



T.C.  
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ

## MÜHENDSİLİK FAKÜLTESİ

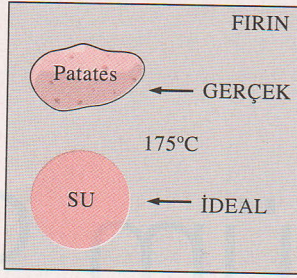
### Makina Mühendisliği Bölümü

### MAK 204 TERMODİNAMİK II

Gaz Akışkanlı Güç Çevrimleri, Hava  
Standardı Kabulleri, Pistonlu Motorlara  
Genel Bakış, Otto ve Diesel Çevrimleri

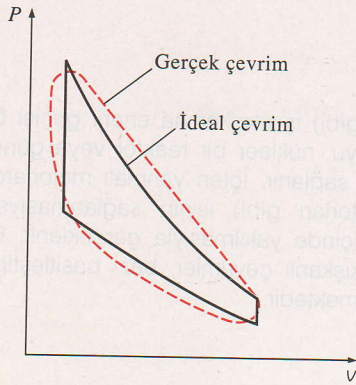
### 4. Hafta





ŞEKİL 9-1

Modelleme, hassalıktan biraz ödün vererek problemin anlaşılmasına ve basitleştirilmesine olanak sağlayan güçlü bir mühendislik aracıdır.



ŞEKİL 9-2

Bazı kabuller ve basitleştirmeler yaparak birçok karmaşık sistemin çözümlenebilir bir düzeye getirilmesi olanaklıdır.



ŞEKİL 9-3

İdeal çevrimlerden elde edilen sonuçlar yorumlanırken dikkatli olunmalıdır.

## 9-1 • GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN ÇÖZÜMLEMESİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime göre çalışır. Bu nedenle güç çevrimlerinin incelenmesi termodinamiğin heyecan verici ve önemli bir kısmını oluşturur. Çevrim süresince sürtünme ve denge koşullarına ulaşılması için yeterli zamanın olmaması gibi karmaşık etkilerin varlığı nedeniyle gerçek makinelerin geçirdiği çevrimlerin çözümlemesini yapmak zordur. Bir çevrimin analitik çözümlemesinin yapılabilir bir düzeye getirilmesi için karmaşıklıkların üstesinden gelinebilir bir düzeyde tutulması ve basitleştirici bazı kabullerin yapılması gerekir (Şekil 9-1). Gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan arındırılması halinde, gerçek çevrime benzeyen fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Böyle bir çevrime **ideal çevrim** denir (Şekil 9-2).

İdealleştirilmiş basit bir model, mühendislere ayrıntılar içinde kaybolmadan, temel parametrelerin çevrim üzerindeki etkilerini inceleme olanağı sağlar. Bu bölümde incelenecek olan çevrimler bir ölçüde ideal çevrimlerdir fakat temsil ettikleri gerçek çevrimlerin genel özelliklerini taşırlar. İdeal çevrimlerin incelenmesi sonunda varılacak sonuçlar, çoğu kez gerçek çevrimlere de uygulanabilir. Örneğin, buji-ateşlemeli otomobil motorlarının ideal çevrimi olan Otto çevriminin ısı verimi, sıkıştırma oranının artışıyla artar. Bu durum gerçek otomobil motorları için de böyledir. Buna karşın, ideal çevrimlerin çözümlemesinden elde edilen sayısal değerlerin, gerçek çevrimlerin sahip olduğu değerleri tam olarak yansıtmaması gerekir (Şekil 9-3). Uygulamada kullanılan çeşitli güç çevrimleri için bu bölümde sunulan basitleştirilmiş çözümlere, daha ayrıntılı bir incelemenin başlangıç noktasını oluşturabilir.

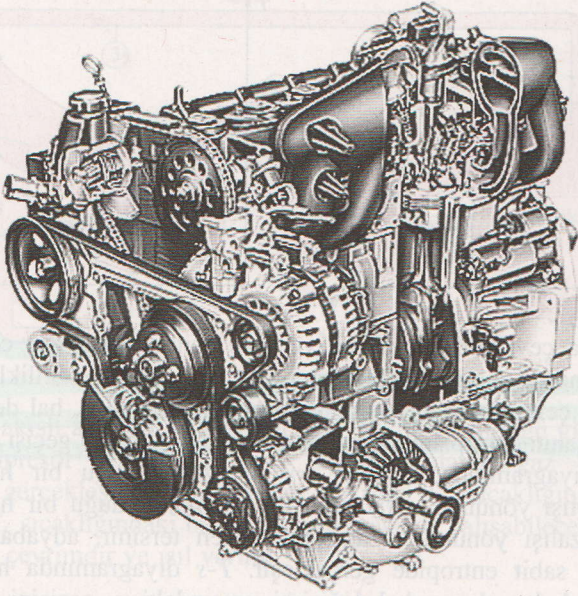
Isı makineleri ısı enerjisi işe dönüştürmek için tasarlanmış makinelerdir. Bu makinelerin performansları, ürettikleri net işin makineye giren toplam ısıya oranı olan **ısı verim**  $\eta_{th}$  ile ifade edilir:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} \quad \text{veya} \quad \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} \quad (9-1)$$

Hatırlanacağı üzere, Carnot çevrimi gibi tümünden tersinir bir çevrime göre çalışan ısı makineleri, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm ısı makineleri içinde en yüksek ısı verime sahip makinelerdir. Başka bir deyişle, hiç kimse *Carnot çevriminden* daha yüksek verime sahip bir çevrim geliştiremez. Bu durumda doğal olarak şu soru akla gelir: Eğer Carnot çevrimi olabilecek en iyi çevrimse, yukarıda sözü edilen çeşitli ideal çevrimlerle uğraşmak yerine, neden bütün ısı makineleri için Carnot çevrimini model çevrim olarak kullanmıyoruz? Bu sorunun yanıtı uygulamayla ilgilidir. Uygulamada gerçekleşen çevrimler Carnot çevriminden önemli ölçüde farklılıklar gösterir. Bu nedenle Carnot çevrimi gerçekçi bir model olarak pek uygun değildir. Bu bölümde incelenmekte olan her ideal çevrim, iş üreten belirli bir makineyle ilgilidir ve bu makinenin gerçek çevriminin ideal bir benzeridir.

İdeal çevrimler *içten tersinir* çevrimlerdir. Fakat Carnot çevriminden farklı olarak, dıştan tersinir olmayabilirler. Başka bir deyişle, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gibi, sistemin sınırları dışında tersinmezlikler olabilir. Bu





### ŞEKİL 9-4

Yanma odasının kesit görünüşü verilen bir taşıt motoru.

*Courtesy of General Motors*

nedenle ideal bir çevrimin ısı verimi, genellikle aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tümenden tersinir bir çevriminkinden daha düşüktür. Buna karşın yapılan idealleştirmeler nedeniyle, yine de gerçek bir çevrimin ısı veriminden oldukça yüksek bir ısı verime sahiptir (Şekil 9-4).

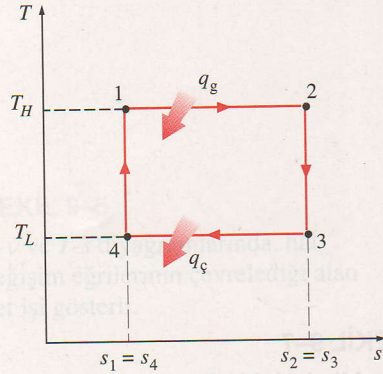
Güç çevrimlerinin çözümlemesinde yaygın olarak yapılan kabuller ve basitleştirmeler aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Çevrimde *sürtünme* yoktur. Bu nedenle, iş akışkanının borulardan veya ısı değiştiricisi gibi elemanlardan geçişi sırasında basınç düşüşü oluşmaz.
2. Bütün sıkıştırma ve genişleme işlemleri *sanki-dengeli* bir biçimde gerçekleşir.
3. Sistemin çeşitli elemanlarını birleştiren borular çok iyi yalıtılmış olup, bu borulardan olan ısı geçişi gözardı edilebilir.

İş akışkanının *kinetik* ve *potansiyel enerjilerindeki* değişimin ihmal edilmesi, güç çevrimlerinin çözümlemesinde sıklıkla uygulanan diğer bir basitleştirme. Bu gerçekçi bir kabuldür. Çünkü türbin, kompresör ve pompa gibi mil işi içeren sistemler için enerjinin korunumu denklemindeki kinetik ve potansiyel enerji terimleri, diğer terimlere göre çok küçüktür. Yoğusturucu, kazan ve karışma odaları gibi sistemlerdeki akışkan hızları oldukça düşük olup, bu hızlardaki değişimler de çok az olduğundan, akışkanın kinetik enerjisindeki değişim gözardı edilebilir. Kinetik enerji değişimlerinin önemli olduğu sistemler, özellikle akışkan hızında büyük değişiklikler yaratmak için tasarlanan lüleler ve yayıcılarıdır.

Önceki bölümlerde, termodinamik çözümlemeyi kolaylaştırmak için  $P-v$  ve  $T-s$  diyagramları gibi *özelik diyagramlarından* yararlanılmıştı.  $P-v$  ve  $T-s$  diyagramlarında çevrimin durum değişimlerini gösteren eğriler tarafından çevrelenen alan, çevrim sırasında üretilen net işi gösterir (Şekil 9-5). Bu da





ŞEKİL 9-8

Örnek 9-1'in T-s diyagramı.

**Analiz** Carnot çevriminin T-s diyagramı Şekil 9-8'de yeniden verilmiştir. Carnot çevrimini oluşturan tüm hal değişimleri tersinirdir. Bu nedenle hal değişimiyle ilgili eğri altında kalan alan, o hal değişimi sırasında gerçekleşen ısı geçişini gösterir. Sisteme ısı girişi 1-2 hal değişimi sırasında, sistemden ısı çıkışı ise 3-4 hal değişimi sırasında gerçekleşmektedir. Bu nedenle çevrime giren ve çevrimden çıkan ısı miktarları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$q_g = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{ve} \quad q_ç = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

2-3 ve 4-1 hal değişimleri izantropik olduğundan  $s_2 = s_3$  ve  $s_4 = s_1$  olmaktadır. Bu bağıntılar 9-1 denkleminde yerlerine yazılırsa, Carnot çevriminin ısı verimi

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

elde edilir.

**Tartışma** Carnot çevriminin ısı veriminin iş akışkanının cinsinden (ideal gaz, buhar vb.) ve çevrimin kapalı veya açık olmasından bağımsız olduğuna dikkat edilmelidir.

### 9-3 ■ HAVA STANDARDI KABULLERİ

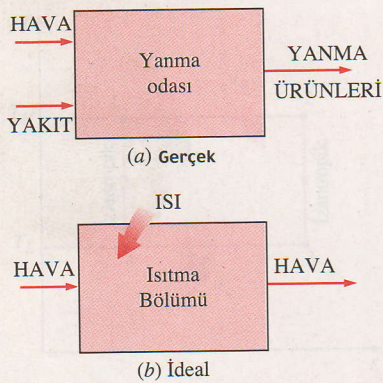
Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde iş akışkanı çevrim boyunca gaz fazında kalır. Buji-ateşlemeli motorlar, diesel motorları ve gaz türbinleri, gaz akışkanlı çevrime göre çalışan makinelerle yakından bilinen örneklerdir. Bu makinelerin tümünde çevrime verilen enerji bir yakıtın sistem sınırları içinde yakılmasıyla sağlanır. Bu nedenle bu makineler, *içten yanmalı motorlar* olarak bilinirler. Yanma işlemi nedeniyle iş akışkanının bileşimi çevrim sırasında yakıt-hava karışımından yanma ürünlerine dönüşür. Buna karşın, havanın yapısının ağırlıklı olarak azottan oluşması ve azotun yanma odasındaki kimyasal reaksiyonlara kolay girmeyen bir madde oluşu, iş akışkanının çevrim boyunca havaya oldukça benzemesine neden olur.

İçten yanmalı motorlar mekanik bir çevrim gerçekleştirirler de (her çevrim sonunda piston tekrar ilk konumuna geri dönmektedir), iş akışkanı tam bir termodinamik çevrim gerçekleştirmez. Tekrar ilk haline dönmek yerine, iş akışkanı çevrimin bir yerinde motordan (egzoz gazları olarak) dışarı atılır. Açık bir çevrime göre çalışmaları, bütün içten yanmalı motorların kendilerine has nitelikleridir.

Gerçek gaz akışkanlı güç çevrimleri oldukça karmaşıktır. Çözümlemenin yapılabilir bir düzeye indirgenmesi için, **hava standardı kabulleri** olarak bilinen aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

1. İş akışkanı, ideal bir gaz olarak kabul edilen ve kapalı bir çevrimde sürekli olarak dolaştığı varsayılan havadır.
2. Çevrimi oluşturan hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir.
3. Yanma işleminin yerini, bir dış kaynaktan çevrime ısı girişi alır (Şekil 9-9).
4. Egzoz işleminin yerini, iş akışkanının tekrar ilk haline dönmesini sağlayan, çevrimden ısı çıkışı alır.

Çözümlemeyi kolaylaştırmak için genellikle yapılan bir başka kabul de, havanın özgül ısılarının *oda sıcaklığındaki* (25 °C) değerlerinde sabit



ŞEKİL 9-9

İdeal çevrimlerde yanma işleminin yerini sisteme ısı girişi alır.



Yapıldığıdır. Bu kabul yapıldığında, hava standardı kabulleri, **soğuk hava standardı kabulleri** diye adlandırılır. Hava standardı kabullerinin uygulandığı bir çevrime sıklıkla **ideal hava çevrimi (hava standardı çevrimi)** denir.

Yukarıda ortaya konan hava standardı kabulleri, gerçek çevrimlerden önemli ölçüde sapmalara yol açmadan, çevrimlerin çözümlemesinde önemli düzeyde basitleştirmeler sağlar. Kurulan bu basit model, ana parametrelerin gerçek çevrimlerin davranışları üzerindeki etkilerini niteliksel olarak incelememize olanak tanır.

## 9-4 ■ PİSTONLU MOTORLARA GENEL BİR BAKIŞ

Basit yapılarına karşın, pistonlu motorlar (temelde bir piston-silindir düzeneği), çok amaçlı olduklarını ve oldukça geniş uygulama alanı bulduklarını kanıtlamış ender buluşlardan biridir. Otomobiller, kamyonlar, küçük uçaklar, gemiler ve elektrik jeneratörlerinin büyük çoğunluğuyla diğer birçok uygulamada güç sağlamak için pistonlu motorlardan yararlanılır.

Bir pistonlu motorun temel bileşenleri Şekil 9-10'da görülmektedir. Piston, silindir içinde **üst ölü nokta (ÜÖN)** ve **alt ölü nokta (AÖN)** olarak adlandırılan iki sabit konum arasında gidip-gelme hareketi yapar. ÜÖN, pistonun silindir içinde en küçük hacmi oluşturduğu andaki konumu; AÖN da, silindir içinde en büyük hacmi oluşturduğu andaki konumudur. ÜÖN ve AÖN arasındaki uzaklık, pistonun bir yöndeki hareketi sırasında gidebileceği en uzun yol olup, motorun **strok uzunluğu** olarak adlandırılır. Motorun ana boyutlarından biri de **silindir çapıdır**. Hava veya yakıt-hava karışımı silindire **emme supabından** alınır ve yanma sonu gazları silindirden **egzoz supabından** atılır.

Piston ÜÖN'da iken silindirde oluşan en küçük hacme **ölü hacim** denir (Şekil 9-11). Pistonun ÜÖN ile AÖN arasındaki hareketi sırasında süpürdüğü hacim, **strok hacmi** olarak adlandırılır. Silindir içinde oluşan en büyük hacmin en küçük (ölü) hacme oranına motorun **sıkıştırma oranı (r)** denir:

$$r = \frac{V_{\text{maks}}}{V_{\text{min}}} = \frac{V_{\text{AÖN}}}{V_{\text{ÜÖN}}} \quad (9-3)$$

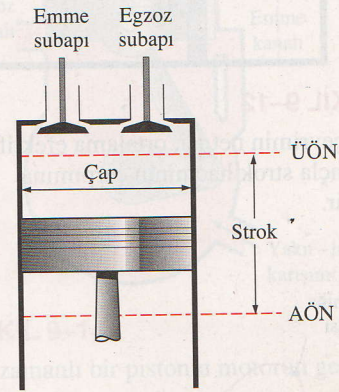
Dikkat edilirse sıkıştırma oranı bir *hacim oranıdır* ve basınç oranıyla karıştırılmamalıdır.

Pistonlu motorlarla ilgili olarak sıkça kullanılan bir başka terim de **ortalama efektif basınçtır (OEB)**. Ortalama efektif basınç, gerçek çevrim sırasında üretilen işe eşit işi veren ve tüm güç stroku süresince pistonu etki ettiği varsayılan ortalama bir basınç değeridir (Şekil 9-12). Buna göre

$W_{\text{net}} = \text{OEB} \times \text{Piston tablası alanı} \times \text{Strok uzunluğu} = \text{OEB} \times \text{Strok hacmi}$   
veya

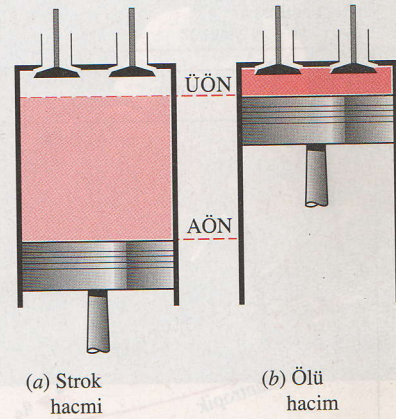
$$\text{OEB} = \frac{W_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} = \frac{w_{\text{net}}}{v_{\text{maks}} - v_{\text{min}}} \quad (\text{kPa}) \quad (9-4)$$

yazılabilir. (9-4) denkleminde yararlanılarak OEB için, birim strok hacmi başına motorun ürettiği net iş, tanımı da yapılabilir. Bu nedenle OEB değeri, farklı büyüklükteki benzer motorların performanslarının karşılaştırılması için kullanılabilir bir değer olması bakımından önemlidir. Buna göre daha büyük OEB değerine sahip bir motor, bir çevrimde, birim strok hacmi başına daha çok iş üretmektedir ve dolayısıyla daha iyi bir performansa sahiptir.



ŞEKİL 9-10

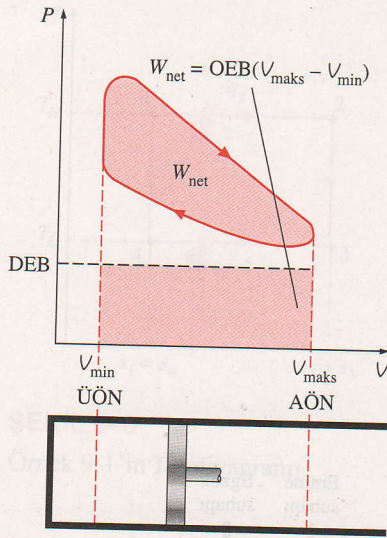
Pistonlu motorlarla ilgili tanımlar.



ŞEKİL 9-11

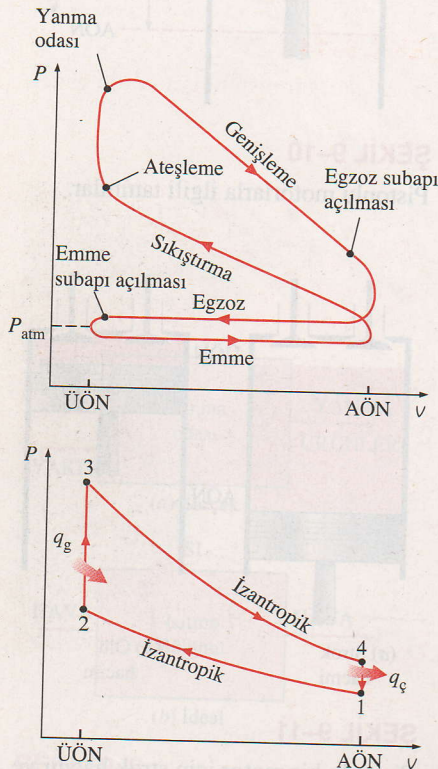
Pistonlu bir motor için strok hacmi ve ölü hacim.





ŞEKİL 9-12

Bir çevrimin net işi, ortalama efektif basınçla strok hacminin çarpımına eşittir.



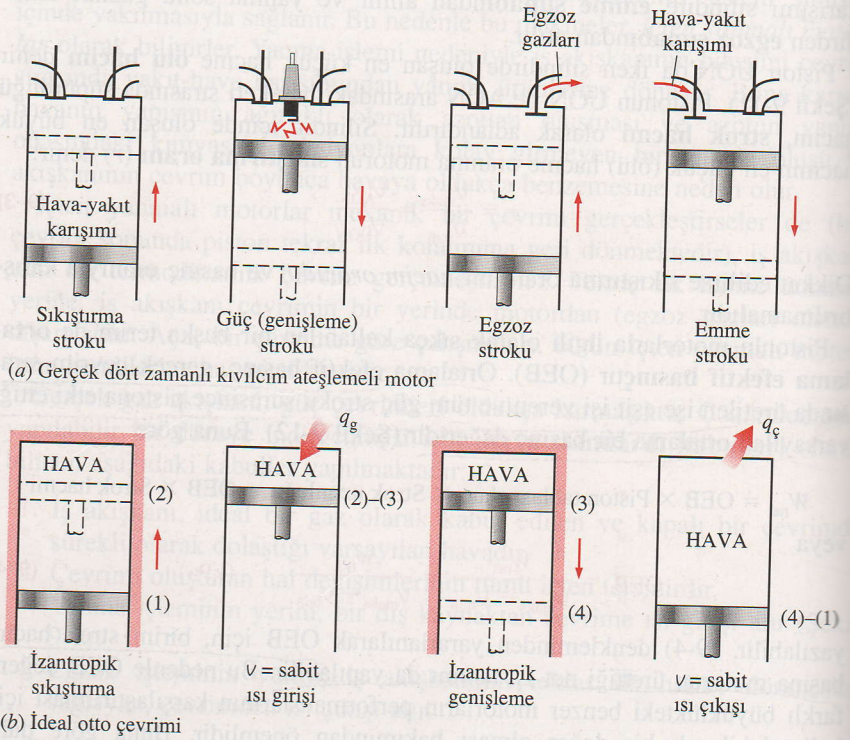
ŞEKİL 9-13

Buji-ateşlemeli motorların ideal ve gerçek çevrimleriyle P-v diyagramları.

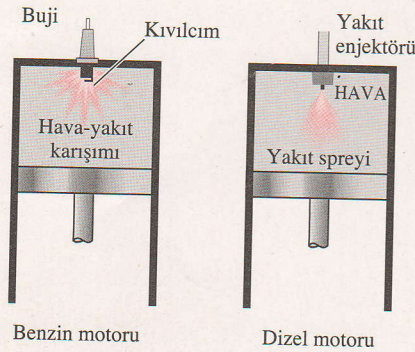
Pistonlu motorlar, silindir içinde yanmanın nasıl başlatıldığına göre **buji-ateşlemeli (SI)** ve **sıkıştırma-ateşlemeli (CI)** motorlar şeklinde sınıflanırlar. SI motorlarda sıkıştırılmış yakıt-hava karışımı bir bujide oluşturulan kıvılcımla ateşlenir. CI motorlarda ise, sıkıştırma sonucu sıcaklığı yükseltilmiş olan havanın içine yakıtın püskürtülmesiyle kendiliğinden tutuşması sonucu yanma başlatılır. Bu nedenle CI motorlarda sıkıştırma sonucu havanın sıcaklığı, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üstüne çıkmalıdır. Gelecek iki bölümde, SI ve CI motorların ideal çevrimleri olan *Otto* ve *Diesel* çevrimleri incelenmektedir.

## 9-5 • OTTO ÇEVİRİMİ: BUJİ-ATEŞLEMELİ MOTORLAR İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

Otto çevrimi buji-ateşlemeli pistonlu motorların ideal çevrimidir. 1862'de Fransız bilim adamı Beau de Rochas tarafından önerilen çevrimi kullanarak, 1876'da Almanya'da ilk dört zamanlı motoru başarıyla gerçekleştiren Nikolaus A. Otto'nun adını taşımaktadır. Buji-ateşlemeli motorların çoğunda, piston her termodinamik çevrim için silindir içinde dört strok (iki mekanik çevrim) gerçekleştirirken, krank mili de iki devir yapar. Bu nedenle bu motorlara **dört-stroklı (dört-zamanlı)** içten yanmalı motorlar da denir. Her bir strokun şematik çizimi ve gerçek bir dört-zamanlı buji-ateşlemeli motorun P-v diyagramı Şekil 9-13(a)'da verilmiştir.

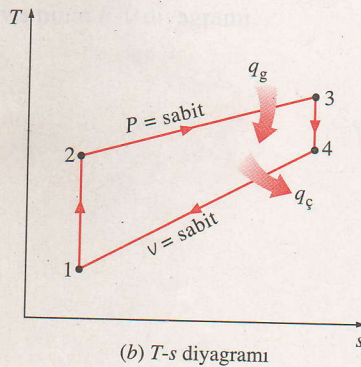
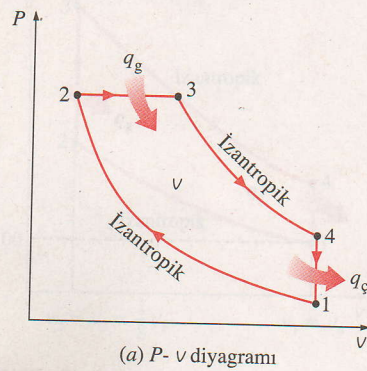






ŞEKİL 9-20

Dizel motorlarında bujinin yerini yakıt enjektörü almış olup, sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırılır.



ŞEKİL 9-21

İdeal Diesel çevriminin T-s ve P-v diyagramları.

## 9-6 ■ DIESEL ÇEVİRİMİ: SIKIŞTIRMA-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ

Diesel çevrimi sıkıştırma-ateşlemeli pistonlu motorların ideal çevrimidir. İlk olarak 1890'larda Rudolph Diesel tarafından önerilmiş olan CI motoru, önceki bölümde incelenen SI motoruna çok benzerdir. Temel fark yanmanın başlatılmasından kaynaklanmaktadır. *Benzinli motorlar* olarak da bilinen buji-ateşlemeli motorlarda yakıt-hava karışımı, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının altındaki bir değere kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi bujide oluşturulan bir kıvılcımla başlatılır. *Dizel motorları* olarak da bilinen sıkıştırma-ateşlemeli motorlarda ise hava, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir değere kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi, püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu kendiliğinden başlar. Bu nedenle diesel motorlarında karbüratör ve bujinin yerini yakıt enjektörü alır (Şekil 9-20).

Benzinli motorlarda, sıkıştırma stroku sırasında yakıt-hava karışımı sıkıştırılır. Bu nedenle sıkıştırma oranları kendiliğinden tutuşma veya vuruntunun başlamasıyla sınırlıdır. Dizel motorlarında ise, sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırıldığından, kendiliğinden tutuşma olasılığı yoktur. Bu yüzden diesel motorları çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (tipik olarak 12 ile 24 aralığında) çalışacak şekilde tasarlanırlar. Kendiliğinden tutuşma sorunu olmamasının bir başka yararı daha vardır. Vuruntu dayanımını artırmak için benzine katılan bir çok katkı maddesi diesel yakıtı için gereksizdir ve daha az rafine edilmiş (dolayısıyla daha ucuz) yakıtlar dizel motorlarında kullanılabilir.

Dizel motorlarında yakıt enjeksiyonu, sıkıştırma işlemi sonlarına doğru, piston ÜÖN'ya yaklaşırken başlar ve güç strokunun ilk kısmı süresince devam eder. Bu nedenle dizel motorlarında yanma işlemi daha uzun bir zaman alır. Sürenin uzunluğu nedeniyle yanma işlemi, ideal Diesel çevriminde, sabit basınçta ısı girişi şeklinde düşünülür. Aslında bu, Otto ve Diesel çevrimlerini birbirinden ayıran tek hal değişimidir. Kalan diğer üç hal değişimi her iki ideal çevrimde de aynıdır. Bunlar; 1-2 hal değişimi: izantropik sıkıştırma; 3-4 hal değişimi: izantropik genişleme ve 4-1 hal değişimi: sabit hacimde sistemden ısı çıkışıdır. İki çevrim arasındaki benzerlik, Diesel çevriminin Şekil 9-21'de verilen P-v ve T-s diyagramlarından da görülebilir.

Diesel çevrimi de Otto çevrimi gibi, kapalı bir sistem oluşturan bir piston-silindir düzeneği içinde gerçekleşir. Sabit basınçta iş akışkanına verilen ve sabit hacimde iş akışkanından atılan ısı miktarları

$$q_g - w_{b,c} = u_3 - u_2 \rightarrow q_g = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (9-10a)$$

ve

$$-q_c = u_1 - u_4 \rightarrow q_c = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (9-10b)$$

şeklinde ifade edilir. Buna göre soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Diesel çevriminin ısı verimi

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

olmaktadır.