

756731

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

İKİ BUJİLİ ATEŞLEME SİSTEMİNE SAHİP BİR BENZİN MOTORUNUN  
SANKİ-BOYUTLU İKİ BÖLGELİ TERMODİNAMİK ÇEVİRİM MODELİ

Mak. Müh. İsmail ALTIN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

"Makina Yüksek Mühendisi"

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12.07.2004

Tezin Savunma Tarihi : 06.08.2004

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Atilla BİLGİN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Orhan DURGUN

Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Yusuf AYVAZ

Trabzon 2004

## ÖNSÖZ

Hızla artan dünya nüfusu enerjiye olan gereksinimi de artırmıştır. Bu gereksinim petrol türevli yakıtlarda kendini daha fazla şekilde göstermiştir. Bu nedenle sınırlı miktardaki fosil yakıtların enerjilerinin verimli bir şekilde değerlendirilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada buji ateşlemeli motorlarda çift buji (ikiz buji) kullanımının motor performansına olan etkisi tek bujili durum ile karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir.

Bu çalışmanın hazırlanmasında sahip olduğu tüm olanakları şahsıma sunan ve özverili yardımlarda bulunan tez danışmanım Sayın Doç.Dr.Atilla BİLGİN'e, çalışmamda yardımlarını esirgemeyen Sayın Yrd.Doç.Dr.Hakan BAYRAKTAR'a, Öğretim Görevlileri Zehra ŞAHİN ve Coşkun BAYRAM'a, Araştırma Görevlileri İsmet SEZER ve Fatma Nur PEHLİVAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmanın tamamlanması sürecindeki sıkıntılı günlerimde bana maddi ve manevi olarak destek olan aileme çok teşekkür ediyorum.

İsmail ALTIN  
Trabzon, 2004

## İÇİNDEKİLER

|   | <u>Sayfa No</u> |
|---|-----------------|
| ÖNSÖZ.....  | II              |
| İÇİNDEKİLER.....  | III             |
| ÖZET.....   | VI              |
| SUMMARY .....   | VII             |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....  | VIII            |
| TABLolar DİZİNİ .....   | XI              |
| SEMBOLLER DİZİNİ.....   | XII             |
| 1. GENEL BİLGİLER.....  | 1               |
| 1.1. Giriş.....   | 1               |
| 1.2. Buji Ateşlemeli Motorlarda Hızlı Yanmanın Önemi .....                                  | 1               |
| 1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı .....  | 2               |
| 1.4. Buji Ateşlemeli Motor Çevrimlerinde Kullanılan Modeller .....                          | 2               |
| 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR .....   | 4               |
| 2.1. Giriş.....   | 4               |
| 2.2. Termodinamik Çevrim Modellerinde Kullanılan Alt Modeller .....                         | 4               |
| 2.2.1. Yakıt-Hava-Artık Gaz Karışımının Yapısının Belirlenmesi .....                        | 4               |
| 2.2.2. Yüksek Sıcaklıklarda Yanma Durumu İçin Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi..... | 8               |
| 2.2.3. Tek Buji İçin Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi .....            | 10              |
| 2.2.4. Çift Buji İçin Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi .....           | 12              |
| 2.2.5. Alev Yarıçapının Belirlenmesi.....   | 15              |
| 2.2.6. Laminer Alev Hızının Hesaplanması .....  | 16              |
| 2.2.7. Türbülanslı Alev Hızının Hesaplanması .....  | 17              |
| 2.2.8. Tutuşma Gecikmesinin Hesaplanması .....  | 18              |
| 2.2.9. Anlık Piston Konumunun Belirlenmesi .....  | 18              |
| 2.2.10. Kütleli Yanma Oranının Belirlenmesi .....   | 19              |
| 2.3. İki Bölgele Sanki-Boyutlu Termodinamik Modelin Kurulması .....                         | 19              |
| 2.3.1. Modeldeki Varsayımlar.....   | 19              |

|          |   |    |
|----------|---|----|
| 2.3.2.   | Matematik Modelin Geliştirilmesi .....  | 20 |
| 2.3.3.   | Motor Çevriminin Hesaplanması .....   | 31 |
| 2.3.3.1. | Emme İşlemi.....  | 31 |
| 2.3.3.2. | Sıkıştırma İşlemi.....  | 31 |
| 2.3.3.3. | Yanma İşlemi .....  | 33 |
| 2.3.3.4. | Genişleme İşlemi.....   | 34 |
| 2.3.3.5. | Eksoz İşlemi .....  | 35 |
| 2.3.3.6. | Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması .....  | 36 |
| 2.3.3.7. | Bilgisayar Programı.....  | 37 |
| 3.       | BULGULAR .....  | 38 |
| 3.1.     | Giriş .....   | 38 |
| 3.2.     | Bilgisayar Programının Güvenilirliği.....   | 38 |
| 3.3.     | Tek ve Çift Bujili Durumlar İçin Yanma Odasındaki Gazların Basınçlarının Karşılaştırılması.....   | 40 |
| 3.3.1.   | Sabit Ekivalans Oranı ve Değişik Devir Sayılarında Karşılaştırma.....                             | 40 |
| 3.3.2.   | Sabit Devir Sayısı ve Değişik Ekivalans Oranlarında Karşılaştırma .....                           | 47 |
| 3.4.     | Kütleli Yanma Oranlarının Karşılaştırılması .....   | 48 |
| 3.5.     | Tek ve Çift Bujili Durumlar İçin Yanma Odasındaki Gazların Sıcaklıklarının Karşılaştırılması..... | 51 |
| 3.5.1.   | Sabit Yakıt-Hava Oranı ve Değişik Devir Sayılarında Karşılaştırma.....                            | 51 |
| 3.5.2.   | Sabit Devir Sayısı ve Değişik Ekivalans Oranlarında Karşılaştırma .....                           | 57 |
| 3.6.     | Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması .....   | 58 |
| 3.7.     | Maksimum Basınç ve Sıcaklıkların Karşılaştırılması .....  | 59 |
| 3.8.     | Motor Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması .....   | 60 |
| 3.8.1.   | Ortalama İndike Basınçların Karşılaştırılması .....   | 60 |
| 3.8.2.   | İndike Güçlerin Karşılaştırılması .....   | 61 |
| 3.8.3.   | Efektif Güçlerin Karşılaştırılması .....  | 61 |
| 3.8.4.   | Döndürme Momentlerinin Karşılaştırılması .....  | 62 |
| 3.8.5.   | İndike Verim ve İndike Özgül Yakıt Tüketimlerinin Karşılaştırılması .....                         | 62 |
| 4.       | İRDELEME.....   | 66 |
| 5.       | SONUÇLAR .....  | 69 |
| 6.       | ÖNERİLER .....  | 70 |
| 7.       | KAYNAKLAR.....  | 71 |

|    |               |    |
|----|---------------|----|
| 8. | EKLER.....    | 74 |
|    | ÖZGEÇMİŞ..... | 94 |



## ÖZET

Bu çalışmada benzin motorlarında silindir kafasında çift buji kullanılmasının çeşitli motor karakteristikleri üzerindeki etkisi teorik olarak incelenmiştir.

Bu amaçla iki bölge, sanki-boyutlu alev cephesi yaklaşımı kullanılarak termodinamik bir model geliştirilmiştir.

Yapılan çalışmada silindirik disk şeklindeki yanma odası için buji konumları merkezden silindir duvarına kadar değiştirilerek, aynı buji konumlarına sahip tek ve çift bujili durumlar için buji konumunu değiştirilmesinin motor performans karakteristiklerine etkisi incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlardan, bujinin merkezde olduğu (tek buji) geometrinin en iyi performansı verdiği; bujinin merkezde olmaması durumunda ise çift buji kullanımının tek bujiye oranla motor performansını önemli derecede iyileştirdiği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler :** İkiz Buji, Çift Buji, Termodinamik Model, Benzin Motoru, İki Bölge Sanki-Boyutlu Yanma Modeli

## SUMMARY

### **A Quasi-Dimensional Two-Zone Thermodynamic Cycle Model for Spark Ignition Engines Having Dual Ignition System**

In this study, the effects of using of twin spark-plugs in SI engines on engine performances have been investigated theoretically .

For this purpose, by using two-zone quasi-dimensional spherical flame front approach, a thermodynamic model has been developed. By using this model, the effects of varying spark-plugs location from center to cylinder wall on engine performances have been investigated and compared with the geometry having one spark-plug at the same locations.

It has been determined that the geometry having centrally located spark-plug gives the best performances. If spark plug is located anywhere except from center, the using of twin spark-plugs gives better performances.

**Key Words:** Twin Spark-Plugs, Dual Spark-Plugs, Thermodynamic Model, SI Engine  
Two-Zone Quasi-Dimensional Combustion Model

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa No

|  |    |
|--|----|
| Şekil 1. Tek buji için alev cephesi geometrisi.....  | 12 |
| Şekil 2. Çift buji kullanılması durumu için alev cephesinin fotoğrafı.....   | 13 |
| Şekil 3. Çift buji için alev cephesinin şematik resmi .....  | 14 |
| Şekil 4. Çift tek bujili durum için yanma odasının geometrisi.....   | 33 |
| Şekil 5. Yanma odasındaki gazların basınçlarının karşılaştırılması.....  | 39 |
| Şekil 6. Yanma odasındaki gazların sıcaklıklarının karşılaştırılması.....  | 39 |
| Şekil 7. Kütleli yanma oranlarının karşılaştırılması.....  | 40 |
| Şekil 8. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....              | 41 |
| Şekil 9. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....              | 41 |
| Şekil 10. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 42 |
| Şekil 11. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....              | 42 |
| Şekil 12. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 43 |
| Şekil 13. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 43 |
| Şekil 14. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 44 |
| Şekil 15. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....              | 44 |
| Şekil 16. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 45 |
| Şekil 17. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 45 |
| Şekil 18. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....             | 46 |
| Şekil 19. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi .....              | 46 |
| Şekil 20. $\phi=1.0$ , $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi..... | 47 |



|  |    |
|--|----|
| Şekil 21. $\phi=1.2$ , $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi..... | 48 |
| Şekil 22. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için kütlelesel yanma oranı eğrileri.....   | 49 |
| Şekil 23. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için kütlelesel yanma oranı eğrileri.....   | 49 |
| Şekil 24. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için kütlelesel yanma oranı eğrileri.....   | 50 |
| Şekil 25. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için kütlelesel yanma oranı eğrileri.....  | 50 |
| Şekil 26. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 51 |
| Şekil 27. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 52 |
| Şekil 28. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 52 |
| Şekil 29. $n=1000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....  | 53 |
| Şekil 30. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 53 |
| Şekil 31. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 54 |
| Şekil 32. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 54 |
| Şekil 33. $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....  | 55 |
| Şekil 34. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.25$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 55 |
| Şekil 35. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 56 |
| Şekil 36. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.75$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                                       | 56 |
| Şekil 37. $n=3000$ [d/dak] ve $X_s/R=1.0$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....  | 57 |
| Şekil 38. $\phi=1.0$ , $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                          | 57 |
| Şekil 39. $\phi=1.2$ , $n=2000$ [d/dak] ve $X_s/R=0.50$ için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi .....                          | 58 |

|   |    |
|---|----|
| Şekil 40. Yanma süresinin boyutsuz buji konumuna göre değişimi .....  | 58 |
| Şekil 41. Maksimum silindir basınçlarının buji konumuna göre değişimi.....  | 59 |
| Şekil 42. Maksimum yanmış gaz sıcaklıklarının buji konumuna göre değişimi.....                                    | 59 |
| Şekil 43. Maksimum yanmamış gaz sıcaklıklarının buji konumuna göre değişimi.....                                  | 60 |
| Şekil 44. Ortalama indike basınçların devir sayısına göre eğişiimi .....  | 60 |
| Şekil 45. Tek ve çift bujili durum için indike güçlerin devir sayısına göre değişimi .....                        | 61 |
| Şekil 46. Tek ve çift bujili durum için efektif güçlerin devir sayısına göre değişimi .....                       | 61 |
| Şekil 47. Tek ve çift bujili durum için döndürme momentlerinin devir sayısına göre değişimi.....                  | 62 |
| Şekil 48. $n=1000$ [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi..... | 63 |
| Şekil 49. $n=1500$ [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi..... | 63 |
| Şekil 50. $n=2000$ [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi..... | 64 |
| Şekil 51. $n=2500$ [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi..... | 64 |
| Şekil 52. $n=3000$ [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi..... | 65 |

## TABLolar DİZİNİ

### Sayfa No

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Tablo 1.    | Düşük sıcaklıklarda yanma durumu için yanma ürünlerinin kmol sayıları.....  | 8  |
| Tablo 2.    | Laminer alev hızının hesaplanmasında kullanılan katsayılar.....   | 17 |
| Tablo 3.    | Motor özellikleri.....  | 37 |
| Ek Tablo 1. | $\phi = 0.8$ , $n = 1000$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 76 |
| Ek Tablo 2. | $\phi = 0.8$ , $n = 1500$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 76 |
| Ek Tablo 3. | $\phi = 0.8$ , $n = 2000$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 77 |
| Ek Tablo 4. | $\phi = 0.8$ , $n = 2500$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 77 |
| Ek Tablo 5. | $\phi = 0.8$ , $n = 3000$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 78 |
| Ek Tablo 6. | $\phi = 1.0$ , $n = 2000$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 78 |
| Ek Tablo 7. | $\phi = 1.2$ , $n = 2000$ [d/dak] ve $\theta_s = -35$ [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar..... | 79 |

## SEMBOLLER DİZİNİ

|           |  |
|-----------|--|
| A         | : Alan [ $m^2$ ]   |
| $A_f$     | : Alev cephesinin serbest yüzey alanı [ $m^2$ ]  |
| $A_{top}$ | : Alev cephesinin ısılattığı toplam silindir içi yüzey alanı [ $m^2$ ]                                   |
| $b_e$     | : özgül yakıt tüketimi [ $kg/kWh$ ]  |
| $b_i$     | : indike özgül yakıt tüketimi [ $kg/kWh$ ]   |
| c         | : 1 kmol yakıttaki kmol cinsinden karbon miktarı   |
| C         | : Karbon   |
| C         | : Sekman sızdırmazlık katsayısı [ $1/s$ ]  |
| $C_p$     | : Özgül ısı [ $kJ/kgK$ ]   |
| D         | : Silindir çapı [ $m$ ]  |
| f         | : Artık gazlar katsayısı   |
| F         | : 1 kg hava ile gerçekte yakılan yakıtın kütlesi [ $kg$ ]  |
| $F_s$     | : 1 kg hava ile stokiometrik olarak yakılabilecek yakıtın kütlesi [ $kg$ ]                               |
| h         | : Entalpi [ $kJ/kg$ ]  |
| h         | : 1 kmol yakıttaki kmol cinsinden hidrojen miktarı   |
| $h_g$     | : Isı transfer katsayısı [ $W/m^2K$ ]  |
| $h_L$     | : Gaz kaçaıklarından kaynaklanan entalpi kaybı [ $kJ/kg$ ]   |
| $h_{min}$ | : 1 kg yakıtı teorik olarak tam yakmak için gerekli olan hava miktarı<br>[ $kg$ Hava/ $kg$ Yakıt]        |
| H         | : Hidrojen   |
| $H_L$     | : Toplam entalpi kaybı [ $kJ$ ]  |
| $H_{min}$ | : 1 kmol yakıtı teorik olarak tam yakmak için gerekli olan hava miktarı<br>[ $kmol$ Hava / $kmol$ Yakıt] |
| $H_u$     | : Alt ısı değer [ $kJ/kg$ ]  |
| K         | : Kimyasal reaksiyonlar için denge katsayısı   |
| $K_{WG}$  | : Su gazı dengesi reaksiyonu için denge katsayısı  |
| $l_b$     | : Biyel kolunun uzunluğu [ $m$ ]   |
| m         | : Yakıtın toplam kütlesi [ $kg$ ]  |
| $m_b$     | : Yanmış kütle miktarı [ $kg$ ]  |
| $m_L$     | : Sıkıştırma başlangıcında yanma odasındaki karışımın kütlesi [ $kg$ ]                                   |

|             |   |
|-------------|---|
| $\dot{m}_L$ | : Kütle kayıpları [kg/s]  |
| $M_d$       | : Döndürme momenti [Nm]   |
| $n$         | : Devir sayısı [d/dak]  |
| $n$         | : 1 kmol yakıttaki kmol cinsinden azot miktarı                                |
| $n_i$       | : Herhangi bir ürünün kmol sayısı   |
| $n_T$       | : Toplam kmol sayısı  |
| $N$         | : Azot  |
| $N_e$       | : Efektif güç [kW]  |
| $N_i$       | : İndike güç [kW]   |
| $\alpha_y$  | : 1 kmol yakıttaki kmol cinsinden oksijen miktarı                             |
| $O$         | : Oksijen   |
| $O_{min}$   | : 1 kmol yakıtın yanması için gerekli olan stokiometrik oksijen miktarı       |
| $p$         | : Basınç [Bar]  |
| $p_{me}$    | : Ortalama efektif basınç [Bar]   |
| $p_{mi}$    | : Ortalama indike basınç [Bar]  |
| $p_{m,m}$   | : Mekanik kayıplar ortalama basıncı [Bar]                                     |
| $Q$         | : Isı kayıpları [kJ]  |
| $r$         | : Alev cephesinin geometrik özelliklerinden yarıçap ile ilgili olan parametre |
| $r_f$       | : Alev yarıçapı   |
| $r_{fmax}$  | : Maksimum alev yarıçapı  |
| $r_L$       | : Krank dairesi yarıçapının biyel kolunun uzunluğuna oranı                    |
| $R$         | : Hava için özgül ideal gaz sabiti [kJ/kgK]                                   |
| $R$         | : Silindir yarıçapı [m]   |
| $s$         | : Entropi [kJ/kgK]  |
| $S$         | : Strok uzunluğu [m]  |
| $S_L$       | : Laminer alev hızı [m/s]   |
| $S_{L0}$    | : Standart koşullardaki alev hızı [m/s]                                       |
| $S_T$       | : Türbülanslı alev hızı [m/s]   |
| $T$         | : Sıcaklık [K]  |
| $T_d$       | : Silindir duvarının sıcaklığı [K]  |
| $u$         | : İç enerji [kJ/kg]   |
| $U$         | : İç enerji [kJ]  |
| $v$         | : Özgül hacim [m <sup>3</sup> /kg]  |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $V$             | : Toplam silindir hacmi [ $m^3$ ]  |
| $V_b$           | : Yanmış gazların hacmi [ $m^3$ ]  |
| $V_c$           | : Ölü hacim [ $m^3$ ]  |
| $V_f$           | : Serbest alev cephesinin sınırlamış olduğu hacim [ $m^3$ ]                              |
| $V_{pm}$        | : Ortalama piston hızı [m/s]   |
| $V_s$           | : Strok hacmi [ $m^3$ ]  |
| $V_{sil}$       | : Silindirin anlık hacmi [ $m^3$ ]   |
| $W_i$           | : İndike iş [kJ]   |
| $x_b$           | : Kütlesel yanma oranı   |
| $x_s$           | : Stokiometrik yakıt-hava karışımındaki yakıtın kütlesel oranı                           |
| $X_s$           | : Bujini silindir ekseninden kaçıklığı [m]   |
| $y_0$           | : Ölü hacim yüksekliği [m]   |
| $y$             | : Piston tablasının silindir kafasına olan anlık uzaklığı [m]                            |
| $y_i$           | : Herhangi bir ürünün kmol oranı   |
| $y_s$           | : Stokiometrik yakıt-hava karışımındaki yakıtın molar oranı                              |
| $z$             | : Alev cephesinin katettiği silindir eksenine paralel düşey yöndeki uzunluk [m]          |
| $z$             | : Silindir sayısı  |
| $\alpha$        | : Alev cephesinin geometrik özelliklerinden açı ile ilgili olan parametre                |
| $\alpha$        | : Laminer alev hızı için sabit   |
| $\beta$         | : Alev cephesinin geometrik özelliklerinden açı ile ilgili olan parametre                |
| $\beta$         | : Laminer alev hızı için sabit   |
| $\gamma$        | : Çift buji için alev cephesinin geometrik özelliklerinden açı ile ilgili olan parametre |
| $\varepsilon$   | : Molar stokiometrik yakıt-hava oranı  |
| $\varepsilon_s$ | : Sıkıştırma oranı   |
| $\varepsilon_h$ | : Adyabatik alev sıcaklığının belirlenmesinde kullanılan duyarlılık değeri               |
| $\eta_i$        | : İndike verim [%]   |
| $\eta_e$        | : Efektif verim [%]  |
| $\eta_v$        | : Volümetrik verim [%]   |
| $\theta$        | : Krank mili açısı [Derece]  |
| $\mu_h$         | : Havanın kmol kütlesi [kg Hava/ kmol Hava]  |
| $\mu_y$         | : Yakıtın kmol kütlesi [kg Yakıt/ kmol Yakıt]  |

|             |   |
|-------------|---|
| $\rho_b$    | : Yanmış gaz karışımının yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]   |
| $\rho_u$    | : Yanmamış gaz karışımının yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\tau_{TG}$ | : Tutuşma gecikmesi [KMA]                                 |
| $\phi$      | : Ekivalans oranı   |
| $\omega$    | : Açısal hız [rad/s]                                      |

### Alt İndisler:

|      |                     |
|------|---------------------|
| o    | : Standart koşullar |
| b    | : Yanmış            |
| d    | : Duvar             |
| e    | : Efektif           |
| f    | : Flame             |
| h    | : Hava              |
| i    | : İndike            |
| min. | : Minimum           |
| pt   | : Piston tablası    |
| s    | : Strok             |
| sd   | : Silindir duvarı   |
| sil. | : Silindir          |
| sk   | : Silindir kafası   |
| TG   | : Tutuşma gecikmesi |
| top. | : Toplam            |
| u    | : Yanmamış          |
| v    | : Volümetrik        |
| y    | : Yakıt             |

### Üst İndisler:

|   |   |
|---|---|
| . | : Zamana veya krank mili açısına göre türev |
|---|---|

## **1. GENEL BİLGİLER**

### **1.1. Giriş**

İçten yanmalı motorlar belirli bir termodinamik çevrime (Otto, Dizel veya karma çevrimine) dayalı olarak çalışan enerji makinaları olup, özellikle kara taşıtlarında çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar.

Motorlu taşıtların sayılarının artması ile birlikte fosil yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanımında da artış olmuştur. Bu da eksoz emisyonlarında hızlı bir artış meydana getirmiştir. Sonuç olarak; sınırlı enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılması gündeme gelmiştir. Bunu yaparken de çevreye daha az zarar vermek varılmak istenen bir hedef olmuştur. Bu amacı gerçekleştirmek için bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler de göz önüne alınarak içten yanmalı motorlara yönelik sayısal ve deneysel çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. [1], [2], [3] ve [4] numaralı kaynaklar bu çalışmalara birer örnek olarak verilebilir.

Gelecek yıllarda kullanılması düşünülen bazı alternatif yakıtların enerjilerinin mekanik işe dönüştürülme işleminin de içten yanmalı motorlarda gerçekleştirilmesi olasılığının oldukça yüksek olduğunun burada vurgulanmasında yarar vardır [4]. Bu da, içten yanmalı motorlar alanında yapılan çalışmaların önemini daha da artırmaktadır.

Bu çalışmada buji ateşlemeli motorlarda hızlı yanmaya yönelik olarak çift buji kullanımının motor performansına olan etkisi teorik olarak incelenmiştir.

### **1.2. Buji Ateşlemeli Motorlarda Hızlı Yanmanın Önemi**

Genel olarak motorlarda hızlı yanma kavramı yeni bir kavram olmayıp, esası teorik motor çevrimlerinin bilindiği tarihlere kadar uzanır. Motor çevrimlerinin en genel şekli olan karma çevrimde ısının olabildiğince sabit hacimde çevrime sokulmasının motor verimini artırdığı bilinen bir gerçektir. Buna göre aynı sıkıştırma oranına sahip bir benzin ve dizel motorlarının teorik çevrimleri olan Otto ve Dizel çevrimleri dikkate alındığında, Otto çevrimine göre çalışan ısı makinasının ısı verimi daha yüksek olmaktadır [4].

Sabit hacimde sistemde ısının girdiği varsayılan Otto çevriminin ısı verimi benzin



motorlarının verimlerinin üst sınırını oluşturmaktadır. Gerçek motor çevrimlerinde ise sisteme sabit hacimde ısının girmesi olanaklı değildir. Yakıtın yanması fiziksel ve kimyasal bir süreç olup belirli bir zaman almaktadır. Ancak bu zamanın olabildiğince kısa olması, çevrimin yapısını Otto çevrimine yaklaştıracığından ısı verim doğal olarak artacaktır [5].

Bu çalışmada çevrimin yapısının Otto çevrimine yaklaştırılmasına yönelik olarak buji ile ateşlemeli motorlarda çift buji (ikiz buji) kullanılması durumu teorik olarak incelenmiştir.

### **1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı**

Literatürde, buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımıyla ilgili olarak çok sayıda deneysel çalışma bulunmaktadır [5], [6], [7], [8], [9]. Bunun yanında ticari amaçlı olarak üretilmiş çift bujili motorlara sahip otomobiller de bulunmaktadır [10], [11]. Ancak yapılan literatür araştırmasının sonucunda bu konu ile ilgili teorik bir çalışmaya rastlanamamıştır [12]. Sunulan çalışmanın temel amacı, buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımına yönelik termodinamik bir modelin geliştirilmesi ve bu model ile motor performansını karakterize eden parametrelerin incelenmesidir.

### **1.4. Buji Ateşlemeli Motor Çevrimlerinde Kullanılan Modeller**

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yanma modellerinin sınıflandırılması için çok sayıda seçenek bulunmaktadır. Bunlardan Bracco'nun önermiş olduğu sınıflandırma; farklı türdeki yanma problemlerinin incelenmesinde kullanışlı olmaktadır [13]. Bu sınıflandırma aşağıdaki gibidir.

- a) Sıfır-boyutlu modeller (termodinamik modeller),
- b) Sanki-boyutlu modeller (alev yayılması modeli),
- c) Boyutlu modeller (ayrıntılı modeller).

Sıfır boyutlu modeller yanma odası geometrisi, buji konumu gibi özelliklerin etkisini incelemek için yetersiz kalmakta, akışkanlar dinamiği esaslı boyutlu modeller ise çok kapsamlı ayrıklaştırma, türbülans modelleme ve sayısal çözüm tekniklerinin kullanılmasını gerektirmektedir [14].

Bu çalışmada buji sayısının ve konumunun etkisini de incelemeye elverişli olan sanki-boyutlu model yaklaşımı kullanılmıştır. Bu tür modellerde yanmış kütle oranı yanma sırasındaki fiziksel büyüklüklere, motor geometrisine ve çalışma koşullarına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Sanki-boyutlu modellerde kütleli yanma oranları daha gerçekçi varsayımlar yapılarak hesaplanmaktadır [2].



## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

### 2.1. Giriş

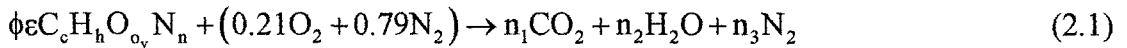
Bu bölümde, termodinamik çevrim modeli ve modelde kullanılan alt modeller sırasıyla incelenmiştir. Kullanılan temel kavramların bazılarının tanımı Ek 4'te verilmiştir.

### 2.2. Termodinamik Çevrim Modellerinde Kullanılan Alt Modeller

#### 2.2.1. Yakıt-Hava-Artık Gaz Karışımının Yapısının Belirlenmesi

Motorlarda sıkıştırma işleminin başlangıcında silindir içerisinde; yakıt, hava ve artık gazlardan oluşan reaktif bir karışım bulunmaktadır [15]. Bu karışımın yapısının belirlenmesinde Ferguson [16] tarafından verilen yaklaşım kullanılmıştır. Bu yaklaşımın açılımı Şahin [17] tarafından ayrıntılı olarak çalışmasında incelenmiş olup burada bu konu üzerinde yeterince durulacaktır.

Kapalı formülü  $C_c H_h O_{o_y} N_n$  şeklinde olan bir yakıtın teorik (stokiyometrik) yanma ürünleri sadece su, karbondioksit ve azottan oluşacaktır. Bu yanma reaksiyonunu birim kmol hava başına aşağıdaki şekilde yazabiliriz.



Burada,  $\varepsilon$ , molar stokiyometrik yakıt-hava oranını,  $n_i$  ( $i=1,2,3$ ) ise ürünlerin bileşimini (kmol sayılarını) göstermektedir. Stokiyometrik yanma için ekivalans oranı  $\phi = 1$  olup atom dengesinden aşağıdaki denklemler yazılabilir:

$$\text{Karbon için : } \varepsilon c = n_1 \quad (2.2)$$

$$\text{Hidrojen için : } \varepsilon h = 2n_2 \quad (2.3)$$

$$\text{Oksijen için : } \varepsilon o_y + 2(0.21) = 2n_1 + n_2 \quad (2.4)$$

$$\text{Azot için : } \varepsilon n + 2(0.79) = 2n_3 \quad (2.5)$$

1 kmol yakıtın yanması için gerekli olan minimum (stokiyometrik) oksijen miktarı  $O_{\min}$  olmak üzere yukarıdaki dört denklemin düzenlenmesi sonunda aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$O_{\min} = (c + 0.25h - 0.5o_y) \quad (2.6)$$

$$n_1 = 0.210c / (O_{\min}) \quad (2.7)$$

$$n_2 = 0.105h / (O_{\min}) \quad (2.8)$$

$$n_3 = 0.79 + 0.105n / (O_{\min}) \quad (2.9)$$

$$\varepsilon = \frac{0.210}{O_{\min}} = \frac{1}{H_{\min}} \quad (2.10)$$

Burada  $H_{\min}$  1 kmol yakıtın stokiyometrik olarak yanması için gerekli minimum hava miktarıdır. Diğer taraftan stokiyometrik kütleli yakıt-hava oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$F_s = \varepsilon \frac{\mu_y}{\mu_h} \quad (2.11.a)$$

$$F_s = \frac{\varepsilon (12.011c + 1.008h + 15.999o_y + 14.01n)}{28.9644} = \frac{1}{h_{\min}} \quad (2.11.b)$$

Burada,  $\mu_y$  ve  $\mu_h$  yakıt ve havanın kmol kütlesi olup  $\mu_y = 12.011c + 1.008h + 15.999o_y$  şeklinde belirlenir. Havanın kmol kütlesi  $\mu_h = 28.9644$  alınırsa (2.11.b) denklemi

kullanılarak benzin ( $C_7H_{17}$ ) için yaklaşık olarak  $F_s = 0.06549$  şeklinde hesaplanabilir. Stokiyometrik yakıt-hava karışımındaki yakıtın molar ve kütleli oranları;

$$y_s = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \quad x_s = \frac{F_s}{1 + F_s} \quad (2.12)$$

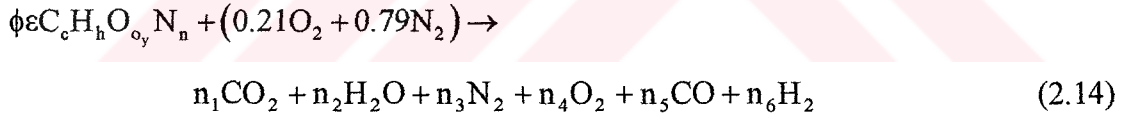
bağıntılarından belirlenir.

Yakıt-hava karışımı için ekivalans oranı; gerçek yakıt-hava oranının ( $F$ ), stokiyometrik yakıt-hava oranına ( $F_s$ ) bölünmesi ile elde edilmektedir.

$$\phi = \frac{F}{F_s} \quad (2.13)$$

Yakıt-hava karışımı; eğer  $\phi > 1$  ise zengin,  $\phi < 1$  ise fakir ve  $\phi = 1$  olması durumunda da stokiyometrik olarak nitelendirilmektedir.

Düşük sıcaklıklarda (eksozdaki gibi) ve C/O oranının birden küçük olması durumunda yanma reaksiyon denklemi aşağıdaki gibidir.



C/O oranının birden büyük olması durumunda yanma ürünlerine katı karbon parçacıkları ve diğer bazı ürünler de eklenebilir. Fakir ve zengin karışımlar için uygun yaklaşımlar;

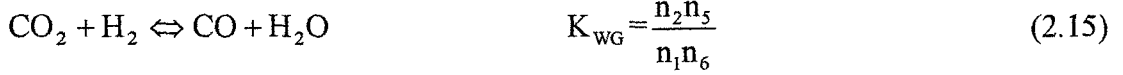
$$\phi \leq 1 \text{ için } n_5 = n_6 = 0$$

$$\phi > 1 \text{ için } n_4 = 0$$

şeklindedir.

Stokiyometrik ve fakir karışım durumlarında ürünlerin mol oranlarının hesaplanmasında atom dengesi yeterli olmaktadır. Zengin karışım durumunda ise bilinmeyen sayısı beşe çıktığından, çözüm için ek bir denkleme daha gereksinim

duyulmaktadır. Bu ek denklem su gazı denge reaksiyonundan sağlanmaktadır. Su gazı denge reaksiyonu ve reaksiyon için denge katsayısı sırasıyla aşağıdaki gibi yazılmaktadır;



Denge sabiti ( $K_{\text{WG}}$ ), tablolardan veya JANAF Tablolarına [19] eğri uyumlanması ile elde edilmiş olan (2.16) ifadesi kullanılarak belirlenebilir.

$$\ln K_{\text{WG}} = 2.743 - 1.761/t - 1.611/t^2 + 0.283/t^3 \quad (2.16)$$

Burada,  $t = T/1000$  ve  $T$  [K] şeklindedir.

Zengin ve fakir karışım durumları için elde edilen çözümler Tablo 1'de verilmektedir.

Zengin karışım durumunda karbonmonoksitin (CO) kmol sayısı ( $n_5$ ) ikinci dereceden bir denklemin ( $an_5^2 + bn_5 + c = 0$ ) çözülmesi ile elde edilmektedir.

$$n_5 = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (2.17)$$

Burada,

$$A = 1 - K_{\text{WG}}$$

$$B = 0.42 - \phi \varepsilon (2c - o_y) + K_{\text{WG}} [0.42(\phi - 1) + c\phi \varepsilon]$$

$$C = -0.42c\phi \varepsilon (\phi - 1) K_{\text{WG}}$$

şeklinde sıralanmaktadır.  $n_5$  belirlendikten sonra diğer ürünlerin kmol sayıları  $n_5$ 'e bağlı olarak Tablo 1'deki gibi kolaylıkla belirlenebilir. Kmol sayıları belirlendikten sonra kmol oranları da kolay bir şekilde hesaplanabilir.

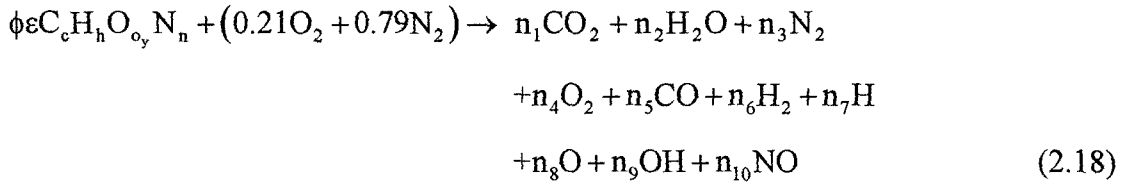
Tablo 1. Düşük sıcaklıklarda yanma durumu için yanma ürünlerinin kmol sayıları [16].

| i | Ürünler          | $\phi \leq 1$            | $\phi > 1$                            |
|---|------------------|--------------------------|---------------------------------------|
| 1 | CO <sub>2</sub>  | $c\phi\epsilon$          | $c\phi\epsilon - n_5$                 |
| 2 | H <sub>2</sub> O | $h\phi\epsilon/2$        | $0.42 - \phi\epsilon(2c - o_y) + n_5$ |
| 3 | N <sub>2</sub>   | $0.79 + n\phi\epsilon/2$ | $0.79 + n\phi\epsilon/2$              |
| 4 | O <sub>2</sub>   | $0.21(1 - \phi)$         | 0                                     |
| 5 | CO               | 0                        | $n_5$                                 |
| 6 | H <sub>2</sub>   | 0                        | $0.42(\phi - 1) - n_5$                |

### 2.2.2. Yüksek Sıcaklıklarda Yanma Durumu İçin Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi

Yüksek sıcaklıklarda yanma durumu için yanma ürünlerinin yapısı parçalanma ve kimyasal denge reaksiyonları göz önüne alınarak belirlenir. Bu amaç için 10 farklı yanma ürününün dikkate alındığı bir formülasyon Ferguson [16]; 12 farklı yanma ürününün dikkate alındığı benzer bir formülasyon da Olikara ve Borman [18] tarafından geliştirilmiştir.

Ferguson [16] tarafından geliştirilen formülasyonda yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri içerisinde Bölüm 2.2.1'de verilen ürünlere ek olarak O, H, OH ve NO gibi parçalanma ürünlerinin de bulunduğu varsayılmaktadır. Bu durumda yanma reaksiyonu denklemi;



şeklinde yazılır.

Yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenmesinde kullanılacak olan dört denklem atom dengesinden kolayca yazılabilir:

$$\text{Karbon için : } \varepsilon\phi_c = (y_1 + y_5)n_T \quad (2.19)$$

$$\text{Hidrojen için : } \varepsilon\phi_h = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)n_T \quad (2.20)$$

$$\text{Oksijen için : } \varepsilon\phi_o_y = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})n_T \quad (2.21)$$

$$\text{Azot için : } \varepsilon\phi_n = (2y_3 + y_{10})n_T - 1.58 \quad (2.22)$$

Burada,

$$n_T = \sum n_i, \quad (i = 1, 2, \dots, 10) \quad (2.23)$$

şeklinde olup; (2.19)-(2.23) denklemlerinde  $n_T$ : ürünlerin toplam kmol sayısını;  $y_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, 10$ ) ise yanma ürünlerinin kmol oranlarını göstermektedir. Toplam kmol oranı için;

$$\sum y_i - 1 = 0 \quad (2.24)$$

denklemleri yazılabilir.

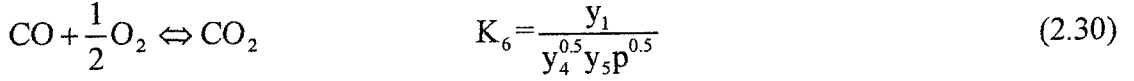
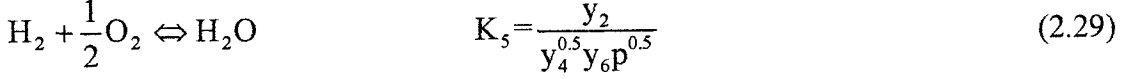
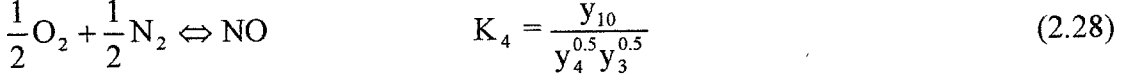
Toplam kmol sayısının ve kmol oranlarının belirlenmesi için bu aşamaya kadar beş tane denklem yazılmıştır. Kalan altı denklem ise parçalanma denge reaksiyonlarından yazılabilir. Bu denklemler sırasıyla;

$$\frac{1}{2}H_2 \Leftrightarrow H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{0.5}}{y_6^{0.5}} \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{0.5}}{y_4^{0.5}} \quad (2.26)$$

$$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{0.5} y_6^{0.5}} \quad (2.27)$$





şeklindedir.

$K_i$ , ( $i=1,2,\dots,6$ ) denge katsayıları literatürde [16] sıcaklığa bağlı olarak bir tablo şeklinde verilmektedir.

(2.19)-(2.23) ve (2.25)-(2.30) ile verilen ve toplam 11 tane doğrusal olmayan denklemlerden oluşan denklem takımı yeniden düzenlenerek dört bilinmeyenli dört tane doğrusal olmayan denklemden oluşan denklem sistemine dönüşür. [16]'da açıklanan çözüm yöntemiyle ürünlerin kmol oranları belirlenir. Bu çalışmada söz konusu çözüm yöntemi üzerinde ayrıntılı olarak durulmayacaktır.

### 2.2.3. Tek Buji İçin Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi

Buji ateşlemeli motorlarda ısı transferinin daha gerçekçi bir şekilde hesaplanabilmesi için yanma işlemi sırasında, yanmış ve yanmamış gazların ıslattığı silindir içi yüzey alanının doğru bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Bu da alev cephesinin geometrik özelliklerinin iyi bir yaklaşımla tahmin edilmesine bağlıdır.

Bu çalışmada alev cephesinin geometrik özellikleri Blizard ve Keck [20] tarafından geliştirilen hesap yöntemi kullanılarak elde edilmiştir.

Yanma işleminde, bujiden yayılan alev cephesi en genel durumda; silindir kafası (sk), silindir duvarı (sd) ve piston tablasıyla (pt) temas etmektedir. Bu durum Şekil 1'de görülmektedir. Şekil 1'den yararlanarak aşağıdaki geometrik ilişkiler elde edilebilir [20].

Alev cephesinin serbest yüzey alanı;

$$A_f = 2r_f \int_{z=0}^{z=y} \alpha(z) dz \quad (2.31)$$

Alev cephesinin sınırladığı hacim;

$$V_f = \int_{z=0}^{z=y} [\alpha(z)r^2(z) + \beta(z)R^2 - X_s R \sin\beta(z)] dz \quad (2.32)$$

Bu bağıntılarda,

$$\text{Cos}\alpha = (X_s^2 + r^2(z) - R^2) / [2X_s r(z)] \quad (2.33)$$

$$\text{Cos}\beta = (X_s^2 + R^2 - r^2(z)) / (2X_s R) \quad (2.34)$$

$$r^2(z) = r_f^2 - z^2 \quad (2.35)$$

şeklindedir.

Alev cephesinin ıslattığı (değdiği) toplam yüzey alan ( $A_{top}$ ) aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

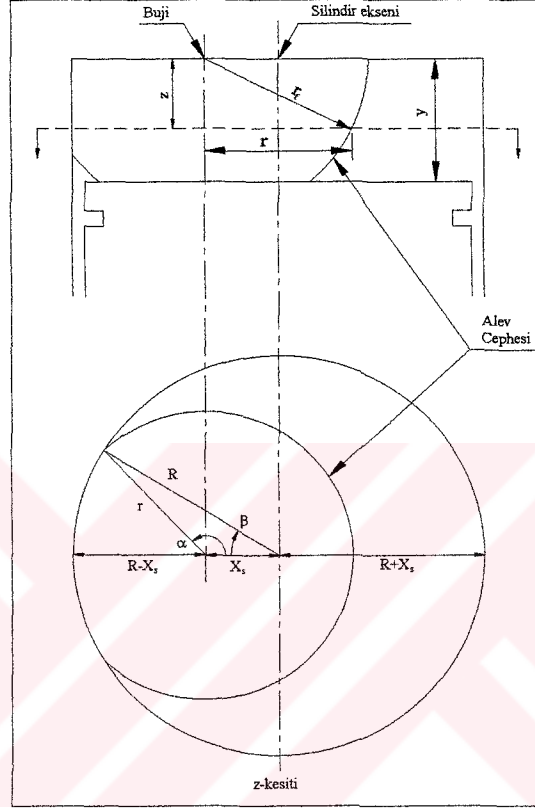
$$A_{top} = A_{sk} + A_{sd} + A_{pt} \quad (2.36)$$

$$A_{sk} = \alpha(0)r^2(0) + \beta(0)R^2 - X_s R \sin\beta(0) \quad (2.37)$$

$$A_{sd} = 2 \int_{z=0}^{z=y} R\beta(z) dz \quad (2.38)$$

$$A_{pt} = \alpha(y)r^2(y) + \beta(y)R^2 - X_s R \sin\beta(y) \quad (2.39)$$

Böylece (2.31)-(2.39) denklemlerinin her krank adımında integre edilmesi ile anlık alev geometrisi belirlenmiş olur. Burada yanmış gazların hacmi ile alev cephesinin serbest yüzeyinin sınırlamış olduğu hacmin birbirine eşit olduğu varsayılmıştır. Bir başka deyişle  $V_f = V_b$  alınmıştır. Burada,  $V_b$  yanmış gazların hacmini göstermektedir.



Şekil 1. Tek buji için alev cephesi geometrisi [20].

#### 2.2.4. Çift Buji İçin Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi

Buji ateşlemeli motorlarda yanma işleminin hızlandırılmasında, alev cephesinin serbest yüzey alanı önemli bir parametredir [15]. Bu durumda alev cephesinin serbest yüzey alanının uygun bir yolla artırılması gerekmektedir. Bunu gerçekleştirmenin bir yolu ise buji ateşlemeli motorlarda tek buji yerine çift bujinin kullanılmasıdır [7], [8], [10].

Motorlarda çift buji kullanımıyla ilgili olarak literatürde çok sayıda deneysel çalışma bulunmaktadır [5], [7], [9], [10]. Bu çalışmalarda silindir kafasına simetrik olarak yerleştirilen çift bujinin (ikiz bujinin), motorun yakıt tüketimini azalttığı ve fakir karışımla çalışma toleransını artırdığı belirlenmiştir. Buna karşın, yapılan araştırmada, çift buji

kullanılmasına yönelik olarak literatürde teorik modelleme çalışmasına rastlanamamıştır. Bu nedenle bu tez çalışmasında buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımının motor parametreleri üzerindeki etkisinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Kullanılan termodinamik modelde; Bilgin [1] tarafından çift bujili yanma odası geometrisi için geliştirilen alev cephesi modeli uygulanmıştır.

Şekil 2’de çift buji ile ateşleme durumu için deneysel yolla elde edilen alev cephesinin gelişimi fotoğrafı, Şekil 3’ te ise çift bujili durum için alev cephesinin geometrik özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan şematik resim görülmektedir [1].

Çift bujili durumda alev cephesinin serbest yüzey alanı, alev cephesinin serbest yüzeyinin arkasında kalan hacim ve ilgili büyüklükler aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır [1]:

$$A_f = 4r_f \int_{z=0}^{z=y} [\alpha(z) - \gamma(z)] dz \quad (2.40)$$

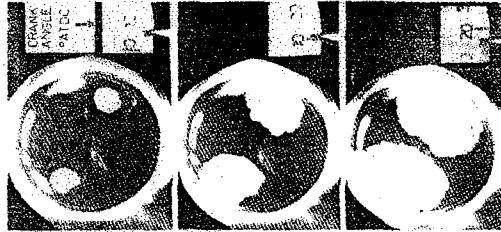
$$V_f = 2 \int_{z=0}^{z=y} \left\{ [\alpha(z) - \gamma(z)] r^2(z) + \beta(z) R^2 + [r(z) \sin(\gamma(z)) - R \sin(\beta(z))] X_s \right\} dz \quad (2.41)$$

$$\cos(\alpha(z)) = [X_s + r^2(z) - R^2] / [2X_s r(z)] \quad (2.42)$$

$$\cos(\beta(z)) = [X_s^2 + R^2 - r^2(z)] / [2X_s R] \quad (2.43)$$

$$\cos(\gamma(z)) = X_s / r(z) \quad (2.44)$$

$$r^2(z) = r_f^2 - z^2 \quad (2.45)$$



Şekil 2. Çift buji kullanılması durumu için alev cephesinin fotoğrafı [5].



### 2.2.5. Alev Yarıçapının Belirlenmesi

Alev cephesine karşılık gelen yarıçap, deneysel [21] ve teorik [22], [23] yolla belirlenebilmektedir.

Deneysel yöntem; alev fotoğraflarının değerlendirilmesine dayanmaktadır. Teorik yöntemler ise yarı iteratif (tabloda saklama) ve iteratif olmak üzere iki kısımda incelenebilir.

Tabloda saklama yönteminde; her piston pozisyonu için alev yarıçapı küçük artırımlarla tüm yanma odasını doldurana kadar ilerletilir. Her adımda elde edilen alev cephesinin geometrik özellikleri (alev cephesinin serbest yüzey alanı, alev cephesinin serbest yüzeyi arkasında kalan hacim ve alev cephesinin temas ettiği toplam silindirik yüzey alanı) bir tablo şeklinde saklanır [22]. Yanma işlemi süresince bilinen değerler (krank açısı ve piston pozisyonu) kullanılarak interpolasyonla gerekli alev yarıçapı belirlenir. Alev cephesinin yarıçapı belirlendikten sonra diğer geometrik özellikler daha önceden oluşturulmuş olan tablolar yardımıyla kolay bir şekilde belirlenebilmektedir.

İteratif yöntemde ise belirli bir yanmış gaz hacmine karşılık gelen alev yarıçapı, Newton-Raphson sayısal çözümleme yöntemiyle belirlenmektedir [23].

Bu çalışmada alev yarıçapının belirlenmesinde [23]'te verilen yaklaşım kullanılmıştır. Bu amaçla önce

$$f(r_i) = V_f(r_i) - V_b(\theta) = 0 \quad (2.50)$$

şeklinde bir fonksiyon tanımlanır. Burada,  $V_b(\theta)$ :  $\theta$  krank mili açısında yanmış gazların hacmi,  $V_f(r_i)$  de  $r_i$  yarıçapı için küresel alev cephesinin arkasında kalan hacimdir. Herhangi bir  $\theta$  krank mili açısında iki hacmin birbirine eşit olduğu  $r_i$  yarıçapı;

$$r_{i+1} = r_i - \frac{f(r_i)}{A_f(r_i)} \quad (2.51)$$

şeklinde Newton-Raphson yöntemi ile iteratif olarak belirlenmektedir. Burada,

$$A_f(r_i) = \frac{\partial f(r_i)}{\partial r_i} \quad (2.52)$$

şeklindedir.

Yöntemin uygulanabilmesi için bir ilk tahmin değerine gereksinim duyulmaktadır. Ateşlemeden sonraki ilk krank açısında alev cephesi sadece silindir kafası ile temas etmektedir ve oluşan alev cephesi geometrisi bir yarım küredir. Bu yarım kürenin hacmine karşılık gelen yarıçap ilk tahmin değeri olarak alınmıştır. Diğer iterasyon adımlarında ise bir önceki iterasyonda belirlenen alev yarıçap değeri ilk tahmin değeri olarak kullanılmıştır.

Yanma işlemi devam ederken alevin tüm yanma odasını doldurup doldurmadığının kontrolünün de yapılması gerekmektedir. Bu nedenle maksimum alev yarıçapı anlık olarak belirlenmelidir. Maksimum alev yarıçapı; silindir yarıçapı, bujinin silindir ekseninin merkezinden olan kaçıklığı ( $X_s$ ) ve piston tablasının silindir kafasına olan anlık mesafesine ( $y(\theta)$ ) bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$r_{f_{\max}} = \sqrt{(R+X_s)^2 + y(\theta)^2} \quad (2.53)$$

### 2.2.6. Laminer Alev Hızının Hesaplanması

Laminer alev hızının; sıcaklığa, basınca, ekivalans oranı ve artık gazlar katsayısına bağlı olması nedeniyle, karışımın bileşimi ve termodinamik durumu, yanma oranını etkilemektedir [24]. Metghalchi ve Keck [25], yüksek basınçlı küresel yanma bombasında yapmış oldukları deneysel çalışma ile laminer alev hızı için aşağıdaki bağıntıyı geliştirmişlerdir.

$$S_L = S_{L_0} (T_u/T_0)^a (p/p_0)^b (4.7f^2 - 4.1f + 1) \quad (2.54)$$

Burada,  $S_L$  [m/s]: laminer alev hızı;  $T$  [K]: mutlak sıcaklık;  $f$ : artık gazlar katsayısı ve  $p$  [atm]: basınçtır. (2.54) denklemindeki  $S_{L_0}$  [m/s], standart koşullardaki ( $T_0=273K$  ve

$p_o = 1$  atm) laminer alev hızını göstermektedir. Bu denklemdaki katsayıların ekivalans oranına bağlı olarak değişimi Tablo 2’de verilmektedir. Bu değerlere en küçük kareler yöntemiyle 2. dereceden eğriler uyumlama yoluyla şekildeki bağıntılar elde edilerek, diğer  $\phi$  değerleri içinde katsayı değerleri kolaylıkla bulunabilir.

$$S_{L_0} = f_{S_{L_0}}(\phi) \quad (2.55)$$

$$\alpha = f_{\alpha}(\phi) \quad (2.56)$$

$$\beta = f_{\beta}(\phi) \quad (2.57)$$

Tablo 2. Laminer alev hızının hesaplanmasında kullanılan katsayılar [24].

| $\phi$ | $S_{L_0}$ | $\alpha$ | $\beta$ |
|--------|-----------|----------|---------|
| 0.8    | 0.192     | 2.27     | -0.17   |
| 1.0    | 0.252     | 2.19     | -0.13   |
| 1.2    | 0.281     | 2.02     | -0.087  |

### 2.2.7. Türbülanslı Alev Hızının Hesaplanması

Bu çalışmada türbülanslı alev hızının hesaplanmasında Al-Baghdadi [26] tarafından aşağıda verilen bağıntı kullanılmıştır.

$$S_T = S_L Z \frac{(\rho_u/\rho_b)}{[(\rho_u/\rho_b) - 1]^{x_b} + 1} \quad (2.58)$$

Burada,

$$Z = 1 + 0.0018n \quad (2.59)$$

$S_T$  : Türbülanslı alev hızı [m/s],



$n$ : Devir sayısı [d/dak],

$\rho_u$ : Yanmamış gaz karışımının yoğunluğu [ $\text{kg/m}^3$ ],

$\rho_b$ : Yanmış gaz karışımının yoğunluğu [ $\text{kg/m}^3$ ] ve  $x_b$ : Kütlesel yanma oranıdır.

### 2.2.8. Tutuşma Gecikmesinin Hesaplanması

Tutuşma gecikmesi [26]'da verilen bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$\tau_{TG} = \left( \frac{6n}{S_T} \right) \left( \frac{0.001V}{\pi} \right)^{1/3} \quad (2.60)$$

Burada,

$\tau_{TG}$ : Tutuşma gecikmesi [ $^{\circ}\text{KMA}$ ] ve

$V$ : Silindirin anlık hacmi [ $\text{m}^3$ ] şeklindedir.

### 2.2.9. Anlık Piston Konumunun Belirlenmesi

Çevrim boyunca krank mili açısının değişimiyle birlikte pistonun konumu da anlık olarak değişmektedir.

Bu çalışmada piston tablasının silindir kafasından olan uzaklığının anlık değişimini veren bağıntı aşağıdaki gibi göz önüne alınmıştır [20].

$$y(\theta) = y_o + \frac{1}{2}(1 - \cos\theta) \quad (2.61)$$

Burada,

$y(\theta)$ : Piston tablasının silindir kafasına olan anlık uzaklığı [m],

$\theta$ : Krank mili açısı [Rad] ve

$y_o$ : Ölü hacmin yüksekliğidir, [m].

### 2.2.10. Kütlesel Yanma Oranının Belirlenmesi

Kütlesel yanma oranı yanmış gazların kütlesinin ( $m_b$ ), karışımın toplam kütlesine ( $m$ ) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu çalışmada yanmış kütle miktarı aşağıda verilen diferansiyel denklemin [27] her krank açısı adımında integre edilmesiyle belirlenmiştir.

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \rho_u A_f S_T \quad (2.62)$$

### 2.3. İki Bölge Sanki-Boyutlu Termodinamik Modelin Kurulması

Bu bölümde, kütlesel yanma oranının ve silindirden çevreye olan ısı kayıplarının hesaplanmasında küresel alev cephesi yaklaşımının [1, 2, 23] kullanıldığı bir termodinamik model geliştirilmiştir. Model esasen Ferguson [16] tarafından geliştirilen termodinamik modelin sanki boyutlu durum için genişletilmiş bir uygulamasıdır.

Burada modelin kurulmasında yapılan kabuller Bölüm 2.3.1'de ve motor çevrimlerinin termodinamik model yardımıyla hesaplanması Bölüm 2.3.2 ve Bölüm 2.3.3'de ayrıntılı olarak incelenmiştir.

#### 2.3.1. Modeldeki Varsayımlar

Modelde yapılan temel varsayımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Termodinamik sistem: motorun tek bir silindiri içindeki ortamdır. Çevrim süresince motor silindiri değişken hacimli bir ortam olarak gözönüne alınmaktadır. Silindir basıncı sadece zamanın fonksiyonudur ve yanma odası içinde üniformdur [2].

2. Emme ve sıkıştırma işlemleri süresince silindir dolgusu; hava, yakıt buharı ve artık eksoz gazların reaktif olmayan homojen bir karışımıdır. Bu nedenle bu işlemler süresince silindir dolgusu; silindirin her noktasında tek bir ortalama sıcaklıkla karakterize edilmektedir [2].

3. Yanma süresince sistemin termodinamik durumunu belirlerken; silindirin her biri homojen sıcaklıkta ve yapıda olan yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinden oluştuğu

varsayılmaktadır. Toplam silindir hacmi yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin hacimlerinin toplamına eşittir. Bir başka ifadeyle

$$V = V_u + V_b$$

şeklindedir.

4. Yanma işleminin başlangıcında; yanmış gazların sıcaklığının adyabatik alev sıcaklığı olduğu kabul edilmiştir. Yanma süresince; alevin yanma odası içinde küresel bir şekilde yayıldığı kabul edilmiştir [2]. Bu durumda; anlık yanmış kütle miktarı Bölüm 2.2.10.'da verilen türbülanslı alev yayılması modeliyle hesaplanmıştır.

5. Gaz karışımındaki her bir maddenin ideal gaz gibi davrandığı varsayılmaktadır. Emme, sıkıştırma ve yanma işlemleri süresince yanmış gazların; hava, yakıt ve artık gazların reaktif olmayan bir karışımı olduğu düşünülmektedir. Yanmış gazların, reaktif gazların kimyasal dengedeki bir karışımı olduğu varsayılmaktadır [2].

6. Silindirin duvar sıcaklığının sabit olduğu kabul edilmiştir.

7. Isı transferinin hesaplanmasında ısı transfer katsayısının sabit olduğu kabul edilmiştir.

8. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince silindir içindeki gazların toplam kütlesi değişmektedir. Kütle kayıplarının etkisi çevrim modelinde amprik bir bağıntıyla dikkate alınmıştır.

9. Çift bujili durumda küresel alev cepheleri silindir içinde ilerlerken küresel yapılarının bozulmadığı varsayılmıştır.

10. Çift bujili durumda ateşleme işleminin her iki bujide eş zamanlı olarak yapıldığı varsayılmıştır.

### 2.3.2. Matematik Modelin Geliştirilmesi

Burada, açık sisteme uygulanacak olan enerjinin korunumu (termodinamiğin birinci kanununun açık sisteme uygulanması) ilkesiyle denklemlerinin diferansiyel formları elde edilecek ve daha sonra bu diferansiyel denklemler sayısal bir yöntemle çözülecektir. İlk olarak silindirin içinde bulunan kütlenin tamamını içine alan bir kontrol hacmi için enerjinin korunum denklemini aşağıdaki gibi yazabiliriz [16].

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_L h_L}{\omega} \quad (2.63)$$

Burada,

$m$  : Kütle [kg]

$\omega$  : Açısal hız [Rad/s]

$p$  : Basınç [Bar]

$\dot{m}_L$  : Kütle kayıpları [kg/s]

$h_L$  : Entalpi kayıpları [kJ/kg]

$\frac{du}{d\theta}$  : İç enerjinin krank açısına göre değişimi [kJ/kgRad]

$\frac{dm}{d\theta}$  : Kütlenin krank açısına göre değişimi [kg/Rad]

$\frac{dQ}{d\theta}$  : Isı kayıplarının krank açısına göre değişimi [kJ/Rad]

$\frac{dV}{d\theta}$  : Silindir hacminin krank açısına göre değişimi [m<sup>3</sup>/Rad]

Sistemin iç enerjisinin;

$$u = \frac{U}{m} = x_b u_b + (1 - x_b) u_u \quad (2.64)$$

şeklinde olduğu kabul edilmektedir. Burada;  $u_b$  [kJ/kg],  $T_b$  [K] sıcaklığındaki yanmış gazların iç enerjisini,  $u_u$  [kJ/kg] ise  $T_u$  [K] sıcaklığındaki yanmamış gazların iç enerjisini göstermektedir. (2.63) eşitliğindeki kütleli yanma oranı ( $x_b$ ) da Bölüm 2.2.10'daki gibi hesaplanmaktadır. Benzer şekilde sistemin özgül hacmi için aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$v = \frac{V}{m} = x_b v_b + (1 - x_b) v_u \quad (2.65)$$

Bu aşamadan sonra basınç, iş ve ısı kayıplarının krank açısına göre değişimlerini ifade eden adi diferansiyel denklem takımı türetilenektir. Bu denklem takımının, sıkıştırmanın başlangıcından genişlemenin sonuna kadar eş zamanlı olarak integre edilmesiyle; basınç-

hacim diyagramı, indike verim ve indike ortalama basınç gibi çeşitli motor parametrelerinin incelenebilmesi olanaklı duruma gelecektir.

$v_b$ ,  $T_b$  ve  $p$  arasında aşağıdaki gibi bir fonksiyonel ilişki olduğunu varsayalım.

$$v_b = v_b(T_b, p) \quad (2.66)$$

Bu ifadenin krank açısına göre türevi alınırsa;

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial v_b}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.67)$$

eşitliği elde edilir. Benzer şekilde;

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial v_u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.68)$$

ifadesi de elde edilebilir.

(2.67) ve (2.68) ifadelerinde kısmi türevlerin yerine, sırasıyla logaritmik türevlerin [28] yazılması durumunda;

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.69)$$

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.70)$$

şekline dönüşürler.

Özgül hacim için (2.66)'da yazılmış olan fonksiyonel ilişki iç enerji için de benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u_b = u_b(T_b, p) \quad (2.71)$$

(2.67) ifadesinin krank açısına göre türevi alınırsa;

$$\frac{du_u}{d\theta} = \frac{\partial u_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial u_u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.72)$$

bağıntısı bulunur. (2.72) denkleminde kısmi türevlerin yerine logaritmik türevlerin yazıldığında;

$$\frac{du_u}{d\theta} = \left( C_{p_b} - \frac{pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} - v_b \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right) \frac{dp}{d\theta} \quad (2.73)$$

Benzer şekilde yanmamış gazlar için;

$$\frac{du_u}{d\theta} = \left( C_{p_u} - \frac{pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right) \frac{dp}{d\theta} \quad (2.74)$$

elde edilir [16].

Burada yanmış gazlar ile yanmamış gazların basınçları eşit alınmıştır. Bu düşünce, açık yanma odalı motorlar için iyi bir yaklaşımdır.

Bu aşamadan sonra (2.63) denkleminin her terimi ayrı ayrı incelenecektir.

(2.64) denklemi kullanılarak eşitliğin sol tarafındaki ilk terim aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$m \frac{du}{d\theta} = \left[ x_b \frac{du_b}{d\theta} + (1 - x_b) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] m \quad (2.75)$$

(2.73) ve (2.74), (2.75)'de yerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} m \frac{du}{d\theta} = & mx_b \left( C_{p_b} - \frac{pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} + m(1 - x_b) \left( C_{p_u} - \frac{pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - \\ & \left[ mx_b v_b \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right) + m(1 - x_b) v_u \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right) \right] \frac{dp}{d\theta} + m(u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (2.76)$$

elde edilir.

(2.63) eşitliğinin sol tarafında bulunan kütle kaçakları terimi silindir içindeki kütlenin değişiminden;

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_L}{\omega} = \frac{-Cm}{\omega} \quad (2.77)$$

şeklinde belirlenir.

Burada  $C$ , sekman sızdırmazlık katsayısı olup bu çalışmada  $C = 0.8$  olarak alınmıştır.

(2.63) korunum denkleminin sağ tarafında bulunan ısı transfer terimi ısı kaybı şeklinde göz önüne alınmakta ve

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-\dot{Q}_L}{\omega} = \frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\omega} \quad (2.78)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

Isı kayıpları;

$$\dot{Q}_b = h_g A_b (T_b - T_d) \quad (2.79)$$

$$\dot{Q}_u = h_g A_u (T_u - T_d) \quad (2.80)$$

bağıntılarından hesaplanır. Burada ,

$A_b$  : Yanmış gazların yanma odası iç yüzeyiyle temas alanı, [ $m^2$ ]

$A_u$  : Yanmamış gazların yanma odası iç yüzeyiyle temas alanı, [ $m^2$ ]

$T_b$  : Yanmış gazların sıcaklığı, [K]

$T_u$  : Yanmamış gazların sıcaklığı, [K]

$T_d$  : Silindirin duvar sıcaklığı, [K]

$h_g$  : Isı transfer katsayısı, [ $W/m^2K$ ]

şeklinde.  $A_b$  ve  $A_u$  alanları Bölüm 2.2.3 ve 2.2.4'te anlatılan yöntem ile hesaplanmıştır.

(2.63) eşitliğinde iş teriminin açıklanmasına gerek bulunmamaktadır. Fakat silindirdeki kütle kaçaqları nedeniyle meydana gelen entalpi kaybının belirlenmesine gereksinim vardır. Yanma işleminin ilk aşamalarında, sekmanlardan yanmamış gaz kaçağı meydana gelirken yanma işleminin sonuna doğru ise gaz kaçaqları yanmış gazlardan meydana gelmektedir. Sızan gazların entalpisi için:

$$h_L = (1 - x_b^2)h_u + x_b^2h_b \quad (2.81)$$

eşitliği yazılabilir [16]. Burada,  $h_L$  entalpi kaybı olup [kJ/kg] birimindedir. (2.77)'den  $h_L$ 'nin hesaplanabilmesi için  $h_b$  ve  $h_u$  entalpi değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Yanmış ve yanmamış gazların entalpileri basınç ve sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Yani;

$$h_b = h_b(T_b, p) \quad (2.82)$$

$$h_u = h_u(T_u, p) \quad (2.83)$$

şeklindedir. (2.82) ve (2.83), yüksek ve düşük sıcaklıklı yanma ürünlerinin yapısı belirlendikten sonra uyulmanmış eğrilerden hesaplanmaktadır. Hesaplama ile ilgili yöntem [16] ve [17]'de ayrıntılı olarak anlatıldığından bu konuya burada tekrar değinilmeyecektir. Böylece (2.63) eşitliğindeki bütün terimler açıklanmış olmaktadır. (2.63) eşitliğinde yer alan türev ve değişkenler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

Türevler :

$$\frac{dp}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, \frac{dV}{d\theta}, \frac{dx_b}{d\theta} \quad (2.84)$$

Termodinamik özellikleri gösteren değişkenler:

$$p, T_b, T_u, T_d \quad (2.85)$$



$$u_b, u_u, v_b, v_u, h_b, h_u, h_g \quad (2.86)$$

$$\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}, C_b, C_u \quad (2.87)$$

$$m, V, x_b \quad (2.88)$$

Motor tipi ve çalışma koşullarına göre değişen sabitler:

$$C, h, \omega, D \quad (2.89)$$

(2.88)'deki kütle ve hacim değerleri krank mili açısına göre bilinmektedir. Silindir içindeki kütlenin krank açısına göre değişimi;

$$m = m_L \exp[-C(\theta - \theta_L)/\omega] \quad (2.90)$$

bağıntısıyla belirlenebilir. Burada,

$\theta_L$  : Sıkıştırma işleminin başladığı açı değeri [°KMA]

$m_L$  : Sıkıştırma işleminin başlangıcında silindir içindeki yakıtın kütlesi [kg]

şeklindedir. Silindir hacminin krank mili açısına göre değişimi ise (2.91) bağıntısı ile hesaplanmıştır.

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{\varepsilon_s - 1}{2} \left[ 1 - \cos\theta + \frac{1}{r_L} \left[ 1 - (1 - r_L^2 \sin^2\theta)^{0.5} \right] \right] \right\} \quad (2.91)$$

Burada,

$V$  : Silindirin anlık hacmi [ $m^3$ ]

$V_c$  : Ölü hacim [ $m^3$ ]

$\theta$  : Krank mili açısı [KMA]

$\varepsilon_s$  : Sıkıştırma oranı

$r_L$  : Krank dairesi yarıçapının biyel kolunun uzunluğuna oranı ( $r_L = S/2l_b$ ),  $l_b$  : biyel kolunun uzunluğu [m] şeklindedir.

Kütlesel yanma oranının belirlenmesi ise Bölüm 2.2.10'da anlatıldığı gibidir. Silindir hacminin krank açısına göre türevi (2.91) eşitliği kullanılarak belirlenebilir. Kütlesel yanma oranının krank açısına göre türevi aşağıdaki gibi göz önüne alınmıştır.

Kütlesel yanma oranı;

$$x_b = \frac{m_b}{m} \quad (2.92)$$

şeklinde verilmektedir. (2.92) eşitliğinin her iki tarafının krank açısına göre türevinin alınmasıyla  $x_b$ 'nin türevi yaklaşık olarak;

$$\frac{dx}{d\theta} \cong \frac{1}{m} \frac{dm_b}{d\theta} \quad (2.93)$$

şeklinde elde edilir. Burada yanmış gazların krank açısına göre türevi Bölüm 2.2.10.'da verilen (2.62) eşitliği ile hesaplanacaktır.

Bu aşamaya kadar yapılan işlemlere dikkatli bir şekilde bakıldığında (2.63) numaralı enerji denkleminin aşağıdaki formda olduğu açıkça görülecektir.

$$f\left(\theta, \frac{dp}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, p, T_b, T_u\right) = 0 \quad (2.94)$$

(2.94) denkleminin sayısal bir yöntemle çözülebilmesi için uygun şekilde düzenlenmesi gerekir. Bu işlem sonunda aşağıdaki gibi üç adet diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{dp}{d\theta} = f_1(\theta, p, T_b, T_u) \quad (2.95)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = f_2(\theta, p, T_b, T_u) \quad (2.96)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = f_3(\theta, p, T_b, T_u) \quad (2.97)$$

Ayrıca yapılan iş, ısı iletimi ve entalpi kayıpları ise;

$$\frac{dW}{d\theta} = f_4(\theta, p) \quad (2.98)$$

$$\frac{dQ_L}{d\theta} = f_5(\theta, p, T_b, T_u) \quad (2.99)$$

$$\frac{dH_L}{d\theta} = f_6(\theta, p, T_b, T_u) \quad (2.100)$$

bağıntılarından belirlenir.

(2.95) ile (2.97) arasındaki üç bilinmeyenli üç denklemin çözülebilmesi için (2.63) denkleminde başka iki tane daha denkleme gereksinim bulunmaktadır. Bu denklemlerden ilki; (2.65) ifadesinin krank açısına göre türevi alınarak elde edilebilir. Türev işlemi gerçekleştirilirse;

$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} = x_b \frac{dv_b}{d\theta} + (1 - x_b) \frac{dv_u}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (2.101)$$

eşitliği elde edilir. (2.101) denkleminde (2.67) ve (2.68) yerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{m\omega} &= x_b \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + (1 - x_b) \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \\ &\left[ x_b \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} + (1 - x_b) \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right] \frac{dp}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (2.102)$$

denklemini elde edilir.

Çözüm için gerekli olan diğer denklem ise; yanmış gazların entropisinin analizinden ;

$$-\dot{Q}_u = \omega m(1-x_b) T_u \frac{ds_u}{d\theta} \quad (2.103)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitliğin kullanılabilmesi için entropinin sıcaklığa ve basınca bağlı olarak yazılması gerekmektedir. Bir başka deyişle;

$$s_u = s_u(T_u, p) \quad (2.104)$$

şeklinde olmalıdır. Gerekli düzenlemelerin yapılması durumunda;

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \left( \frac{\partial s_u}{\partial T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} + \left( \frac{\partial s_u}{\partial p} \right) \frac{dp}{d\theta} \quad (2.105)$$

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \left( \frac{C_{p_u}}{T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.106)$$

(2.103) denkleminde  $\frac{ds_u}{d\theta}$  terimi çekilip (2.106) denkleminde yerine yazıldığı takdirde;

$$C_{p_u} \frac{dT_u}{d\theta} - \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} = \frac{-hA_u(T_u - T_d)}{\omega m(1-x_b)} \quad (2.107)$$

eşitliği elde edilir.

(2.63), (2.102) ve (2.107) denklemleri, (2.95)'ten (2.97)'ye kadar olan denklemlerin türetilmesinde kullanılmaktadır. Gerekli düzenlemelerin yapılması sonunda (2.95)-(2.100) arasındaki denklemler için aşağıdaki gibi altı tane adi diferansiyelden oluşan denklem takımı elde edilmektedir. Yazım kolaylığının sağlanması açısından ;

$$A = \frac{1}{m} \left( \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (2.108)$$

$$B = \frac{h_g}{\omega m} \left[ \frac{v_b}{C_{p_b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left( 1 - \frac{T_d}{T_b} \right) A_b + \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left( 1 - \frac{T_d}{T_u} \right) A_u \right] \quad (2.109)$$

$$CI = -(v_b - v_u) \frac{dx_b}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_b - h_u}{C_{p_b} T_b} \left[ \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{(x_b - x_b^2)C}{\omega} \right] \quad (2.110)$$

$$D = x_b \left[ \frac{v_b^2}{C_{p_b} T_b} \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right] \quad (2.111)$$

$$E = (1 - x_b) \left[ \frac{v_u^2}{C_{p_u} T_u} \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right] \quad (2.112)$$

tanımlamaları yapılabilir. Bu aşamadan sonra integre edilecek altı tane denklem;

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A+B+CI}{D+E} \quad (2.113)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-h_g A_b (T_b - T_d)}{\omega m C_{p_b} x_b} + \frac{v_b}{C_{p_b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} + \frac{h_u - h_b}{x_b C_{p_b}} \left[ \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{(x_b - x_b^2)C}{\omega} \right] \quad (2.114)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h_g A_u (T_u - T_d)}{\omega m C_{p_u} (1 - x_b)} + \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.115)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.116)$$

$$\frac{dQ_L}{d\theta} = \frac{h_g}{\omega} \left[ A_b (T_b - T_d) + A_u (T_u - T_d) \right] \quad (2.117)$$

$$\frac{dH_L}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} \left[ (1 - x_b^2) h_u + x_b^2 h_b \right] \quad (2.118)$$

şeklindedir. Geliştirilen modelde elde edilen diferansiyel denklem takımı Runge-Kutta yöntemini kullanan DVERK alt programı ile çözülmüştür [16].

### 2.3.3. Motor Çevriminin Hesaplanması

Bölüm 2.3.2.'de elde edilen adi diferansiyel denklem takımının; sıkıştırma, yanma ve genişleme durumları için çözülmesi ile; her krank açısındaki basınç, sıcaklık, iş, ısı kayıpları ve entalpi değerleri hesaplanmaktadır. Çevrim hesabı tamamlandıktan sonra ise motor performans karakteristikleri belirlenmektedir.

#### 2.3.3.1. Emme İşlemi

Motorlarda emme işlemi çok karmaşık bir yapıya sahiptir. Yapılan çalışmaya emme işlemi dahil edilmemiştir. Bunun yerine emme işlemi sonunda silindir içerisindeki gazların basınç ve sıcaklıklarının sırasıyla 1 [Bar], 350 [K] olduğu kabul edilmiştir. Motor performans parametrelerinin hesaplanmasında volümetrik verim için sabit bir değer alınmıştır. Bu değer % 85 olarak seçilmiştir.

#### 2.3.3.2. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işleminin başlangıcında silindir içerisinde yakıt, hava ve bir önceki çevrimden kalmış olan artık gazlardan oluşan reaktif bir karışım bulunmaktadır. Sıkıştırma işlemi başladıktan sonra silindir içerisindeki toplam kütle miktarı krank açısına bağlı olarak Bölüm 2.3.2.'de verilen (2.90) numaralı ifadeye uygun olacak şekilde azalmaktadır. Sıkıştırma işlemi; emme işleminin sonundan, ateşleme işleminin gerçekleştirildiği krank açısına kadar geçen süre içerisinde meydana gelmektedir. Sıkıştırma işlemi sırasında yanma olmadığından;  $x_b = 0$  alınmaktadır. Bu durumda Bölüm 2.3.2.'de (2.108)-(2.112) arasındaki tanımlamalar ve (2.113)-(2.118) arasında verilen adi diferansiyel denklem takımı sıkıştırma işlemi için yeniden düzenlenirse;

$$A = \frac{1}{m} \left( \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (2.125)$$

$$B = \frac{h_g}{\omega m} \left[ \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left( 1 - \frac{T_d}{T_u} \right) A_u \right] \quad (2.126)$$

$$CI = 0 \quad (2.127)$$

$$D = 0 \quad (2.128)$$

$$E = \frac{v_u^2}{C_{p_u} T_u} \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \quad (2.129)$$

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A+B}{E} \quad (2.130)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = 0 \quad (2.131)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h_g A_u (T_u - T_d)}{\omega m C_{p_u}} + \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.132)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.133)$$

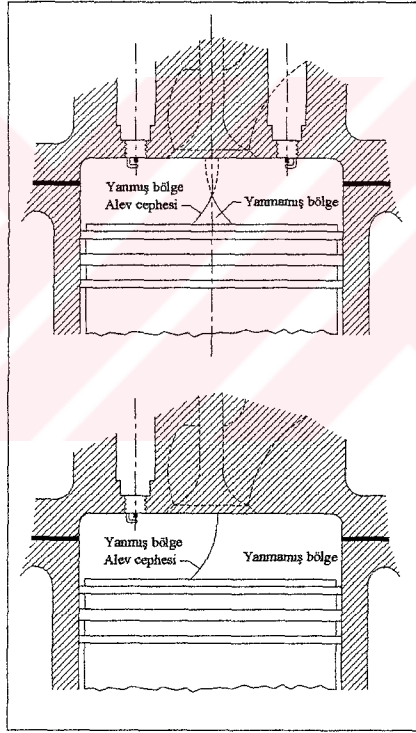
$$\frac{dQ_L}{d\theta} = \frac{h_g}{\omega} A_g (T_u - T_d) \quad (2.134)$$

$$\frac{dH_L}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} h_u \quad (2.135)$$

şeklinde elde edilir [16].

### 2.3.3.3. Yanma İşlemi

Yanma işlemi sırasında silindir içi hacminin sonsuz küçük kalınlıktaki alev cephesi tarafından yanmış ve yanmamış bölge şeklinde ikiye ayrıldığı varsayılmıştır (Şekil 3). İki aşamalı yanma işlemi; tutuşma gecikmesi süresince alev cephesinin yanma odası içinde laminer hızda ilerlemesiyle, daha sonra ise alev cephesinin yanma odası içinde türbülanslı hızda ilerlemesiyle gerçekleşmektedir. Yanmış ve yanmamış bölgelerin termodinamik özellikleri ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Hesaplama yöntemiyle ilgili ayrıntılı bilgi [16] ve [17]'de bulunabilir. Yanma işleminin çözümünde; Bölüm 2.3.2.'de (2.108)-(2.112) arasında verilen tanımlamalar ve (2.113)-(2.118) arasında verilen adi diferansiyel denklem takımı olduğu gibi hesaplamada dikkate alınır.



Şekil 4. Çift ve tek bujili durumu için yanma odasının geometrisi

Yanma işlemi sırasındaki kütesel yanma oranı ise Bölüm 2.2.10.'da anlatılan yöntem ile hesaplanmıştır. Diğer önemli bir konu da; yanmanın başlangıç anındaki sıcaklık değeridir. Bu sıcaklık; ürünlerin yanma işleminde ulaşabilecekleri en yüksek değer olup adyabatik alev sıcaklığı olarak tanımlanmaktadır. Adyabatik alev sıcaklığı aşağıdaki gibi belirlenmiştir.



Hesaplama işlemine geçmeden önce adyabatik alev sıcaklığı için bir ilk tahmin değeri alınır. Bu tahmini sıcaklıktan yararlanılarak yanma ürünleri ve toplam yanma entalpisi belirlenir. Daha sonra;

$$\Delta T = \frac{H_1 - H_2}{C_{pb}} \quad (2.136)$$

değeri hesaplanır. Burada; 1: reaksiyona girenleri, 2: reaksiyon ürünlerini göstermektedir. Böylece daha doğru bir T değeri;

$$T^{(2)} = T^{(1)} + \Delta T \quad (2.137)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Yeterli düzeyde duyarlılık sağlanana kadar son bulunan T sıcaklık değeri yeniden kullanılarak işlemlere devam edilir. Yani;

$$\frac{|\Delta T|}{T^{(2)}} \leq \varepsilon_h \quad (2.138)$$

olmalıdır. Burada;  $\varepsilon_h$  istenen duyarlılığa göre seçilebilen bir değişkendir. Yeterli doğruluk sağlandıktan sonra bulunan T değeri adyabatik alev sıcaklığı olarak alınır [16].

#### 2.3.3.4. Genişleme İşlemi

Genişleme işlemi, yanma odası içindeki taze dolgunun tamamının yanmasından sonra başlamaktadır. Kütleli yanma oranı bu durumda sifira eşit olmuş olur. (2.108)-(2.118) arasındaki denklemler genişleme işlemi için düzenlenirse;

$$A = \frac{1}{m} \left( \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (2.139)$$

$$B = \frac{h_g}{\omega m} \left[ \frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left( 1 - \frac{T_d}{T_b} \right) A_b \right] \quad (2.140)$$

$$CI = 0 \quad (2.141)$$

$$D = \frac{v_b^2}{C_{pb} T_b} \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \quad (2.142)$$

$$E = 0 \quad (2.143)$$

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A+B}{D} \quad (2.144)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-h_g A_b (T_b - T_d)}{\omega m C_{pb}} + \frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.145)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = 0 \quad (2.146)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.147)$$

$$\frac{dQ_L}{d\theta} = \frac{h_g}{\omega} A_b (T_b - T_d) \quad (2.148)$$

$$\frac{dH_L}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} h_b \quad (2.149)$$

elde edilir [16].

### 2.3.3.5. Eksoz İşlemi

Eksoz işlemi emme işlemine benzer şekilde çok karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu çalışmada yine emme işleminde olduğu gibi eksoz işlemi çevrim modeline dahil edilmemiştir.

### 2.3.3.6. Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması

Önemli motor performans parametreleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_s} \quad (2.150)$$

$$P_{m,m} = 0.34 + 0.0113 V_{pm} \quad (2.151)$$

$$P_{me} = P_{mi} - P_{m,m} \quad (2.152)$$

$$\eta_i = \frac{P_{mi} R T_o}{F_s \phi H_u P_o \eta_v} \quad (2.153)$$

$$\eta_e = \frac{P_{me} R T_o}{F_s \phi H_u P_o \eta_v} \quad (2.154)$$

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} \quad (2.155)$$

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (2.156)$$

$$N_i = \frac{P_{mi} V_s z n}{k 60} ; k=2 \text{ (4 zamanlı motor)} \quad (2.157)$$

$$N_e = \frac{P_{me} V_s z n}{k 60} \quad (2.158)$$

$$M_d = \frac{30 N_e}{\pi n} \quad (2.159)$$

Burada,  $W_i$  [kJ]: indike iş;  $V_s$  [m<sup>3</sup>]: strok hacmi;  $p_{mi}$  [Bar]: ortalama indike basınç;  $V_{pm}$  [m/s]: ortalama piston hızı;  $p_{m,m}$ : mekanik kayıplar ortalama basıncı;  $p_{me}$  [Bar]: ortalama efektif basınç;  $\eta_i$ : indike verim;  $\eta_e$ : efektif verim;  $b_i$  [kg/kWh]: indike özgül yakıt tüketimi;  $b_e$  [kg/kWh]: efektif özgül yakıt tüketimi;  $N_i$  [kW]: indike güç;  $N_e$  [kW]: efektif güç ve  $H_u$  [kJ/kg]: alt ısı değer şeklindedir [2], [4].

$p_{me}$ 'nin hesaplanması ile ilgili daha ayrıntılı bilgi [2] numaralı kaynakta bulunabilir.

### 2.3.3.7. Bilgisayar Programı

Çift bujili ateşleme sistemine sahip bir benzin motorunun çevrim hesabının nasıl yapılacağı Bölüm 2.3.3.1-Bölüm 2.3.3.6'de gösterilmiştir. Bu matematiksel modele dayalı olarak Fortran dilinde bilgisayar programı geliştirilmiştir. Programda motorun bazı geometrik özellikleri (strok uzunluğu, silindir çapı, ...vb) sabit olarak tanımlanmıştır. Ortam koşulları ise programa dışarıdan girilmektedir.

Programda işlem adımları 1° krank adımlarıyla gerçekleştirilmektedir. Programda sıkıştırma başlangıcı; emme sonu özellikleri, yanma başlangıcı özellikleri ise sıkıştırma sonu özellikleri şeklinde dikkate alınmaktadır. Yanma işlemi üst ölü noktadan önce  $\theta_s$  ateşleme açısında başlamaktadır. Ateşleme işleminden sonraki ilk krank açısında silindir dolgusunun adyabatik olarak sıkıştırıldığı varsayımına dayanarak yanmış gaz sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığından hesaplanmıştır. Yanmış kütle için ilk yaklaşım değeri kosinüs yanma denkleminde sağlanmıştır [2].

Programda; sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinde modele ait adi diferansiyel denklem takımının eşzamanlı olarak çözümlenmesinde Runge-Kutta yöntemini esas alan DVERK alt programı kullanılmıştır.

Bilgisayar programında kullanılan motor özellikleri aşağıda Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Motor özellikleri

|   |                 |
|---|-----------------|
| Silindir çapı, $D=2R$ (R: Silindir yarıçapı)      | 100 [mm]        |
| Strok uzunluğu, S                                 | 80 [mm]         |
| Sıkıştırma oranı, $\epsilon_s$                    | 10              |
| Krank yarıçapı/biyel kolu uzunluğu, $r_L$         | 0.25            |
| Bujinin silindir ekseninden olan kaçıklığı, $X_s$ | (değişken) [mm] |

### 3. BULGULAR

#### 3.1. Giriş

Bu bölümde; benzin motorlarında çift buji kullanılmasının motor performans parametreleri üzerindeki etkisi, aynı koşullar (devir sayısı, ekivalans oranı,...vb) altında tek buji kullanılması durumuyla karşılaştırılarak incelenmiştir.

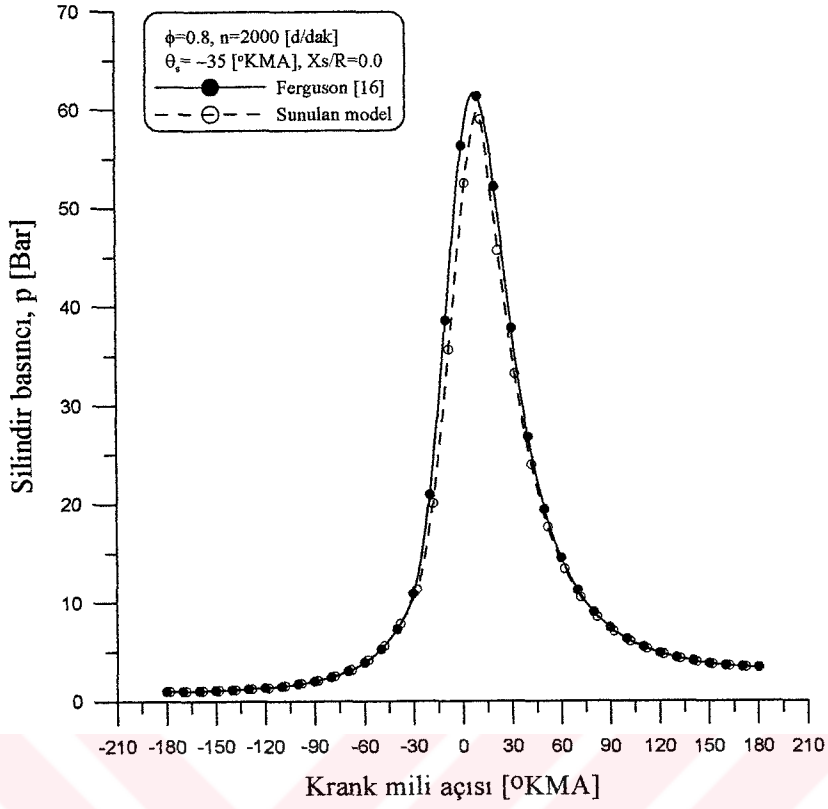
Sunulan modelin geçerliliği, literatürde Ferguson [16] tarafından verilen model ile karşılaştırılarak gösterilmiştir. Daha sonra çift buji kullanan bir benzin motorunun termodinamik çevrim modeli kullanılarak elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlar ve tablolar ile gösterilmiştir.

#### 3.2. Bilgisayar Programının Güvenilirliği

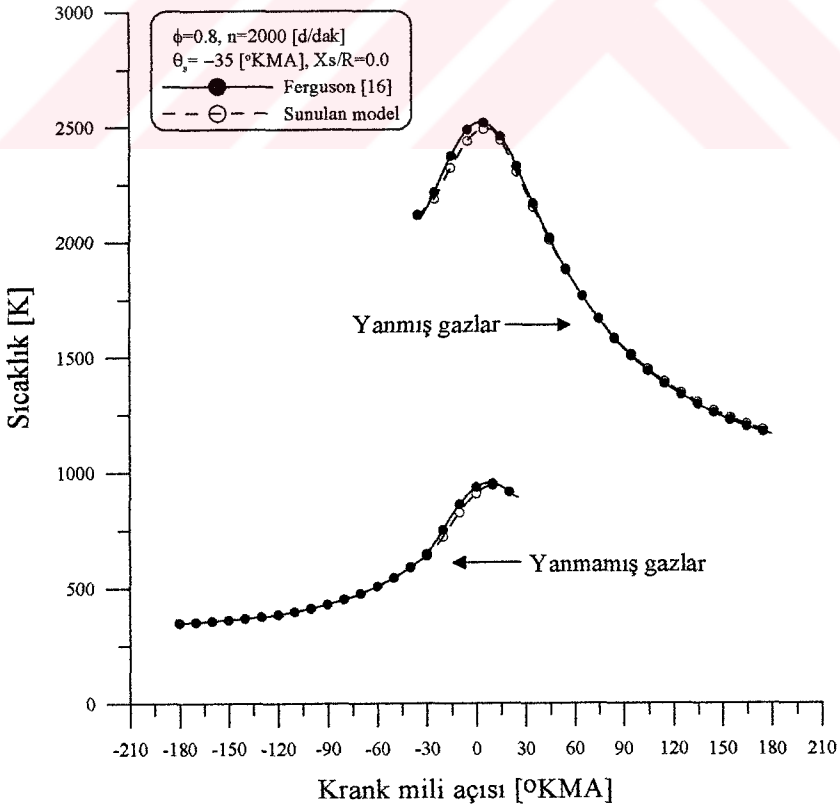
Bölüm 2'de ayrıntıları verilen çift buji kullanan bir benzin motorunun sanki-boyutlu termodinamik çevrim modelinin geçerliliği; Bölüm 3.1.'de de ifade edildiği gibi Ferguson [16] tarafından verilen termodinamik çevrim modeli ile karşılaştırılarak gösterilmiştir. Burada bütün motor parametrelerini kontrol etmek yerine sadece motor çevrimini ve yanma işlemini genel olarak karakterize eden parametrelerden silindir basıncı, sıcaklık (yanmamış ve yanmış gaz sıcaklıkları) ve kütleli yanma oranı eğrileri kullanılmıştır [2].

Sunulan model ile Ferguson [16] modeline ait silindir basınçları Şekil 5'te karşılaştırılmıştır. Şekil 6'da ise sıcaklıklar karşılaştırılmıştır. Sunulan modelde merkezdeki buji konumu için elde edilen kütleli yanma oranı eğrisi ile kosinüs yanma denkleminde [16] elde edilen kütleli yanma oranı eğrisi Şekil 7'deki gibidir.

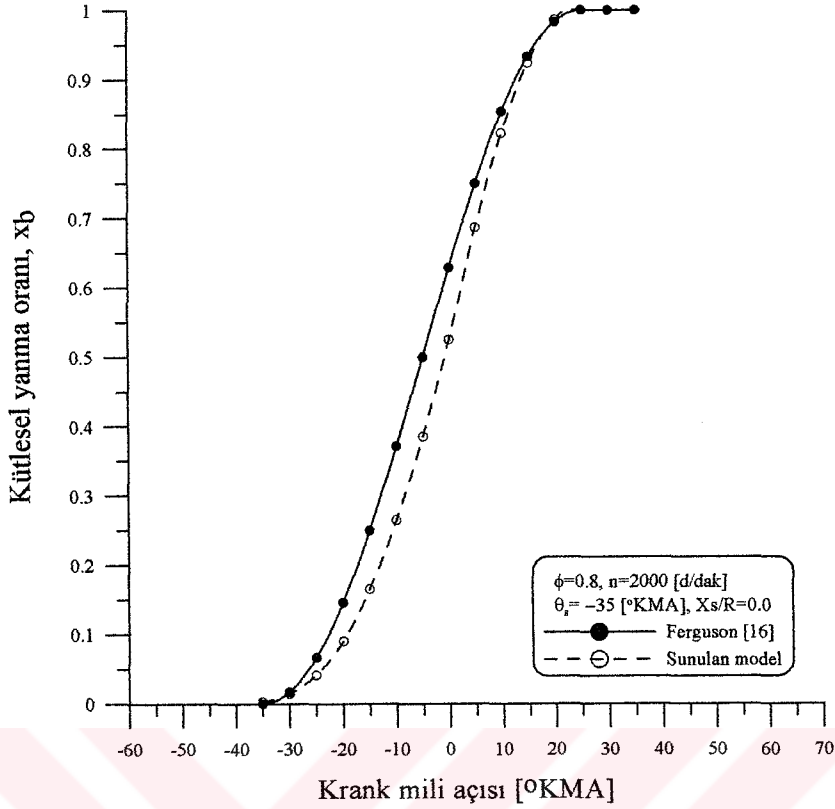
Bu çalışmada; yakıt olarak  $C_7H_{17}$  kullanılmıştır. Sıkıştırma oranı  $\epsilon=10$ , ateşleme açısı ise  $\theta_s = -35 [^\circ KMA]$  olarak seçilmiştir. Bütün bulgular bu temel koşullar kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçların bir kısmı Ek 2'de Ek Tablo 1-7'de verilmiştir.



Şekil 5. Yanma odasındaki gazların basınçlarının karşılaştırılması



Şekil 6. Yanma odasındaki gazların sıcaklıklarının karşılaştırılması

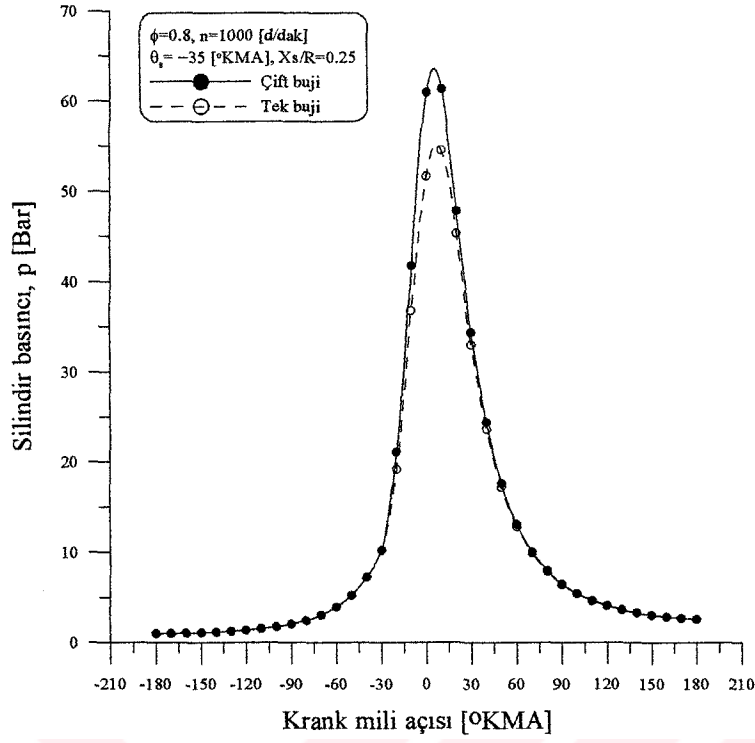


Şekil 7. Kütlesel yanma oranlarının karşılaştırılması

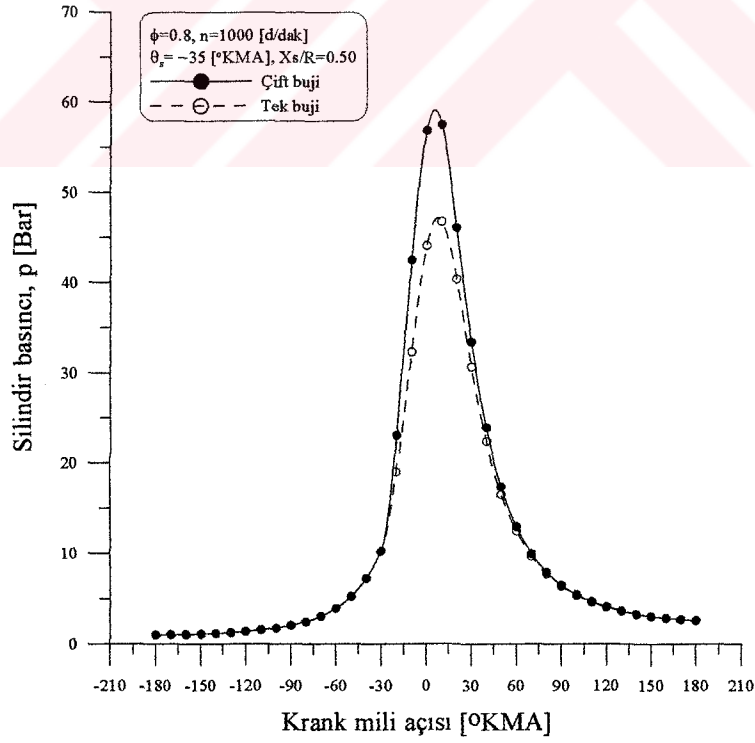
### 3.3. Tek ve Çift Bujili Durumları İçin Yanma Odasındaki Gazların Basınçlarının Karşılaştırılması

#### 3.3.1. Sabit Ekivalans Oranı ve Değişik Devir Sayılarında Karşılaştırma

Bu bölümde; ekivalans oranı  $\phi = 0.8$  ve devir sayısı ise  $n=(1000-3000)$  [d/dak] olmak üzere; devir sayısı 1000 [d/dak]'dan başlayarak 1000 [d/dak] artımlarla 3000 [d/dak]'ye kadar değiştirilerek, bujilerin (tek ve çift buji) değişik boyutsuz konumları ( $X_s/R$ ,  $(0 \div 1)$ ) için geliştirilen bilgisayar programı koşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar Şekil (8-19)'da tek ve çift buji durumları için karşılaştırmalı olarak sırasıyla verilmiştir.

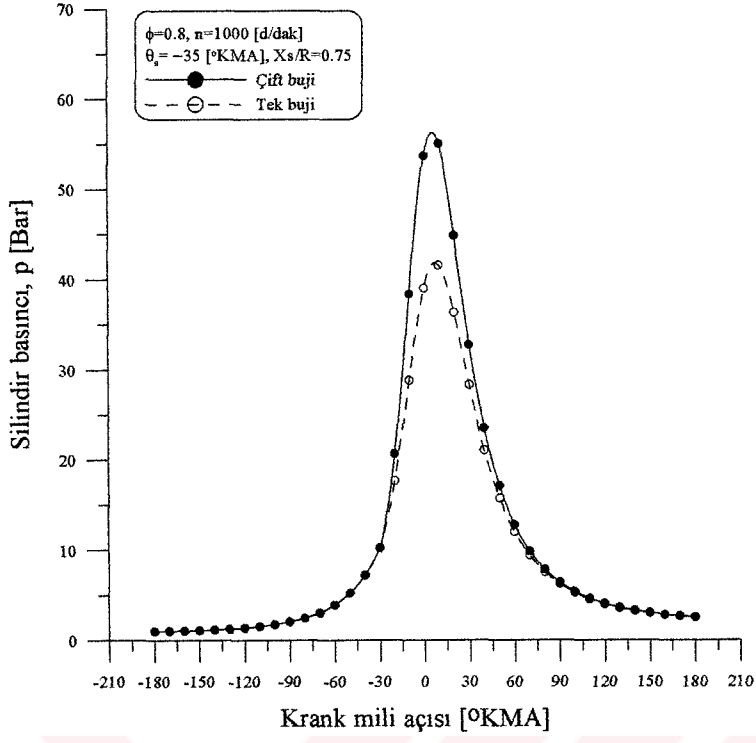


Şekil 8.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi

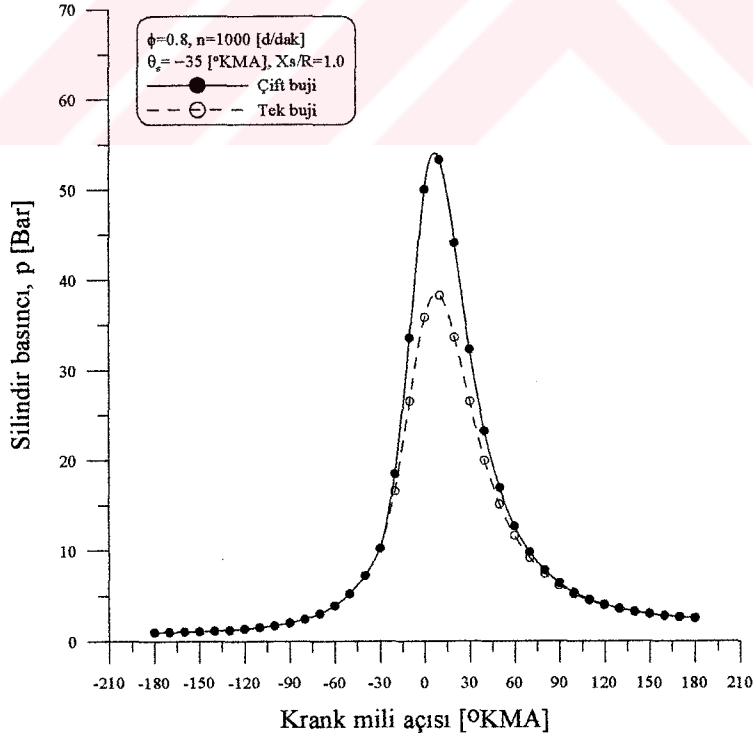


Şekil 9.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi

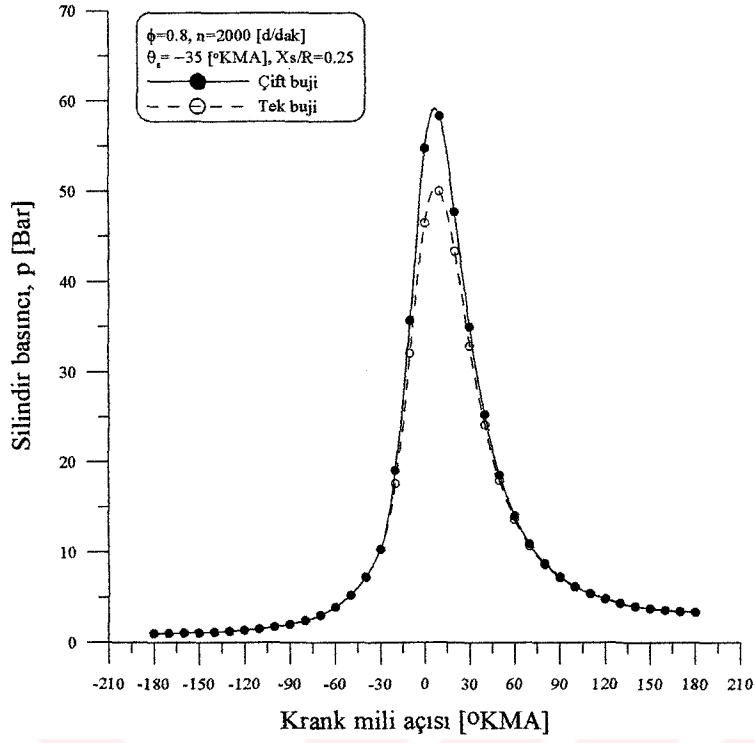




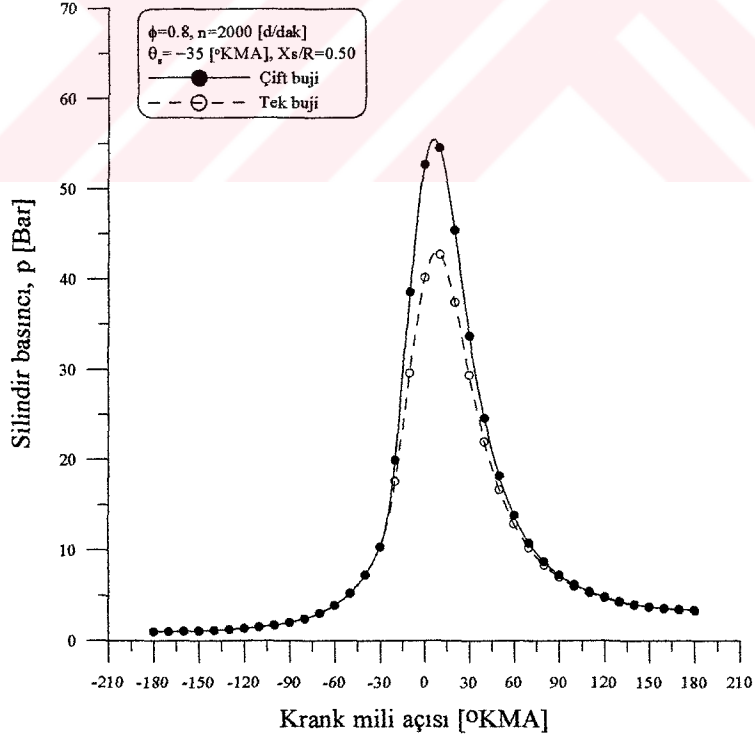
Şekil 10.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



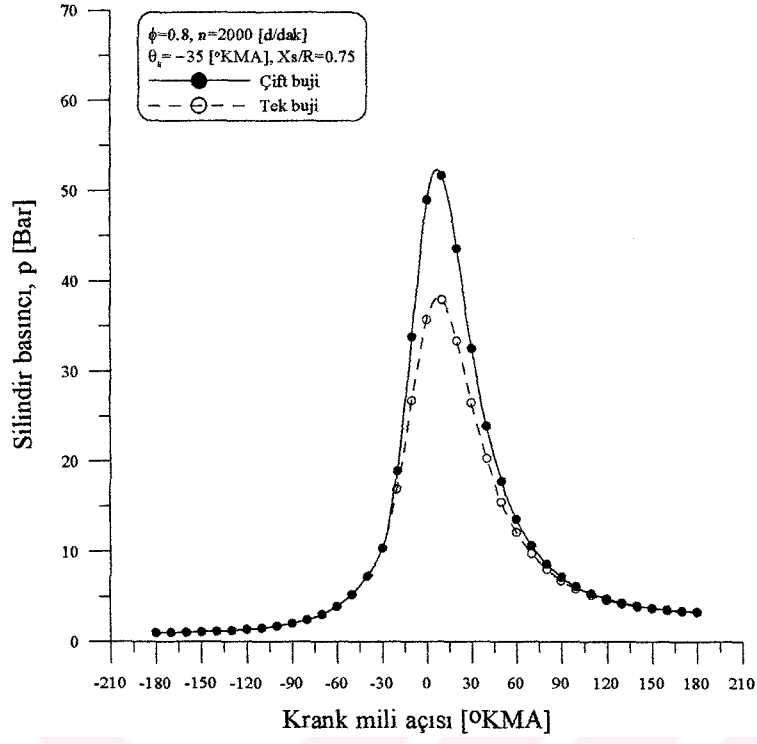
Şekil 11.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.0$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



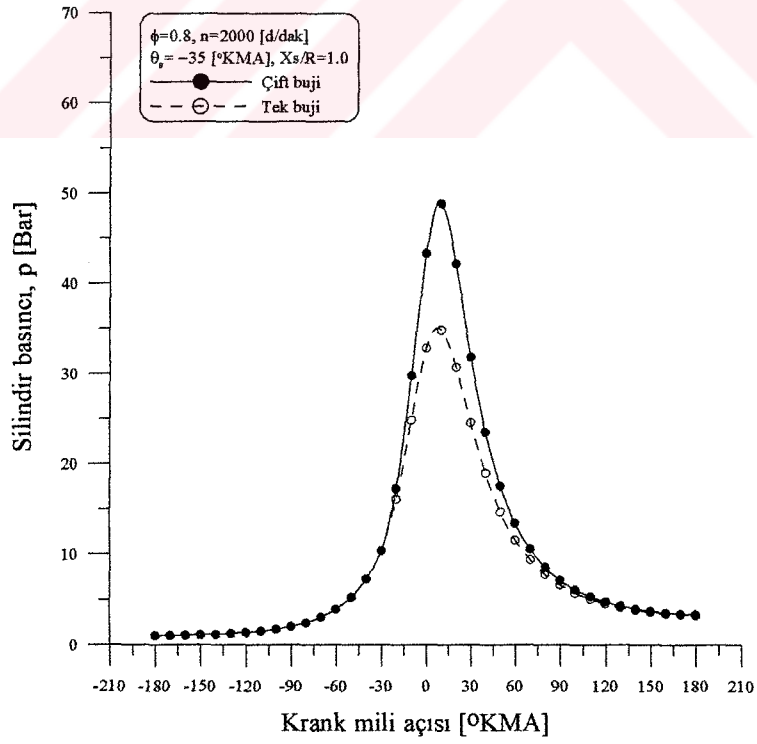
Şekil 12.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



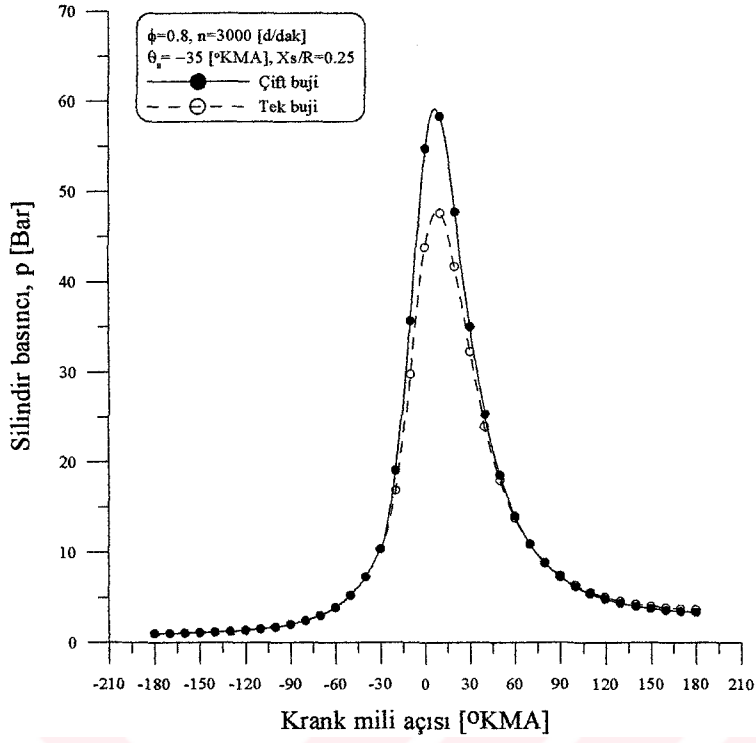
Şekil 13.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



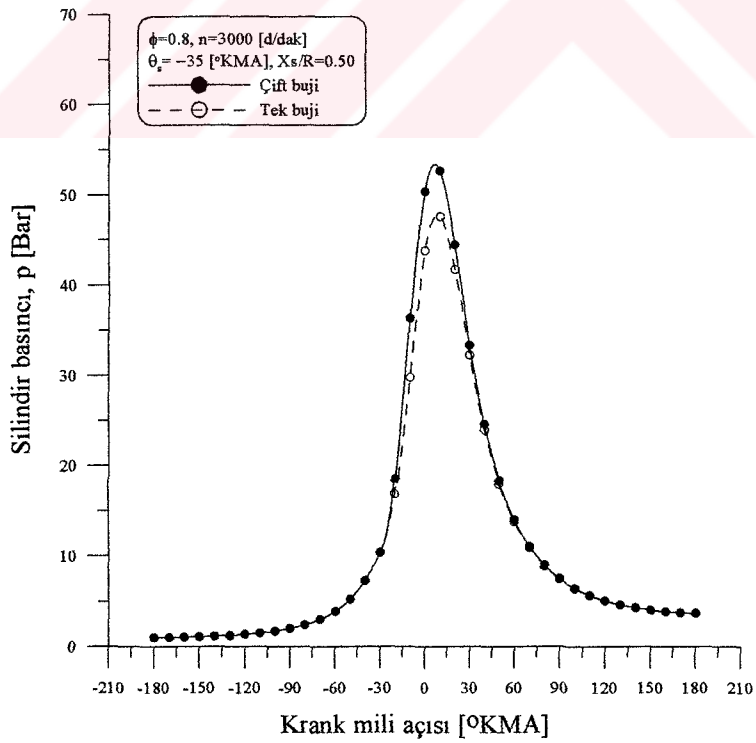
Şekil 14.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



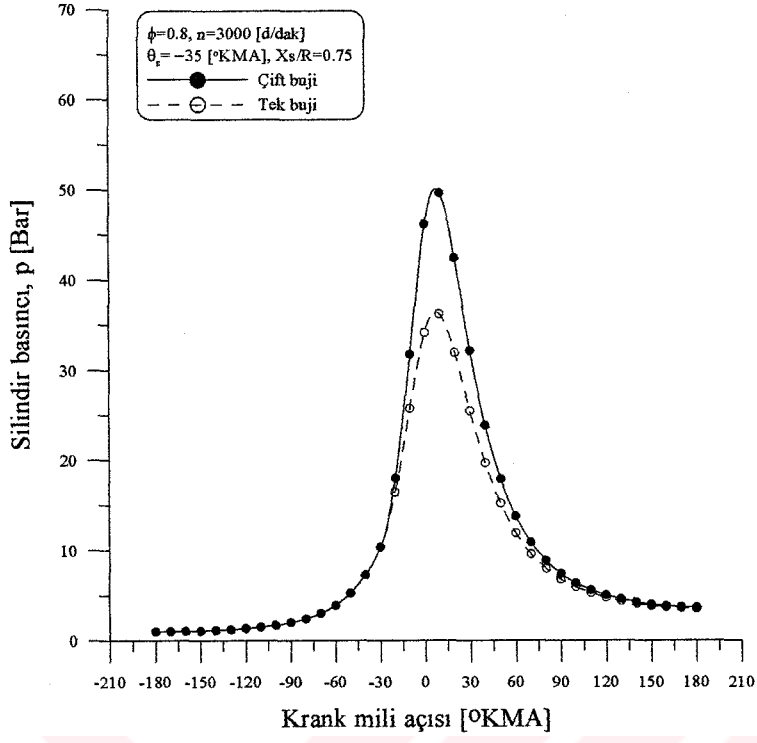
Şekil 15.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.00$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



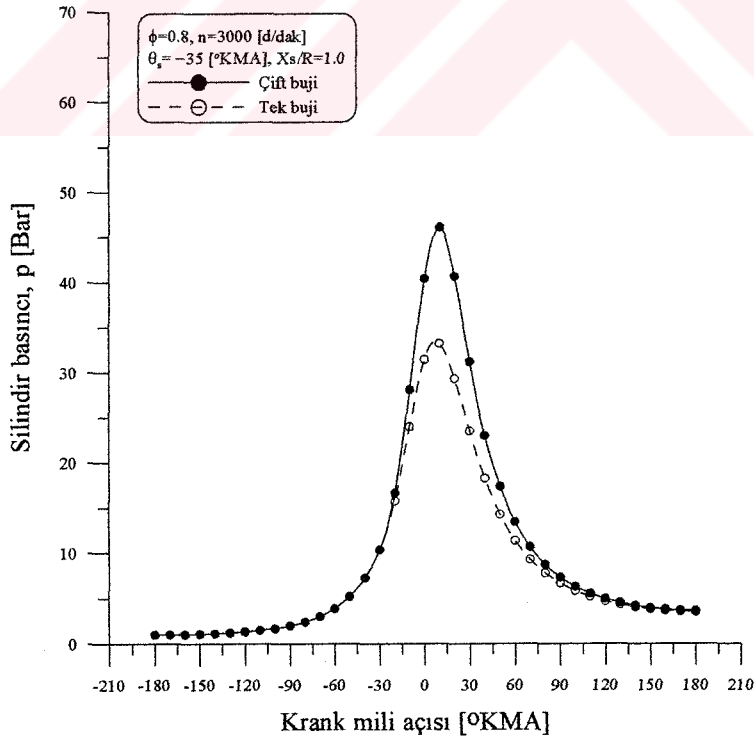
Şekil 16.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 17.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



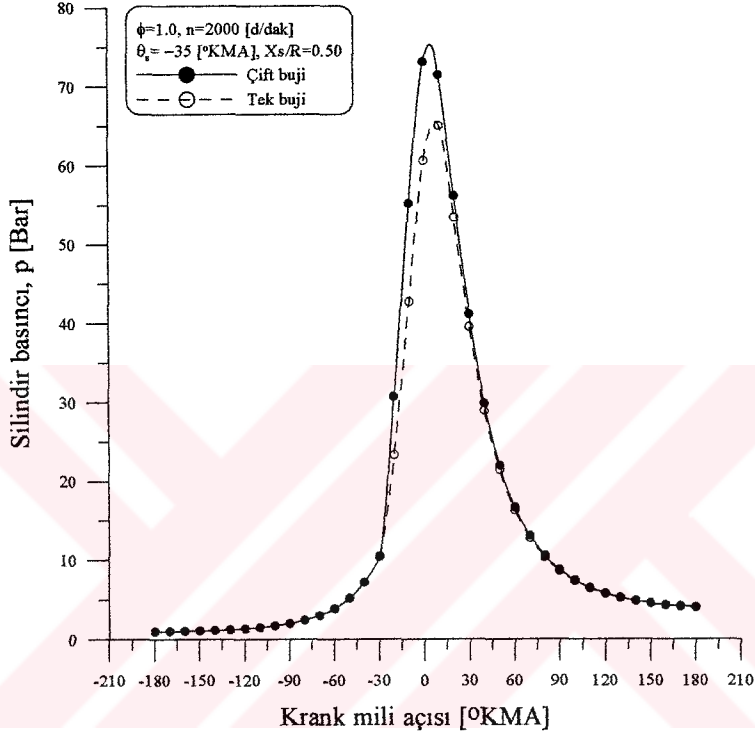
Şekil 18.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



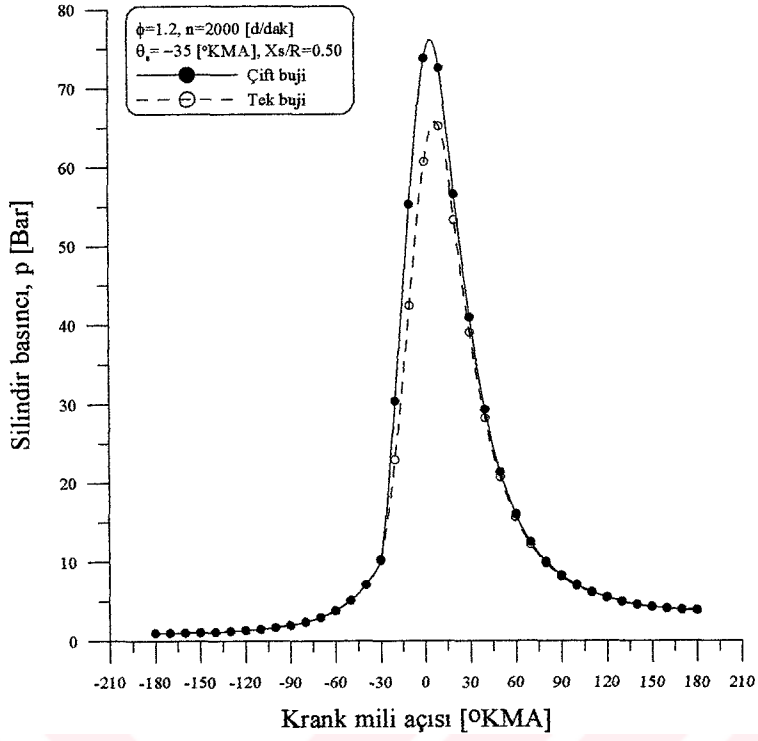
Şekil 19.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.0$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi

### 3.3.2. Sabit Devir Sayısı ve Değişik Ekivalans Oranlarında Karşılaştırma

Bu bölümde devir sayısı  $n=2000$  [d/dak]=sabit olmak üzere  $\phi = 1.0$  ve  $\phi = 1.2$  olması durumu için silindir basınçları karşılaştırılmıştır. Her iki yakıt-hava oranı değerinde buji konumu  $X_s/R=0.50$  alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır.



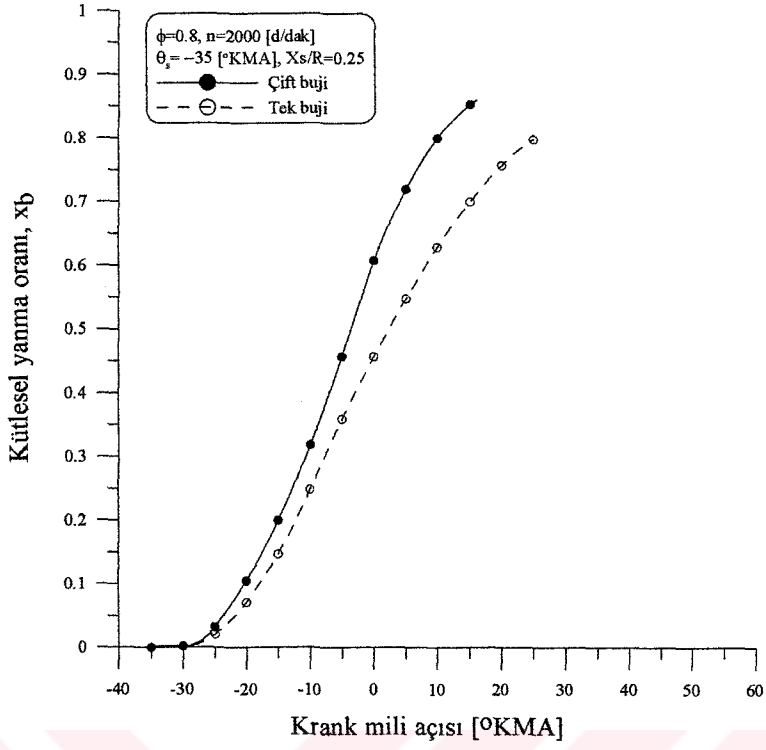
Şekil 20.  $\phi=1.0$ ,  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi



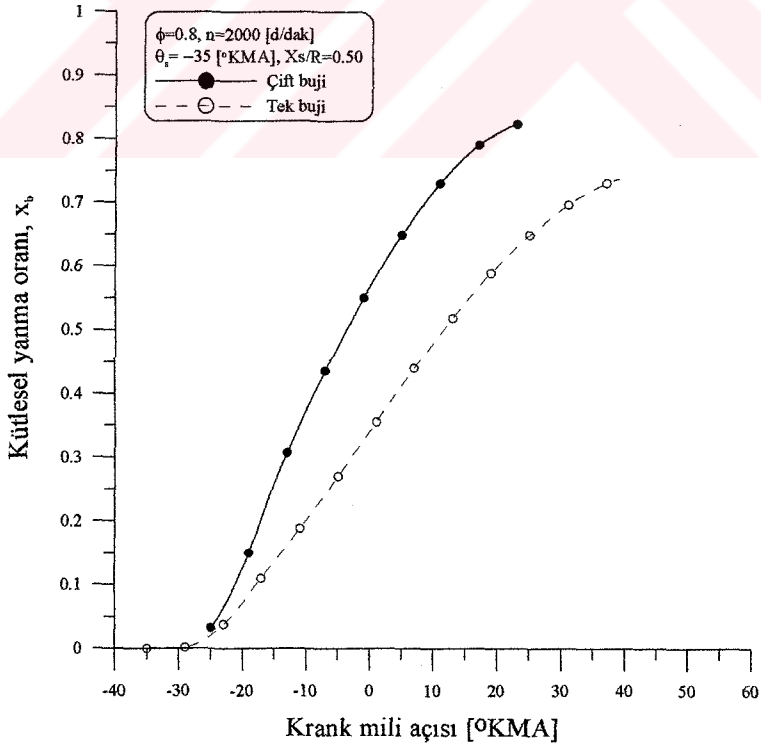
Şekil 21.  $\phi=1.2$ ,  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için yanma odasındaki gazların basınçlarının krank mili açısına göre değişimi

### 3.4. Kütleli Yanma Oranlarının Karşılaştırılması

Bu bölümde;  $n=2000$  [d/dak] sabit devir sayısı,  $\phi = 0.8$  sabit yakıt-hava oranı ve  $X_s/R = 0.25, 0.50, 0.75$  ve  $1.00$  boyutsuz buji konumları için Şekil(22–25)'te kütleli yanma oranı eğrileri karşılaştırılmıştır.

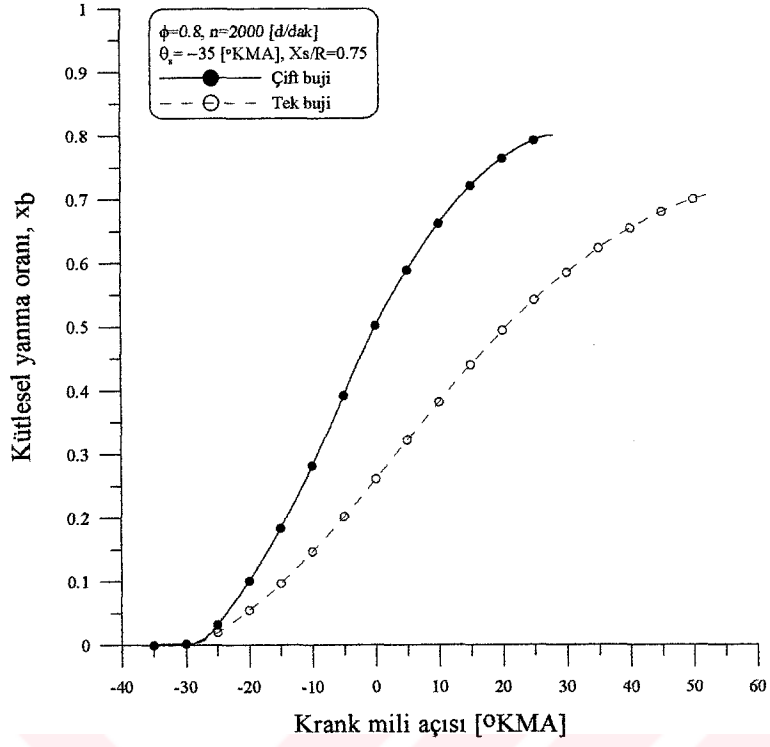


Şekil 22.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için kütleel yanma oranı eğrileri

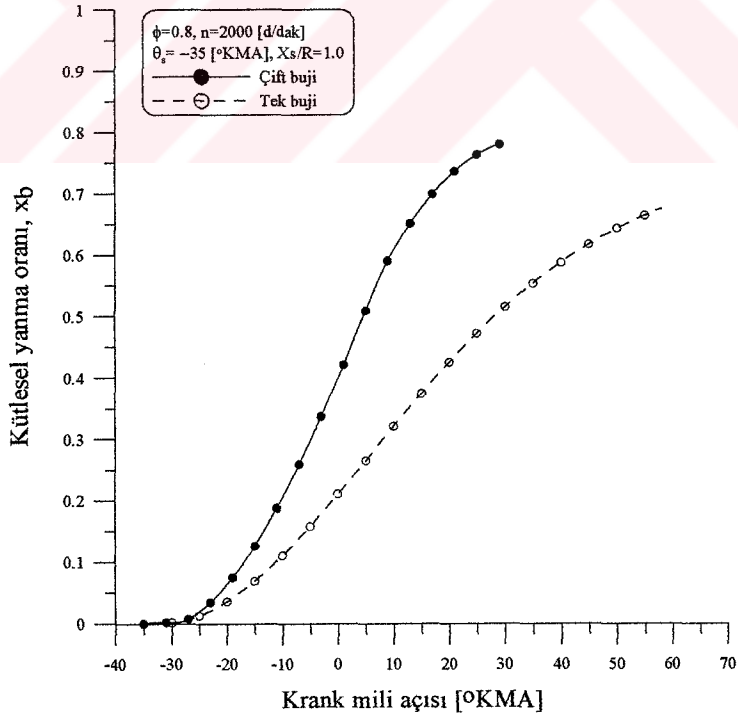


Şekil 23.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için kütleel yanma oranı eğrileri





Şekil 24.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için kütlesel yanma oranı eğrileri

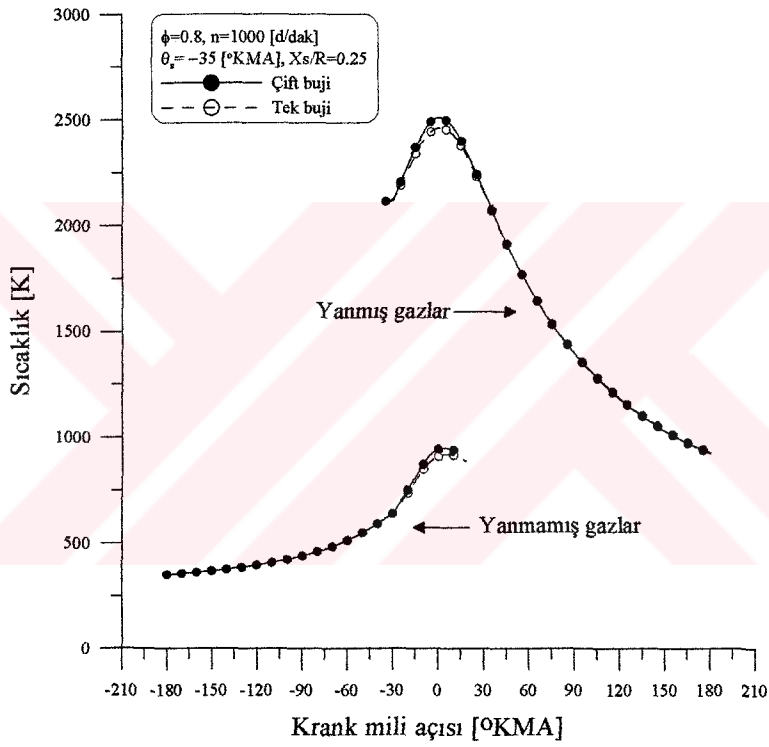


Şekil 25.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.00$  için kütlesel yanma oranı eğrileri

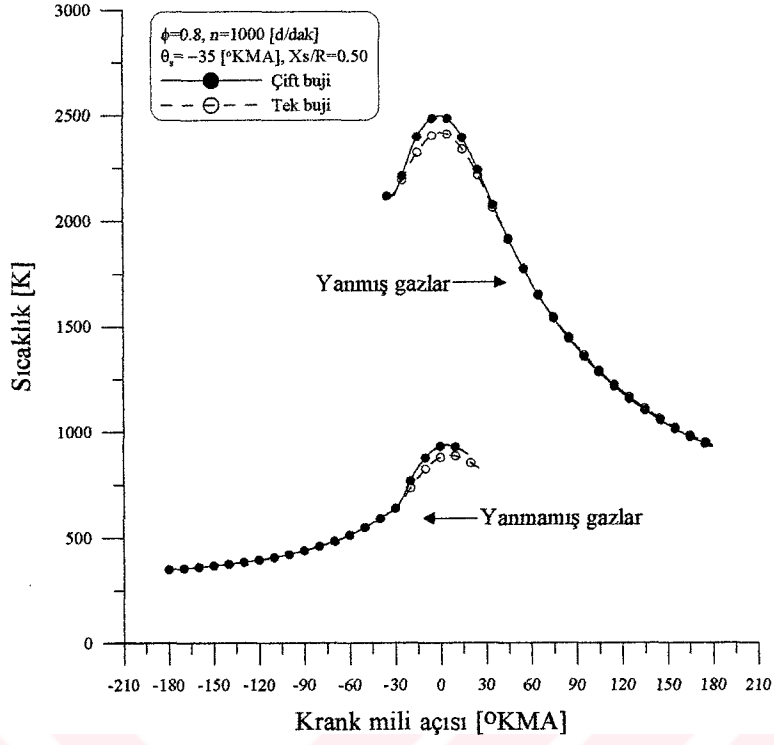
### 3.5. Tek ve Çift Bujili Durumları İçin Yanma Odasındaki Gazların Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

#### 3.5.1. Sabit Yakıt-Hava Oranı ve Değişik Devir Sayılarında Karşılaştırma

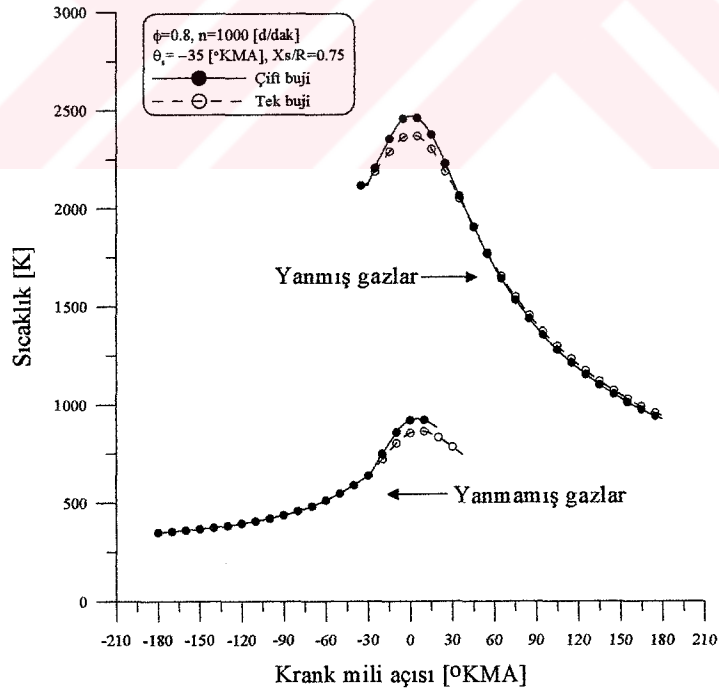
Bu bölümde;  $\phi=0.8$  sabit yakıt-hava oranında ve  $n=1000, 2000$  ve  $3000$  [d/dak] devir sayılarında;  $X_s/R=0.25, 0.50, 0.75$  ve  $1.00$  boyutsuz buji konumları için Şekil(26–37)'de sıcaklıklar karşılaştırılmıştır.



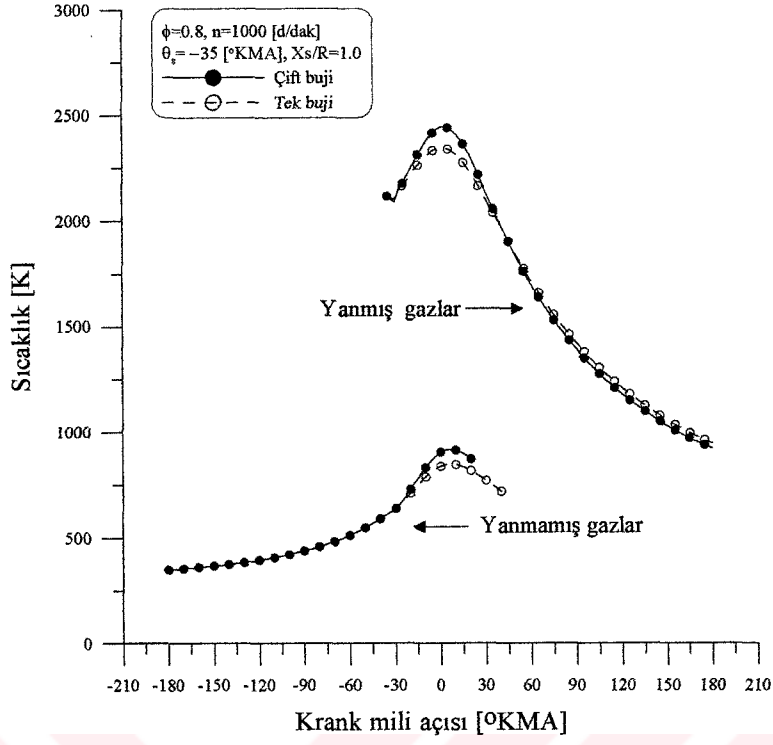
Şekil 26.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



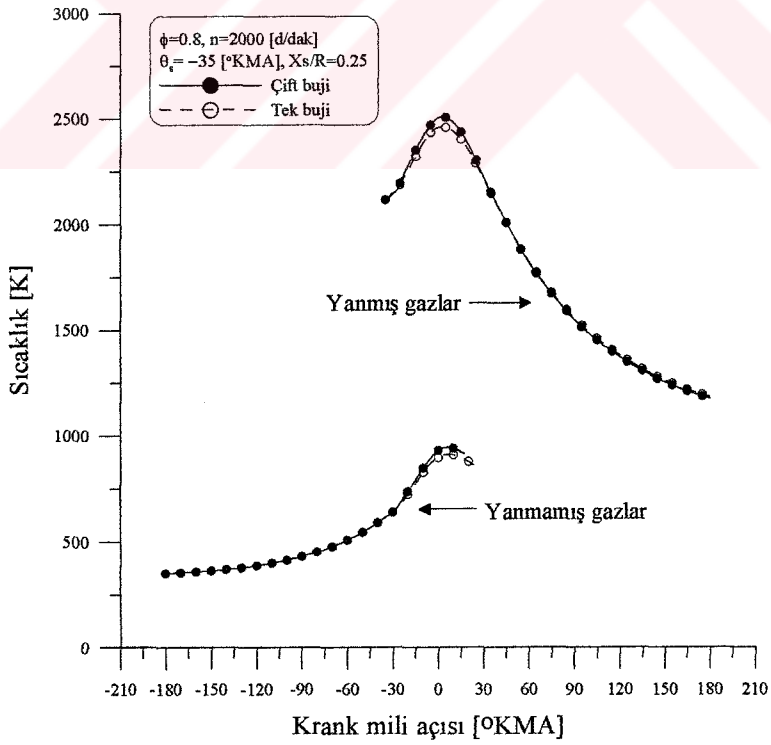
Şekil 27.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



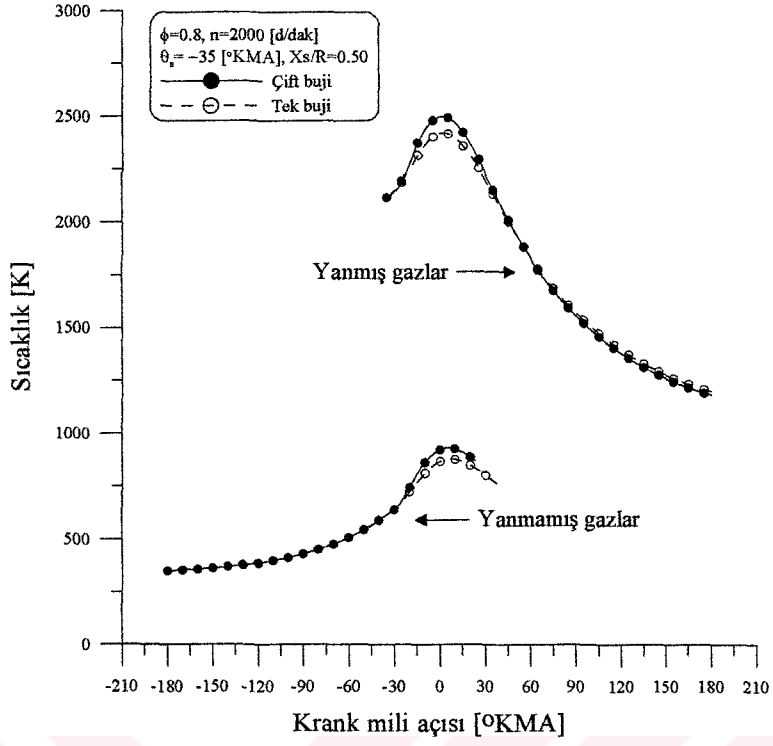
Şekil 28.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



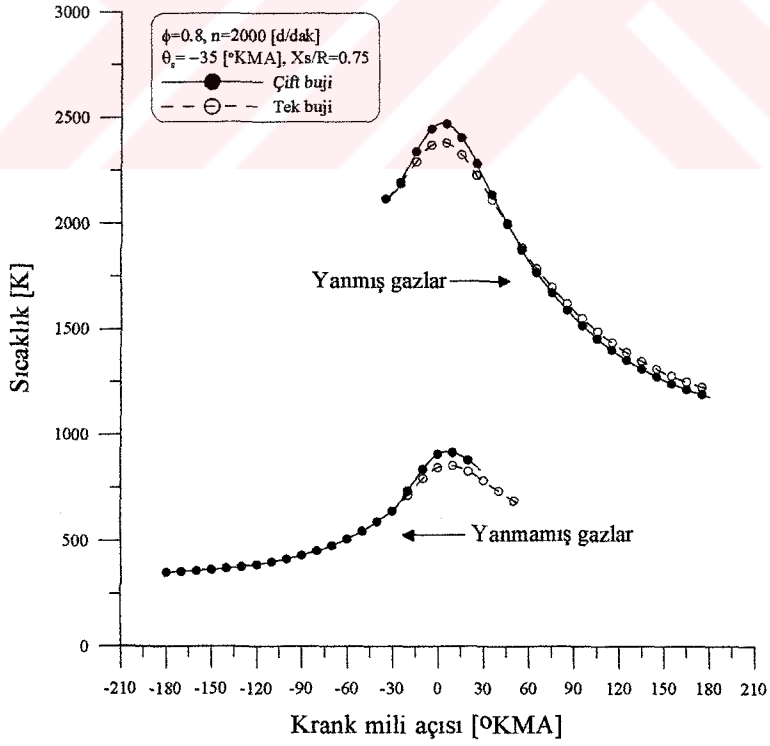
Şekil 29.  $n=1000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.0$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



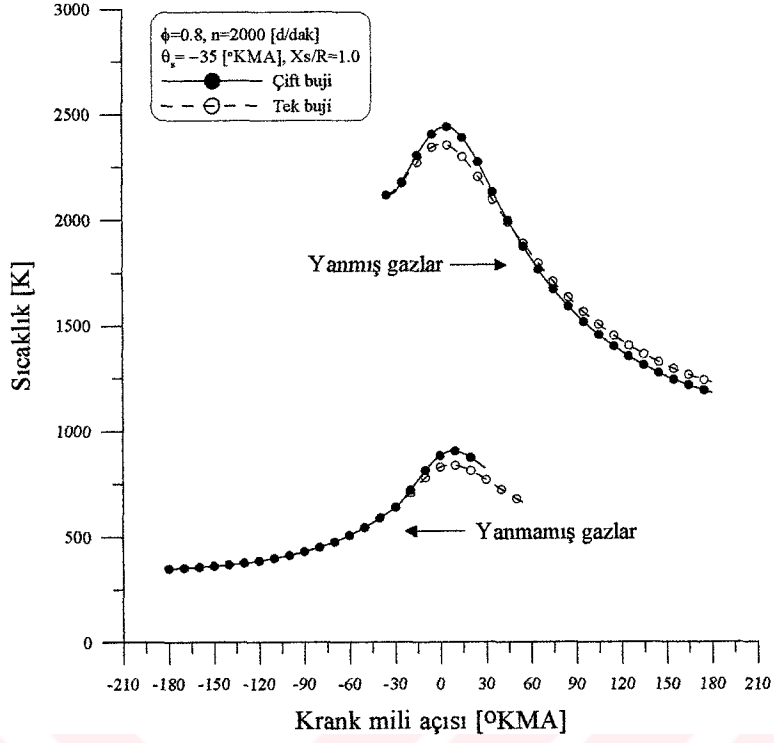
Şekil 30.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



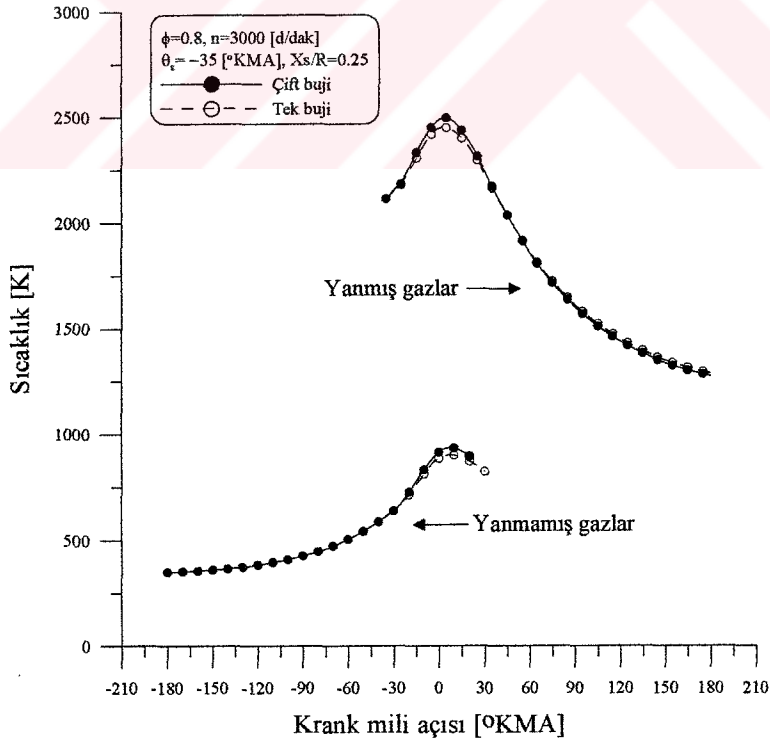
Şekil 31.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



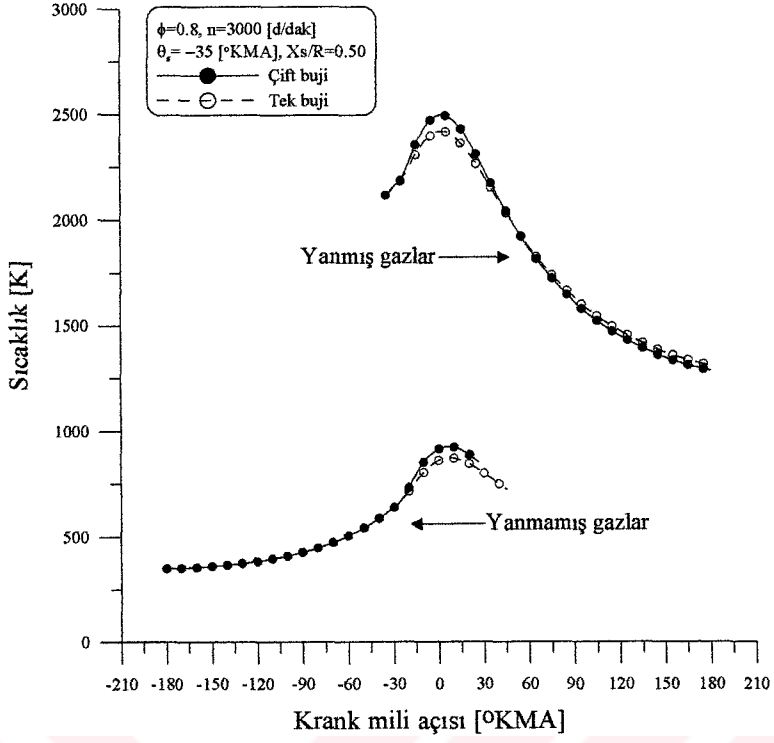
Şekil 32.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



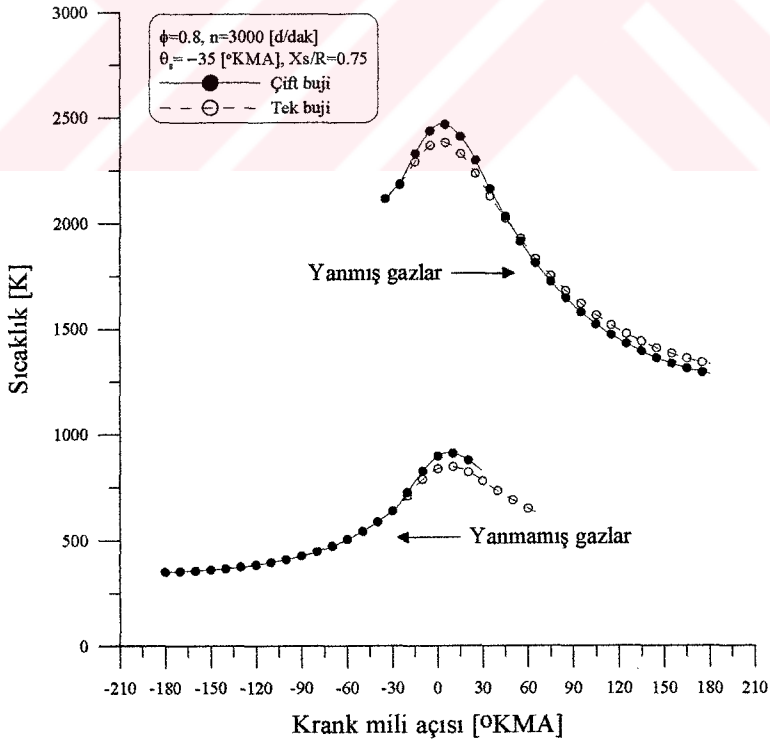
Şekil 33.  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.0$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



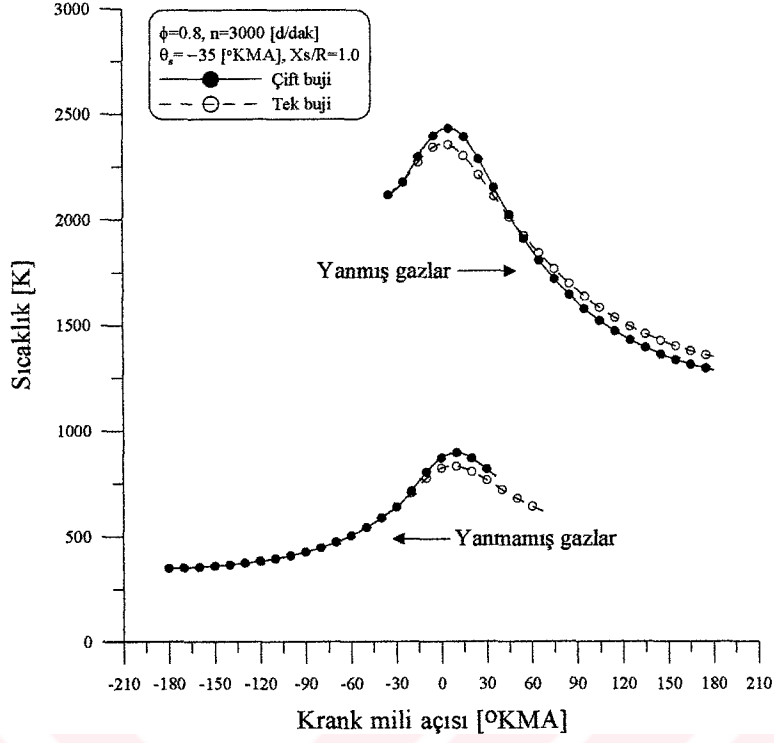
Şekil 34.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.25$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



Şekil 35.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi

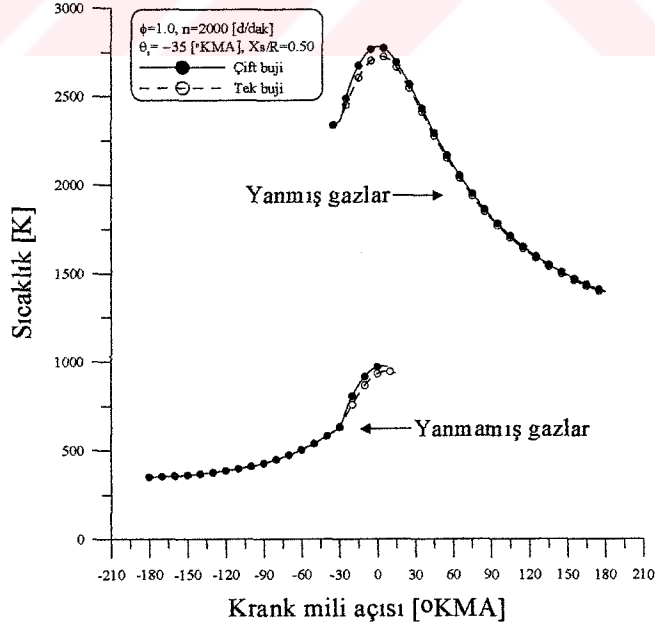


Şekil 36.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.75$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi



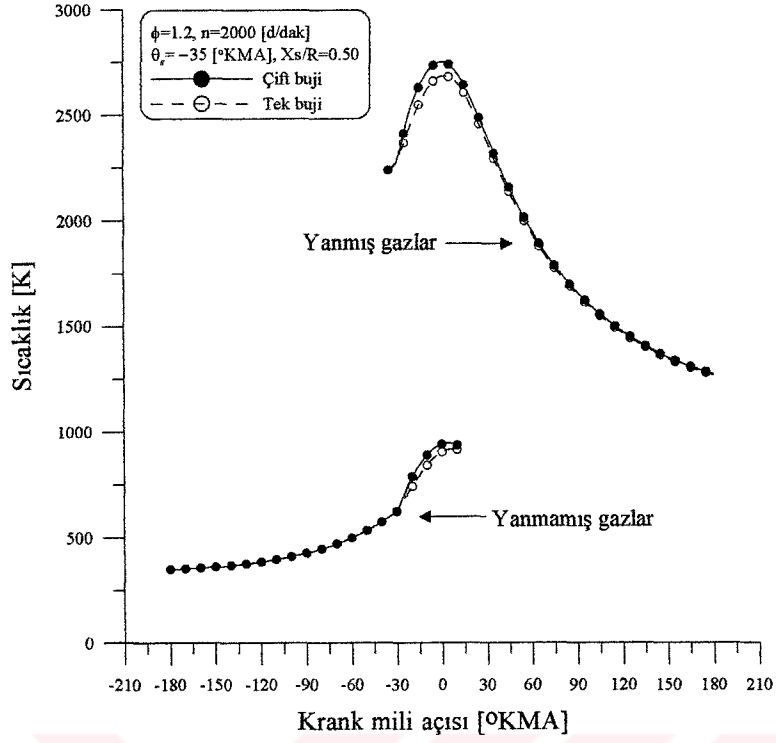
Şekil 37.  $n=3000$  [d/dak] ve  $X_s/R=1.0$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi

### 3.5.2. Sabit Devir Sayısı ve Değişik Ekvivalans Oranlarında Karşılaştırma



Şekil 38.  $\phi = 1.0$ ,  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi

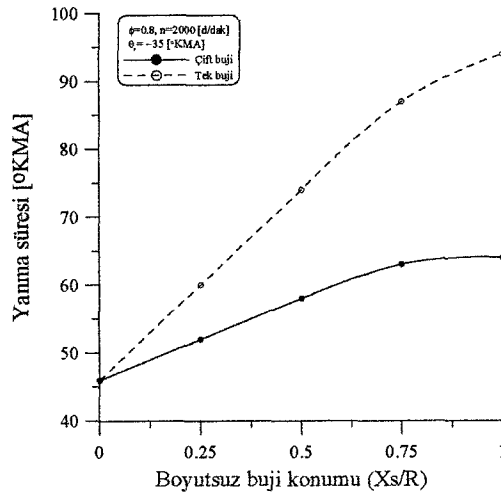




Şekil 39.  $\phi = 1.2$ ,  $n=2000$  [d/dak] ve  $X_s/R=0.50$  için sıcaklıkların krank mili açısına göre değişimi

### 3.6. Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması

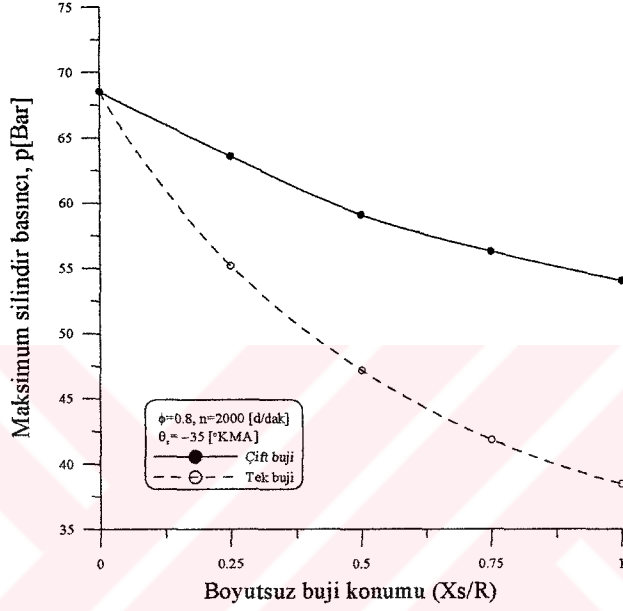
Yanma süresinin, ekivalans oranı  $\phi=0.8$  ve  $n=2000$  [d/dak] için boyutsuz buji konumuna göre değişimi Şekil 40'ta verilmiştir.



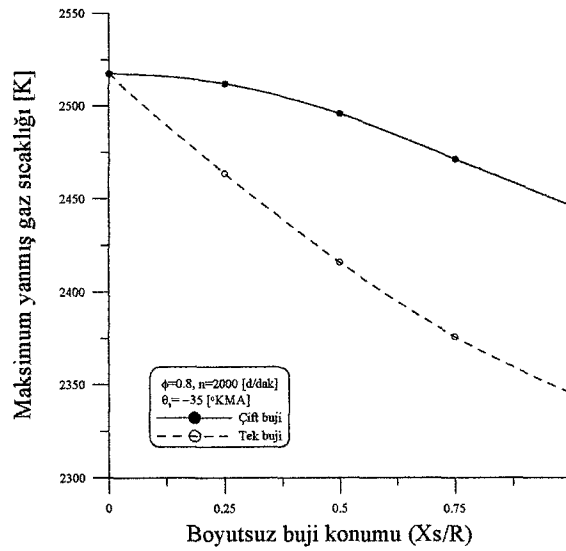
Şekil 40. Yanma süresinin boyutsuz buji konumuna göre değişimi

### 3.7. Maksimum Basınç ve Sıcaklıkları Karşılaştırılması

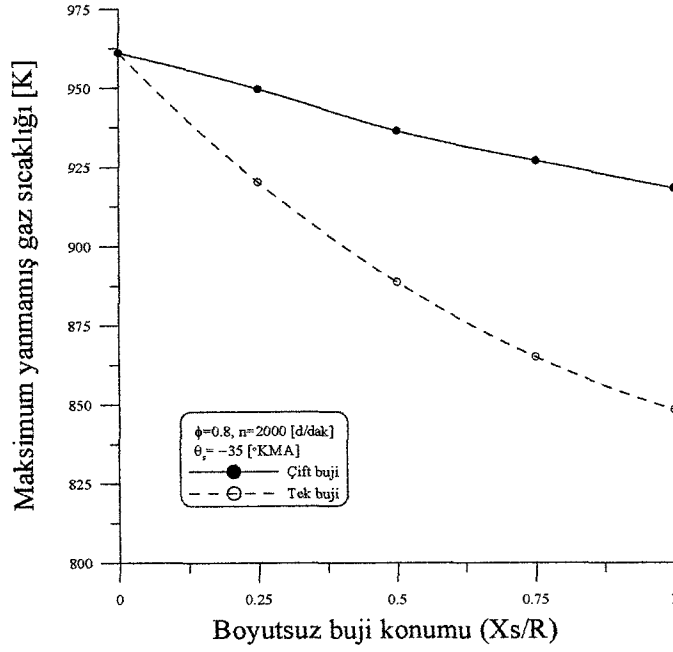
Bu bölümde; ekivalans oranı  $\phi=0.8$  ve  $n=2000$  [d/dak] devir sayısı koşulları altında, tek ve çift bujili durum için elde edilen maksimum silindir basınçlarının, yanmış ve yanmamış gaz sıcaklıklarının boyutsuz buji konumlarına göre değişimleri sırasıyla Şekil (41–43)'te verilmiştir.



Şekil 41. Maksimum silindir basınçlarının buji konumuna göre değişimi



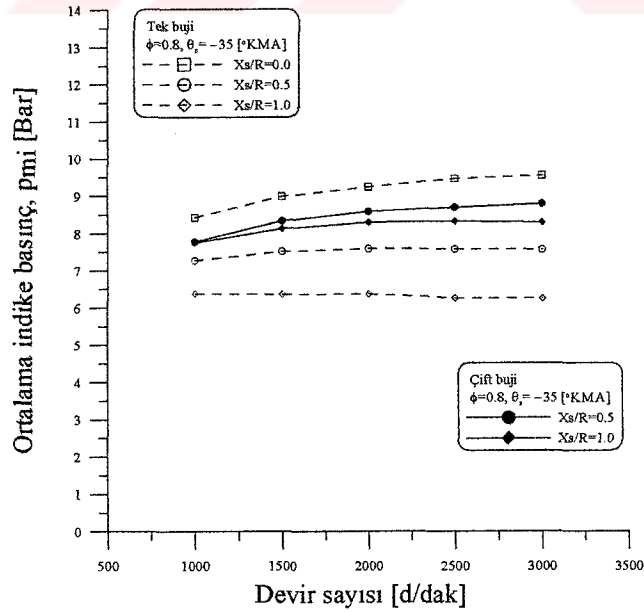
Şekil 42. Maksimum yanmış gaz sıcaklıklarının buji konumuna göre değişimi



Şekil 43. Maksimum yanmamış gaz sıcaklıklarının buji konumuna göre değişimi

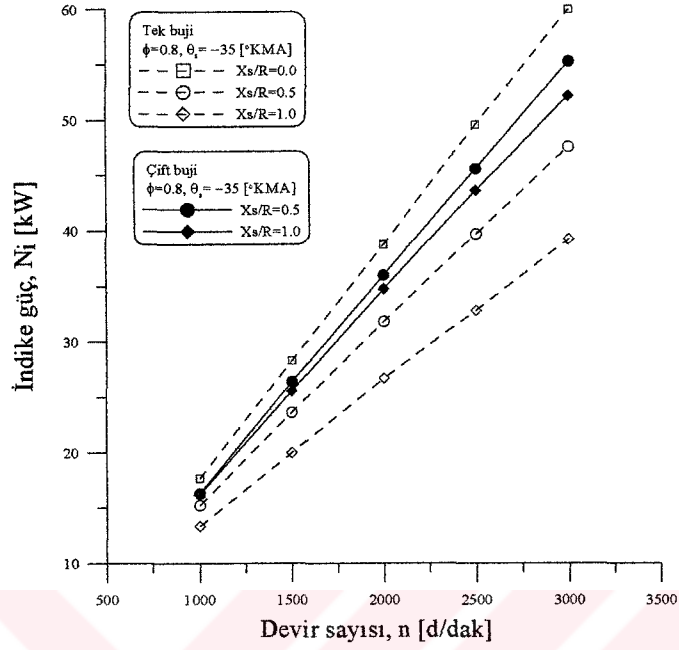
### 3.8. Motor Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

#### 3.8.1. Ortalama İndike Basınçların Karşılaştırılması



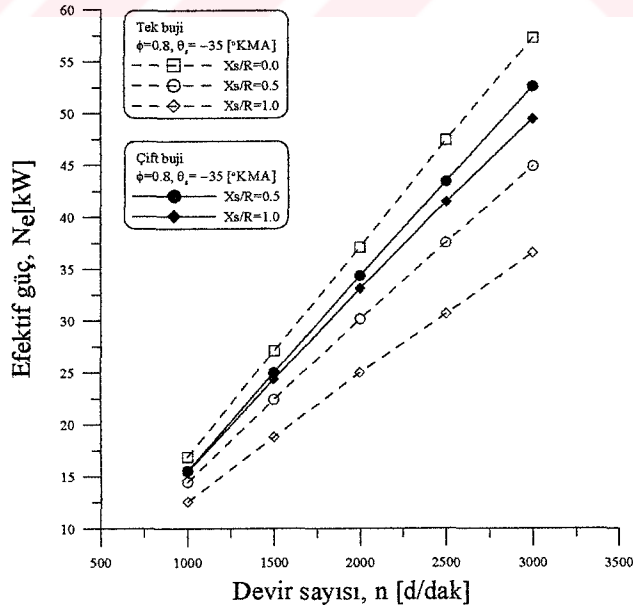
Şekil 44. Ortalama indike basınçların devir sayısına göre eğişi

### 3.8.2. İndike Güçlerin Karşılaştırılması



Şekil 45. Tek ve çift bujili durum için indike güçlerin devir sayısına göre değişimi

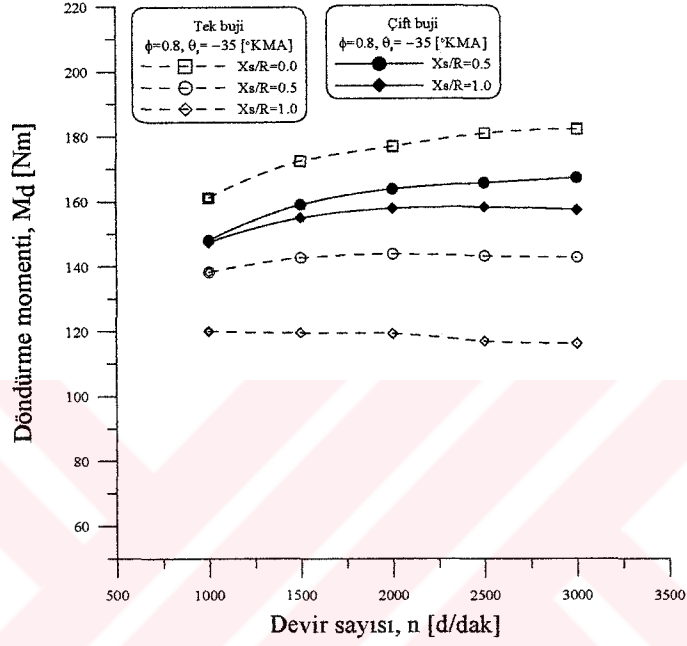
### 3.8.3. Efektif Güçlerin Karşılaştırılması



Şekil 46. Tek ve çift bujili durum için efektif güçlerin devir sayısına göre değişimi

### 3.8.4. Döndürme Momentlerinin Karşılaştırılması

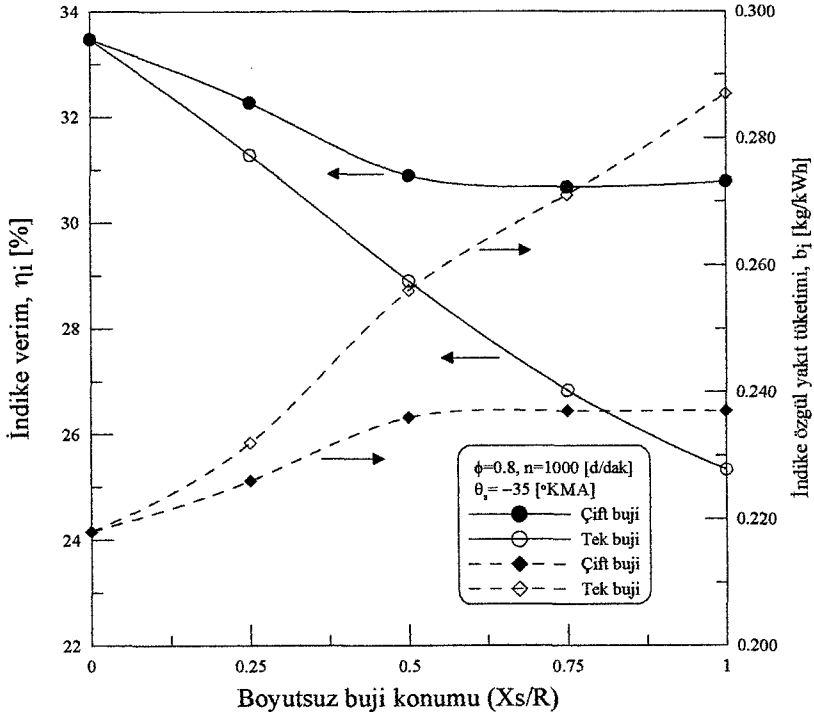
Tek ve çift bujili durumdaki döndürme momentlerinin devir sayısına göre değişimi, sabit ekivalans oranı  $\phi=0.8$  ve boyutsuz buji konumları  $X_s/R=0, 0.5$  ve  $1.0$  için Şekil 44'te gösterilmiştir.



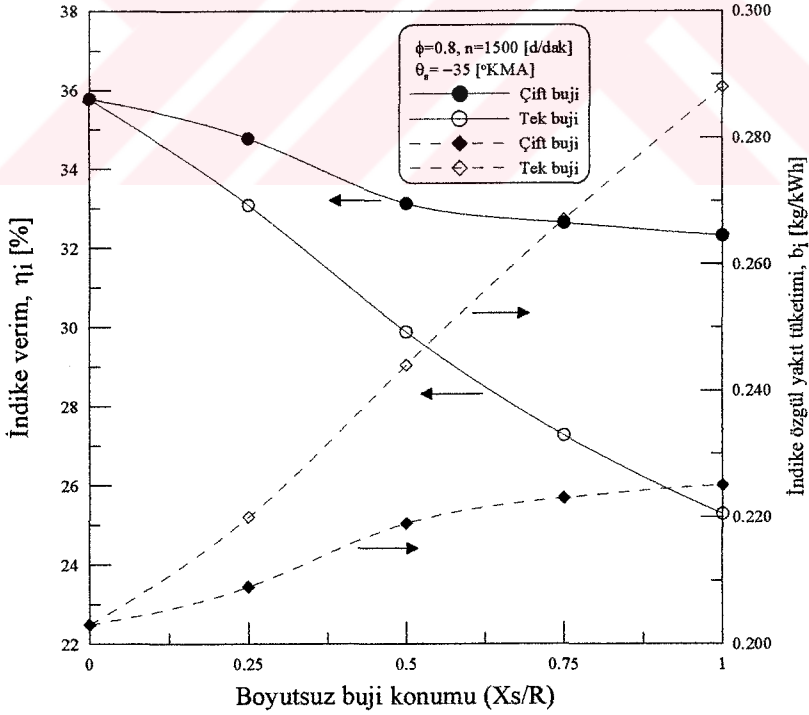
Şekil 47. Tek ve çift bujili durum için döndürme momentlerinin devir sayısına göre değişimi

### 3.8.5. İndike Verim ve İndike Özgül Yakıt Tüketimlerinin Karşılaştırılması

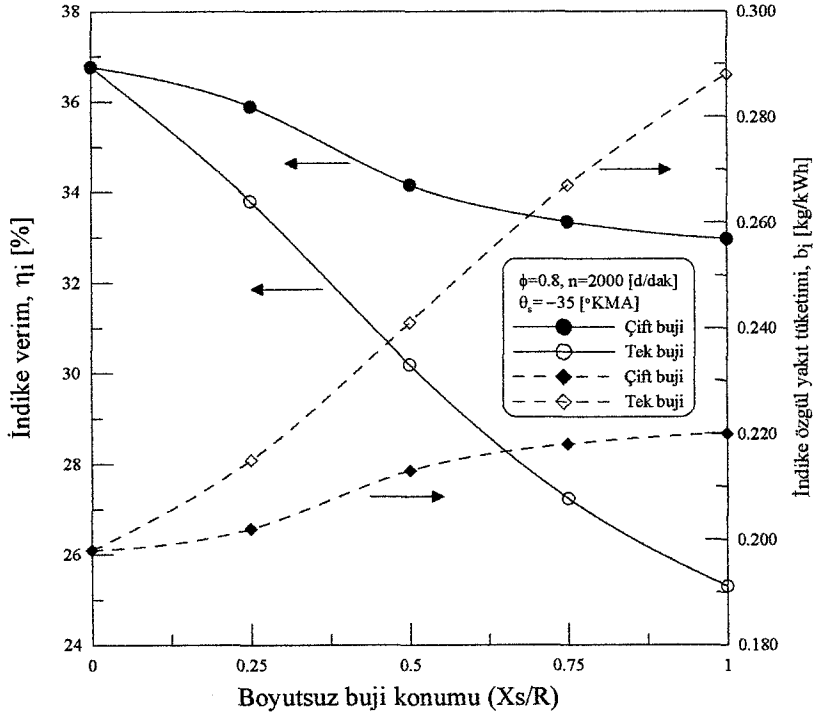
Bu bölümde, tek ve çift buji kullanılması durumunda indike verim ve indike özgül yakıt tüketiminin değişimi şekiller üzerinde bir arada gösterilmiştir. Karşılaştırma işlemi için  $\phi=0.8$ , devir sayısı ise  $n=2000$  [d/dak] olarak seçilmiştir. İndike verim ve indike özgül yakıt tüketiminin boyutsuz buji konumuna göre değişim Şekil(48 – 52)'de gösterilmiştir.



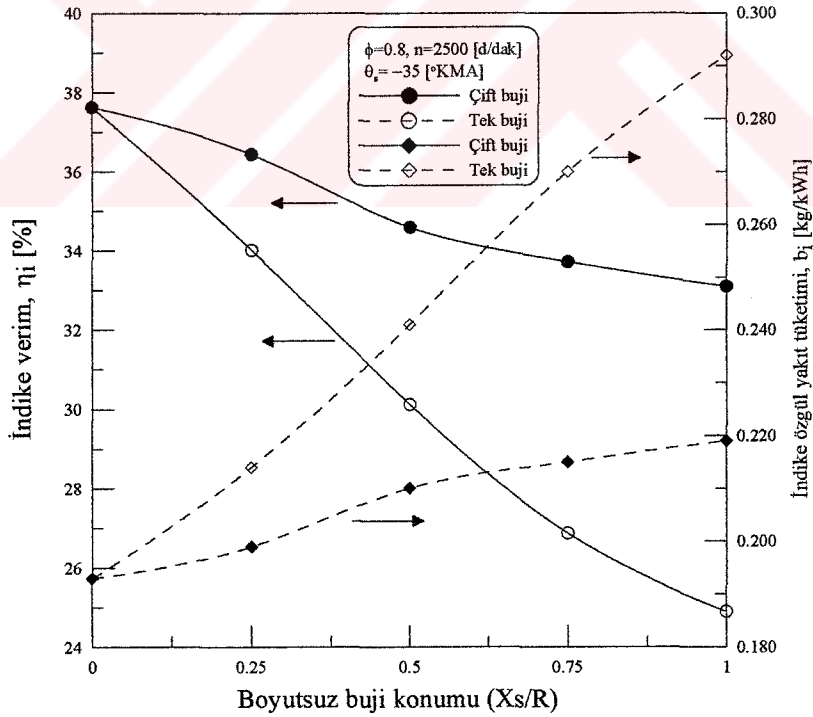
Şekil 48.  $n=1000$  [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi



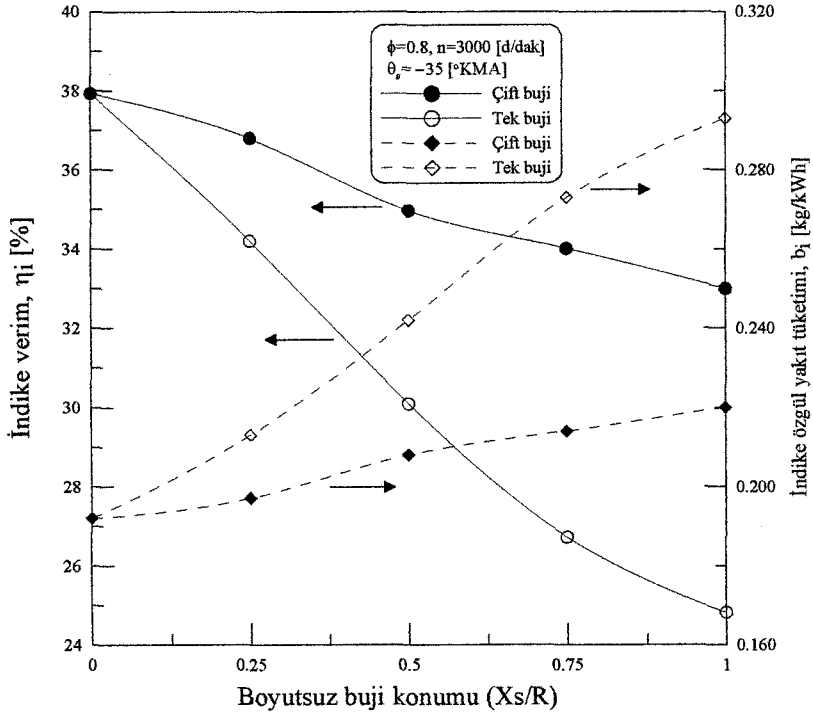
Şekil 49.  $n=1500$  [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi



Şekil 50. n=2000 [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi



Şekil 51. n=2500 [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi



Şekil 52.  $n=3000$  [d/dak] için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin buji konumuna göre değişimi



#### 4. İRDELEME

Sunulan çalışmada hazırlanan bilgisayar programının güvenilirliği önceki çalışmalarla [2] güvenilirliği kanıtlanmış olan Ferguson [16] modeli ile yapılan karşılaştırma kullanılarak gösterilmiştir. Bu karşılaştırmada basınç, sıcaklık ve kütleli yanma oranlarının krank mili açısına göre değişimlerini veren eğriler kullanılmıştır. Şekil 5'te her iki model ile elde edilen basınç eğrileri verilmiştir. Her iki modelin birbirine oldukça yakın sonuçlar verdiği bu eğrilerden görülebilir. İki model arasındaki en büyük fark oranı, maksimum basınç değerinde yaklaşık % 1.2 gibi küçük bir değer olmaktadır.

Şekil 6'da ve Şekil 7'de Ferguson [16] modeli ve sunulan model ile elde edilen sıcaklık ve kütleli yanma oranı eğrileri verilmiştir. Her iki eğri takımında da oldukça yakın sonuçların elde edildiği şekillerden görülebilir. Kütleli yanma oranı eğrileri arasındaki farkın Ferguson [16] modelinde kütleli yanma oranının kosinüs yanma formülü gibi ampirik bir bağıntıdan yararlanılarak elde edilmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Sunulan modelde kütleli yanma oranı daha gerçekçi bir yaklaşımdan (Eşitlik 2.62) yararlanılarak belirlenmiştir.

Şekil 8-19'da  $\phi=0.8$  ekivalans oranı için  $n=1000$ ,  $2000$  ve  $3000$  [d/dak] devir sayılarında  $X_s/R=0.25$ ,  $0.50$ ,  $0.75$  ve  $1.0$  boyutsuz buji konumlarına sahip tek ve çift bujili yanma odası geometrileri için yanma odasındaki gaz basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri görülmektedir. Şekiller incelenirse buji konumlarının merkezde olmadığı bütün durumlar için çift bujili yanma odası aynı buji konumuna sahip tek bujili yanma odasına göre daha yüksek basınçlar verdiği görülebilir. Aynı devir sayıları için maksimum basınçlar arasındaki fark bujinin konumu merkezden uzaklaştıkça artmaktadır. Bu durum maksimum basınçların karşılaştırıldığı Şekil 41'den daha açık olarak görülebilir.

Şekil 20 ve 21'de sabit devir sayısında ( $n=2000$  [d/dak]) farklı ekivalans oranları için buji konumlarının  $X_s/R=0.50$  olduğu geometrilere ait basınç-krank mili açısı değişimleri verilmiştir. Değişimler birbirine oldukça yakındır.

Şekil 22 ile 25 incelenirse her bir krank mili açısında çift bujili durum tek bujili duruma göre daha yüksek kütleli yanma oranı değerlerini vermektedir. Ayrıca buji konumu merkeze yaklaştıkça her iki eğrinin dikliği daha da artmaktadır. Bu durum Eşitlik 2.62 ile açıklanabilir. Bu eşitlikte kütleli yanma oranının artmasına neden olabilecek en etkin değişkenlerden biri  $A_f$  'dir. Bilindiği gibi  $A_f$  alev cephesinin serbest

yüzey alanını göstermektedir. Çift bujili durumda tek bujili duruma göre  $A_f$  daha büyük değerler aldığı için çift bujili durumda daha yüksek kütleli yanma oranları değerleri elde edilmiştir. Çift bujili durumda daha yüksek kütleli yanma oranı elde edilmesiyle de silindir içindeki basınç daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Bu durum yukarıdaki paragraflarda irdelenmiştir. Benzer eğilim değişik ekivalans oranları için çizilen Şekil 20 ve 21'de de görülmektedir. Çift bujili durumda daha yüksek basınç değerlerinin elde edilmesi çevrimin Otto çevrimine biraz daha yaklaşmasını sağlamaktadır. Yine şekillerden görüldüğü gibi buji konumları merkezden silindir duvarına doğru getirildikçe kütleli yanma oranları  $x_b < 1$  olmaktadır. Bu durumun başlıca iki nedene bağlı olabileceği düşünülmektedir. İlk olarak, bujinin merkezden uzaklaştırılmasının alev yolunu uzatması ve yanmayı yavaşlatması nedeniyle güçlü yanmanın etkilerinin yanmanın son aşamalarında kaybolmasına bağlı olabileceği düşünülmektedir. Diğer bir olasılık da termodinamik modelin uygulanan buji konumları için kalibre edilebileceği deneysel verilerin elde olmaması nedeniyle bilgisayar programının tamamen kalibrasyonsuz olarak koşturulması düşünülebilir. Bu durumun tam olarak açıklığa kavuşturulabilmesi için çeşitli buji konumlarına sahip geometrilere ilişkin deneysel verilerin elde edilmesi gerekmektedir.

Şekil 26-37'de  $\phi=0.8$ , tek ve çift buji durumları için  $n=1000, 2000$  ve  $3000$  [d/dak] devir sayılarında ve  $X_s/R=0.25, 0.50, 0.75$  ve  $1.0$  boyutsuz buji konumları için yanma odasındaki gazların sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimleri görülmektedir. Bu şekiller incelenirse basınçlardaki değişimlere paralel olarak sıcaklıkların da çift bujili durumda tek bujili duruma göre daha yüksek olduğu görülür. Bu durum  $n=2000$  [d/dak]'da maksimum yanmış ve yanmamış gaz sıcaklıklarının boyutsuz buji konumuna göre değişimini gösteren Şekil 42 ve 43'te daha iyi görülmektedir. Şekil 42 ve 43'te her iki buji durumu için  $X_s/R$  oranının artması ile maksimum yanmış ve yanmamış gaz sıcaklıkları düşmektedir. Çift bujili durumdaki sıcaklıkların yüksek oluşunun artışının ve  $X_s/R$  oranının artması ile yanmış ve yanmamış maksimum gaz sıcaklıklarının düşmesinin nedeni basınçlar için yapılan irdeleme ile paraleldir. Buji konumları merkezden uzaklaştıkça yanma yavaşladığından, yanma işlemi tamamlanmadan piston üst ölü noktadan uzaklaşmakta; bunun sonucu olarak basınç ve sıcaklıklar düşmektedir. Şekil 38-39 da farklı ekivalans oranları için yanma odasındaki gazların sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimleri görülmektedir. Benzer yorumlar bu şekiller için de geçerlidir.

Şekil 40 yanma süresinin boyutsuz buji konumuna göre değişimini göstermektedir. Şekil incelenirse tek bujili durum için yanma süresinin çift bujili duruma göre daha uzun

olduğu görülür. Bunun da nedeni kütleli yanma oranı ile ilgili kısımda açıklandığı üzere, alev cephesinin yüzey alanlarındaki farklılıklardır. Şekilde dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta ise her iki buji durumu için  $X_s/R$  oranı artması ile yanma süresinin artmasıdır. Çünkü  $X_s/R$  oranının artması alev yolunu artırmaktadır. Şekil 40 incelenirse yanma süresinin artış eğiliminin çift bujili durumda daha düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. Bunun da nedeni tek bujili durum için ifade edilen alev yolunun uzaması durumu burada çift bujili durumda dengelenmiş olmasıdır. Yine şekilden görülen önemli bir durum merkezde tek bujili geometrinin en kısa yanma süresini verdiğidir.

Şekil 44'te her iki buji durumunda  $X_s/R$  nin 0, 0.5 ve 1.0 değerleri için ortalama indike basınçların devir sayısına göre değişimi görülmektedir. Şekil 44 incelenirse her iki buji durumu için  $X_s/R=0$  değerinde (buji silindir ekseninde) en iyi  $p_{mi}$  değerleri elde edilmektedir. Bunun da nedeni  $X_s/R=0$  durumunda alev yolunun minimum bir değer almasıdır.  $X_s/R=0.5$  ve  $X_s/R=1.0$  olması durumunda ise çift bujili durumda tek bujili duruma göre daha yüksek  $p_{mi}$  değerleri elde edilmektedir. Bu son buji konumlarında tek buji için alev yolu uzarken çift bujide daha önce de ifade edildiği gibi alev yolunun uzaması silindir kafasına bujilerin simetrik olarak yerleştirilmesi ile dengelenmektedir.

Her iki buji durumunda  $X_s/R$  nin 0, 0.5 ve 1.0 değerleri için indike gücün, efektif gücün ve döndürme momentinin devir sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 45, 46 ve 47'de görülmektedir. Ortalama indike basınçtaki değişimlere benzer değişimler görülmektedir. Sonuçta bu beklenen bir durumdur. Ortalama indike basıncın artması indike gücü ve dolayısıyla da efektif gücü artırır. Döndürme momentinde de benzer eğilim ortaya çıkar. Ortalama indike basınçlar için yapılan yorumlar Şekil 45, 46 ve 47 için de geçerlidir.

Değişik devir sayılarında her iki buji durumu için indike verimin ve indike özgül yakıt tüketiminin boyutsuz buji konumuna göre değişimleri Şekil 48-52'de görülmektedir. Her sabit devir sayısında  $X_s/R$  oranı artıkça çift bujili durumda tek bujili duruma göre indike verim daha yüksek, bunun sonucu olarak indike özgül yakıt tüketimi daha düşük olmaktadır. Bunun olası nedeni yukarıdaki paragraflarda açıklanmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Yapılan çalışma ile ilgili bulgular ve irdelemeye bağlı olarak aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir.

1. Yapılan çalışmada merkezde tek buji olan yanma odası geometrisi en yüksek kütleli yanma oranını ve dolayısıyla en büyük yanma hızını vermiştir.
2. Buna bağlı olarak diğer motor performansı parametreleri de bujinin merkezde olması durumunda en iyi değerleri vermiştir.
3. Bujinin merkezden kaçık olması durumunda çift buji kullanımının etkisi ortaya çıkmış; artan alev cephesi yüzey alanı kütleli yanma oranının ve dolayısıyla yanma hızının artmasına neden olmuştur. Bunun sonucunda merkezde olmayan buji konumları için çift bujili yanma odasına sahip geometri tek bujili geometriye oranla daha iyi motor karakteristikleri vermiştir.
4. Çift buji kullanımının olumlu etkisi, boyutsuz buji konumunun  $X_s/R \geq 0$  olması durumunda daha da belirginleşmektedir. Buna göre eğer buji, geometrik veya herhangi diğer bir nedenle  $X_s/R \geq 0$  konumunda olması gerekiyorsa çift bujili yanma odası kullanımı daha uygun olacaktır.
5. Elde edilen sonuçlar daha çok niteliksel bir yapıya sahiptir. Sonuçların niceliksel olarak daha doğru bir şekilde elde edilebilmesi için konu ile ilgili deneysel çalışmalardan elde edilecek verilere ve daha ileri düzeyde termodinamik modellerin kullanılmasına gereksinim vardır.
6. Uygulamadaki otomobil motorlarında kullanılan çift bujilerde ateşleme emme supabına yakın olan bujinin daha önce ateşlenmesi ile, yani eş zamanlı olmayan sıralı ateşleme (sequential ignition ) tekniği kullanılmakta; böylece emme supabından gelen daha soğuk dolguya daha uygun yanma süresi sağlanmaktadır. Uygulanan modelde ise yanma öncesi dolgu sıcaklığı silindir boyunca homojen kabul edildiğinden böyle bir etki hesaba katılmamaktadır. Bu etkinin hesaba katılmasına yönelik olarak termodinamik modelin geliştirilmesi ile sonuçların niceliksel olarak daha da iyileşmesine olanak sağlayacağı tahmin edilmektedir.

## 6. ÖNERİLER

1. Sonuçlar kısmında da belirtildiği gibi elde edilen bulguların daha doğru niceliksel değerlere sahip olabilmesine yönelik olarak konu ile ilgili deneysel çalışmalardan elde edilecek verilere ve bu verilere dayalı olarak bilgisayar programındaki katsayıların düzenlenmesine gereksinim vardır.
2. Daha ileri düzeyde termodinamik modellerin kullanılması ve sıralı ateşlemenin modele katılmasıyla elde edilecek sonuçlar daha gerçekçi olacaktır.
3. İlerideki çalışmalarda bu eksikliklerin giderilmesi durumunda çok farklı yanma odası geometrileri ve motor tasarım parametreleri için bilgisayar programının geliştirilmesi düşünülmektedir.



## 7. KAYNAKLAR

1. Bilgin, A., Geometric Features of The Flame Propagation Process for an SI Engine Having Dual-Ignition System, International Journal of Energy Research, 26, (2002), 987-1000.
2. Bayraktar, H., Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimleri Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997.
3. Sezer, İ., Normal Benzine Metanol ve MTBE Katılmasının Motor Performansına ve Eksoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2002.
4. Durgun, O., Motorlar II Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, K.T.Ü, Trabzon, Basılmamış.
5. Kuroda, H., Nakajima, Y., Sugihara, K., Takagi, Y., ve Muranaka, S.; The Fast Burn with Heavy EGR, New Approach for low NO<sub>x</sub> ve Improved Fuel Economy, SAE, Paper No. 780006, (1978), 1-15.
6. Meyer, R. C., Meyers, D. P., King, S. R. ve Liss, W. E.; Effects of Spark Plug Number and Location in Natural Gas Engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 114, (1992), 475-479.
7. Scussel, A. J., Simko, A. O. ve Wade, W. R.; The Ford PROCO Engine Update, Ford Motor Co., SAE, Paper No. 780699, (1978), 2706-2725.
8. Witze, P. O.; The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable Swirl Engine, SAE, Paper No. 820044, (1982), 165-175.
9. Nakamura, N., Baika, T. ve Shibata, Y., Multipoint Spark Ignition for Lean Combustion, SAE, Paper No. 852092, (1985), 611-620.
10. Migita, H., Amemiya, T., Yokoo ve K., Lizuka, Y.; The New 1.3-Liter 2-Plug Engine for The 2002 Honda Fit, JSAE, 23, (2002), 507-511.
11. Brochure, The S-Class Saloons, Mercedes-Benz, Daimler Chrysler AG, Stuttgart MKP/K 6701-0607-02-04/0500, 2000.
12. Altın, İ. ve Bilgin, A., Buji Ateşlemeli Motorlarda Hızlı Yanma, I. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, Mayıs 2003, Denizli, 262-266.
13. Bracco, F. V., Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models, SAE, Paper No. 751187, (1975), 3317-3339.



14. Bilgin, A., Pistonlu Motorların Silindirleri İçerisindeki Gaz Akışlarının Emme Stroku Boyunca Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1994.
15. Heywood, J. B., Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., Singapore, 1988.
16. Ferguson, C.R., Intenal Combustion Engines Applied Thermosciences, Jhon Wiley & Sons Inc. 1986.
17. Şahin, Z., Benzin Motoru Çevrimlerinin Bilgisayar Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1996.
18. Olikara, C. ve Borman, G.L., A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE, Paper No. 730475, (1973), 1458-1476.
19. JANAF Thermochemical Tables, Second Edition, The Dow Chemical Co., Midland, Michigan , 1971.
20. Blizard, N.C. ve Keck, J.C., Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines, SAE, Paper No. 740191, (1974), 846-864.
21. Beretta, G.P. ve Keck, J.C., Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines, Combustion & Flame, 52, (1983), 217-245.
22. Poulus, S.G. ve Heywood, J.B., The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No 830334, (1983), 11106-11129.
23. Tabaczynski, R.J. ve Ferguson, C.R., A Turbulent Entrainment Model For Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No 770647, (1977), 2414-2432.
24. Heywood, J.B., Combustion Chamber Design for Optimum Spark-Ignition Engine Performance, International Journal of Vehicle Design, 5 , Paper No 3, (1984), 336-357.
25. Metghalchi, M. ve Keck, J.C., Buning Velocities and Mixtures of Air With Methanol, Isooctane And Indolene at High Pressure and Temperature, Combustion & Flame, 48, (1982), 191-210.
26. Al-Baghdadi, M.A.S., A Computer Program for Simulating a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engines, The Higher Institute of Engineering, Yefren, Libya, (2001), 1-31.
27. Mattavi, J.N., Groff, E.G., Lienesch, J.H., Matenukas, F.A. ve Noyes, R.N., Engine Improvement Through Combustion Modeling, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited by James N. Mattavi and Charles A. Amann, Plenum Press, Newyork-London, (1980), 537-579.

28. Lewis, G.N. ve Randall, M., Thermodynamics, McGraw-Hill, New York, (1961), 667-668.
29. Kuşhan, B., Otto ve Dizel Motorları, Bilim Teknik Yayınevi, İstanbul, 1985.
30. Tunestal, P. ve Hedrick, J.K., Cylinder Air/Fuel Ratio Estimation Using Net Heat Release Data, 3rd IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, (2001), 1-9.





## 8. EKLER

### Ek 1. Termodinamik Türevler

Aşağıdaki kısmi termodinamik türev tanımlarında;  $\left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z = \frac{(\partial y)_z}{(\partial x)_z}$  ilişkisi olduğu

dikkate alınarak aranan diğer kısmi türevler yazılabilir [16].

$$1. (\partial T)_P = -(\partial P)_T = 1 \quad (8.1)$$

$$2. (\partial v)_P = -(\partial P)_v = \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \quad (8.2)$$

$$3. (\partial s)_P = -(\partial P)_s = \frac{C_P}{T} \quad (8.3)$$

$$4. (\partial u)_P = -(\partial P)_u = C_P - \frac{Pv}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \quad (8.4)$$

$$5. (\partial h)_P = -(\partial P)_h = C_P \quad (8.5)$$

$$6. (\partial v)_T = -(\partial T)_v = -\frac{v}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \quad (8.6)$$

$$7. (\partial s)_T = -(\partial T)_s = \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \quad (8.7)$$

$$8. (\partial u)_T = -(\partial T)_u = v \left[ \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P + \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \right] \quad (8.8)$$

Ek.1 'in devamı

$$9. (\partial h)_T = -(\partial T)_h = -v \left[ 1 - \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \right] \quad (8.9)$$

$$10. (\partial s)_v = -(\partial v)_s = \frac{v}{T} \left[ \frac{C_P}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T + \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_P^2 \right] \quad (8.10)$$

$$11. (\partial u)_v = -(\partial v)_u = v \left[ \frac{C_P}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T + \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_P^2 \right] \quad (8.11)$$

$$12. (\partial h)_v = -(\partial v)_h = v \left[ \frac{C_P}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T + \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P^2 - \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \right] \quad (8.12)$$

$$13. (\partial u)_s = -(\partial s)_u = \frac{Pv}{T} \left[ \frac{C_P}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T + \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_P^2 \right] \quad (8.13)$$

$$14. (\partial h)_s = -(\partial s)_h = -\frac{vC_P}{T} \quad (8.14)$$

$$15. (\partial h)_u = -(\partial u)_h = -v \left[ C_P - \frac{Pv}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \right] - Pv \left[ \frac{C_P}{P} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T + \frac{v}{T} \left( \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P^2 \right] \quad (8.15)$$

## Ek 2. Bilgisayar Programı Çıktıları

Ek Tablo 1.  $\phi = 0.8, n = 1000$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 33.47  | 31.28  | 32.27  | 28.9   | 30.89  | 26.83  | 30.67  | 25.33  | 30.78  |
| $\eta_e$   | 30.31  | 28.21  | 29.15  | 25.97  | 27.84  | 24.01  | 27.03  | 22.58  | 27.73  |
| $b_i$      | 0.218  | 0.232  | 0.226  | 0.252  | 0.236  | 0.271  | 0.237  | 0.287  | 0.237  |
| $b_e$      | 0.24   | 0.258  | 0.249  | 0.28   | 0.262  | 0.303  | 0.264  | 0.322  | 0.263  |
| $p_{mi}$   | 8.43   | 7.87   | 8.12   | 7.28   | 7.78   | 6.75   | 7.72   | 6.38   | 7.75   |
| $p_{me}$   | 8.06   | 7.5    | 7.75   | 6.91   | 7.4    | 6.38   | 7.35   | 6      | 7.38   |
| $N_i$      | 17.66  | 16.49  | 17.01  | 15.24  | 16.28  | 14.14  | 16.17  | 13.36  | 16.22  |
| $N_e$      | 16.87  | 15.71  | 16.24  | 14.46  | 15.51  | 13.37  | 15.39  | 12.58  | 15.44  |
| $M_d$      | 161.12 | 150.06 | 155.05 | 138.13 | 148.11 | 127.67 | 146.97 | 120.13 | 147.52 |
| $T_{bmax}$ | 2517.5 | 2463.5 | 2511.9 | 2415.9 | 2495.9 | 2375.8 | 2471.3 | 2345.7 | 2446.3 |
| $T_{umax}$ | 961.12 | 920.28 | 949.74 | 888.72 | 936.47 | 865.02 | 848.34 | 848.34 | 918.25 |
| $p_{max}$  | 68.54  | 55.19  | 63.6   | 47.12  | 59.09  | 41.83  | 56.29  | 38.45  | 54.05  |
| $\theta_b$ | 40     | 53     | 47     | 62     | 53     | 72     | 54     | 75     | 56     |

Ek Tablo 2.  $\phi = 0.8, n = 1500$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 35.78  | 33.09  | 34.78  | 29.88  | 33.13  | 27.27  | 32.64  | 25.28  | 32.32  |
| $\eta_e$   | 32.42  | 29.87  | 31.26  | 26.83  | 29.91  | 24.36  | 29.44  | 22.48  | 29.15  |
| $b_i$      | 0.203  | 0.22   | 0.209  | 0.244  | 0.219  | 0.267  | 0.223  | 0.288  | 0.225  |
| $b_e$      | 0.225  | 0.244  | 0.233  | 0.271  | 0.243  | 0.299  | 0.247  | 0.324  | 0.249  |
| $p_{mi}$   | 9.0    | 8.33   | 8.75   | 7.52   | 8.34   | 6.86   | 8.21   | 6.36   | 8.13   |
| $p_{me}$   | 8.62   | 7.94   | 8.37   | 7.13   | 7.95   | 6.47   | 7.83   | 5.97   | 7.75   |
| $N_i$      | 28.29  | 26.17  | 26.11  | 23.63  | 26.38  | 21.57  | 25.81  | 19.99  | 25.56  |
| $N_e$      | 27.08  | 24.95  | 26.29  | 22.41  | 24.99  | 20.35  | 24.6   | 18.78  | 24.35  |
| $M_d$      | 172.45 | 158.89 | 167.41 | 142.71 | 159.11 | 129.58 | 156.62 | 119.59 | 155.04 |
| $T_{bmax}$ | 2498.2 | 2461.5 | 2509.4 | 2419.3 | 2499   | 2381.7 | 2473.5 | 2352.2 | 2442.3 |
| $T_{umax}$ | 952.7  | 913.97 | 946.33 | 882.53 | 933.46 | 858.79 | 922.44 | 842.15 | 910.34 |
| $p_{max}$  | 63.52  | 51.85  | 60.69  | 44.26  | 56.66  | 39.25  | 53.6   | 36     | 50.67  |
| $\theta_b$ | 44.0   | 58     | 50     | 70     | 57     | 80     | 58     | 92     | 62     |

Ek Tablo 3.  $\phi = 0.8, n = 2000$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 36.77  | 33.8   | 35.89  | 30.19  | 34.16  | 27.23  | 33.34  | 25.3   | 32.97  |
| $\eta_e$   | 33.29  | 30.49  | 32.46  | 27.06  | 30.83  | 24.31  | 30.05  | 22.45  | 29.7   |
| $b_i$      | 0.198  | 0.215  | 0.202  | 0.241  | 0.213  | 0.267  | 0.218  | 0.288  | 0.22   |
| $b_e$      | 0.219  | 0.239  | 0.224  | 0.269  | 0.236  | 0.299  | 0.242  | 0.324  | 0.245  |
| $p_{mi}$   | 9.25   | 8.5    | 9.03   | 7.59   | 8.59   | 6.86   | 8.39   | 6.37   | 8.3    |
| $p_{me}$   | 8.85   | 8.1    | 8.63   | 7.19   | 8.19   | 6.46   | 7.99   | 5.97   | 7.9    |
| $N_i$      | 38.76  | 35.65  | 37.84  | 31.82  | 36.01  | 28.76  | 35.16  | 26.69  | 34.77  |
| $N_e$      | 37.08  | 33.97  | 36.16  | 30.15  | 34.34  | 27     | 33.48  | 25     | 33.09  |
| $M_d$      | 177.07 | 162.19 | 172.67 | 143.95 | 163.96 | 129.3  | 159.84 | 119.4  | 158    |
| $T_{bmax}$ | 2490.3 | 2461.8 | 2508.5 | 2422.9 | 2501.6 | 2386.6 | 2475.7 | 2357.6 | 2441.1 |
| $T_{umax}$ | 945.84 | 910.36 | 943.59 | 879.29 | 931.39 | 855.67 | 919.44 | 839.2  | 905.64 |
| $p_{max}$  | 60.56  | 50.3   | 59.19  | 43.01  | 55.49  | 38.13  | 52.3   | 35     | 48.97  |
| $\theta_b$ | 46     | 60     | 52     | 74     | 58     | 87     | 63     | 94     | 64     |

Ek Tablo 4.  $\phi = 0.8, n = 2500$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 37.63  | 34.02  | 36.44  | 30.12  | 34.59  | 26.87  | 33.72  | 24.9   | 33.1   |
| $\eta_e$   | 34.05  | 30.64  | 32.93  | 26.95  | 31.19  | 23.87  | 30.36  | 22     | 29.77  |
| $b_i$      | 0.193  | 0.214  | 0.199  | 0.241  | 0.21   | 0.27   | 0.215  | 0.292  | 0.219  |
| $b_e$      | 34.05  | 30.64  | 32.93  | 26.95  | 31.19  | 23.87  | 30.36  | 22     | 29.77  |
| $p_{mi}$   | 9.47   | 8.56   | 9.17   | 7.58   | 8.7    | 6.76   | 8.48   | 6.26   | 8.33   |
| $p_{me}$   | 9.05   | 8.14   | 8.75   | 7.16   | 8.29   | 6.34   | 8.07   | 5.85   | 7.91   |
| $N_i$      | 49.59  | 44.84  | 48.03  | 39.69  | 45.59  | 35.42  | 44.45  | 32.82  | 43.63  |
| $N_e$      | 47.41  | 42.66  | 45.85  | 37.52  | 43.42  | 33.24  | 42.27  | 30.64  | 41.45  |
| $M_d$      | 181.12 | 162.97 | 175.14 | 143.32 | 165.86 | 126.97 | 161.46 | 117.05 | 158.36 |
| $T_{bmax}$ | 2476.5 | 2454.1 | 2499.7 | 2417.7 | 2495.6 | 2383   | 2469.3 | 2354.5 | 2432.2 |
| $T_{umax}$ | 935.11 | 904.15 | 937.83 | 873.68 | 926.7  | 850.27 | 913.91 | 833.88 | 877.9  |
| $p_{max}$  | 57.1   | 48.52  | 57.21  | 41.58  | 53.98  | 36.87  | 50.68  | 33.85  | 46.93  |
| $\theta_b$ | 49     | 62     | 55     | 77     | 61     | 95     | 64     | 102    | 66     |

Ek Tablo 5.  $\phi = 0.8, n = 3000$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 37.93  | 34.19  | 36.79  | 30.09  | 34.96  | 26.72  | 34.01  | 24.82  | 33     |
| $\eta_e$   | 34.28  | 30.75  | 33.21  | 26.86  | 31.47  | 23.67  | 30.57  | 21.87  | 29.61  |
| $b_i$      | 0.192  | 0.213  | 0.197  | 0.242  | 0.208  | 0.273  | 0.214  | 0.293  | 0.22   |
| $b_e$      | 0.212  | 0.237  | 0.219  | 0.271  | 0.231  | 0.308  | 0.238  | 0.333  | 0.246  |
| $p_{mi}$   | 9.55   | 8.6    | 9.26   | 7.57   | 8.8    | 6.72   | 8.52   | 6.25   | 8.3    |
| $p_{me}$   | 9.12   | 8.17   | 8.83   | 7.14   | 8.36   | 6.29   | 8.12   | 5.82   | 7.87   |
| $N_i$      | 59.98  | 54.09  | 58.19  | 47.59  | 55.29  | 42.25  | 53.79  | 39.25  | 52.19  |
| $N_e$      | 57.28  | 51.38  | 55.49  | 44.89  | 52.58  | 39.55  | 51.08  | 36.55  | 49.48  |
| $M_d$      | 182.33 | 163.55 | 176.63 | 142.89 | 167.39 | 125.89 | 162.59 | 116.34 | 157.5  |
| $T_{bmax}$ | 2472.8 | 2453.1 | 2498.3 | 2418.4 | 2495.7 | 2384.5 | 2469.2 | 2356.3 | 2431.3 |
| $T_{umax}$ | 930.43 | 901.84 | 935.58 | 871.69 | 925.05 | 848.72 | 911.85 | 832.13 | 894.79 |
| $p_{max}$  | 55.53  | 47.79  | 56.42  | 41.03  | 53.4   | 36.39  | 50.02  | 33.42  | 46.08  |
| $\theta_b$ | 50     | 65     | 55     | 80     | 61     | 101    | 64     | 102    | 71     |

Ek Tablo 6.  $\phi = 1.0, n = 2000$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 33.92  | 34.96  | 34.86  | 34.35  | 34.37  | 33.48  | 34.53  | 32.98  | 34.89  |
| $\eta_e$   | 30.74  | 31.73  | 31.64  | 31.15  | 31.17  | 30.33  | 31.32  | 29.87  | 31.66  |
| $b_i$      | 0.214  | 0.208  | 0.208  | 0.211  | 0.211  | 0.217  | 0.21   | 0.22   | 0.208  |
| $b_e$      | 0.237  | 0.229  | 0.230  | 0.233  | 0.234  | 0.240  | 0.234  | 0.244  | 0.230  |
| $p_{mi}$   | 10.62  | 10.94  | 10.91  | 10.75  | 10.76  | 10.48  | 10.81  | 10.32  | 10.92  |
| $p_{me}$   | 10.22  | 10.54  | 10.51  | 10.35  | 10.36  | 10.08  | 10.41  | 9.92   | 10.52  |
| $N_i$      | 30.75  | 45.86  | 45.74  | 45.06  | 45.09  | 43.91  | 45.29  | 43.27  | 45.76  |
| $N_e$      | 42.81  | 44.18  | 44.05  | 43.37  | 43.41  | 42.23  | 43.61  | 41.59  | 44.08  |
| $M_d$      | 204.43 | 210.95 | 210.35 | 207.12 | 207.27 | 201.67 | 208.26 | 198.58 | 210.49 |
| $T_{bmax}$ | 2782.2 | 2762.8 | 2793   | 2725   | 2779.7 | 2694.6 | 2764.5 | 2672.3 | 2752   |
| $T_{umax}$ | 969.37 | 972.69 | 987.29 | 946.63 | 976.33 | 926.81 | 970.1  | 912.96 | 967.5  |
| $p_{max}$  | 75.46  | 74.42  | 79.73  | 65.54  | 75.34  | 59.48  | 73.03  | 55.55  | 72.08  |
| $\theta_b$ | 28     | 42     | 39     | 49     | 43     | 52     | 46     | 57     | 47     |

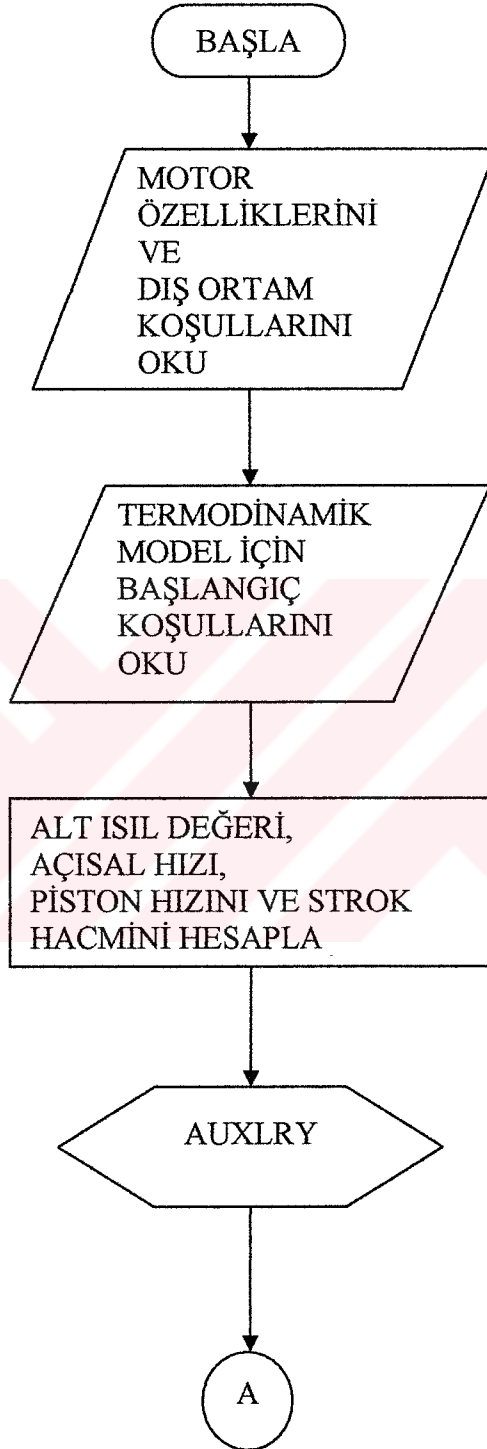
Ek Tablo 7.  $\phi = 1.2, n = 2000$  [d/dak] ve  $\theta_s = -35$  [°KMA] için bilgisayar programından elde edilen sonuçlar

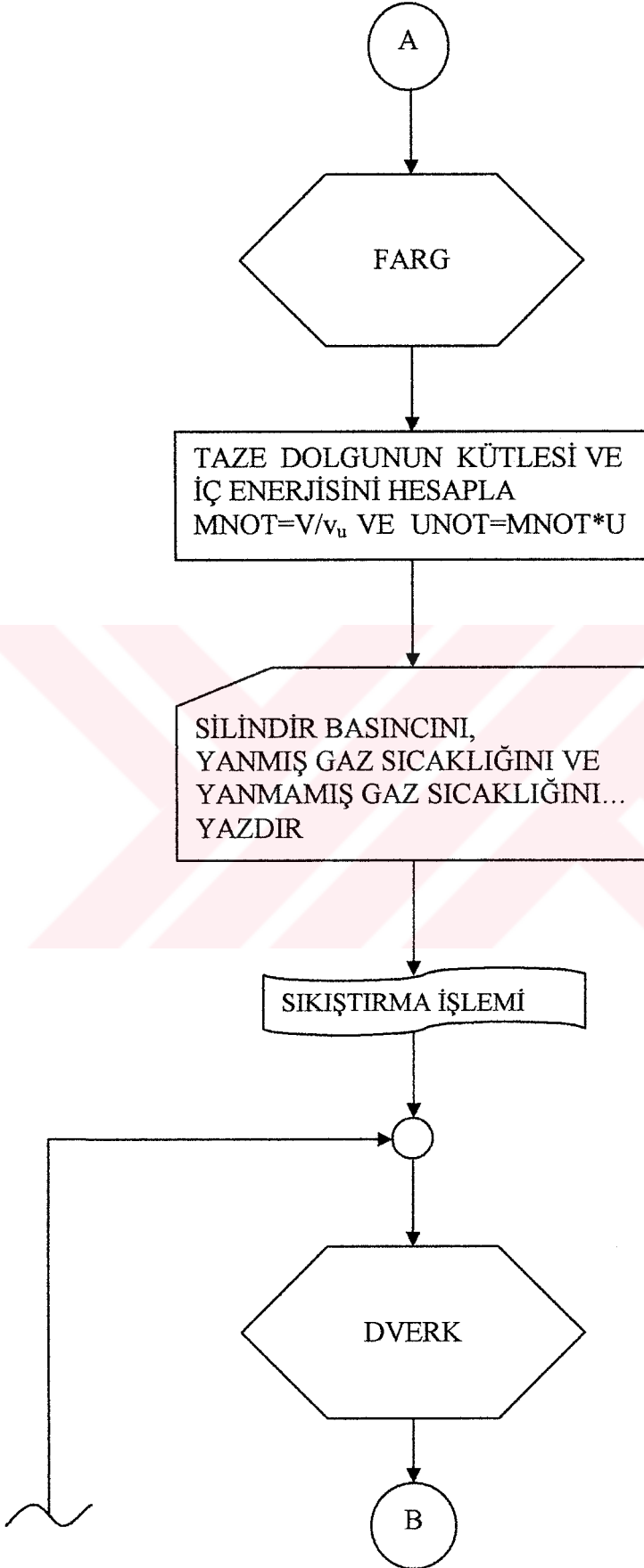
| BK         | 0      | 0.25   |        | 0.50   |        | 0.75   |        | 1.0    |        |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BS         | T/Ç    | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      | T      | Ç      |
| $\eta_i$   | 27.57  | 28.42  | 28.47  | 27.86  | 28.04  | 27.16  | 28.08  | 26.65  | 28.37  |
| $\eta_e$   | 24.73  | 25.53  | 25.57  | 25.0   | 25.18  | 24.35  | 25.22  | 23.87  | 25.48  |
| $b_i$      | 0.264  | 0.256  | 0.256  | 0.261  | 0.259  | 0.268  | 0.259  | 0.273  | 0.256  |
| $b_e$      | 0.294  | 0.285  | 0.281  | 0.291  | 0.289  | 0.299  | 0.289  | 0.305  | 0.286  |
| $p_{mi}$   | 10.26  | 10.58  | 10.6   | 10.37  | 10.44  | 10.11  | 10.46  | 9.92   | 10.56  |
| $p_{me}$   | 9.86   | 10.18  | 10.2   | 9.97   | 10.04  | 9.71   | 10.05  | 9.52   | 10.16  |
| $N_i$      | 43.01  | 44.35  | 44.42  | 43.47  | 43.75  | 42.37  | 43.82  | 41.57  | 44.26  |
| $N_e$      | 41.33  | 42.67  | 42.74  | 41.78  | 42.08  | 40.69  | 42.13  | 39.89  | 42.58  |
| $M_d$      | 197.36 | 203.73 | 204.86 | 199.53 | 200.89 | 194.3  | 201.19 | 190.48 | 203.3  |
| $T_{bmax}$ | 2754.1 | 2729.6 | 2766.9 | 2684.3 | 2751   | 2647.6 | 2732.3 | 2620.6 | 2716.3 |
| $T_{umax}$ | 939.9  | 942.58 | 957.39 | 917.41 | 946.24 | 898.4  | 940.05 | 885.07 | 937.38 |
| $p_{max}$  | 76.32  | 75.06  | 81     | 65.71  | 76.13  | 59.39  | 73.63  | 55.3   | 72.58  |
| $\theta_b$ | 28     | 42     | 40     | 49     | 45     | 53     | 46     | 57     | 47     |

T: Tekbuji, Ç: Çift buji, BK: Buji konumu, BS: Buji sayısı,  $\theta_b$ : Yanma süresi

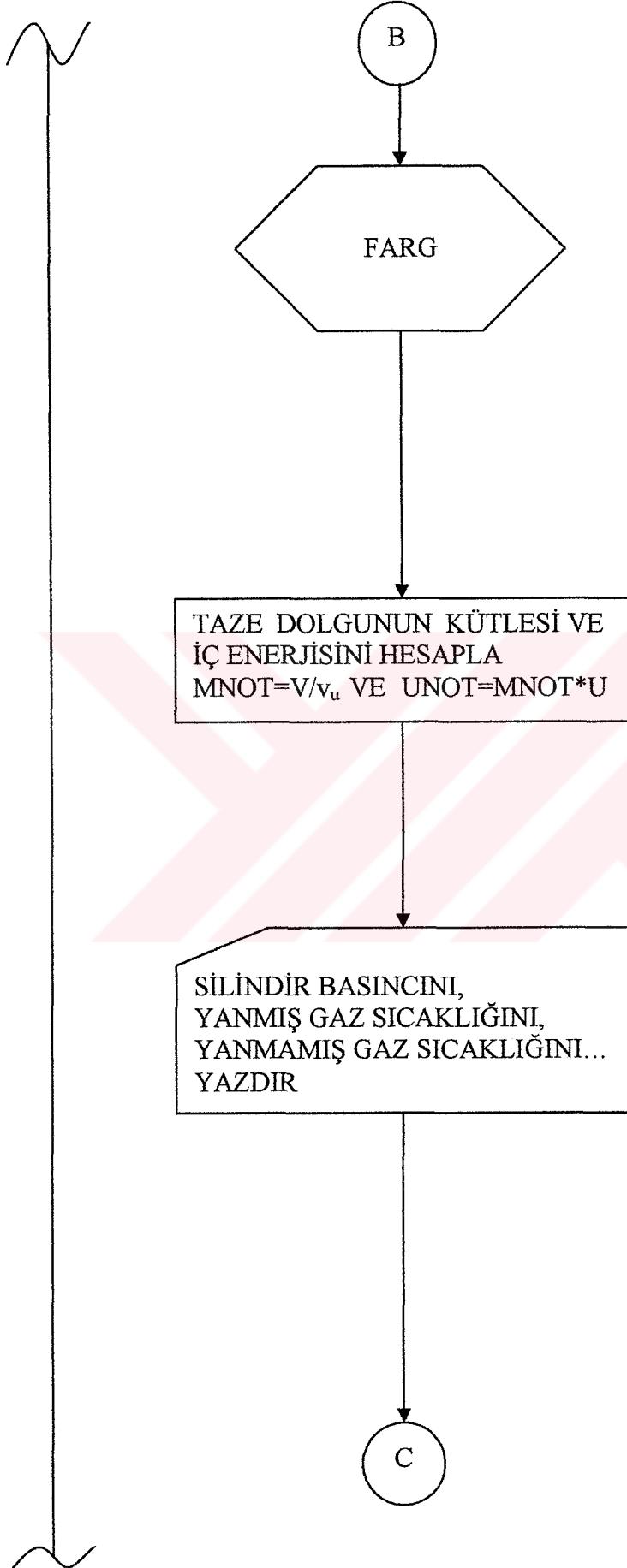
$N_i$  [kW],  $N_e$  [kW],  $\eta_i$  [%],  $\eta_e$  [%],  $b_i$   $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]$ ,  $b_e$   $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]$ ,  $p_{mi}$  [Bar]

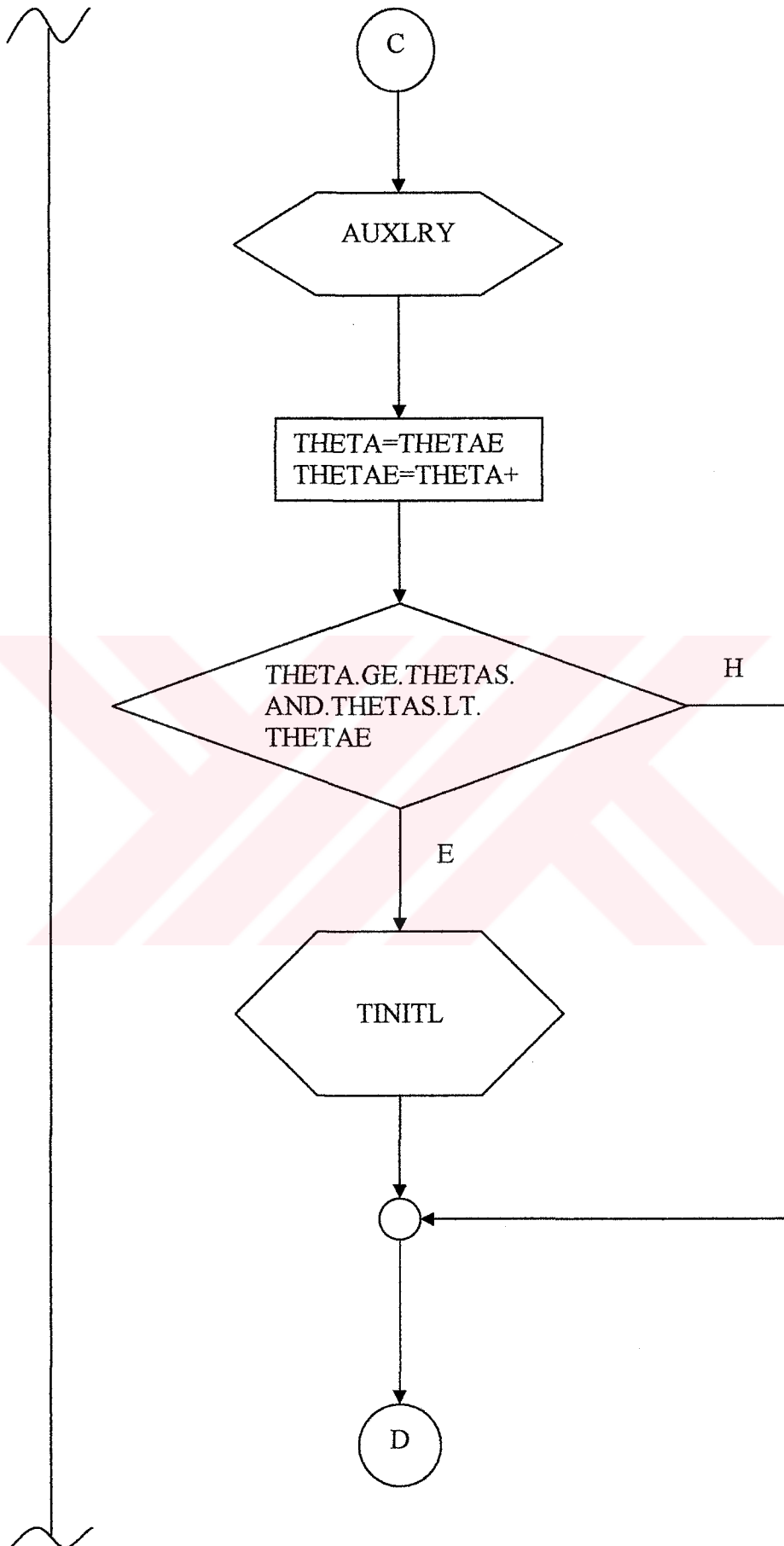
$p_{me}$  [Bar],  $M_d$  [Nm],  $T_{bmax}$  [K],  $T_{umax}$  [K],  $p_{max}$  [Bar],  $\theta_b$  [°KMA]

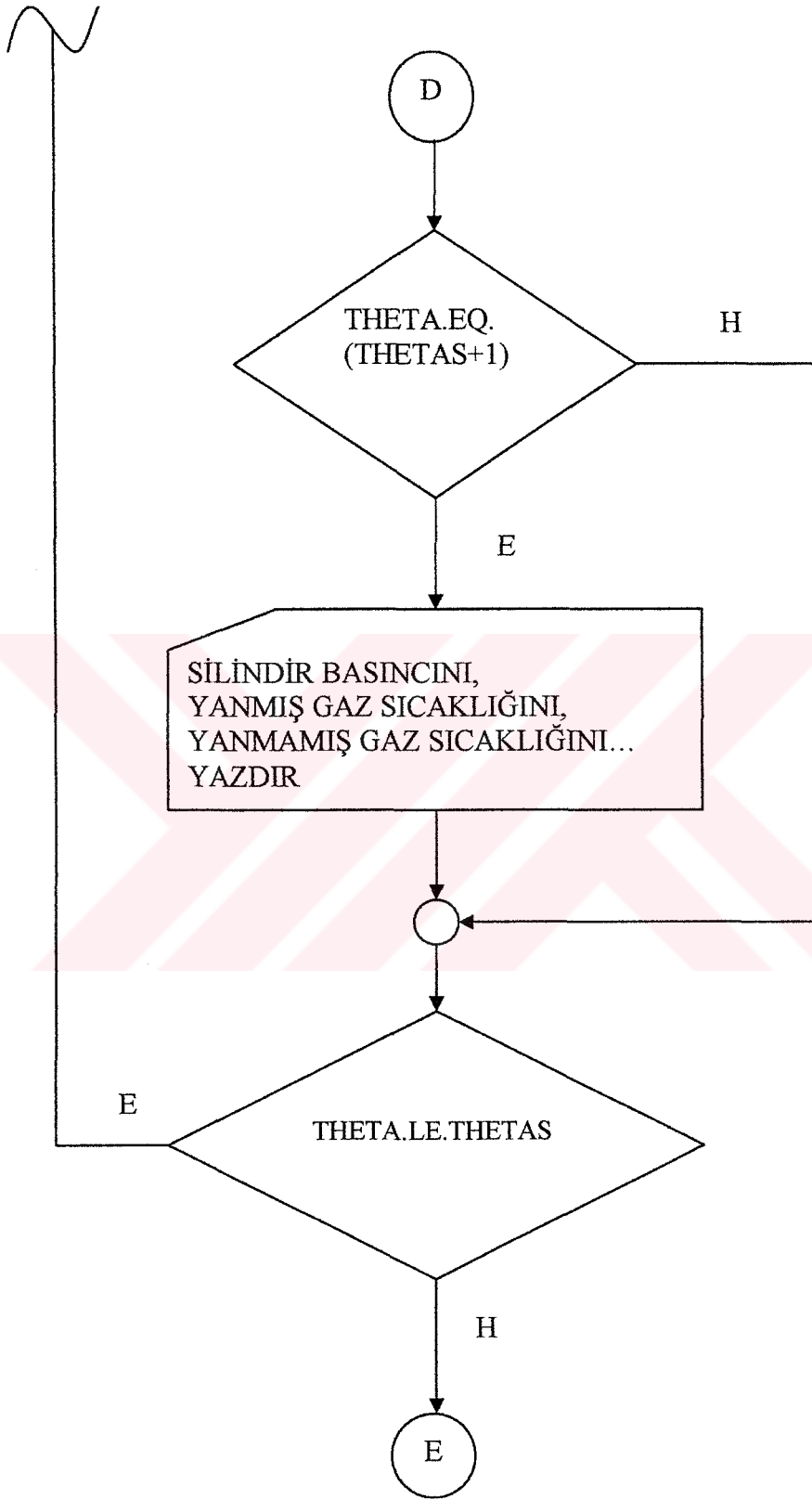
**Ek 3. Tez çalışması için geliştirilen bilgisayar ana programının akış şeması**

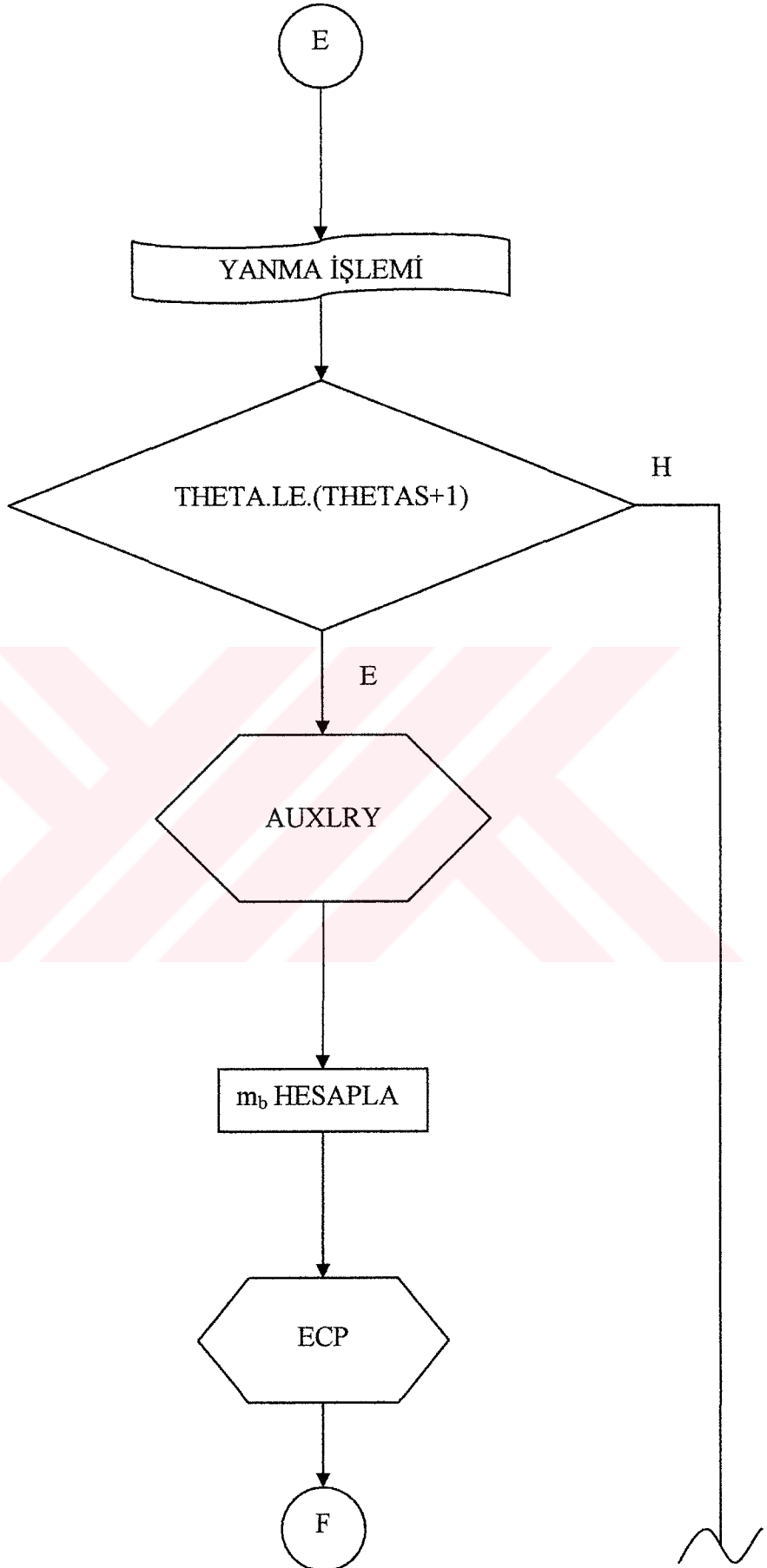




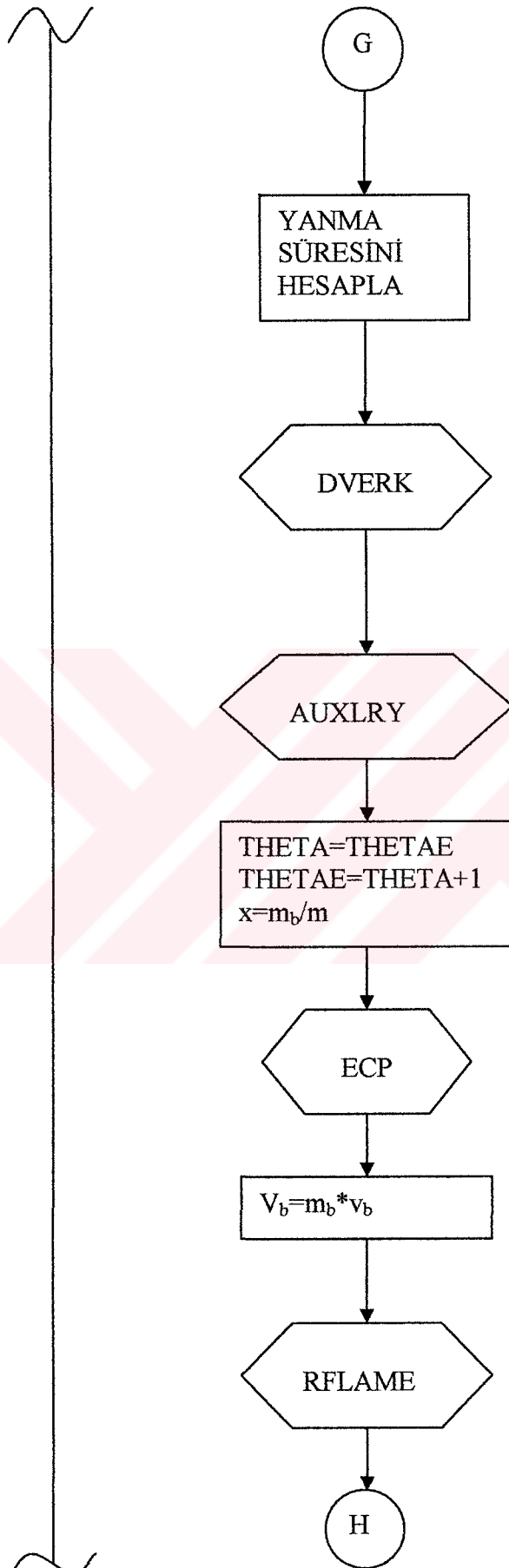


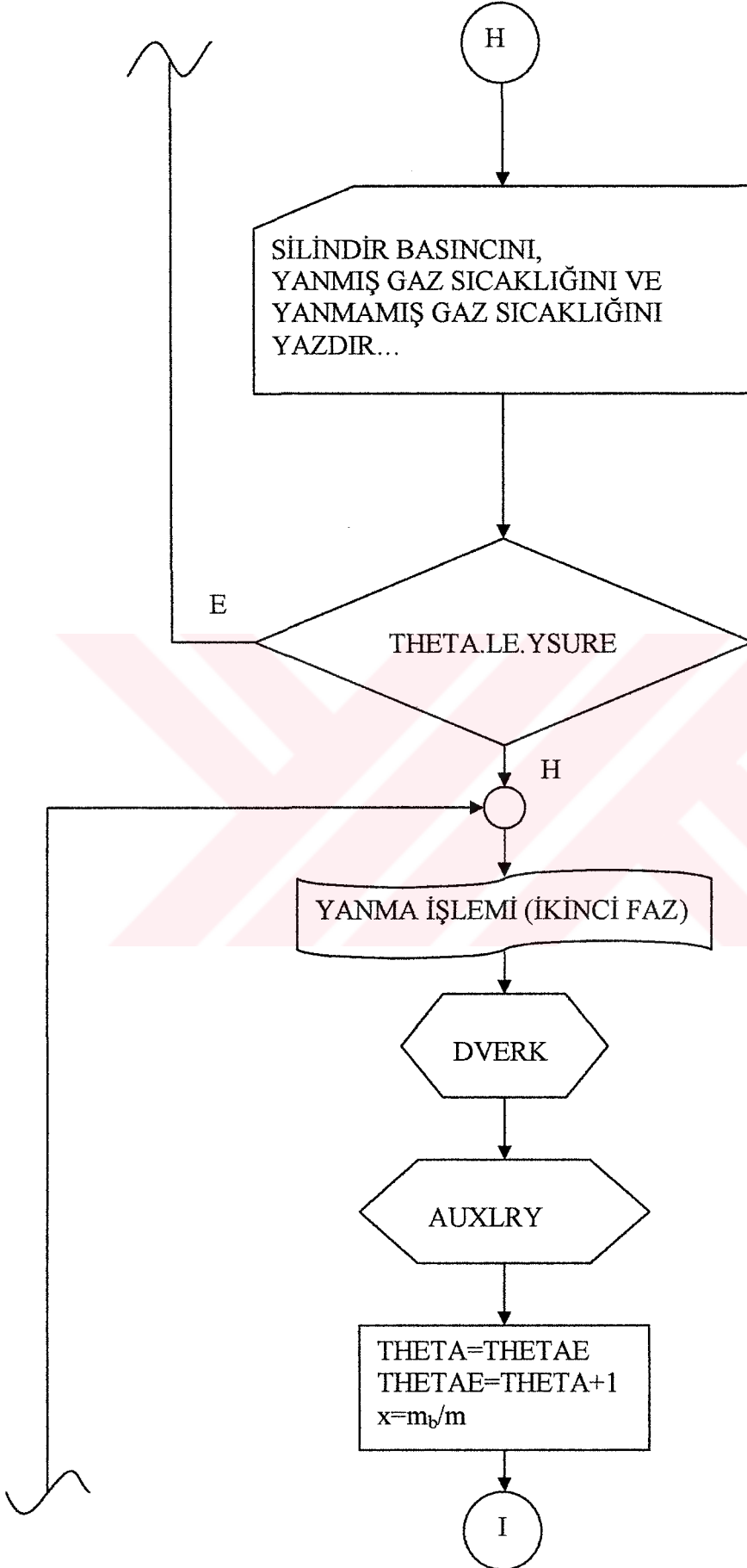


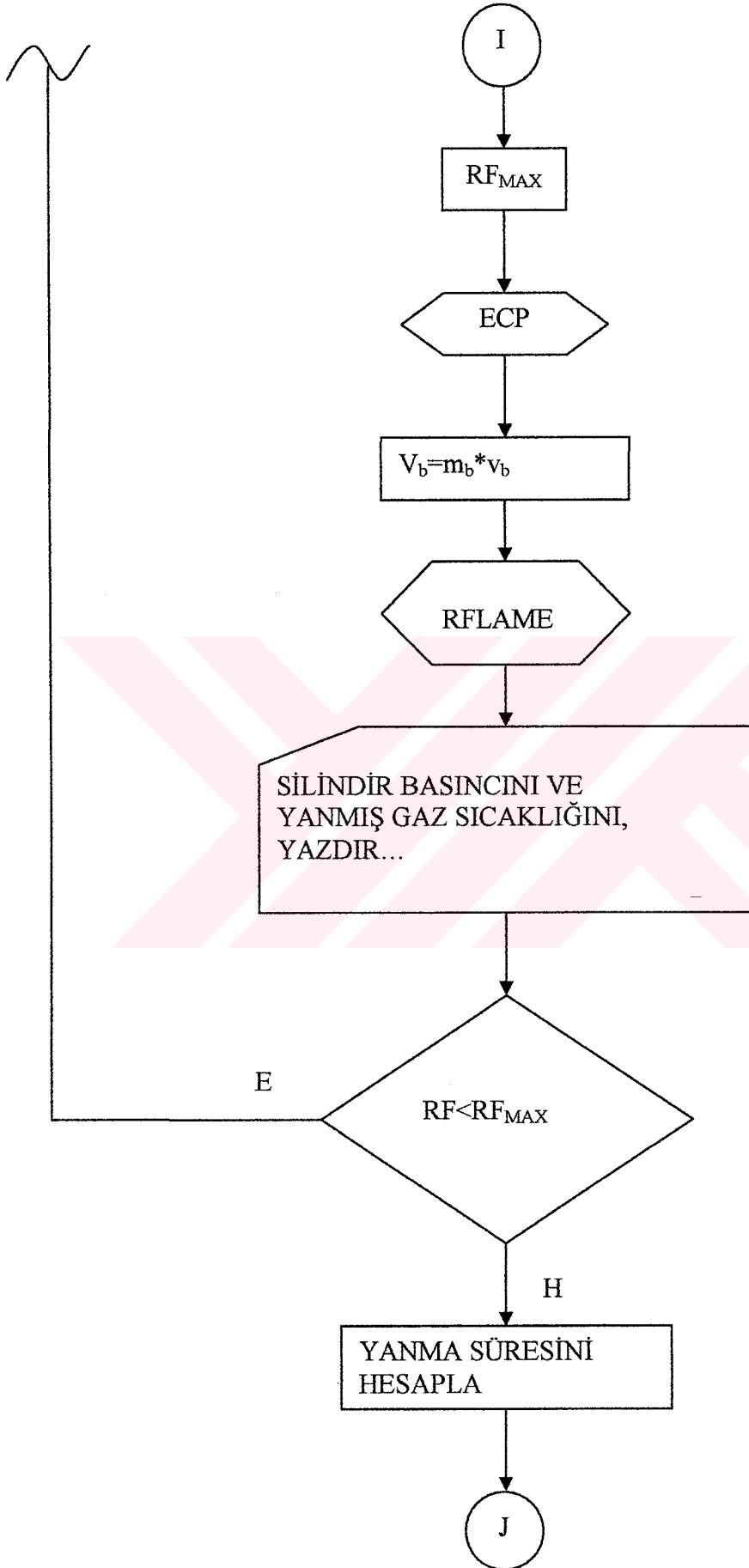




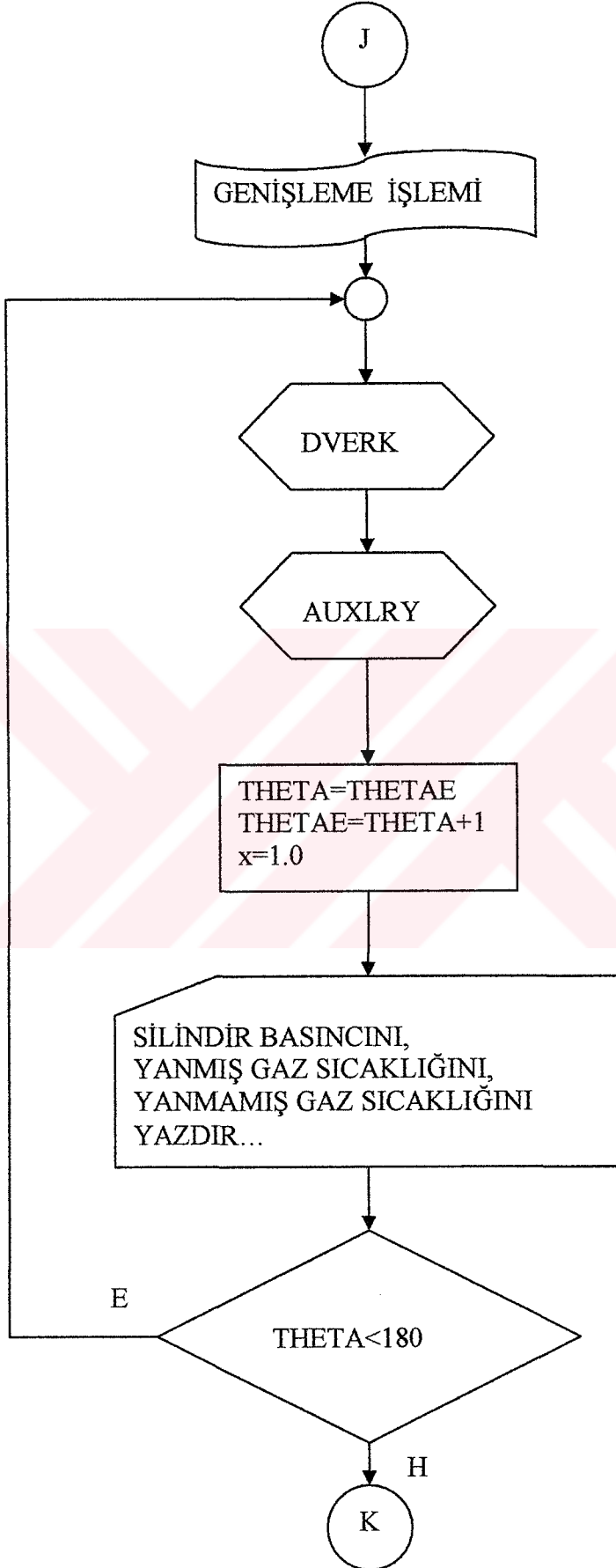


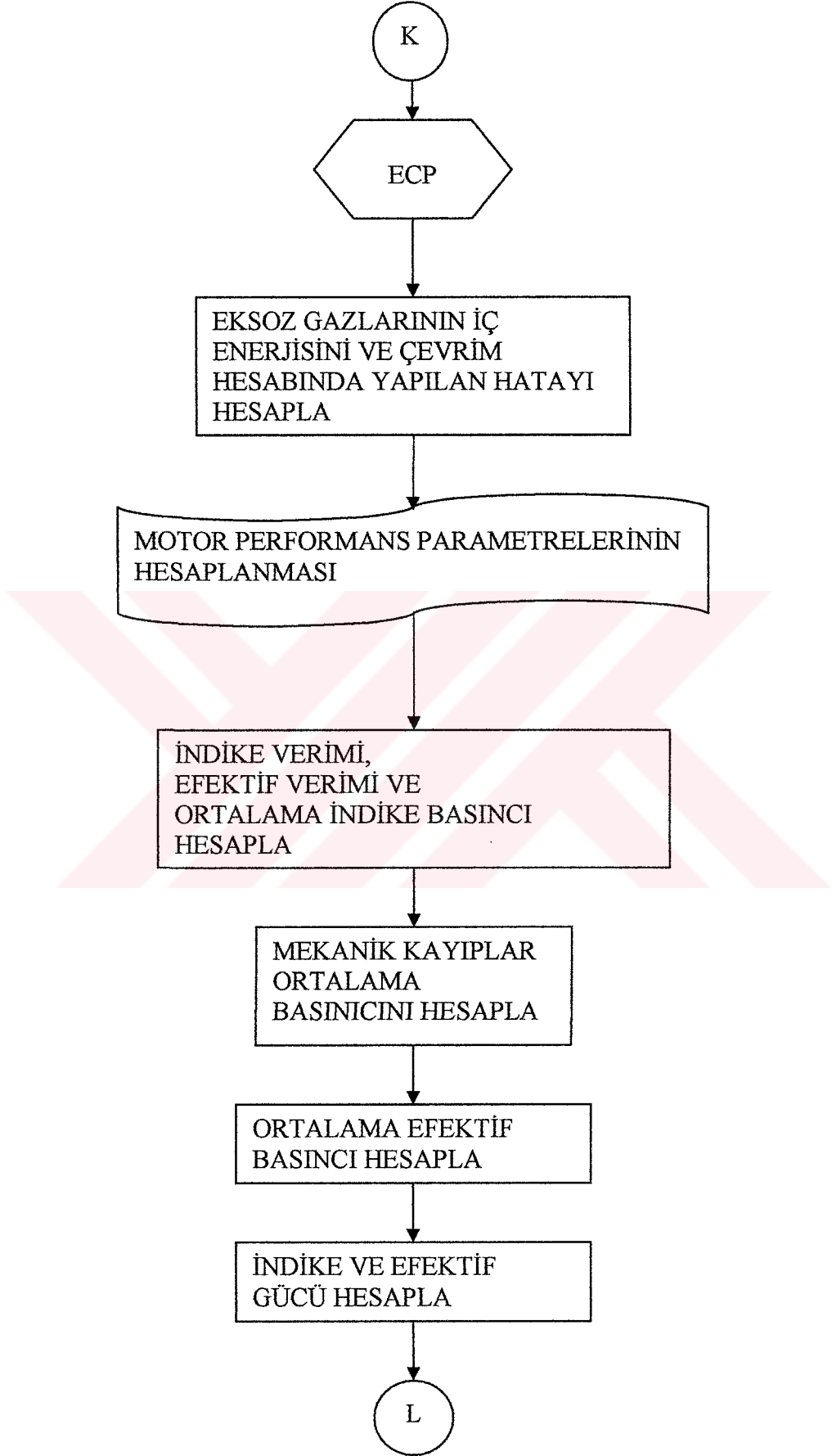


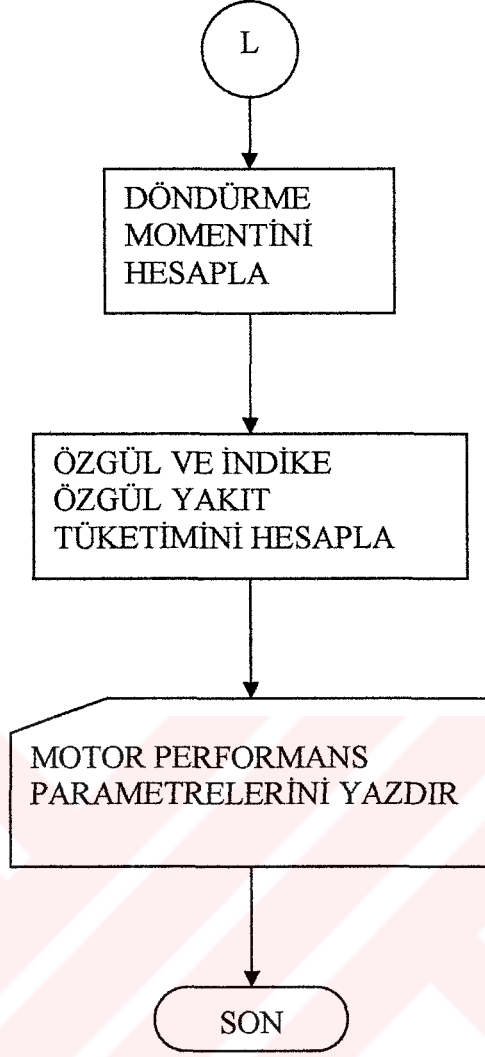












#### **Ek 4. Laminer Alev Hızı, Tutuşma Gecikmesi ve Türbülanslı Alev Hızının Tanımları**

**Tutuşma gecikmesi** : Buji ateşlemeli motorlarda, buji kıvılcımı ile tutuşmanın oluştuğu an arasındaki süre olarak tanımlanmaktadır [29].

**Laminer Alev Hızı** : Yanma işleminde, alevin alev cephesinin ilerisinde durağan halde bulunan yakıt-hava karışımı içerisindeki yayılma hızı laminer alev hızı olarak tanımlanmaktadır [15].

**Türbülanslı Alev Hızı**: Yanma işleminde türbülanslı gaz hareketi alevin yayılmasına yardımcı olmaktadır. Çünkü, türbülans nedeniyle yerel gaz hızları laminer alev hızından önemli oranda daha yüksek olabilir. Ayrıca reaksiyon bölgesinin yayıldığı gerçek hızı da etkili bir şekilde artırabilir. Bu hız türbülanslı alev hızı olarak tanımlanmaktadır [30].



## ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Artvin'in Arhavi ilçesinde doğdu. Lise öğrenimini Arhavi'de tamamladı. 1995 yılında K.T.Ü Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı. 1999 yılında lisans eğitimini tamamladı. 1999 yılında K.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Temmuz 2000 ile Kasım 2001 tarihleri arasında Isparta (Eğirdir) ve Kayseri'de askerlik hizmetini tamamladı. Halen K.T.Ü Trabzon Meslek Yüksekokulunda öğretim görevlisi olarak görevine devam etmektedir ve İngilizce bilmektedir.

