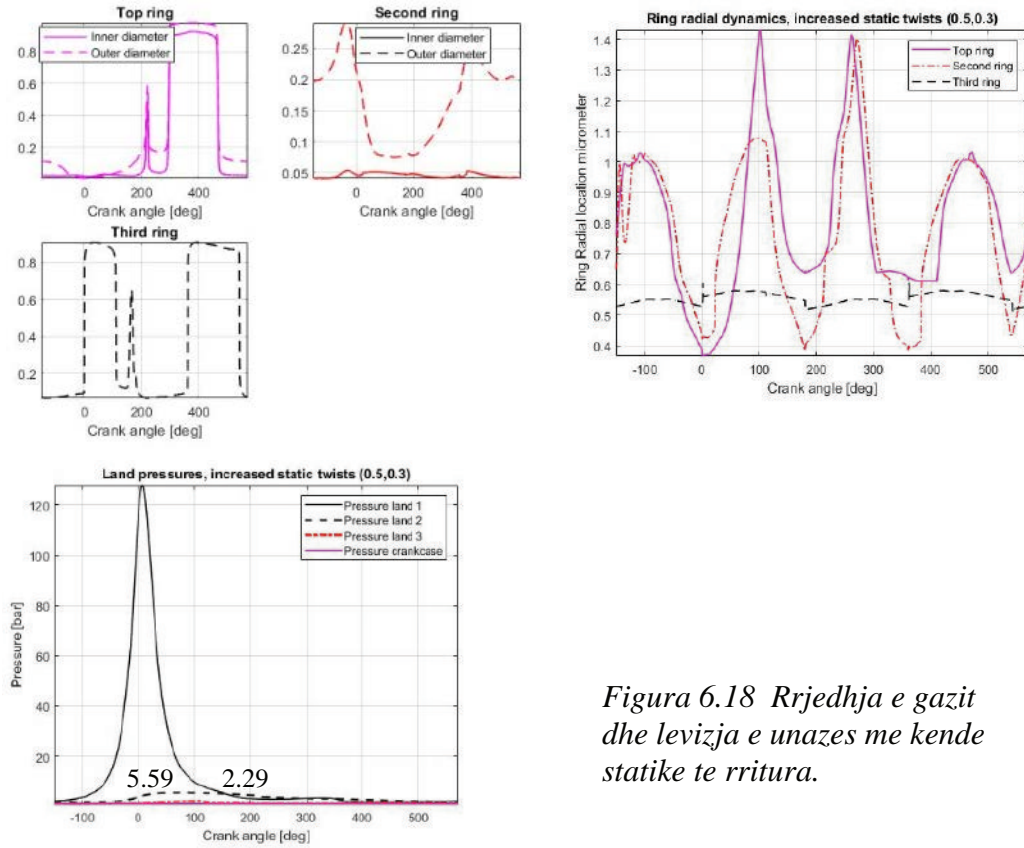


Figura 6.18 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kende statike te rritura.

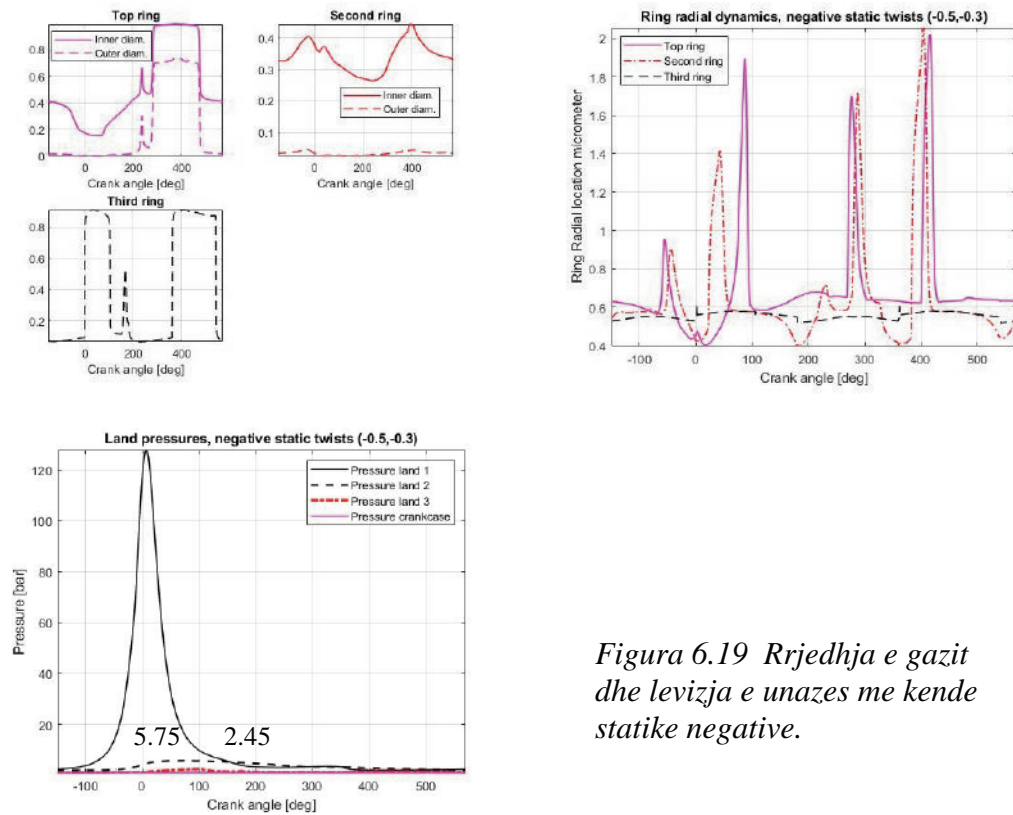


Figura 6.19 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kende statike negative.

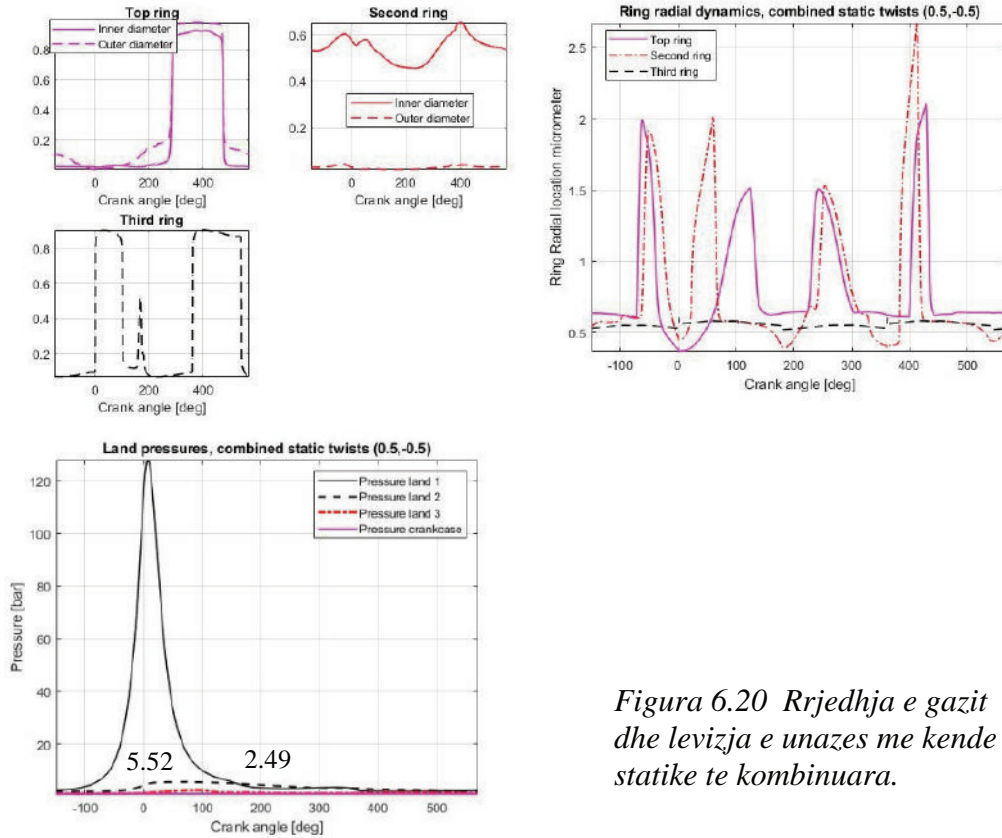


Figura 6.20 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kende statike te kombinuara.

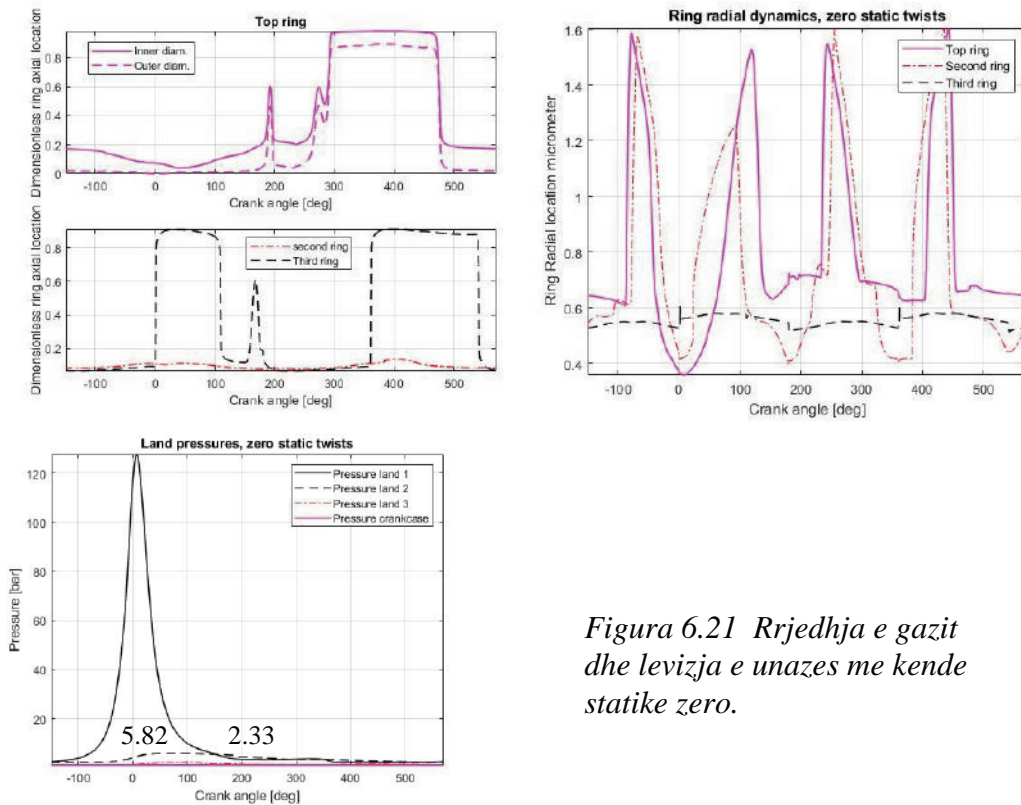


Figura 6.21 Rrjedhja e gazit dhe levizja e unazes me kende statike zero.

Figurat 6.18 – 6.21 tregojne rezultatet e marra nga simulimi i rasteve te tabelen perkatese 6.4. Duke pare figurat mund te themi se sjellja e sistemit eshte shume e ngjashme nga njeri rast ne tjetrin, duke shfaqur diferenca te lehta. Rasti i figures 6.18 ku unazat kane kende statike pozitive dhe me vlera te rritura tregon se dy unazat hermetizuese qendrojne vazhdimisht te perdredhura pozitivisht, me faqen e jashtme te ngritur dhe ate te brendshmen te ulur. Ne rastin e figures 6.19, kendet statike jane negative dhe te tilla qendrojne edhe unazat gjate gjithe punes se tyre, me faqen e jashtme te ulur dhe ate te brendshmen te ngritur.

Ne rastin e figures 6.20, shfaqet rezultati per rastin e kendeve statike te kombinuara, unaza e pare me kend pozitiv dhe e dyta me kend statik negativ. Tek ky rast, pozicioni i unazes se pare eshte pothuajse horizontal, me nje prirje te lehte per te qendruar e perdredhur pozitivisht, ndersa unaza e dyte paraqitet e perdredhur negativisht me nje diference te theksuar pozicioni ndermjet faqeve brenda-jashte. Ne figuren 6.21 shfaqet rasti i simulimit per kendet statike zero te dy unazave hermetizuese. Ketu sikurse duket, unaza e pare qendron lehtesisht e perdredhur negativisht ndersa unaza e dyte ruan neutralitetin e pozicionit pergjate gjithe kohes se punes.

Ne asnjerin rast nuk na paraqiten probleme kolapsi ne drejtimin radial, ndersa vlerat e presioneve nder-unazore qendrojne te peraferta ndermjet te gjitha rasteve te simuluar.

Persa i perket humbjeve si pasoje e rrjedhjeve te pakthyeshme, per secilin rast konstatohen keto vlera : Kende te rritura 0.372 %, kende negative 0.3848 %, kende te kombinuara 0.3957 % dhe kende zero 0.3536 %. Duke pare rezultatet mund te konstatojme se dy vlerat me te larta i referohen dy rasteve ku kendi statik i unazes se dyte eshte negativ ne te dyja rastet, nderkohe qe kendi i unazes se pare eshte edhe

pozitiv edhe negativ. Gjithashtu mund të vërehet se kur unazat kanë kënde zero, mbajtja e tyre është më e mira, ndërkohë që rasti me kënde statike pozitive është prapëseprapë shumë afër rastit më të mirë. Duhet theksuar se vlerat origjinale të këndeve statike, pozitive për unazën e parë dhe zero për unazën e dytë, gjejnë tek ky simulim përgjigjen e për vlerat e përdorura, pasi këndi pozitiv i unazës së parë ka prirje të anulohet përdredhjen e lehtë që ajo shfaqet në rastin e katërt, ndërsa këndi zero i unazës së dytë është përdorur nga ndërtuesi i motorit për ta vendosur këto unaza në kushtet më të mira të punës. Kjo pra vërteton edhe njëherë vlerën dhe cilësinë e simulimeve të realizuara me softin RINGPACK.

### *6.9 Ndikimi i regjimit të ngarkesës dhe shpejtesisë*

Ngarkesa dhe shpejtesia në një motor janë dy parametra operativ shumë të rëndësishëm, pasi përcaktojnë karakteristikat dhe sjelljen e një motori.

Ngarkesa përfaqëson punën që i kërkohet motorit nga përdoruesi i tij, e lidhur drejtpërdrejt me rezistencat që duhet të tejkalohet motori në mënyrë që të vërehet në levizje mjeteve. Kjo rezistenca mund të jetë pesha e shtuar mbi mjet ose ecja e mjetit në një rrugë me pjerresë. Në këto kushte, motorit i kërkohet që të prodhojë një fuqi më të madhe se ajo mesatare në mënyrë që të mundet të tejkalohet rezistenca. Ngarkesa më e madhe përket një sasi më të madhe të lëndës djegëse ose të perzierjes së ajrit + lëndës djegëse, që përket në një presion më të lartë gjatë fazës së djegies dhe zgjerimit. Kjo vlerë e rritur e presionit parashikohet që të modifikojë dinamikën e forcave dhe levizjeve të unazave.

Shpejtesia e motorit lidhet me regjimin e levizjes së organeve të motorit, pra me shpejtesinë dhe nxitimin e pistonit dhe unazave. Shpejtesia më e madhe e motorit është treguesi i shpejtesisë së madhe të mjetit. Zakonisht shpejtesia maksimale arrihet në



regjimin e fuqise maksimale ndersa momenti motorik maksimal arrihet ne regjimin e ngarkeses maksimale.

### 6.9.1 Rezultatet per ngarkesen minimale

Figura 6.22 na jep rezultatet per tre nivelet e para te shpejtesise ne motorin me regjimin e ngarkeses minimale. Ato qe do te shfaqen jane rezultatet per shpejtesite 750, 1000, 2000, 3000 dhe 4000 rpm, ndersa per shpejtesite tjera te ndermjetme do te japim rezultatin e perqindjes se humbjeve totale.

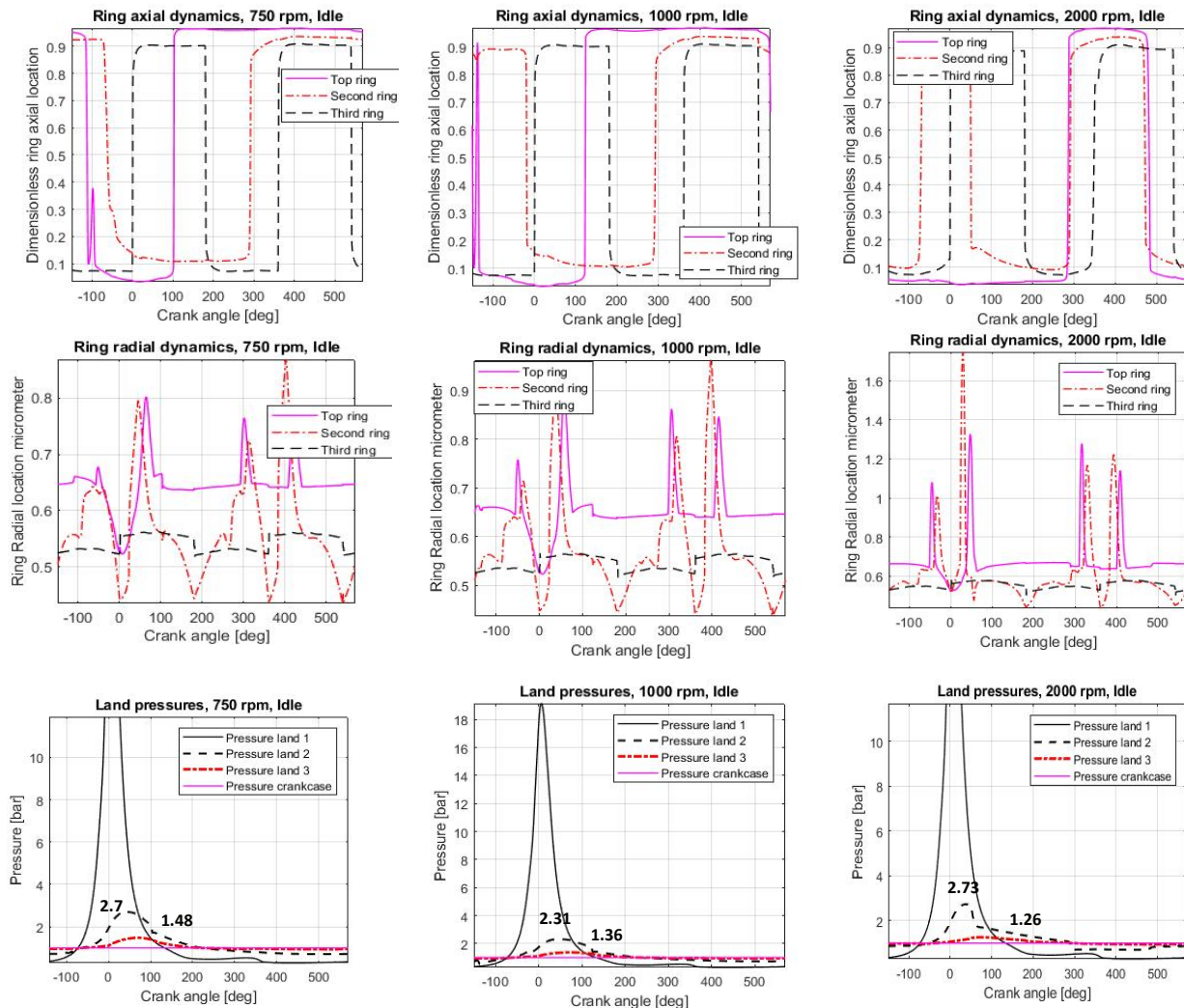


Figura 6.22 Rezultatet per tre shpejtesite e para per nivelin e ngarkeses minimale.

Nga sa duket me lart, ne kushtet e ngarkeses minimale unazat shfaqin nje levizje te paqendrueshme. Unaza e pare ndjek nje kurbe te ndryshme me te gjitha rastet e paraqitura deri me tani. Ajo e nis ciklin e ngritur nga cikli i meparshem, ulet poshte ne afresi te  $-100$  gradeve, mbetet e ulur deri ne  $+100$  grade te kendit te maniveles dhe pastaj ngrihet lart, duke e mbyllur ciklin e punes ne ate pozicion. Unaza e dyte paraqet nje sjellje te ngjashme, por uljen dhe pastaj ngritjen i shfaq ne pozicione te ndryshme nga e para, gjithashtu ajo nuk ben nje ulje apo ngritje te plote, pra duket se nuk ben kontakt me asnjeren faqe te kanalit ku eshte vendosur. Ulja e pare ketyre unazave ndikohet nga inercia ndersa ngritja nga presionin i gazit qe vepron poshte tyre. Unaza e trete, ne ndryshim nga dy te mesipermet, duket se ndjek mjaft mire kurben e forces inerciale, duke shfaqur dy levizje ulese dhe ngritese.

Grafiku i dyte i kesaj kolone tregon pozicionin radial te ketyre unazave. Sikurse duket, asnjera unaze nuk arrin te largohet me teper se 5 mikrometer nga muri i cilindrit, duke bere te mundur qe te mos kete kolaps radial dhe shkeputje nga ky kontakt.

Grafiku i trete na jep presionet ndermjet unazave. Mund te verejme nje dinamike mjaft lineare te kurbave, dhe nje rritje vijuese nga ajo ndermjet dy unazave te para tek ajo ndermjet te dytes dhe te tretes. Perjashtim ben nje renje e kurbes se kurores se dyte e cila perkon me levizjen e unazes se pare, pra kemi nje rikthim gazi ne dhomen e djegies. Fakt tjetër interesant eshte se ketu mund te verejme qe presioni ne kuroren e dyte dhe te trete bie nen vleren 1 bar, vlere e presionit ne karterin e motorit. Kjo ngjarje lidhet me presionin tejet te ulet qe vjen nga procesi i djegies per kete rast.

Kolona e dyte na jep rezultatet per te njejten ngarkese por per shpejtesine 1000 r.p.m. levizja aksiale e unazave eshte e ngjashme me rastin e meparshem, diferenca mund

te shikohet tek levizja me e hershme e unazes se pare dhe me e vone e unazes se dyte, nderkohe qe unaza e trete ndjek serish forcen inerciale. Nga grafiku i dyte verejme qe distanca radiale e unazave vijon te jete e qendrueshme dhe nuk shfaqen shenja te kolapsit radial ne asnjeren prej tyre. Grafiku i trete i kesaj kolone na jep kurbat e presioneve, te cilat jane shume te peraferta me rastin e meparshem, por me vlera piku pak me te uleta. Kjo luhatje e vogel mund te lidhet me levizjen me te hershme te unazes se pare, levizje e cila ndodh kur presioni eshte ende shume i ulet dhe nuk favorizon rrjedhjen e gazit nga lart per ne kuroren e dyte.

Kolona e trete na jep rezultatet e simulimit kur shpejtesia rritet dhe arrin ne 2000 r.p.m duke mbajtur ngarkesen minimale. Kjo levizje do te sjelle nje rritje te forces inerciale. Unaza e pare e fillon ciklin e punes nga pozicioni i ulur dhe qendron e tille deri ne kendin  $300^\circ$  te maniveles, pra deri ne gjysmen e korses se zgjerimit, ngrihet, qendron lart per nje kohe te konsiderueshme dhe ulet ne fazen fundore te korses se shkarkimit. Unaza e dyte leviz me pak, ngrihet ne pozicionin  $-100^\circ$ , ulet ne pozicionin afersisht  $50^\circ$  dhe ngrihet serish ne pozicionin  $300^\circ$ , duke u ulur njekohesisht me unazen e pare ne fundin e korses se shkarkimit. Unaza e trete vijon te mbaje te njejten levizje sikur me pare.

Grafiku i dyte tregon levizjet radiale te unazave, te cilat vijojne te jene te qendrueshme nga kjo pikepamje, por vihet re qe unaza e dyte ka tendence te largohet gjithnje e me teper nga kontakti me cilindrin, dhe kjo ndodh mbas pikut te presionit ne dhomen e djegies.

Grafiku i trete i presioneve tregon qe presioni ne kuroren e dyte ka tendence te rritet me shpejtesi, duke kapur vlera me te larta se dy rastet e meparshme, por nderpritet kur ndodh levizja aksiale e unazes se dyte, duke lejuar kalimin e gazit ne kuroren e poshtme, e cila tregon nje rritje pikerisht pas kesaj pike. Vijimi i kurbave ndjek



ecurine normale te pritshme pas kesaj pike deri ne pozicionin  $300^\circ$  te kendit te maniveles, tek i cili dy unazat e sipërme levizin njeheresh nga vendet e tyre, duke bere qe presioni ne te gjitha kurorat te ulet nen nivelin 1 bar te presionit atmosferik ne karter.

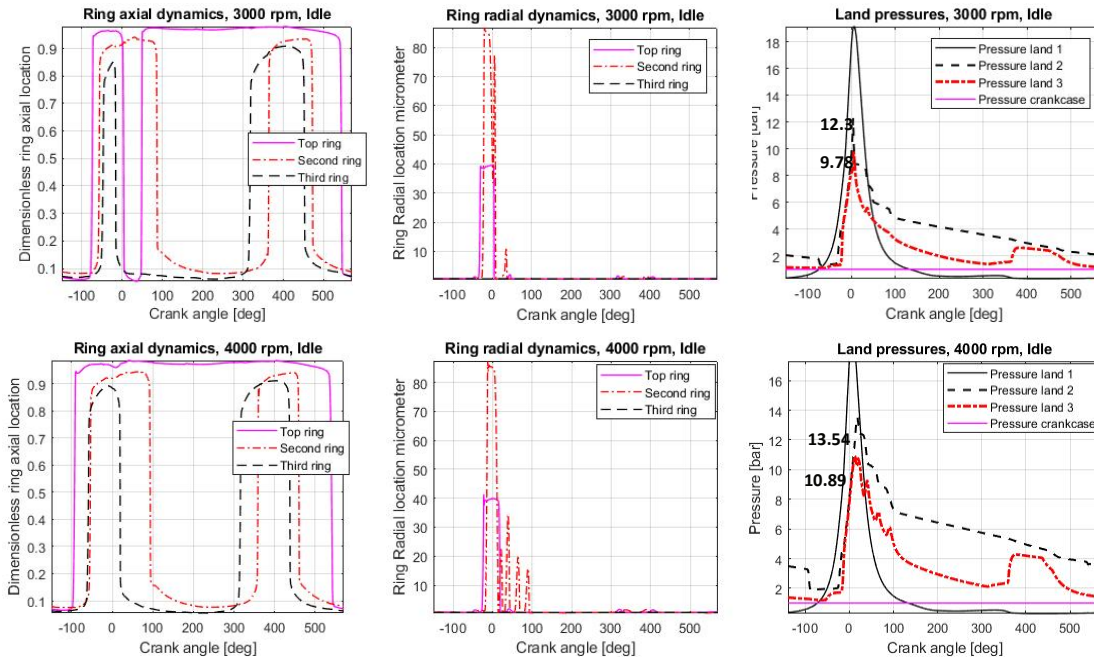


Figura 6.23 Rezultatet per disa nga shpejtesite e tjera per nivelin e ngarkeses minimale.

Ne figuren 6.23 jane te shfaqura rezultatet e disa nga shpejtesive tjera per nivelin e ngarkeses minimale.

Ne rreshtin e pare mund te verejme ate çfare ndodh kur shpejtesia behet 3000 r.p.m. ndersa ne rreshtin e dyte jepen rezultatet kur shpejtesia behet 4000 r.p.m. Ne te dy rastet levizja aksiale e unazave paraqet nje dinamike tjeter, ndryshe nga te gjitha te meparshmet. Me rritjen e shpejtesise, unaza e pare ta prirje te qendroje gjithnje e me shume e ngritur, nderkohe qe unaza e dyte dhe e trete kane prirje te ndjekin forcen

inerciale, ndonese qendrimi i tyre ne pozicionin e ngritur eshte me i vogel se ne rastet me shpejtesi me te vogla.

Grafiket e dyte tek kjo figure tregojne pozicionet radiale te unazave, ku duket qarte qe unaza e pare dhe e dyte pesojne kolaps radial, madje unaza e dyte e peson disa here kete fenomen. Ajo çfare duket qarte nga ky grafik eshte pozicioni kur ky fenomen ndodh, i cili materializohet vetem kur unazat jane te ngritura. Eshte e logjikshme qe te ndodhe keshtu sepse kur unazat jane te ngritura lart, bllokojne rrugen e kalimit per tek kanali dhe e mbajne gazin ne hapesiren e kurores siper tyre. Por duke qene se volumi i kanalit eshte nje volum i rendesishem per te shfryre gazin ne presion ndersa volumi i kurorave eshte tejet i vogel, atehere presioni specifik qe gazi ushtron kur ai gjendet i bollokuar tek kurora eshte me i madh, dhe e vetmja mundesi eshte qe ai te ngjeshe dhe shtype unazen elastike brenda kanalit duke i shkaktuar asaj kolaps radial. Ne keto kushte pune, presionet ne hapesirat nder-unazore rriten ne menyre shume te ndjeshme, duke kapur vlera te krahasueshme me ato te dhomes se djegies ne rastin e shpejtesise me te larte.

Duhet thene se ky rast eshte interesant per te thelluar analizen dhe per te kuptuar sjelljen e sistemit, pasi ne realitet nuk ndodh pothuajse kurre qe motori te punoje me tre, kater apo pese mije r.p.m. dhe pa ngarkese.

### *6.9.2 Rezultatet per 30% ngarkese te motorit*

Ne figuren 6.24 jepen rezultatet e simulimit per ngarkesen 30 %, ku secili rresht na pasqyron rezultatet per disa nga shpejtesite e propozuara ne tabelen perkatese.

Ne rreshtin e pare kemi shpejtesine 1000 r.p.m., unaza e pare shfaq nje ngritje ne fillim te zgjerimit, ulet dhe pastaj ngrihet serish pergjate fazes se shkarkimit. Unaza

e dyte qendron e ulur pergjate tre fazave te para dhe ngrihet ne fazen e fundit, ndersa unaza e trete paraqet dy levizje koherente me grafikun e forces inerciale, por levizjet aksiale shfaqin disa lekundje ne fazen e pare.

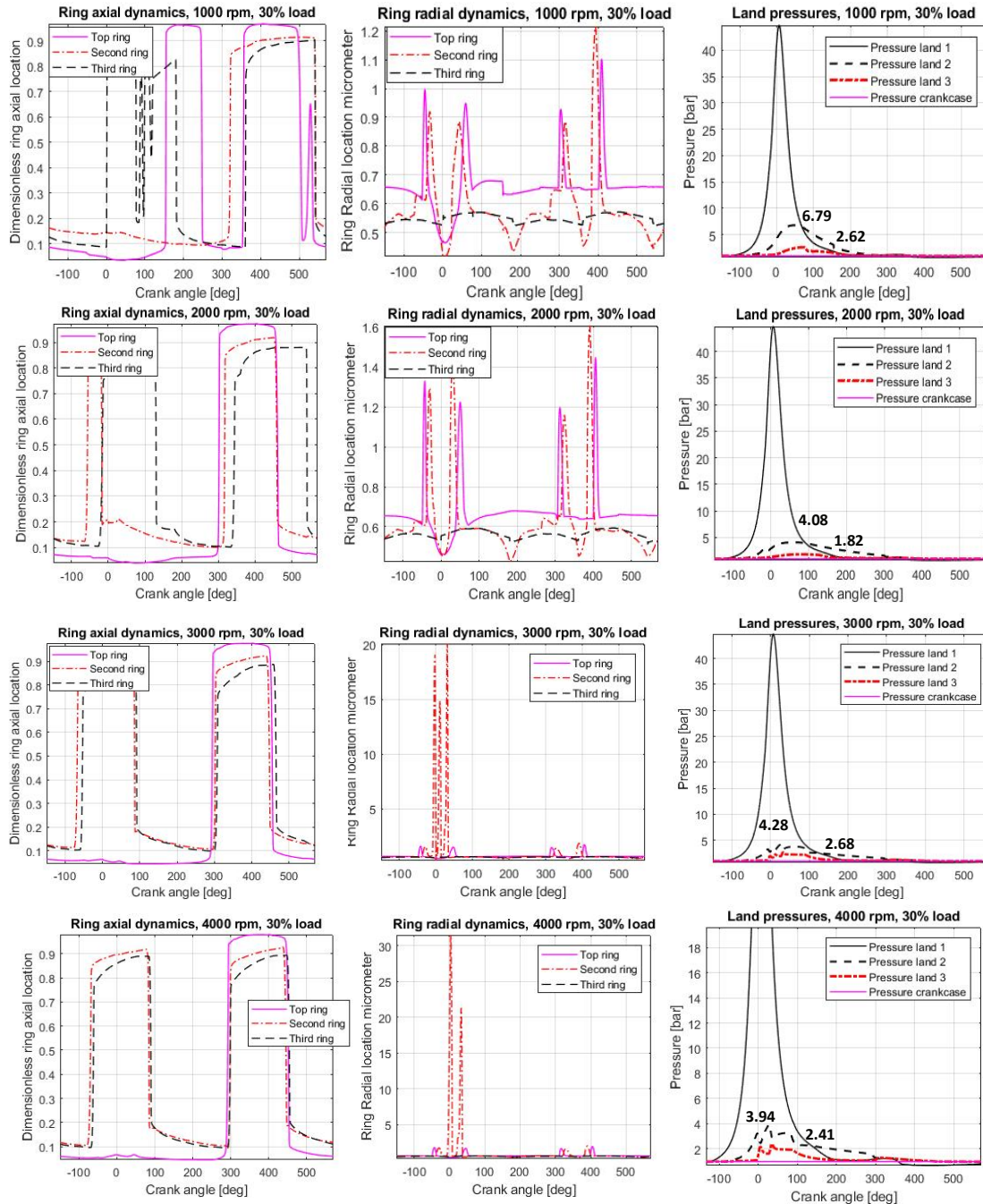


Figura 6.24 Rezultatet per nivelin e ngarkeses 30%

Grafiku i dyte i rreshtit te pare tregon qe pozicioni radial i unazave nuk paraqet ndonje prirje per kolaps ne kete drejtim. Grafiku i trete paraqet presionet ne hapesirat nder-unazore, ku mund te veme re qe kurbat paraqesin nje rritje lineare deri ne momentin kur leviz fillimisht unaza e pare. Interesante eshte sjellja e kurbes se kurores se trete, e cila shfaq nje renje te lehte ne momentin kur unaza e trete vibron ne kanal in e saj.

Rreshti i dyte shfaq rezultatet per shpejtesine 2000 r.p.m.. Unaza e pare nuk e shfaq me levizjen e pare por vetem ate ndermjet fazave te zgjerim-shkarkimit. Unaza e dyte shfaq nje ngritje te hershme ne fundin e fazes se thithjes ndersa unaza e trete duket se leviz duke ndjekur forcen inerciale. Grafiku i dyte nuk tregon per ndonje kolaps te mundshem radial.

Grafiku i trete shfaq kurbat e presioneve nder-unazore, te cilat jane me vlera te uleta dhe me rritje lineare. Mungesa e levizjeve te dy unazave te para, pergjate apo pas fazes se djegie-zgjerimit, si edhe mungesa e kolapsit radial, ben qe vlerat e presioneve te jene me te uleta se rastet e deritanishme.

Rreshti i trete dhe i katert tregojne rezultatet per shpejtesite 3000 dhe 4000 r.p.m. Me sa duket nga figurat, keto raste jane shume te ngjashme ndermjet tyre, pasi unazat paraqesin nje levizje aksiale koherente me forcen inerciale dhe unaza e dyte paraqet disa kolapse radiale. Kurbat e presioneve nder-unazore e ndejne levizjen e unazave ne te dyja drejtimet, pasi shfaqin renje ose rritje ne korespondence te ketyre levizjeve. Eshte gjithashtu e qarte per kete rast se me rritjen e shpejtesise kemi uljen e vlerave te presioneve nder-unazore. Kjo ndodh sepse i jepet me pak kohe gazit qe te levize neper keto ngushtica te imeta.

6.9.3 Rezultatet per 50% ngarkese te motorit

Ne figuren 6.25 paraqiten rezultatet e simulimit per rastin me 50 % ngarkese.

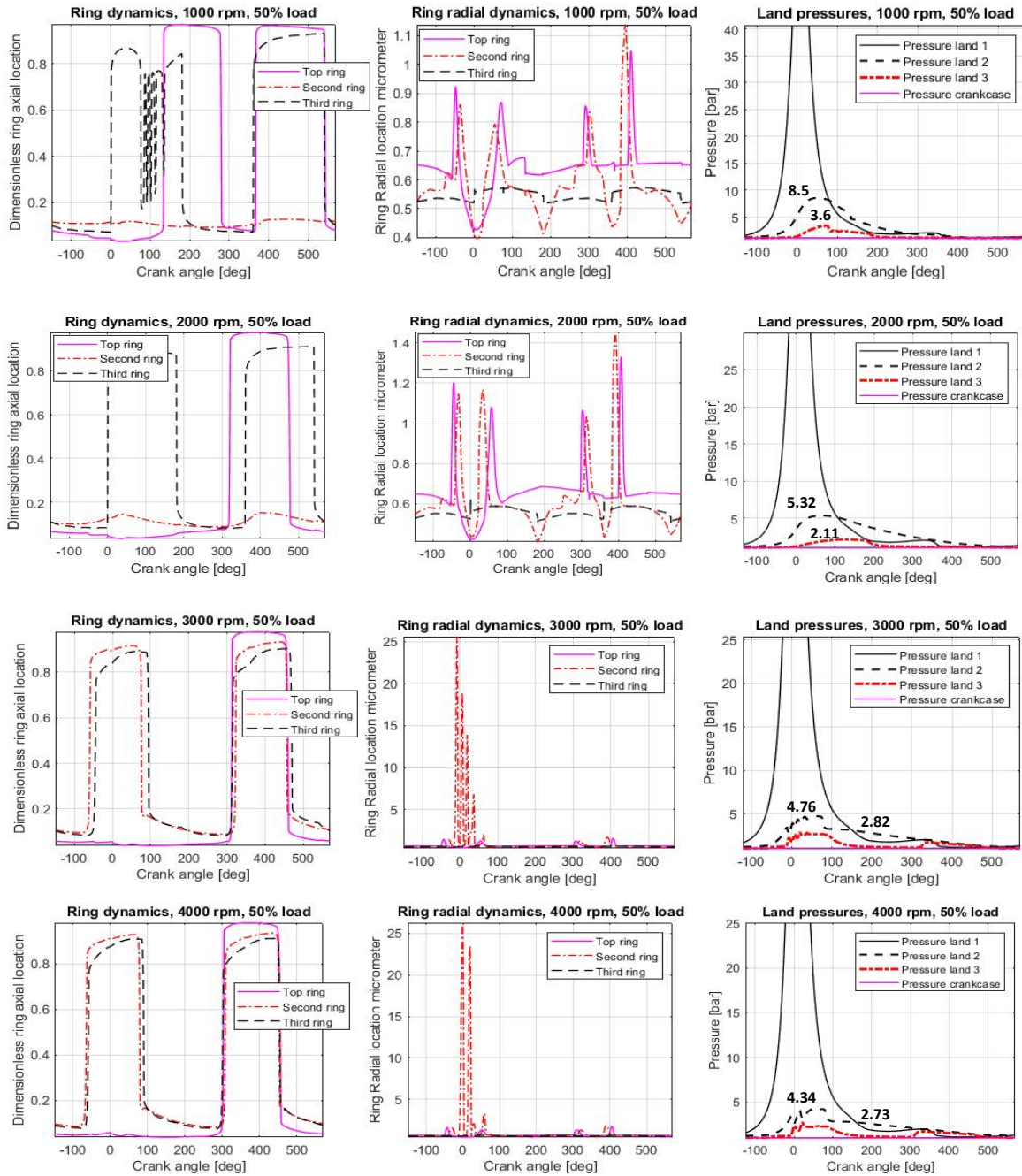


Figura 6.25 Rezultatet per nivelin e ngarkeses 50 %



Rreshti i pare paraqet shpejtesine 1000 r.p.m., levizja aksiale e unazave eshte e ngjashme me rastin e meparshem, por verehet qe unaza e dyte nuk leviz fare ne dy rastet e para. Njelloj paraqitet edhe sjellja e tyre ne drejtimin radial, duke shfaqur kolaps ne dy rastet e dyta. Vihet re ne menyre te qarte se unaza e dyte peson kolaps me intensitet me te larte dhe me te shumte ne numer.

Presionet nder-unazore paraqiten me te larta ne krahasim me rastin e ngarkeses 30% si rrjedhoje e presionit me te larte ne dhomen e djegies.

#### *6.9.4 Rezultatet per 70% dhe 100% ngarkese te motorit*

Ne figuren 6.26 tregohen rezultatet e simulimit per rastin e ngarkeses 100 %. Rastin e ngarkeses 70 % nuk e kemi paraqitur pasi sjellja e sistemit eshte e ngjashme me rastin 50 % si edhe me rastin 100 %, dhe rrjedhimisht nuk paraqitet ndonje sjellje e re apo e ndryshme qe i shton elemente analizes. Perkundrazi vihet re nje rritje lineare e presioneve nder-unazore, pasqyrim i rritjes se presionit ne dhomen e djegies.

Figura 6.26 ne te gjithë grafikët e saj, paraqitet e ngjashme me figuren 6.25 te rastit te ngarkeses 50 %. Unaza e dyte vijon te mos kete levizje aksiale ne dy rastet e para ndersa paraqet kolaps radial ne dy rastet e dyta.

Kolapsi radial i saj ne kete rast paraqitet me i permbajtur ne vlerat maksimale si edhe ne numer, nderkohe qe presionet nder-unazore paraqiten me te larta se rasti i ngarkeses 50 %.

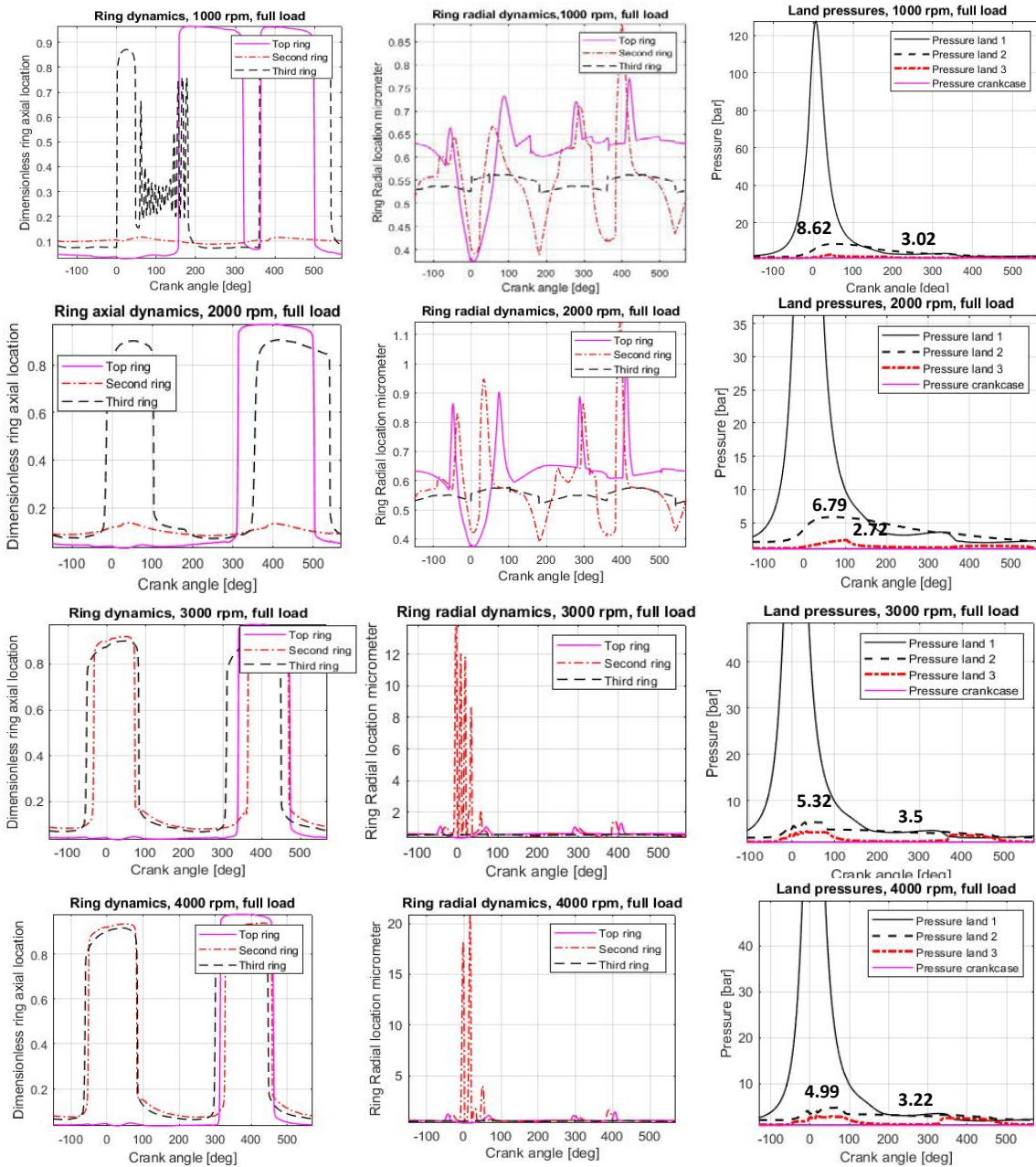


Figura 6.26 Rezultatet per nivelin e ngarkeses 100 %

### 6.10 Efekti i rendeve të deformimit të cilindrit

Në analizën e rrjedhjeve një kontribut shumë të rëndësishëm ka edhe deformimi i cilindrit. Ky argument është diskutuar fillimisht në kapitullin 4, pastaj, në kapitullin 5 janë dhënë efektet që ai mund të sjellë kryesisht tek dinamika radiale e unazave dhe tek rrugët e rrjedhjeve të gazit. Për të kuptuar rëndësinë e deformimit kemi realizuar disa simulime. Fillimisht kemi bërë analizën e një rasti hipotetik ku cilindri nuk ka deformim, pra diametri i cilindrit është i barabartë me diametrin nominal të tij. Në vijim kemi përsëritur analizën për secilin nga rendet e deformimit të paraqitur në kapitullin 4, duke filluar me rendin zero dhe duke e mbyllur me rendin katër. Kushtet e punës janë të njëjtat si ato të rastit bazë.

#### 6.10.1 Cilindri i pa deformuar

Figura 6.27 paraqet rezultatet e simulimit për rastin e parë ku diametri i cilindrit është i barabartë me diametrin nominal dhe nuk ka asnjë lloj deformimi.

Nga figura e parë vërejmë se unaza e parë nuk bën asnjë lëvizje gjatë gjithë kohës së punës, duke qëndruar e ulur në kanal in e saj. Në të kundërt, unaza e dytë shfaqet e paqëndrueshme në pozicionin aksial, duke paraqitur lëkundje në korespondencë të pozicionit zero gradë të këndit të manivelës. Ky pozicion përkon edhe me pikun e presionit në dhomë. Unaza e tretë nuk shfaq ndonjë parregullsi dhe ndjek lëvizjen e pistonit dhe forcën inerciale që shkakton kjo lëvizje.



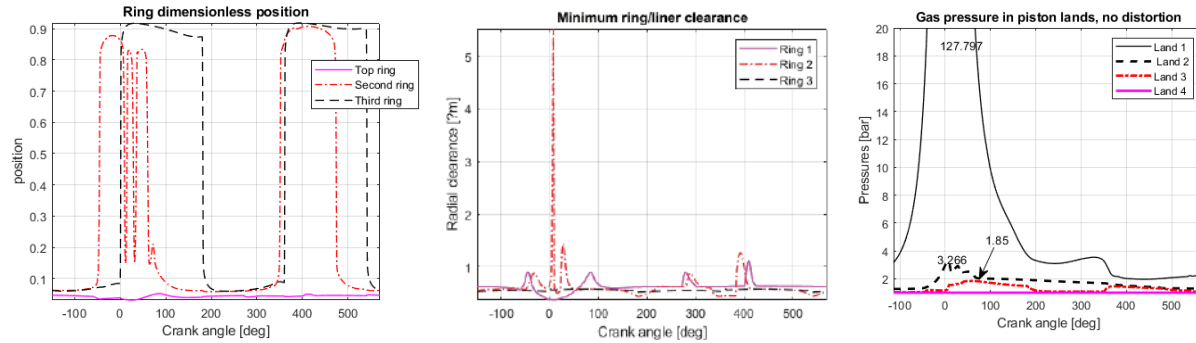


Figura 6.27 Rezultatet per cilindrin e pa deformuar

Grafiku i dytë nga figura 6.27 ilustron hapësirën radiale të unazave, sinonim i lëvizjes radiale të tyre kundrejt cilindrit. Sikurse në grafikun e mëparshëm, unaza e parë qëndron gjithmonë në kontakt me cilindrin ndërsa unaza e dytë i nënshtrohet një kolapsi radial pikërisht në momentin kur fillon edhe lëkundja aksiale. Meqenëse edhe në këtë drejtim kemi prirje për lëkundje sapo presioni në kurorën e parë rritet drejt maksimumit të tij, mund të themi se lëvizja aksiale dhe radiale janë të ndërvarura.

Grafiku i tretë na ilustron presionet, ku duket qartë se si lëkundja e unazës së dytë ndikon në uljen e kurbës së presionit tek kurora mbi këtë unazë dhe në rritjen e lehtë të kurbës së presionit në kurorën nën këtë unazë.

### 6.10.2 Cilindri i deformuar sipas rendit zero

Figura 6.28 ilustron rezultatet e marra nga simulimi i motorit kur cilindri është deformuar vetëm sipas rendit zero. Ky deformim shfaq një trajtë karakteristike të rritjes së diametrit të cilindrit në afërsi të pikës së sipërme të vdekur si pasojë e presionit dhe temperaturës së lartë. Grafiku i parë i figurës 6.28 na ilustron lëvizjen aksiale të unazave gjatë këtij simulimi. Vërejmë se unaza e parë qëndron e ulur deri mbas kendit të manoveles  $100^\circ$ , që perkon me fundin e fazes së zgjerimit. Mbas kesaj vlere ajo ngrihet lart dhe qëndron e tille deri në fund të ciklit.

Unaza e dyte nuk shfaq asnje levizje aksiale duke qendruar perhere e ulur ne kanalin e saj, ndersa unaza e trete paraqet nje sere levizjesh te cilat afersisht ndjekin levizjen e pistonit dhe forcen inerciale.

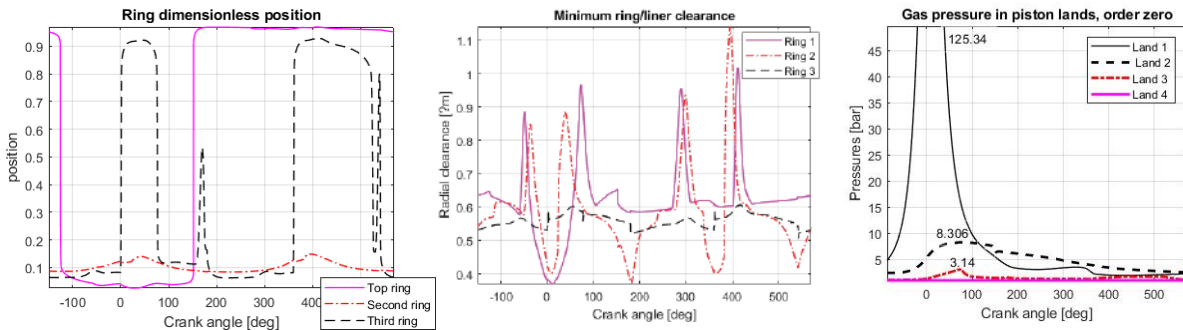


Figura 6.28 Rezultatet per cilindrin e deformuar sipas rendit zero

Grafiku i dytë tregon që lëvizjet radiale të unazave nuk shfaqin kolapse radiale, ndonëse dy unazat e para e kanë gjithësesi të theksuar tendencën për tu shkëputur nga kontakti me cilindrin.

Grafiku i tretë na ilustron kurbat e presioneve ndër-unazore. Vihet re se presioni në kurorën e dytë dhe të tretë arrijnë vlera tejet të larta po ti krahasojmë me rastet e deritanishme dhe sidomos me rastin bazë. Pa asnjë mëdyshje mund të themi se vlera e presionit në kurorën e tretë (mbas unazës së dytë), arrin vlera të krahasueshme me presionin në kurorën e dytë të rasteve tjera. Impakti direkt i kësaj sjellje është edhe ulja e presionit të pikut në kurorën e parë, i cili është pranuar i barabartë me presionin në dhomë.

## 6.10.3 Cilindri i deformuar sipas rendit të parë

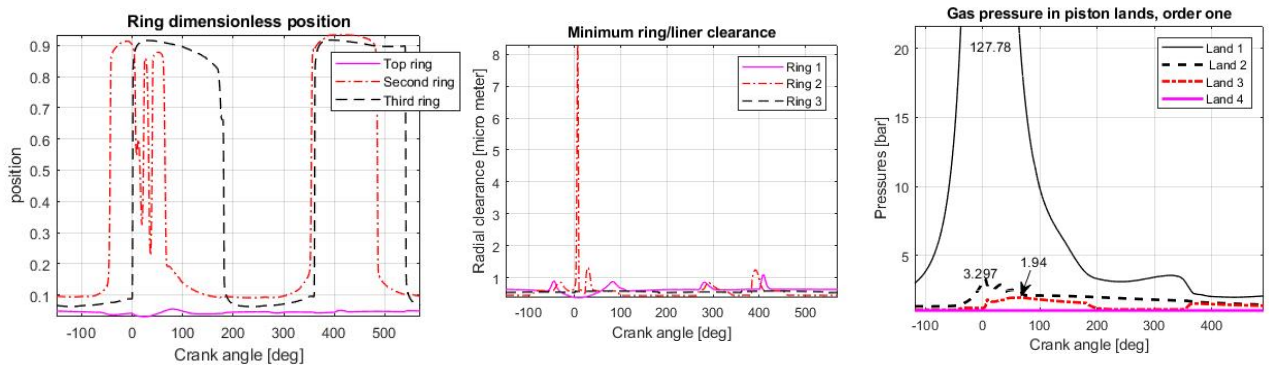


Figura 6.29 Rezultatet per cilindrin e deformuar sipas rendit të parë

Figura 6.29 ilustron rezultatet e simulimit për cilindrin e deformuar vetëm sipas rendit të parë. Ky rend deformimi, sikurse është treguar në kapitullin e katërt, karakterizohet nga një spostim i aksit të cilindrit si pasojë e deformimit të cilindrave kufitarë. Grafiku i parë ilustron lëvizjen aksiale të unazave, ku dallohet qartë se unaza e parë qëndron e ulur gjatë gjithë kohës. Unaza e dytë shfaq një lëkundje në drejtimin aksial në afërsi të vlerës  $0^\circ$  të këndit  $\theta$ , ndërsa unaza e tretë shfaq lëvizjen normale që e karakterizon shumicën e rasteve, duke ndjekur inercinë e pistonit.

Grafiku i dytë ilustron dinamikën radiale të unazave e cila është pothuajse identike me të njëjtin grafik të figurës 6.27 për cilindrin e pa deformuar.

Grafiku i tretë i kësaj figure ilustron presionet ndër-unazore, ku trajta e kurbave edhe këtu i ngjason shumë grafikut të presioneve të figurës 6.27. Kemi një rritje të qëndrueshme presionit në kurorën e dytë deri në vlerën  $0^\circ$  të këndit  $\theta$ , domethënë pikërisht kur ndodh kolapsi radial i unazës së dytë. Mbas këtij fenomeni, presioni në kurorën e dytë bie ndërsa ai në kurorën e tretë rritet, domethënë kolapsi ka shërbyer si shfryrje e gazeve drejt kurorës së tretë.

## 6.10.4 Cilindri i deformuar sipas rendit të dytë

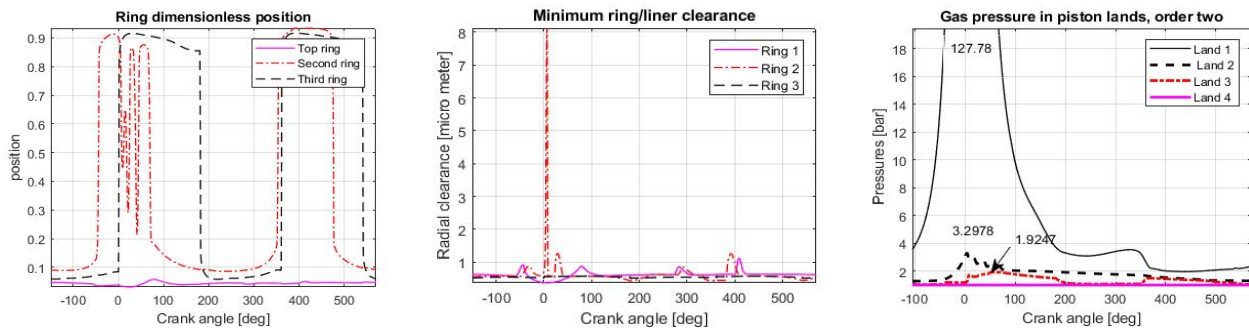


Figura 6.30 Rezultatet per cilindrin e deformuar sipas rendit të dytë

Figura 6.30 shfaq rezultatet e simulimit kur cilindri është deformuar sipas rendit të dytë. Ky deformim karakterizohet nga një ovalizim i seksionit të cilindrit dhe vinte si pasojë e zgjerimit të pjesës së sipërme të tij dhe tkurrjes së pjesës së poshtme. Duke parë qe sjellja aksiale dhe radiale e unazave, sikurse edhe kurbat e presioneve ndër-unazore, janë pothuajse të njëjta me ato të figurës 6.29 të rendit të parë të deformimit, nuk do ta komentojmë më tutje këtë figurë.

## 6.10.5 Cilindri i deformuar sipas rendit të tretë

Më me interes shfaqet figura 6.31 e cila ilustron rezultatin e simulimit për rendin e tretë të deformimit të cilindrit. Ky rend karakterizohet nga një shpërndarje me tre lobe si pasojë e ngarkesave termike mbi cilindër, por me intensitet më të ulët deformimi se rendet pararendëse.

Grafiku i parë na ilustron dinamikën aksiale të unazave, ku mund të dallojmë qartë që unaza e parë lëviz nga vendi i saj vetëm në korsën e fundit të grafikut, e cila përkon me fazën e thithjes. Pra, në këtë moment pistoni po zbret poshtë, dhe forca inerciale vepron në drejtimin e kundërt me lëvizjen e tij. Unaza e dytë dhe e tretë

ndjekin forcën inerciale dhe rrjedhimisht ndryshojnë pozicion vetëm kur pistoni ndryshon drejtim.

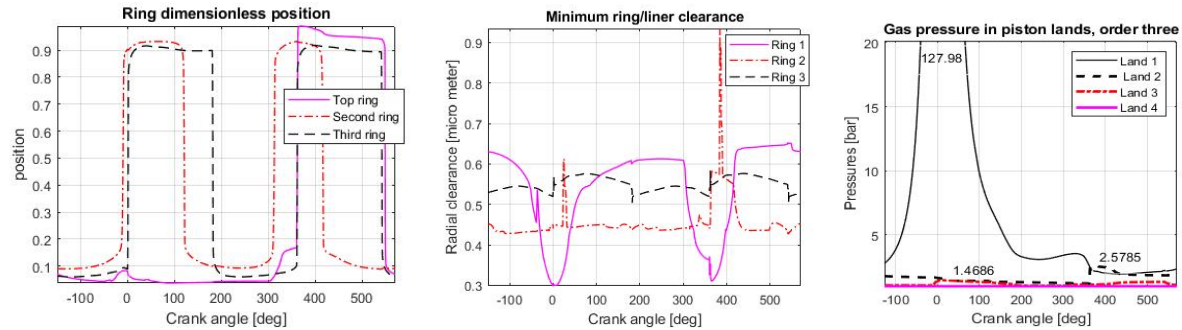


Figura 6.31 Rezultatet per cilindrin e deformuar sipas rendit të tretë

Grafiku i dytë ilustron një sjellje të qëndrueshme nga pikëpamja radiale, duke siguruar vazhdimisht kontaktin me cilindrin.

Grafiku i tretë ilustron presionet ndër-unazore, ku dallohen mjaft mirë vlera tejet të ulëta të presioneve në kurorën e dytë dhe të tretë. Kjo sjellje vjen si pasojë e qëndrimit ulur të unazës së parë, sidomos gjatë fazës së zgjerimit, mugesës së vibrimit aksial dhe kolapsit radial, duke bërë që unazat të kenë një sjellje shumë të mirë dhe duke hermetizuar mjaft mirë zonat e tyre të punës.

#### 6.10.6 Cilindri i deformuar sipas rendit të katërt

Figura 6.32 ilustron grafikun e fundit të këtij seksioni ku përmbledhen rezultatet për rendin e katërt të deformimit të cilindrit. Rendi i katërt i deformimit paraqitet si një deformim me 4 lobe dhe shkaktohet nga forca e shtrëngimit të vidave të testatës në trupin e cilindrit. Meqenëse secili cilindër shtrëngohej nga 4 vida, ato shkaktojnë një gjendje deformimi permanent me 4 lobe tek cilindri.

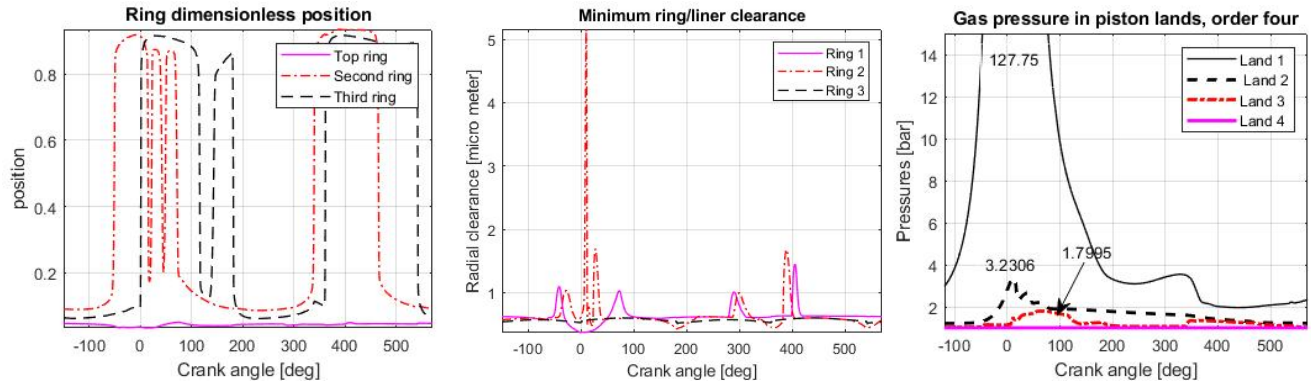


Figura 6.32 Rezultatet per cilindrin e deformuar sipas rendit të katërt

Duke vëzhguar grafikun e parë konstatojmë se unaza e parë nuk lëviz nga vendi i saj gjatë gjithë kohës së punës, ndërsa unaza e dytë dhe e tretë lëvizin si dhe shfaqin vibrime aksiale, më shumë të theksuara tek unaza e dytë.

Grafiku i dytë i kësaj figure tregon lëvizjen radiale ku unaza e dytë i nënshtrohet qartazi një kolapsi në këtë drejtim.

Grafiku i tretë shfaq sërish kurbat karakteristike të presioneve ndër-unazore. Kurba e presionit në kurorën e dytë vijon ta shfaqë shkallëzimin e shkaktuar nga kolapsi dhe vibrimi si dhe rënjen e mëpastajshme. Ndryshimi nga rastet e mëparshme me trende të ngjashme qëndron tek presioni i kurorës së tretë i cili është pak më i vogël. Kjo diferencë mund të shpjegohet me lëvizjen e papritur të unazës së vajit ndërmjet këndit  $\theta = 100^\circ$  dhe  $\theta = 200^\circ$ .

### 6.11 Efekti i lëvizjes dytësore të pistonit.

Në simulimet e deritanishme lëvizja dytësore e pistonit ka qenë gjithmonë e përfshirë, duke qenë se ajo është e pranishme në lëvizjen reale të mekanizmit piston-bjellë. Gjithsesi, impakti që mund të ketë kjo lëvizje tek aftësia mbajtëse e unazave nuk është komentuar. Në këtë seksion propozohet të analizohet sjellja e unazave kur

nga simulimi eliminohet kjo lëvizje, pra kur supozohet se pistonin kryen vetëm lëvizjen kryesore dhe nuk ka as spostimin dhe as rrotullimin karakteristik të lëvizjes dytësore.

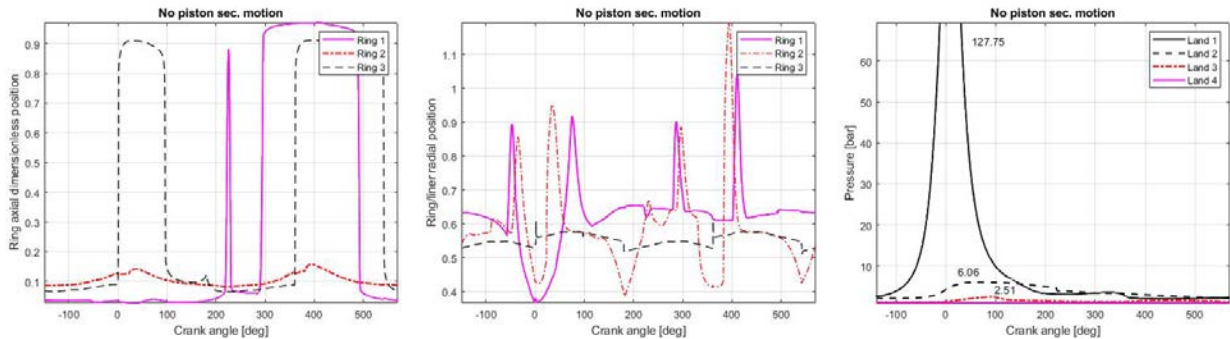


Figura 6.33 Rezultatet e simulimit kur mungon lëvizja dytësore e pistonit

Grafiku i parë i figurës 6.33 na ilustron lëvizjen aksiale të unazave. Unaza e parë qëndron e ulur përgjatë dy fazave të para, fillon të shfaqë lëvizje vetëm në fillimin e fazës së tretë dhe vetëm pasi presioni në kurorën e dytë e ka tejkaluar atë në të parën. Ajo ngrihet lart vetëm në fazën e fundit, që në grafik përkon me thithjen. Unaza e dytë qëndron e ulur përgjatë gjithë kohës së punës, ndërsa unaza e tretë kryesisht ndjek lëvizjen e forcës inerciale.

Grafiku i dytë na ilustron pozicionin radial të unazave, ku mund të vërejmë se asnjëra unazë nuk shfaq probleme me kolapsin radial në këtë shpejtësi të motorit.

Grafiku i tretë na ilustron mbarëvajtjen e kurbave të presionit ku mund të themi se rritja apo rënja e presioneve shfaqet mjaft e butë duke parë mungesën e kolapseeve radiale apo vibrimeve aksiale.

Për të kuptuar më mirë ndikimin e mungesës së lëvizjes dytësore të pistonit janë realizuar edhe simulimet me 3000 dhe 4000 rpm, të cilat paraqiten në figuren 6.34.



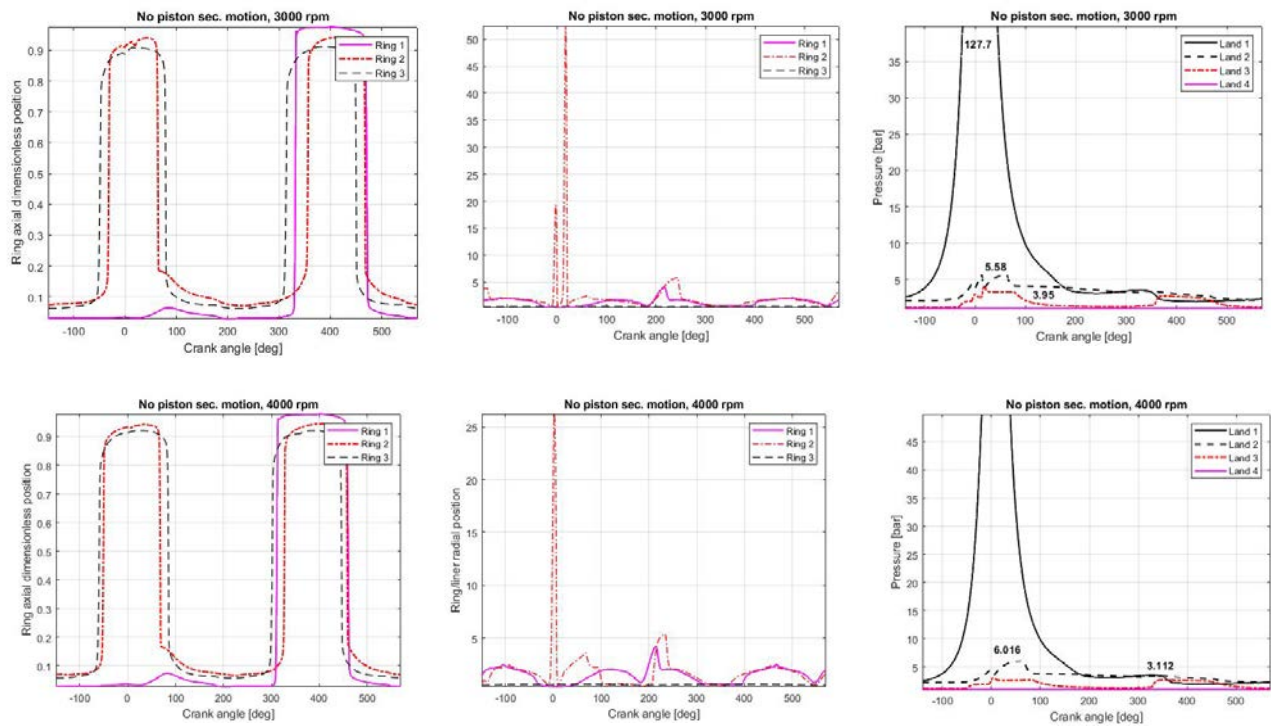


Figura 6.34 Rezultatet e simulimit kur mungon levizja dytesore e pistonit, shpejtësia 3000 dhe 4000 rpm.

Nga figura 6.34 mund të vërehet se lëvizjet e unazave në drejtimin aksial tani ndjekin lëvizjen e pistonit dhe forcën inerciale, me të vetmin përjashtim e bërë nga unaza e parë e cila gjatë fazës së ngjeshjes dhe zgjerimit i bindet presioneve dhe qëndron e ulur. Nga grafiku i hapësirave radiale mund të vërehet se unaza e dytë pëson kolaps radial në të dy rastet e analizuar, ndërsa në rastin e shpejtësisë 3000 rpm ajo pëson dy të tillë.

Për të njëjtat shpejtësi por me lëvizjen dytësore të implementuar, sikurse është treguar në figurën 6.26, unaza e dytë shfaqte kolapse radiale të shumfishta.

Duke analizuar grafikët e presioneve për figurën 6.34, dhe duke i krahasuar me presionet e arritura me po ato shpejtësi në figurën 6.26, mund të konstatojmë se kur lëvizja dytësore nuk implementohet, presionet ndër-unazore janë lehtësisht më të



larta për shpejtësinë 3000 rpm dhe pothuaj 1 bar më të larta për shpejtësinë 4000 rpm. Arsyeja e këtij rezultati mund të shpjegohet me faktin se duke munguar lëvizja dytësore, pistoni ndjek në vijimësi aksin e cilindrit, rrjedhimisht unazat nuk pësojnë shtypjet lokale që mund të pësojnë kur pistoni lëkundet dhe spostohet dhe çarja e tyre nuk ndryshon me kohën. Duke mbetur çarjet gjithmonë me të njëjtin dimension dhe duke mos u hapur/mbyllur, ajo lejon të kalojë vazhdimisht të njëjtën sasi gazi, e cila rezulton më e madhe se në rastin kur unazat shtypen vazhdimisht, figura 6.35.

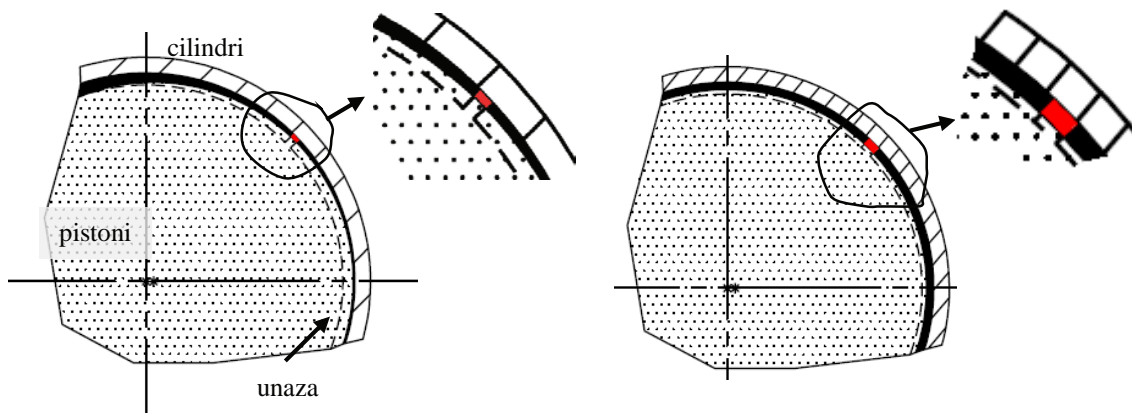


Figura 6.35 Dimensionet e çarjes me levizje dytësore (majtas) dhe pa levizje dytësore (djathtas) te pistonit.

Në fund të këtij kapitulli do pasqyrojmë edhe sasinë e gazeve të humbura për secilin rast dhe do jetë e mundur të arsyetohet mbi vlerat që dalin nga rezultatet e simulimeve.

### 6.12 Efekti i viskozitetit të vajit lubrifikues

Sikurse është paraqitur në kapitullin 5, ndër forcat që veprojnë tek unazat pa diskutim paraqitet forca e ushtruar nga pyka e vajit dhe forca viskoze e tij. Këto dy forca veprojnë drejtpërdrejt në dy drejtimet kryesore të lëvizjes së unazave, por në mënyrë indirekte ato veprojnë edhe në drejtimin e tretë të lëvizjes ose në përdredhjen

tyre nëpërmjet momenteve, sikurse u ilustrua nga ekuacionet e ekuilibrit të lëvizjeve të unazave.

Në këtë seksion do të analizohen disa lloje vajrash lubrifikuese me karakteristika të ndryshme, qëllimi i analizës do jetë ndikimi i viskozitetit të vajit në sjelljen dinamike të unazave. Për këtë qëllim janë simuluar shtatë lloje vajrash, dy vajra monogradë, përkatësisht vaj SAE 5W dhe SAE 10W, dhe pesë vajra lubrifikantë multigradë, përkatësisht vaj SAE 0W30, SAE 10W30, SAE 5W40, SAE 10W40 dhe SAE 15W40.

Sikurse dihet, viskoziteti i vajit në përgjithësi ulet me temperaturën, por përdorimi i aditivëve kimikë bën që të merren vajra të ndryshëm me karakteristika të ndryshme dhe me veti të përmirësuara.

Në këtë linjë kemi dy lloje vaji sipas standarteve ndërkombëtare SAE, vajrat monogradë të cilat përdoren vetëm për një shenjë temperature ambienti (vajra stinorë), dhe vajrat multigradë të cilat gjejnë përdorim për një gamë të gjerë temperaturash mbi dhe nën zero gradë Celsius [96].

Figura 6.36 ilustron fushat e veprimit të vajrave monogradë dhe atyre multigradë.

Vajrat SAE 5W dhe SAE 10W kanë viskozitet më të ulët se sa vajrat tjerë të analizës, në praktikë ato këshillohen për përdorim në ambiente me temperaturë ambienti nën zero gradë Celcius. Ndërkohë vajrat multigradë SAE 0W30, SAE 10W30, SAE 5W40, SAE 10W40 dhe SAE 15W40 mund të përdoren për temperatura mbi dhe nën zero gradë Celcius, kanë viskozitet më të lartë se vajrat monogradë dhe karakteristikat e ndryshme bëjnë që viskoziteti i tyre të rritet me temperaturën sipas rendit që janë shfaqur.

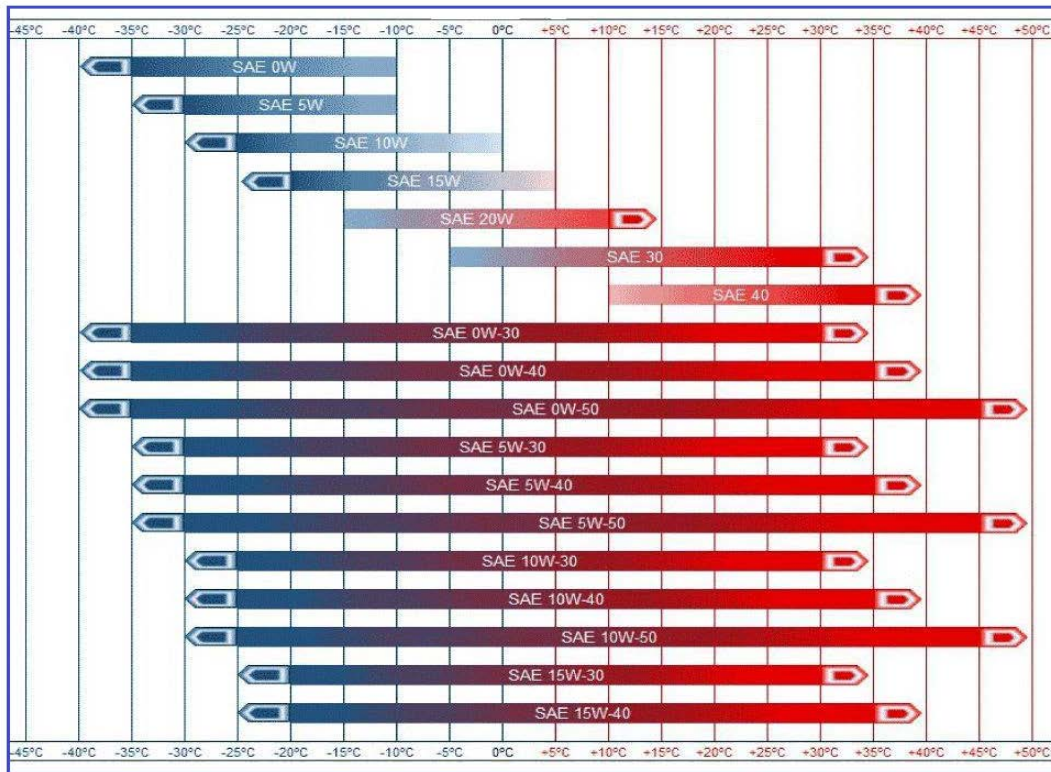


Figura 6.36 Tabela e fushave te perdorimit te vajrave SAE [96]

Figura 6.37 paraqet rezultatet e simulimeve për katër vajrat e parë sipas rendit të prezantuar, ndërsa figura 6.38 paraqet rezultatet për tre vajrat e tjerë. Tek figura 6.37 janë paraqitur lëvizja aksiale, hapësira radiale dhe presionet ndër-unazore për secilin rast. Meqenëse sjelljet aksiale dhe radiale të unazave janë shumë të ngjashme për të gjitha rastet, për tre llojet tjera të vajit tek figura 6.38 kemi paraqitur vetëm grafikun e presioneve me vlerat e arritura gjatë ciklit të punës.

Duke analizuar fillimisht dinamikën e unazave mund të themi se me kushtet bazë të simulimit, sjellja e unazave rezulton pothuajse e njëjtë për të gjitha rastet. Unaza e parë ngrihet vetëm në fazën e fundit, unaza e dytë nuk lëviz fare nga vendi ndërsa e treta ndjek rregullisht lëvizjen e pistonit. Nga pikëpamja e lëvizjeve radiale nuk vihen re sjellje jo koherente dhe gjithashtu nuk ka tendencë për kolapse radiale në asnjërin rast.

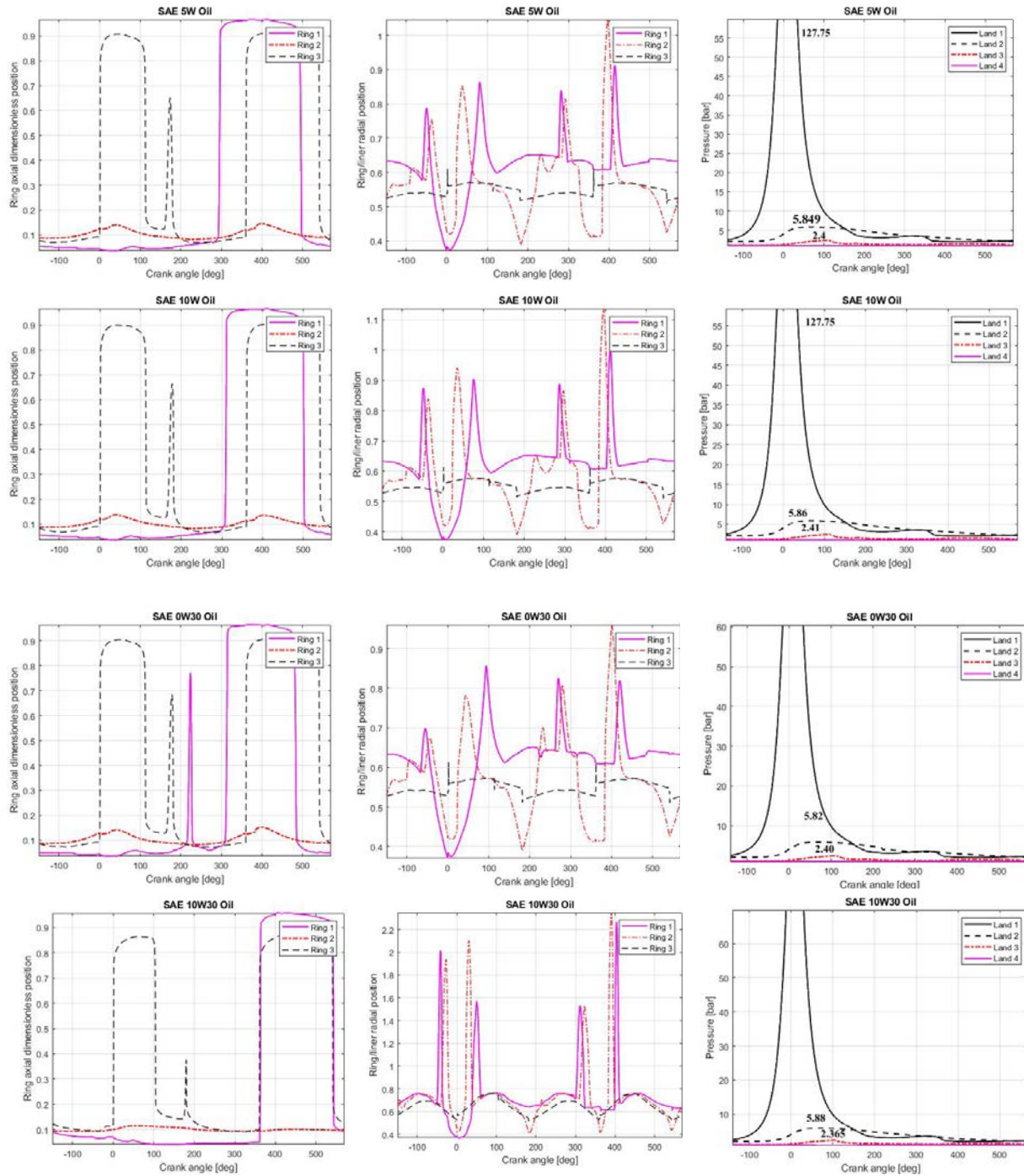


Figura 6.37 Rezultatet e simulimit per vajrat SAE 5W, 10W, 0W30 dhe 10W30.

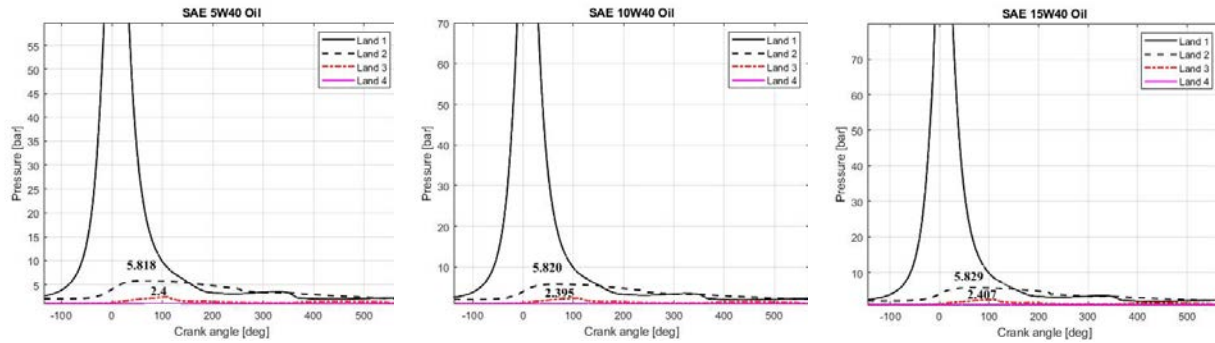


Figura 6.38 Rezultatet e simulimit per vajrat SAE 5W40, 10W40 dhe 15W40.

Vlerat e presioneve për zonat ndër-unazore nuk shfaqin diferenca të konsiderueshme nga rasti në rast. Ndonëse vajrat monogradë janë specifik për temperatura të ulëta dhe rrjedhimisht ato janë më pak viskoz në temperaturat normale të punës të motorit, ato nuk shfaqin ndryshim në sjelljen e sistemit dinamik të unazave pavarësisht se janë më të hollë se vajrat multigradë.

### 6.13 Efekti i ndryshimit të seksionit të unazës së parë hermetizuese

Sikurse është sqaruar në kapitullin 3, unazat e motorit mund të kenë seksione të ndryshme. Meqenëse unaza e parë mban edhe peshën kryesore të aftësisë hermetizuese ndërmjet të tria unazave, kemi vendosur të simulojmë çfarë efekti sjell ndryshimi i seksionit të kësaj unaze. Në terma konkret kemi vendosur të ndryshojmë unazën duke kaluar nga unaza origjinale e cila ka seksion gurëkyçi të plotë me shkallë të brendshme, tek një unazë katrore, e cila do të simulohet me dhe pa shkallën e brendshme. Figura 6.39 ilustron kalimin. Duhet të saktësojmë se përdorimi i unazës së parë me seksion të gurëkyçit është shumë i përhapur në motorat e naftës pasi ky seksion nuk lejon që me kalimin e kohës, bloza të mbivendoset dhe të bllokojë kanalet anësore dhe rrjedhimisht levizjen e unazës. Gjithësesi edhe unaza me seksion katërkëndor është shumë e përdorur si unaza e parë.



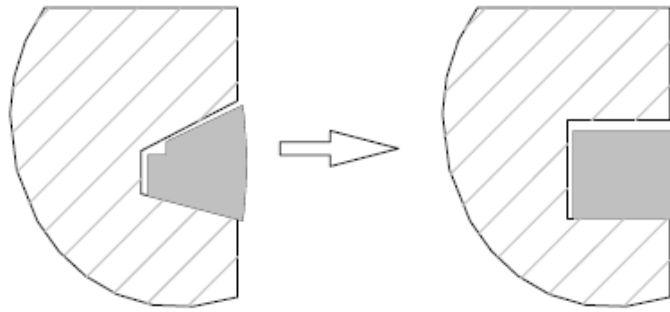


Figura 6.39 Ndryshimi i seksionit te unazes se pare

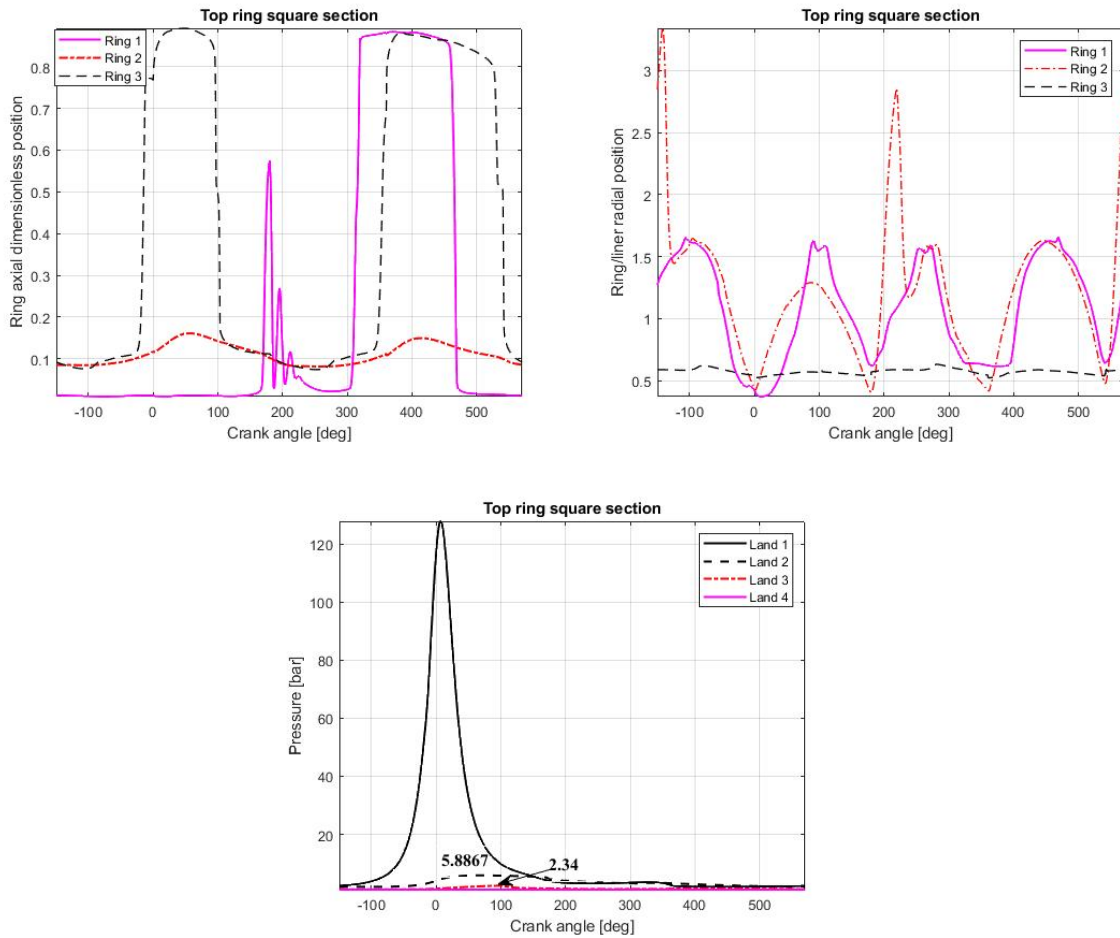


Figura 6.40 Rezultatet me unazen e pare me seksion katerkendor

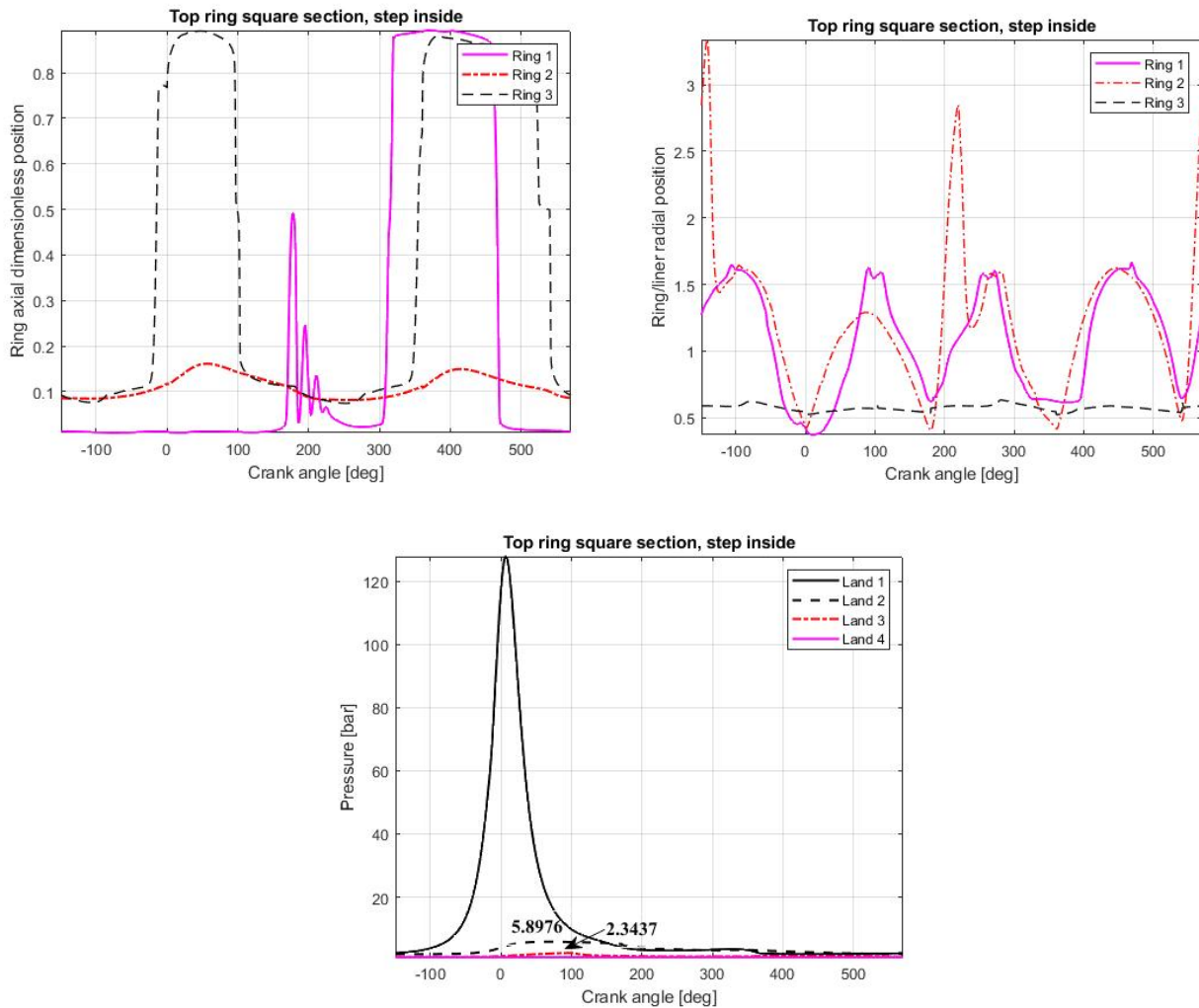


Figura 6.41 Rezultatet me unazen e pare me seksion katerkendor dhe te shkallezuar

Figurat 6.40 dhe 6.41 ilustronë rezultatet. Ndryshimi ndërmjet unazës katërkëndore me shkallëzim të brëndshëm dhe unazës pa shkallëzim të brëndshëm është tejet minimal. Sjellja e unazave qoftë në drejtimin aksial qoftë në drejtimin radial duket e njëjlojtë. I vetmi ndryshim konstatohet tek vlerat e presioneve ndër-unazore, pasi tek simulimi me unazën e shkallëzuar këto vlera janë pak më të vogla. Në krahasim me rastin bazë (5.78 dhe 2.31), këto vlera rezultojnë pak më të larta. Dallim tjetër nga rasti bazë bën edhe lëvizja e unazës së parë, e cila në rastet në fjalë ngrihet më vonë nga vendi dhe qëndron më pak kohë e ngritur lart. Por, ndonëse lëvizja e saj

aksiale duket më e përshtatshme për mbajtjen e gazeve, presionet rezultojnë më të larta. Në fakt tek ky rast ka ndodhur një fenomen tjetër i cili nuk ishte shfaqur tek rasti bazë, sikurse shihet unaza e parë kalon një lëkundje aksiale në afërsi të këndit 200 gradë. Kjo lëvizje bën që unaza të humbasë kontaktin dhe të lejojë të rrjedhin një sasi më të madhe gazesh. Kjo është edhe arsyeja përse tek ky rast kemi presione në vlera më të larta.

#### 6.14 Efekti i ndryshimit të ashpërsisë sipërfaqesore të cilindrit.

Në simulimet e realizuara deri më tani kemi përdorur ashpërsinë  $Ra = 0.25 \mu\text{m}$  për të karakterizuar cilësinë sipërfaqësore të cilindrit. Kjo vlerë ashpërsie, përvese është vlera origjinale e prodhuesit, ajo është një edhe një vlerë pothuajse e standardizuar e këtij parametri. Është e qartë se një ashpërsi sipërfaqësore më e madhe do jetë sinonim i humbjeve më të mëdha nga fërkimi Kulombian, por nuk është shumë e qartë se si mund të ndikojë ndryshimi i këtij parametri tek aftësia mbajtëse e unazave. Për këtë arsye vendosëm të kryenim disa simulime, duke ndryshuar ashpërsinë e sipërfaqes së cilindrit në këto vlera:  $0.1 \mu\text{m}$ ,  $0.15 \mu\text{m}$ ,  $0.2 \mu\text{m}$ ,  $0.3 \mu\text{m}$ ,  $0.4 \mu\text{m}$ ,  $0.5 \mu\text{m}$ .

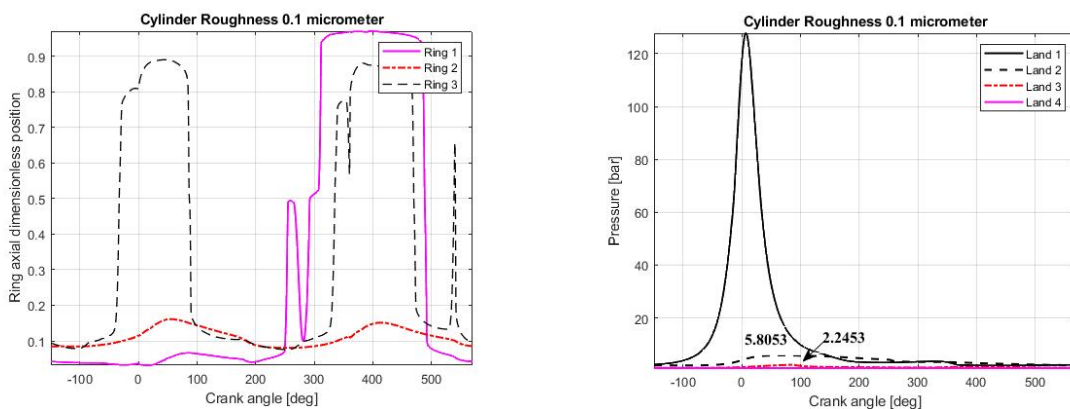


Figura 6.42 Rezultatet për ashpërsinë 0.1 mikrometer



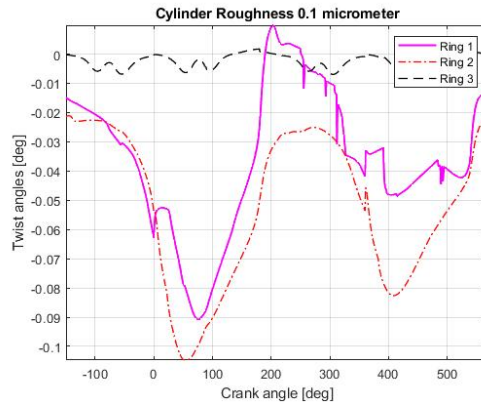


Figura 6.43 Perdredhja e unazave per ashpersine 0.1 mikrometer

Figura 6.42 ilustron rezultatet e simulimit për ashpërsinë 0.1 mikrometër. Lëvizja e unazave në drejtimin aksial nuk paraqet ndryshime të qenësishme nga rasti bazë. Ashtu edhe kurbat e presioneve ndër-unazore kanë sjellje normale si në shumicën e rasteve. Figura 6.43 paraqet ndryshimin e këndeve statike të unazave gjatë ciklit të punës. Edhe ky grafik paraqitet në linjë me grafikun analog të rastit bazë. Meqenëse edhe për rastet tjera grafikët janë shumë të ngjashëm me rastin e ashpërsisë 0.1, në vijim do të paraqesim vetëm grafikët e presioneve ndër-unazore.

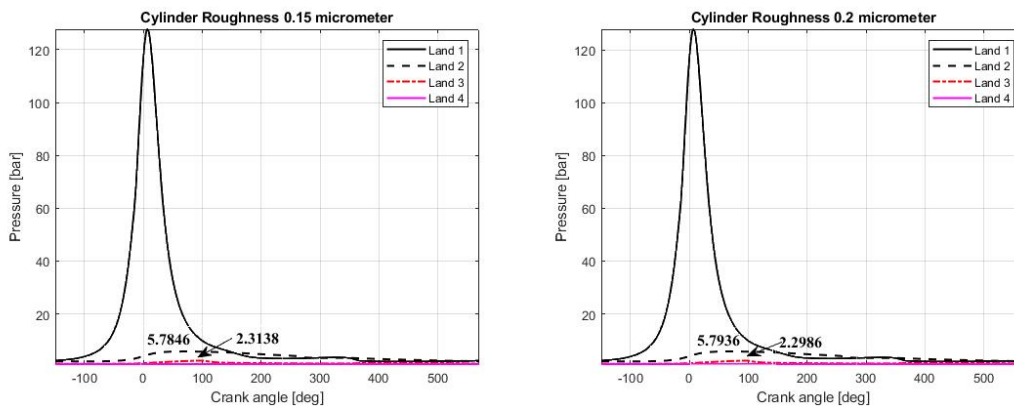


Figura 6.44 Presionet per ashpersite 0.15 dhe 0.2 mikrometer

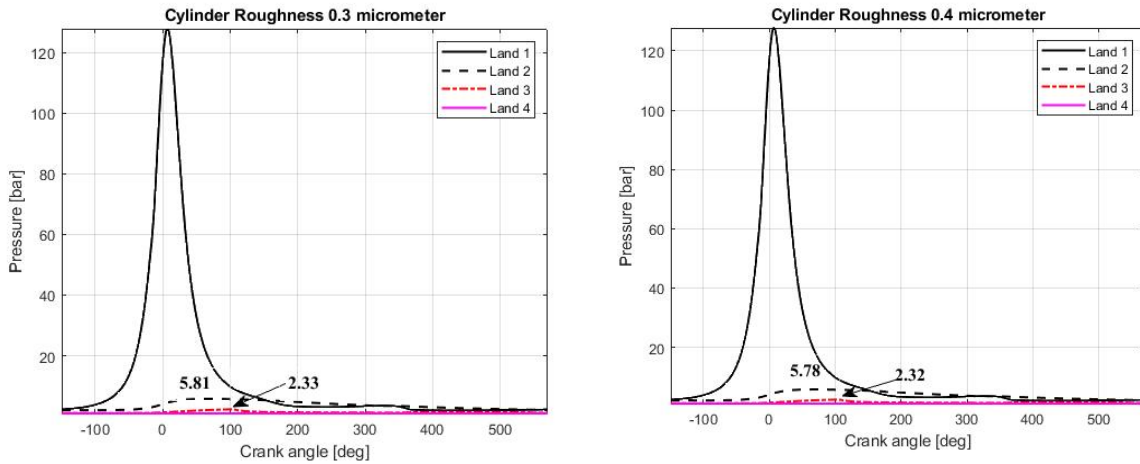


Figura 6.45 Presionet per ashpersite 0.3 dhe 0.4 mikrometer

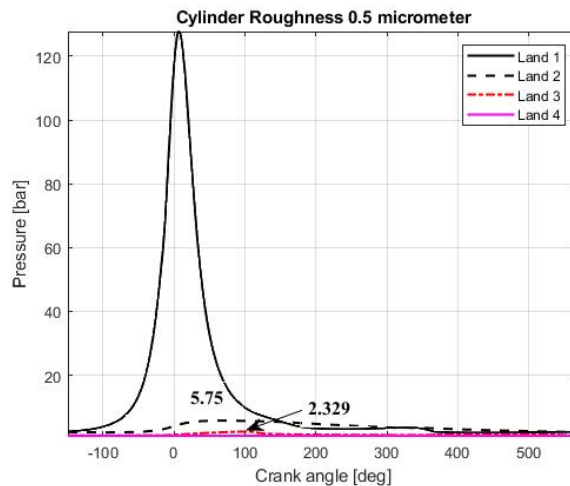


Figura 6.46 Presionet per ashpersine 0.5 mikrometer

Duke pare figuren 6.42, dhe pastaj figurat 6.44, 6.45 dhe 6.46 vihet re se presionet vijne duke u rritur lehtshem deri ne vleren e ashpersise 0.3, duke vijuar me vlerat 0.4 dhe 0.5  $\mu\text{m}$  presionet fillojne te paraqesin nje renje te moderuar. Vlerat ndermjet ketyre figurave variojne pak nga njeri rast ne tjetrin por gjithesesi kemi nje variacion.

Duhet thene se ashpersia me e madhe tregon edhe nje aftesi vaj mbajtese me te madhe te siperfaqes se cilindrit. Rrjedhimisht, nje sasi me e madhe vaji do te grumbullohet ndermjet unazave dhe cilindrit si dhe ndermjet unazave dhe kanaleve te tyre. Ky fenomen do te beje qe vaji lubrifikues te ndihmoje ne mbylljen/reduktimin e disa ngushticave nga ku zakonisht kalojne gazet. Rrjedhimisht do te kemi nje pengese me te madhe ndaj kalimit te gazeve neper keto ngushtica te imeta.

### 6.15 KONSUMI I VAJIT DHE HUMBJET NGA FERKIMET.

Duke u rikthyer tek rasti baze, do te paraqiten disa grafike tjere. Konkretisht do te paraqiten disa grafike qe lidhen me dinamiken e vajt lubrifikues ne lidhje me unazat si dhe grafiket e forcave te ferkimeve ne kontaktin unaze-cilinder. Ne vijim do te paraqitet edhe fuqia e humbur si pasoje e ketyre ferkimeve.

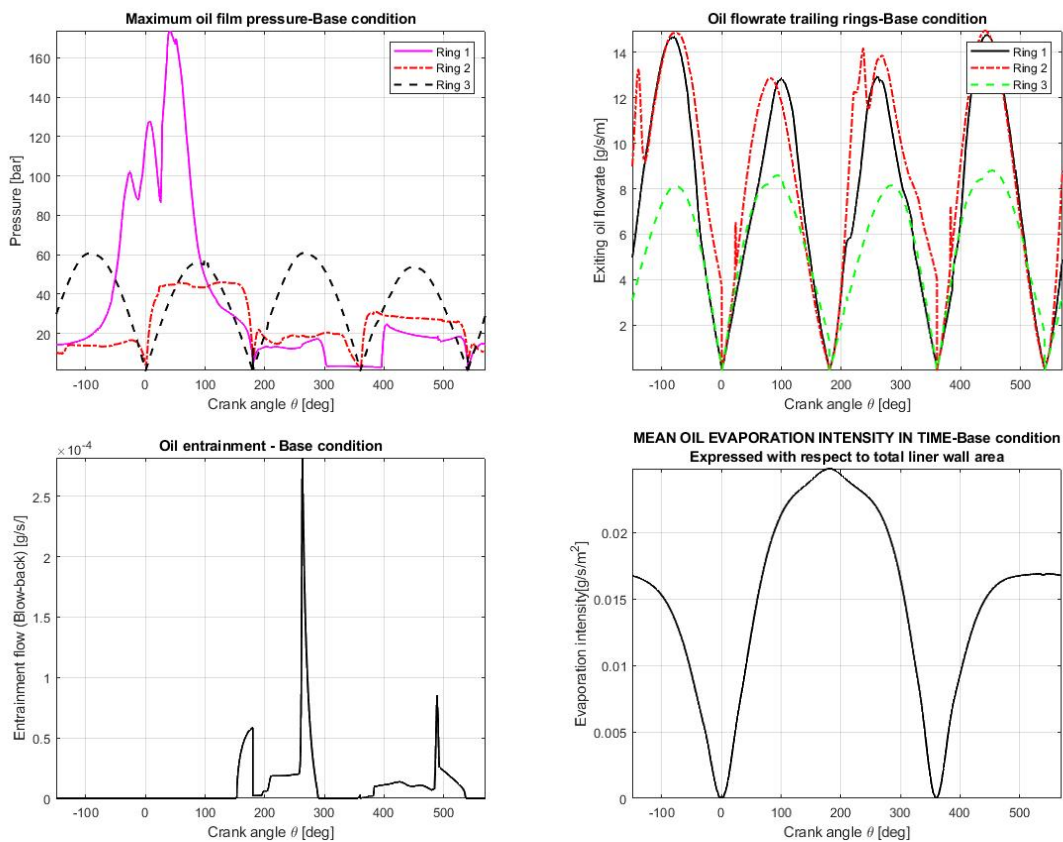


Figura 6.47 Dinamika e vajt per rastin baze

Figura 6.47 paraqet disa nga grafikët e simulimit të rastit bazë. Mund të shikojmë presionin e vajit në grafikun e parë të rreshtit të parë, tek i cili shquhet qartë diferenca e presionit të zhvilluar nga vaji tek unaza e parë kundrejt presionit të zhvilluar tek unazat e tjera. Vaji vepron si një sustë hidrodinamike, e cila përgjigjet me po atë presion me të cilin ngjeshet. Meqenëse presioni mbrapa unazës së parë përkon me presionin e kurorës së parë për sa kohë ajo është e ulur, atëherë i njëjti vaj do përgjigjet me tjetër presion ndaj unazës së parë dhe me tjetër presion ndaj unazave tjera. Interesante paraqitet kurba e presionit të unazës së tretë tek e cila vlerat përsëriten njëllor për të gjitha fazat. Sikurse është shpjeguar, unaza e tretë karikohet nga një sustë e cila ushtron gjithmonë të njëjtën forcë dhe kjo i jep simetrinë kurbës përkatëse.

Grafiku i dytë i rreshtit të parë ilustron fluksin ose sasinë e vajit që tërheq unaza mbas vetes përgjatë çdo kalimi. Vaji qarkullon vazhdimisht ndërmjet unazave, pistonit, cilindrit, karterit dhe sistemeve pompuese dhe shtytëse apo hedhëse. Gjithësesi, tek kontakti ndërmjet unazave dhe cilindrit duhet të garantohet prurje e vazhdueshme dhe në sasi të caktuar.

Prania e vajit përreth unazave është edhe motiv i konsumit të tij nëpërmjet mekanizmave që janë shpjeguar në kapitujt e mëparshëm. Njëri ndër to është edhe konsumi si pasojë e hedhjes. Konkretisht, pistoni dhe unazat, në sajë të përshpejtimit gjatë fazave të ngjitjes i japin pikave të vajit një forcë inercie e cila në momentin e ndryshimit të drejtimit të lëvizjes (zbritjes poshtë), i shtyn këto pika për në dhomë.

Grafiku i parë i rreshtit të dytë ilustron një tjetër mekanizëm të konsumit të vajit i cili lidhet me transportin nëpërmjet gazeve të cilat rrjedhin në mënyrë të anasjelltë, nga unazat për në dhomë. Sikurse duket, ky mekanizëm fillon kur presioni në kurorën e dytë rritet dhe tejkalon presionin në kurorën e parë. Rrjedhimisht do të

kemi rrjedhje gazi mbrapsh, nga kjo kurorë drejt kurorës së parë dhe nga aty drejt dhomës së djegies. Ky gaz shërben si vektor për transportin e vajit, i cili gjendet përreth unazave, sikurse u tregua nga grafiku i mëparshëm.

Grafiku i dytë i rreshtit të dytë ilustron kurbën e konsumit të vajit si pasojë e avullimit të tij. Ky mekanizëm konsumi bëhet zero në dy pikat e sipërme të vdekura dhe është maksimal në pikën e poshtme të vdekur mbas fazës së zgjerimit, pikërisht kur në cilindër ka ndodhur djegia dhe janë rritur edhe temperaturat e mureve.

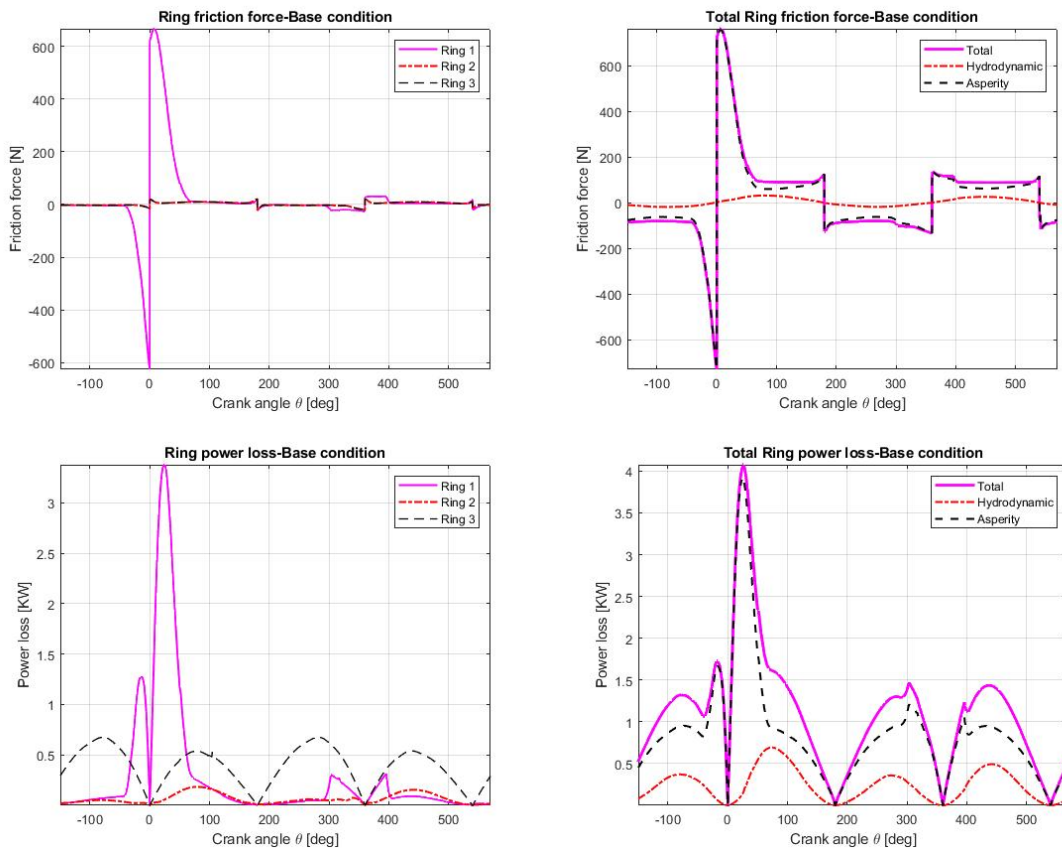


Figura 6.48 Forcat ne unaza dhe fuqia e humbur nga ferkimet

Figura 6.48 ilustron forcat e fërkimit dhe fuqinë e humbur nga unazat gjatë ciklit të punës. Sikurse mund të vihet re nga dy grafikët e sipërm, pjesa kryesore e forcave të

fërkimit që veprojnë tek unazat lidhen me ashpërsinë e sipërfaqeve, ndërsa kontributi i vajit në këtë forcë tek unaza është modest. Edhe këtu, forcën kryesore e merr unaza e parë e cila gjendet vazhdimisht në kushte lubrifikimi jo të favorshme si pasojë e temperaturave ku punon dhe si pasojë e faktit se është unazë e jashtme, e cila nuk mund të ndihmohet me vaj nga unazat e tjera, sidomos në korsat e ngjitjes.

Grafikët e rreshtit të poshtëm paraqesin fuqinë e humbur si pasojë e fërkimit Kulombian nga secila unazë, dhe pastaj fuqinë totale të humbur nga të trija unazat, të ndarë sipas kategorive. Ajo që bie në sy është vlera maksimale e fuqisë totale të humbur nga të trija unazat, e cila kalon vlerën 4 KiloWat.

*6.16 Krahasimi i rrjedhjeve të gazeve, konsumit të vajit dhe humbjeve nga fërkimet për të gjithë rastet e analizuar.*

Në vijim të kësaj analize do të paraqesim në mënyrë të përmbledhur të trija llojet e humbjeve për secilin rast të analizuar në këtë kapitull. Do ta nisim me rastin bazë të cilin e morëm si etalon dhe do ta vijojmë për të gjithë parametrat që ndryshuam gjatë analizës që propozuam. Vlerat për këtë rast i kemi paraqitur në tabelën 6.6. ndersa vlerat per rastet e tjera i kemi paraqitur ne tabelat vijuese

*Tabela 6.6 Rezultatet numerike per rastin baze*

<b>Rasti Bazë</b>		
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.00127	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$2 \cdot 10^{-6}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.001384	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00632	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.188	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	110	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	896	W

Tabela 6.7 Rezultatet numerike per rastin 1

Rasti 1	1		2		3	
<i>Konsumi i vajit</i>						
<i>Me hedhje</i>	0.00192	g/cikël	0.00105	g/cikël	0.00187	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël	0.000112	g/cikël	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$2.55 \cdot 10^{-8}$	g/cikël	$2.57 \cdot 10^{-6}$	g/cikël	$5.21 \cdot 10^{-8}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.002032	g/cikël	0.00116457	g/cikël	0.001982	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00789	L/cikël	0.00828	L/cikël	0.00563	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.184	L/cikël	0.191	L/cikël	0.183	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	112	N	110	N	112	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	975	W	891	W	918	W

Tabela 6.8 Rezultatet numerike per rastin 2

Rasti 2	1		2		3	
<i>Konsumi i vajit</i>						
<i>Me hedhje</i>	0.000632	g/cikël	0.00125	g/cikël	0.00116	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000121	g/cikël	0.000112	g/cikël	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.54 \cdot 10^{-6}$	g/cikël	$1.35 \cdot 10^{-6}$	g/cikël	$1.96 \cdot 10^{-6}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.0007545	g/cikël	0.0013633	g/cikël	0.00127396	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.006	L/cikël	0.00856	L/cikël	0.00641	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.195	L/cikël	0.192	L/cikël	0.188	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	127	N	109	N	110	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	1050	W	893	W	899	W

Tabela 6.9 Rezultatet numerike per rastin 3

Rasti 3	1		2	
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.00104	g/cikël	0.000406	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël	$6.5 \cdot 10^{-5}$	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$4.67 \cdot 10^{-7}$	g/cikël	$1.37 \cdot 10^{-7}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.0011524	g/cikël	0.000471137	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0083	L/cikël	0.00381	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.186	L/cikël	0.185	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	113	N	94.8	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	925	W	1830	W

Tabela 6.10 Rezultatet numerike per rastin 4

Rasti 4	1		2		3		4	
<i>Konsumi i vajit</i>								
<i>Me hedhje</i>	0.00067 g/cikël		0.00369 g/cikël		0.00229 g/cikël		0.00131 g/cikël	
<i>Me avullim</i>	0.000112 g/cikël		0.000112 g/cikël		0.000112 g/cikël		0.000112 g/cikël	
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.11*10 <sup>-6</sup> g/cikël		1.41*10 <sup>-6</sup> g/cikël		1.67*10 <sup>-6</sup> g/cikël		1.79*10 <sup>-6</sup> g/cikël	
<i>Total</i>	0.0007831 g/cikël		0.0038034g/cikël		0.002403 g/cikël		0.001423 g/cikël	
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00837 L/cikël		0.00683 L/cikël		0.00637 L/cikël		0.0063 L/cikël	
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.187 L/cikël		0.187 L/cikël		0.188 L/cikël		0.188 L/cikël	
<i>Fërkimi mesatar</i>	110	N	112	N	110	N	110	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	893	W	912	W	903	W	901	W

Tabela 6.11 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa minimale

Rasti 5/Ngarkesa minimum	750 rpm		1000 rpm		2000 rpm		3000 rpm		4000 rpm	
<i>Konsumi i vajit</i>										
<i>Me hedhje</i>	0.000128 g/cikël		0.000158 g/cikël		8.35*10 <sup>-5</sup> g/cikël		0.000113 g/cikël		0.00174 g/cikël	
<i>Me avullim</i>	0.00023 g/cikël		0.00019 g/cikël		0.000119 g/cikël		9.07*10 <sup>-5</sup> g/cikël		7.48*10 <sup>-5</sup> g/cikël	
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.2*10 <sup>-6</sup> g/cikël		9.22*10 <sup>-7</sup> g/cikël		4.9*10 <sup>-7</sup> g/cikël		5.92*10 <sup>-7</sup> g/cikël		6.75*10 <sup>-7</sup> g/cikël	
<i>Total</i>	0.0003592g/cikël		0.0003489g/cikël		0.0002029 g/cikël		0.0002042 g/cikël		0.001815 g/cikël	
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.000585 L/cikël		0.000403 L/cikël		0.000273 L/cikël		0.00244 L/cikël		0.00259 L/cikël	
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.0217 L/cikël		0.0207 L/cikël		0.0199 L/cikël		0.0179 L/cikël		0.00811 L/cikël	
<i>Fërkimi mesatar</i>	89.9	N	86	N	78.3	N	71.3	N	64.7	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	303	W	391	W	722	W	1030	W	1320	W



Tabela 6.12 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 30%

Rasti 5/Ngarkesa 30%	1000 rpm	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.000647 g/cikël	0.000537 g/cikël	0.000295 g/cikël	0.000202 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000163 g/cikël	0.000102 g/cikël	7.8*10 <sup>-5</sup> g/cikël	6.44*10 <sup>-5</sup> g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.1*10 <sup>-6</sup> g/cikël	5.4*10 <sup>-7</sup> g/cikël	1.98*10 <sup>-7</sup> g/cikël	1.37*10 <sup>-7</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.000811g/cikël	0.0006395 g/cikël	0.0003731 g/cikël	0.000266 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00596 L/cikël	0.0027 L/cikël	0.00189 L/cikël	0.00139 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.0669 L/cikël	0.0661 L/cikël	0.0656 L/cikël	0.0653 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	95.3 N	84.1 N	77.6 N	72.7 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	415 W	750 W	1060 W	1370 W

Tabela 6.13 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 50%

Rasti 5/Ngarkesa 50%	1000 rpm	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.000899 g/cikël	0.000912 g/cikël	0.000559 g/cikël	0.000394 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000173 g/cikël	0.000109 g/cikël	8.27*10 <sup>-5</sup> g/cikël	6.82*10 <sup>-5</sup> g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.07*10 <sup>-6</sup> g/cikël	7.87*10 <sup>-7</sup> g/cikël	2.02*10 <sup>-7</sup> g/cikël	1.35*10 <sup>-7</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.001073 g/cikël	0.001021 g/cikël	0.0006419 g/cikël	0.0004623 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00973 L/cikël	0.00442L/cikël	0.00322 L/cikël	0.00245 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.108 L/cikël	0.107 L/cikël	0.106 L/cikël	0.106 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	106 N	91.7 N	84.4 N	79.1 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	443 W	792 W	1110 W	1430 W

Tabela 6.14 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa 70%

Rasti 5/Ngarkesa 70%	1000 rpm	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.00101 g/cikël	0.0012 g/cikël	0.000877 g/cikël	0.000636 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000172 g/cikël	0.000109 g/cikël	$8.27 \cdot 10^{-5}$ g/cikël	$6.82 \cdot 10^{-5}$ g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.23 \cdot 10^{-6}$ g/cikël	$1.49 \cdot 10^{-7}$ g/cikël	$2.4 \cdot 10^{-7}$ g/cikël	$1.48 \cdot 10^{-7}$ g/cikël
<i>Total</i>	0.00118323 g/cikël	0.001310 g/cikël	0.0009594 g/cikël	0.0007043 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0129 L/cikël	0.00553 L/cikël	0.00445 L/cikël	0.0034 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.147 L/cikël	0.147 L/cikël	0.145 L/cikël	0.144 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	116 N	100 N	91.5 N	86.2 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	472 W	839 W	1170 W	1510 W

Tabela 6.15 Rezultatet numerike per rastin 5/Ngarkesa Maksimale

Rasti 5/Ngarkesa 100%	1000 rpm	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.00114 g/cikël	0.00127 g/cikël	0.00123 g/cikël	0.000918 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000178 g/cikël	0.000112 g/cikël	$8.53 \cdot 10^{-5}$ g/cikël	$7.03 \cdot 10^{-5}$ g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.28 \cdot 10^{-6}$ g/cikël	$2 \cdot 10^{-7}$ g/cikël	$2.81 \cdot 10^{-7}$ g/cikël	$1.64 \cdot 10^{-7}$ g/cikël
<i>Total</i>	0.001319 g/cikël	0.001384 g/cikël	0.001315 g/cikël	0.0009884 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0159 L/cikël	0.00632 L/cikël	0.00561 L/cikël	0.00433 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.187 L/cikël	0.188 L/cikël	0.185 L/cikël	0.185 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	127 N	110 N	99.1 N	94 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	505 W	896 W	1250 W	1590 W

Tabela 6.16 Rezultatet numerike per rastin 6

Rasti 6	Cilinder pa deformim	Deformim rendi 0	Deformim rendi 1	Deformim rendi 2	Deformim rendi 3	Deformim rendi 4
<i>Konsumi i vajit</i>						
<i>Me hedhje [ g/cikël]</i>	0.000808	0.000652	0.00097	0.000794	0.000905	0.000904
<i>Me avullim [ g/cikël]</i>	0.000109	0.000109	0.000109	0.000109	0.000109	0.000109
<i>Me rrjedhje gazi [ g/cikël]</i>	$4.43 \cdot 10^{-8}$	$1.04 \cdot 10^{-6}$	$9.32 \cdot 10^{-8}$	$5.29 \cdot 10^{-8}$	$6.36 \cdot 10^{-8}$	$6.25 \cdot 10^{-8}$
<i>Total [ g/cikël]</i>	0.000917	0.0007620	0.001079	0.0009030	0.00101	0.00101
<i>Rrjedhje gazi direkte [ L/cikël]</i>						
	0.00458	0.00945	0.00528	0.00463	0.00448	0.00441
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë [ L/cikël]</i>						
	0.180	0.188	0.181	0.18	0.18	0.18
<i>Fërkimi mesatar [N]</i>						
	126	127	126	126	124	124
<i>Fuqia mesatare e humbur [W]</i>						
	1040	1030	1040	1040	1010	1010

Tabela 6.17 Rezultatet numerike per rastin 7

Rasti 7	Mungesa e lev.dyt. pistonit	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000789	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$2.26 \cdot 10^{-6}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.00090326	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>		
	0.00721	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>		
	0.194	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>		
	136	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>		
	1160	W

Tabela 6.18 Rezultatet numerike per rastin 8/Vaj Monograde

Rasti 8/1 : Vajrat Monograde	5 W		10 W	
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.00106	g/cikël	0.000962	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000118	g/cikël	0.000118	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.65 \cdot 10^{-6}$	g/cikël	$1.6 \cdot 10^{-6}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.00117	g/cikël	0.0010816	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>				
	0.00696	L/cikël	0.00692	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>				
	0.186	L/cikël	0.186	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>				
	133	N	124	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>				
	1090	W	1010	W

Tabela 6.19 Rezultatet numerike per rastin 8/Vaj Multigrade

Rasti 8/2 : Vajrat Multigrade	10 W 30	5 W 40	10 W 40	15 W 40
<i>Konsumi i vajit</i>				
<i>Me hedhje</i>	0.000276 g/cikël	0.000776 g/cikël	0.00103 g/cikël	0.000753 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000118 g/cikël	0.000118 g/cikël	0.000118 g/cikël	0.000118 g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.39*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.59*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.59*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.65*10 <sup>-6</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.0003954 g/cikël	0.00089559 g/cikël	0.0011495 g/cikël	0.0008726 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00663 L/cikël	0.00662 L/cikël	0.00694 L/cikël	0.00667 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.187 L/cikël	0.186 L/cikël	0.186 L/cikël	0.186 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	99.6 N	135 N	123 N	139 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	1050 W	1140 W	989 W	1170 W

Tabela 6.20 Rezultatet numerike per rastin 9

Rasti 9 : Unaza 1 seksion katror	Pa shkalle	Me shkalle
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000663 g/cikël	0.000657 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.99*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.99*10 <sup>-6</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.00077699 g/cikël	0.0007709 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00639 L/cikël	0.0064 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.163 L/cikël	0.176 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	105 N	105 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	833 W	832 W

Tabela 6.21 Rezultatet numerike per rastin 10

Rasti 10	0.1 µm	0.15 µm	0.2 µm	0.3 µm	0.4 µm	0.5 µm
<b>Ashpersia</b>						
<i>Konsumi i vajit</i>						
<i>Me hedhje</i>	0.00152 g/cikël	0.00129 g/cikël	0.00132*10 <sup>-5</sup> g/cikël	0.000165 g/cikël	5.6*10 <sup>-5</sup> g/cikël	5.79*10 <sup>-5</sup> g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël	0.000112 g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	1.79*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.99*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.97*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.68*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.46*10 <sup>-6</sup> g/cikël	1.33*10 <sup>-6</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.0016338g /cikël	0.001404g/ci kël	0.00143397 g/cikël	0.000278 g/cikël	0.00016946g/c ikël	0.0001712g/ cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00704 L/cikël	0.00631L/ci kël	0.00634L/ci kël	0.00635 L/cikël	0.00634L/cikë l	0.00633L/ci kël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.188 L/cikël	0.188 L/cikël	0.188 L/cikël	0.188 L/cikël	0.188 L/cikël	0.188 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	56.9 N	110 N	94.9 N	128 N	145 N	153 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	478 W	897 W	756 W	1040 W	1210 W	1300 W

Në vijim do paraqesim një sërë grafikësh krahasues ndërmjet rrjedhjeve të drejtpërdrejta të gazeve të motorit. Në secilin grafik kemi vlerën e rastit bazë dhe vlerat përkatëse për secilin rast të parametrave të simuluar.

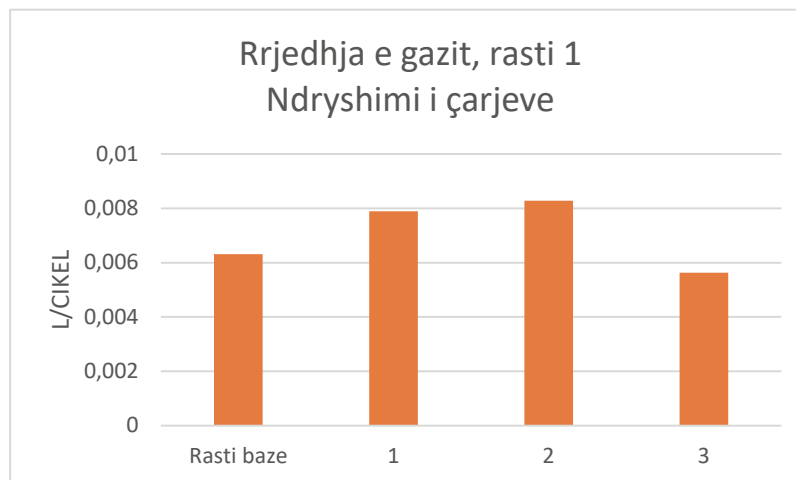


Figura 6.49 Krahasimet per rastin 1, ndryshimi i çarjeve.

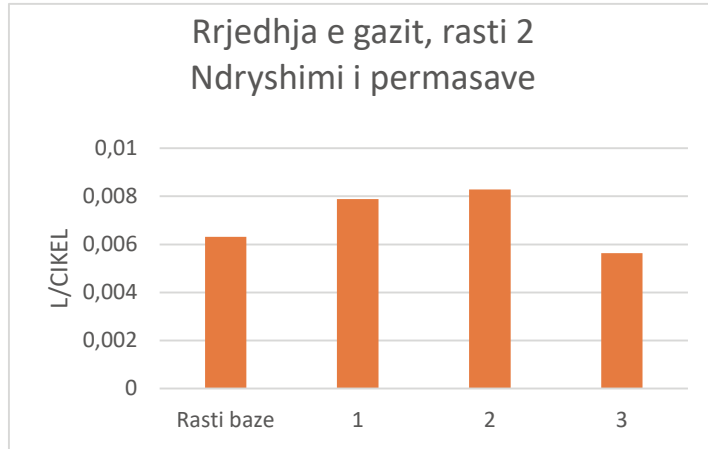


Figura 6.50 Krahasimet per rastin 2, ndryshimi i permasave.

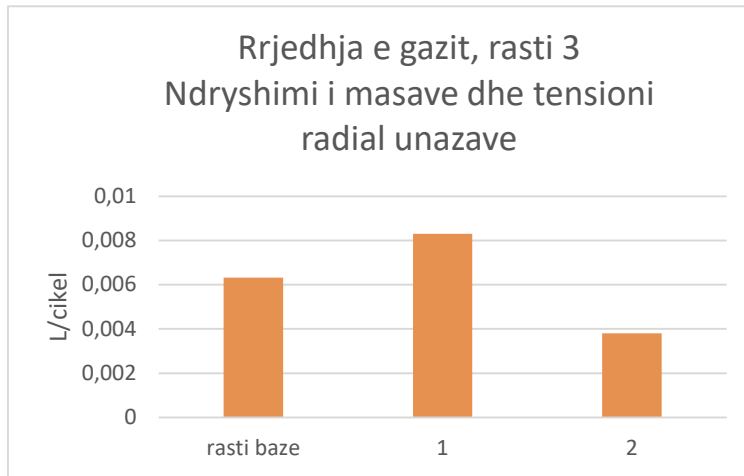


Figura 6.51 Krahasimet per rastin 3, ndryshimi i masave dhe tenseoneve.

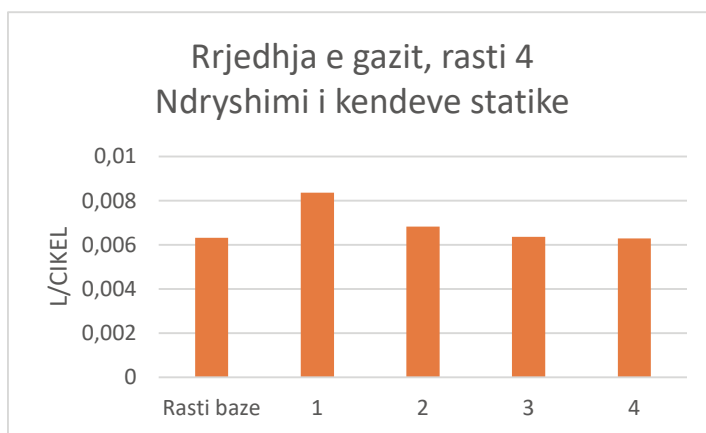


Figura 6.52 Krahasimet per rastin 4, ndryshimi i kendeve statike.

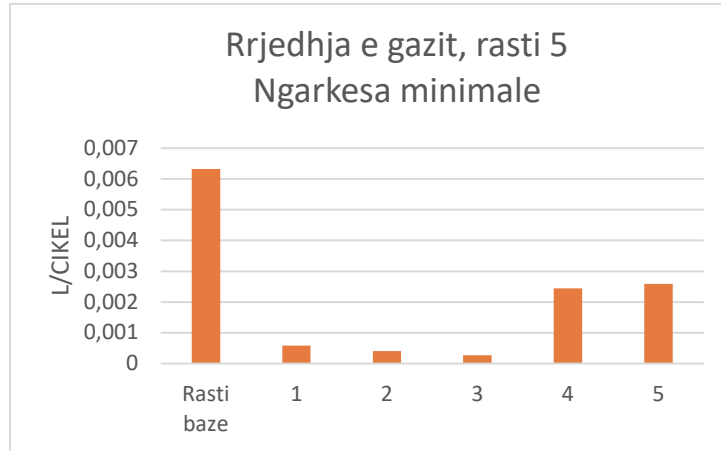


Figura 6.53 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa minimale.

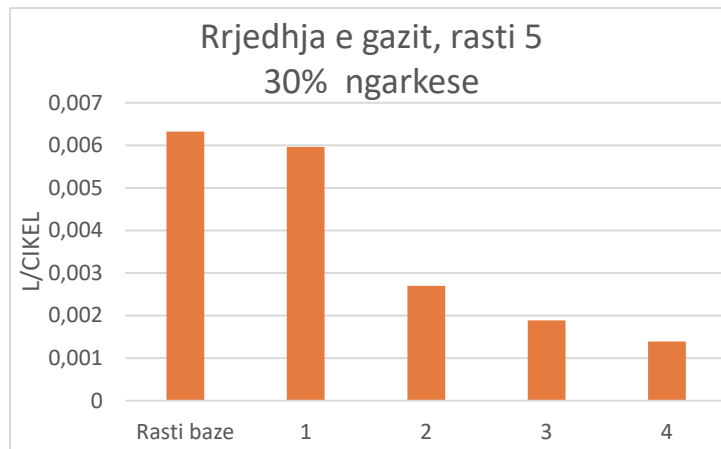


Figura 6.54 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 30 %.

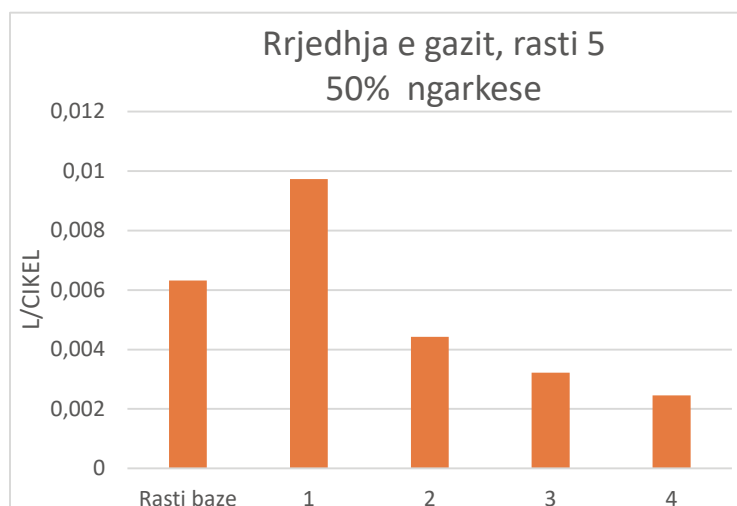


Figura 6.55 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 50 %.

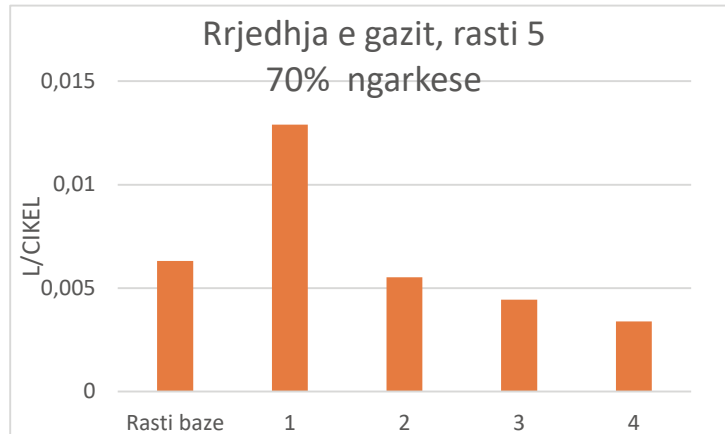


Figura 6.56 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 70 %.

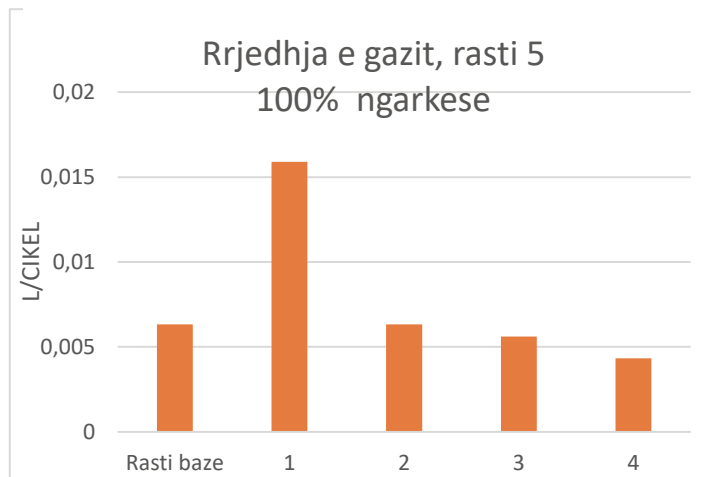


Figura 6.57 Krahasimet per rastin 5, ngarkesa 100 %.

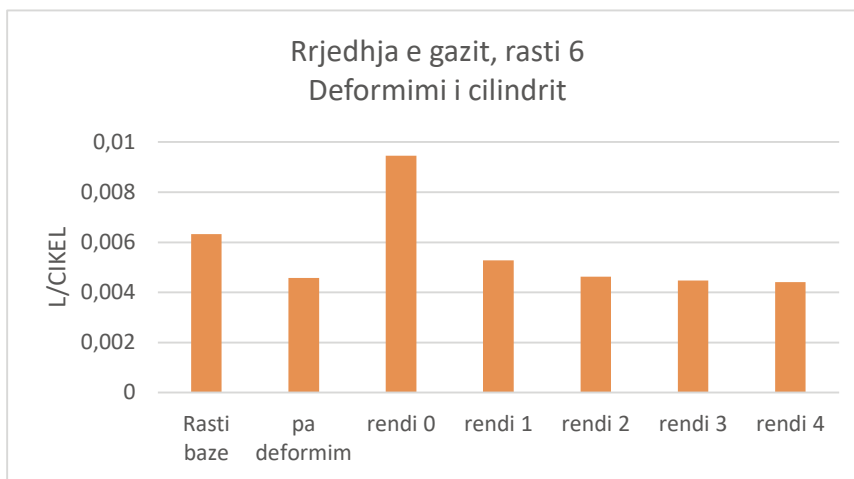


Figura 6.58 Krahasimet per rastin 6, deformimet e cilindrit



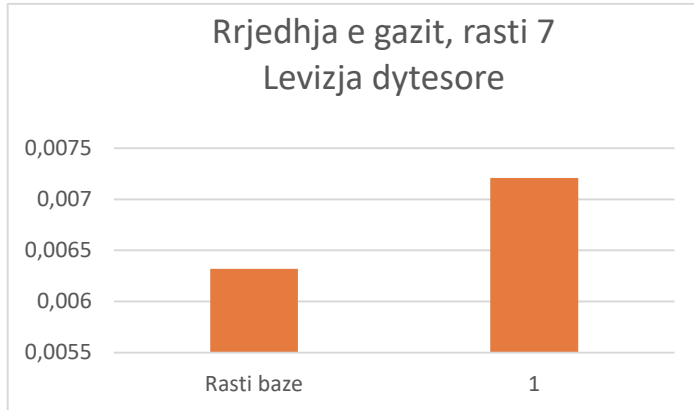


Figura 6.59 Krahasimet per rastin 7, levizja dytesore.

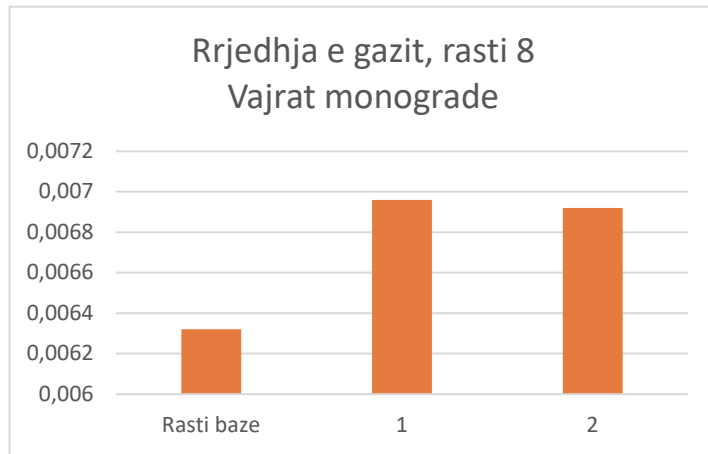


Figura 6.60 Krahasimet per rastin 8, vaj monograde.

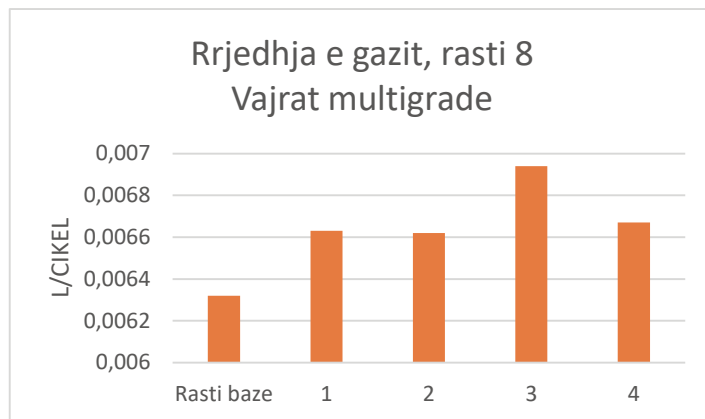


Figura 6.61 Krahasimet per rastin 8, vaj multigrade.



Figura 6.61 Krahasimet per rastin 9, Seksioni katerkendor.

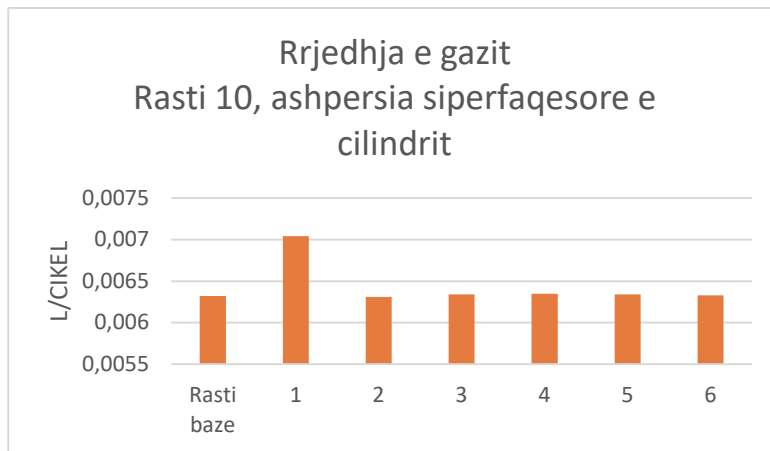


Figura 6.62 Krahasimet per rastin 10, ashpersia siperfaqesore.

Ne figurat ne vijim jane dhene disa grafike 3-dimensional nga ku eshte e mundur te behen disa krahasime mbi vlerat e dis araste njeheresh.

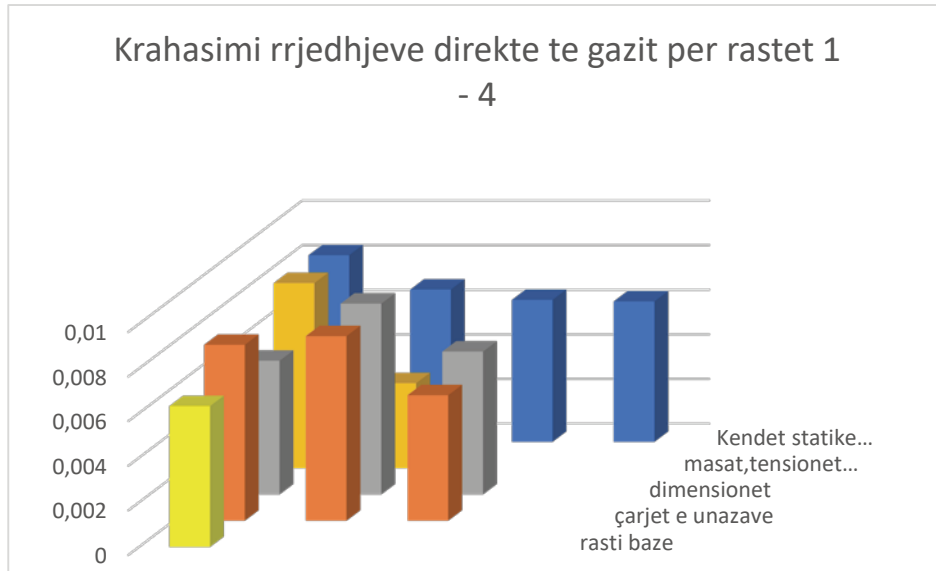


Figura 6.63 Krahasimet per rastet 1-4

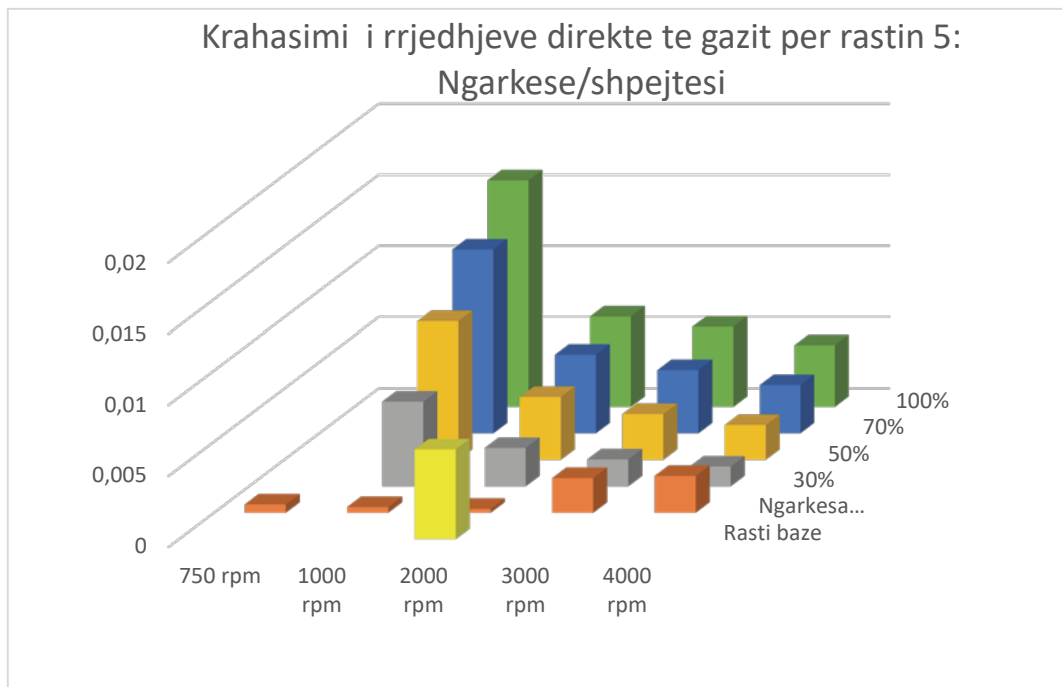


Figura 6.64 Krahasimet per rastin 5

Ne figurat ne vijim kemi dhene grafiket e ngjashem persa i perket konsumit total te vajit.

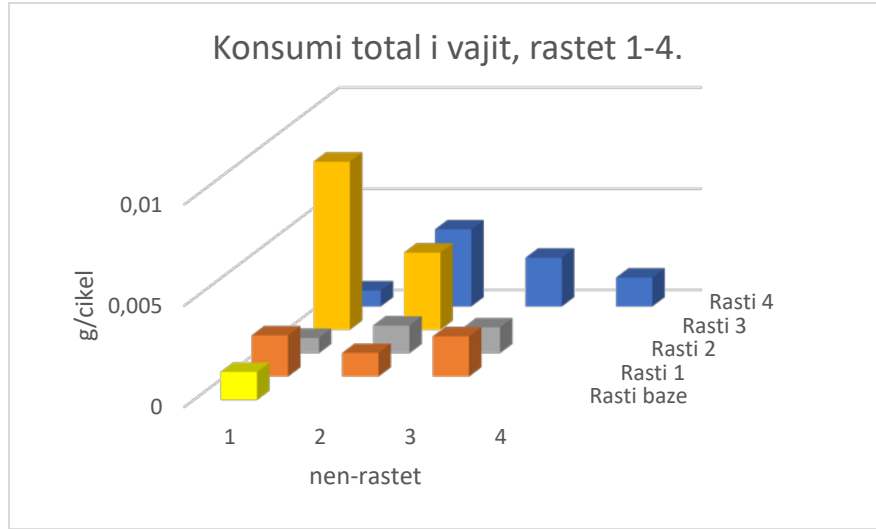


Figura 6.65 Konsumi i vajit per rastet 1-4

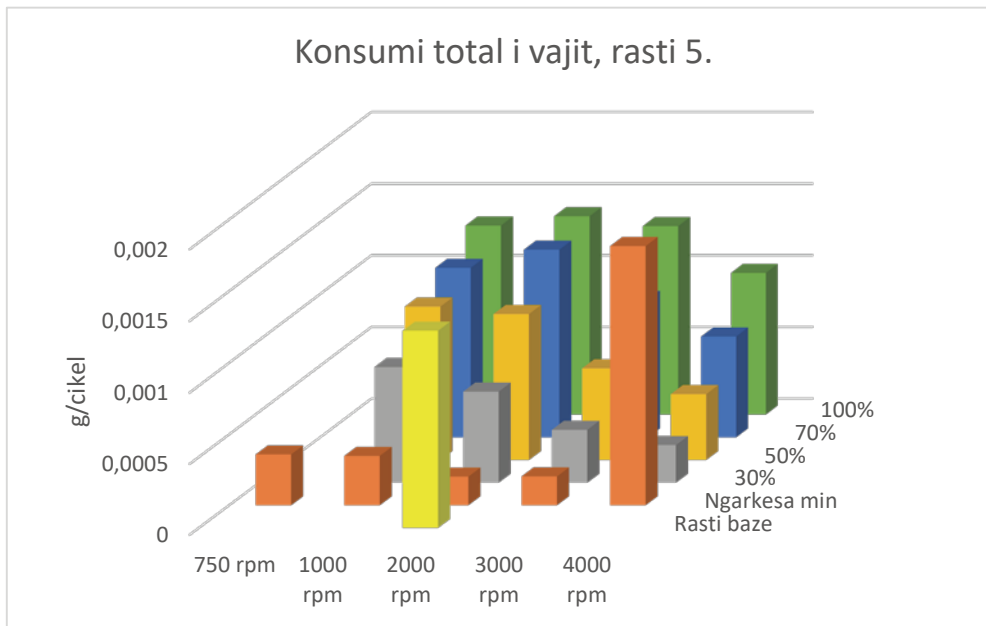


Figura 6.66 Konsumi i vajit per rastin 5

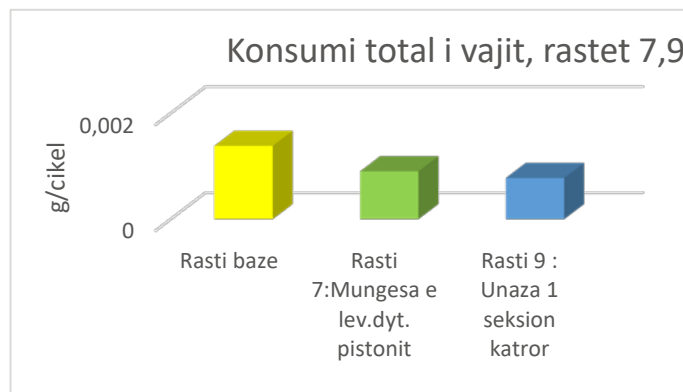


Figura 6.67 Konsumi i vajit per rastet 7,9.

## ***7. Probleme eksperimentale mbi matjen e parametrave konstruktive që ndikojnë në karakteristikat e punës tek MDB.***

### *7.1 Shtrimi i problemit*

Problemin e rrjedhjes së gazeve e kemi trajtuar gjerësisht në kapitullin 6. Në këtë kapitull do të paraqesim një rast konkret, ku problemet e studjuara teorikisht janë konkretizuar tek një motor tek i cili problemet me rrjedhjen e gazeve shfaqen në mënyrë të dukshme. Tek ky motor konstatuam ndikimin e njërit nga parametrat që kemi studjuar gjerësisht në kapitullin e gjashtë siç është ai i hapësirave piston-cilindër.

Në këtë rast të marrë në shqyrtim konstatuam dhe provuam se kur zgjerohen tutje disa vlerave hapësirat ndërmjet pistonit dhe cilindrit, rritet ndjeshëm edhe sasia e gazeve e cila rrjedh nëpërmjet labirinteve të unazave. Tek ky rast që po paraqesim e pamë konkretisht ndikimin e kësaj hapësire tek funksionimi i motorit.

Në këtë kapitull do të analizojmë një motor real i cili paraqiste probleme konkrete funksionimi, të lidhura me rritjen e hapësirave në çiftëzimet e brendshme të dhomës së djegies. Pasi u bënë disa prova dhe matje, dhe pasi u bënë krahasimet me dimensionet nominale nga manuali përkatës, u vendos që motori të rikualifikohej nëpërmjet retifikimit të bllokut të cilindrave. Në vijim realizuam edhe një seri simulimesh me softin Ricardo® për të vërtetuar nevojën e aktivitetit të rikualifikimit të motorit por edhe për të vërtetuar aftësinë të softit në analizën e problemit të shqyrtuar.

Kemi marrë në shqyrtim rastin e motorit Yanmar, një motor naftë me kodin e produktit 3TNE88-ETB. Ky motor është një 3 cilindërsh kompakt [97] i cili paraqitet në figurën 7.1, ndërsa në figurën 7.2 paraqiten skemat e ndërtimit të nën-grupeve kryesore që përbëjnë interes për këtë rast. Në tabelën 7.1 jepen edhe karakteristikat e kësaj familje motorësh.



Figura 7.1 Paraqitje e motorit Yanmar 3TNE88-ETB [97].

Tabela 7.1 Karakteristikat e motorit sipas prodhuesit

<i>Karakteristika: motor diesel për mjete të lehta/mesme dhe punime të rënda.</i>	
<i>4 kohë, 3 cilindra në linjë, bllok gize, pistonja me aliazh alumini, tre unaza elastike, pa DPF.</i>	
<i>Model</i>	<i>3TNE88 - ETB</i>
<i>Fuqia</i>	<i>28.2 (kf)/20.74 (kω) në 2300 rpm</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1642 cm<sup>3</sup></i>
<i>Diametri</i>	<i>88 mm</i>
<i>Korsa</i>	<i>90 mm</i>
<i>Momenti motorik</i>	
<i>Raporti i kompresionit</i>	<i>18</i>
<i>Presioni i kompresionit</i>	<i>3.43 ±0.1 MPa (35 ±1 kgf/cm<sup>2</sup>) ne 250 rpm</i>
<i>Pesha e thatë</i>	<i>≈ 160 kg</i>
<i>Sasia e vajit</i>	<i>2 litra</i>
<i>Dimensionet gjat. – gjer. – lart.</i>	<i>589 x 486 x 623 mm</i>
<i>lloji i motorit</i>	<i>Për mjete të rënda bujqësore dhe pajisje stacionare, jo për rrugë.</i>

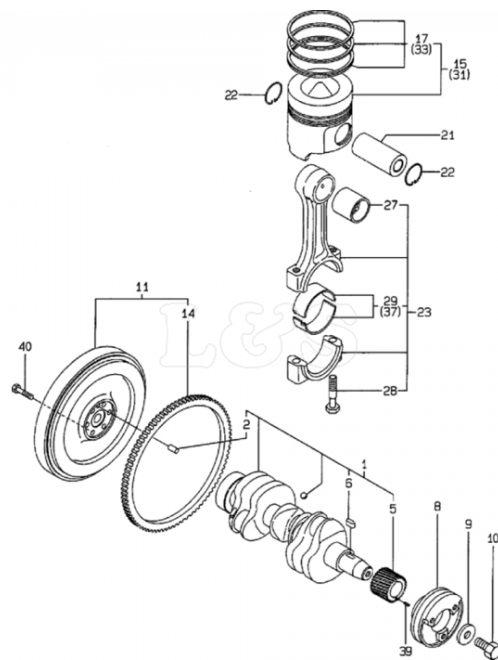
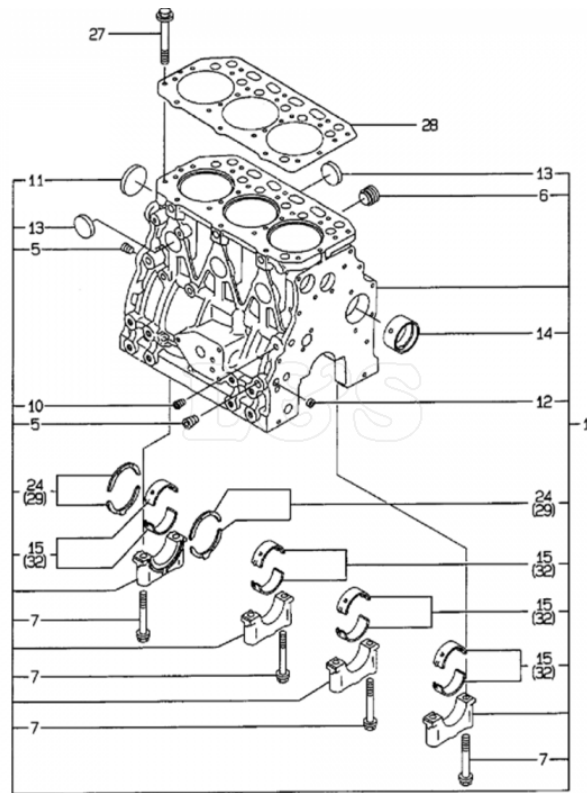


Figura 7.2 Paraqitje e skemave të bllokut dhe mekanizmit piston – bjellë - manivelë[97].

Ky motor është instaluar tek një mjet për punime të rënda, një mini-eskavator Komatsu. Gjatë punës, përdoruesit e mjetit raportojnë disa shenja jo normale punimi:

- Konsum të shtuar të vajit lubrifikues
- Nxehe përtej normales
- Rënje të fuqisë
- Shfryrje nga tubi i rikthimit në sasi të lartë dhe e ngopur me pika dhe avuj vaji.
- Vonesa dhe probleme me ndezjen në temperature të ulët.

Rrjedhimisht, pas këtyre konstatimeve përdoruesit menduan të ndërhyjnë nëpërmjet vendosjes së unazave të reja elastike të pistonave, me supozimin se ato ishin konsumuar.

Pas realizimit të kësaj ndërhyrje dhe rivendosjes së motorit në punë, nuk u konstatuan përmirësime të dukshme apo të prekshme pasi problemet vijonin pothuajse njëjloj si më parë.

## *7.2 Matjet paraprake*

Pas kësaj na u dha mundësia që të jepnim mendimin tonë më të specializuar për problemin në fjalë, diagnostikimin e problemit, përcaktimin e shkaqeve dhe dhënjen e një zgjidhjeje të mundshme. Nga sa dukej, motori kishte rrjedhje të lartë të gazeve dhe na dilnin përpara dy sfida; e para duhej përcaktuar nëse kjo rrjedhje ndodhte tek çiftëzimi piston-unaza-cilindër apo tek valvolat, e dyta, duhej të kishim një element krahasues ose matës.

Kontrolli i parë i motorit ju bë duke u bazuar tek praktika dhe indicie nga eksperiencia. Sikurse e kemi paraqitur në kapitullin 1, tek testata rikthehet një pjesë e gazeve që përfundojnë në karter dhe prej aty kalojnë tek kolektori i thithjes.



Me motor të ndezur ju lirua tapa e kapakut të testatës dhe ju bllokua tubi i kthimit të gazeve të shfryra (i cili rifut në kolektorin e thithjes pikërisht gazet që rrjedhin nga unazat dhe përfundojnë në karter), figura 7.3.

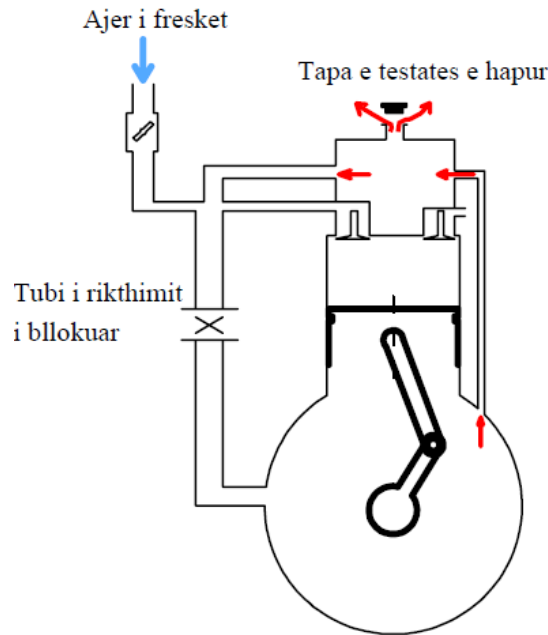


Figura 7.3 Paraqitje skematike e provës së parë mbi motorin.

Nëse kjo tapë do të qëndronte e lirë mbi vendin e saj atëherë shfryrja është në nivelet e pranueshme, nëse gazi do e ngrinte lart duke e larguar nga vendi i saj, atëherë kjo do të ishte shenjë e një volumi të madh të këtyre gazeve që shfryhen. Në rastin në fjalë u konstatua efekti i dytë, figura 7.4, dhe kjo na dha një lloj garancie se pavarësisht mundësisë që edhe valvolat mund të kishin rrjedhje, faktikisht nga çifti piston-cilindër kjo rrjedhje paraqitej e konsiderueshme.



Figura 7.4 Imazhe te proves se rrjedhjeve.

Për tu siguruar se kishim të bënim me një problem të lidhur me rrjedhjen e gazeve ndërmjet unazave dhe pistonit dhe jo një avari tjetër, duhej bërë një matje e mirëfilltë dhe jo vetëm një konstatim. Teorikisht dy janë matjet e mundshme për këtë problem:

- Matje e sasisë së gazeve që përfundojnë në karter
- Matje e presionit të kompresionit të motorit

Matja e parë është një matje direkte sasisë së rrjedhjeve por kërkon instrumenta specifike, matja e dytë është më e thjeshtë, kërkon më pak punë përgatitore dhe mund të realizohet me një manometër. Teorikisht matja e parë është një matje direkte dhe sasiore, ndërsa matja e dytë është indirekte por ka një avantazh të madh sepse na lejon të krahasojmë vlerën e shkallës së ngjeshjes aktuale me atë nominale. Duke pasur në dispozicion manometrën dhe duke qenë një matje me më pak punë përgatitore vendosëm të vijonim më tej me procedurën për matjen e presionit.

Këtë matje e realizuam duke vendosur një sondë në dhomën e djegies dhe informacionin e saj e lexon një manometër [98]. Sonda lidhet sipas skemës së treguar në figurën 7.5 poshtë, dhe në funksion të motorit ajo vendoset tek testata pasi hiqet ose injektori ose kandelja. Pastaj lëshuam motorinon (motori nuk ndizet por kryen normalisht thithjen, ngjeshjen, zgjerimin dhe zbrazjen) dhe matëm, cilindër për

cilindër, presionin e kompresionit të mbetur mbas fazës së ngjeshjes. Duke ditur vlerën origjinale bëme një vlerësim paraprak të humbjeve nga rrjedhjet për secilin cilindër.

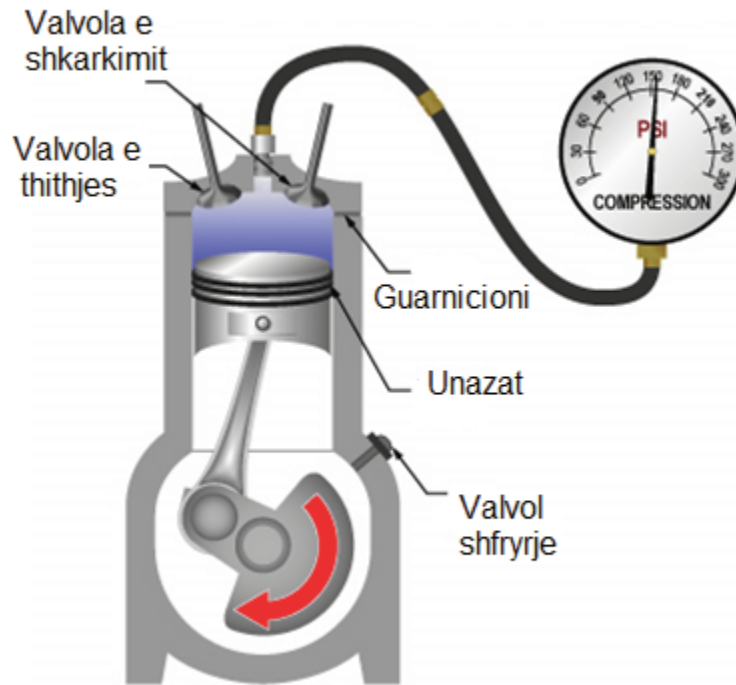


Figura 7.5 Skema e matjes së shkallës së kompresionit me manometër[98].

Në total kryem nga tre matje për cilindër, matjet u realizuan me motor që kishte arritur temperaturën normale të punës. Për secilin cilindër motori u lëshua derisa shigjeta e manometrit arriti maksimumin dhe nuk ndryshoi më (afërsisht 30 sekonda). Pasi u matën të tre cilindrat duke u numëruar sipas radhës, u ripërsërit prova nga e para, dhe gjatë secilës matje injektorët e cilindrave në pritje ishin të mbërthyer si në një situatë normale pune. Rezultatet e këtyre dy provave i kemi mara qitë në tabelën 7.2. Sipas të dhënave të prodhuesit tek tabela 7.1, duhet të kemi një vlerë presioni të barabartë me  $3.43 \pm 0.1$  MPa për secilin cilindër.

Tabela 7.2 Rezultatet e matjeve te presionit te cilindrave

	Prova 1	Prova 2	Prova 3
Cilindri 1	2.95 MPa	2.92 MPa	2.94 MPa
Cilindri 2	2.85 MPa	2.83 MPa	2.85 MPa
Cilindri 3	2.90 MPa	2.86 MPa	2.91 MPa

Që të siguroheshim se diferenca e konstatuar e presionit të ngjeshjes ishte e lidhur me humbjet në unaza dhe jo nga valvolat, bëmë edhe një provë të tretë. Përpara se të vendosnim sondën e manometrit, shfrytëzuam vrimën e injektorit për të lagur me vaj lubrifikues në temperaturë ambiente, gjithë pjesën e këmishës së cilindrit si dhe unazat. Vaji që u përdor është një lloj me vajin e rekomanduar për këtë motor, dhe duke lagur cilindrin ai do “mbyllte” përkohësisht rrugët e rrjedhjes së gazeve nëpërmjet pistonit dhe unazave. Në fakt, rezultati i serisë së tretë të matjeve tregoi se presioni u rrit në mënyrë të lehtë.

Duke analizuar rezultatet e dy llojeve të provave dolëm në përfundimin se në sajë të rritjes së hapësirave piston - unaza - cilindër, unazat ishin të pa afta të siguronin një izolim të mjaftueshëm dhe rrjedhimisht cilindri humbiste vazhdimisht gaze dhe konsumonte vaj lubrifikues. Ky fenomen u mat vetëm me motor të nxehtë por po të bëheshin provat me motor të ftohtë, presionet me shumë mundësi do të ishin edhe më të ulëta.

Në referencën [99] paraqitet manuali i shërbimit të kësaj familje motorësh. Në kapitullin e matjeve sygjerohet që për motorin me kod 3TNE88, vlera kufitare e presionit të kompresionit pranohet 2.7 MPa.

### *7.3 Matjet e dimensioneve dhe hapësirave ndërmjet detaleve*

Sipas rekomandimit tonë motori u hap, ju çmontuan kapaku, testata dhe bazamenti, ju çmontuan kapelet e biellave, ju nxorr boshti motorik dhe gjithashtu edhe pistonat nga cilindrat përkatës. Në vijim, këto detale do të maten për të konstatuar gjendjen e tyre reale.

Instrumentet matëse karakteristike për këtë problem janë komparatori për matjet e diametrave të brendshëm të cilindrave, mikrometri për tarimin e komparatorit, kalibri dhe specimetri.

Mikrometri na shërbeu për të matur diametrin e pistonit dhe disa dimensione gjeometrike të unazave. Gjithashtu, me mikrometër taruam dhe zgjodhëm shufrën e komparatorit për matjen e dimensionit që dëshironim duke ju referuar tabelës 7.1.



*Figura 7.6 Mikrometri*

Komparatori na shërbeu për të matur diametrin e cilindrit, gjithashtu ai na mundësoi të vlerësonim konicitetin dhe ovaliteti, parametra tejet të rëndësishmë për një cilindër, pra, ky instrument na lejoi të kryenim matjet e brendshme.



Figura 7.7 Komparatori [103]

Specimetri është i përbërë nga disa lama metalike me trashësi të kalibruar dhe dimensione të ndryshme. Ai na shërbeu për të matur dhe përcaktuar tolerancën ose hapësirën ndërmjet dy detaleve të një çiftëzimi; kryesisht këtu fusim dimensionin e çelësit ose çarjes së unazës kur ajo është e montuar në gjendje pune, hapësirën aksiale kanal - unazë apo edhe hapësirën tek valvolat.

Kalibri na shërbeu për të matur disa dimensione të unazave dhe kanalet e pistonit.



Figura 7.8 Specimetri

Në figurat 7.9 - 7.12 kemi treguar detalet e motorit. Blloku i cilindrave ishte prej gize, pistonat ishin prej lidhje alumini, bjellat ishin po ashtu prej gize ndërsa unazat ishin prej çeliku. Ky kombinim materialesh është një skemë mjaft e përdorur për motorët diesel dhe turbodiesel për punime të rënda këto 2 – 3 dekadat e fundit.



Figura 7.9 Blloku i cilindrave ku bien në sy këmishat, të lagura dhe të derdhura sëbashku me bllokun (me presion).



Figura 7.10 Pistonat e motorit të analizuar



Figura 7.11. Pistoni me kanalet dhe unazën e vajit e perbere nga dy pjese.



Figura 7.12 Unazat hermetizuese të motorit të analizuar

Pasi kryem disa matje tek dy unazat mbajtëse-hermetizuese, i rindërtuam në solidworks dhe i kemi paraqitur në figurat 7.13 dhe 7.14 sëbashku me dimensionet përkatëse. Unaza e vajit nuk përbënte interes të lartë për ta paraqitur në këtë rast.



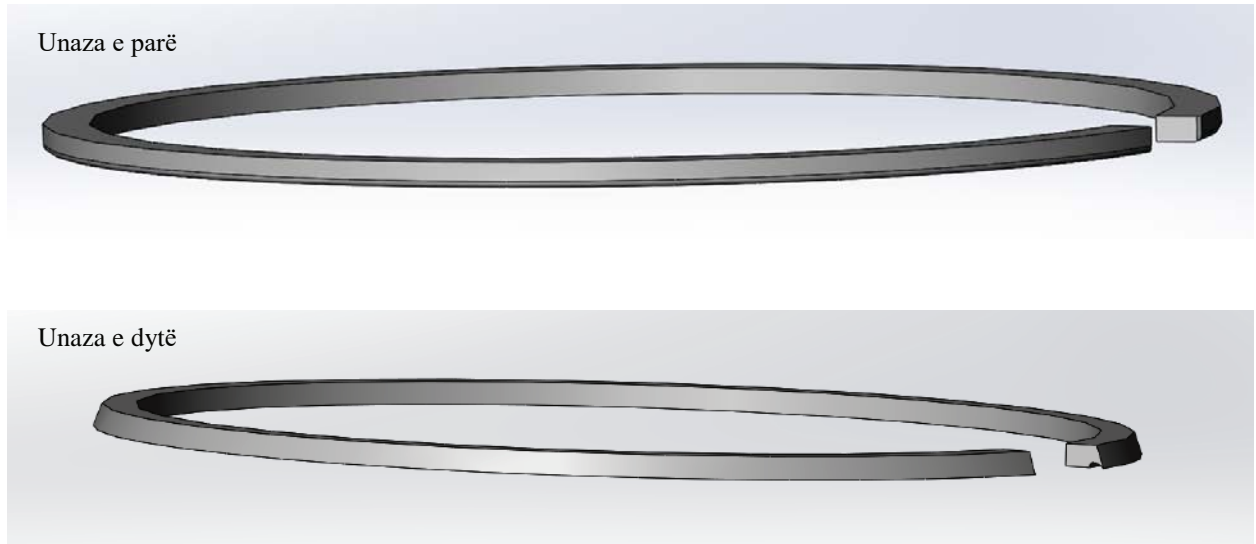


Figura 7.13. Unazat e vizatuara ne pamje aksonometrike 3-dimensionale.

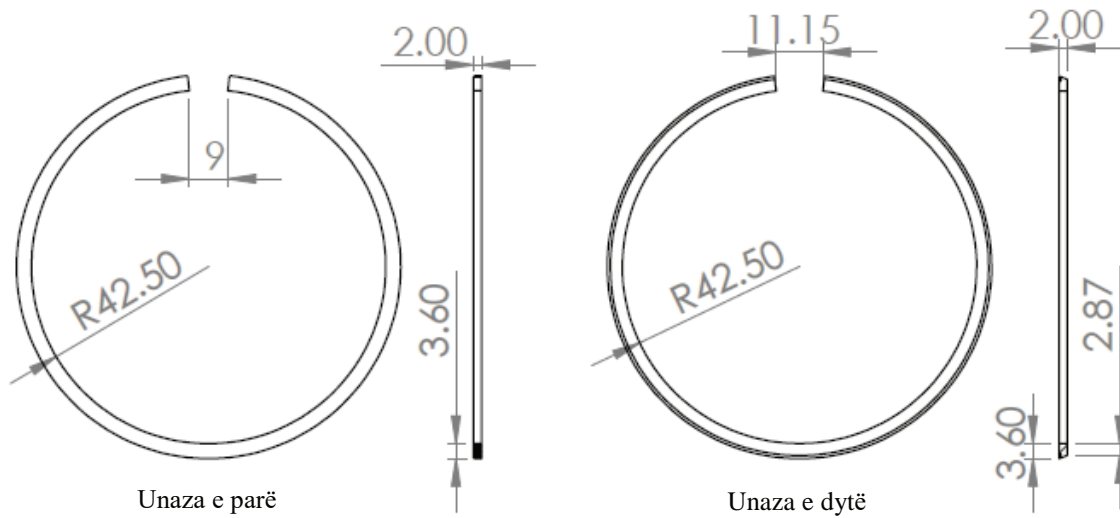


Figura 7.14. unazat e paraqitura ne vizatim me dimensionet e matura

## 7.2 Matjet tek elementet e ndryshme

Për të kuptuar se si qendronin hapësirat e çiftëzimit ndërmjet elementeve në fjalë, realizuam disa matje. Në imazhet në vijim kemi paraqitur disa nga momentet e matjeve. Konkretisht vendosëm të masnim cilindrin, me qëllim për të konstatuar

ovalitetin dhe konicitetin e tij, pistonin me qëllim për të konstatuar diametrin si edhe çelësin e unazës së parë ose të zjarrit. Matjet e elementeve si dhe pozicionimi i tyre janë bërë të gjitha në përputhje me rekomandimet e manualit perkates të mirembajtjes dhe riparimit të këtij motori [99].

Së pari tek cilindri kemi matur me komparator diametrin për të përcaktuar dy parametra; në drejtimin e aksit motorik për të konstatuar konicitetin dhe në drejtimin e kundërt me aksin për të konstatuar ovalitetin. Figurat 7.15 dhe 7.16 janë marrë nga manuali i motorit dhe ilustrojnë procedurën korrekte të matjeve të cilindrit të cilën e kemi ndjekur edhe ne, ndersa figura 7.17 ilustron momente nga matjet.

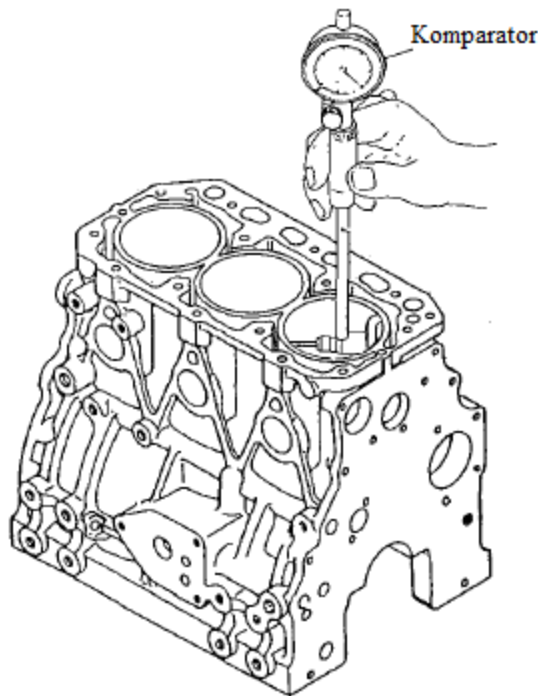


Figura 7.15. Ilustrimi i përdorimit të komparatorit[99].

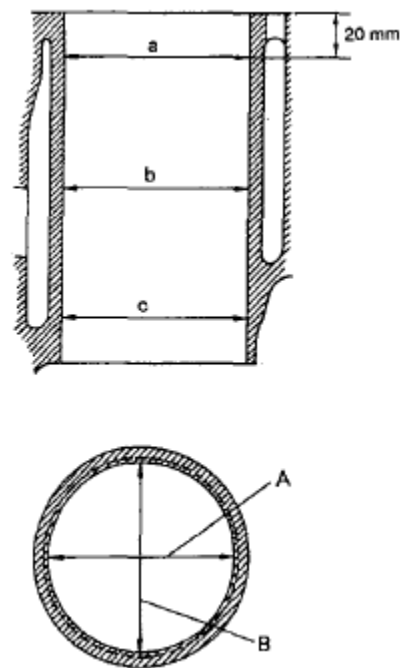


Figura 7.16. Shpjegimi i pozicioneve dhe drejtimeve të matjeve të konicitetit dhe ovalitetit të cilindrit[99].



Figura 7.15 Matja e konicitetit (majtas) dhe ovalitetit (djathtas) tek blloku i cilindrave.

Sa i përket pistonit, manuali sygjeron të bëhet një matje e diametrit të këmishës së tij sipas figurës 7.16. Pistoni duhet të jetë pastruar mirë nga bloza dhe vaji si dhe duhet të jetë i fiksuar apo i qendrueshëm. Figura 7.17 ilustron momente nga matjet.

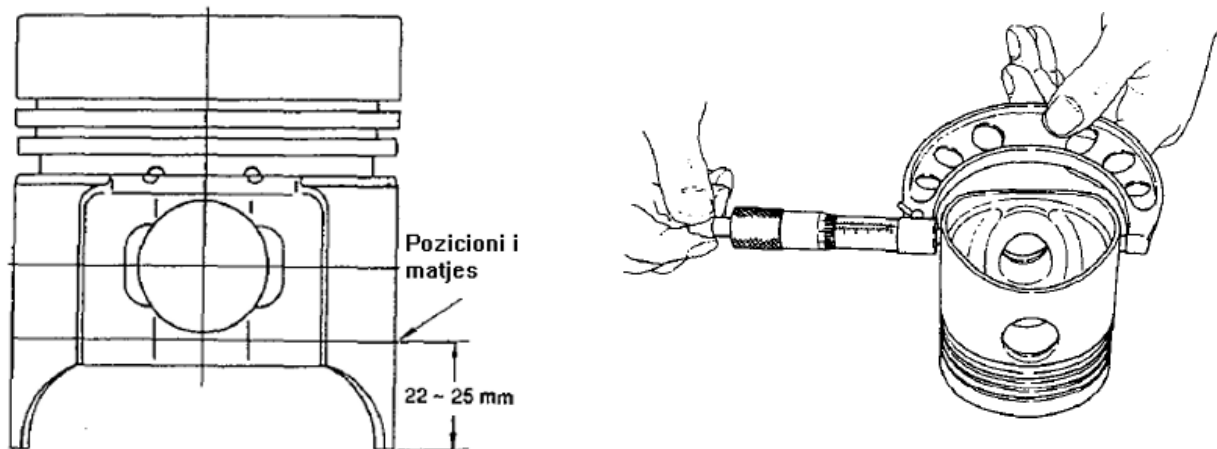


Figura 7.16. Diametri imadh i kemishes sygjerohet qe te matet 22 deri 25 mm mbi rrafshin fundor te pistonit. Preferohet qe pistoni te jete i fiksuar[99].



Figura 7.17 Matja e pistonit tek syprina (majtas) dhe tek këmisha (djathtas).

Elementi i tretë që ju nënshtrua procesit të matjeve ishte unaza e zjarrit si elementi më i rëndësishëm por edhe me kushtet më të vështira të punës. Manuali përkatës [99] sygjeron që të bëhen matje të tolerancave të unazave në dy pozicione : të montara tek pistonit dhe të montuara tek cilindri. Matja e parë shërben për të analizuar hapësirat aksiale unazë – kanal pistonit, ndërsa matja e dytë shërben për të matur çelësin ose dimensionin e çarjes së unazës kur ajo është e montuar në cilindër. Ilustrimin për realizimin e këtyre matjeve e tregojnë figurat 7.18 dhe 7.19 sipas udhëzimeve të manualit, ndërsa figura 7.20 ilustron çastin e matjes së çarjes së unazës me lame specimeter. Çelësi i unazës së parë u mat me unazën e vendosur në këmishën e cilindrit por jo në piston pasi kjo do pamundësonte matjen në pozicionin e ilustruar në figurën 7.18.

Duhet theksuar se sikurse detalet ashtu edhe instrumentat ishin mbajtur për një kohë të gjatë në të njëjtën temperaturë ambiente, me qëllim që të mënjanohet ndikimi nga kushtet ambientale dhe termike që të mos ndryshonin të dhënat e matjeve nga ato reale

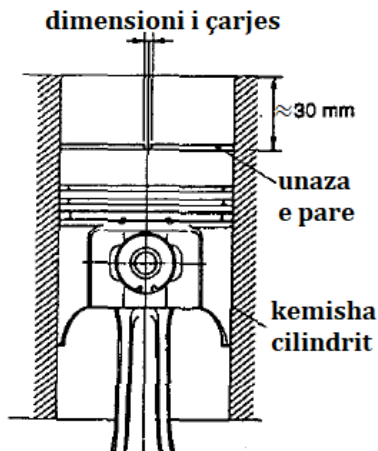


Figura 7.18 Matja e çelesit të unazës së parë

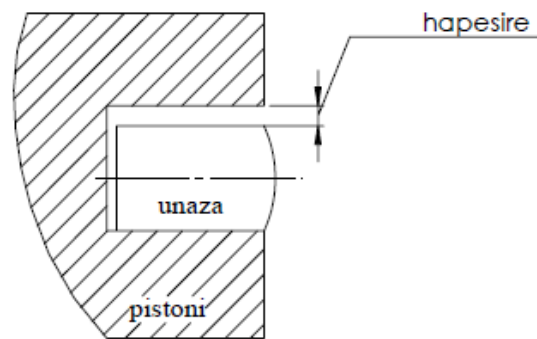


Figura 7.19 Matja e hapesirës aksiale unazë - kanal



Figura 7.20 Matja e çelesit të unazës së parë.

Rezultatet e këtyre matjeve i kemi ilustruar në tabelat 7.3 – 7.5.

Tabela 7.3 Rezultatet e matjeve tek cilindri

Cilindri	1	2	3
Diametri [mm]	88.05	88.06	88.055
Koniciteti [mm]	0.04	0.05	0.045
Ovaliteti [mm]	0.05	0.03	0.05

Tabela 7.4 Rezultatet e matjeve tek pistonit

Pistonit	1	2	3
Diam. Syprina [mm]	87.55	87.50	87.55
Diam. Këmisha [mm]	87.91	87.95	87.92

Tabela 7.5 Rezultatet e matjeve tek unazat

Cilindri	1	2	3
çelesi unaza 1 [mm]	0.4	0.4	0.4
hapësira unaze-kanal [mm]	1.2	0.06	0.03

Në kushte nominale seksioni i cilindrit duhet të jetë një rreth i rregullt, por në praktikën e punës cilindri nuk arrin ta respektojë këtë kriter dhe kemi shfaqjen e devijimeve nga forma rrethore dhe cilindrike perfekte.

Nga sa del në pah me matjet e mësipërme mund të thëmi se hapësira më e madhe ndërmjet cilindrit dhe pistonit rezulton të jetë tek cilindri dhe pistonit 1, dhe është  $88.05 - 87.9 = 0.14$  mm.

Sipas udhëzimeve të manualit, dimensionit standart i diametrit të cilindrit rekomandohet të jetë në diapazonin  $88.000 \div 88.030$  mm dhe konsiderohet si i përdorshëm kur kjo vlerë nga konsumi arrin 88.20 mm. Ndërkohë, vlerat e lejuara të konicitetit dhe ovalitetit janë nga 0.03 mm secila (0 - 0.03 mm).

Sa i përket dimensioneve të pistonit, manuali sygjeron që diametri i lejuar i pistonit duhet të qëndrojë në vlerën  $87.945 \div 87.975$  mm, ndërsa vlera kufitare e lejuar në sajë të konsumimit është 87.90 mm.

Informacion shumë i rëndësishëm nga manuali është hapësira minimale e lejuar ndërmjet pistonit dhe cilindrit, e cila pranohet në diapazonin  $0.040 \div 0.070$  mm.



Në lidhje me unazat, manuali sygjeron që çarjet e të tria unazave të montuara të jenë në diapazonin  $0.2 \div 0.4$  mm, ndersa hapesirat e faqeve anesore të unazave me ato të kanaleve të qendrojnë në këto vlera: Unaza 1, 0.07 -1.1 mm, unaza 2, 0.035 – 0.07 mm, unaza 3, 0.025 – 0.06.

Në bazë të praktikës mekanike hapësira e rekomanduar piston-cilindër mund të pranohet deri në 0.06 mm ose  $6/100$  e milimetrit në kontakt me kemishen, ndersa toleranca e rekomanduar për konicitetin dhe ovalitetin (vlera e shmangieve pozitive dhe negative nga vlera nominale) pranohet deri në 1 % të dimensionit nominal. Çarja e unazës mund të pranohet nëse vlera e saj nuk i kalon 0.6 mm.

Nga matjet gjithashtu vumë re se çdo këmishë cilindri ka një devijim pozitiv nga dimensionimi nominal i treguar në tabelën 7.1, pra secila këmishë ka pësuar një rritje të dimensioneve duke sjellë zmadhim të hapësirave me pistonin dhe unazat.

Në rastin e matjeve të kryera rezulton se ky çiftëzim nuk është më i përshtatshëm për tu përdorur pasi hapësirat janë tejet të larta dhe rrjedhimisht as vendosja e unazave të reja nuk arrin të sjellë përmirësime, sikurse u vërtetua nga sa u tha më sipër.

Për ta rikthyer sërish në punë këtë motor, rekomanduam, bazuar edhe në të dhëna nga literatura, se mund të kryhën dy operacione riparimi.

Riparimi i parë nënkupton realizimin e një zgjerimi ose ri-korigjimi të lehtë të cilindrit nëpërmjet operacionit të retifikimit dhe honingimit të këmishës së cilindrit, dhe pastaj vendosjen e një pistoni të ri nga prodhuesi, me dimensione lehtësisht më të mëdha. Ky operacion quhet “riparimi i parë”.

Riparimi i dytë zakonisht nënkupton një zgjerim edhe më të madh të këmishës së cilindrit, duke i ndryshuar diametrin dhe duke i vendosur një këmishë cilindri të re

nga prodhuesi. Tek kjo këmishë pastaj vendosim një piston të ri. Ky njihet edhe si “riparimi i dytë”.

Riparimi i dytë zakonisht realizohet vetëm tek motorët e mëdhenj të mjeteve të rënda. Kuptohet qartë se kjo procedurë sjell ulje të dukshme të cilësisë së çiftëzimit duke rritur tolerancat. Si praktikë pune, motori mbas këtij riparimi nuk duhet të riparohet më tej dhe duhet të hiqet nga qarkullimi.

Praktika kërkon që riparimi i parë të bëhet në kushte specifike. Fillimisht duhet të merren nga prodhuesi pistona enkas që lejojnë funksionimin korrekt të çiftëzimit mbas këtij riparimi. Këto pistona prodhohen me dimensione të përcaktuara nga shtëpia prodhuese dhe zakonisht janë pak më të mëdha. Sipas prodhuesit, për këtë motor mund të porositen ose pistonat standart ose ato të riparimit të parë të cilët e kanë diametrin 0.25 mm më të madh se dimensionin standart [100].

Meqenëse këmisha e cilindrit shfaqte rritje të dimensioneve, pistoni i ri standart nuk do mjaftonte për të siguruar një çiftëzim korrekt sipas projektit, rrjedhimisht kërkesa do binte mbi pistonat me diametrin e këmishës 0.25 mm më të madh.

Në rastin tonë blloku i cilindrave duhet të përpunohej për t’u çiftëzuar me pistona dhe unaza të reja me dimensione më të mëdha.

Pasi kryem matjet përkatëse tek pistoni i ri (për provë vërtetuese) dhe tek cilindri i vjetër, sikurse treguam tek tabelat 7.2, 7.3 dhe 7.4, ndërhyrjet tek blloku i cilindrave nëpërmjet retifikimit dhe pastaj nëpërmjet honingimit. Qëllimi final është që hapësira piston - cilindër mbas ndërhyrjes të jetë në diapazonin nga 4/100 deri në 7/100 (nga 0.04 deri në 0.07 mm).



Meqenëse pistoni i ri do të jetë 0.25 mm më i madh në diametër se pistoni standart, rrjedhimisht edhe diametri i cilindrit duhet të “zgjerohet” dhe të parashikojë një piston 0.25 mm më të madh, por duhet gjithashtu të respektojë tolerancat e çiftëzimit.

Mbas matjeve në repart u montuan thikat tek instrumentat prerëse dhe filloi procedura e lapimit dhe polirimit . Kjo procedurë është një operacion përfundimtar me heqje ashkle dhe ka si objektiv eliminimin e afro 85 - 90 % të materialit që duhet të hiqet dhe rrjedhimisht pastrimin e sipërfaqeve dhe dhënjen e një ashpërsie sipërfaqësore  $Ra$  në diapazonin  $0.24 \div 0.7 \mu\text{m}$  [101], ku kufiri i poshtëm përbën një vlerë optimale.

Në figurën 7.21 jepet imazhi i instrumentit retifikues dhe polirues ndërsa në figurën 7.22 jepet instrumenti honingues. Procesi i honingimit është një “gërvishtje” e lehtë e sipërfaqeve cilindrike me një element abraziv i cili lë disa vija të kryqëzuara. Këto vija të cilat duken kollaj me sy të lirë shërbejnë për të mbajtur vajin lubrifikues kur rritet temperatura dhe ulet viskoziteti.

Skematikisht procedura e honingimit paraqitet në figurën 7.23 sipas rekomandimeve të manualit të motorit.



Figura 7.21 Instrumenti retifikues/lapues/polirues



Figura 7.22 Instrumenti honingues

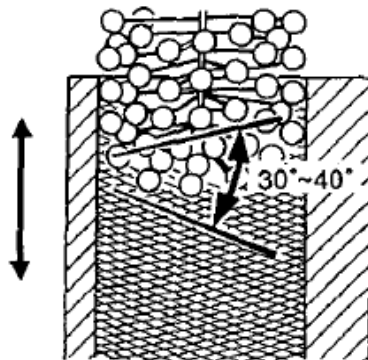


Figura 7.23 Procesi i honingimit tek cilindri [99]

Në figurën 7.24 kemi treguar një moment nga procesi i punës i cili kryhet automatikisht nga makineritë ndërsa në figurën 7.25 kemi treguar diferencën sipërfaqësore ndërmjet një cilindri me dhe pa honingim.



Figura 7.24 Moment gjatë punimit të honingimit



Figura 7.25 Diferenca e cilindrit të retifikuar dhe atij që i është aplikuar edhe honingimi.

Tek ky motor përveç ndërhyrjeve tek cilindri dhe pistonat, u paraqit e nevojshme të bëheshin matje dhe ndërhyrje edhe në detale dhe grupe të tjera duke parë faktin se

motori ishte i hapur. Këto ndërhyrje e tejkalojnë qëllimin e këtij disertacioni dhe rrjedhimisht nuk do i trajtojmë por sintetikisht po paraqesim në figurën 7.26 një pamje nga procesi i retifikimit të qafave të boshti të motorit.

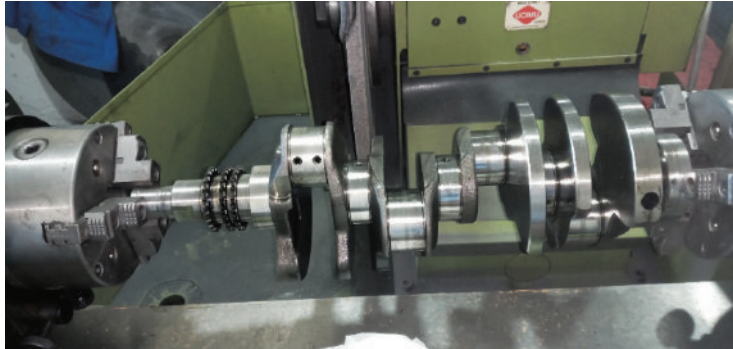


Figura 7.26 Retifikimi i boshtit me gunga.

Në përfundim të gjithë këtij procesi pune, u matën sërish cilindrat, çelësat dhe hapësirat e unazave si dhe u kontrollua ashpërsia sipërfaqësore e këmishave të cilindrave. Pasi u konstatua se hapësirat piston-cilindër për të tre çiftet ishin në vlerën e tolerancës së lejuar (përkatesisht 5/100 e milimetrit), si dhe dimensionet e çarjeve të unazave respektonin kriteret e kërkuara, detalet e motorit u montuan dhe motori u mbyll.

Pasi bëmë provën e ndezjes në ofiçinë u bë sërish prova e kontrollit të rrjedhjeve nga tubi i kthimit të gazeve konstatuam se ato ishin shumë të ulëta dhe sidomos ishin pa avuj apo bulëza vaji. Në vijim ripërsëritëm provën e matjes së presionit të kompresionit dhe vlerat që matëm i kemi paraqitur në tabelen 7.6.

Tabela 7.6 Rezultatet e matjes së presionit të kompresionit pas rimbylljes së motorit

Cilindri 1	Cilindri 2	Cilindri 3
3.42 MPa	3.43 MPa	3.425 MPa

Vlera e konstatuara mund të konsiderohen të mira pasi i kemi matur me motorin e sapomontuar. Në vijim të punës motori u la të punojë rreth 24 orë në shpejtësi të ndryshme me qëllim “shtrimin” detaleve të reja dhe atyre të rigjeneruara. Ky veprim bëhet pasi ai sjell reduktimin e mëtejshëm të ashpërsisë të sipërfaqeve dhe rrjedhimisht përmirëson cilësinë e kontaktit duke ulur akoma më tej rrjedhjen e gazeve dhe duke rritur kështu presionin në dhomë. Në përfundim të shtrimit të detaleve motori u rimontua tek mjeti përkatës dhe vijoi punën normalisht.

#### *7.4 Konsiderata dhe konstatime të tjera*

Gjatë punës së hapjes së pjesëve u konstatua një fenomen interesant që vlen ta diskutojmë. Po t’i referohemi figurës 7.29 mund të shikojmë unazën e parë e paraqitur nga pamja anësore e saj. Janë të qarta shenjat e kontaktit të kësaj faqeje të unazës me gazet dhe produktet e tjera si pasojë e rrjedhjes së gazeve në afërsi të dy cepave të çarjes, shenja të cilat kanë lënë gjurmë deri në një distancë të caktuar radiale të saj. Kjo shenjë duket qartë vetëm në këtë pozicion dhe jo në gjithë perimetrin e unazës.

Ngjyra e theksuar, e treguar nga shigjetat në figurë është tregues i qartë i faktit se pjesa më e madhe e gazit që rrjedh kalon nga kjo zonë dhe ka si orientim kryesor çarjen. Kjo gjurmë gjithashtu pohon shpërndarjen jo-simetrike të presionit të ushtruar nga unazat në kapitullin 5, duke pasur intensitetin më të madh në afërsi të çarjeve.

Duke pasur unaza një presion të madh në dy skajet e çarjeve, ajo e ngjesh faqen e saj ballore me më shumë forcë ndaj cilindrit duke tentuar gjithmonë të hapë çarjen. Gazet që vijnë në kurorën mbi unazë dhe që nuk gjejnë rrugë tjetër rrjedhjeje, grumbullohen tek kjo çarje si rrugë e përhershme rrjedhjeje.

Pjesa e parë e rrjedhjes karakterizohet nga gaze në presion dhe temperaturë të lartë, ato vijnë nga kurora e sipërme dhe e kalojnë me shpejtësi çarjen, duke rritur presionin që vepron poshtë unazës. Në këto kushte, unaza e ndihmuar edhe nga forcat e inercisë, lëviz nga pozicioni i saj dhe ngrihet lart. Kjo lëvizje ndodh vazhdimisht në afërsi të çarjes, por nëse realizohen kushtet, edhe në pjesën tjetër të unazës.

Ky shpjegim i jep përgjigje edhe shenjës së qartë e të pastër të unazës, paralel me shenjën e errët por nga ana e brendshme. Kjo shenjë tregon se në këtë zonë unaza lëviz dhe fërkohet vazhdimisht me kanalën e pistonit dhe kjo e pastron nga vaji dhe bloza.

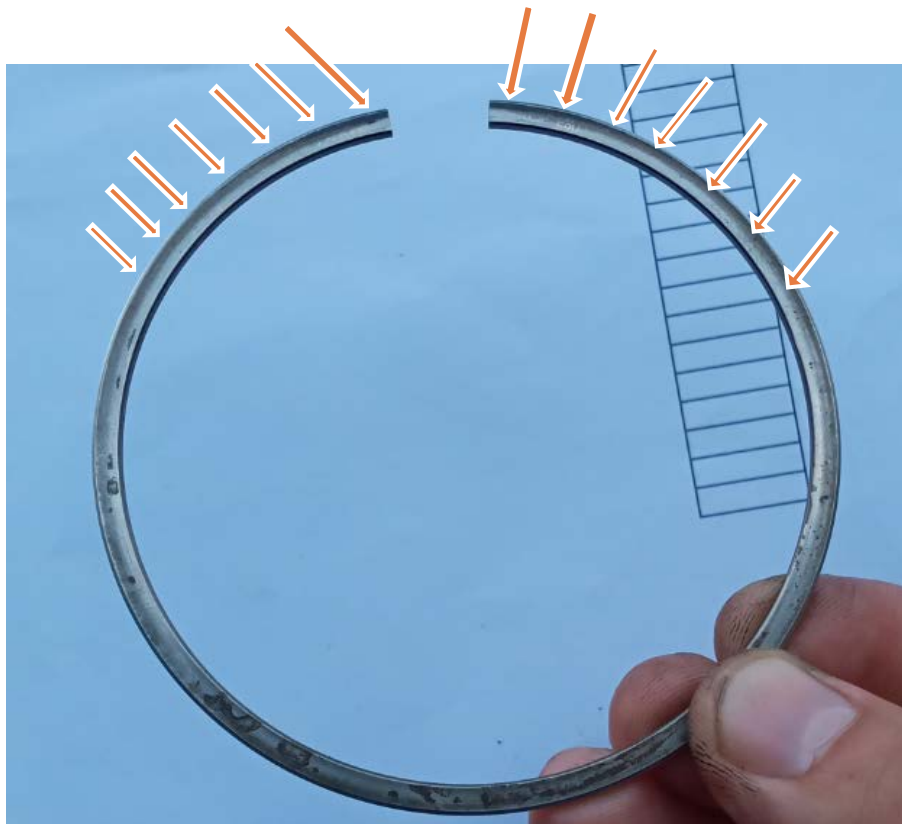


Figura 7.29 Unaza e parë pas hapjes së motorit dhe shenjat e lëna nga rrjedhja e gazit në afërsi të cepave.

Në figurën 7.30 kemi sjellë një paraqitje krahasuese të faqeve rrëshqitëse (ballore) të dy unazave hermetizuese. Duket shumë qartë cilësia sipërfaqësore e unazës së parë në krahasim me atë të unazës së dytë. Sikurse e kemi theksuar më herët unazat janë konsumatore jo të vogla të energjisë mekanike në sajë të fërkimit, dhe trajtimet sipërfaqësore shërbejnë jo vetëm për të rritur qëndrueshmërinë por edhe për të ulur fërkimin. Unaza e parë është unaza e cila punon në kushtet më kritike të mundshme, ajo gjendet në ballin e flakës dhe presionit si dhe në mungesë lubrifikimi optimal. Rrjedhimisht duhet që ajo të jetë e retifikuar dhe poliruar me qëllim që të ketë koeficient fërkimi sa më të ulët.



Figura 7.30 Cilësia sipërfaqësore e dy unazave hermetizuese.



## *7.5 SIMULIMI I MOTORIT*

Pasi realizuam procesin e matjeve paraprake dhe përpara se blloku i cilindrave të dërgohej për tu retifikuar, vendosëm të bënim një seri simulimesh me softin Ricardo® për të bërë një kontroll të dyfishtë. Nga njëra anë kishim rezultatet e matjeve para rikualifikimit të motorit, duke pasur respektuar në mënyrë rigoroze manualin e shërbimit dhe matjeve në motor. Duke marrë gjithashtu edhe vlerat nominale nga manuali, mund të hetonim se sa do ishte realisht ndikimi i rritjes së hapësirave në funksionimin e motorit në terma sasiorë. Rrjedhimisht, ky rast mund të ishte një bankoprovë për të vërtetuar nëse rezultatet e simulimeve dhe analizës teorike, të propozuar në kapitullin 6, përkojnë me realitetin.

Nga ana tjetër, nga eksperiencia e mire e fituar me ndërtimin e modeleve për zgjidhjen në software, mund të analizonim paraprakisht se çfarë përmirësimi do sillte rikualifikimi i motorit në funksionimin e tij.

Për të realizuar simulimet nevojiteshin disa të dhëna, dimensionet kryesore të elementeve të dhomës së djegies i morëm nga matjet, një pjesë të të dhënave i morëm nga manuali [99] dhe një pjesë nga publikime shkencore [102].

Kemi realizuar dy seri simulimesh, një të njërën me dimensionet e detaleve në gjendjen fillestare ose të konsumuara (hapësira të rritura), dhe tjetrën me dimensionet e tyre nominale (pra me dimensionet e motorit të ri, hapësirat nominale). Për secilën seri kemi bërë nga dy simulime, njërin me shpejtësi të motorit 1000 rpm dhe tjetrin me shpejtësi 2000 rpm, në secilin rast kemi vendosur ngarkesën e plotë pra kurbën e presionit maksimal për këtë motor. Rezultatet i kemi përmbledhur në vetëm tre grafikë për secilin rast të simuluar.



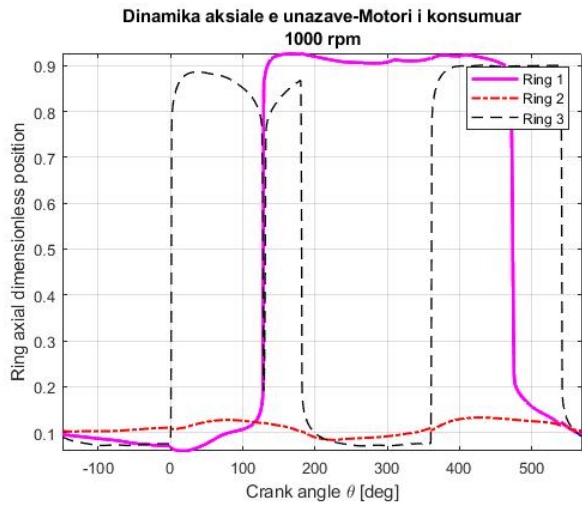


Figura 7.31 Levizja aksiale, motori i konsumuar, 1000 rpm.

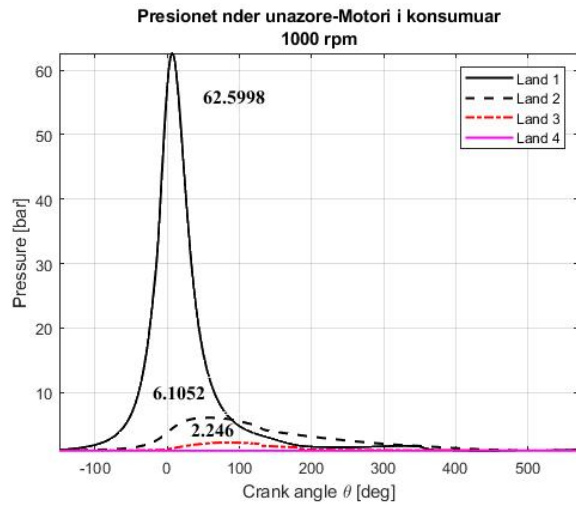


Figura 7.32 Presione nder unazore, motori i konsumuar, 1000 rpm.

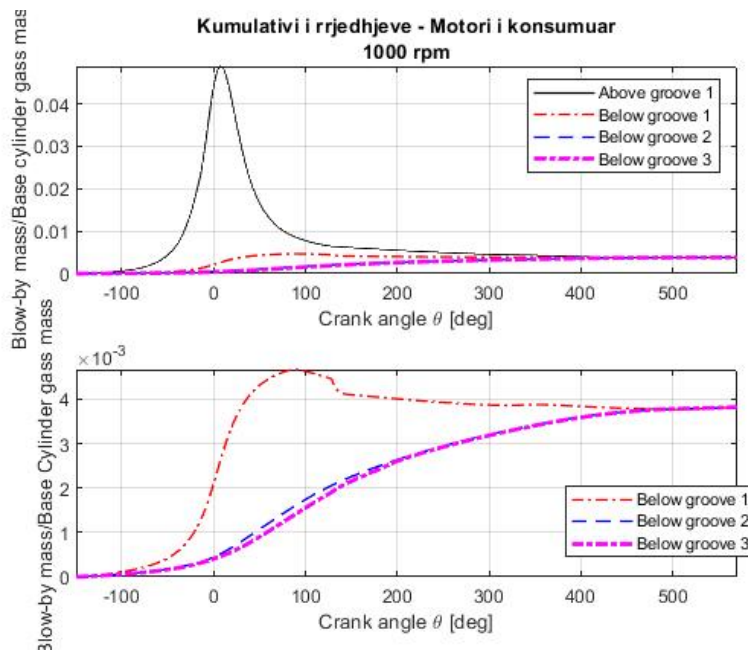


Figura 7.33 Kurba kumulative e rrjedhjeve direkte, motori i konsumuar, 1000 rpm.

igura 7.31 tregon levizjen aksiale të unazave kur detalet e motorit kishin konsum të lartë dhe rrjedhmisht hapësirat ishin të mëdha. Për këtë shpejtësi (1000 rpm) konstatohet se unaza e parë ngrihet herët nga pozicioni i saj i ulur në krahasim me sjelljen e motorit të kapitullit 6. Unaza e dytë qëndron e ulur poshtë gjatë gjithë kohës ndërsa unaza e tretë paraqet sjelljen karakteristike por me një lëvizje pikërisht atëherë kur ngrihet unaza e parë. Figura 7.32 paraqet kurbat e presioneve ndër-unazore, ku bie menjëherë në sy fakti se presioni maksimal në kurorën e dytë është pothuajse 10 % e presionit maksimal në dhomën e djegies. Duhet thënë se kjo është një vlerë tejet e lartë dhe pak e natyrshme për një motor me djegie të brendshme, edhe në bazë të literaturës që kemi konsultuar. Me sa duket, lëvizja e unazës së parë ka ndikuar që një sasi e madhe gazi të rrjedhë poshtë. Gjithashtu i lartë paraqitet edhe presioni maksimal në kurorën e tretë, madje kjo vlerë nuk gjen justifikim as tek lëvizja aksiale e unazës së dytë pasi ajo nuk ka lëvizur. Duhet shtuar se lëvizja radiale e unazave (të cilën nuk e kemi paraqitur) nuk paraqiste anomali, dhe unazat në atë drejtim ishin të qëndrueshme për të gjitha rastet e simuluar. Rrjedhimisht mund të ketë një shpjegim tjetër për këto vlera të larta presionesh. Së pari mund të ketë rrjedhje gazi ndërmjet unazave dhe cilindrit si pasojë e hapësirave të krijuara nga konsumi dhe deformimi, sikurse paraqitet në figuren 7.34.

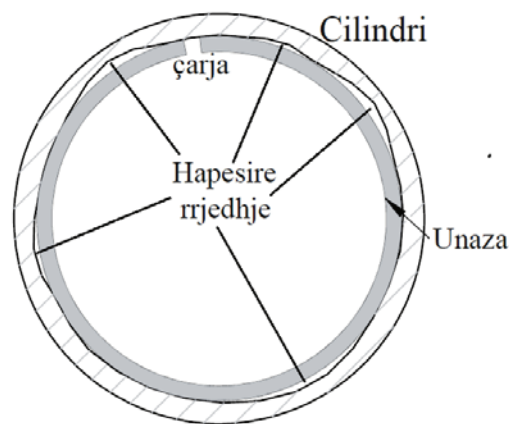


Figura 7.34 Zmadhim i hapësirave unaze-cilinder në rastin e një konsumi të lartë të perzier me deformimet perkatëse.

Së dyti, në sajë të rritjes së dimensionit të cilindrit nga konsumi, në momente të caktuara të lëvizjes unazat do të hapen pak më shumë, duke rritur sipërfaqen e tyre të çarjeve.

Figura 7.33 ilustron kurbën kumulative (integralin) e rrjedhjeve duke ju referuar nje plani që kalon nga secili kanal i pistonit (meqenëse aty vendoset unaza). Sikurse e kemi sqaruar edhe në kapitullin 6, pjesa e kurbës në ngritje tregon një fluks gazi që rrjedh nga kurorat e sipërme drejt atyre të poshtme (rrjedhje direkte ose pozitive), ndërsa pjesa në zbritje tregon rrjedhjen e anasjelltë (rrjedhje indirekte ose rrjedhje mbrapsh). Sikurse duket, gazi që kalon kanalën e dytë por sidomos ai që kalon kanalën e tretë, nuk kthehet dot mbrapsh por përfundon komplet në karter.

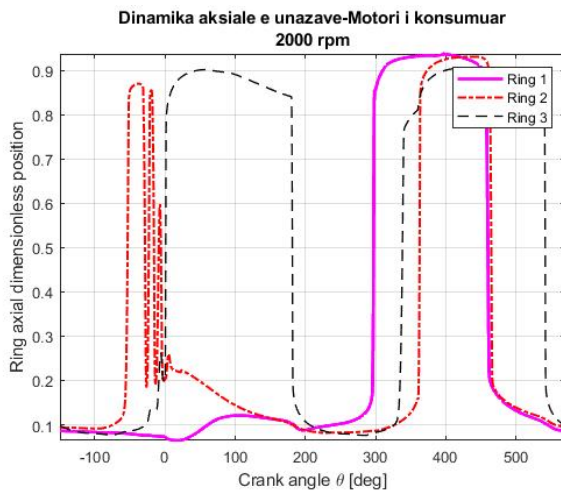


Figura 7.35 Levizja aksiale, motori i konsumuar, 2000 rpm.

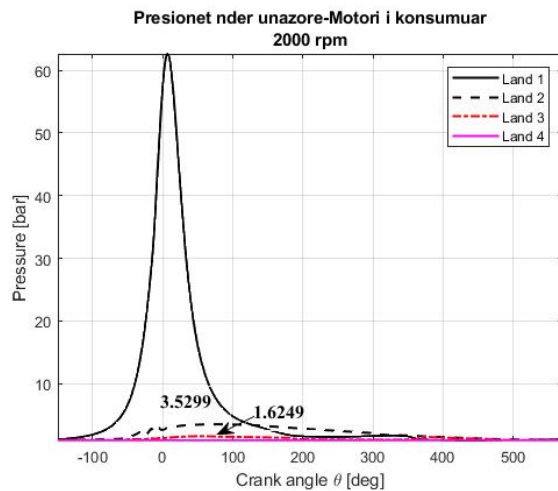


Figura 7.36 Presionet nder unazore, motori i konsumuar, 2000 rpm.

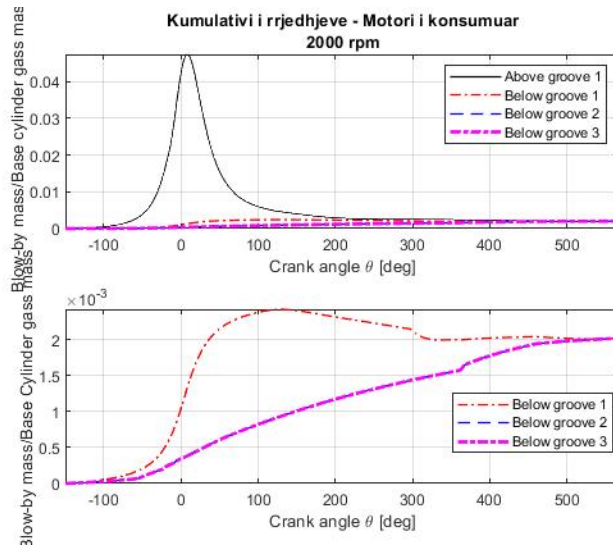


Figura 7.37 Kurba kumulative e rrjedhjeve direkte, motori i konsumuar, 2000 rpm.

Figurat 7.35, 7.36 dhe 7.37 ilustrojnë rezultatet e simulimit të motorit me konsum të lartë të detaleve me shpejtësinë 2000 rpm. Kjo shpejtësi duhet konsideruar si shumë e lartë pasi në bazë të manualit ky motor e ka vijën e kuqe në 2200 rpm. Rrjedhimisht, për qëllimet për të cilat është ndërtuar, ky motor nuk do të përdoret shumë në këtë nivel shpejtësie.

Sikurse e kemi konstatuar edhe në simulimet e kapitullit 6, kur rritet shpejtësia, efekti i parë është rritja e forcë inerciale, efekti i dytë është ulja e kohës së nevojshme për të realizuar një cikël pune prej  $720^\circ$  të këndit të manivelës.

Në këtë rast, unaza e parë ka një sjellje më të mirë duke u ngritur vetëm ndërmjet fazës së sharkimit dhe thithjes dhe duke qëndruar ulur gjatë gjithë pjesës sëparë të ciklit. Unaza e dytë shfaq një paqëndrueshmëri aksiale duke u lëkundur në fundin e fazës së ngjeshjes dhe fillimin e zgjerimit, pikërisht në korespondencë të pikut të presionit në dhomën e djegies. Unaza e tretë ka një sjellje normale duke ndjekur lëvizjen e pistonit dhe ndryshimin e forcës inerciale.

Nga figura 7.36 mund të vërehet se presionet ndër-unazore janë më të ulëta se rasti i mëparshëm për arsyet që i sqaruar më sipër. Tek figura 7.37 mund të konstatojmë se sasia e gazeve që rrjedhin në karter është pothuajse gjysma e sasisë së rastit të parë.

Në figurat 7.38, 7.39 dhe 7.40 jepen rezultatet e simulimit të motorit me dimensione të reja sipas manualit përkatës dhe shpejtësi 1000 rpm.

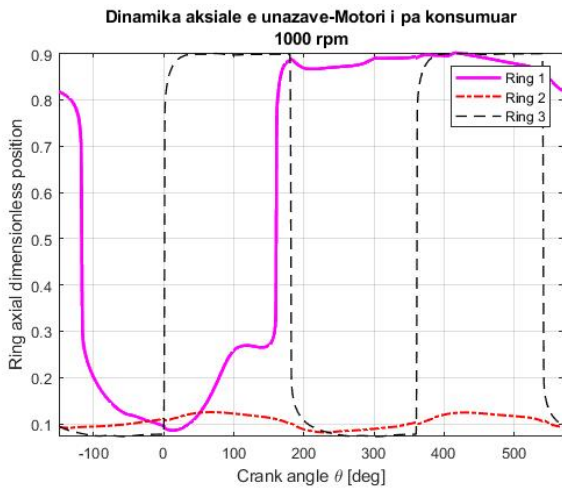


Figura 7.38 Levizja aksiale, motori i pa konsumuar, 1000 rpm.

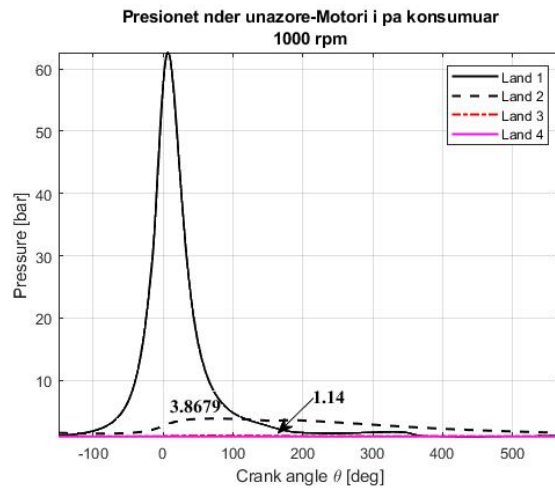


Figura 7.39 Presionet ndër unazore, motori i pa konsumuar, 1000 rpm.

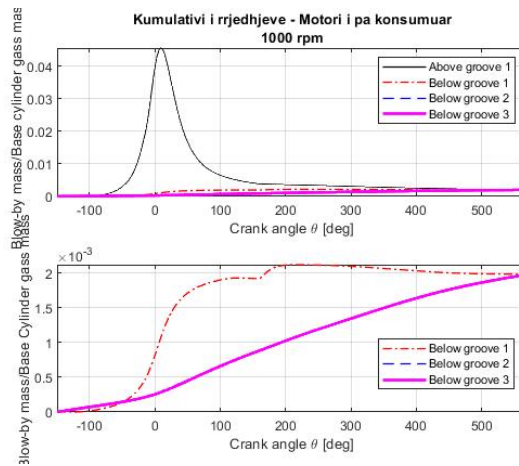


Figura 7.40 Kurba kumulative e rrjedhjeve direkte, motori i pa konsumuar, 1000 rpm.

Nga vëzhgimi i grafikëve bie në sy fakti se presionet ndër-unazore janë tejet të ulëta kur motori ka dimensionet nominale (sipas projektit) të cilindrit, pistonit dhe unazave. Lëvizja e unazave paraqitet e ngjashme në karakteristika me figurën 7.31, që tregon se implementimi i dy modeleve është korrekt.

Unaza e parë ngrihet diku nga gjysma e ciklit të punës dhe qëndron lart deri në fund, unaza e dytë nuk lëviz fare ndërsa unaza e tretë lëviz duke ndjekur forcën e inercisë si pasojë e lëvizjes së pistonit.

Figura 7.40 na paraqet kurbat e rrjedhjeve të gazit të shprehura me vlerat e tyre kumulative. Nga krahasimi me figurën 7.33 të vlerës fundore të kurbës së fundit, e cila përkon me sasinë e gazit që kalon unazën dhe kanalën e tretë (Below groove 3), vërejmë se sasia e gazeve të rrjedhura të motorit të konsumuar është afro dyfishi i gazeve të motorit të ri.

Figurat 7.41, 7.42 dhe 7.43 ilustronë rezultatet e simulimeve me shpejtësinë 2000 rpm.

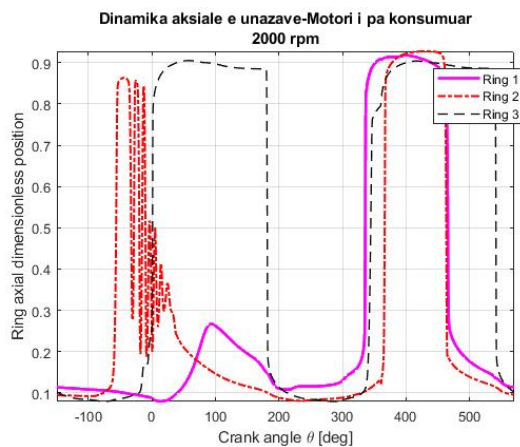


Figura 7.41 Levizja aksiale, motori i pa konsumuar, 2000 rpm.

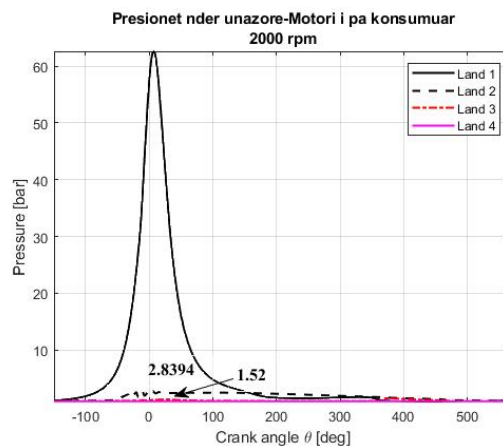


Figura 7.42 Presionet ndër unazore, motori i pa konsumuar, 2000 rpm.

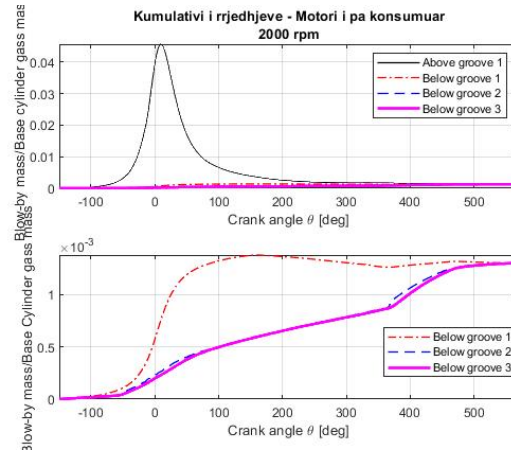


Figura 7.43 Kurba kumulative e rrjedhjeve direkte, motori i pa konsumuar, 2000 rpm.

Duke rritur shpejtësinë kemi rritje të forcës së inercisë e cila ndikon në lëvizjen aksiale të unazave. Këtë e shikojmë tek figura 7.41, ku unaza e dytë shfaq paqëndrueshmëri në drejtimin aksial dhe vibrime në korespondencë të pikut të presionit në dhomën e djegies. Unaza e parë shfaq një sjellje të qëndrueshme duke qëndruar e ulur për një kohë të gjatë, me një tentativë ngritje në pikun e djegies.

Sikurse e kemi hasur edhe në simulimet tjera të paraqitura në kapitullin 6, presionet ndër-unazore rezultojnë më të vogla kur rritet shpejtësia e motori, sikurse tregohet në figurën 7.42.

Kurbat kumulative të rrjedhjeve në figurën 7.43 e pohojnë tendencën e presioneve të ulëta, duke shfaqur vlera rrjedhjesh tejet të ulëta.

Në tabelat 7.7, 7.8 dhe 7.9 kemi paraqitur informacione të tjera nga rezultatet e simulimeve. Dy tabelat e para, 7.7 dhe 7.8, tregojnë vlerat numerike të rrjedhjes së gazeve dhe konsumit të vajit për simulimet e bëra, ndërsa tabela 7.9 ilustron konsumin e përgjithshëm të fuqisë nga unazat gjatë një cikli pune. Vlerat në këto



tabela janë ato të gjithë motorit dhe jo të një cilindri, sikurse është ilustruar në grafikët e mësipërm.

Tabela 7.7 : Rezultatet e simulimeve per motorin e konsumuar

	Rrjedhje e gazeve		Konsumi vajit			
	Direkte	Anasjellte	Hedhje	Avullim	Me rrjedhjen e anasjellte	Total
1000 rpm	0.0115L/cikel	0.255 L/cikel	0.0006 g/cikel	0.000145 g/cikel	$8.62 \cdot 10^{-4}$ g/cikel	0.001605 g/cikel
2000 rpm	0.00653 L/cikel	0.172 L/cikel	0.00042 g/cikel	$9.15 \cdot 10^{-5}$ g/cikel	$7.46 \cdot 10^{-5}$ g/cikel	0.0005861 g/cikel

Tabela 7.8 : Rezultatet e simulimeve per motorin e ri

	Rrjedhje e gazeve		Konsumi vajit			
	Direkte	Anasjellte	Hedhje	Avullim	Me rrjedhjen e anasjellte	Total
1000 rpm	0.00842 L/cikel	0.0915 L/cikel	0.000356 g/cikel	0.000145g/cikel	$1.54 \cdot 10^{-5}$ g/cikel	0.0005164 g/cikel
2000 rpm	0.00421 L/cikel	0.0897 L/cikel	0.000366 g/cikel	$9.15 \cdot 10^{-5}$ g/cikel	$8.08 \cdot 10^{-5}$ g/cikel	0.00046558 g/cikel

Tabela 7.9 : Rezultatet e simulimeve per fuqine e humbur ne te dy rastet

	Motori i konsumuar		Motori i pa konsumuar	
	1000 rpm	2000 rpm	1000 rpm	2000 rpm
Humbjet e fuqise nga ferkimet	471 W	902 W	550 W	1.01 kW

Duke krahasuar tabelat 7.7 dhe 7.8 vërejmë se sasia e gazeve direkte te rrjedhura ne rastin e motorit me hapesira ne rritura ndermjet detaleve eshte është një rend më i madh (10x), se sasia e motorit me detale te reja. Sikurse u sqarua gjate analizes, rrjedhja direkte eshte sasia totale e gazeve qe kalon unazen e trete dhe perfundon ne karter, duke mos u kthyer me ne dhomen e djegies.



Ne te njejten menyre, konsumi total i vajit lubrifikues, duke llogaritur të gjitha rrugët, për motorin e konsumuar dhe për shpejtësinë 1000 rpm është gjithashtu një rend më i madh se sa i njëjti konsum për motorin e ri.

Gazet që rrjedhin në mënyrë direkte, sikurse ato të në mënyrë të anasjelltë, bartin me vete hidrokarbure të padjegura dhe ndikojnë edhe në transportin dhe konsumin e vajit, pra përbëjnë një humbje energjie të pa pranueshme për punën normale të motorit.

Me rritjen e shpejtësisë vërehet një reduktim i rrjedhjeve dhe i vajit lubrifikues për cikël për të dy gjendjet e motorëve.

Nga tabela 7.9 vërehet se humbjet e fuqisë nga unazat në rastin e motorit të konsumuar janë më të vogla se humbjet e unazave të motorit të ri. Ky rezultat është i pritshëm pasi me rritjen e konsumit dhe të deformimeve ndodhin dy fenomene të cilat çojnë tek ky përfundim. Së pari, detalet me shumë orë pune janë shtruar, dhe në sajë të fërkimeve të vazhdueshme ato e kanë ulur ashpërsinë e sipërfaqeve të tyre. Së dyti, po të rikthehemi tek figura 7.34 mund të shikojmë që unaza në një cilindër të deformuar do ketë më pak sipërfaqe kontakti se unaza e re, në sajë të deformimeve dhe konsumit.

Konsumi i detaleve sjell rritjen e hapësirave ndërmjet pistonit, unazave dhe cilindrit. Rrjedhimisht do kemi një motor i cili konsumon vaj, nuk prodhon dot fuqinë e kërkuar pasi humbet aftësinë ngjeshëse të ajrit, ndez me vështirësi në kushte të ftohta, nxehet më shpejt se në kushte normale.

Të gjitha këto pasoja janë të interpretueshme duke analizuar rezultatet e simulimeve, sikurse e treguam hap pas hapi në këtë kapitull. Pra, mund të themi se rezultatet e simulimeve e pasqyruan korrekt realitetin, të cilin e vërtetuam me dimensionet origjinale të motorit të ri.

Në përmbyllje mund të themi se përdorimi i softwerit ofroi një instrument të fuqishëm dhe të besueshëm në analizën e rrjedhjes së gazeve, lëvizjes së detaleve dhe konsumit të vajit në motorët me djegie të brendshme. Kjo besueshmëri lidhet me strukturën e softit dhe me logjikën që e ka konceptuar, e cila buron në kërkimin shkencor me qëllim që të jetë suport edhe për problemet praktike industrial.

Përdorimi i analizës kompjuterike mund dhe duhet të bëhet më aktuale në problemet praktike në motorët me djegie të brendshme, duke ndihmuar vendimmarrjen dhe duke e shtrirë atë edhe në drejtime të tjera të funksionimit.

Kjo faqe është lënë qëllimisht bosh

## ***8. Propozimi për përmirësimin e rezultateve të punës së unazave.***

### *8.1 Objektivi fillestar*

Në punën e realizuar në kapitujt 6 dhe 7 analizuam efektin e disa prej parametrave më të rëndësishëm, dhe ajo analizë na mundëson që të nisim këtë kapitull të fundit.

Ky kapitull përmbyll edhe objektivin fillestar që kemi shprehur, i cili lidhet me propozimin për përmirësimin e kushteve të punës së pistonit dhe unazave të tij.

Sikurse doli në pah në kapitullin 6, analiza që i është bërë motorit në këtë disertacion ka pasur si qëllim rrjedhjen e gazeve nëpërmjet unazave, rrjedhje të cilën e kemi ndarë në direkte dhe të anasjelltë. Por, do kishte qenë e mangët nëse në këtë analizë nuk do kishim përfshirë edhe konsumin e vajit nëpërmjet mekanizmave të ndryshme. Sikurse do kishte qenë reduktive të flitej për humbje nga rrjedhjet e të mos merreshin në konsideratë humbjet nga fërkimet, aq më tepër kur qoftë vaji qoftë ashpërsia e sipërfaqeve ndikonin tek ekuilibri i forcave dhe momenteve tek unazat sikurse u tregua në kapitullin 5.

Rrjedhimisht, në këtë kapitull do ta orientojmë analizën drejt dhënjes së disa propozimeve nëpërmjet të cilave të provojmë se me farë ndërhyrjesh mund të reduktojmë rrjedhjet e gazeve, konsumin e vajit, uljen e fërkimeve, apo uljen e të triave njëkohësisht.

### *8.2 Propozimi i parë : Kalimi nga pistonit me 3 unaza tek pistonit me 2 unaza.*

Propozimi i parë që bëhet është ai i implementimit të skemës së një pistonit me vetëm dy unaza, pra eliminimi i një unaze. Heqja e një unaze do sillte shkurtimin e pistonit, i cili mund të çojë në shkurtimin e bjellës dhe të manivelës dhe rrjedhimisht të

testatës dhe kapakut, duke ruajtur të njëjtat karakteristika gjeometrike të dhomës së djegies. Së dyti, me një unazë më pak dhe me trup më të shkurtër, pistoni do lehtësohej dhe kjo do ndikonte pozitivisht në forcat që ky trup shkarkon tek spinoti dhe tek kushinetat.

Së treti, eliminimi i një unaze nënkupton uljen e kostos së prodhimit pasi kërkohet më pak material, dhe uljen e kostos së përpunimit të kanalit të unazës dhe të vetë unazës.

Mbetet për të kuptuar se si do ndryshonte sjellja e sistemit kur mungon një unazë.

Si fillim kemi realizuar të gjithë serinë e simulimeve me kushtet e motorit bazë, duke hequr unazën e dytë, e cila ka funksione të ndërmjetme midis mbajtjes së gazeve dhe pastrimit të vajit lubrifikues gjatë korsave të zbritjes. Duke hequr këtë unazë dhe duke mbajtur të pandryshuara të gjitha parametrat tjerë, kemi mundësi të shikojmë ndikimin e saj në përmirësimin apo përkeqësimin e kushteve të punës dhe të nxjerrim analizën përkatëse.

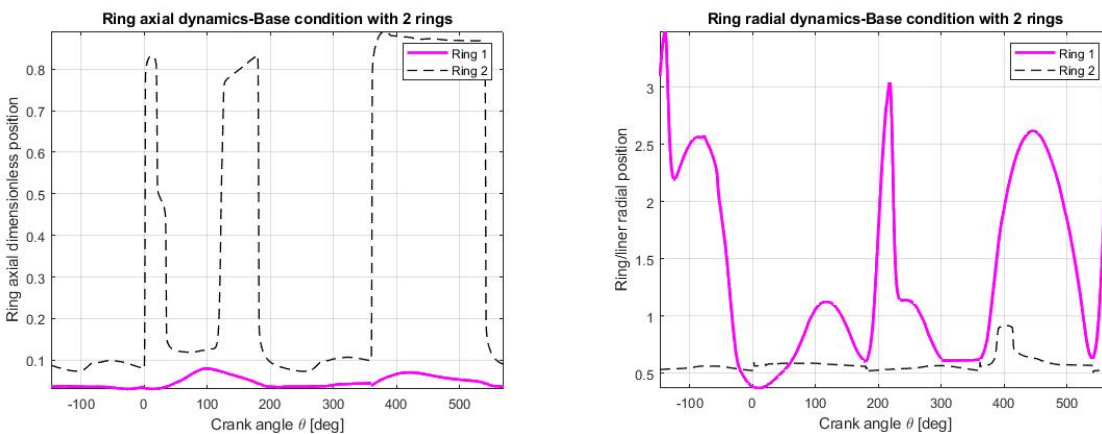


Figura 8.1 Levizja aksiale dhe radiale e unazave.

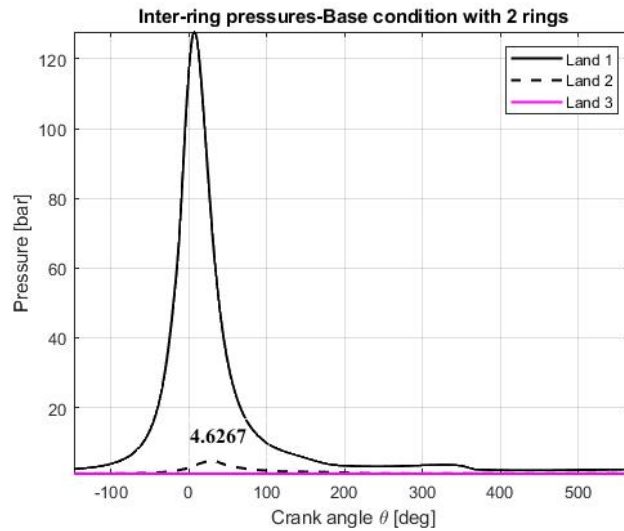


Figura 8.2 Presionet ndër-unazore.

Figura 8.1 ilustron lëvizjen aksiale dhe radiale të unazave ndërsa figura 8.2 paraqet kurbat e presioneve ndër-unazore të nxjerra nga simulimet.

Në këtë rast gjithçka është identike përveç fatit se kemi hequr unazën e dytë, duke e lënë pistonin me dy unazat tjera identike, unazën e parë dhe unazën e tretë, e cila tani e tutje do të emërtohet unaza e dytë.

Figura 8.3 ilustron skematikisht ndryshimin që ka ndodhur.

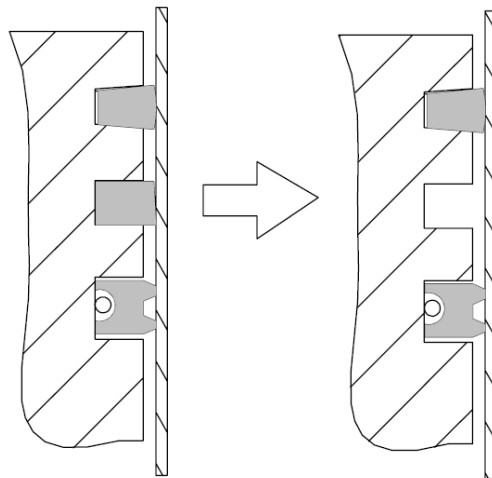


Figura 8.3 Heqja e unazes dhe ndryshimi i hapesirave, varianti i pare

Ndryshimi i parë që ndodh është unifikimi në një volum i kurorës së dytë me kurorën e tretë dhe me kanalën e dytë. Ky volum është shumë i madh në krahasim me situatën origjinale ku kishim tre volume më të vogla.

Gazet që rrjedhin nga unaza e parë përfundojnë tek ky volum, i cili duke qenë një “serbator” relativisht i madh, bën që presioni maksimal në krahasim me rastin me tre unaza të jetë i ndryshëm, sikurse e ilustron figura 8.2. Nga rezultatet e simulimit të rastit origjinal, nga kapitulli 6, kemi parë se presioni në kurorën e dytë arrinte vlerën 5.78 bar ndërsa presioni në kurorën e tretë arrinte vlerën 2.3 bar.

Kjo rrjedhje gazi dhe ky presion nuk arrijnë asnjëherë të barazojnë apo të kalojnë presionin në kurorën e parë. Rrjedhimisht, forca e gazit që do veprojë poshtë unazës së parë do jetë gjithmonë më e vogël se forca që vepron sipër, dhe kjo sjell grafikun e figurës 8.1 ku unaza e parë qëndron gjithë kohën e ulur.

Unaza e vajit shfaq një lëvizje jo të natyrshme po ta prahasojmë me rastin bazë pasi pëson një ulje diku 30 gradë pas vlerës 0. Kjo ulje diktohet nga presioni në rritje i kurorës së dytë (ndërmjet 0 dhe 100 gradë të boshtit të motorit). Në vijim kjo unazë ndjek forcën e inercisë duke u ngritur e ulur sipas drejtimit të kësaj force.

Nga grafiku i dytë i figurës 8.1 vërejmë se lëvizja aksiale e dy unazave është e përmbajtur dhe se ato nuk shfaqin kolapse radiale.

Figura 8.4 ilustron kurbat e rrjedhjeve direkte dhe atyre të anasjellta për rastin e analizës në fjale. Nga grafikët vërejmë se totali i rrjedhjeve direkte (humbjet në karter) arrin përafërisht vlerën 0.4 % të totalit të gazeve që gjenden në dhomën e djegies, ndërsa rreth 9 % e gazeve në zonat ndër-unazore rikthehen në dhomën e djegies si gaze me rrjedhje të anasjelltë. Në krahasim, rasti bazë me 3 unaza arrinte

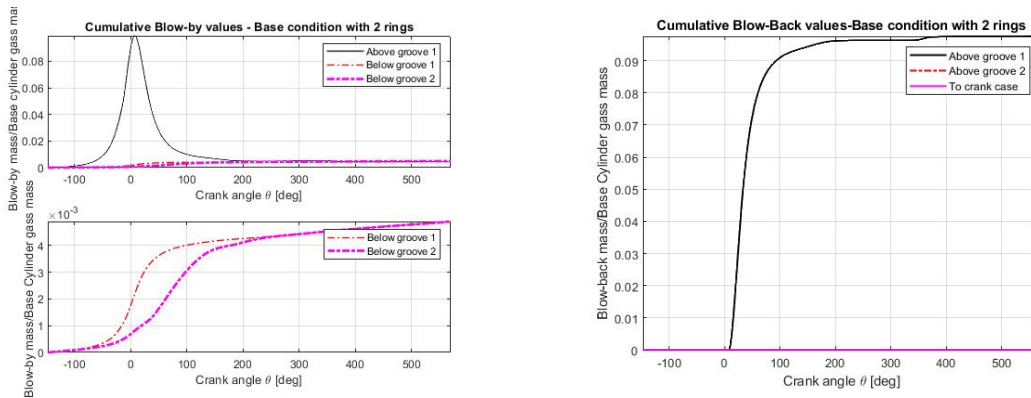


Figura 8.4 Kurbat kumulative te rrjedhjeve direkte dhe te anasjellta.

vlerat 0.36 % të totalit si humbje në karter dhe 12 % të gazeve në zonat ndër unazore riktheheshin në dhomën e djegies.

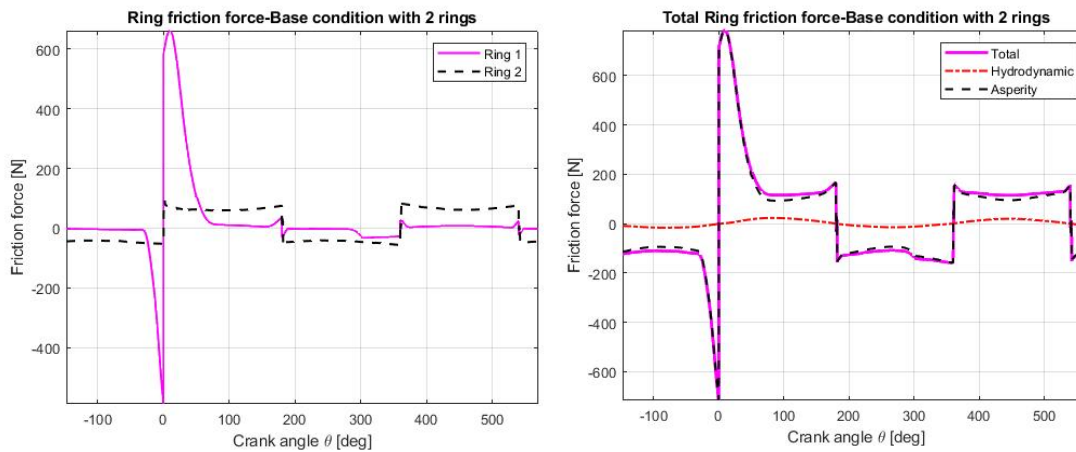


Figura 8.5 Kurbat kumulative te rrjedhjeve direkte dhe te anasjellta.

Figura 8.5 ilustron kurbat e fërkimit Kulombian si dhe fërkimet totale në dy unazat e pistonit. Sikurse vihet re, forca e fërkimit e lidhur me viskozitetin e vajit është pothuajse e pa përfillshme nëse e krahasojmë me forcën e fërkimit të shkaktuar nga ashpërsia sipërfaqësore. Forca totale e fërkimit arrin vlera të përafërta me 700



Njuton. Për krahasim, nga simulimi bazë me tre unaza u mor vlera 757 N për fërkimin total Kulombian, ndërsa fërkimi hidrodinamik edhe aty ishte i neglizhueshem.

Tabela 8.1 ilustron në mënyrë të përbledhur dhe me vlera absolute vlerat e humbjeve për të tre parametrat e sipërpermendur.

Tabela 8.1 Propozimi i parë, pistoni me 2 unaza

Propozimi 1	2 Unaza, 3 kanale	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.00262	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	0	g/cikël
<i>Total</i>	0.002732	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0334	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.196	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	127	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	1010	W

Duke krahasuar tabelën 8.1 me tabelën e kushteve bazë në kapitullin 6, vërejmë se nga heqja e unazës së dytë përkeqësohet vlera e gazeve të rrjedhura si dhe konsumi i vajit, ndërkohë përfitojmë një përmirësim në drejtim të uljes së fërkimeve dhe të fuqisë së humbur prej tyre.

Meqenëse rezultati nuk është në linjë me pritshmëritë, do të ndërhyjmë duke bërë variantin e dytë të këtij propozimi, i cili kërkon një modifikim të lehtë tek pistoni. Konkretisht do të simulojmë sistemin duke eliminuar kanalën, pra duke e vizatuar pistonin pa kanalën e unazës së dytë, sikurse e ilustron figura 8.6. Në këtë mënyrë ndërhyjmë duke e ulur volumin bosh ndërmjet dy unazave dhe duke e rritur rezistencën ndaj kalimit të gazeve.

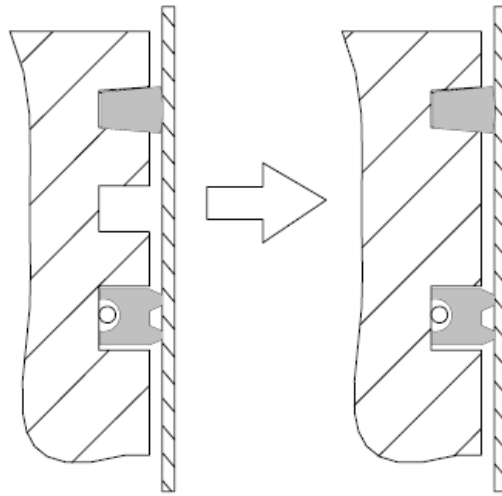


Figura 8.6 Heqja e unazes dhe e kanalit, varianti i dyte

Figura 8.7 ilustron rezultatet e simulimeve, ku mund të vërehet se nga këndvështrimi i lëvizjes aksiale nuk kemi ndryshime të qëndrueshme nga rasti i mëparshëm ndërsa nga pikëpamja e presioneve ndër-unazore vërehet një reduktim të lehtë të presionit në kurorën e dytë.

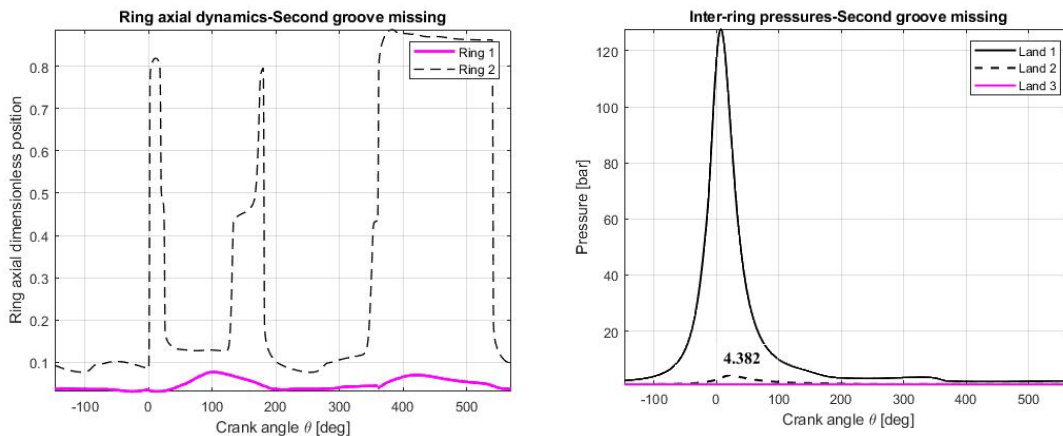


Figura 8.7 Rezultatet per propozimin e pare, varianti i dyte

Nga tabela 8.2 mund të konstatojmë se ky modifikim ka sjellë një reduktim dhe rrjedhimisht një përmirësim të gazeve direkte që rrjedhin në karter, sikurse kemi

edhe një reduktim të fërkimeve dhe të fuqisë së humbur. Por nga ana tjetër mund të konstatojmë një rritje të konsumit të vajit në krahasim me propozimin e parë.

Tabela 8.2 Varianti i dytë, pistonit me 2 unaza

Propozimi 2	2 Unaza, 2 kanale	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.00471	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	0	g/cikël
<i>Total</i>	0.004822	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>		
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.0125	L/cikël
	0.184	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>		
	123	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>		
	990	W

Në tërësi, ky modifim mund të sjellë një përmirësim krahasuar me propozimin fillestar, por akoma nuk është arritur së paku performanca e rastit bazë të pistonit me tre unaza.

Rrjedhimisht do të vijojmë me një modifikim tjetër, varianti i trete. Do të ndërhyjmë tek pistonit duke e shkurtuar me rreth 6 mm, dhe tek kurora e dytë të cilës do t'ja rrisim diametrin, duke e çuar hapësirën e kësaj kurore me cilindrin në 3 µm, sikurse ilustruhet në figurën 8.9.

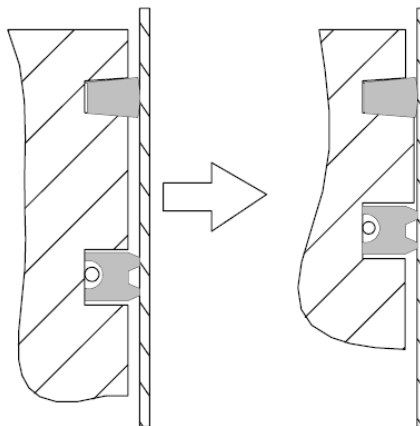


Figura 8.9 Shkurtimi i pistonit dhe ngushtimi i hapësirave tek kurora e dyte, varianti i trete.

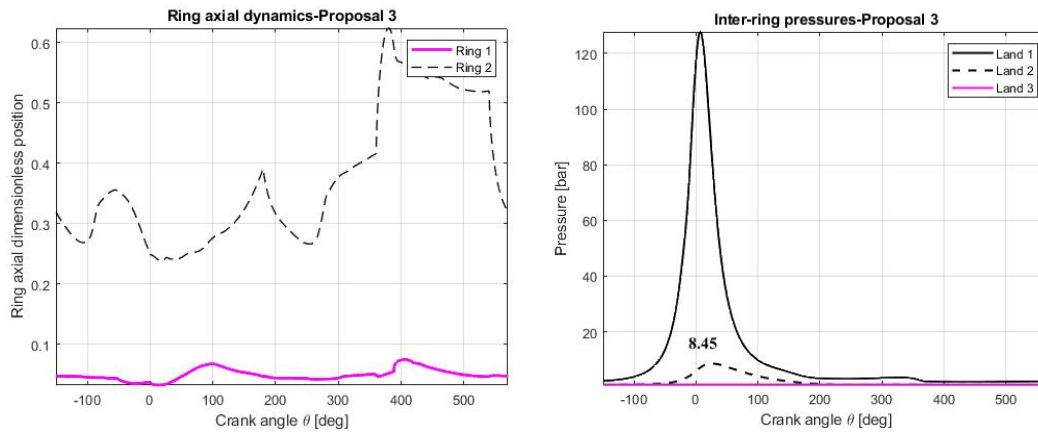


Figura 8.10 Rezultatet per variantin e trete

Figura 8.10 ilustron rezultatet për ndryshimet e propozuara në rastin e tretë. Sikurse duket, nga zvogëlimi i vëllimit të kurorës së dytë ndikohet lëvizja aksiale e të dy unazave. Tani unaza e parë nuk lëviz fare ndërsa unaza e dytë qëndron pothuajse gjithë kohës nëgjysmën e kanalit të saj, pra as e ulur e as e ngritur. Nga grafiku i presioneve konstatohet se në analogji me rastet e mëparshme, presioni ndërmjet dy unazave nuk e arrin dhe as kalon atë të dhomës së djegies, sikurse ndodhte rëndom në rastet me tre unaza. Ndryshimi nga rasti i mëparshëm ndodh tek piku i presionit i cili tani arrin një vlerë rreth dyfish më të madhe.

Tabela 8.3 ilustron gjendjen e përgjithshme të rezultateve të këtij rasti. Sikurse konstatohet, kemi arritur një rezultat shumë të mirë në uljen e konsumit të vajit me së paku një rend krahasuar me rastin e mëparshëm. Përmirësime kemi marrë gjithashtu në uljen e gazeve direkte të rrjedhura, si edhe në humbjet nga fërkimet. Gjithësesi, në krahasim me rastin bazë kemi reduktuar konsumin e vajit por jo rrjedhjen e gazeve.

Tabela 8.3 Varianti i tretë, pistonin me 2 unaza

Propozimi 3	2 Unaza, 2 kanale, volumi 2 i reduktuar	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000649	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$7.8 \cdot 10^{-9}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.0007610	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>		
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.00987	L/cikël
	0.183	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>		
	119	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>		
	937	W

Meqënëse reduktimi i hapësirave ndër-unazore po sjell disa përmirësime, atëherë le të vijojmë me një variant të katërt, ku kemi reduktuar edhe volumin rreth kurorës së parë, duke ja rritur edhe asaj diametrin e duke ja barazuar me diametrin e kurorës së dytë, si në rastin e mësipërm. Figura 8.11 ilustron skematikisht këtë ndryshim ndërsa figura 8.12 jep rezultatet e simulimit.

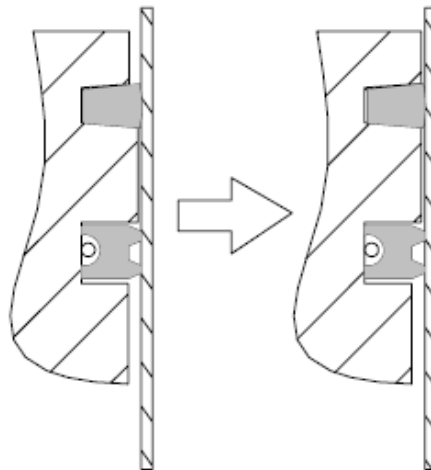


Figura 8.11 Ngushtimi i hapësirës edhe tek kurora e parë, varianti i katërt

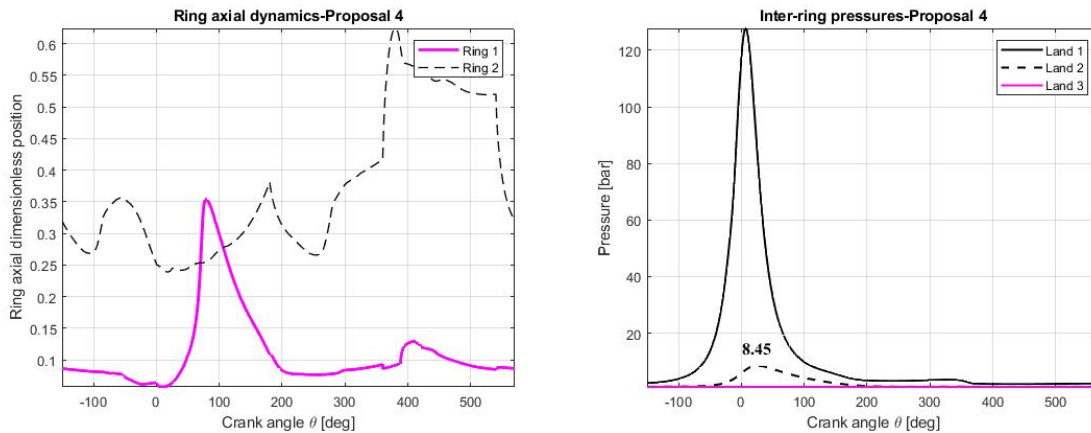


Figura 8.12 Rezultatet per variantin e katert

Sipas figures 8.12, unaza e pare shfaq nje ngritje ne korespondence te kendit teta ndermjet 0 dhe 200 grade. Kjo levizje perkon me fundin e fazes se ngjerimit dhe rrjedhimisht eshte e imponuar nga forca inerciale qe ne kete kohe pune eshte e drejtuar vertikalisht lart. Diferenca me rastin e meparshem konstatohet tek fakti se duke redutuar volumin mbi unazen e pare, rritet pengesa ndaj mbushjes me gaz, dhe rrjedhimisht mbi unazen e pare do te veproje nje force e gazit nga sipër me e vogël se rasti i meparshem. Nga grafiku i presioneve konstatohet te njejten vlere maksimale si dhe te njejten kurbe te presionit. Rezultatet numerike per kete rast paraqiten ne menyre te permbledhur ne tabelen 8.4.

Tabela 8.4 Varianti i katert, pistoni me 2 unaza

Propozimi 4	2 Unaza, 2 kanale, volumet e reduktuar	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000612	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.07 \cdot 10^{-9}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.000724	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00988	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.179	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	120	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	945	W

Në krahasim me rastin e mëparshëm konstatohet një ulje në konsumin e vajit dhe një rritje e lehtë e fuqisë mesatare të humbur nga fërkimet. Vlerat e rrjedhjeve direkte të gazit janë pothuajse të njëjtat e rastit të mëparshëm ndërsa vlerat e rrjedhjeve të anasjellta janë më të ulëta. Ky fakt nënkupton se në krahasim me rastin e mëparshëm, sasia totale e gazeve që kalojnë unazën e parë është më e vogël, por sasia e gazeve që kalojnë edhe unazën e dytë dhe përfundojnë në karter nuk ndryshon. Rrjedhimisht, një rrjedhje e anasjelltë më e ulët do marrë me vete më pak vaj lubrifikues për në dhomë dhe rrjedhimisht konsumi total i vajit do rezultojë më i vogël se rasti i mëparshëm.

Duke analizuar propozimet e deritanishme sipas rendit vërejmë se me reduktimin e hapësirave piston-cilindër rriten edhe fërkimet si dhe humbjet e fuqisë.

Ndonëse deri tani kemi arritur një përmirësim të rëndësishëm në uljen e konsumit të vajit, prapëseprapë nuk kemi arritur të marrim përmirësime të prekshme në drejtimin uljes së gazeve të rrjedhura në karter.

Duke vijuar me analizën, në rastet e mëposhtme do të mbajmë gjeomerinë e variantit të katërt por do fusim dy ndryshime. Në variantin e pestë propozojmë që unazës së parë t'ja rrisim tensionin diametral me 5 N, duke ja çuar nga 75 N në 80 N. Në variantin e gjashtë propozojmë që duke u nisur nga këto kushte, të simulojmë punën e motorit por me një reduktim të ashpërsisë së sipërfaqes së cilindrit, duke kaluar nga 0.25  $\mu\text{m}$  në 0.15  $\mu\text{m}$ . Tabelat 8.5 dhe 8.6 ilustrojnë rezultatet numerike në mënyrë të përmbledhur.

Tabela 8.5 Variantii peste, pistonit me 2 unaza

Varianti 5/ rritje tensioni diametral unaza 1	2 Unaza, 2 kanale, volumet e reduktuar	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000581	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$9.97 \cdot 10^{-10}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.000693	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00988	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.179	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	121	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	948	W

Tabela 8.6 varianti i gjashte, pistonit me 2 unaza

Varianti 6/ ulje e ashpersise siperfaqesore te cilindrit	2 Unaza, 2 kanale, volumet e reduktuar	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.00135	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	0	g/cikël
<i>Total</i>	0.001462	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00999	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.179	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	80	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	573	W

Duke rritur tensionin diametral të unazës së parë e ngjeshim me një forcë për njësi sipërfaqje më të madhe ndaj cilindrit, rrjedhimisht ajo vendoset në kushtet e një mbajtje hermetike me të mirë, por gjithashtu rritet fërkimi dhe humbja e fuqisë. Ndonëse me këtë ndryshim arrijmë të përmirësojmë sasinë e vajit të konsumuar për një cikël, nuk konstatojmë ulje të gazeve të rrjedhura. Nga ana tjetër, duke ulur ashpërsinë sipërfaqësore të cilindrit përkeqësohet konsumi i vajit, duke u rritur me një rend, por si kundërpeshë ulen ndjeshëm humbjet nga fërkimet. Ndërkohë nuk vërehen ndryshime në vlerat e gazeve të rrjedhura në krahasim me tre rastet pararendëse.

Meqenëse në propozimet e mësipërme kemi eliminuar unazën e dytë dhe nuk kemi ndërhyrë në sistem që të kompensojmë punën e saj, atëherë në propozimin e radhës do të merret parasysh edhe kjo gjë. Në figurën 8.13 paraqitet varianti për ndryshimin e seksionit të unazës së parë, duke kaluar nga seksioni origjinal i gurëkyçit tek një seksion katërkëndor me trashësi pak më të vogël por me një profil ballor të modifikuar. Tek kjo unazë e re kemi “shkrirë” profilin ballor të unazës së parë me atë të unazës së dytë, e cila nëpërmjet tehut që ka në cepin e poshtëm, ndihmon në



heqjen e vajit të tepërt nga këmisha gjatë korsave të zbritjes. Dimensionet e përgjithshme të kësaj unaze jepen në figurën 8.14. Tensioni diametral i unazës së re është vendosur në vlerën 100 N. Një tjetër ndryshim nga rasti i mëparshëm është diametri i kurorës së parë e cila është zvogëluar, duke u rikthyer në dimensionet e variantit të dytë.

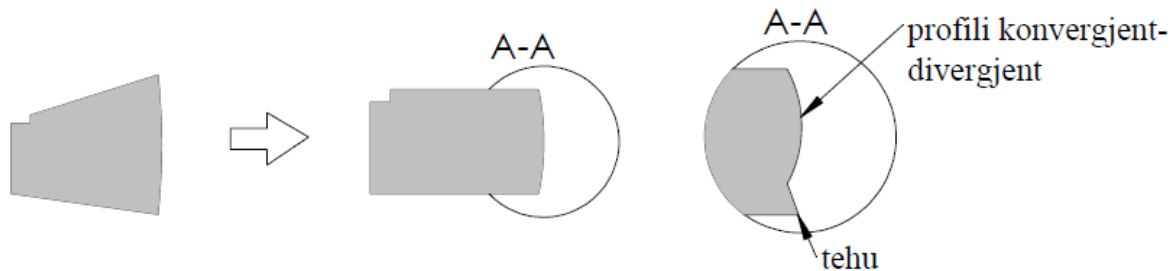


Figura 8.13 Propozimi për një unazë me seksion katerkendor dhe profil ballor të modifikuar, varianti i shtatë.

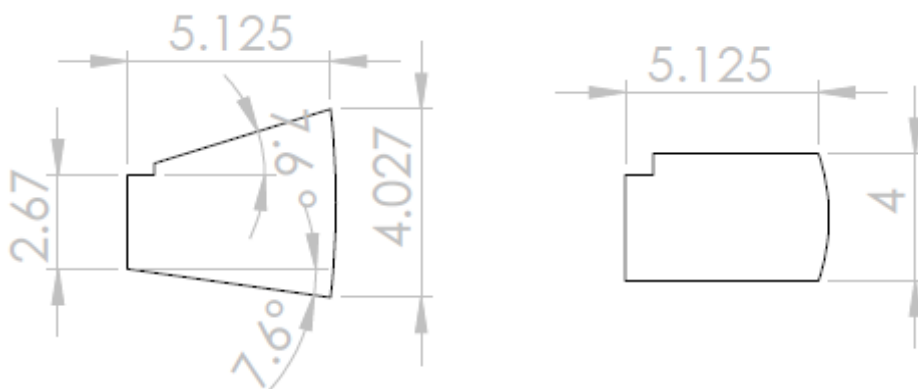


Figura 8.14 Disa nga dimensionet e përgjithshme të seksioneve të unazës së parë.

Rezultatet e këtij propozimi ilustrohen në figurën 8.15, ku konstatohet një pozicionim aksial korrekt i unazës së parë, e cila qëndron ulur gjatë gjithë kohës, si dhe një dinamikë e unazës së vajit e cila ndjek forcën inerciale por paraqet edhe një vibrim aksial gjatë ngritjes së parë. Presionet ndër-unazore janë të përmbajtura në krahasim me rastet e fundit, ndërsa nga grafiku i dinamikës radiale konstatohet se

unaza e parë gjatë gjithë ciklit të punës ka tendencë të shfaqë distancë relativisht të madhe nga kontakti me cilindrin, ndonëse nuk konstatohet një kolaps radial i mirëfilltë.

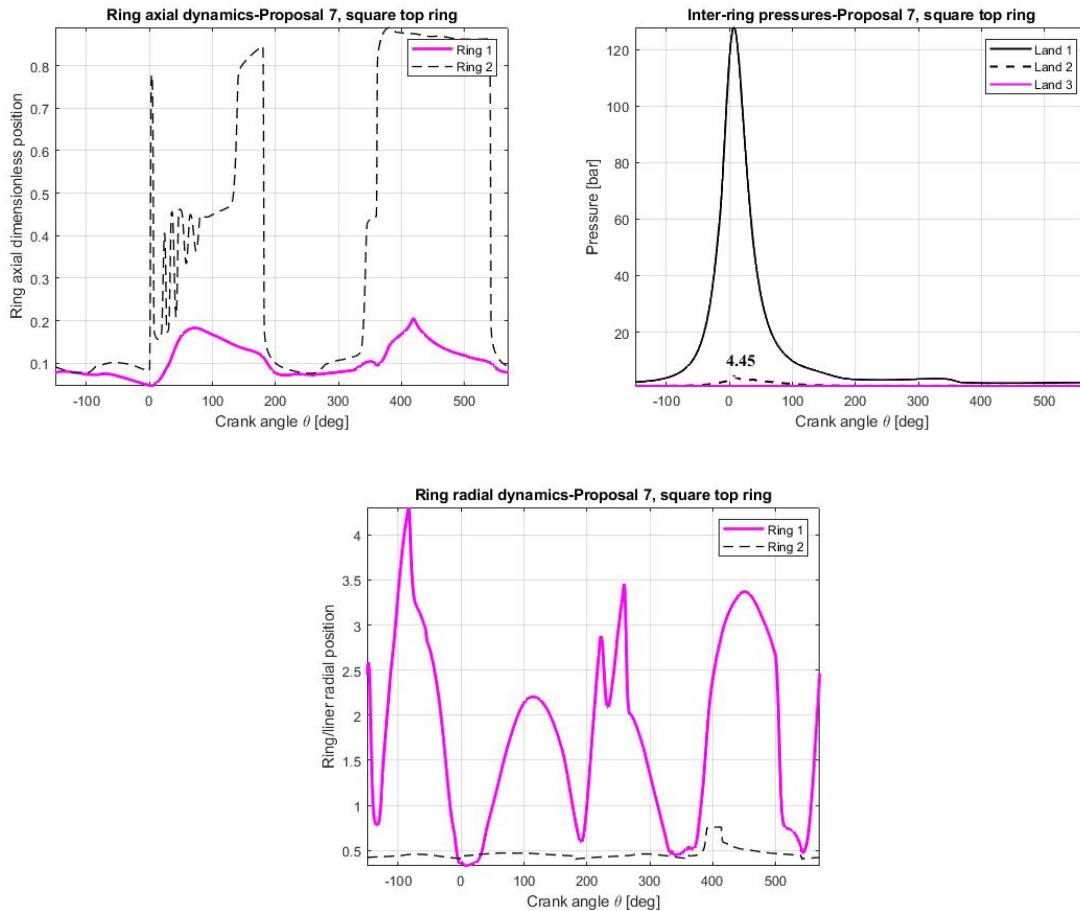


Figura 8.15 Rezultatet e simulimit per variantin 7

Tabela 8.7 ilustron vlerat numerike të këtij rasti simulimi. Duke i krahasuar këto vlera me ato të tabelës 8.5 për shembull, mund të vëmë re se me ndryshimin e seksionit të unazës së parë kemi ulje të fuqisë së humbur nga fërimet, ndonëse e kemi rritur tensionin diametral të unazës. Gjithnjë nga ky krahasim konstatohet një rritje e konsumit të vajit lubrifikues si rrjedhojë e rritjes së komponentes së hedhjes,

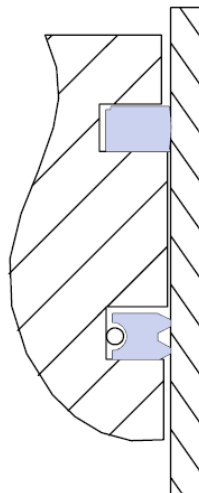
ndërkohë që vlerat e rrjedhjes së gazeve mbeten pothuajse të pandryshuara me ato të rasteve të mëparshme.

Tabela 8.7 Varianti i shtate, pistoni me 2 unaza

Varianti 7	<b>2 Unaza, 2 kanale, unaza 1 me seksion katerkendor</b>	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000781	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	0	g/cikël
<i>Total</i>	0.000893	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>		
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.00984	L/cikël
	0.179	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	98.6	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	843	W

Duke analizuar ecurinë e rezultateve konstatuam se ndryshimi i seksionit të unazës së parë solli ndryshime pozitive në uljen e fuqisë së harxhuar nga unazat, nuk ndryshoi sasinë e gazeve të rrjedhura, por solli rritje të konsumit të vajit lubrifikues në një cikël.

Në vijim do të propozojmë skemën e fundit të pistonit me 2 unaza, tek e cila do mbajmë unazën e parë të modifikuar, por do rikthejmë pistonin në gjatësinë e tij fillestare duke eliminuar kanalën e unazës së dytë, sikurse ilustron në figurën 8.16.



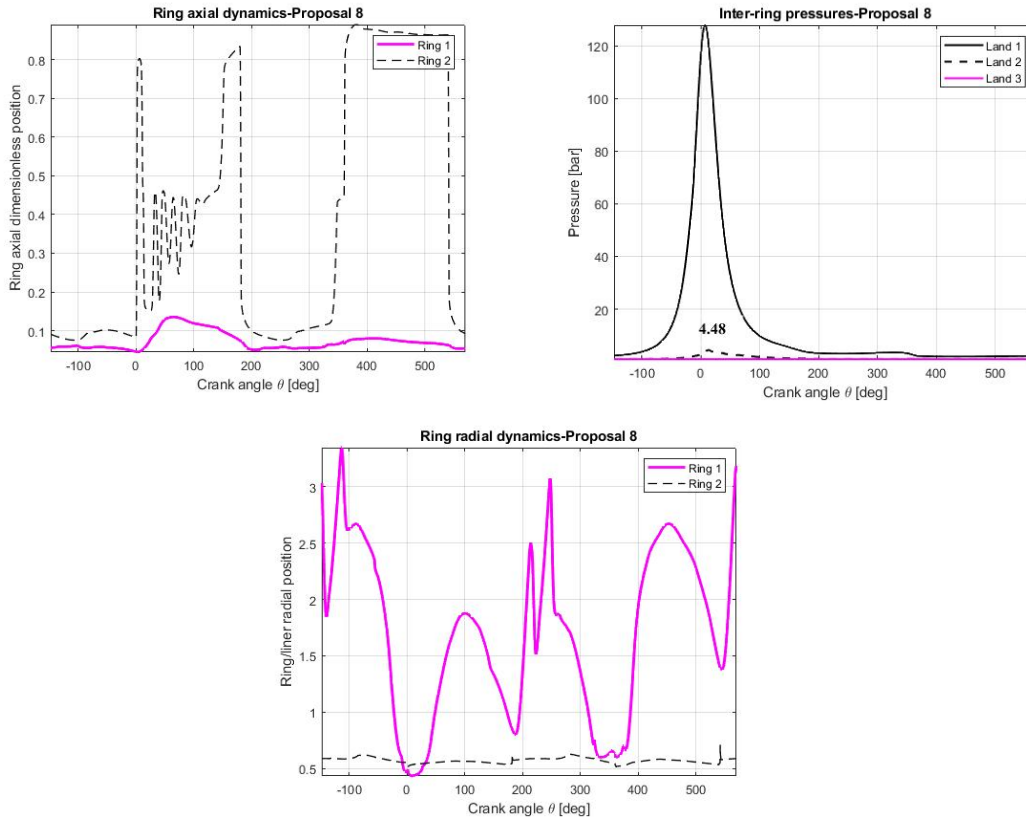


Figura 8.17 Rezultatet e simulimit per variantin 8

Rezultatet e simulimit i kemi paraqitur në figurën 8.17, ku mund të konstatojmë se sjellja e sistemit mbetet e ngjashme me sistemin e mëparshëm, gjithashtu presioni ndër-unazor shfaq një vlerë lehtësisht më të madhe pasi edhe unaza e parë paraqitet më e qëndrueshme në dy drejtimet kryesore të lëvizjes.

Rezultatet numerike të këtij simulimi i kemi përmbledhur në tabelën 8.8. Sikurse duket, modifikimi i propozuar së fundmi ka sjellë një ulje të konsiderueshme të konsumit të vajit lubrifikues dhe një ulje të moderuar edhe të humbjeve mekanike nga fërkimet në krahasim me propozimin e mëparshëm. Por, nga ana tjetër, nëse rritja e volumit ndërmjet dy unazave solli uljen e konsumit të vajit, ajo nuk solli dot uljen e gazeve të rrjedhura.

Tabela 8.8 Propozimi i tetë, pistonit me 2 unaza

Varianti 8	<b>2 Unaza, 2 kanale, unaza 1 me seksion katerkendor</b>	
<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000405	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	0	g/cikël
<i>Total</i>	0.000517	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0103	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.178	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	99.4	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	835	W

### 8.3 Propozimi i dytë : Për një skemë me me 3 unaza me performancë më të mirë se skema origjinale.

Në seksionin e mësipërm u propozuan disa skema të pistonit me 2 unaza dhe u analizuan rezultatet e simulimeve. Nga rezultatet u pa se duke hequr unazën e dytë mund të arriheshin përmirësime të konsiderueshme në reduktimin e konsumit të vajit, si dhe në reduktimin e humbjeve në sajë të fërkimeve. Por nga ana tjetër u konstatua se skemat e ndryshme me dy unaza nuk garantonin dot edhe uljen e gazeve që rrjedhin nëpërmjet labirinteve të unazave.

Rrjedhimisht, me qëllim që të arrijmë të reduktojmë edhe rrjedhjet e gazeve, do të rikthehemi sërish tek skema me tre unaza por duke propozuar një ndryshim nga skema origjinale nga ku jemi nisur. Figura 8.18 ilustron skematikisht këtë propozim. Sikurse mund të shikohet, kemi modifikuar unazën e parë, duke kaluar nga skema origjinale tek një unazë me seksion drejtkëndor por me profilin ballor konvergjent-divergjent dhe pa teh. Kjo unazë ka një tension diametral 100 N, është më e hollë dhe rreth 0.5 gram më e lehtë se unaza origjinale e projektit. Unaza e dytë është një unazë tipike për këtë pozicion, ajo është e ngjashme me unazën origjinale, me tehun

në cepin e poshtëm dhe një tension diametral rreth 5 N më të madh. Gjithashtu tek kjo skemë kemi modifikuar hapësirat piston-cilindër sikurse tregohen në figurë, duke i reduktuar ato në krahasim me projektin original.

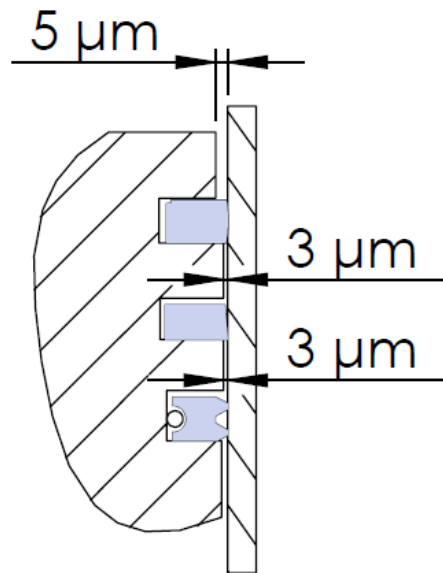


Figura 8.18. Propozimi 2, varianti 1: skemë e modifikuar me 3 unaza

Figurat 8.19 dhe 8.20 na ilustrojnë disa nga rezultatet e simulimeve për këtë rast.

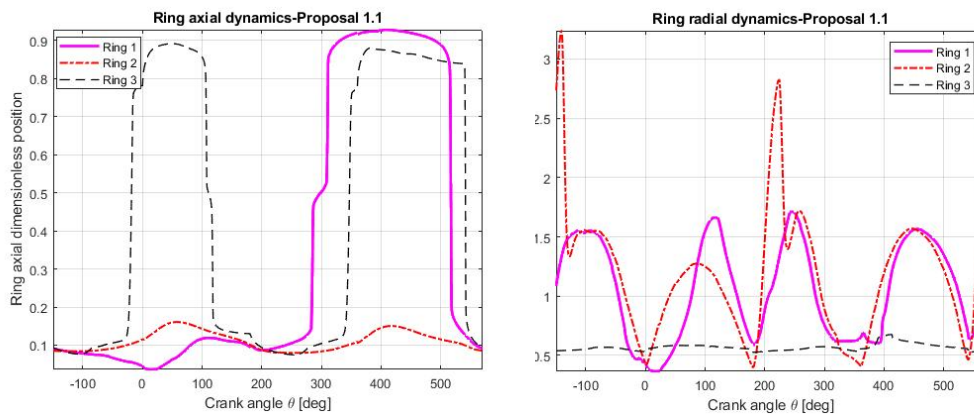


Figura 8.19 Dinamika e levizjes së unazave për propozimin 2-Varianti 1

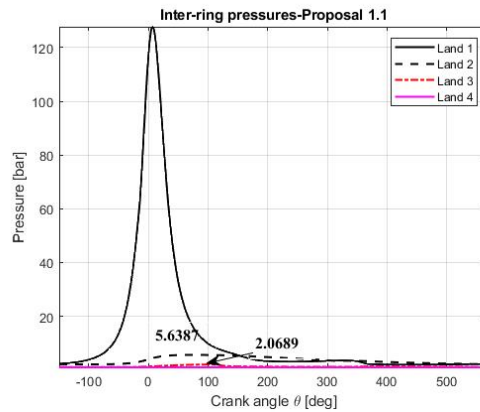


Figura 8.20 Presionet nder-unazore per propozimin 2 – Varianti 1

Duke ju referuar lëvizjeve aksiale, të treguara në grafikun e parë të figurës 8.19 mund të vërejmë se të tria unazat paraqesin kurbat karakteristike të lëvizjeve. Unaza e parë qëndron e ulur gjatë dhe ngrihet vetëm mbas fillimit të kohës së shkarkimit, pasi presioni në kurorën e dytë ka rënë nën vlerën e presionit të dhomës së djegies.

Unaza e dytë nuk lëviz nga pozicioni i saj ndërsa unaza e tretë ndjek ndryshimin e lëvizjes së pistonit dhe forcën inerciale.

Nga pikëpamja e lëvizjes në drejtimin radial, unaza e parë sillet mirë, ndërsa unaza e dytë në dy raste shfaq shenja të largimit nga kontakti me cilindrin por gjithsesi pa pësuar kolaps radial.

Tabela 8.9 Propozimi 2- V 1: pistoni me 3 unaza

Propozimi 2 – Varianti 1

<i>Konsumi i vajit</i>	
<i>Me hedhje</i>	0.000413 g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112 g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	2.37 *10 <sup>-6</sup> g/cikël
<i>Total</i>	0.0005273 g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.0055 L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.183 L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	105 N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	841 W

Tabela 8.9 ilustron rezultatet numerike të marra nga simulimi i sistemit me ndryshimet e propozuara. Nëse e krahasojmë këtë tabelë me tabelën 6.7 të rastit bazë mund të konstatojmë se me ndryshimet e propozuara kemi arritur të reduktojmë me një rend konsumin e vajit lubrifikant, kemi arritur të ulim me afro 16 % sasinë e gazeve të rrjedhura dhe kemi ulur në mënyrë të moderuar edhe forcën e fërkimit dhe fuqinë e humbur nga unazat.

Në këtë rast ne konstatojmë edhe një ulje të fërkimit dhe të fuqisë së humbur ndonëse kemi rritur tensionin diametral të unazave. Ky përmirësim vjen pasi unaza e parë ka një trashësi aksiale më të vogël dhe rrjedhimisht një sipërfaqe kontakti më të vogël se unaza origjinale.

Mund të themi se pritshmëritë për objektivin e parashtruar janë përmbushur. Gjithësesi, ekziston mundësia për një përmirësim të mëtejshëm, për të cilin marrim shkas nga skema e figurës 8.18. Sikure duket tek kjo figurë, përveç unazës së parë kemi ndryshuar edhe disa nga dimensionet e kurorave të pistonit. Konkretisht, ajo që bie në sy është fakti se kurorën e parë e kemi vizatuar rreth 2 mikrometra më të vogël se kurorën e dytë dhe të tretë. Ky modifikim ka qënë i qëllimshëm dhe kishte objektivin që hapësira e kësaj kurore të shfrytëzohej në mënyrë të dobishme. Meqenëse kjo kurorë nuk mund të jetë komplet hermetike, ajo do lejojë gjithsesi kalimin e gazeve, dhe këto gaze do ta mbushin këtë volum sëbashku me kanalën e unazës, duke rritur forcën ngjeshëse që vepron rreth unazës. Figura 8.21 ilustron kete situatë.



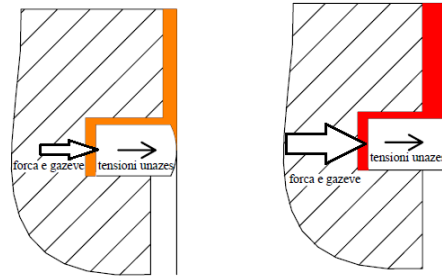


Figura 8.21 Veprimi i gazeve mbas unazes se pare

Nëse kjo forcë ngjeshëse është mjaftueshëm e madhe, ajo e ndihmon unazën të realizojë një mbajtje hermetike më të mirë dhe të kundërshtojë ose të vonojë lëvizjen aksiale dhe kolapsin radial. Pra, kjo sasi gazesh në presion vepron si një sustë nga mbrapa unazës duke rritur performancën mbajtëse të saj.

Për këtë arsye mendojmë se geometria e pistonit dhe unazave mund të shfrytëzohet edhe më mirë, me këtë synim mund të propozojmë një variant të dytë të skemës me tre unaza, i cili paraqitet në figurën 8.22.

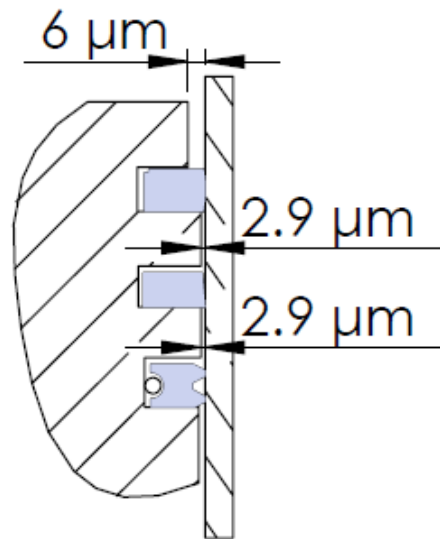


Figura 8.22 Propozimi 2 – Varianti 2: per nje skeme te modifikuar me 3 unaza

Përveç ndryshimeve gjeometrike që ilustruam në figurën 8.22, kemi reduktuar edhe tensionin diametral të unazës së parë duke e çuar në 85 N. Rezultatet e këtij simulimi ilustrohen në figurën 8.23.

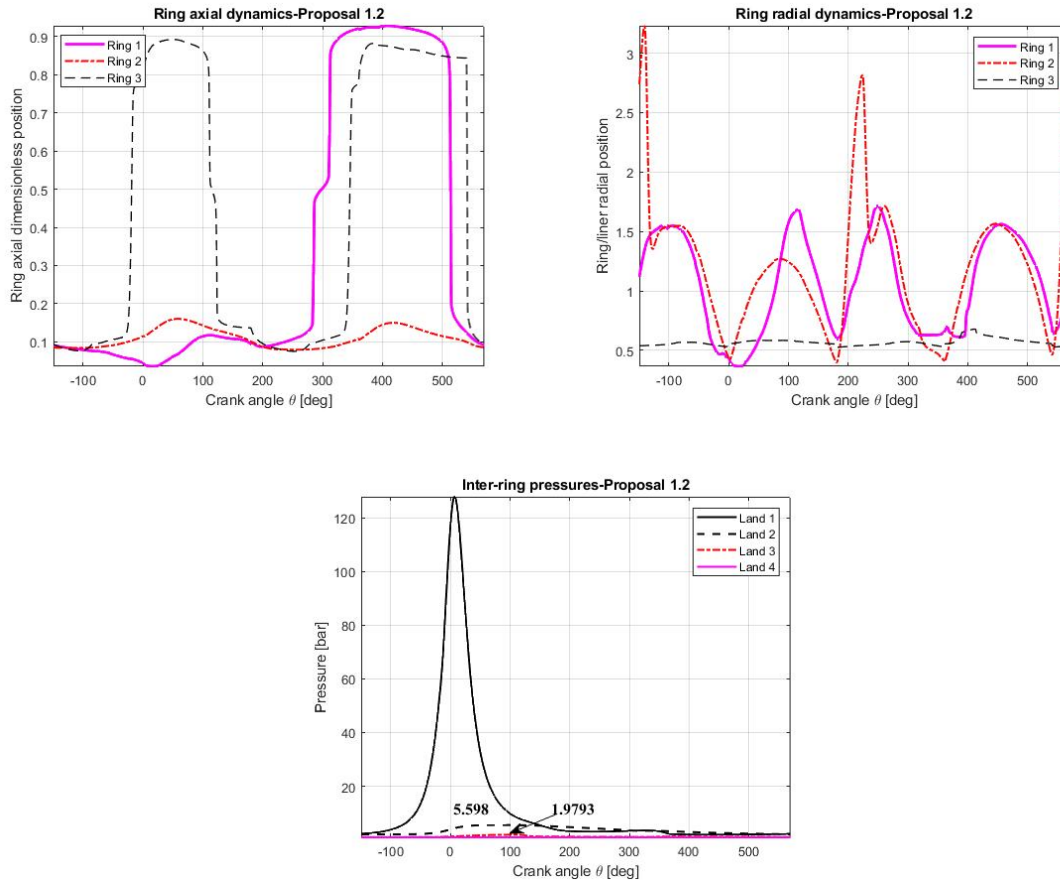


Figura 8.23 Rezultatet per propozimin 2 – V. 2

Duke analizuar grafikët e figurës 8.23 konstatojmë se lëvizja e unazave qoftë në drejtimin aksial qoftë në drejtimin radial nuk ka ndryshuar nga rasti i mëparshëm. Ndryshimi konstatohet tek presionet ndër-unazore ku vihet re një ulje e presioneve qoftë në kurorën e dytë qoftë në kurorën e tretë. Meqenëse volumet e këtyre kurorave kanë pësuar një reduktim të lehtë, pritshmëritë ishin që këto vlera presioni të kishin pësuar gjithashtu një rritje të lehtë, por ato paraqiten me vlerat e kundërta. Kjo do të thotë se sistemi ka reaguar më mirë në krahasim me rastin e mëparshëm.

Në tabelën 8.10 paraqiten vlerat numerike të këtij rasti të simuluar.

Tabela 8.10 Propozimi 2 – V 2 piston me 3 unaza

Propozimi 2- V 2

<i>Konsumi i vajit</i>		
<i>Me hedhje</i>	0.000465	g/cikël
<i>Me avullim</i>	0.000112	g/cikël
<i>Me rrjedhje gazi</i>	$1.48 \cdot 10^{-6}$	g/cikël
<i>Total</i>	0.0005785	g/cikël
<i>Rrjedhje gazi direkte</i>	0.00511	L/cikël
<i>Rrjedhje gazi e anasjelltë</i>	0.183	L/cikël
<i>Fërkimi mesatar</i>	104	N
<i>Fuqia mesatare e humbur</i>	840	W

Nëse krahasojmë rezultatet e tabelës 8.10 me ato të tabelës 8.9 mund të konstatojmë se kemi arritur një përmirësim në reduktimin e gazeve të rrjedhura në karter me 7 %. Kemi arritur gjithashtu të ulim në mënyrë modeste humbjet nga fërkimet, kundrejt një rritjeje të konsumit të vajit me 9.7 %.

Gjithësesi, nëse i krahasojmë rezultatet e tabelës 8.10 me ato të rastit bazë të motorit origjinal, mund të thuhet se objektivi për të pasur një sistem piston-unaza-cilindër më efikas, jo vetëm në hermetizimin e gazeve, por edhe në uljen e konsumit të vajit dhe humbjeve nga fërkimet, është arritur plotësisht.

*PËRFUNDIME DHE VIJIMËSIA NË TË ARDHMEN.*

Ky disertacion analizoi impaktin e disa parametrave në aftësinë mbajtëse të unazave me qëllim uljen e gazeve që rrjedhin nga dhoma në karter, uljen e gazeve të anasjellta si dhe efektin e tyre në humbjet e lidhura me fërkimet.

Parametrat e analizuar përfshinin : dimensionet e çarjeve të unazave, trashësia e unazave, masa e unazave, dimensionet e kurores dhe kanaleve të pistonit, tensioni statik i unazave, regjimi i shpejtësisë dhe ngarkesës së motorit, këndi statik i unazave, rendet e deformimit të cilindrit, levizja dytesore e pistonit, efekti i viskozitetit të vajit lubrifikues, seksioni i unazës së përparme hermetizuese dhe ndryshimi i ashpërsisë sipërfaqësore të cilindrit.

Në bazë të rezultateve të simulimeve, mund të nxjerrim këto përfundime :

- Rritja e çarjeve të unazave sjell rritje të gazeve të rrjedhura. Rritja e vëllimeve ndër-unazore gjithashtu sjell rritje të këtyre gazeve.
- Rritja e tensionit diametral do sillte efekte pozitive nga pikëpamja e uljes së gazeve por efekte negative nga pikëpamja e fërkimeve.
- Rritja e masave të unazave do sillte prishje të ekuilibrit të forcave aksiale si pasojë e rritjes së inercisë. Sasia e gazeve rezulton më e lartë kur unazat janë më të rënda.
- Këndi statik i unazave nuk rezulton të jetë një parametër ndikues në terma të rëndësishëm. Gjithësesi, tek ky rast u përdor shpejtësia nominale 2000 rpm, rrjedhimisht do duhej të shihej sjellja e unazave në shpejtësi më të larta.
- Rezulton se rrjedhjet direkte të gazeve rriten me rritjen e ngarkesës (rritet presioninë dhomën e djegies), dhe ulen me rritjen e shpejtësisë së motorit.
- Deformimi i cilindrit ndikon negativisht në aftësinë mbajtëse të unazave.

- Rendi zero prodhon rezultatin më të dobët ndërsa rendet 1 deri 4 japin rezultate të përafërta me cilindrin e padeformuar.
- Diferenca në sasi të rrjedhjeve, ndërmjet cilindrit të deformuar nominalisht dhe atij të drejtë (të padeformuar) është mbi 50 %.
- Lëvizja dytesore e pistonit, nga pikepamja e pengimit të gazeve luan një rol pozitiv duke ulur sasinë e rrjedhur.
- Vajrat monograde sjellin një rritje me të madhe të rrjedhjes së gazeve krahasuar me vajrat multigrade. Nder të tjera, kjo është një arsye me tëper që motoret automobilistik me djegie të brendshme të përdorin të gjithë vaj multigrade.
- Seksioni katerkendor i unazës duket sikur nuk sjell përmirësime të dukshme në aftësinë mbajtëse të saj kundër rrjedhjes së gazeve. Duhet të kujtojmë se tensioni diametral ishte supozuar i njëjtit me unazën origjinale.
- Ashpërsia e sipërfaqes së cilindrit duket se luan një rol relativisht të përmbajtur në aftësinë mbajtëse të unazave. Nëse përjashtojmë rastin e ashpërsisë 0.1 mikrometer, të gjitha rastet tjera kanë pothuajse të njëjtin vlerë të rrjedhjeve.
- Nga ana tjetër, rritja e ashpërsisë shoqërohet me rritjen e humbjeve mekanike por me reduktimin e theksuar të konsumit të vajit lubrifikues. Pra, mund të thuhet se largimi nga vlera 0.25 mikrometer e rastit bazë mund të mos sjellë dobi të madhe dhe duhet kalibruar me parametra të tjera.
- Propozimi për eliminimi i unazës së dytë, me gjithë ndryshimin e parametrave të tjerë, nuk arriti të sillte ulje të gazeve të rrjedhura nga dhoma drejt karterit, krahasuar me rastin e motorit bazë dhe pistonit me tre unaza.

- Nga ana tjetër, eliminimi i unazës së dytë solli reduktim të konsiderueshëm të konsumit të vajit lubrifikues si dhe ulje të fërkimeve dhe të humbjeve mekanike.
- Propozimi i dytë për ndryshimin e disa karakteristikave gjeometrike dhe mekanike të unazës së parë, dhe modifikimi i diametrave të kurorave solli disa efekte pozitive :
  - Ulje të gazeve të rrjedhura me afro 16 % krahasim me motorin original.
  - Ulje të konsumit të vajit me një rend
  - Ulje të lehtë të humbjeve mekanike.
  - Shfrytëzim optimal i gjeometrisë së pjesëve dhe i presionit të gazeve ndër-unazore.
- Krahasimi i rezultateve të matjeve tek motorit real me rezultatet e simulimeve nga softveri RICARDO, vërtetoi dhe validoi cilësinë e këtij softi.

Në përmbyllje mendojmë se nëpërmjet këtij disertacioni kemi dhënë një përgjigje mjaft shteruese mbi analizën e parametrave më të rëndësishëm që ndikojnë tek aftësia mbajtëse hermetike e unazave, për të penguar rrjedhjen e gazeve në sasi të madhe. Kjo analizë mund të përdoret nga inxhinierët projektues të motorëve me djegie të brendshme për të përmirësuar punën e unazave dhe për të rritur efektshmërinë e tyre. Gjithësesi, analiza ka karakter përgjithësues, dhe mund të gjejë aplikim edhe ndër ekspertët teknik të fushës së motorëve, apo ekspert të fushave tjetra ku përdoret pistoni me unaza, sikurse mund të jenë kompresorët, motorët me dy kohë etj.

*Puna në të ardhmen*

Duke u bazuar në rezultatet e kapitullit 6, dhe sidomos rezultatet interesante dhe pozitive të propozimeve të bëra në kapitullin 8, mund të thuhet se në të ardhmen kjo punë patjetër mund të vijojë:

- Duke realizuar një maket funksional të një motori me piston me dy unaza.
- Duke realizuar disa matje eksperimentale dhe të shtrira në kohë të vlefshmërisë së këtij propozimi.
- Duke analizuar virtualisht dhe fizikisht propozime të seksioneve të tjera të mundshme të unazave.
- Duke shtrirë studimin edhe mbi mundësinë e shfrytëzimit më të madh të unazës së tretë në rolin e saj të mbajtjes së gazeve.
- Duke futur në analizën e parametrave edhe një të tillë shumë të rëndësishëm siç është fenomeni i *konsumit* dhe të normës së tij në kohë.
- Duke e shtrirë analizën edhe në motorët me djegie të brendshme me dy kohë.

*ANEKS 1: Skedarët Matlab për simulimin e motorit dhe llogaritjen e presioneve ndër-unazore dhe rrjedhjen e gazeve.*

Skedarët që ilustrohen në këtë aneks janë shkruar mbi bazën e një modeli të thjeshtë të funksionimit të motorit. Ky program kërkon që të fusim disa vlera karakteristike të dimensioneve të elementeve të dhomës së djegies si dhe ciklin e presionit të zhvilluar në dhomë. Hipotezat bazë mbi të cilat është ngritur modeli janë të shpjeguara tek skedari kryesor (systP\_main). Dy skedarët tjerë kryejnë përkatësisht shkrimin dhe zgjidhjen e sistemit të ekuacioneve diferenciale të presionit (systP), si dhe shkrimin e modelit të rrjedhjes së gazeve(q). Tek ky model nuk janë parashikuar lëvizjet e unazave, ndërsa rrjedhja e gazeve realizohet nëpërmjet çarjeve të unazave. Përpos thjeshtimit, ky model ka një avantazh të madh sepse është konceptuar që të jetë i lehtë nga pikëpamja llogaritëse, dhe të mund të hapet dhe të njehsohet edhe në kompjutera me aftësi parametrash mesatare.

Skedarët janë të plotësuar me vlerat e nevojshme të dimensioneve të kërkuara.

```
% systP_main
```

```
%% Main function to calculate dhe gas flow_By Erjon Selmani
```

```
clc
clear all
close all
```

```
%% This is the main function for the calculation of the inter ring pressures
and inter ring gas flow rates. Initial data are listed as global, in addition
... this function uses two more sub-functions called systP.m and q.m which
were splitted in order to avoid loops inside the same script.
```

```
% Modeling the blowby through the ring end gap, the model makes the following
assumptions :
```

```
% 1) Ring motion is respective grooves is not considered
```

```
% 2) Reversible adiabatic flow between regions
```

```
% 3) Temperature in different regions and crankcase is assumed constant and
calculated through the reversible adiabatic expression...
```

```
...  $PV^\gamma = \text{constant}$  which after arrangement gives  $TP^{(1-\gamma)/\gamma} = \text{constant}$ 
```



% 4) Leaked gas is assumed ideal gas that maintains a constant chemical composition, gas constant R and adiabatic index gamma  
 % 5) All deformations of the ring are considered negligible thus, gas volumes in cavities are considered constants.  
 % 6) The secondary motion of the piston is not considered and the same for the bore disortion  
 % 7) The lubrication between rings and cylinder liner is neglected  
 % A piston with 2 compression rings and 1 oil control ring is assumed

%% Initial Data

global P1 P4 T1 T4 gamma A\_1 A\_2 A\_3 g Rg w V1 V2 L% global function makes the variables visible and accesible to all subfunctions  
 Rg = 288.400; % gas constant [J/kgK]  
 gamma = 1.3; % isentropic index for adiabatic expression  
 L = ((1-gamma)/gamma);  
 g = (gamma-1)/gamma; % for conveniency of computation

% Piston and cylinder Geometrical data

b = 79.7; % cylinder bore, mm  
 bl1 = 79.655; % first land bore, mm  
 bg1 = 71.5; % first groove diameter, mm  
 bl2 = 78.655; % second land bore, mm  
 bg2 = 71.5; % second groove diameter, mm  
 bl3 = 79.255; % third land bore, mm  
 bg3 = 72; % third groove diameter, mm  
 bl4 = 79.515; % fourth land bore, mm.  
 hl1 = 9.05; % first land height, mm  
 hg1 = 1.62; % first groove height,mm  
 hl2 = 6.87; % second land height  
 hg2 = 1.6; % second groove height  
 hl3 = 3.41; % third land height  
 hg3 = 2.02; % third groove height

ch1 = 0.3; % chamfer of the top groove upper diameter, expressed in radial direction  
 ch2 = 0.3; % chamfer of the second groove upper diameter , expressed in radial direction  
 ch3 = 0.3; % chamfer of the third groove in radial direction

% Ring geometrical data

Rh1 = 1.5; % axial height of the top ring in axial direction, mm  
 Rw1 = 3.1; % radial widthof the top ring, mm  
 cg1 = 0.2; % closed gap dimensions of the top ring during operation, mm

Rh2 = 1.5; % axial height of the sec ring in axial direction, mm  
 Rw2 = 3; % radial widthof the sec ring, mm  
 cg2 = 1.4; % closed gap dimensions of the sec ring during operation, mm

Rh3 = 2; % axial height of the top ring in axial direction, mm  
 Rw3 = 2.9; % radial widthof the top ring, mm  
 cg3 = 0.375; % closed gap dimensions of the top ring during operation, mm

```

V1 = pi*((b/2)^2 - (b11/2)^2)*h12 + ((b/2)^2 - (b11/2)^2)*h12;

A_1 = 2*0.651*10^-7;           % areas are calculated from the given data
and then are multiplied by 2 according to the paper SAE 790860 by Furuhamo
A_2 = 2*7.315*10^-7;
A_3 = 2*1.472*10^-7;
n = 2500;                       % rpm of the engine, this data is not
assumed global, omega instead is assumed global
w = n*(pi/30);                 % [rad/s] , 1 [rpm] = pi/30 [rad/s]
V1 = 1.3666*10^-6;            % (m3), calculated cavity volume between
rings 1 and 2, from data ,
V2 = 0.64323*10^-6;           % (m3), calculated cavity volume between
rings 2 and 3 from data ,

t1_ = 650 ;                    %combustion chamber temperature [°], given
data ,
t4_ = 80;                      % crankcase temperature [°], given data ,
t1 = t1_ + 273.15;            % combustion chamber temperature converted
in Kelvin
t4 = t4_ + 273.15;            % crankcase temperature converted in Kelvin

P0 = [4 3]';                  % initial guess values of crevice pressures
in land 2 and land 3 (bar).

thetaspan = [0:1:720];        % creation of a vector of the same length of
theta (crank angle), usual c.a. steps are 1 ° and 0.5 °.
% The length of theta is n and will determine the dimension of the matrixes
pgas=xlsread('C:.....xlsx','Sheet1'); % importing pressure
measured from the comb. chamber
P1_teta=pgas(1:end,2); % read the column related to gas data, P must be
expressed in bar

P1 = [thetaspan; P1_teta'];    % concatenation of theta
angle with pressure P1
P4 = [thetaspan; 1*ones(1,size(thetaspan,2))]; % concatenation of theta
angle with pressure P4 in the crankcase, assumed as 1 bar.

T1 = [thetaspan; t1*ones(1,size(thetaspan,2))]; % Creation of the temperature
vector for the combustion chamber through concatenation with theta
T4 = [thetaspan; t4*ones(1,size(thetaspan,2))]; % Creation of the temperature
vector for the crankcase through concatenation with theta

%% Start of the calculations
opts = odeset('RelTol',1e-9,'AbsTol',1e-11); % set the tolerances
[theta,P] = odel5s(@systP,thetaspan,P0,opts); % solution of the system of
equations
% P is the calculated pressure between rings 1 and 2 and between rings 2 and
3, n*2 matrix
P_S = [P1(2,:); P'; P4(2,:)]; % change the name of the
output vector to avoid loops, dimensions 4*n

```

```
% write an excel file in form of table for the calculated pressures and save
in the current work directory.
```

```
Y = table(['P1';'P2';'P3';'P4'],[P_S]);
writetable(Y,'Calculated_Pressures.xlsx');
```

```
%% Post
```

```
% In this section the calculated pressures and temperatures are used to
calculate the gas flow through the ring gaps.
```

```
PR = P_S'; % nx4 matrix
```

```
T = zeros(size(PR));
```

```
T1_ = interp1(T1(1,:),T1(2,:),theta,'pchip','extrap');
```

```
T4_ = interp1(T4(1,:),T4(2,:),theta,'pchip','extrap');
```

```
T(:,1) = T1_;
```

```
T(:,2) = [T(:,1).*((PR(:,1)./PR(:,2)).^L)];
```

```
T(:,3) = [T(:,2).*((PR(:,2)./PR(:,3)).^L)];
```

```
T(:,4) = T4_;
```

```
% T (n*4) is the temperature in the several inter ring volumes calculated
```

```
% with the pressure values obtained from the solution of the system
```

```
% equations
```

```
%% This part is the same as the function q.m and calculates the mass flow
rate from..
```

```
...each ring gap with the calculated values of inter-ring pressures P.
```

```
A = [A_1*ones(size(PR,1),1) A_2*ones(size(PR,1),1) A_3*ones(size(PR,1),1)];
```

```
for n = 1 : 1 : size(PR,2)-1
```

```
    for k = 1 : size(PR,1)
```

```
        Lc(k,n) = 0.85-0.25.*(PR(k,n+1)./PR(k,n)); % this is the
discharge or flow coefficient of the gas through the ring gap, dimensionless.
```

```
        LsI(k,n) = A(k,n)*Lc(k,n).*PR(k,n).*(2*gamma/Rg*(gamma-
1).*T(k,n)).^0.5; % dimensions of mass flow rate (kg/s)
```

```
        % Lc and LsI are (nx3) matrixes
```

```
        if PR(k,n+1)./PR(k,n) > 0.546
```

```
            W(k,n) =sign(1-
(PR(k,n+1)/PR(k,n))^g)*LsI(k,n)*((PR(k,n+1)/PR(k,n))^(1/gamma))*abs(1-
(PR(k,n+1)/PR(k,n))^g).^0.5; % effective mass flow rate
```

```
        else % if (P(i+1)/P(i))<=0.546;
```

```
            W(k,n) = LsI(k,n)*0.546^(1/gamma)*(1-0.546^g)^0.5;
```

```
            % W is the effective mass that flows through the gap of each ring
and is governed by the pressure differential of volumes behind and below
```

```
            end
```

```
        end
```

```
    end
```

```
U=[W(:,1)-W(:,2) W(:,2)-W(:,3)]; % the difference of the mass flowed in each
inter ring volume, is the mass that remains trapped in the crevice
```

```

%% plot of the results

figure(1)
set(gcf,'Color',[1 1 1]);
set(gcf,'Name','ODE simulation');
plot(theta,P_S(1,:), '-.b', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'P1')

hold on

plot(theta,P_S(2,:), '-r', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'P2');
plot(theta,P_S(3,:), ':k', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'P3');
plot(theta,P_S(4,:), '--m', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'P4');
xlabel('Theta [deg]');
ylabel('Pressure [bar]');
grid on;
hold off;
legend('show');

figure (2)
plot(theta,W(:,1), '-r', 'Displayname', 'Gas flow from gap 1');
hold on
plot(theta,W(:,2), ':b', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'Gas flow from gap 2');
plot(theta,W(:,3), ':m', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'Gas flow from gap 3 (blow
by)');
xlabel('Theta [deg]');
ylabel('Gas flow [kg/s]');
grid on;
legend('show')

figure (3)
plot(theta,U(:,1), '-r', 'Displayname', 'Gas trapped in land 2');
hold on
plot(theta,U(:,2), ':b', 'Linewidth', 2, 'Displayname', 'Gas trapped in land 3');
xlabel('Theta [deg]');
ylabel('Gas flow [kg/s]');
grid on;
legend('show')

figure(4)
plot(theta,T(:,1), '-r', 'Displayname', 'temperature in land 1');
hold on
plot(theta,T(:,2), ':k', 'Displayname', 'temperature in land 2');
plot(theta,T(:,3), '-c', 'Displayname', 'temperature in land 3');
plot(theta,T(:,4), '--g', 'Displayname', 'temperature in land 4');
grid on;
legend('show')

```

## %syst\_P

```

function dP=systP(theta,P)
% This sub function writes the equation of the derivative of the pressure
% with respect to theta that are integrated in the main, and uses some of
% the global input data of the main.
global P1 P4 T1 T4 Rg w V1 V2 L

% The differential equation of the system, obtained from the derivative of
% ideal gas expression is of the form :  $dp_i/d\theta = (\gamma/180) \cdot (RgT_i/V_i) \cdot (Q(i-1) - Q(i))$ 
%  $c(i) = \gamma Rg / 180 V_i$ 
c1 = pi*Rg/(180*w*V1);
c2 = pi*Rg/(180*w*V2);
P1_ = interp1(P1(1,:),P1(2,:),theta,'pchip','extrap'); % interpolation of
comb. chamber pressure values vector with theta vector in order to make the
of ugal length
P4_ = interp1(P4(1,:),P4(2,:),theta,'pchip','extrap'); % interpolation of
comb. chamber pressure values vector with theta vector in order to make the
of ugal length

P_ = [P1_ ; P ; P4_]; % P is the calculated value from the diff equation of P2
and P3 in the main. For the first step
% its values are the initial one P2_0 and P3_0 provided by the vector P0 =
[P2_0 P3_0]';

P = P_'; % is a (nx4) matrix and is used as input by the q.m subfunction

%%
%  $TP^{((1-\gamma)/\gamma)} = \text{constant}$ 
%  $T1P1^{((1-\gamma)/\gamma)} = T2P2^{((1-\gamma)/\gamma)}$ 
T = zeros(size(P)); % Allocation of the temperature matrix of dimensions nx4
T1_ = interp1(T1(1,:),T1(2,:),theta,'pchip','extrap');
T4_ = interp1(T4(1,:),T4(2,:),theta,'pchip','extrap');
T(:,1) = T1_;
T(:,2) = [T(:,1).*((P(:,1)./P(:,2)).^L)];
T(:,3) = [T(:,2).*((P(:,2)./P(:,3)).^L)];
T(:,4) = T4_;

disp(num2str(theta)); % displays the solution for every step of theta in the
command window

Q=q(T,P); % recall to subfunction q.m (nx3) matrix, this function calculates
the mass flow rate from each ring gap Q(i)

% Final part, the equations of pressure derivative are written as stated
% previously, these will be the input to the main for being solved.
dP = [c1*T(:,2).*(Q(:,1)-Q(:,2)) c2*T(:,3).*(Q(:,2)-Q(:,3))];
dP = dP'; % To the main

```

```

% q

function Q = q(T,P)
global gamma A_1 A_2 A_3 Rg g

% Function q calculates the mass flow rate from each ring gap employing
% for loops, the oputput is Q(i) that is used by the function systP as
% input

% values of T and P are those calculated from function systP

A = [A_1*ones(size(P,1),1) A_2*ones(size(P,1),1) A_3*ones(size(P,1),1)]; %
create the matrix of the gap for gaps 1, 2, 3.
for n = 1 : 1 : size(P,2)-1 % P is the output vector of the pressures
between the rings and has dimensions n*4
    for k = 1 : size(P,1)
        Kc(k,n) = 0.85-0.25.*(P(k,n+1)./P(k,n)); % 1440*3 matrix, Kc is the
flow coefficient of gas and is function of the pressure differential between
volumes
        Psi(k,n) = A(k,n).*Kc(k,n).*P(k,n).*((2*gamma./(Rg*(gamma-
1).*T(k,n))).^0.5); % dimensions of mass flow rate (kg/sec), 1440*3
        if P(k,n+1)./P(k,n) > 0.546
            Q(k,n) =sign(1-
(P(k,n+1)/P(k,n)).^g)*Psi(k,n)*((P(k,n+1)/P(k,n))^(1/gamma))*abs((1-
(P(k,n+1)/P(k,n))^g).^0.5); % effective mass flow rate
        else
            Q(k,n) = Psi(k,n)*(0.546^(1/gamma))*((1-0.546^g)^0.5);
        end
    end
end
end

```

*ANEKS 2: Skedaret Matlab për llogaritjen e presioneve dhe rrjedhjes së gazeve duke përfshirë levizjen e unazave.*

Keto skedare janë me të ngarkuar nga pikepamja operationale pasi me implementimin e levizjes së unazave, rritet numri i ekuacioneve dhe nderlikohet nderveprimi i skedareve. Rrjedhimisht, për keto skedare kerkohen me shume të dhena si dhe një kompjuter me aftësi të mira parametrike për të kryer llogaritje.

```

%%+
function Dm =Dynamic_model(theta,P,h,dh)

global Lr_1 Lr_2 dr_1 dr_2 At_1 At_2 wr_1 wr_2 mr_1 mr_2 Ar_1 Ar_2 Tg_1 Tg_2
h0_1 h0_2 m_r w_r Th_r A_r d_r L_r Tg_1 Tg_2 h_0 V_p a_p hs Tl Tl_inv

y_liner = [Tl Tl_inv Tl Tl_inv];

```

```

x1 = 0:(length(theta)-1)/(length(y_liner)-1):(length(theta)-1); % theta must
be expressed as 0:720, if it expressed otherwise, the interpolation will be
wrong
T_liner=pchip(1,y_liner,theta); %interpolation of the liner temperatures for
each crank angle theta
Lr =[Lr_1 Lr_2];
dr=[dr_1 dr_2];
At =[At_1 At_2];
wr =[wr_1 wr_2];
mr=[mr_1 mr_2];
Ar =[Ar_1 Ar_2];
Tg=[Tg_1 Tg_2];
h0 =[h0_1 h0_2];

mu_oil_liner = exp((1036./(T_liner - 178)) - 9.84); % oil dynamic viscosity
calculated at the liner (Ns/m^2)

Pp = P([1:end],[1 3 5]); % Pressures of the first, second and third land
Pfs = P([1:end],[2 4]); % pressures of the first and second groove
%Fp = zeros(
for k = 1:1:size(P,1)
    for m = 1:2
        Fp(k,m) = Ar(m).*( (Pp(k,m) - Pp(k,m+1))/2); % component of
force acting on the rings due to pressure distribution
        f(k,m) = 4.8*(mu_oil_liner.*(V_p(k)./(Pfs(k,m).*At(m))))^0.5; %
friction coefficient calculation on the ring-liner interface contact
        Ff(k,m) = -(Pfs(k,m).*(pi*dr(m).*At(m)).*f(k,m)); % friction force on
the ring face
        Fi(k,m) = -mr(m).* a_p(k)'; % inertia force
on the ring due to piston acceleration

        H1_2 = h0_1 - y(:,1); % calculaton of the instantaneous axial
clearance of the upper sides between ring and grooves.
        H2_3 = h0_2 - y(:,2); % y(1) and y(2) are the position of the
rings in the respective grooves, obtained by the solution of equations
        Fs = zeros(length(P),2);
        mu_oil_groove(m) = exp((1036/(Tg(m) - 178)) - 9.84); % oil dynamic
viscosity calculated at the groove sides (Ns/m^2)
        % in the following loop the oil squeeze effect between ring side and
% groove sides is calculated, this force acts against the other
% three forces.
    end
    for l = 1
        if H1_2(k) == h0_1
            Fs(k,l) = -
(3/2)*mu_oil_groove(1).*Lr(1).*dy(k,1).*(wr(1)/hs);
        else if H1_2(k) <= 0
            Fs(k,l) =
(3/2)*mu_oil_groove(1).*Lr(1).*dy(k,1).*(wr(1)/hs);
        else
            Fs(k,l) = 0
        end
    end
end
end
for l = 2
    if H2_3(k) == h0_1

```

```

                Fs(k,1) = -
(3/2)*mu_oil_groove(1).*Lr(1).*dy(k,1).*(wr(1)/hs);
            else if H2_3(k) <= 0
                Fs(k,1) = (3/2)*mu_oil_groove(1).*Lr(1).*dy(k,1).*(wr(1)/hs);
            else
                Fs(k,1) = 0
            end
        end
    end
end
end
end
%%
function Qg = gap_flow(T,P)

global gamma Ag_1 Ag_2 Ag_3 Rg g

% Function q calculates the mass flow rate from each ring gap,
% the output is Qg(i,j) and is input to the function systP

% values of T and P are those calculated from function SystP_main solving
% the system of differential equations

%A = zeros(size(P,1),size(P,2)-3);
%A = [Ag_1*ones(size(P,1),1) Ag_2*ones(size(P,1),1) Ag_3*ones(size(P,1),1)];
% creates the matrix for gaps 1, 2, 3, (nx3)
% P and T has dimensions (nx6) P = [P1 P2 P3 P4 P5 P6], T = [T1 T2 T3 T4 T5
T6]
% In this sub function we need only the values in the piston lands and
% not those in the ring grooves i.e. index 2 and 4, thus we must create new
% matrixe by extracting only the wanted values.
A = [Ag_1 Ag_2 Ag_3];
B = P;
C = T;
% B = P(:,[1,3,5,6]); %representative of the land pressures
% C= T(:,[1,3,5,6]); %representative of the land temperatures

for m = 1 : 1 : size(B,2)-1 % B has dimensions nx4
    for k = 1 : size(B,1)

        Kc(k,m) = 0.85-0.25.*(B(k,m+1)./B(k,m)); % nx3 matrix, Kc is the flow
        coefficient of gas and is function of the pressure difference between volumes
        psi(k,m) = A(m).*Kc(k,m).*B(k,m).*sqrt((2*gamma./(Rg*(gamma-
        1).*C(k,m)))) % dimensions of mass flow rate (kg/sec), nx3
        if B(k,m+1)./B(k,m) > 0.546
            Qg(k,m) =sign(1-
            (B(k,m+1)/B(k,m)).^g)*psi(k,m)*((B(k,m+1)/B(k,m))^(1/gamma))*abs((1-
            (B(k,m+1)/B(k,m))^g).^0.5); % effective mass flow rate
        else
            Qg(k,m) = psi(k,m)*(0.546^(1/gamma))*((1-0.546^g)^0.5);
        end
    end
end
end
Qg

```



```

%%
function Qs = side_flow(P,h)
% Subfunction Qs calculates the mass flow rate from each ring-groove side
clearance,
% the oputput is Qs(i,j) and is input to the function systP
% values of T and P are those calculated from function SystP_main solving
% the system of differential equations and has dimensions nx6.
% h is the height of the ring-groove clearance for compression rings
% obtained by the solution of the Dyn_main and has dimensions nx2

    global Rg wr_1 wr_2 Lr_1 Lr_2 h0_1 h0_2 Tg_1 Tg_2
L = [Lr_1 Lr_1 Lr_2 Lr_2]; % vector of the circumferential lengths of the
rings 1 and 2 (1x4)
w = [wr_1 wr_1 wr_2 wr_2]; % vector of the radial widths of the rings 1 and 2
(1x4)
% are the values of the upper side clearance of each ring when
% seated on lower flank, i.e. during engine shut down
%%some data for attempt
% T = rand(100,6);
% P = rand(100,6);
% h = rand(100,2);
% L =
% w =
% H1=
% H2=
% H =
% z_h = Z([1:end],[5 7]); % extract from the Z vector only the
components related to heights of rings obtained fro solution
% z_p = Z([1:end],[5 7]);
H1_2 = h0_1 - h(1:end,1); % Height of the upper channel of top ring
(nx1)
H2_3 = h0_2 - h(1:end,2); % height of the upper channel of the second
ring (nx1)
H = [H1_2 h(1:end,1) H2_3 h(1:end,2)]; % matrix of the instantaneous heights
of the compression rings (nx4)
As = L.*H; % area perpendicular to the gas flow in the channel (nx4)

Tg = [Tg_1 Tg_1 Tg_2 Tg_2]; % vector of the groove wall temperatures 1 and
2
mu_gas= (3.3*10^-7)*(Tg.^0.7); % gas dynamic viscosity evaluated at the
temperature wall of the grooves (Ns/m^2)
for k = 1:1:size(P,1) % P is the matrix of calculated pressures (nx6)
    for e = 1:1:4
        %T_s(k,e) = (T(k,e)+T(k,e+1))/2; % T is the matrix of calculated
temperatures (nx6)
        % mu_gas(k,e)= (3.3*10^-7).*(Tg(k,e)^0.7); % gas density in the side
channel kg/ms
        Qs(k,e) = (As(k,e).*(H(k,e)^2).*(P(k,e)^2 +
P(k,e+1)^2))/(Rg*24*Tg(e).*w(e).*mu_gas(e)); % gas flow in the channel
between rings and grooves kg/s
    end
end

```

```

    end
end

%%

clc
clear all
close all

global teta
%
% pgas=xlsread('C:\Users\d026193\Documents\MATLAB\Revise\Ciclo di
pressione_GM_2000.xlsx','Sheet1'); % importing pressure measured from the
comb. chamber
% P1_teta=pgas(1:end,2); % read the column related to gas data, P must be
expressed in bar
%
% P1 = [teta; P1_teta']; % concatenation of theta angle
with pressure P1
% P6 = [teta; 1*ones(1,size(teta,2))]; % concatenation of theta angle with
pressure P4 in the crankcase, assumed as 1 bar.
%
% T1 = [teta; t1*ones(1,size(teta,2))]; % Creation of the temperature vector
for the combustion chamber through concatenation with theta
% T6 = [teta; t6*ones(1,size(teta,2))]; % Creation of the temperature vector
for the crankcase through concatenation with theta
Y0 = [0.1 0.1]';
Ydot = [0 0]';
%% Start of the calculations
opts = odeset('RelTol',1e-9,'AbsTol',1e-11); % set the tolerances
[theta,Y] = ode15s(@Dynamic_model,teta,Y0,Ydot,opts); % solution of the
system of equations
% P is the calculated pressure between rings 1 and 2 and between rings 2 and
3, n*2 matrix
%P_S = [P1(2,:); P'; P6(2,:)]; % change the name of the
output vector to avoid loops, dimensions 6*n

%%

function Q = gap_flow(T,P)
global gamma A Rg g

for n = 1 : 1 : size(P,2)-1
    for k = 1 : size(P,1)
        CD(k,n) = 0.85-0.25.*(P(k,n+1)./P(k,n)).^2;

        PsI(k,n) = A*Kc(k,n).*P(k,n).*(2*gamma/Rg*(gamma-1).*T(k,n)).^0.5; %
dimensions of mass flow rate (kg/sec)
        % Kc and PsI are (1441x3) matrixes
    end
end

```

```

        if P(k,n+1)./P(k,n) > 0.546

            Q(k,n) =sign(1-
(P(k,n+1)/P(k,n))^g)*PsI(k,n)*((P(k,n+1)/P(k,n))^(1/gamma))*abs(1-
(P(k,n+1)/P(k,n))^g).^0.5; % effective mass flow rate
            %Q(k,n) =sign(1-
(P(k,n+1)/P(k,n))^g)*PsI(k,n)*((P(k,n+1)/P(k,n))^(1/gamma))*abs(1-
(P(k,n+1)/P(k,n))^g).^0.5;
            else
                % (P(i+1)/P(i))<=0.546;
                Q(k,n) = PsI(k,n)*0.546^(1/gamma)*(1-0.546^g)^0.5;
            end

        end

    end
end

```

### *ANEKS 3: Skedari Matlab për llogaritjen e spostimit, shpejtesise dhe nxitimit te pistonit.*

```

%-----
% Kinematic model
% piston velocity and acceleration
% 2000 rpm
%-----

% Kinematic data

r=40.05; % Crank radius [mm]
l=135; % Connecting rod length [mm]
z_o1=0; % Crank offset [mm]
z_o2=0.5; % Pin offset [mm]
z_o=z_o1+z_o2; % Total offset [mm]
A =r/l; % Elongation ratio
B = 1/A;
n=2000; % Crankshaft velocity [rpm]
w=n*pi/30; % Transformation crankshaft velocity from
[rpm] to [rps]
delta=z_o/l; % Offset parameter
tetaang=(0:1:720); % angular position of the crank angle
tetarad=pi/180*tetaang; % convert angluar velocitz to
radians/sec

%Units conversion

r=r/1000; % Crank radius [m]

```

```

l=1/1000; % Connecting rod length [m]
z_o1=z_o1/1000; % Crank offset [m]
z_o2=z_o2/1000; % Pin offset [m]
z_o=z_o1+z_o2; % Total offset [m]
% Piston displacement
position=r*((1 + 1/A).*sqrt(1 -(delta/(1+A)).^2) - (1/A).*sqrt(1-
(A.*sin(tetarad)-delta).^2) - cos(tetarad));

%Real speed with offset
speedoff=(r)*w*[sin(tetarad)+((A*sin(tetarad)-delta).*cos(tetarad))/sqrt(1-
(A*sin(tetarad)-delta).^2)];

% piston speed with the german formula

pist_vel = -r*w*(sin(tetarad) + (cos(tetarad).*(A*sin(tetarad) +
z_o2))/sqrt(1 - (A*sin(tetarad) + z_o2).^2)); % piston velocity [m/s]
%First and second order approximated acceleration
accl=w^2*(r)*cos(tetarad);

acc2=w^2*(r)*A*cos(2*tetarad);

%Real acceleration with offset
accoff=w^2*(r)*[cos(tetarad)+...
((A*cos(tetarad).^2-sin(tetarad).*(A*sin(tetarad)-delta))/(sqrt(1-
(A*sin(tetarad)-delta).^2)))+...
(A*cos(tetarad).^2.*(A*sin(tetarad)-delta).^2)/(sqrt(1-(A*sin(tetarad)-
delta).^2).^3)];
%%
% using the function diff() of matlab to perform the derivative, in
% particular the cental difference method is used.
% dy = diff(pist_vel);
% dx = diff(tetarad);
% pist_acc = dy./dx;
% diff(pist_vel, tetarad);
% pist_acc = diff(pist_vel, tetarad);

%kinematic plots

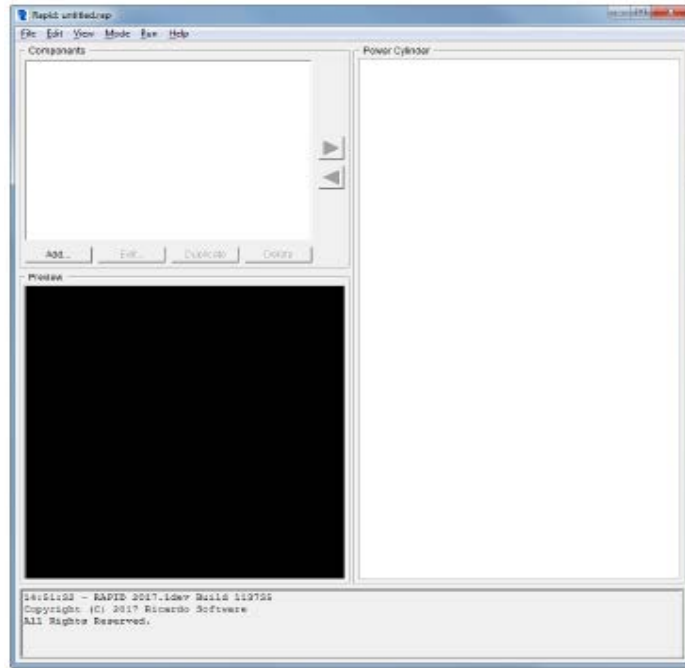
figure(1)
plot(tetaang,position,'b');
grid on
axis tight
%axis([0 720 -20 20])
whitebg(figure(1),'w');
xlabel('Crank angle [deg]');
ylabel('Piston position [m]');
legend('displacement');

```

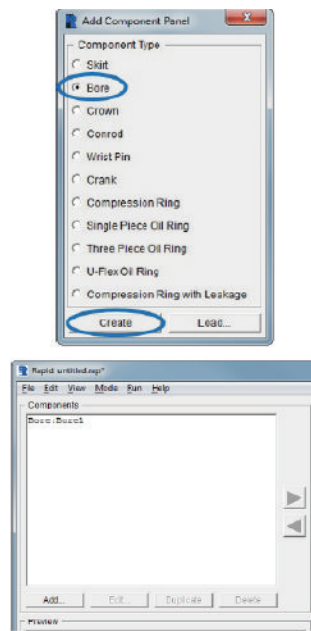
```
figure(2)
plot(tetaang,speedoff,'b');
grid on
axis tight
axis([0 720 -20 20])
whitebg(figure(1),'w');
xlabel('Crank angle [deg]')
ylabel('Piston velocity [m/s]');
legend('Offset layout');

figure(3)
plot(tetaang,pist_vel,'m');
grid on
axis tight
axis([0 720 -20 20])
whitebg(figure(2),'w');
xlabel('Crank angle [deg]')
ylabel('Piston velocity [m/s]');
legend('German Model');
%
%
figure(4)
plot(tetaang,-accoff,'k');
grid on
axis tight
axis([0 720 -15000 15000])
whitebg(figure(1),'w');
xlabel('Crank angle [deg]')
ylabel('Piston velocity [m/s]');
legend('Offset layout');
```

*ANEKS 4: Prezantimi i nderfaqes se softwerit RINGPACK dhe PISDYN Ricardo.  
Te dhenat per ndertimini e modeleve.*



*Figura A.1 Faqja kryesore e softwerit RICARDO*



*Figura A.2 Paneli i punes dhe lista e komponenteve*

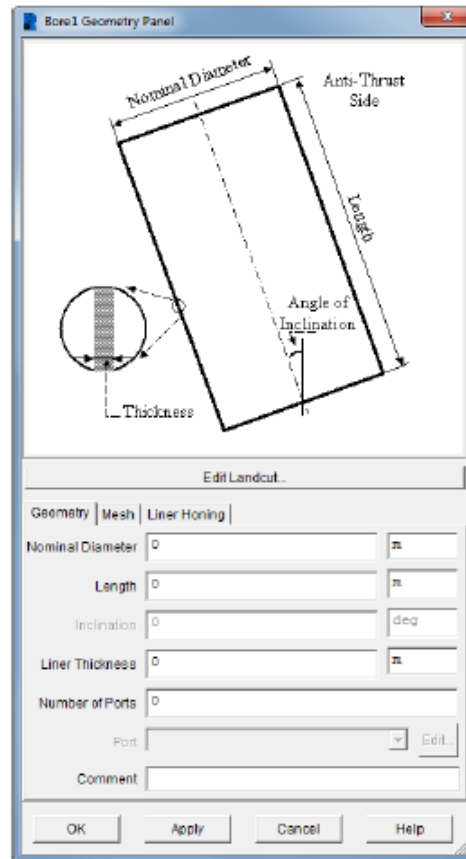


Figura A.3 Paneli i punes se cilindrit

*Diametri i cilindrit 125 mm,*

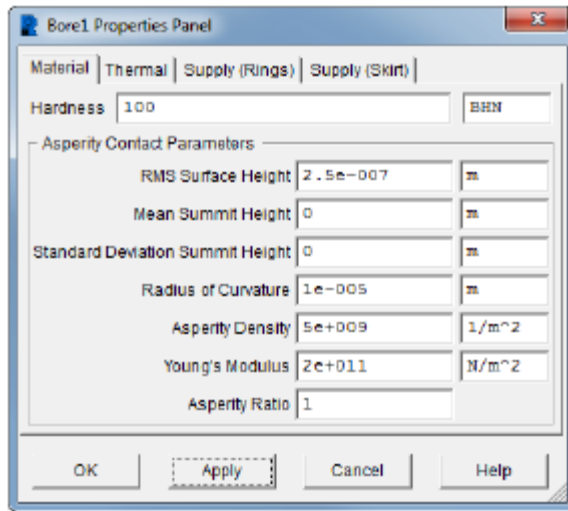


Figura A.4 Futja e te dhenave per cilindrin

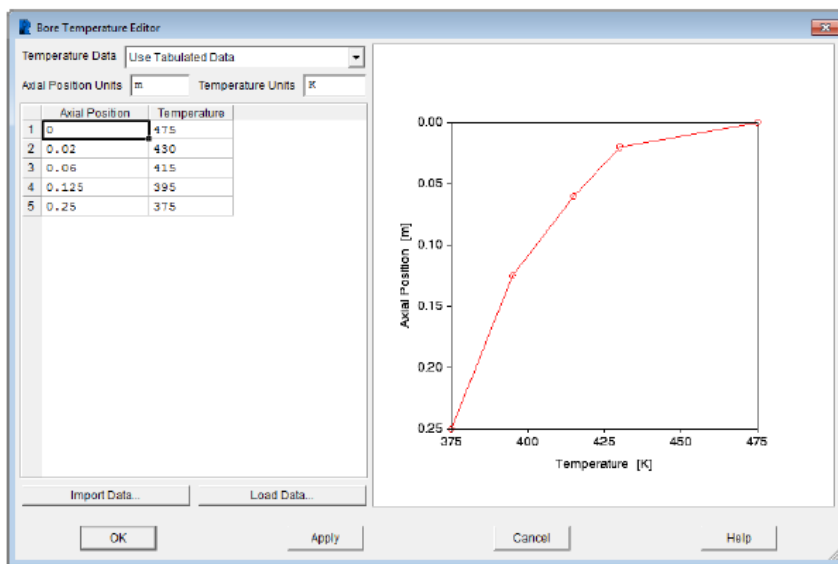


Figura A.4 Dhenja e temperatures se cilindrit



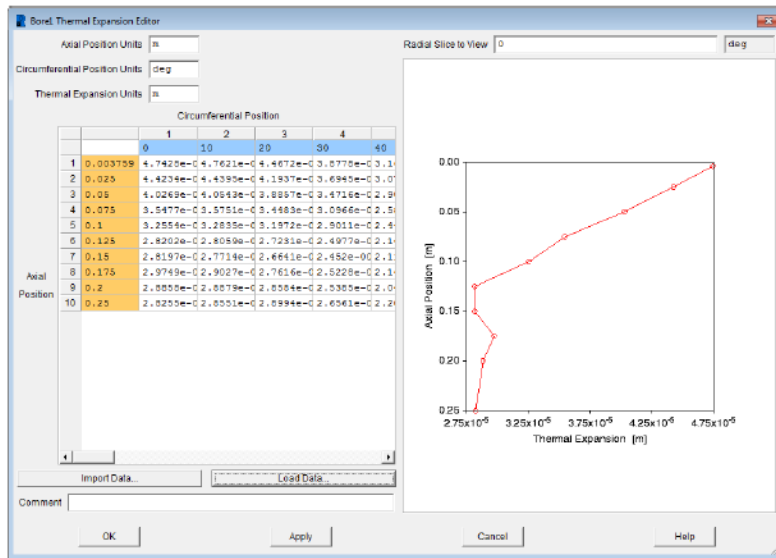


Figura A.5 Dhenja e deformimit te cilindrit

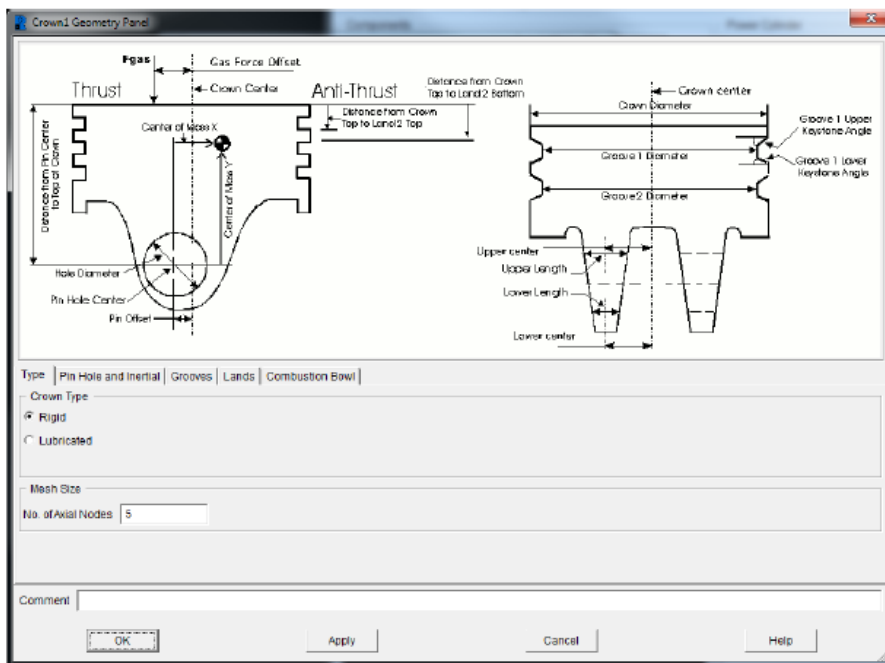


Figura A.6 Paneli i pistonit

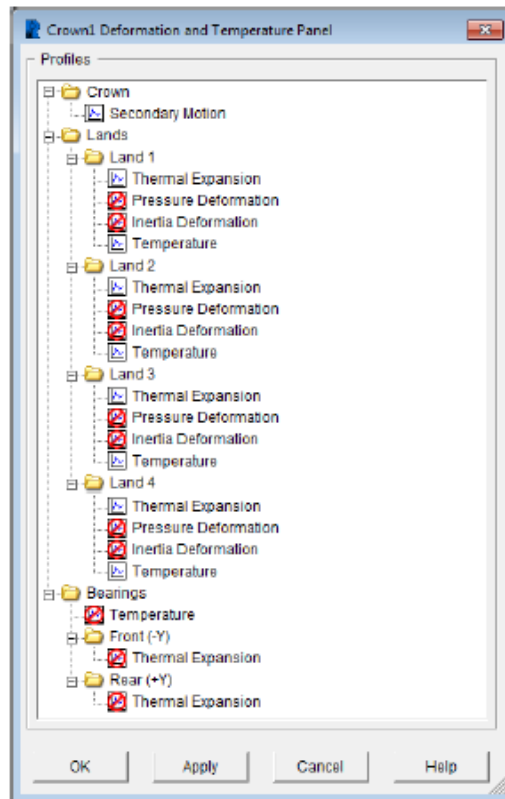


Figura A.7 Paneli i temperaturave, deformimeve dhe levizjes dytesore te pistonit.

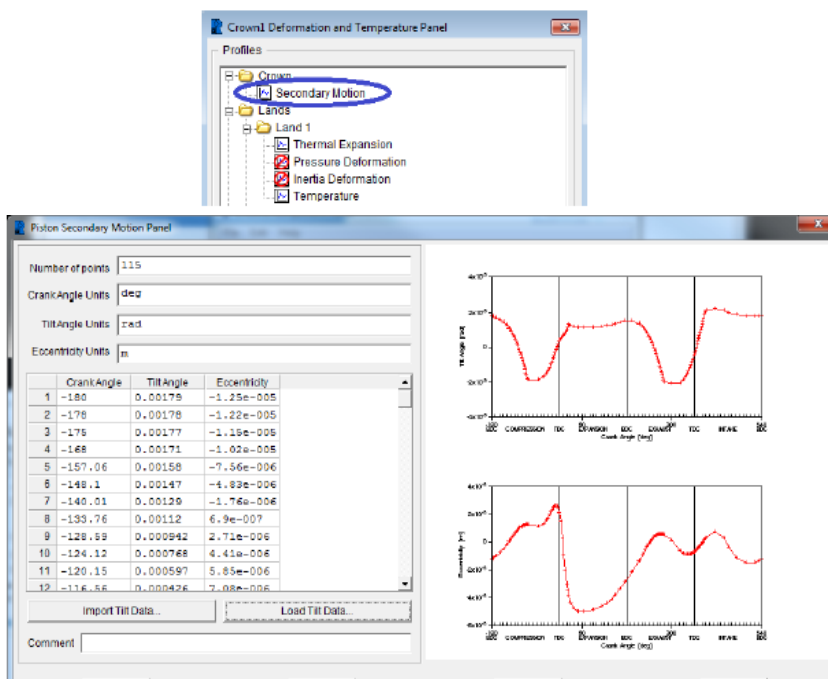


Figura A.8 Dhenja e levizjes dytesore te pistonit

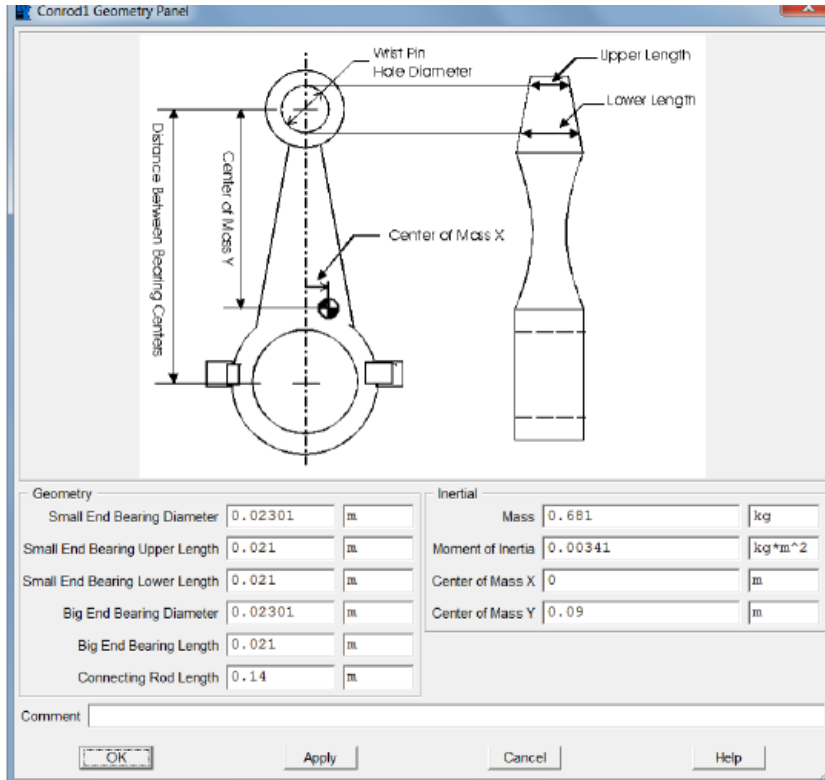


Figura A.9 Paneli i bjelles

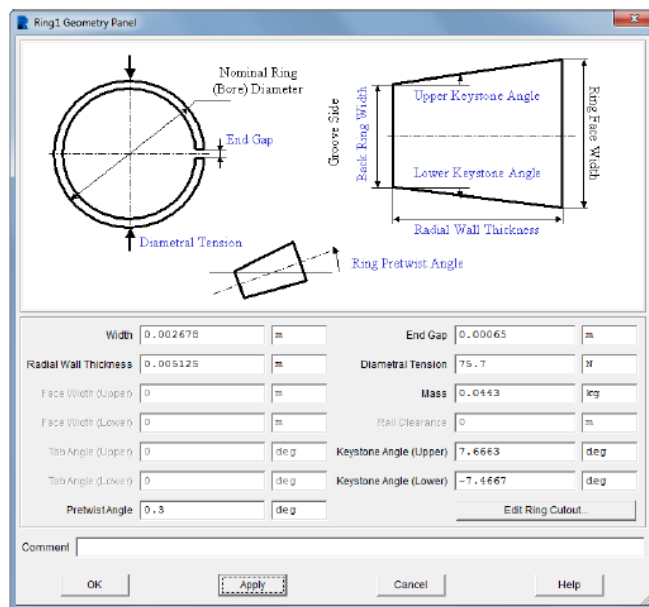


Figura A.10 Paneli i unazes se pare hermetizuese

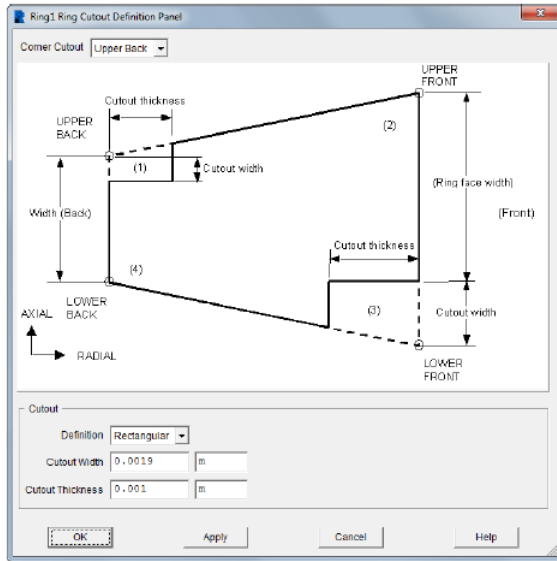


Figura A.11 dhenja e shkallezimeve dhe zmusove

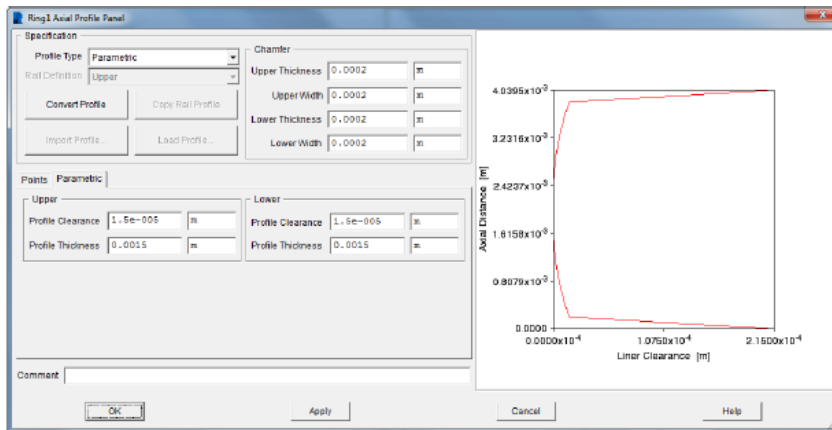


Figura A.12 dhenja e profilin te faqes ballore te unazave

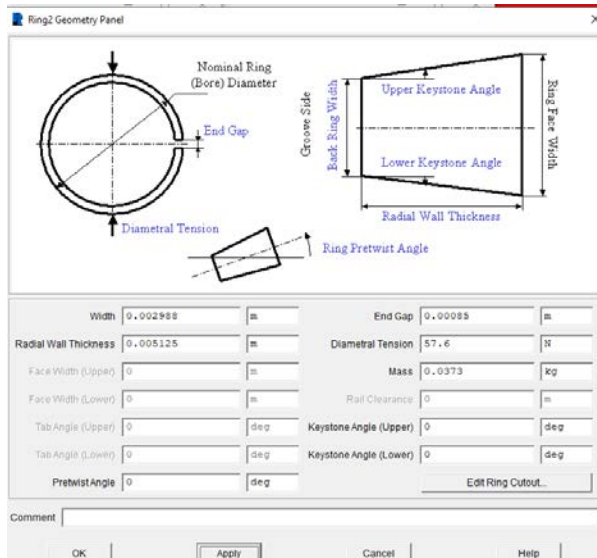


Figura A.13 Paneli i unazave se dyte hermetizuese

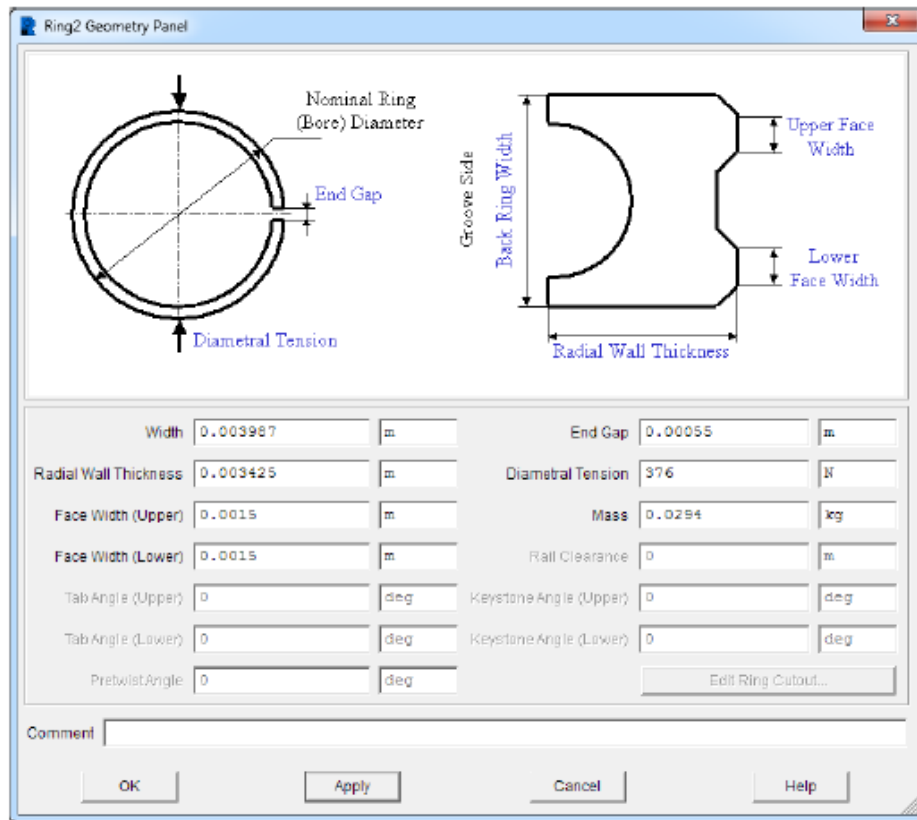


Figura A.14 Paneli i unazes se vajt

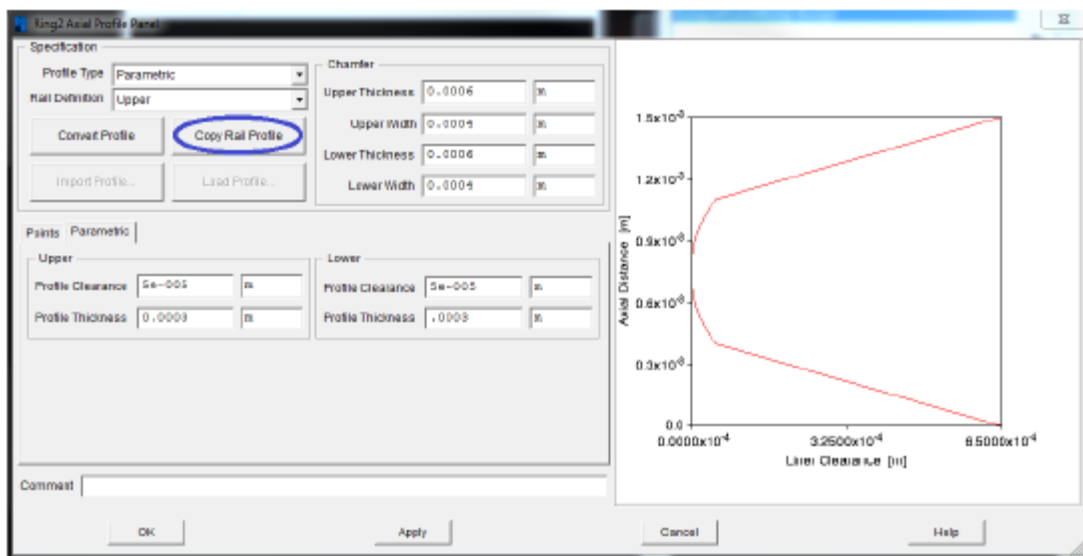


Figura A.15 ndertimi i profilit te faqes ballore te unazes se vajt

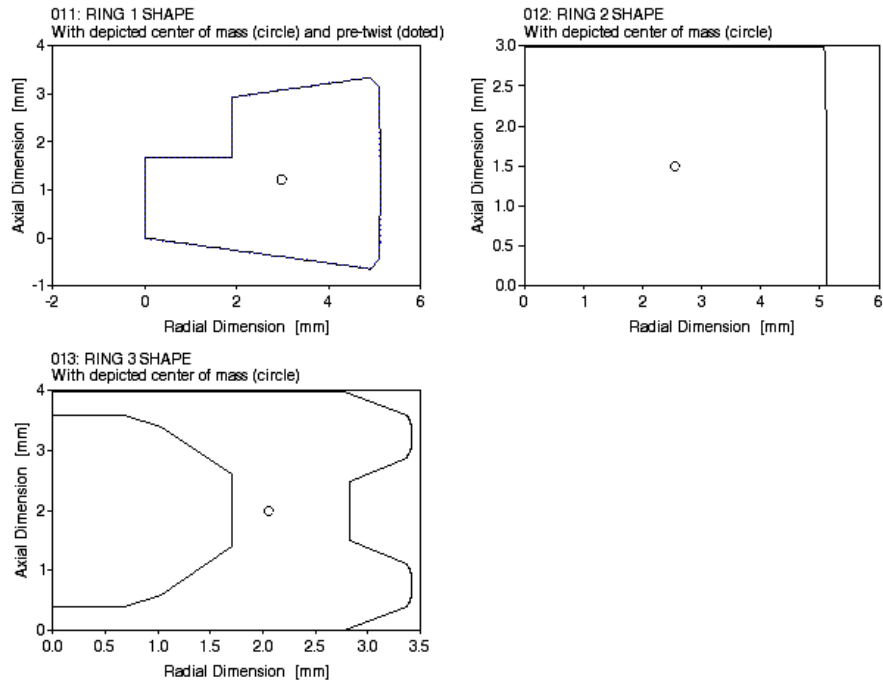


Figura A.16 Seksionet terthore te pakos se unazave origjinale

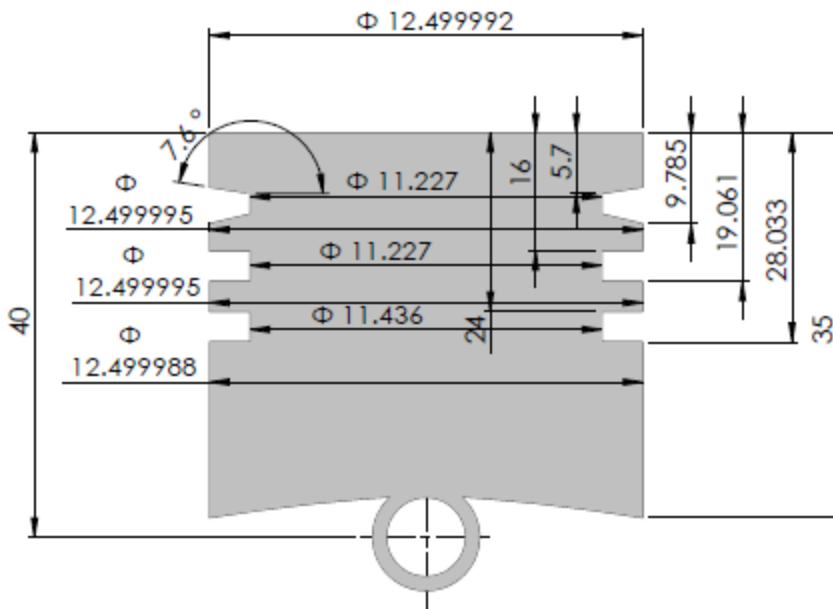


Figura A.17 Pistoni i perdorur per simulime

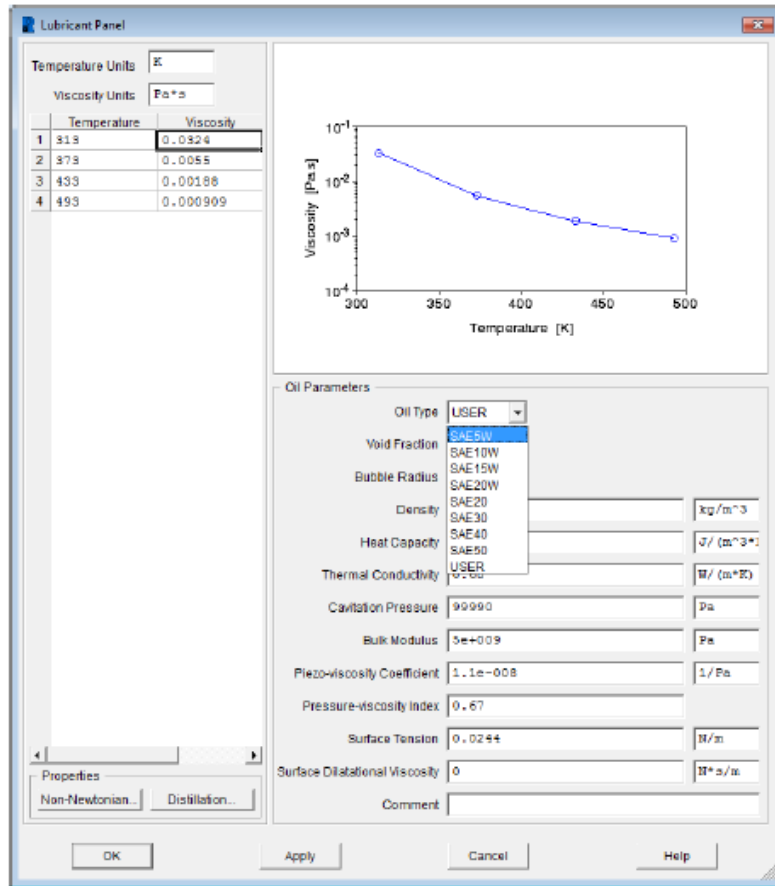


Figura A.18 Paneli i vajit lubrifikues

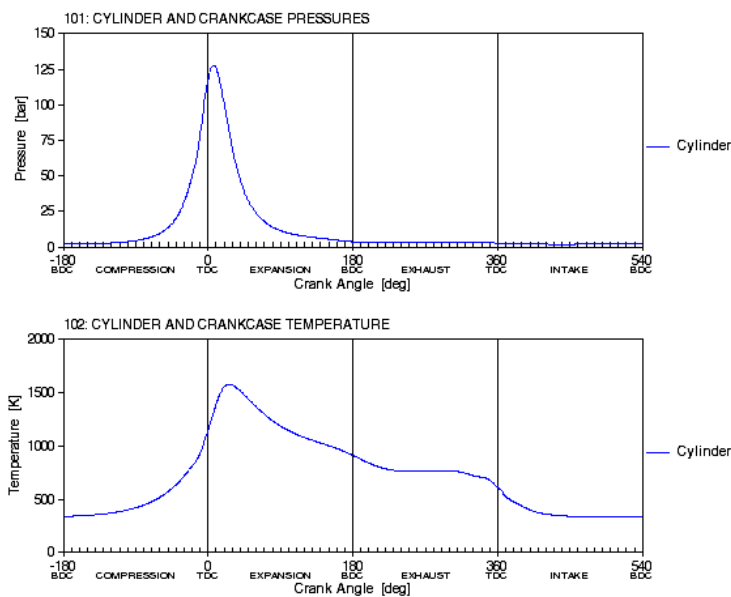


Figura A.19 Kurbat e presionit dhe temperatures ne dhome

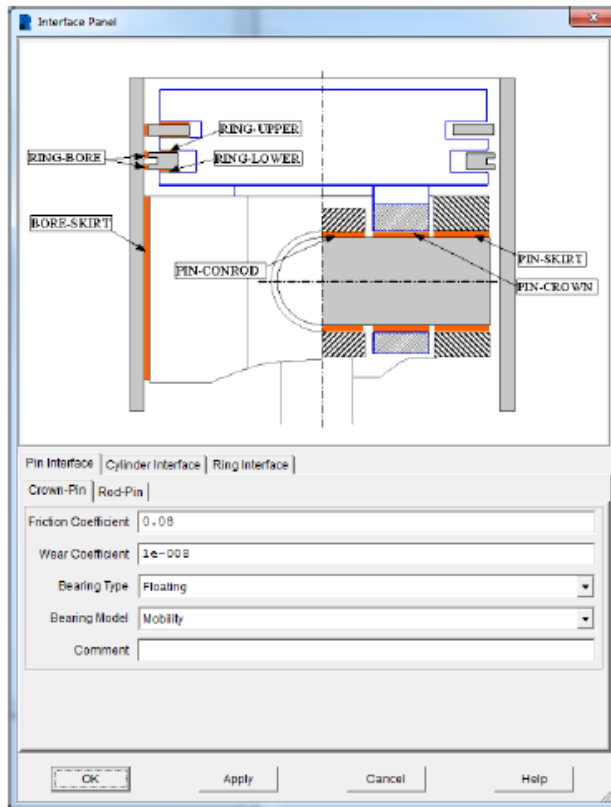


Figura A.20 Paneli i nderfaqeve te kontaktit

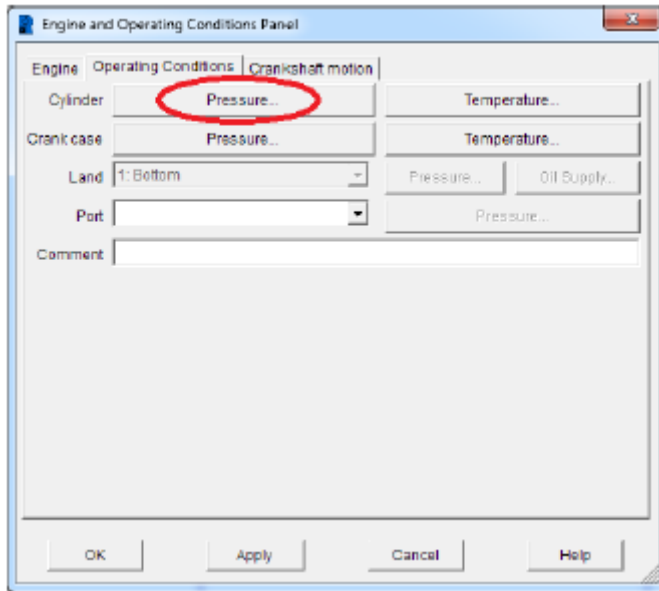


Figura A.21 Paneli i kushteve operative te motorit



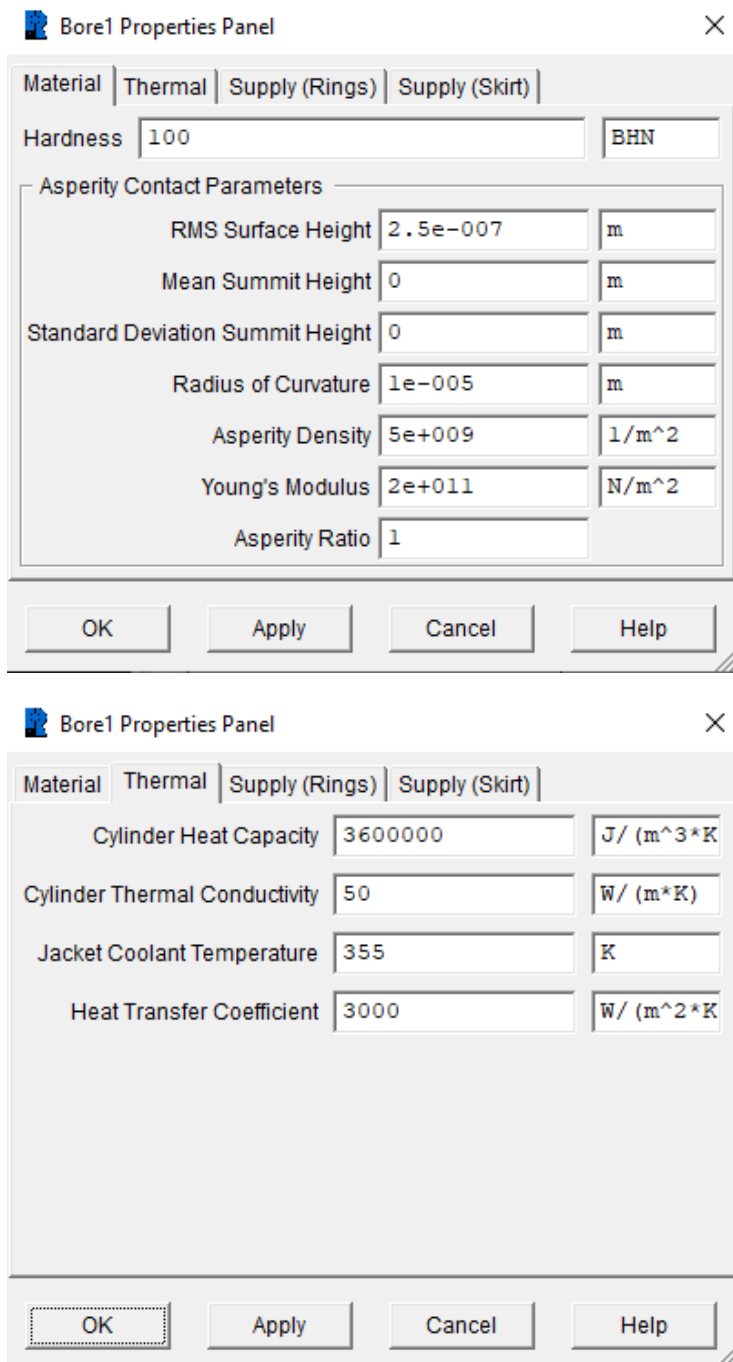


Figura A.22 Paneli me te dhenat per karakteristikat e cilindrit

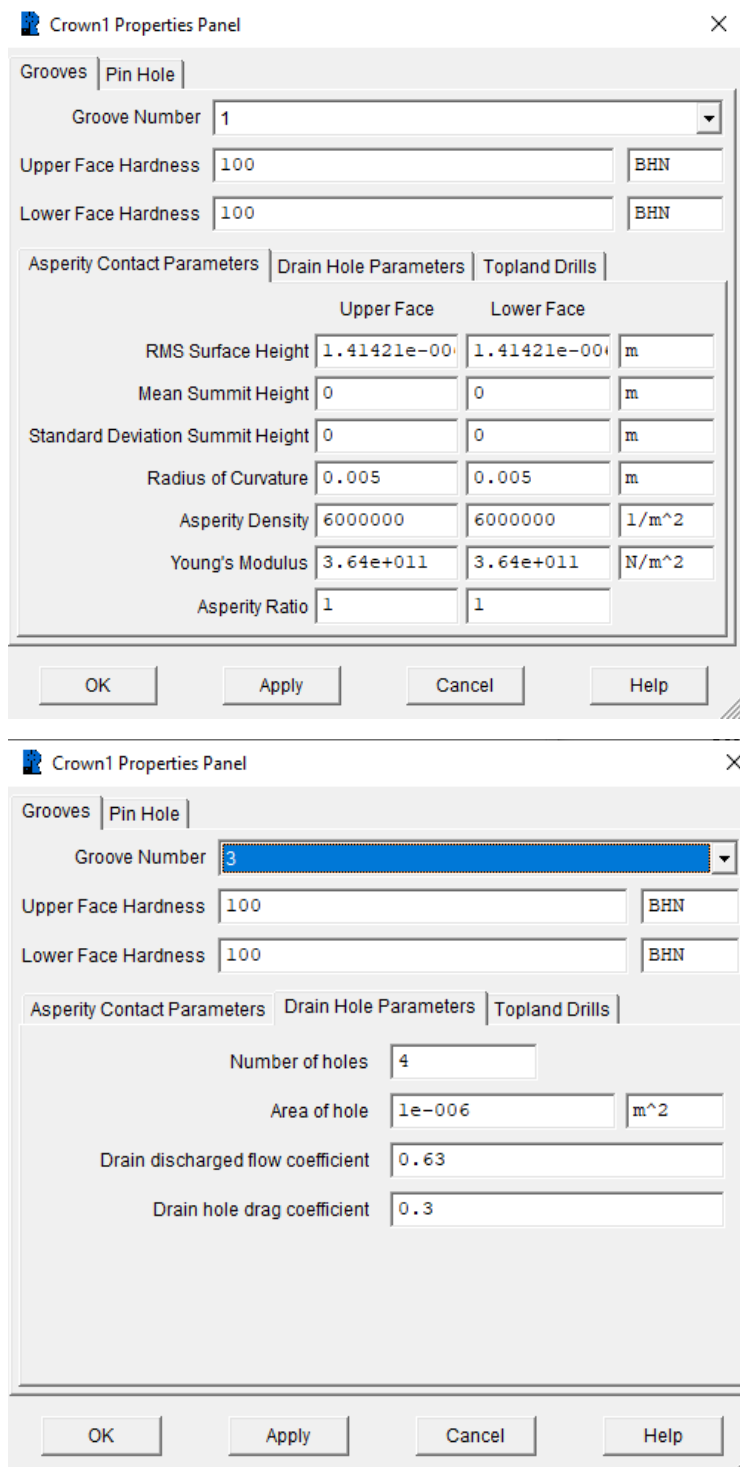


Figura A.23 Paneli me te dhena per karakteristikat e kanaleve te pistonit

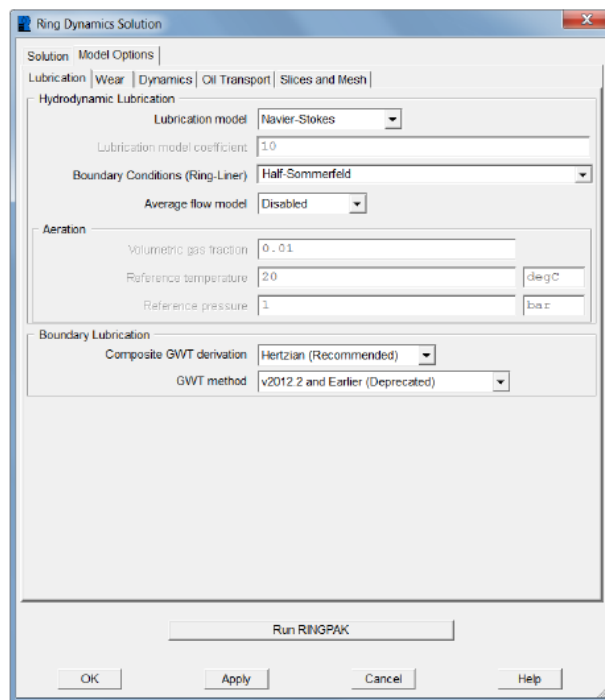
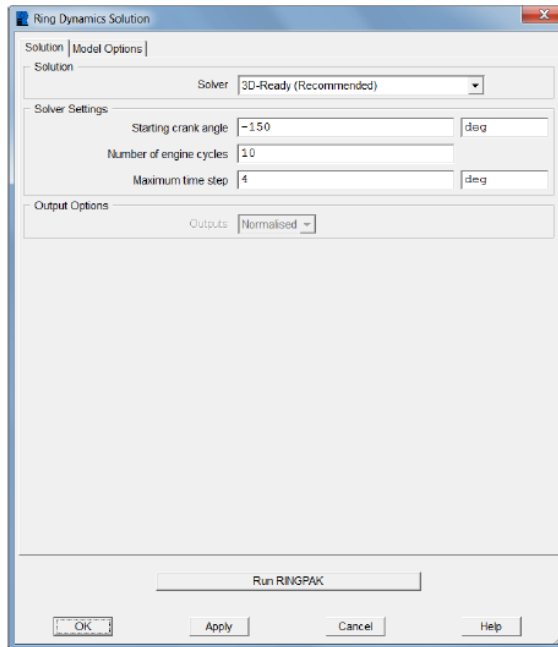


Figura A.24 Paneli i perzgjedhjes se modeleve dhe nisjes se simulimeve

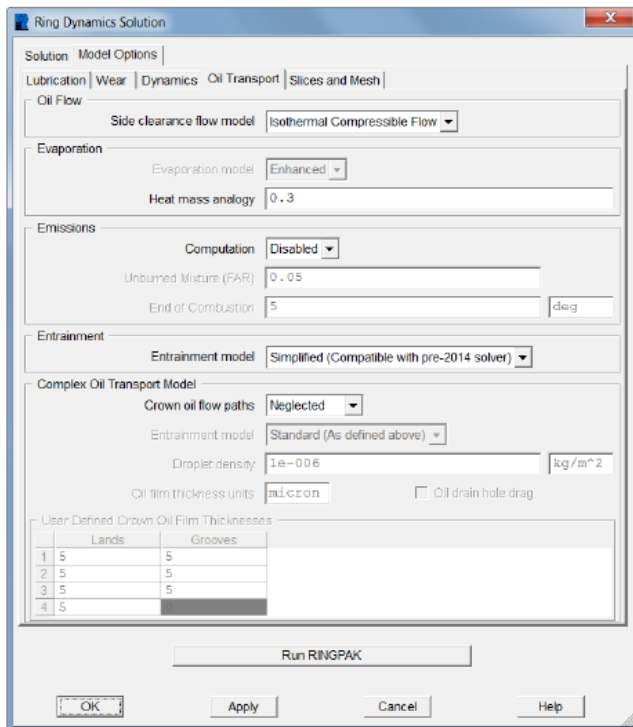
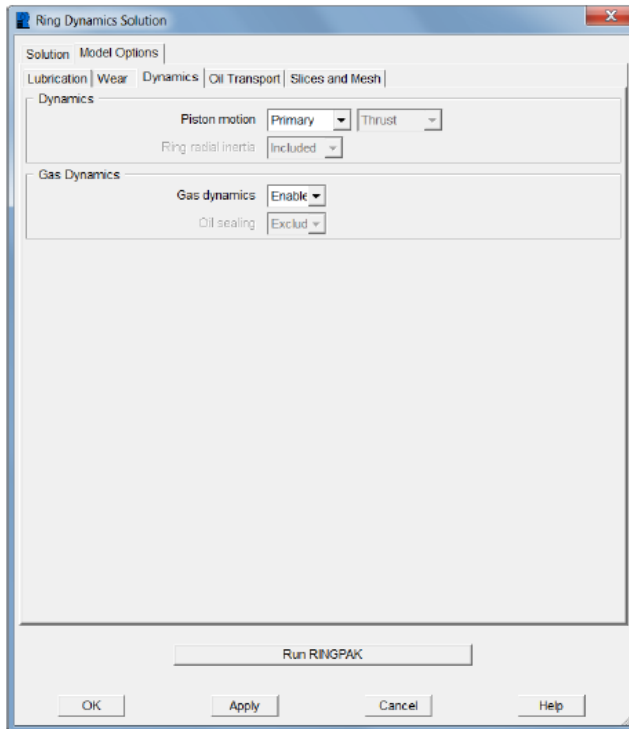


Figura A.25 Paneli i perzgjedhjes se modeleve dhe nisjes se simulimeve

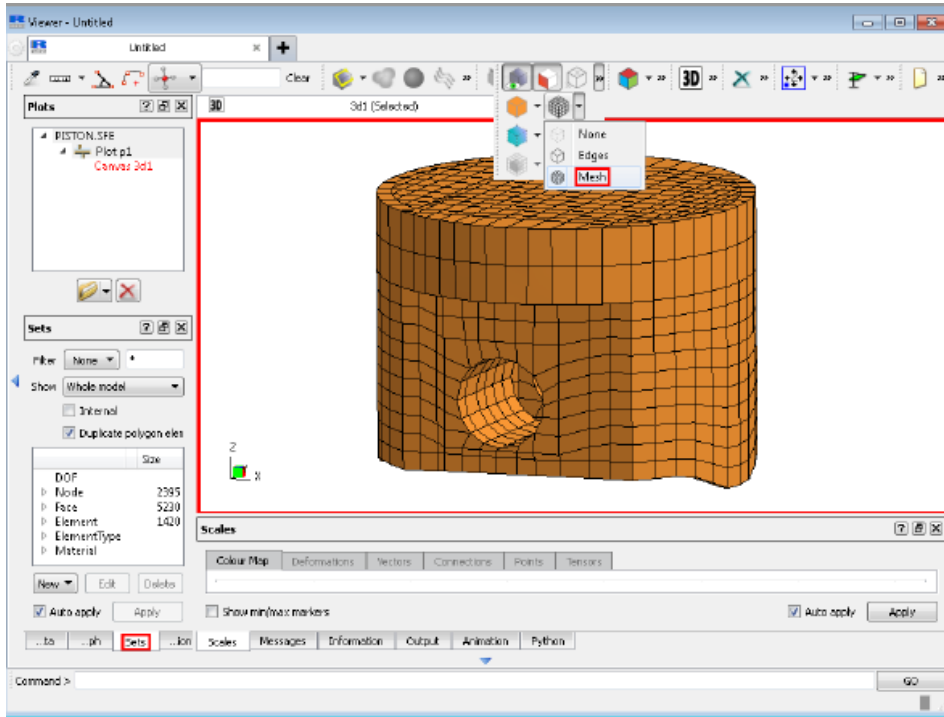


Figura A.26 ndertimi i modelit te pistonit dhe diskretizimi me elemente te fundme ne PISDYN

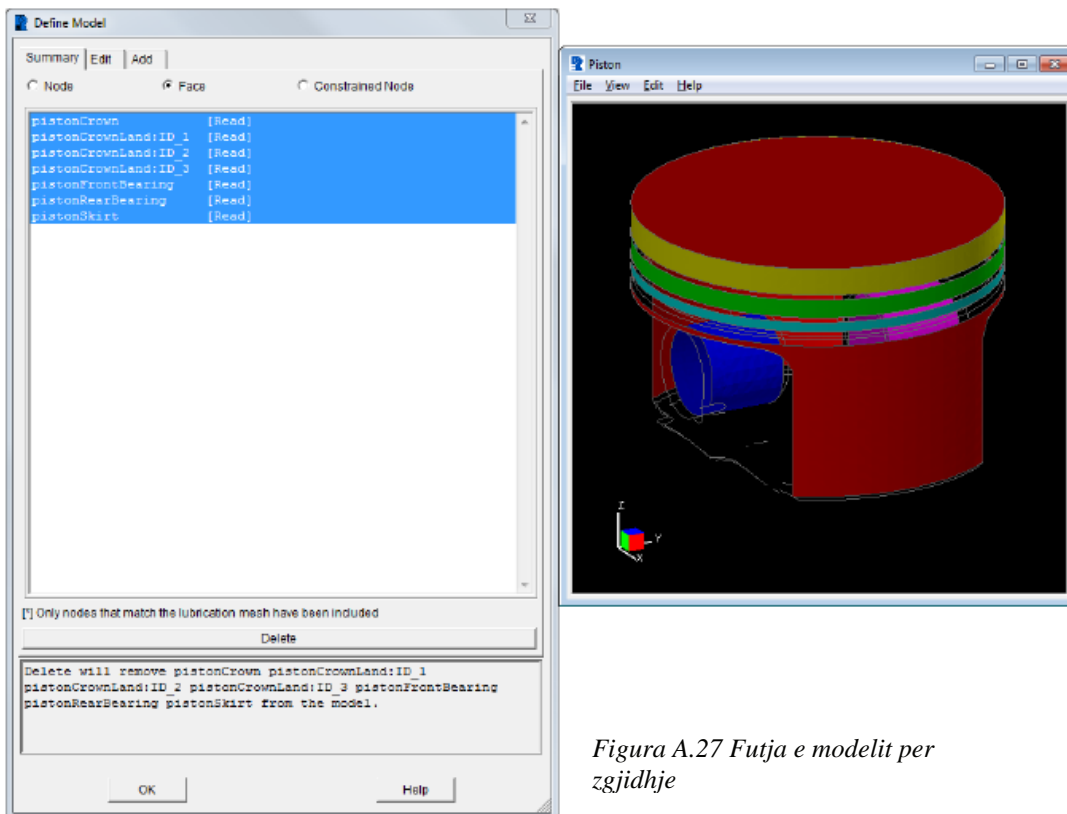


Figura A.27 Futja e modelit per zgjidhje

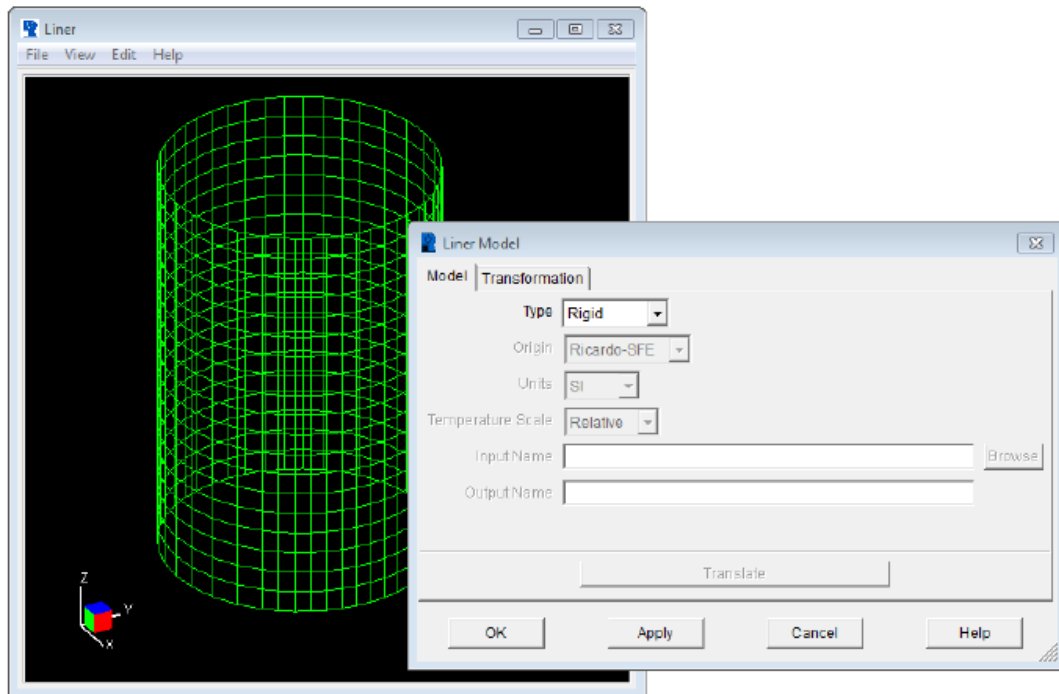


Figura A.28 ndertimi i modelit te kemishes se cilindrit ne PISDYN

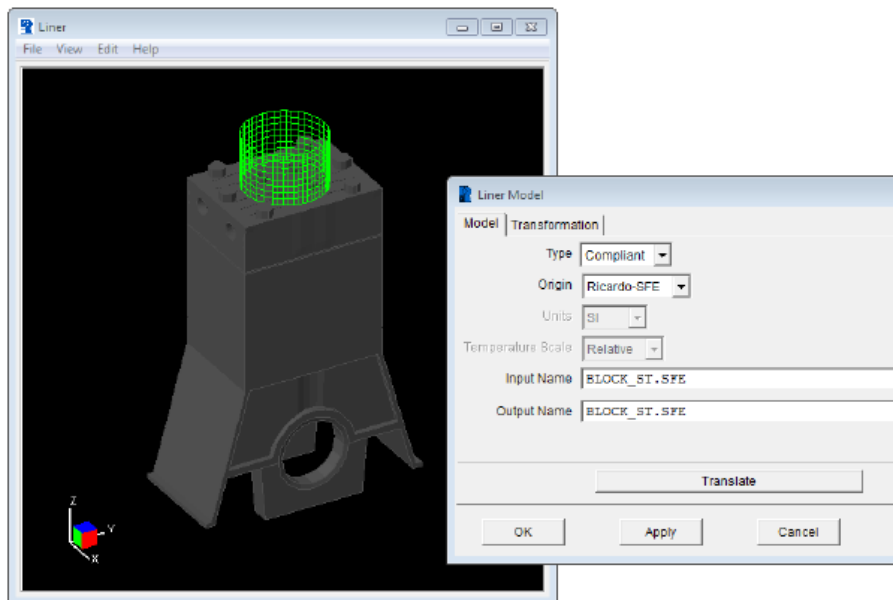


Figura A.29 ndertimi i modelit te bllokut te motorit ne PISDYN

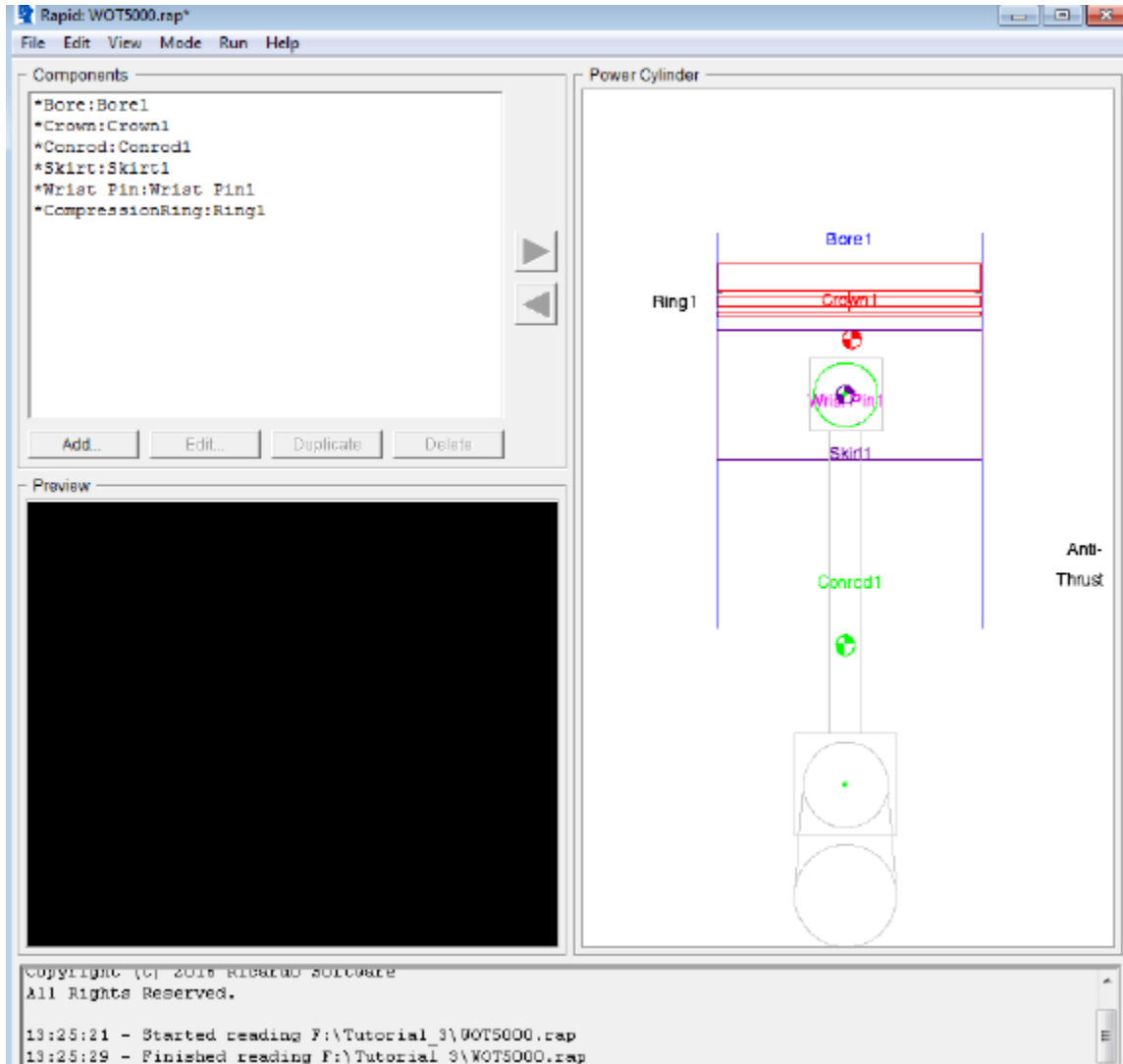


Figura A.30 Asemblimi i modelit perpara nisjes se zgjidhjes

*Referencat Bibliografike dhe adresa interneti*

- [1] M. Eëeiss: Forsch-h. 371 (1935)
- [2] C. Englisch: ATZ, Jg. 41, HT, 22 (1938), S.579
- [3] G. Eichelberg: Engineering, Vol. 149 (1940), p.297
- [4] de Dykes, P. K. "Piston Ring Movement during Bloë-by in High-Speed Petrol Engines." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division 1.1 (1947): 71-83.
- [5] Furuham, Shoichi, and T. A. D. A. Tosio. "On the floë of gas through the piston-rings: 1st report, the discharge coefficient and temperature of leakage gas." Bulletin of JSME 4.16 (1961): 684-690.
- [6] Furuham, Shoichi, and T. A. D. A. Tosio. "On the floë of gas through the piston-rings: 2nd Report, The character of gas leakage." Bulletin of JSME 4.16 (1961): 691-698.
- [7] Furuham, Shoichi, Masaru Hiruma, and Makoto Tsuzita. Piston ring motion and its influence on engine tribology. No. 790860. SAE Technical Paper, 1979.
- [8] Namazian, M., and John B. Heyëood. Floë in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: effect on hydrocarbon emissions, efficiency and poëer. No. 820088. SAE Technical Paper, 1982.
- [9] Keribar, Rifat, Zafer Dursunkaya, and Michael F. Flemming. "An integrated model of ring pack performance." ASME, Transactions, Journal of Engineering for Gas Turbines and Poëer 113 (1991): 382-389.
- [10] Rabute, Remi, and T. I. A. N. Tian. "Challenges involved in piston top ring designs for modern SI engines." TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINES AND POËER 123.2 (2001): 448-459.
- [11] Tian, T. "Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: ring flutter and ring collapse and their effects on gas floë and oil transport." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 216.4 (2002): 209-228.
- [12] Przesmitzki, Steve, and Tian Tian. Oil Transport Inside the Poëer Cylinder During Transient Load Changes. No. 2007-01-1054. SAE Technical Paper, 2007.
- [13] S. Przesmitzki and Tian Tian. An Experimental Study of the Time Scales and Controlling Factors Affecting Drastic Bloë-by Increases during Transient Load Changes in SI Engines, SAE Paper 2008-01-0794
- [14] Liu, Liang, and Tian Tian. Modeling piston ring-pack lubrication ëith consideration of ring structural response. No. 2005-01-1641. SAE Technical Paper, 2005.
- [15] Iijima, Naoki, et al. An experimental study on phenomena of piston ring collapse. No. 2002-01-0483. SAE Technical Paper, 2002.
- [16] Koszałka, G., M. Guzik, and A. Nieëczas. "Numerical simulation of the ring tëists during diesel engine operation." Silniki Spalinoëe 50 (2011).
- [17] Piston rings for slow and medium speed diesel engines. Aspects of manufacture and performance H. Sunden\* and R. Schaub. Tribology International 1979
- [18] Muller, R., "Conformability of Piston Rings to Out-of-Round Bores," MTL, 31,2 pp 79-82 (1970).
- [19] Dunaevsky, V. V. "Analysis of distortions of cylinders and conformability of piston rings." Tribology transactions 33.1 (1990): 33-40.
- [20] Tomanik, Eduardo. Piston ring conformability in a distorted bore. No. 960356. SAE Technical Paper, 1996.



- [21] Tomanik, Eduardo, and Andre Ferrarese. "Loë friction ring pack for gasoline engines." Proceedings of the ASME ICED (2006).
- [22] Okamoto, Michio, and Itsuro Sakai. Contact Pressure Distribution of Piston Rings- Calculation Based on Piston Ring Contour. No. 2001-01-0571. SAE Technical Paper, 2001.
- [23] Tomanik, Eduardo, and Rafael Bruno. Calculation of Piston Ring Radial Pressure Distribution From Its Measured Free Shape. No. 2012-01-1322. SAE Technical Paper, 2012.
- [24] Ma, Jiubo, et al. The piston ring shape and its effects on engine performance. No. 960052. SAE Technical Paper, 1996.
- [25] Sun, D. C. "A thermal elastica theory of piston-ring and cylinder-bore contact." Journal of Applied Mechanics 58.1 (1991): 141-153.
- [26] Serdecki, Ęojciech, and Piotr Krzymieñ. "Compression rings of loë-speed high poëer engines." Journal of KONES 17 (2010): 415-422.
- [27] Kuo, Tang-ëei, et al. Calculation of floë in the piston-cylinder-ring crevices of a homogeneous-charge engine and comparison ëith experiment. No. 890838. SAE Technical Paper, 1989.
- [28] Kagnici, Fatih, and Ozgen Akalin. "The effect of cylinder bore distortion on lube oil consumption and bloë-by." Journal of Tribology 136.1 (2014): 011103.
- [29] Piao, Y., and S. D. Gulëadi. "Numerical investigation of the effects of axial cylinder bore profiles on piston ring radial dynamics." TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINES AND POËER 125.4 (2003): 1081-1089.
- [30] Neil Grice, Ian Sherrington, & Edëard H Smith (1992) "The Influence Of Variable Ring Face Profile & Bore Shape On Piston Ring Behavior In Internal Combustion Engines" SAE 920059
- [31] Koch, F. - "A New Technique for Measuring the Deformation of Cylinder Bores During Engine Operation" - SAE paper 950540, 1995
- [32] Patëardhan, Mahesh, et al. Use of Non Linear Analysis in Poëertrain Design for Prediction of Cylinder Bore Distortion, Design Changes for Reduction along ëith Experimental Validation. No. 2015-26-0202. SAE Technical Paper, 2015.
- [33] Abe, Shizuo, and Makoto Suzuki. Analysis of cylinder bore distortion during engine operation. No. 950541. SAE Technical Paper, 1995.
- [34] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/four-stroke-cycle>
- [35] [https://en.wikipedia.org/wiki/Internal\\_combustion\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/Internal_combustion_engine)
- [36] <https://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline>
- [37] [https://en.ëikipedia.org/ëiki/Diesel\\_fuel](https://en.ëikipedia.org/ëiki/Diesel_fuel)
- [38] <https://link.springer.com/article/10.1007/s10098-014-0793-9>
- [39] [\[http://ëëë.air-quality.org.uk/26\]](http://ëëë.air-quality.org.uk/26)
- [40] [https://en.wikipedia.org/wiki/Exhaust\\_gas#Main\\_motor\\_vehicle\\_emissions](https://en.wikipedia.org/wiki/Exhaust_gas#Main_motor_vehicle_emissions)
- [41] Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. Vol. 930. New York: McGraw-hill, 1988.

- [42] Kuo, Tang-wei, et al. Calculation of flow in the piston-cylinder-ring crevices of a homogeneous-charge engine and comparison with experiment. No. 890838. SAE Technical Paper, 1989.
- [43] Min, Kyoungdoug, Wai K. Cheng, and John B. Heywood. The effects of crevices on the engine-out hydrocarbon emissions in SI engines. No. 940306. SAE Technical Paper, 1994.
- [44] Cheng, Wai K., et al. An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines. No. 932708. SAE Technical Paper, 1993.
- [45] Yoshida, Masahiro. "An Effect of the Top-land Form of the Piston on Hydrocarbon Emissions of a Spark-Ignition Engine." *Motortechnische Zeitschrift* 41 (1980): 93-95.
- [46] Alkidas, A. C., R. J. Drews, and W. F. Miller. Effects of piston crevice geometry on the steady-state engine-out hydrocarbons emissions of a si engine. No. 952537. SAE Technical Paper, 1995.
- [47] Alkidas, A. C. "Combustion-chamber crevices: the major source of engine-out hydrocarbon emissions under fully warmed conditions." *Progress in energy and combustion science* 25.3 (1999): 253-273.
- [48] Rose Jr, Andrew H., and Ralph C. Stahman. "The role of engine blowby in air pollution." *Journal of the Air Pollution Control Association* 11.3 (1961): 114-144.
- [49] Patterson, D. J. and Henein, N. A., *Emission From Combustion Engines and Their Control*. Ann Arbor Science Publishers Inc., Michigan, 1973.
- [50] Jaroszczyk, Tadeusz et al. CUMMINS, "New Development in Diesel Engine Crankcase Emission 50 Reduction - Requirements, Design and Performance", 2006 *Journal of KONES powertrain and Transport*, Vol 13, N°2, pp155-167
- [51] Green, R. M. and Cloutman, L. D., "Planar LIF Observations of Unburned Fuel Escaping the Upper Ring-Land Crevice in an SI Engine", SAE paper 970823, 1997.
- [52] Delvigne, Thierry. "Oil Consumption Sources in a Modern Gasoline Engine Including Contribution of Blow-by Separator and Turbocharger: An Experimental Study Based on the Use of Radiotracers." *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3.2010-01-2256 (2010): 916-924.
- [53] Koch, F., Haubner, F., and Orłowski, K., "Lubrication and Ventilation System of Modern Engines - Measurements, Calculations and Analysis," SAE Technical Paper 2002-01-1315, 2002, doi:10.4271/2002-01-1315.
- [54] Froelund, Kent, and Ertan Yilmaz. "Impact of engine oil consumption on particulate emissions." ICAT International Conference on Automotive Technology, Istanbul, Turkey. 2004.
- [55] Arnault, Nicolas, and Samuel Bonne. Engine Lube-Oil Consumption Stakes and Benefits from Significant Blow-by Oil Mist Reduction. No. 2012-01-1617. SAE Technical Paper, 2012.
- [56] Zhao, Jia X., and F. Lee Chia-fon. Modeling of blow-by in a small-bore high-speed direct-injection optically accessible diesel engine. No. 2006-01-0649. SAE Technical Paper, 2006.
- [57] Rakopoulos, C. D., et al. "Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code." *Applied Energy* 88.1 (2011): 111-126.
- [58] Koszałka, Grzegorz, M. Gęca, and Andrzej Suchecki. "Simulation research into the influence of the combustion chamber blowby on the efficiency of a diesel engine." *Combustion Engines* 53.3 (2014): 73-79.

- [59] Rao, V. K., D. P. Gardiner, and M. F. Bardon. Effects of gas leakage and crevices on cold starting of engines. No. 940078. SAE Technical Paper, 1994.
- [60] Cheng, K. Y., P. J. Shayler, and M. Murphy. "The influence of blow-by on indicated work output from a diesel engine under cold start conditions." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 218.3 (2004): 333-340.
- [61] Chang H., Zhang Y., Chen L.: Grey forecast of diesel engine performance based on wear. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 2285-2292, 2003.
- 
- [62] MAHLE *Pistons and engine testing*. Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-09940-4, p.p. 1-23, 2016
- [63] Röhrle, M. D.: *Pistons for Internal Combustion Engines*, Verlag Moderne Industrie, 1995 ]
- [64] MAHLE *Cylinder Components*, properties, applications, materials. Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-10033-9. 2016.
- [65] Dlužoř, J. *Computational Modelling of Piston Ring Dynamics*. Diss. Master's thesis, Brno University of Technology, 2014.
- [66] Federal Mogul, *Piston Ring Handbook* [online]. 2004, [cit. 2014-03-08]. Available at URL: <<http://korihandbook.federalmogul.com/en/index.htm>>.
- [67] [https://www.ms-motorservice.com.tr/fileadmin/media/MAM/PDF\\_Assets/Piston-Rings-for-Combustion-Engines\\_53094.pdf](https://www.ms-motorservice.com.tr/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Piston-Rings-for-Combustion-Engines_53094.pdf)
- [68] Van Basshuysen, Richard, and Fred Schäfer. *Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives*. Vol. 345. 2004.
- [69] CRISTIANA DELPRETE, *POWERTRAIN COMPONENTS DESIGN*, POLITECNICO DI TORINO, COURSE LECTURE NOTES, 2019.
- [70] J.B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [71] Piston rings for slow and medium speed diesel engines. Aspects of manufacture and performance H. Sunden\* and R. Schaub. *Tribology International* 1979.
- [72] CRISTIANA DELPRETE, *POWERTRAIN COMPONENTS DESIGN*, POLITECNICO DI TORINO, COURSE LECTURE NOTES, 2019.
- [73] Delprete, Cristiana, and Abbas Razavykia. "Piston dynamics, lubrication and tribological performance evaluation: A review." *International Journal of Engine Research* 21.5 (2020): 725-741.
- [74] Mansouri, S. H., and V. W. Wong. "Effects of piston design parameters on piston secondary motion and skirt-liner friction." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 219.6 (2005): 435-449.
- [75] M. PRIEST', R.I. TAYLOR B, D. DOWSON A AND C.M. TAYLOR A BOUNDARY CONDITIONS FOR REYNOLDS EQUATION WITH PARTICULAR REFERENCE TO PISTON RING LUBRICATION.

- [76] N. PATIR, H.S. CHENG, AN AVERAGE FLOW MODEL FOR DETERMINING EFFECTS OF THREE DIMENSIONAL ROUGHNESS ON PARTIAL HYDRODYNAMIC LUBRICATION, ASME TRANS. 100 (1978) 12–17.
- [77] Tomanik, Eduardo, and Francisco EB Nigro. "Piston ring pack and cylinder wear modelling." *SAE Transactions* (2001): 585-595.
- [78] Hutchings, I.M. "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", p. 62 Edward Arnold -London, 1992.
- [79] <sup>^</sup> Stribeck, R. (1901), Kugellager für beliebige Belastungen (Ball Bearings for any Stress), Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 45.
- [80] <sup>^</sup> Stribeck, R. (1902), Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager (Characteristics of Plain and Roller Bearings), Zeit. des VDI 46.
- [81] [https://www.wikiwand.com/en/Stribeck\\_curve](https://www.wikiwand.com/en/Stribeck_curve)
- [82] Wannatong, Krisada, Somchai Chanchaona, and Surachai Sanitjai. "Simulation algorithm for piston ring dynamics." *Simulation modelling practice and theory* 16.1 (2008): 127-146.
- [83] Greenwood J and Tripp J. The contact of two nominally flat rough surfaces. *Proc Inst Mech Eng* 1970; 185: 625–633.
- [84] Patir N and Cheng H. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. *J Lubricat Technol* 1978; 101: 220–229.
- [85] Hu, Y., Cheng, H. S., Arai, T., Kobayashi, Y., and Aoyama, S., 1994, "Numerical Simulation of Piston Ring in Mixed Lubrication—A Nonaxisymmetrical Analysis," *Journal of Tribology*, 116(3), pp. 470-478.
- [86] Arcoumanis, C., Ostovar, P., and Mortier, R., 1997, "Mixed Lubrication Modelling of Newtonian and Shear Thinning Liquids in a Piston-Ring Configuration," SAE International.
- [87] NUMERICAL MODELING OF THE POWER CYLINDER SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH AN EMPHASIS ON RING PACK DESIGN. PhD Thesis Chao Cheng
- [88] A. Makartchouk, Diesel Engine Engineering, Marcel Dekker, New York, 2002.
- [89] [https://www.ms-motorservice.com.tr/fileadmin/media/MAM/PDF\\_Assets/Piston-Rings-for-Combustion-Engines\\_53094.pdf](https://www.ms-motorservice.com.tr/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Piston-Rings-for-Combustion-Engines_53094.pdf)
- [90] Johansson P, Andersson S. Variations in piston second land pressure as a function of ring gap position. *International Journal of Engine Research*. 2010;11(2):153-161. doi:[10.1243/14680874JER05509](https://doi.org/10.1243/14680874JER05509)
- [91] KAĞNICI, Fatih. "İSTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY★ INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY." (2010).

[92] T. Tian, L.B. Noordzij, V. Wong, J.B. Heywood, Modeling piston ring dynamics, blow-by, and ring-twist effects, ASME, J. Eng. Gas Turbines Power 120 (1998) 843–854.

[93] T.W.Kuo, M.C.Selinau, M.A.Theobald,J.D.Jones:"Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Charge Engine and Comparison with Experiment". SAE No.890838

[94] R.Munro:"Blow-By in Relation to Piston and Ring Features". SAE No.810932

[95] <https://software.ricardo.com/about-us>

[96] <https://www.motorstate.com/oilviscosity-htm/>

[97] <https://www.lsengineers.co.uk/yanmar-3tne88-engine-parts.html>

[98] <https://www.eeuroparts.com/blog/engine-compression-and-leakdown-testing-diy-instructions/>

[99] <https://fermer.ru/files/v2/forum/132049/servicemanualtneseries1ocr.pdf>

[100] <https://maxiforce.com/catalog/yanmar/yanmar-3tne88?highlight=3tne88-etb>

[101] Hegemier, Tim, and Mike Stewart. "Some Effects of Liner Finish on Diesel Engine Operating Characteristics." *SAE Transactions*, vol. 102, 1993, pp. 958–967. *JSTOR*, [www.jstor.org/stable/44611434](http://www.jstor.org/stable/44611434). Accessed 22 May 2021.

[ 102] [https://www.yanmar.com/eu/about/technology/technical\\_review/2018/1101\\_6.html](https://www.yanmar.com/eu/about/technology/technical_review/2018/1101_6.html)

[103] <https://www.indiamart.com/proddetail/mitutoyo-bore-gauge-21373910262.html>