

## Etanol Yakıtlı Motorlarda Strok/Çap Oranı Etkilerinin Kullanılabilirlik Analizi

İsmet Sezer\*<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Mechanical Engineering Department/Faculty of Engineering and Natural Sciences, Gümüşhane University, Turkey

\*isezer@gumushane.edu.tr

(Received: 20 November 2024, Accepted: 26 November 2024)

(2nd International Conference on Trends in Advanced Research ICTAR 2024, November 22-23, 2024)

**ATIF/REFERENCE:** Sezer, I. (2024). Etanol Yakıtlı Motorlarda Strok/Çap Oranı Etkilerinin Kullanılabilirlik Analizi. *International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches*, 8(10), 254-263.

**Özet-**Bu çalışmada etanol yakıtlı motorlarda strok/çap (s/ç) oranı etkileri kullanılabilirlik (ekserji) analiziyle teorik olarak irdelenmiştir. Çalışmada çift bölgeli yanma modeli içeren sanki boyutlu bir çevrim modeli kullanılmıştır. Kullanılan modelde; yanma süreci türbülanslı alev yayılması yaklaşımı ile, emme ve egzoz süreçleri ise deneysel verilerden türetilmiş ampirik denklemler ile modellenmiştir. Kullanılabilirlik analizi için çevrim modeline termodinamiğin 2. kanunu (TD2K) ile ilgili bağıntılar eklenmiştir. Kullanılabilirlik analizinde; ısı, iş ve egzoz gazları ile aktarılan ekserjiler ile beraber tersinmezlikler, yakıtın kimyasal ekserjisi, termo–mekanik ekserji ve total ekserji terimleri seçilen s/ç oranları için kullanılan model yardımıyla hesaplanmıştır. Bununla birlikte; termodinamiğin 1. ve 2. kanunu verimleri ile indike özgül yakıt tüketimi de hesaplanmıştır. Böylece, etanol yakıtlı motorlarda s/ç oranının ekserji terimlerine, 1. ve 2. kanun verimlerine ve indike özgül yakıt tüketimine etkileri belirlenmiştir. Çalışma sonuçları; etanol yakıtlı motorlarda s/ç oranının artmasının ısı kayıplarını, tersinmezlikleri, egzoz gazları ile taşınan ekserjiyi ve indike özgül yakıt tüketimi değerlerini düşürdüğünü, çevrimin yararlı işi ile 1. ve 2. kanun verimlerini yükselttiğini göstermiştir. İrdelenen etanol yakıtlı motorlarda; s/ç oranının 0,7'den 1,3'e artırılması ısı kayıplarının %7,76, tersinmezliklerin %1,88 ve egzoz gazları ile aktarılan ekserjinin %1,15 oranlarında azalmasını, işle aktarılan ekserjinin ise %5,63 oranında artmasını sağlamıştır. Öte yandan, s/ç oranının 0,7'den 1,3'e yükseltilmesiyle 1. ve 2. kanun verimleri %5,58 oranında artmış, indike özgül yakıt tüketimi ise %5,29 oranında azalmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Buji Ateşlemeli Motorlar, Etanol, Ekserji Analizi, Strok–Çap Oranı, Tersinmezlik, Verim.

### I. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma oranı, yanma odası, kam profili, supap geometrisi, buji konumu, strok/çap (s/ç) oranı gibi tasarım parametrelerinin yanma işlemi, motor performansı, yakıt tüketimini ve emisyonlar üzerinde büyük etkileri bulunmaktadır. Bunun için tasarım parametrelerinin yanma, motor performansı, yakıt tüketimi ve emisyonlara etkilerini incelemek için çok sayıda çalışma yapılmıştır [1–5]. Yapılan bu çalışmaların genelinde motor karakteristiklerini belirlemek için çoğunlukla termodinamik çevrim modelleri kullanılarak motorların gelişimine katkı sağlanmaya çalışılmış ve kullanılan çevrim modellerinde çoğunlukla termodinamiğin birinci kanununa (TD1K) dayalı prensipler kullanılmıştır. Fakat son zamanlarda açıkça anlaşılmıştır ki TD1K tek başına motorların modellenmesinde ve motor karakteristiklerini belirlemesinde yetersiz kalmakta ve doğru olmayan sonuçlar verebilmektedir [6, 7]. Bu sebeple son yıllardaki çalışmalarda TD1K ile beraber termodinamiğin ikinci kanununun (TD2K) da yaygın

olarak kullanıldığı görülmektedir. Bir termodinamik sürecin veya sistemin TD2K'na dayalı yöntemlerle incelenmesine kullanılabilirlik veya ekserji analizi denilmektedir. Kullanılabilirlik veya ekserji analizi bir sistem veya süreçteki tersinmezliklerin ve kayıpların belirlenmesine fırsat verdiği için çok yararlı olabilmektedir. Böylece sistem verimi doğruya yakın şekilde belirlenebilmekte, sistem veriminin azalmasına sebep olan süreç veya bölgeler belirlenebilmekte ve sonuçta sistem daha verimli hale getirilebilmektedir [8]. Bu sebeplerle, diğer alanlara benzer şekilde motorlar da ekserji analizine yönelik çalışmalar son zamanlarda artış göstermiştir. İçten yanmalı motorlara ekserji analizinin uygulandığı çalışmaların sonuçlarının bir arada bulunduğu bir çalışma 2000'de Caton [9] tarafından ve daha kapsamlı başka bir çalışma 2006'da Rakopoulos ve Giakoumis [7] tarafından yayınlanmıştır. Bu derleme çalışmaları ve güncel literatür incelendiğinde son zamanlarda özellikle buji ateşlemeli motorlara kullanılabilirlik veya ekserji analizinin uygulandığı çok sayıda çalışmanın olduğu görülmektedir [10–15]. Fakat içten yanmalı motorlara ekserji analizinin uygulandığı çalışmaların hiçbirinde s/ç oranının etkileri araştırılmamıştır. Bu sebeple, bu çalışma etanol yakıtlı motorlarda s/ç oranının etkilerini kullanılabilirlik analiziyle incelenerek literatüre katkı sağlanması hedeflenmektedir.

## II. MATERYAL VE METOT

### 2.1. Çevrim Modeli ve Temel Bağlılıklar

Bu çalışmada Ferguson [16] tarafından verilen boyutsuz çevrim modeline yeni bağıntılar eklenerek model sanki boyutlu hale getirilip kullanılmıştır. Geliştirilen modelde silindir içindeki gazların ideal gaz olduğu varsayımı ile TD1K (enerjinin korunumu denklemi) krank mili açısına (KMA) bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\Delta E_{in} = Q - W \Rightarrow m \frac{de_{in}}{d\theta} + e_{in} \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de;  $m$  silindirdeki kütle miktarı,  $e_{in}$  özgül iç enerji,  $Q$  toplam ısı kayıpları,  $p$  silindir basıncı,  $V$  silindir hacmi ve  $\theta$  krank mili açısıdır.

Çevrim modelinde; silindir hacmi ve basıncı ile yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin sıcaklıkları aşağıdaki bağıntılardan belirlenmiştir.

$$V(\theta) = V_{cc} \left\{ 1 + \frac{r_{comp} - 1}{2} \left[ 1 - \cos\theta + \frac{1}{r_{cr}} \left[ 1 - (1 - r_{cr}^2 \sin^2\theta)^{0.5} \right] \right] \right\} \quad (2)$$

Eşitlik (2)'de;  $r_{cr}$  strok uzunluğunun ( $l_s$ ) biyel boyunun iki katına ( $l_{cr}$ ) oranı olup  $r_{cr} = l_s / 2l_{cr}$  şeklinde belirlenir.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (3)$$

Eşitlik (3)'de;  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  ve  $E$  terimleri aşağıdaki denklemlerden belirlenir.

$$A = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta}, B = \frac{\lambda_g}{\omega m} \left[ \frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left( 1 - \frac{T_w}{T_b} \right) A_b + \frac{v_u}{C_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left( 1 - \frac{T_w}{T_u} \right) A_u \right], C = -\frac{dr_{bmf}}{d\theta} \left[ (v_b - v_u) + v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_b - h_u}{C_{pb} T_b} \right],$$

$$D = x_b \left[ \frac{v_b^2}{C_{pb} T_b} \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right], E = (1 - r_{bmf}) \left[ \frac{v_u^2}{C_{pu} T_u} \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right].$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-\lambda_g A_b (T_b - T_w)}{\omega C_{pb} r_{bmf}} + \frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} + \frac{h_u - h_b}{r_{bmf} C_{pb}} \frac{dr_{bmf}}{d\theta} \quad (4)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-\lambda_g A_u (T_u - T_w)}{\omega m C_{pu} (1 - r_{bmf})} \frac{dp}{d\theta} + \frac{v_u}{C_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (5)$$

Çevrimin yararlı işi ve ısı kayıpları ise aşağıda verilen denklemlerden belirlenir.

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (6)$$

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{\lambda_g}{\omega} [A_b (T_b - T_w) + A_u (T_u - T_w)] \quad (7)$$

Yukarıdaki bağıntılarda;  $A_b$  ve  $A_u$  sırasıyla yanmış ve yanmamış gazların temasta olduğu yüzey alanları olup sayısal değerleri geometrik alt model ile hesaplanmakta, açısal hız ( $\omega$ ), silindir duvar sıcaklığı ( $T_w$ ) ve ısı transfer katsayısı ( $\lambda_g$ ) aşağıdaki denklemlerden belirlenir.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8)$$

$$T_w = T_{cw} + R_w \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (9)$$

$$\lambda_g = 3,26 b^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,55} U_g^{0,8} \quad (10)$$

Yukarıdaki bağıntılarda;  $U_g$  silindirdeki gazların ortalama hızı,  $T_{cw}$  soğutma suyu sıcaklığı ve  $R_w$  silindir duvarı ısı direnç katsayısı olup çevrim hesabında  $T_{cw} = 350$  K ve  $R_w = 0,01$  K/W değerleri kullanılmıştır [17].

Yanma olayının modellenmesine ve ekserji analizine yönelik detaylı bilgiler literatürde bulunmaktadır [18, 19].

### III. NÜMERİK UYGULAMALAR

#### 3.1. Çevrim Programı ve Çözüm Yöntemi

Gerekli büyüklüklerin hesaplanması amacıyla motor çevrimi için FORTRAN programlama dilinde bir kod yazılmıştır. Yazılan programda  $r_{comp}$ ,  $n$ ,  $\phi$ ,  $r_{sp}$ ,  $\theta_{st}$ , yakıt özellikleri ve dış ortam koşulları gibi girdiler kullanılıp sıkıştırma başlangıcı koşulları belirlenmiş ve çevrim modelindeki diferansiyel denklemler çözülerek termodinamik özellikler ve ekserji terimleri belirlenmiştir. Yazılan programda diferansiyel denklemleri çözmek için DVERK ve yanmış ve yanmamış gazların özelliklerini belirlemek için Ferguson [16] tarafından verilen FARG ve ECP programları yeniden düzenlenip kullanılmıştır. Kullanılan modelin ve yazılan programın güvenilirliğini sağlamak için hesaplanan değerler hata analizinde aşağıdaki bağıntılarla kontrol edilmiştir [20, 21].

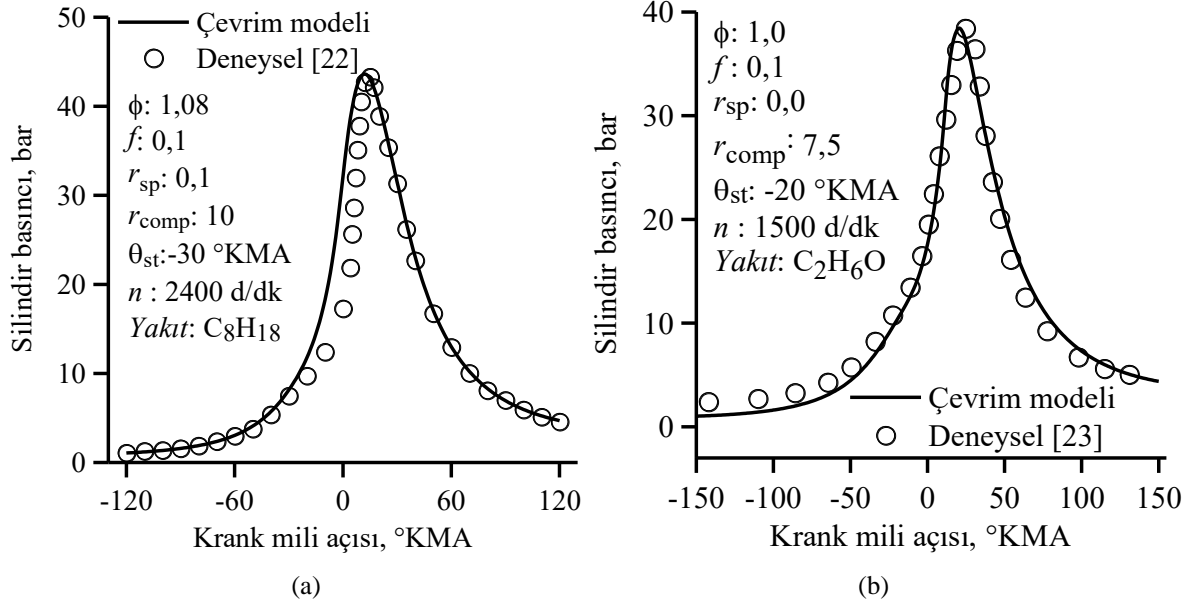
$$\varepsilon_1 = 1 - [vm/V] \quad (12)$$

$$\varepsilon_2 = 1 + [W / \Delta(me_{in}) + Q_w] \quad (13)$$

$\varepsilon_1$  ve  $\varepsilon_2$  hata değerleri  $10^{-4}$  seviyesinde tutularak modelin ve programın güvenilirliği sağlanmıştır.

#### 3.2. Bilgisayar Programı ve Çevrim Modelin Güvenirliliği

Program ve modelinin güvenilirliğini göstermek için Tablo 1'deki motorlara ait deneysel verilerle modelden elde edilen sonuçlar Şekil 1(a) ve (b)'de kıyaslanmıştır. Şekil 1(a) ve (b)'de görüldüğü gibi izo-oktan (benzin) ve etanol için model ile elde edilen silindir basıncı verileri literatürdeki deneysel verilerle uyumlu olup program ve modelin motor karakteristiklerinin belirlenmesi ve sayısal çalışmalar için yeterli güvenilirlikte olduğu ifade edilebilir.



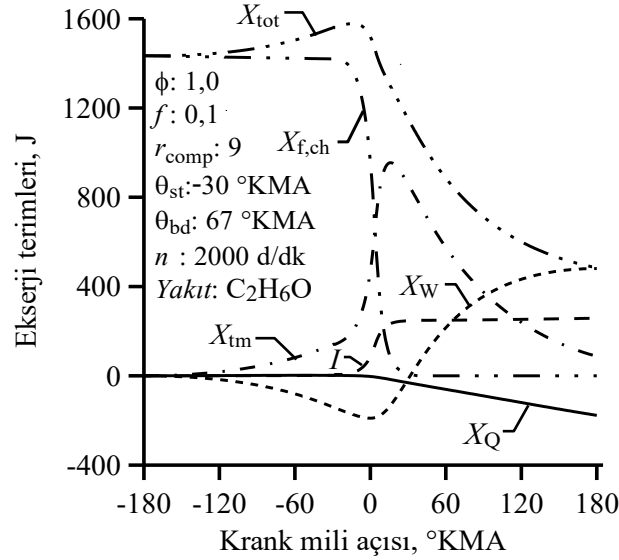
Şekil 1. Farklı yakıtlar için model ile elde edilen verilerinin deneysel verilerle karşılaştırılması

Tablo 1. Karşılaştırma için kullanılan motorların özellikleri

Özellikler	$r_{comp}$	$r_{sp}$	$b$ [mm]	$l_s$ [mm]	$l_{cr}$ [mm]	$d_{intval}$ [mm]	$l_{intval}$ [mm]
Motor-I [22]	10	0,2	100	115	190	42	5
Motor-II [23]	7,5	0,0	76,2	110	241,3	30	4,2

#### IV. BULGULAR VE TARTIŞMA

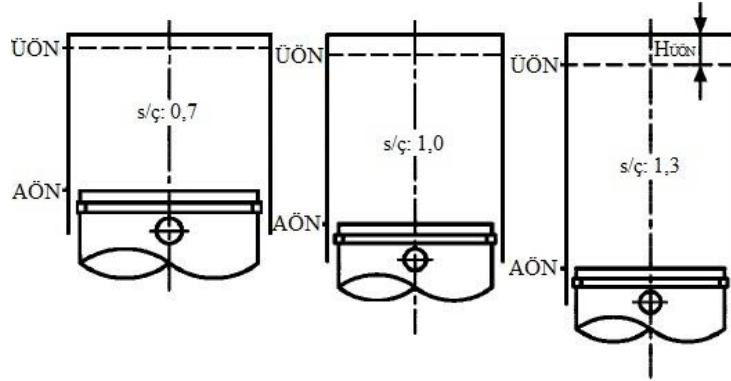
Şekil 2’de ekserji büyüklüklerinin etanol yakıtlı motor değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi yakıt kimyasal ekserjisi ( $X_{f,ch}$ ) sıkıştırma sürecinde sabit olmasına karşın termo-mekanik ekserji ( $X_{tm}$ ) üst ölü noktadan (ÜÖN)  $30^\circ\text{KMA}$  önce yanmanın başlaması ile hızlıca artmıştır.  $X_{tm}$ ’deki artış, işle transfer edilen ekserjinin ( $X_w$ ) artışının bir sonucu olup  $X_w$  ile ters işaretlidir. Sıkıştırma esnasında silindirdeki gazların sıcaklığı az olduğundan ısıyla transfer edilen ekserjide ( $X_Q$ ) ciddi bir değişiklik olmamıştır. Fakat tersinmezlikler ( $I$ ) yanmanın başlaması ile hızlıca artmaya başlamıştır. Ayrıca, yanmanın başlaması ile yakıt kimyasal enerjisinin ısıya dönüşmesi sonucu  $X_{f,ch}$  hızlıca azalırken silindirde basınç ve sıcaklığın yükselmesi ile  $X_Q$  ve  $X_w$  dolayısıyla  $X_{tm}$  artmaya devam etmiştir. Öte yandan, yanma işlemi sırasında entropi üretimi ve ısı transferi sonucu  $I$  da artmaya devam etmiştir. Yanmanın  $27^\circ\text{KMA}$ ’da sona ermesiyle genişleme işlemi alt ölü noktaya (AÖN) kadar devam etmekte ve bu süreçte tersinmezlikler yaklaşık sabit kalırken  $X_{tm}$  ve  $X_{tot}$  silindirdeki gazlardan iş ve ısı geçişi nedeniyle azalmaya devam etmiştir. Genişlemenin sonunda silindir içindeki gazların sahip olduğu ekserji egzoz gazları ile taşınmakta olup egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji ( $X_{exh}$ ) olarak adlandırılır. Şekilde verilen koşullarda;  $X_Q$ ,  $X_w$ ,  $I$  ve  $X_{exh}$  gibi ekserji terimlerinin yakıt ekserjisi içindeki dağılımları %14,58, %36,12, %17,44 ve %29,48 olarak belirlenmiştir.



Şekil 2. Etanol yakıtlı motor için ekserjistik terimlerin değişimleri

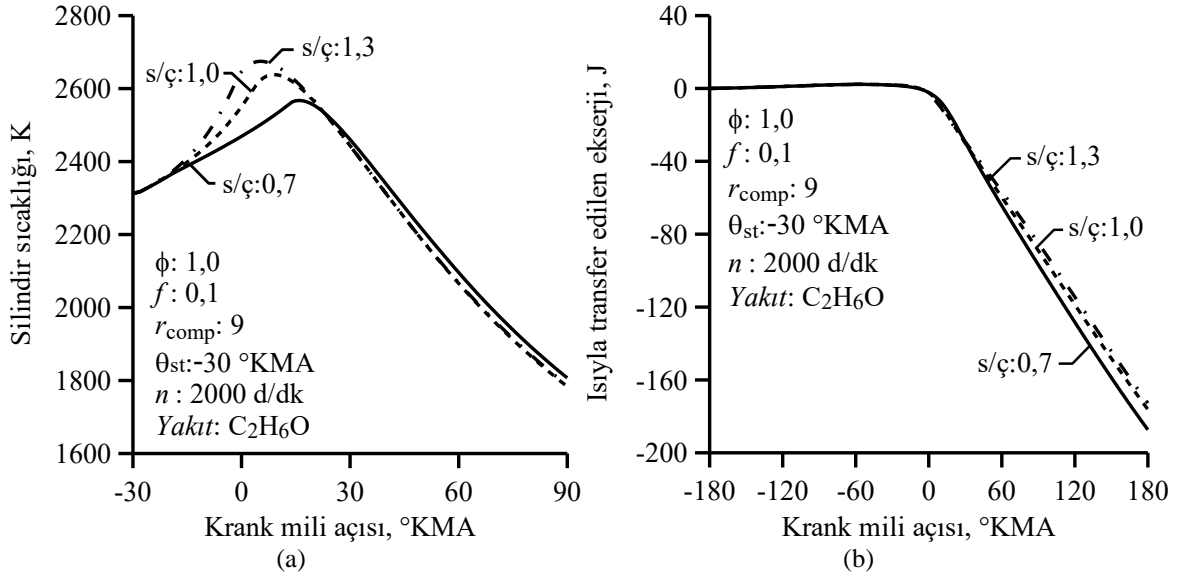
Tablo 2. Kullanılabilirlik analizi yapılan motorların özellikleri [3]

s/ç oranı	0,7	1,0	1,3
Strok uzunluğu ( $l_s$ ), mm	62,8	79,5	95,5
Çap ( $b$ ), mm	90	80	73
Biyel boyu ( $l_{cr}$ ), mm	126	159	191
Sıkıştırma oranı ( $r_{comp}$ )	9	9	9
Emme supabı çapı ( $d_{intval}$ ), mm	39,4	35	32
Emme supabı maksimum açılma miktarı ( $l_{intval}$ ), mm	7,7	8,95	8,17
Strok hacmi ( $V_s$ ), cm <sup>3</sup>	400	400	400

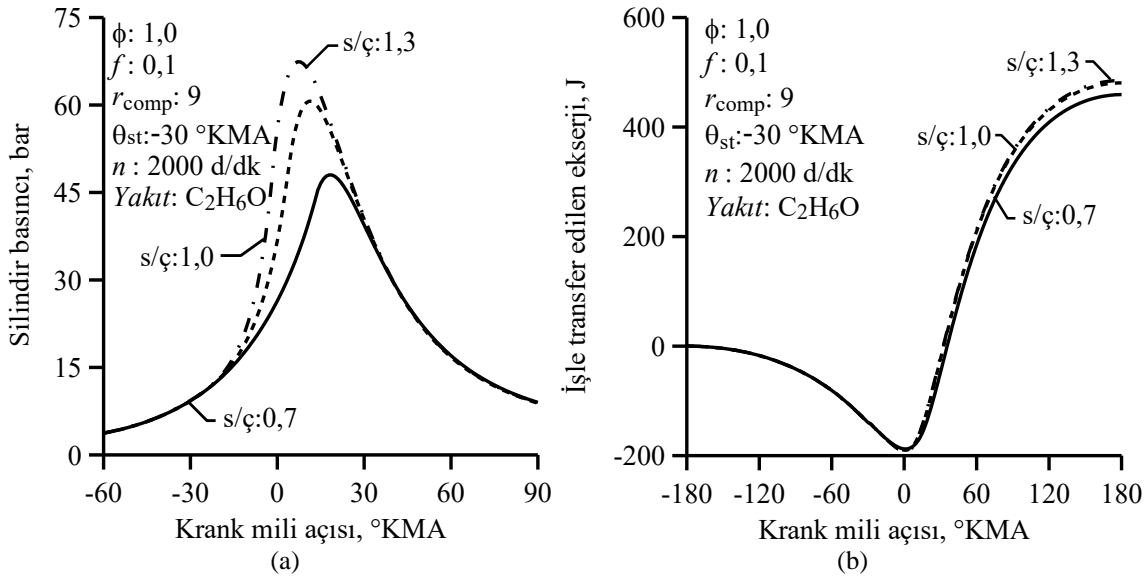


Şekil 3. Kullanılabilirlik analizi için kullanılan motorların s/ç oranları [3]

Kullanılabilirlik analizi için Tablo 2’de boyutları ve Şekil 3’de geometrileri verilen aynı strok hacmine (400 cm<sup>3</sup>) fakat farklı s/ç oranlarına sahip motorlar kullanılmıştır. Şekil 4(a)’da yanmanın başlaması ile silindirdeki gazların sıcaklığının ve Şekil 4(b)’de  $X_Q$ ’nin s/ç oranıyla değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi  $X_Q$  artan s/ç oranıyla azalmakta ve s/ç=1,3 için minimum değere ulaşmaktadır.  $X_Q$ ’deki bu değişimin Şekil 4(a)’da verilen silindirdeki gazların sıcaklığındaki ve yanma süresindeki değişimlerden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Şekil 4(a)’da görüldüğü gibi s/ç oranı arttıkça başlangıçta silindirde daha yüksek sıcaklıklar ortaya çıkmasına karşın yüksek sıcaklık süresi kısalmıştır. Öte yandan, yanma süresi 0,7, 1,0 ve 1,3 s/ç oranları için 69, 57 ve 49°KMA olarak belirlenmiştir. Yanma süresinin uzaması ile silindirde daha uzun süre yüksek sıcaklıkta gazların bulunması sonucu ısı kaybının ve  $X_Q$ ’nin artışına neden olmuştur. İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında ısıyla transfer edilen ekserji s/ç=1,0 ve 1,3 için %5,94 ve %7,76 oranlarında azalmıştır.



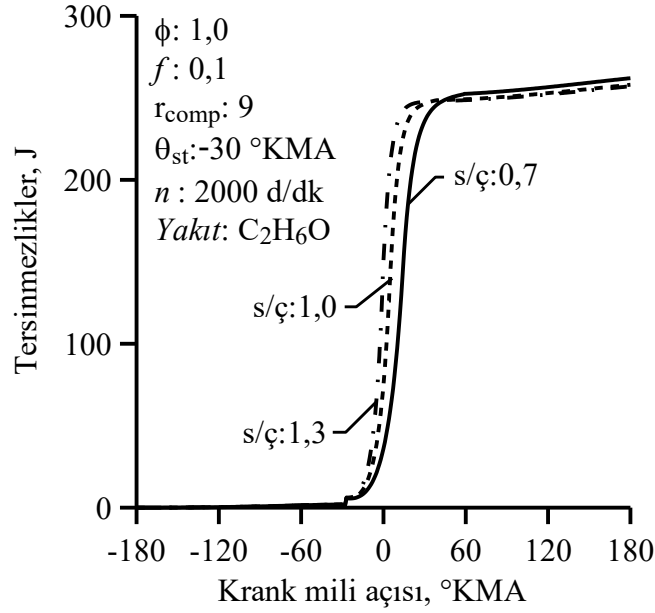
Şekil 4. a) Silindirdeki gazların sıcaklığının ve b) ısıyla transfer edilen ekserjinin s/ç oranıyla değişimi



Şekil 5. a) Silindir basıncının ve b) işle transfer edilen ekserjinin s/ç oranıyla değişimi

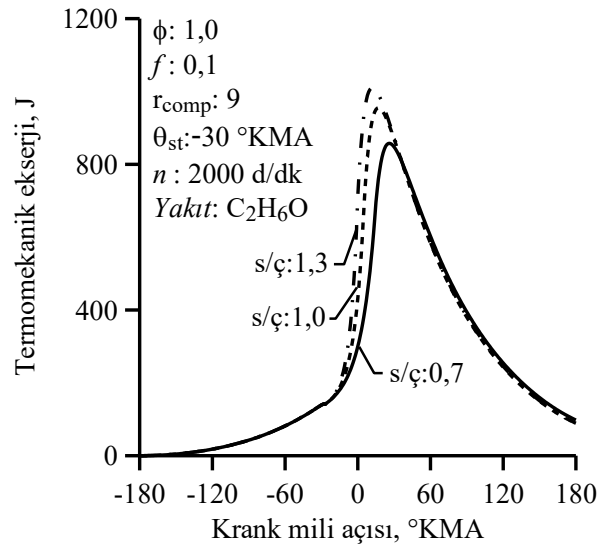
Şekil 5(a)'da silindir basıncının ve Şekil 5(b)'de  $X_w$ 'nin s/ç oranıyla değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi  $X_w$  artan s/ç oranıyla artış ve s/ç=1,3 için maksimum değere ulaşmıştır.  $X_w$ 'deki bu artışın s/ç oranı arttıkça strok uzunluğunun artışından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Strok uzunluğunun artışı genişleme sırasında elde edilen yararlı işin ve  $X_w$ 'nin artışı sağlamıştır. Ayrıca, Şekil 5(a) görüldüğü gibi s/ç oranı arttıkça basıncın daha yüksek değerler almasının çevrim işinin dolayısıyla  $X_w$ 'nin artmasına katkı sağladığı tahmin edilmektedir. İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında işle transfer edilen ekserji s/ç=1,0 ve s/ç=1,3 için %4,66 ve %5,63 oranlarında artmıştır.

Şekil 6'da tersinmezliklerin s/ç oranıyla değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi tersinmezlikler artan s/ç oranıyla azalmış ve s/ç=1,3 için minimum değere ulaşmıştır. Bu çalışmada yanmadan ve ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlikler hesaplanmış olup yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin yanma süresinin uzamasıyla arttığı literatürde belirtilmektedir [9]. Benzer biçimde ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlikler de yanma süresinin uzamasıyla transfer edilen ısı miktarının artması sonucu artar [10]. Bu etkilerin sonucunda, s/ç oranının artması tersinmezlikleri azalmış ve incelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında tersinmezlikler s/ç=1,0 ve s/ç=1,3 için %1,54 ve %1,88 oranlarında azalmıştır.



Şekil 6. Tersinmezliklerin s/ç oranıyla değişimi

Şekil 7'de  $X_{tm}$ 'nin s/ç oranıyla değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi  $X_{tm}$  artan s/ç oranıyla yanma sırasında artış genişleme işleminin sonunda ise azalmıştır. Bunun sonucunda, s/ç=1,3 için yanma işlemi sonunda maksimum  $X_{tm}$  değerine ve genişleme işlemi sonunda minimum  $X_{tm}$  değerlerine ulaşılmıştır.  $X_{tm}$ 'deki bu değişimin direkt ısı ve işle transfer edilen ekserjilere ve dolaylı olarak da silindir basıncı ve sıcaklığına bağlı olduğu tahmin edilmektedir. Daha önce de belirtildiği üzere s/ç oranının artışıyla yanma süresinin kısalması sonucu yanma sırasında daha yüksek basınç ve sıcaklığın ortaya çıkmasını genişleme sonunda ise daha düşük basınç ve sıcaklığın oluşmasını sağlar. Bu etkiler sonucunda, s/ç oranı arttıkça  $X_{tm}$  yanma işlemi sırasında artarken genişleme işlemi sonunda azalmaktadır.

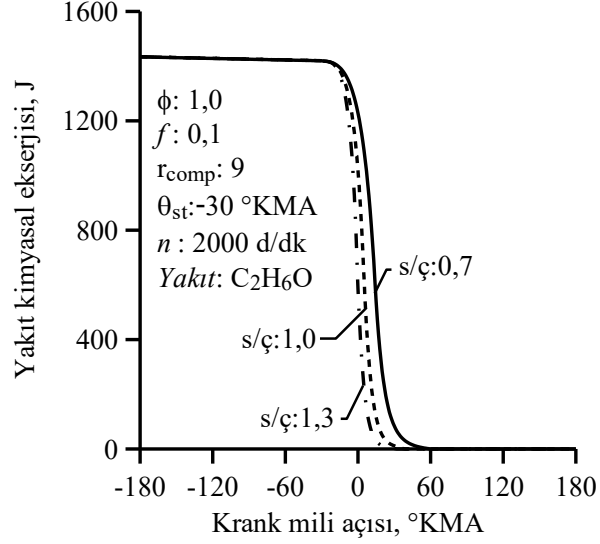


Şekil 7. Termomekanik ekserjinin s/ç oranıyla değişimi

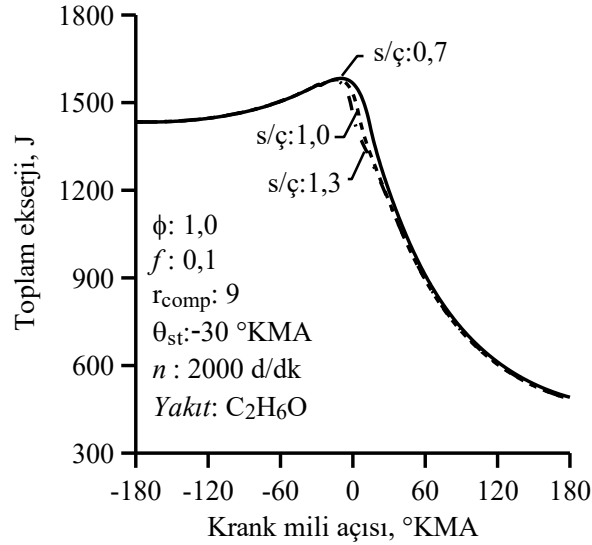
Şekil 8'de  $X_{f, ch}$ 'nin s/ç oranıyla değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi silindire giren yakıt miktarı yaklaşık aynı olduğundan  $X_{f, ch}$  sıkıştırma işlemi sırasında s/ç oranıyla değişmemektedir. Yanma sürecinde ise s/ç oranının değişimiyle yanma süreleri farklı değerler aldığından  $X_{f, ch}$  de farklı değişimler göstermiştir. Bu çalışmada stokiyometrik yakıt-hava karışımı kullanıldığı için yanmanın sona ermesiyle silindirde yanmamış yakıt kalmadığından tüm s/ç oranları için  $X_{f, ch}$  sıfır değerine ulaşmaktadır.

Şekil 9'da  $X_{tot}$  s/ç oranıyla değişimi verilmiş olup şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma işlemi sırasında s/ç oranına bağlı olarak  $X_{tot}$ 'deki değişim düşük düzeydedir. Fakat s/ç oranının artışıyla yanma süresinin

kısalması nedeniyle yanma ve genişleme işlemlerinde toplam ekserji s/ç oranının artışıyla azalmıştır.  $X_{tot}$ 'deki bu değişim termo–mekanik ve yakıt kimyasal ekserjilerindeki değişimlerin birleşimi olup genişleme işlemi sonunda egzozla gazlarıyla transfer edilen ekserji artan s/ç oranıyla azalmıştır. İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji s/ç=1,0 ve s/ç=1,3 için %1,19 ve %1,15 oranlarında azalmıştır.

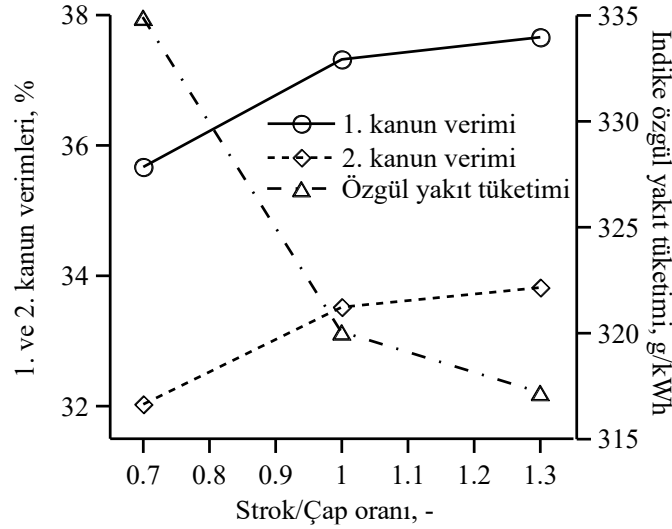


Şekil 8. Yakıt kimyasal ekserjisinin s/ç oranıyla değişimi



Şekil 9. Toplam ekserjinin s/ç oranıyla değişimi





Şekil 10. 1. ve 2. Kanun verimlerinin ve özgül yakıt tüketiminin s/ç oranıyla değişimi

Şekil 10'da 1.ve 2. kanun verimlerinin ve indike özgül yakıt tüketiminin s/ç oranıyla değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi artan s/ç oranıyla 1.ve 2. kanun verimleri artarken indike özgül yakıt tüketimi azalmıştır. Verimlerdeki artışın s/ç oranının artışına bağlı olarak üretilen yararlı işin ve işle transfer edilen ekserjinin artmasından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında 1. ve 2. kanun verimleri s/ç=1,0 ve s/ç=1,3 için %4,64 ve %5,58 oranlarında artmıştır. Artan s/ç oranına bağlı olarak indike özgül yakıt tüketimindeki düşüşün ise verimindeki artışın bir sonucu olduğu düşünülmektedir. Çünkü özgül yakıt tüketimi verimle ters yönde değişen bir büyüklüktür. İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç=0,7 ile karşılaştırıldığında indike özgül yakıt tüketimi s/ç=1,0 ve s/ç=1,3 için %4,43 ve %5,29 oranlarında azalmıştır.

## V. SONUÇLAR

Bu çalışmada etanol yakıtlı motorlarda s/ç oranının değiştirilmesinin etkileri kullanılabilirlik analiziyle incelenmiştir. Bunun için, sanki boyutlu bir çevrim modeli kullanılmıştır. Çalışma kapsamında, s/ç oranının değiştirilmesinin ekserjetik terimlere, 1. ve 2. kanun verimlerine ve indike özgül yakıt tüketimine etkileri belirlenmiştir. Elde edilen bulgulara bağlı olarak aşağıdaki sonuçlar özetlenebilir.

- Kullanılabilirlik veya ekserji analizi enerji dönüşüm ve transfer süreçleri arasındaki etkileşimlerin daha net anlaşılmasını ve kaybedilen faydalı iş potansiyelinin TDİK (enerji) analizinden daha gerçekçi ve detaylı belirlenmesini sağlayarak motor performansı ve veriminin iyileştirilmesi için yeni yöntemler gösterir.
- İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç oranının artırılması faydalı işin ve işle transfer edilen ekserjinin artmasını sağlarken ısı kayıplarının ve ısıyla transfer edilen ekserjinin azalmasını sağlamıştır. s/ç oranının 0,7'den 1,3'e artırılması durumunda işle transfer edilen ekserji %5,63 artmış ısıyla transfer edilen ekserji ise %7,76 azalmıştır. Fakat s/ç oranının artmasının motor kütlesi ve hacminde artış sağlaması mümkün olabilmektedir. Bu nedenle bir optimizasyon çalışmasının yapılması gerekli olabilir.
- İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç oranının artırılması tersinmezliklerin ve egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji kayıplarının azalmasını sağlamıştır. s/ç oranının 0,7'den 1,3'e artırılması durumunda tersinmezlikler %1,88 ve egzozla gazlarıyla transfer edilen ekserji %1,15 azalmıştır.
- İncelenen etanol yakıtlı motorlar için s/ç oranının artırılması 1. ve 2. kanun verimlerinin artmasını indike özgül yakıt tüketiminin ise azalmasını sağlamıştır. s/ç oranının 0,7'den 1,3'e artırılması durumunda 1. ve 2. kanun verimleri %5,58 artmış indike özgül yakıt tüketimi ise %5,29 azalmıştır.
- Bu sonuçlara göre; etanol yakıtlı motorlarda s/ç oranının uygun şekilde artırılmasının ekserji kayıplarının azalmasını sağlayarak elde edilecek yararlı işi artırdığı ve böylece motorun daha verimli ve yakıt tüketimi açısından daha ekonomik çalışmasının sağlanabileceği ifade edilebilir. Fakat s/ç oranının artışının strok uzunluğunu artması sonucunda motorun mekanik verimi azalır. Bu sebeple, s/ç

oranı artırıldığında motorun maksimum devir sayısının biraz azaltılıp mekanik kayıpların artışının önüne geçerek verim kaybının önlenmesi durumunun dikkate alınması gerekir.

## Çıkar Çatışması

Makale tek yazarlı olduğu için herhangi bir çıkar çatışması söz konusu değildir.

## KAYNAKLAR

1. Poulos, S. G., & Heywood, J. B. 1983. "The effect of chamber shape on spark ignition engine combustion," Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 830334, p. 1–24. DOI: <https://doi.org/10.4271/830334>
2. Sung, N. W., & Jun S. P. 1997. "The effects of combustion chamber geometry in an SI engine," Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 972996, p. 227–239. DOI: <https://doi.org/10.4271/972996>
3. Filipi, Z. S., & Assanis, D. N. 2000. "The effect of the stroke-to-bore ratio on combustion, heat transfer and efficiency of a homogeneous charge spark ignition engine of given displacement," International Journal of Engine Research, vol. 1(2), p. 191–208. DOI: <https://doi.org/10.1243/1468087001545137>
4. Sher, E., & Bar-Kohany, T. 2002. "Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study," Energy, vol. 27, p. 757–775. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00022-1](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00022-1)
5. Hu, Z., Whitelaw, J. H., & Vafidis, C. 1992. "Flame propagation studies in a four-valve pentroof-chamber spark ignition engine," Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 922321, p. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4271/922321>
6. Caton, J. A. (2002). Detailed results for nitric oxide emissions as determined from a multiple-zone cycle simulation for a spark-ignition engine. *Fall Technical Conference of the ASME, Internal Combustion Engine Division*, p. 1–19, New Orleans, Los Angeles.
7. Rakopoulos, C. D., & Giakoumis, E. G. 2006. "Second law analyses applied to internal combustion engines operation," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 32(1), p. 2–47. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.10.001>
8. Moran, M. J., & Shapiro H. N. (2000). *Fundamentals of engineering thermodynamic*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc.
9. Caton, J. A. (2000). A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines. *SAE World Congress*, p. 1–15, Detroit, Michigan.
10. Rakopoulos, C. D. 1993. "Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques," Energy Conversion and Management, vol. 34(12), p. 1299–1314. DOI: [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(93\)90126-U](https://doi.org/10.1016/0196-8904(93)90126-U)
11. Gallo, W. L. R., & Milanez, L. F. 1992. "Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines," Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 920809, p. 907–915. DOI: <https://doi.org/10.4271/920809>
12. Shapiro H. N., & Van Gerpen, J. H. 1989. "Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines," Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 890823, p. 1408–1422. DOI: <https://doi.org/10.4271/890823>
13. Alasfour, F. N. (1997). "Butanol—a single-cylinder engine study: availability analysis," Applied Thermal Engineering, vol. 17(6), p. 537–549. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00069-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00069-5)
14. Caton, J. A. (1999). Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using a cycle simulation. *Fall Technical Conference of the ASME, Internal Combustion Engine Division*, p. 35–49, Ann Arbor, Michigan.
15. Caton, J. A. (2000). Operation characteristics of a spark-ignition engine using the second law of thermodynamics: effects of speed and load. *SAE World Congress*, p. 1–17, Detroit, Michigan.
16. Ferguson, C. R. (1985). *Internal combustion engine, applied thermosciences*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc.
17. Ferguson C. R., Green R. M., & Lucht, R. P. 1987. "Unburned gas temperatures in internal combustion engine II: Heat release computations," Combustion Science and Technology, vol. 55, p. 63–81. DOI: <https://doi.org/10.1080/00102208708947071>
18. Sezer I. 2023. "Doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranı etkilerinin ekserji analiziyle incelenmesi," International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches, vol. 7(10), p. 1–11.
19. Sezer I. 2024. "LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranı etkilerinin ekserji analiziyle incelenmesi," Engineer and Machinery, vol. 65(714), 121–145. DOI: 10.46399/muhendismakina.1257235
20. Sezer, I., & Bilgin, A. 2008. "Mathematical analysis of spark ignition engine operation via the combination of the first and second laws of thermodynamics," Proceedings of the Royal Society A: Mathematical Physical and Engineering Sciences, vol. 464, p. 3107–3128. DOI: <https://doi.org/10.1098/rspa.2008.0190>
21. Sezer, I., & Bilgin, A. 2012. "Exergetic evaluation of speed and load effects in spark ignition engines," Oil & Gas Science and Technology, vol. 67(4), p. 647–660. DOI: <https://doi.org/10.2516/ogst/2012002>
22. Fanhua, M., Chuanli, L., Deming, J., & Longbao, Z. (1994). "Study on validation of turbulent entrainment combustion model for spark-ignition engines," Society of Automotive Engineers, SAE paper no 941935, p. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.4271/941935>
23. Al-Baghdadi, M. A. R. S. (2006). "A simulation model for a single cylinder four-stroke spark ignition engine fueled with alternative fuels," Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, vol. 30, p. 331–350.