

# Thermodynamics

*An Engineering Approach*  
ninth edition

Yunus A. Çengel  
Michael A. Boles  
Mehmet Kanođlu

**Thermodynamics:  
An Engineering Approach**  
9th Edition

Yunus A. Çengel, Michael A. Boles,  
Mehmet Kanođlu  
McGraw-Hill Education, 2019

## **Bölüm 9** **GAZ AKIŞKANLI** **GÜÇ ÇEVİRİMLERİ**

Mc  
Graw  
Hill  
Education

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission  
required for reproduction or display.

# Objectives

- Tüm çevrim boyunca iş akışkanının gaz fazında kaldığı gaz akışkanlı güç çevrimlerinin performanslarını değerlendirmek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerine uygulanabilir basitleştirici kabuller geliştirmek.
- Pistonlu motorların çalışmalarını gözden geçirmek.
- Kapalı ve açık gaz akışkanlı güç çevrimlerini çözümlmek.
- Otto, Diesel, Stirling ve Ericsson çevrimlerine ilişkin değerlendirmelerde bulunmak.
- Brayton çevrimine; rejenerasyonlu Brayton çevrimine ve ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejenerasyonlu Brayton çevrimine ilişkin değerlendirmelerde bulunmak.
- Tepkili çevrimleri çözümlmek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci-yasa çözümlmesine ilişkin basitleştirici kabuller belirlemek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci-yasa çözümlmesini yapmak.

# GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN ÇÖZÜMLEMESİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR

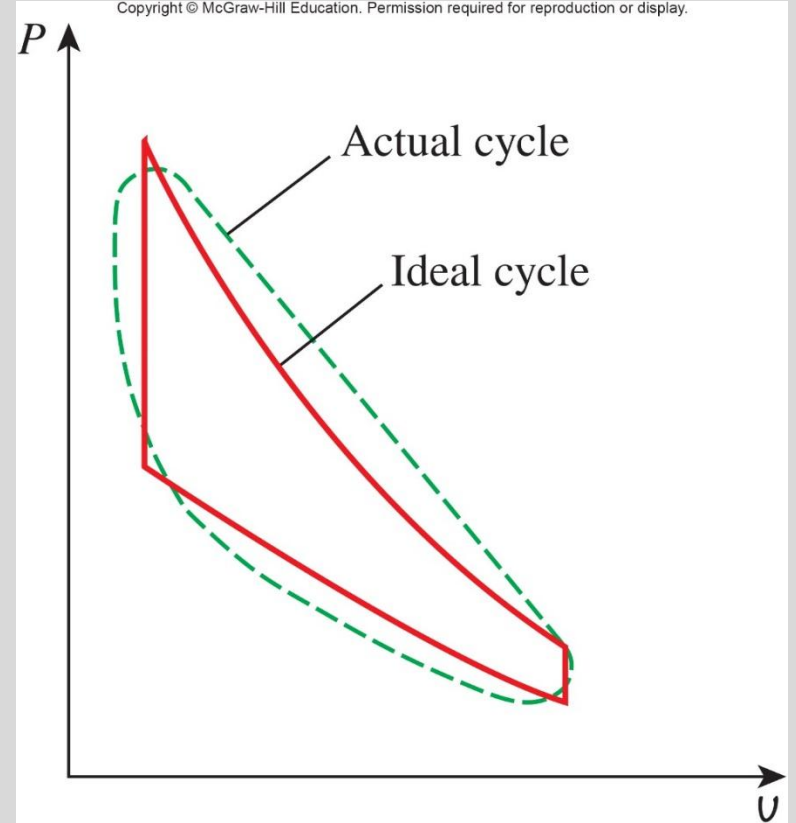
Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime göre çalışır.

**İdeal çevrim:** Gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan arındırılması halinde, gerçek çevrime benzeyen fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşur.

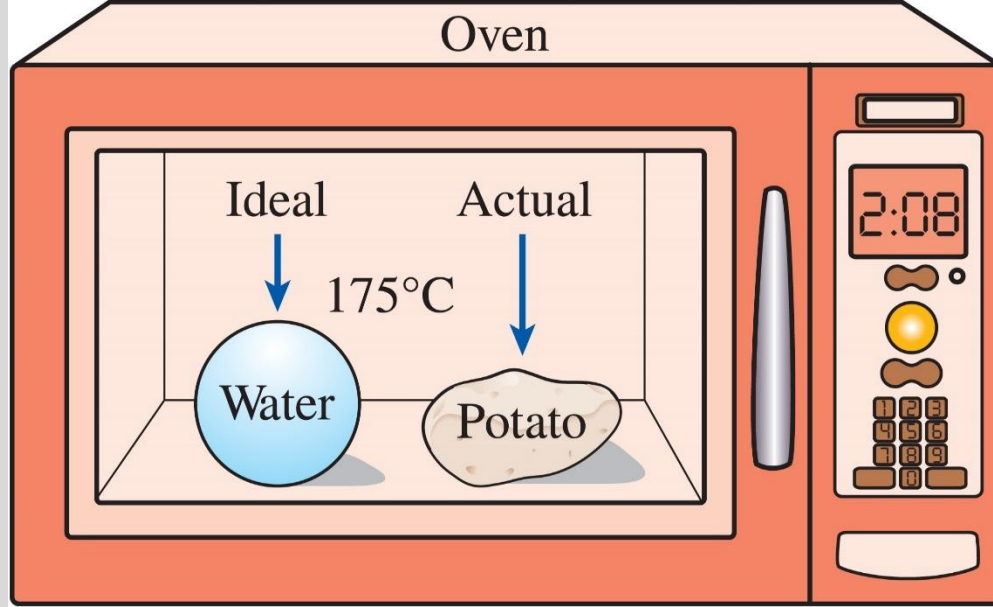
**Tersinir Çevrim** such as **Carnot çevrimi** tümünden tersinir bir çevrime göre çalışan ısı makineleri, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm ısı makineleri içinde en yüksek ısı verime sahip makinelerdir.

Thermal efficiency of heat engines

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad \text{or} \quad \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$



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



### FIGURE 9-1

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

İdeal çevrimler *içten tersinirdirler*, ancak Carnot çevriminin aksine, mutlaka dıştan tersinir olamazlar.

Genel olarak ideal bir çevrimin termal verimliliği, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm tersinir bir çevrimin veriminden daha azdır.

Bununla birlikte, kullanılan idealleştirmeler nedeniyle gerçek bir çevrimin termal verimliliğinden hala oldukça yüksektir.

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.

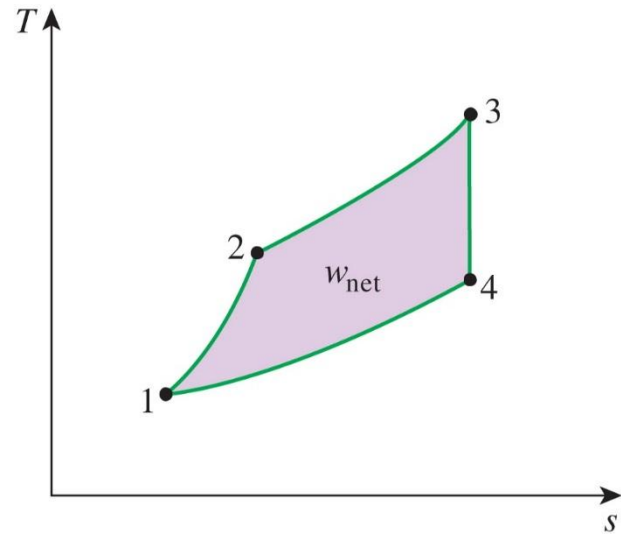
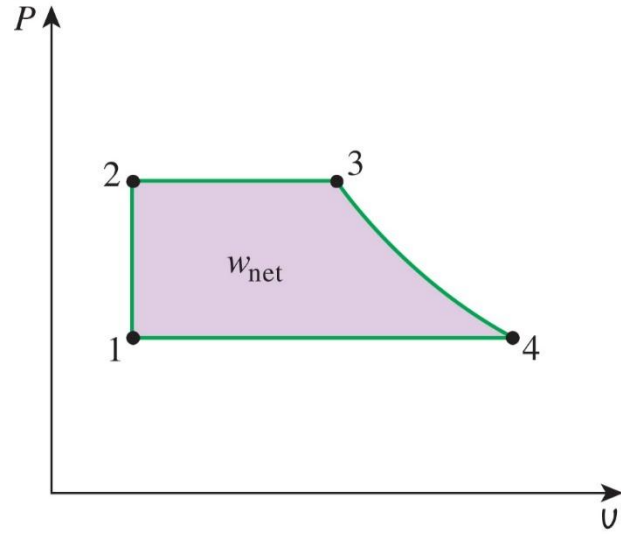


**FIGURE 9–3**

An automotive engine with the combustion chamber exposed.

© Idealink Photography/Alamy RF





P-v ve T-s diyagramlarında, hal değişim eğrilerinin çevrelediği alan net işi gösterir.

## Güç çevrimlerinin çözümlemesinde yaygın olarak yapılan kabuller ve basitleştirmeler:

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.

T-s diyagramında çevrimin hal değişimi eğrileri içinde kalan alanın, sisteme ısı girişini gösteren hal değişimi eğrisi altında kalan alana oranı, çevrimin ısı verimini ifade eder.

*Bu iki alanın oranını artıracak herhangi bir değişiklik, çevrimin ısı verimini de artıracaktır.*

# CARNOT ÇEVİRİMİ VE MÜHENDİSLİKTEKİ ÖNEMİ

Carnot çevrimi tümten tersinir dört hal değişiminden oluşur :

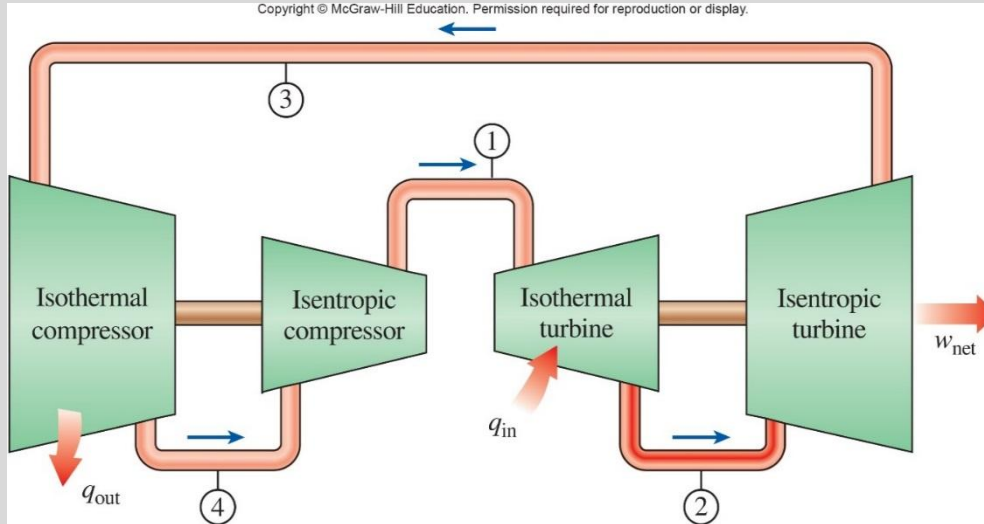
1-2 isothermal heat addition ( $T_H = \text{sbt}$ )

2-3 isentropic expansion ( $s = \text{sbt}$ )

3-4 isothermal heat rejection ( $T_L = \text{sbt}$ )

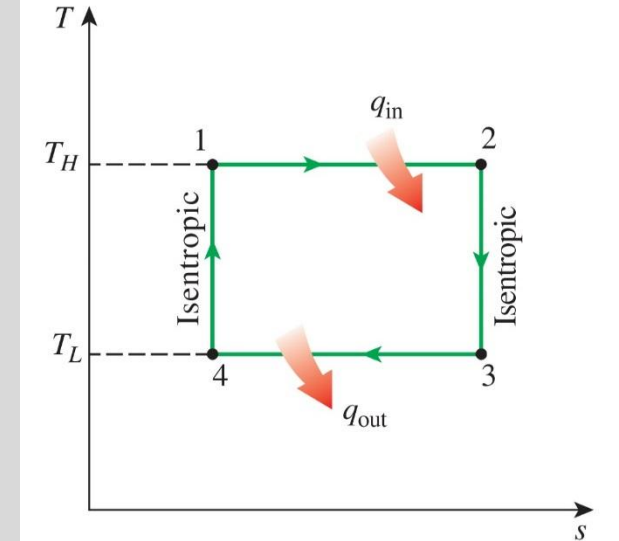
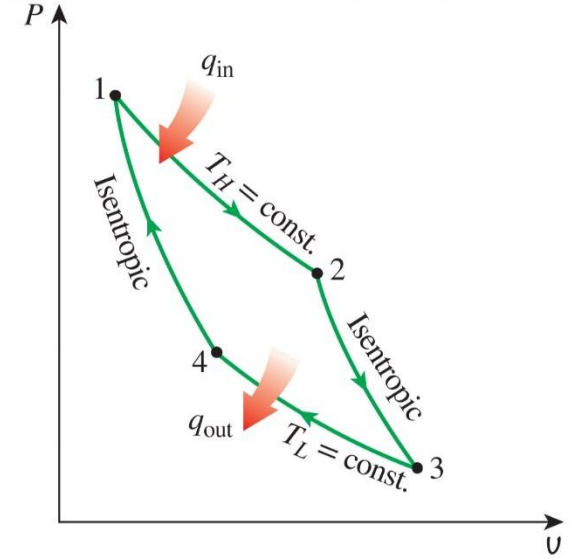
4-1 isentropic compression ( $s = \text{sbt}$ )

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$



Sürekli-akışlı bir Carnot makinesi.

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.

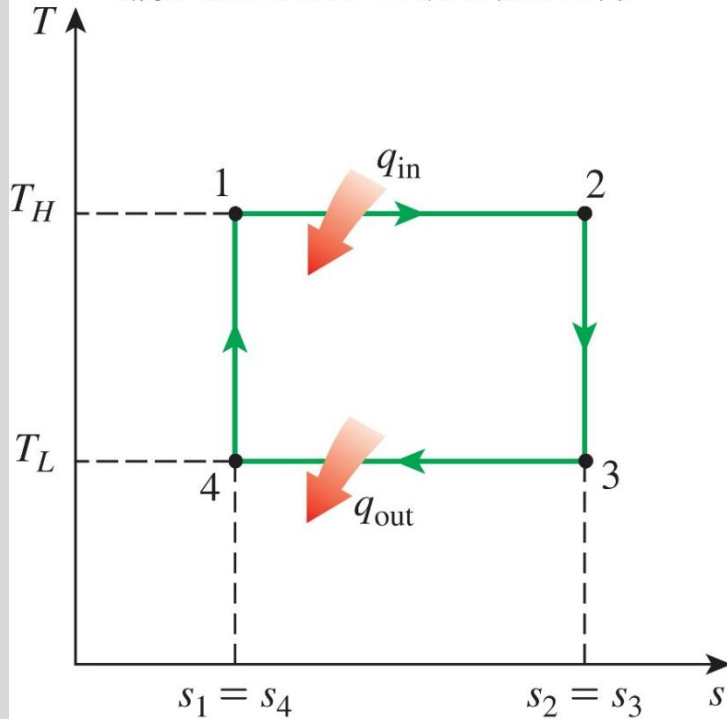


Carnot çevriminin  $P$ - $v$  ve  $T$ - $s$  diyagramları.

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

***İdeal ve Gerçek Çevrimler İçin:***  
*Sisteme ısının sağlandığı ortamın ortalama sıcaklığı yükseldikçe veya sistemden ısının atıldığı ortamın ortalama sıcaklığı düştükçe, ısıl verim artmaktadır.*





**FIGURE 9–7**

*T-s* diagram for Example 9–1.

$$q_{\text{in}} = T_H(s_2 - s_1)$$

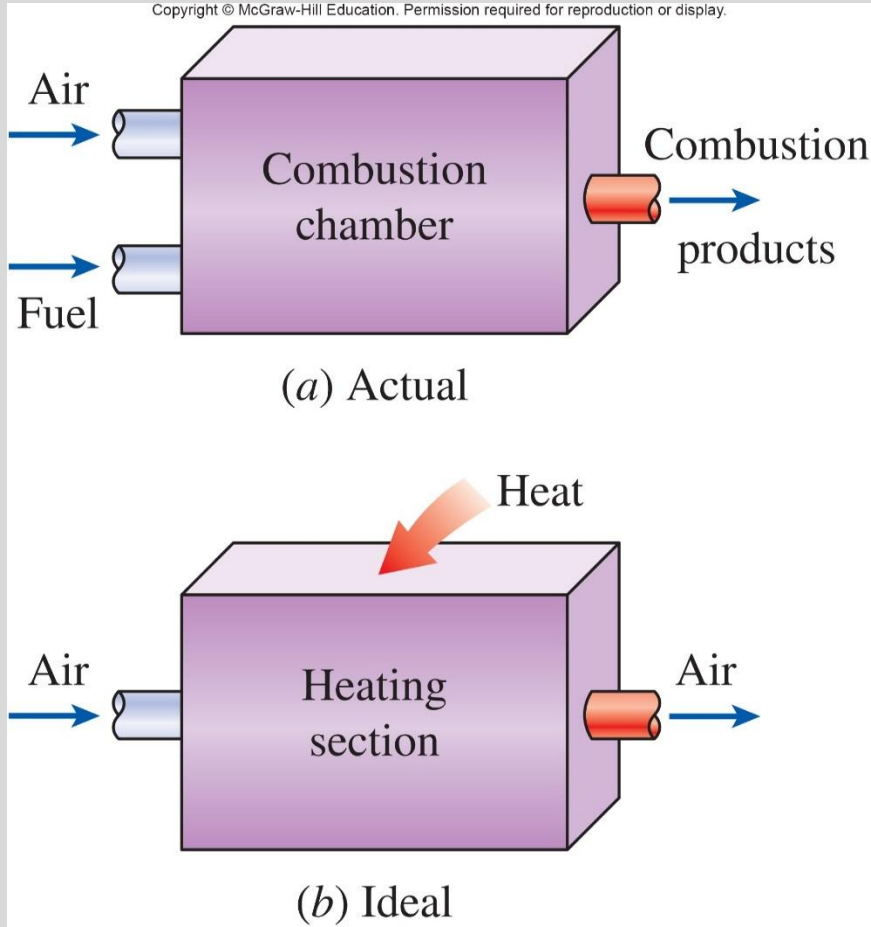
$$q_{\text{out}} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

$$s_2 = s_3 \text{ and } s_4 = s_1$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

## Carnot Çevriminin Veriminin Türetilmesi

# HAVA STANDARDI KABULLERİ



**FIGURE 9–8**

İdeal çevrimlerde yanma işleminin yerini sisteme ısı geçişi alır.

**Soğuk hava standardı kabulleri:** Havanın özgül ısılarının *oda sıcaklığındaki* (25 °C veya 77 °F) değerlerinde sabit kaldığıdır.

**Hava-standardı çevrim:** Hava standardı varsayımlarının geçerli olduğu bir çevrim.

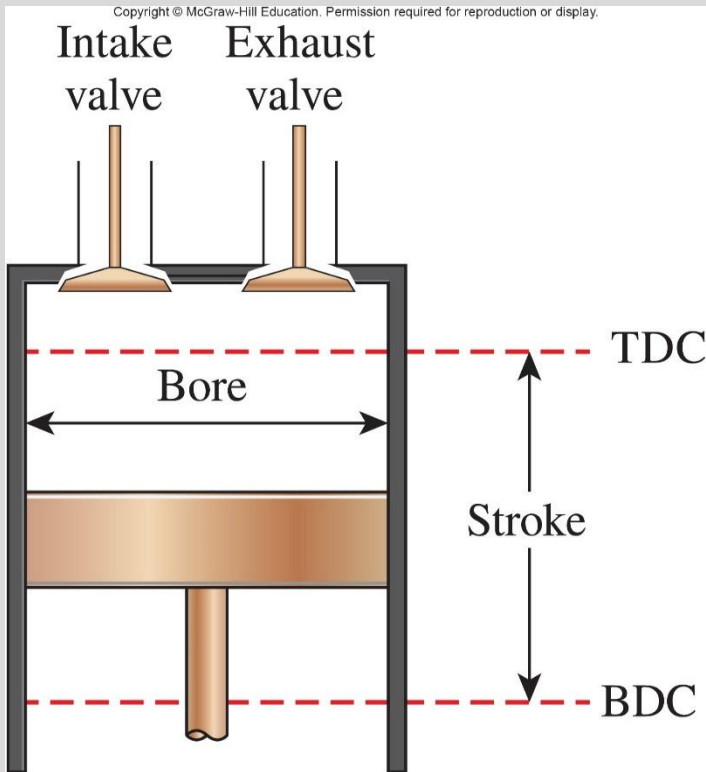
**Air-standard assumptions:**

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.
4. Egzoz işleminin yerini, iş akışkanının tekrar ilk haline dönmelerini sağlayan, çevrimden ısı çıkışı alır.

# PİSTONLU MOTORLARA GENEL BİR BAKIŞ

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\text{BDC}}}{V_{\text{TDC}}}$$

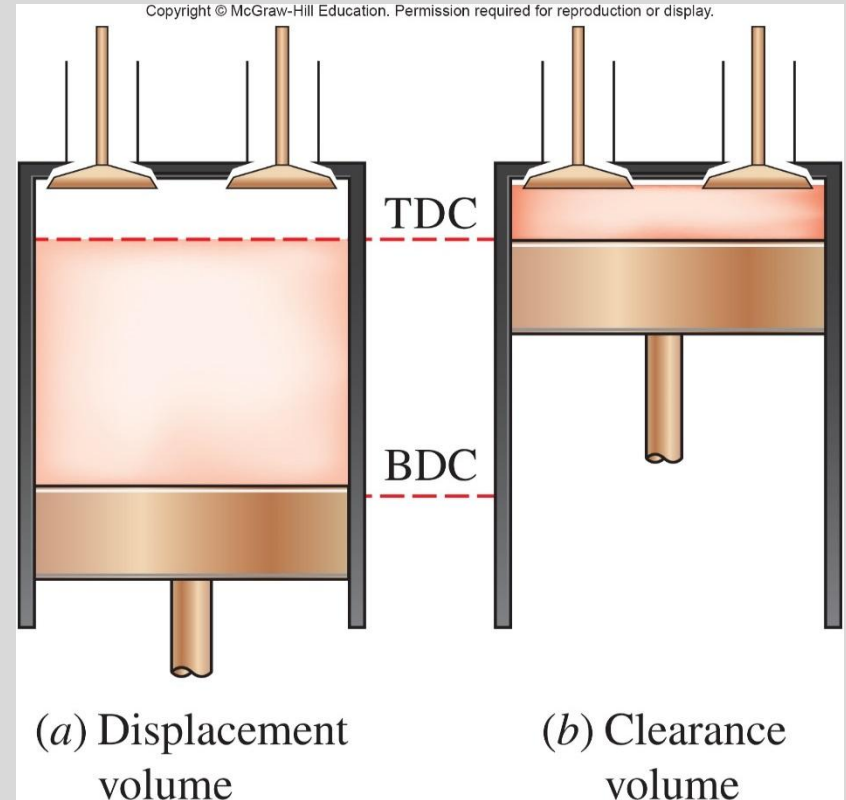
**Sıkıştırma oranı**



**FIGURE 9–10**

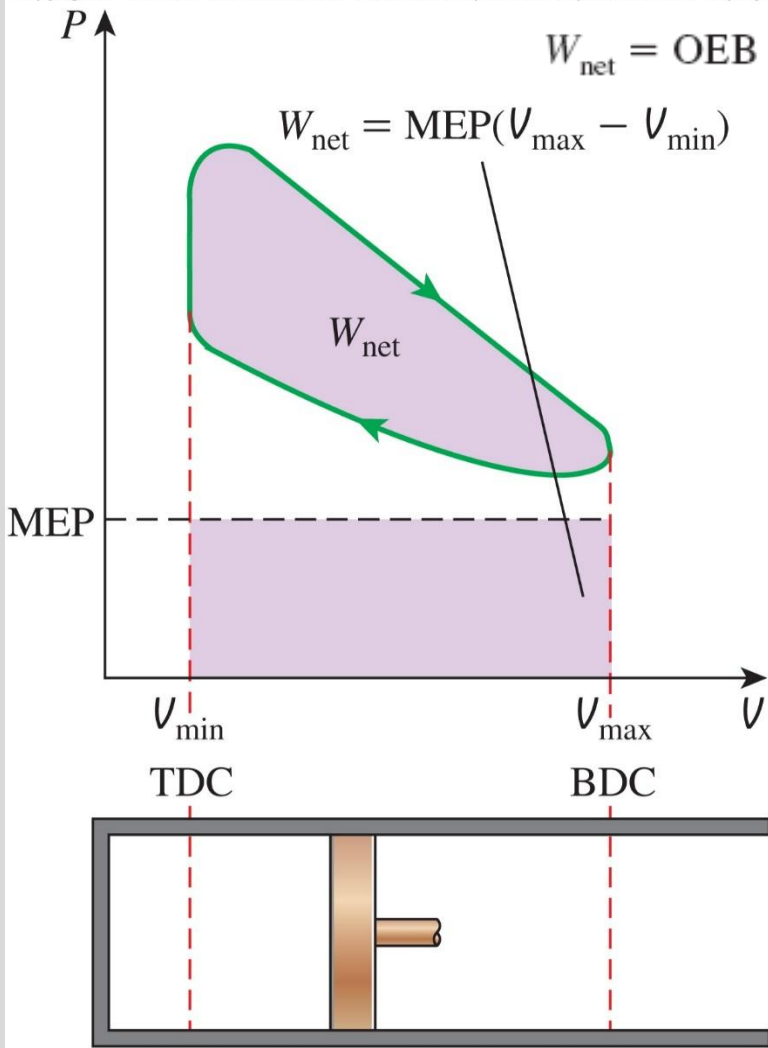
Nomenclature for reciprocating engines.

**Buji-ateşlemeli (SI) motorlar**  
**Sıkıştırılmalı ateşlemeli (CI) motorlar**



**FIGURE 9–11**

Displacement and clearance volumes of a reciprocating engine.



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

$$W_{net} = MEP(v_{max} - v_{min})$$

## Ortalama Efektif Basınç

$$OEB = \frac{W_{net}}{v_{maks} - v_{min}} = \frac{W'_{net}}{v_{maks} - v_{min}} \quad (\text{kPa})$$

Ortalama efektif basınç, eşit büyüklükteki pistonlu motorların performansını karşılaştırmak için bir parametre olarak kullanılabilir.

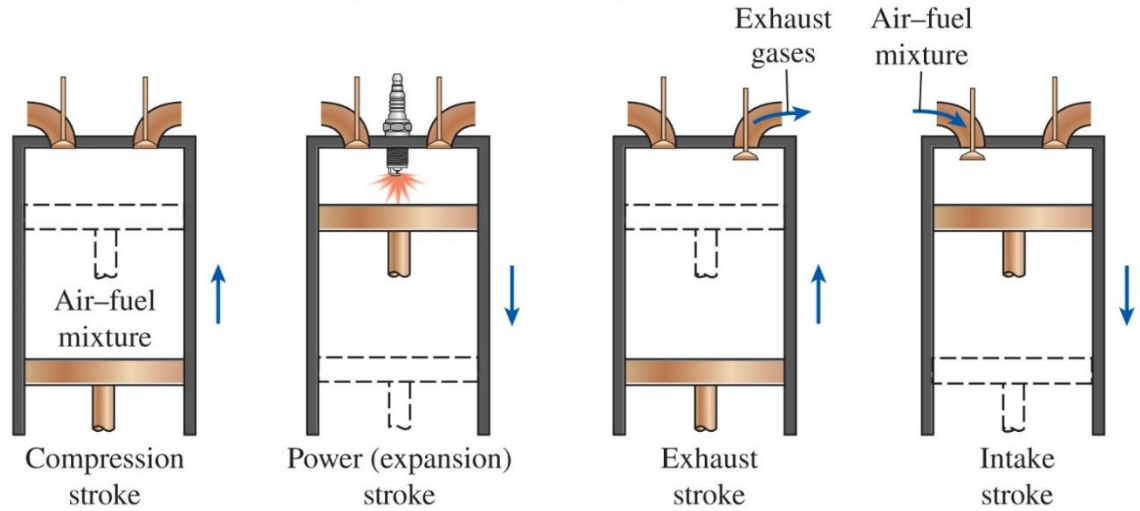
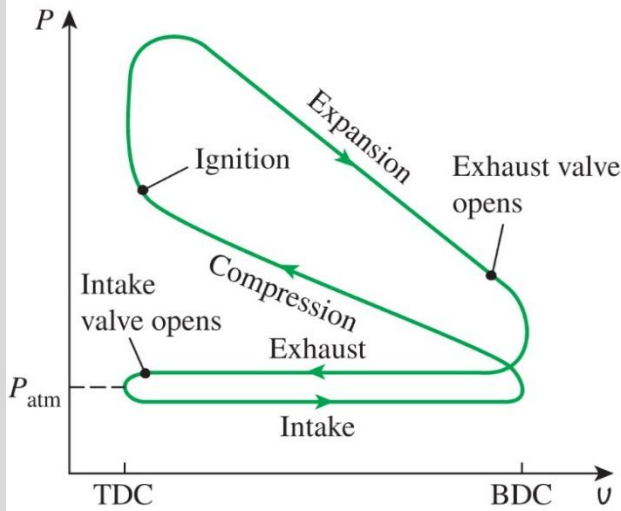
Daha büyük OEB değerine sahip motor, çevrim başına daha fazla net iş üretir ve böylece daha iyi performans gösterir.

**FIGURE 9-12**

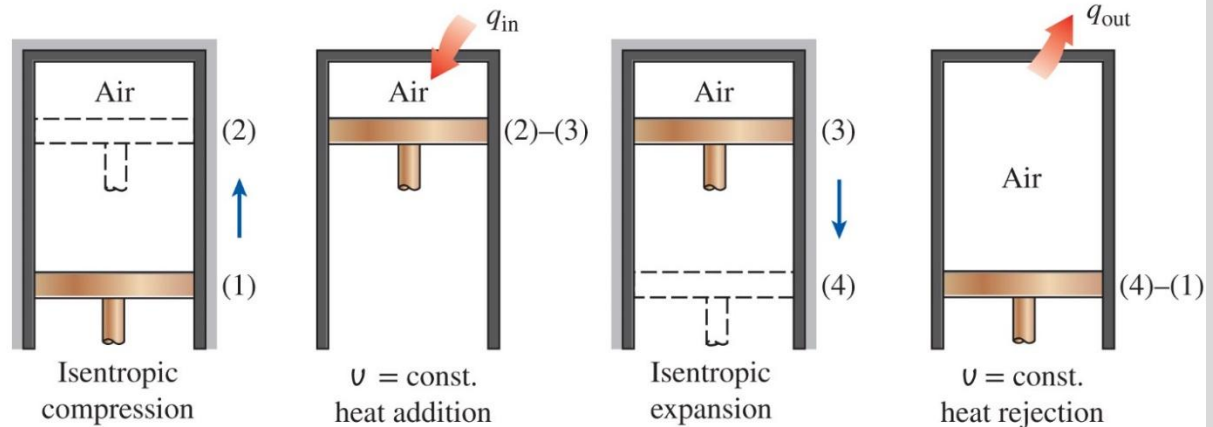
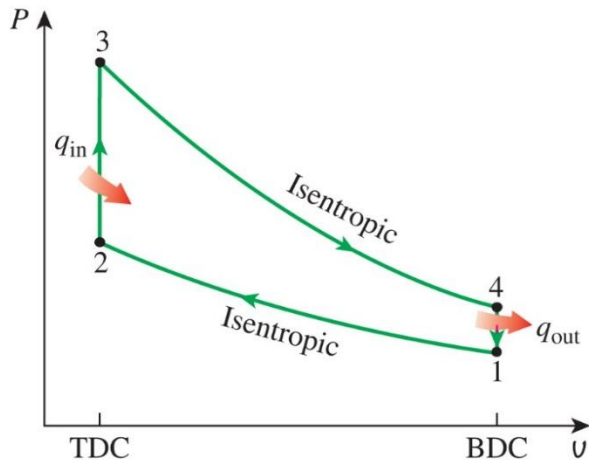
The net work output of a cycle is equivalent to the product of the mean effective pressure and the displacement volume.

# OTTO ÇEVİRİMİ: BUJİ-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.



(a) Actual four-stroke spark-ignition engine



(b) Ideal Otto cycle

FIGURE 9-13

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

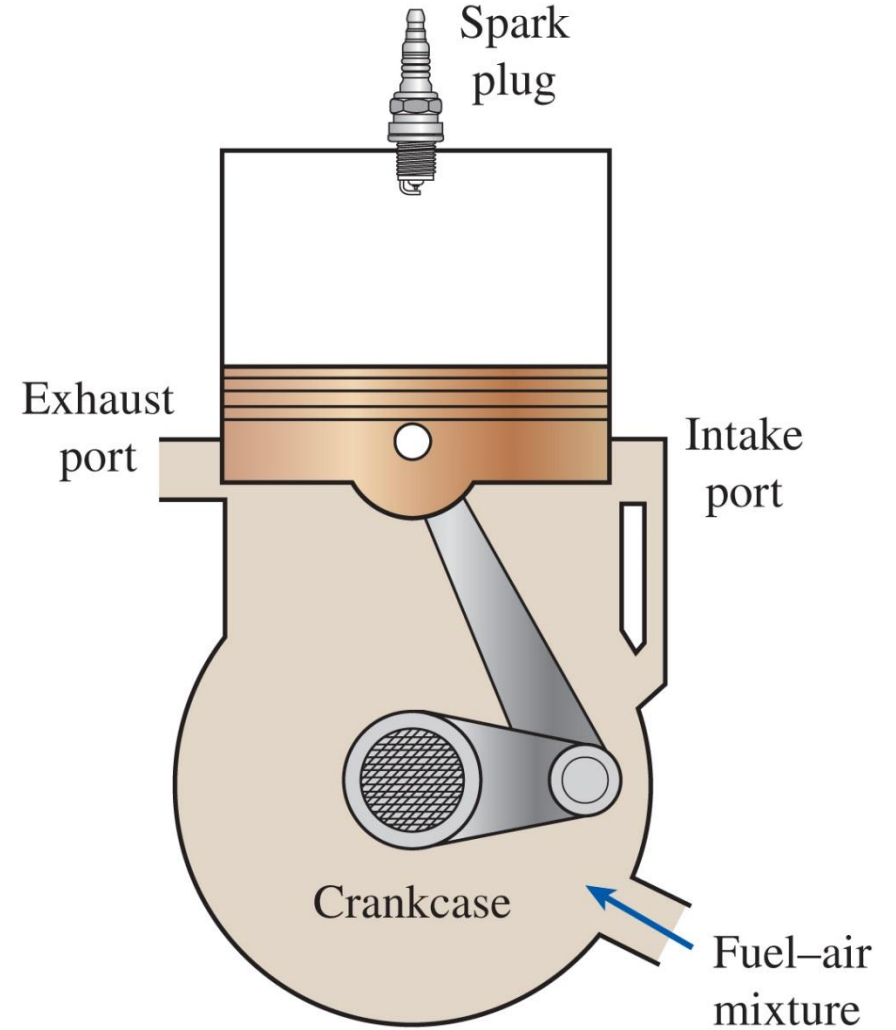
## Dört zamanlı çevrim

1 çevrim = 4 strok = 2 devir

## İki zamanlı çevrim

1 çevrim = 2 strok = 1 devir

İki zamanlı motorlar, benzeri dört zamanlı motorlara göre daha düşük bir verime sahiptirler. Buna karşın daha basit yapıda ve daha ucuz olup; güç/ağırlık ve güç/hacim oranları yüksektir.



**FIGURE 9-14**

İki zamanlı bir pistonlu motorun genel çizimi.

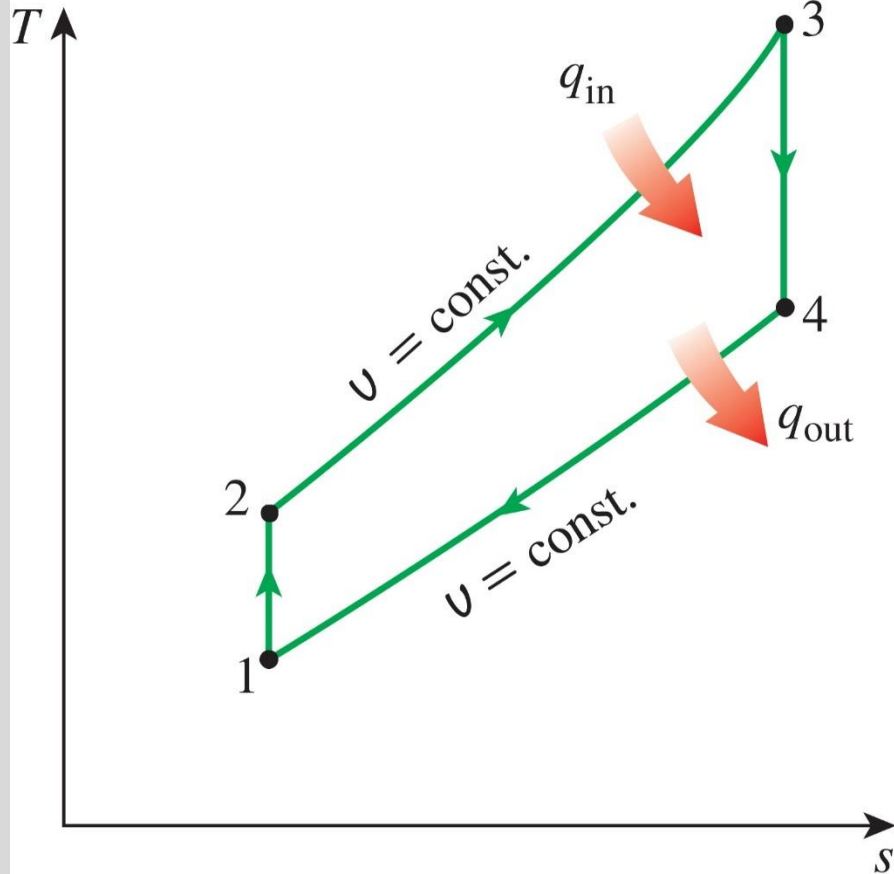




© Fineart1/Shutterstock RF

## FIGURE 9–15

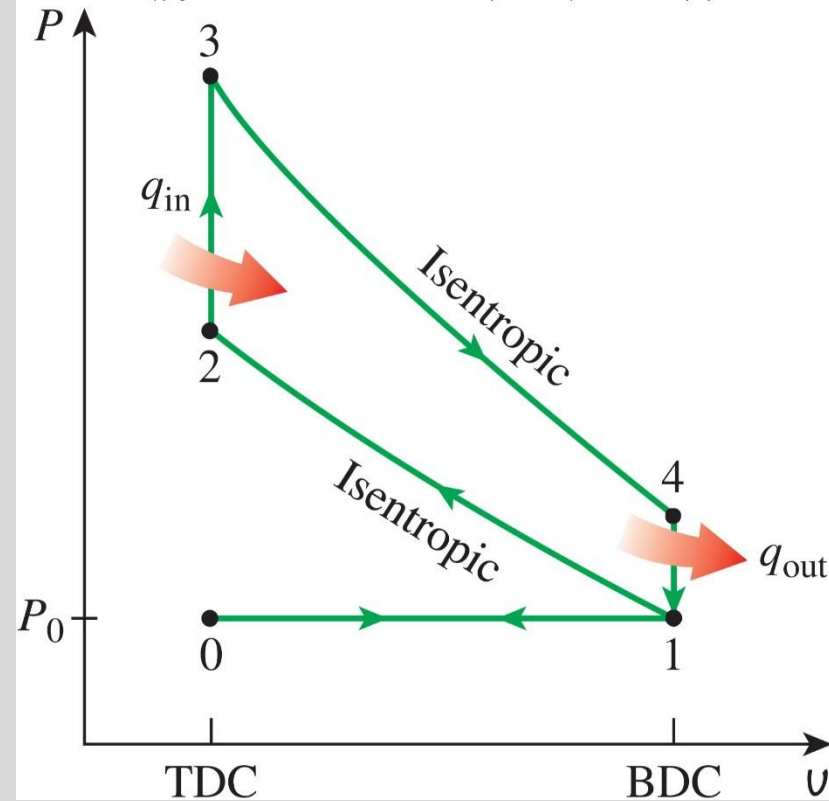
İki zamanlı motorlar genellikle motosikletlerde ve çim biçme makinelerinde kullanılır.



- 1-2 Isentropic compression
- 2-3 Constant-volume heat addition
- 3-4 Isentropic expansion
- 4-1 Constant-volume heat rejection

**FIGURE 9-16**

$T$ - $s$  diagram of the ideal Otto cycle.



**FIGURE 9-17**

$P$ - $v$  diagram of the ideal Otto cycle that includes intake and exhaust strokes.

$$w_{\text{out},0-1} = P_0(v_1 - v_0)$$

$$w_{\text{in},1-0} = P_0(v_1 - v_0)$$

**Process 0-1:** Air enters the cylinder through the open intake valve at atmospheric pressure  $P_0$  as the piston moves from TDC to BDC.

**Process 1-2:** The intake valve is closed at state 1 and air is compressed isentropically to state 2. Piston moves from BDC to TDC.

**Process 2-3:** Heat is transferred at constant volume.

**Process 3-4:** Air is expanded isentropically.

**Process 4-1:** Heat is rejected at constant volume.

**Process 1-0:** Air is expelled through the open exhaust valve.

Emme ve egzoz sırasındaki iş etkileşimleri birbirini iptal eder ve bu nedenle emme ve egzoz işlerinin dahil edilmesinin döngüden elde edilen net iş çıktısı üzerinde bir etkisi olmaz.

Bununla birlikte, ideal bir Otto çevrimi analizi sırasında güç çıkışını hesaplarken, ideal Otto çevriminin gerçek dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motor gibi dört stroklu olduğunu göz önünde bulundurmalıyız.

$$(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) + (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) = \Delta u \quad (\text{kJ/kg})$$

$$q_{\text{in}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

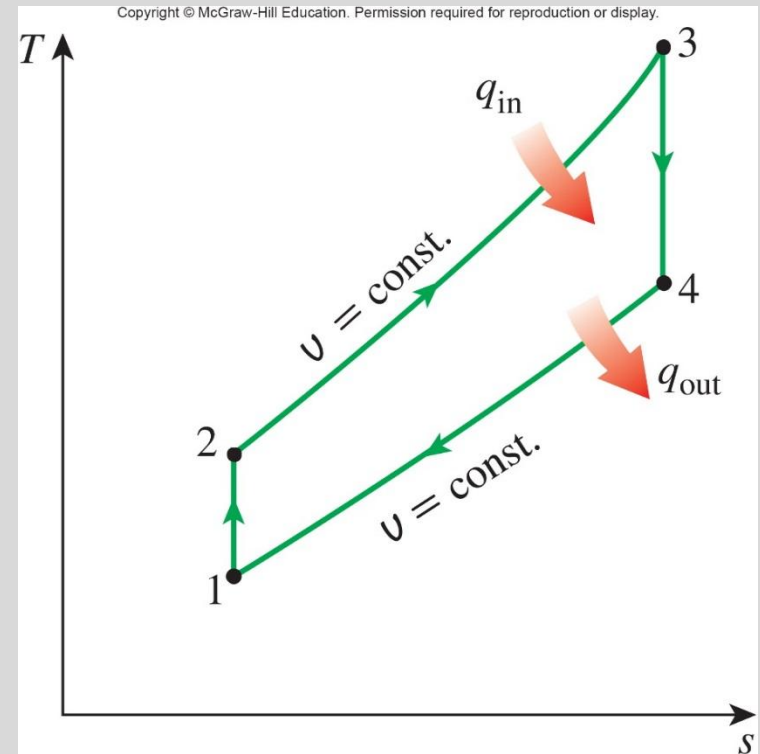
$$q_{\text{out}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{\text{th, Otto}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

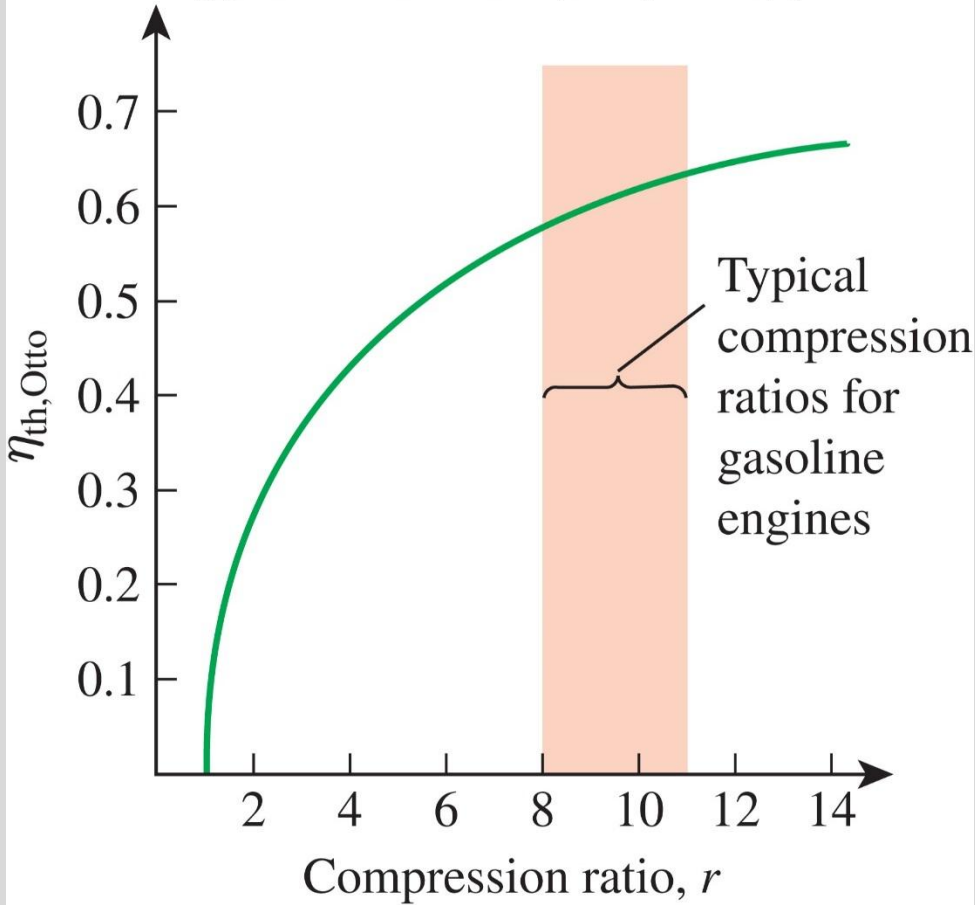
$$r = \frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{min}}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\eta_{\text{th, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$



**FIGURE 9–16**

*T-s* diagram of the ideal Otto cycle.



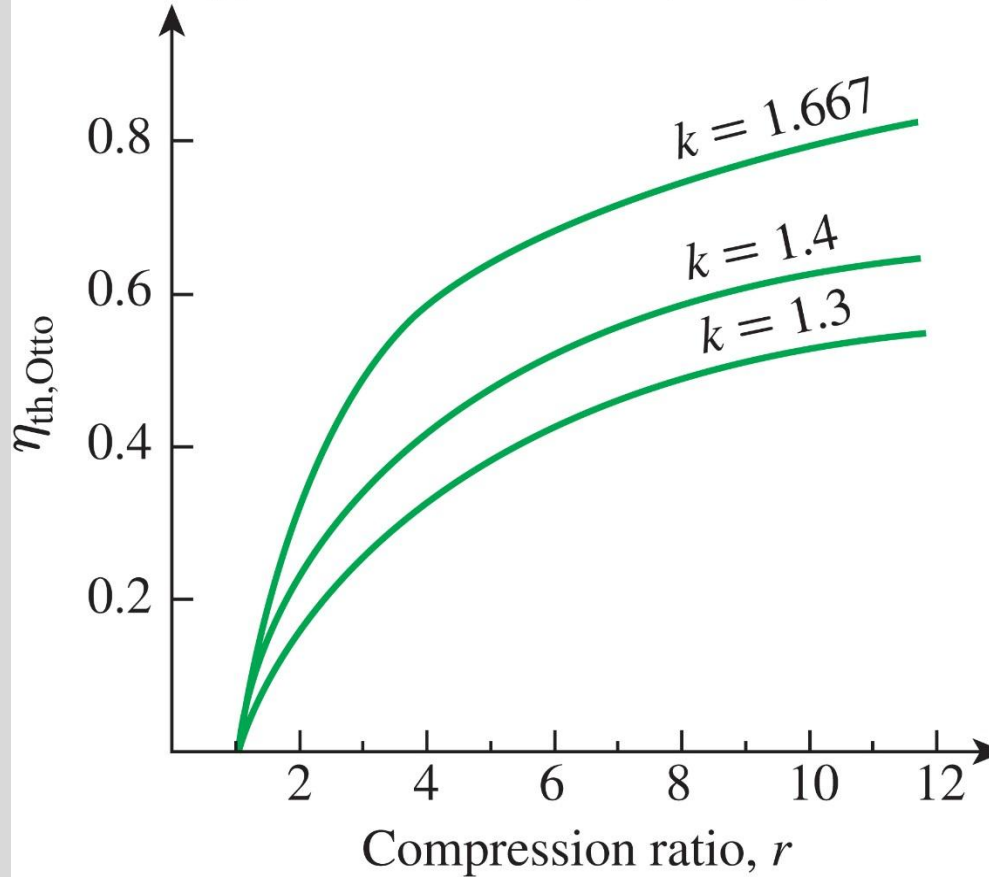
**FIGURE 9–18**

İdeal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi ( $k = 1.4$ ).

SI motorlarında sıkıştırma oranı, kendiliğinden tutuşma ve motor vuruntusu nedeniyle sınırlandırılır.

**Motor vuruntusu:** Hava-yakıt karışımının sıcaklığı, yanma işlemi sırasında yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerine çıkarsa, yakıtın alev cephesinin önündeki noktada veya noktalarda erken ve hızlı bir şekilde yanmasına ve ardından son gazın neredeyse anında yanmasına neden olur.

Motor vuruşu performansı düşürür ve motorda hasara neden olabilir.



**FIGURE 9–19**

İş akışkanının özgül ısılarının oranı  $k$  büyüdükçe ideal Otto çevriminin ısı verimi artar.

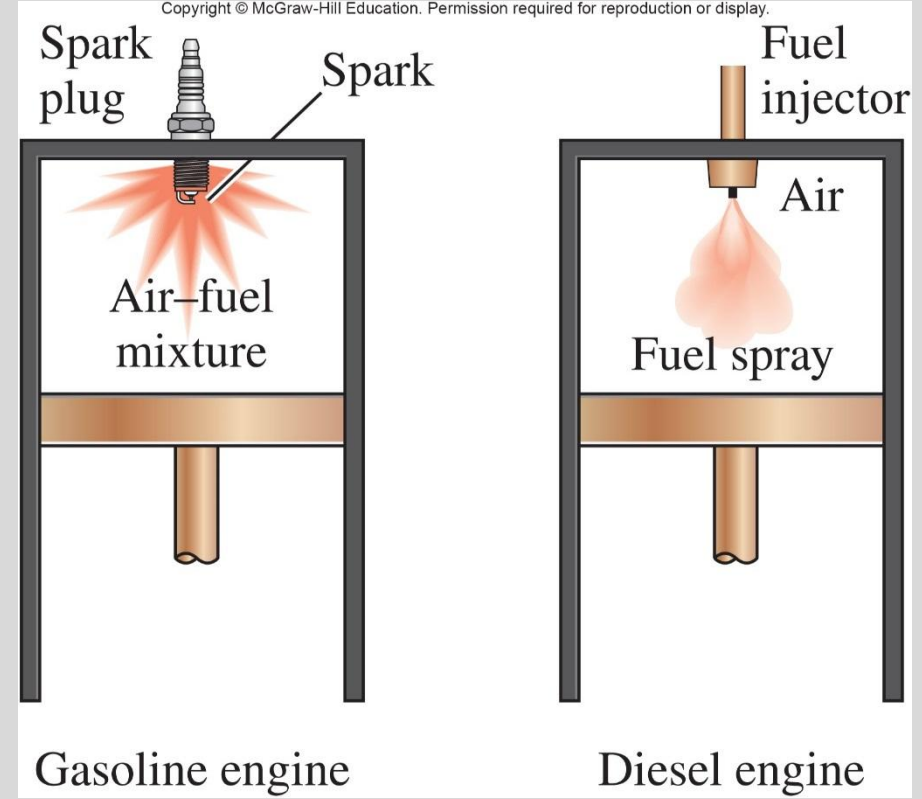


# DİSEL ÇEVİRİMİ: SIKIŞTIRMA-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ

Diesel motorlarında , sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırıldığından, kendiliğinden tutuşma olasılığı yoktur.

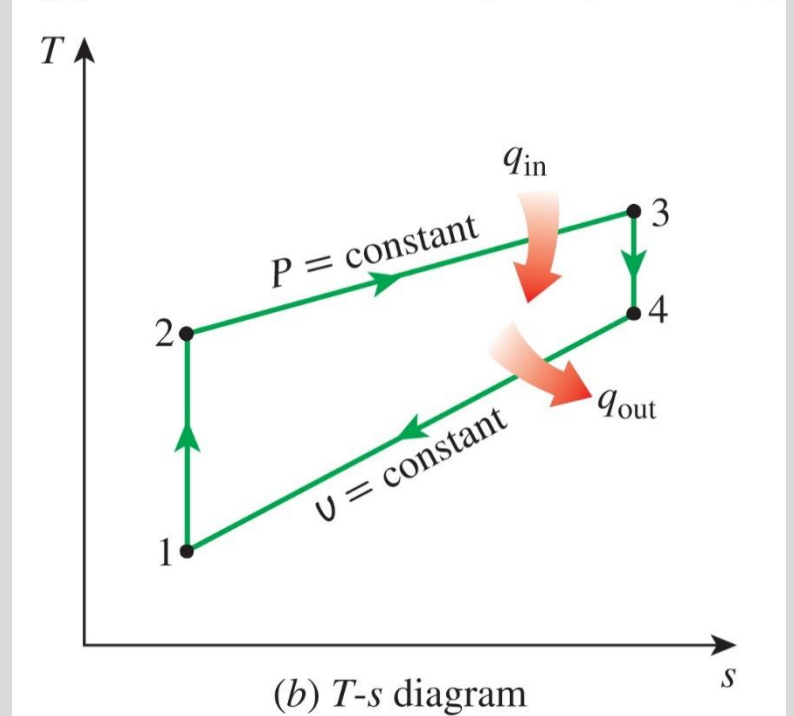
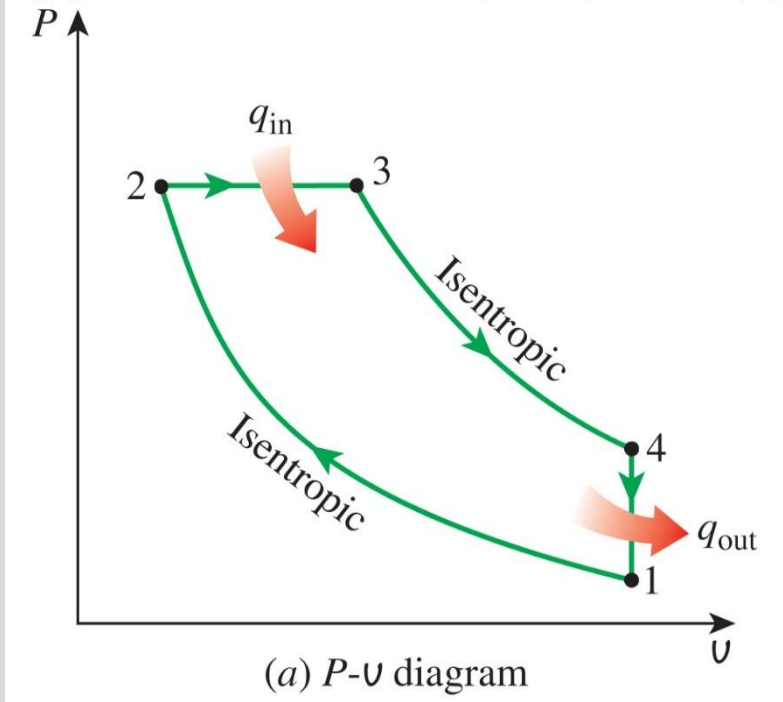
Bu yüzden diesel motorları, çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (tipik olarak 12 ile 24 aralığında) çalışacak şekilde tasarlanırlar.

CI motorlarında (*dizel motorlar* olarak da bilinir), hava, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üstünde bir sıcaklığa sıkıştırılır ve yakıt bu sıcak havaya enjekte edilirken yanma bu temas ile başlar.



**FIGURE 9-21**

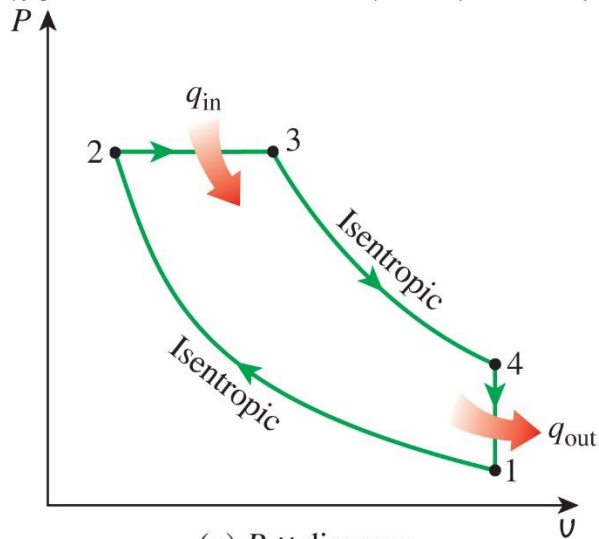
Diesel motorlarında bujinin yerini yakıt enjektörü almış olup, sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırılır.



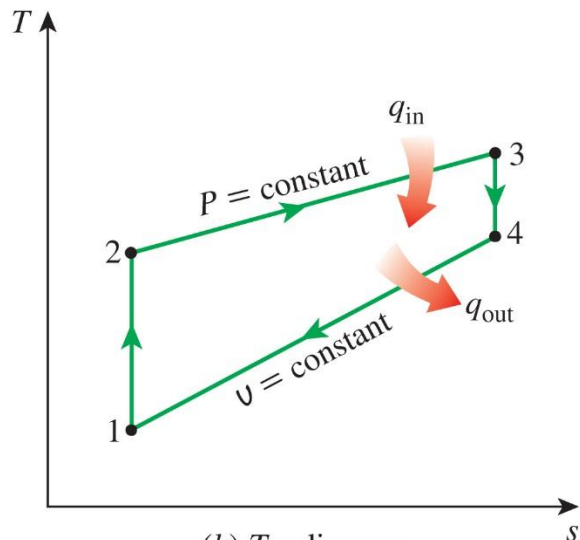
## FIGURE 9–22

$T$ - $s$  and  $P$ - $v$  diagrams for the ideal Diesel cycle.

- 1-2 isentropic compression
- 2-3 constant-volume heat addition
- 3-4 isentropic expansion
- 4-1 constant-volume heat rejection.



(a)  $P$ - $v$  diagram



(b)  $T$ - $s$  diagram

$$q_{in} - w_{b,out} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{in} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$-q_{out} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

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

$$r_c = \frac{v_3}{v_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

Kesme oranı

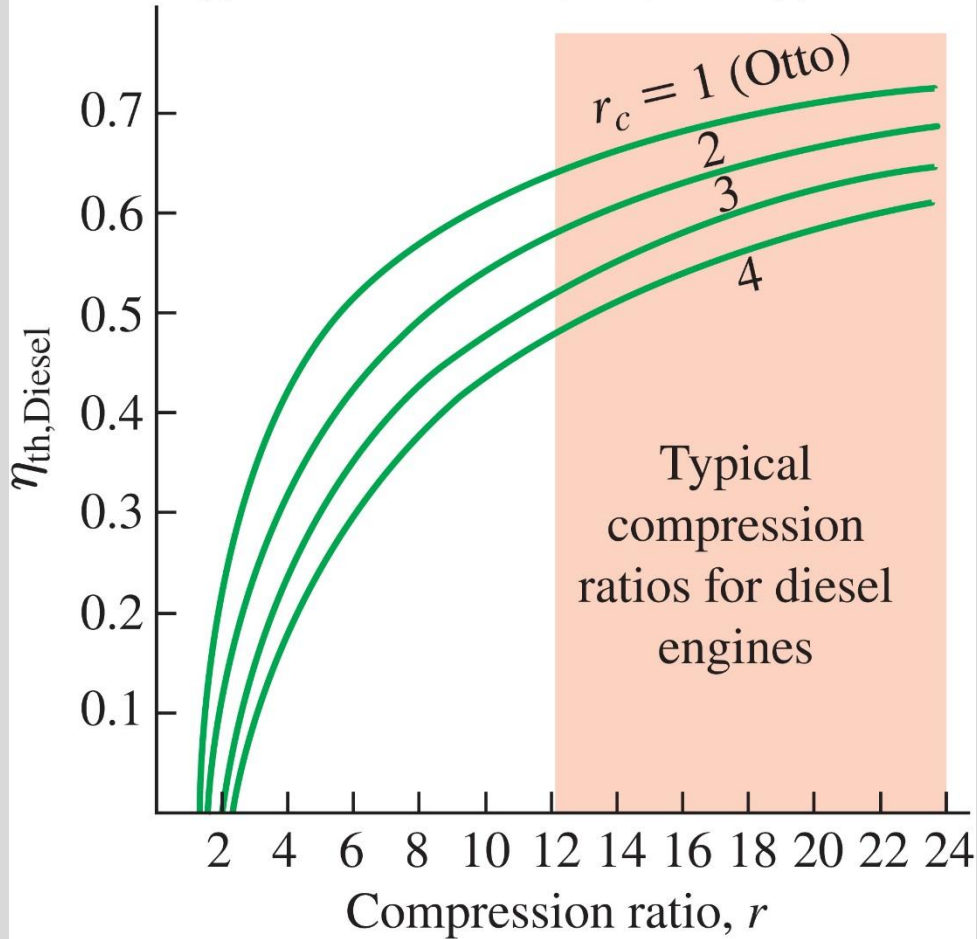
$$\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

### FIGURE 9–22

$T$ - $s$  and  $P$ - $v$  diagrams for the ideal Diesel cycle.

$$\eta_{th,Otto} > \eta_{th,Diesel}$$

aynı sıkıştırma oranı için

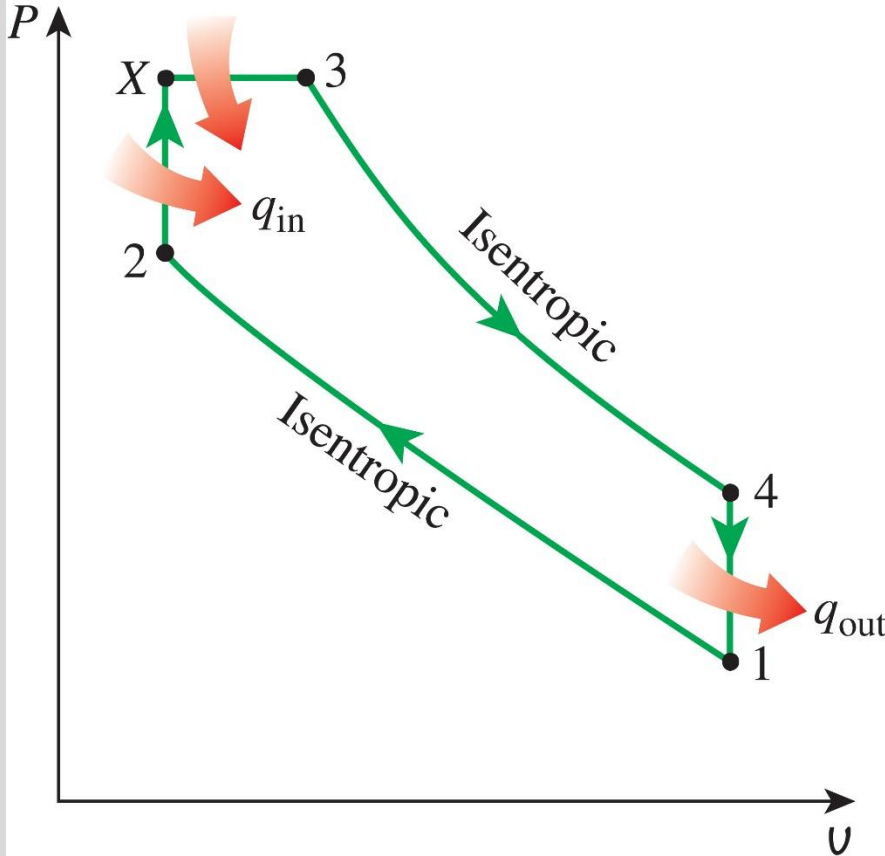


**FIGURE 9–23**

İdeal Diesel çevriminin ısı veriminin, sıkıştırma oranına ve kesme oranına göre değişimi ( $k = 1.4$ ).

**Karma çevrim:** Sıkıştırma ateşlemeli yüksek hızlı motorlar için daha gerçekçi ideal çevrim.

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.



**FIGURE 9–24**

*İdeal karma (ikili) çevrimin P-v diyagramı.*

Modern yüksek hızlı sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, yanma odasına yakıt ilk dizel motorlara göre çok daha erken enjekte edilir.

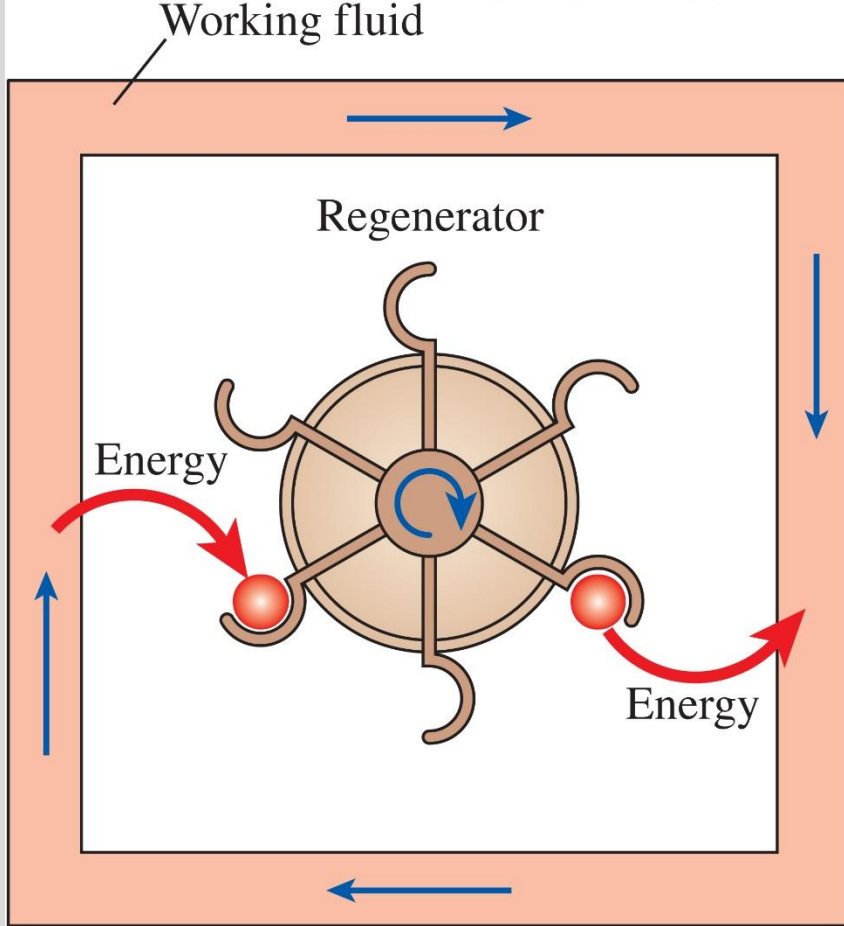
Yakıt, sıkıştırma strokunda geç tutuşmaya başlar ve sonuç olarak yanmanın bir kısmı neredeyse sabit hacimde meydana gelir.

Yakıt enjeksiyonu, piston üst ölü noktaya ulaşana kadar devam eder ve yakıtın yanması basıncı genişleme stroğunda yüksek tutar.

Bu nedenle, tüm yanma işlemi, sabit hacimli ve sabit basınçlı işlemlerin bir kombinasyonu olarak daha iyi modellenebilir.

# STIRLING VE ERICSSON ÇEVİRİMLERİ

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.



**FIGURE 9-26**

Rejeneratör, iş akışkanından çevrimin bir bölümünde enerji alıp, diğer bir bölümünde bu enerjiyi iş akışkanına (faizsiz olarak) tekrar geri veren bir ısı değiştiricisidir.

## Stirling cycle

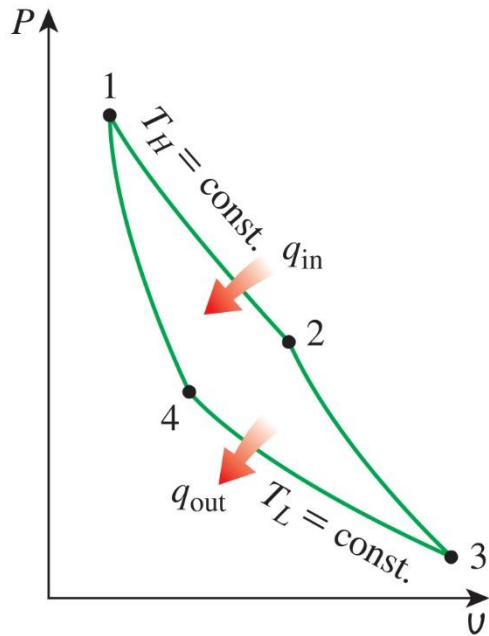
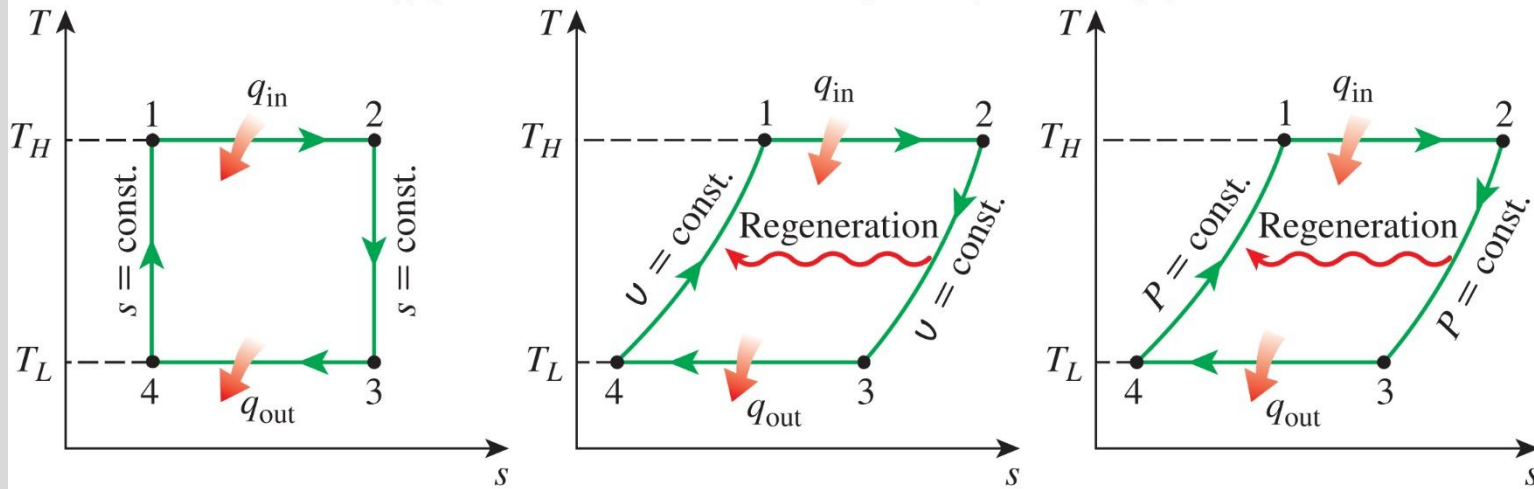
1-2  $T = \text{constant}$  genişleme (dış kaynaktan sisteme ısı girişi)

2-3  $v = \text{constant}$  rejenerasyon (iş akışkanından rejeneratöre sistem içi ısı geçişi)

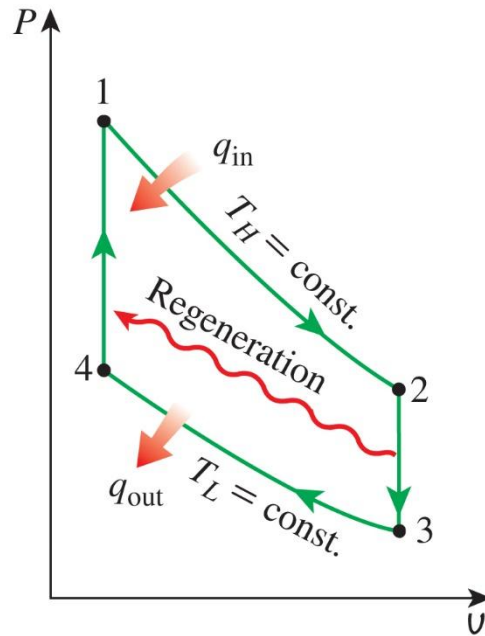
3-4  $T = \text{constant}$  sıkıştırma (sistemden dış ortamdaki kuyuya ısı atılışı)

4-1  $v = \text{constant}$  rejenerasyon (rejeneratörden iş akışkanına sistem içi ısı geçişi)

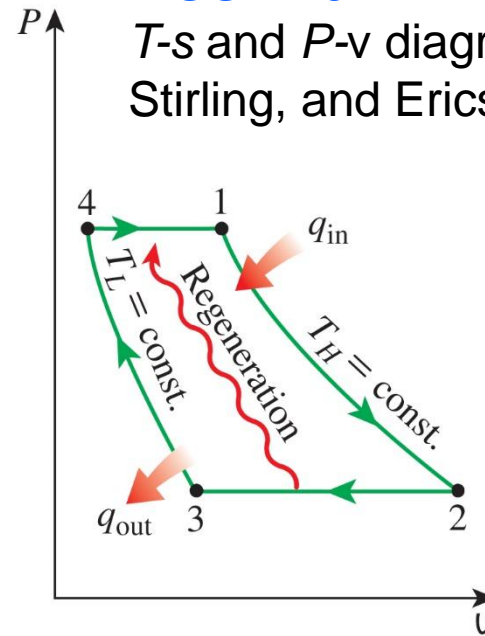




(a) Carnot cycle

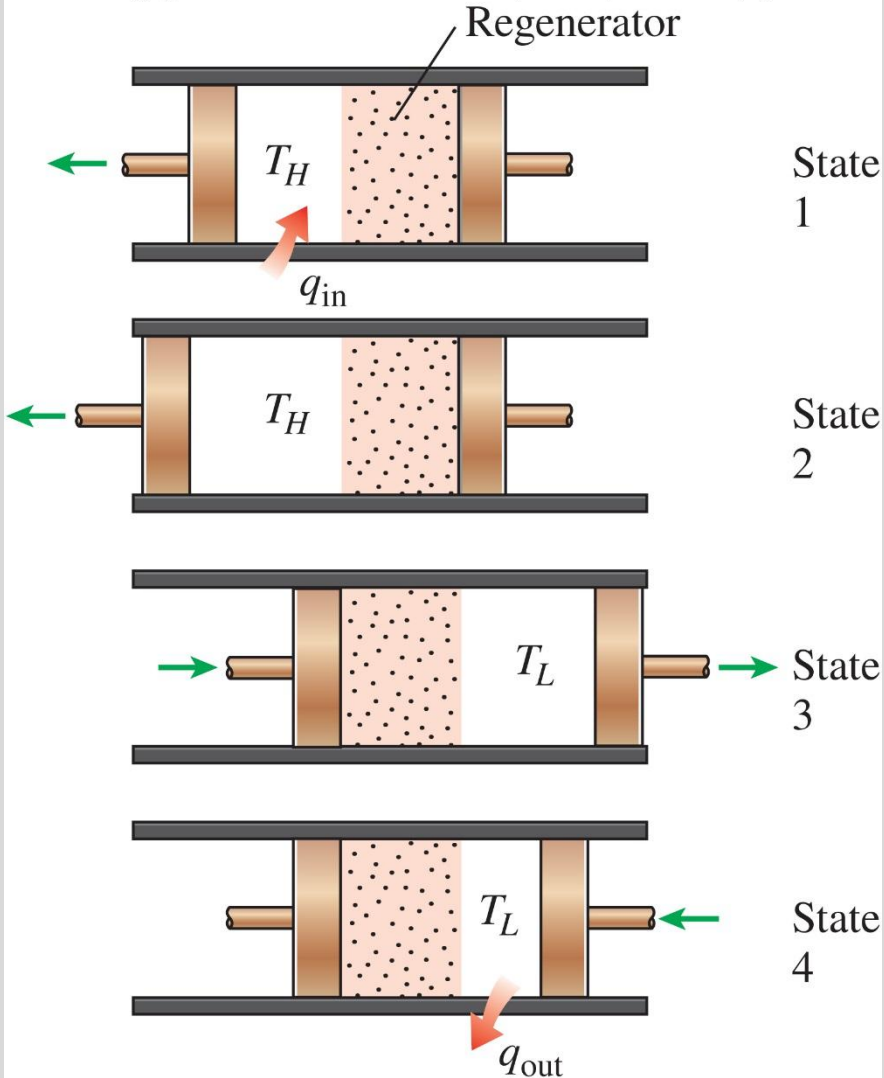


(b) Stirling cycle



(c) Ericsson cycle

**FIGURE 9-27**  
 $T-s$  and  $P-v$  diagrams of Carnot, Stirling, and Ericsson cycles.



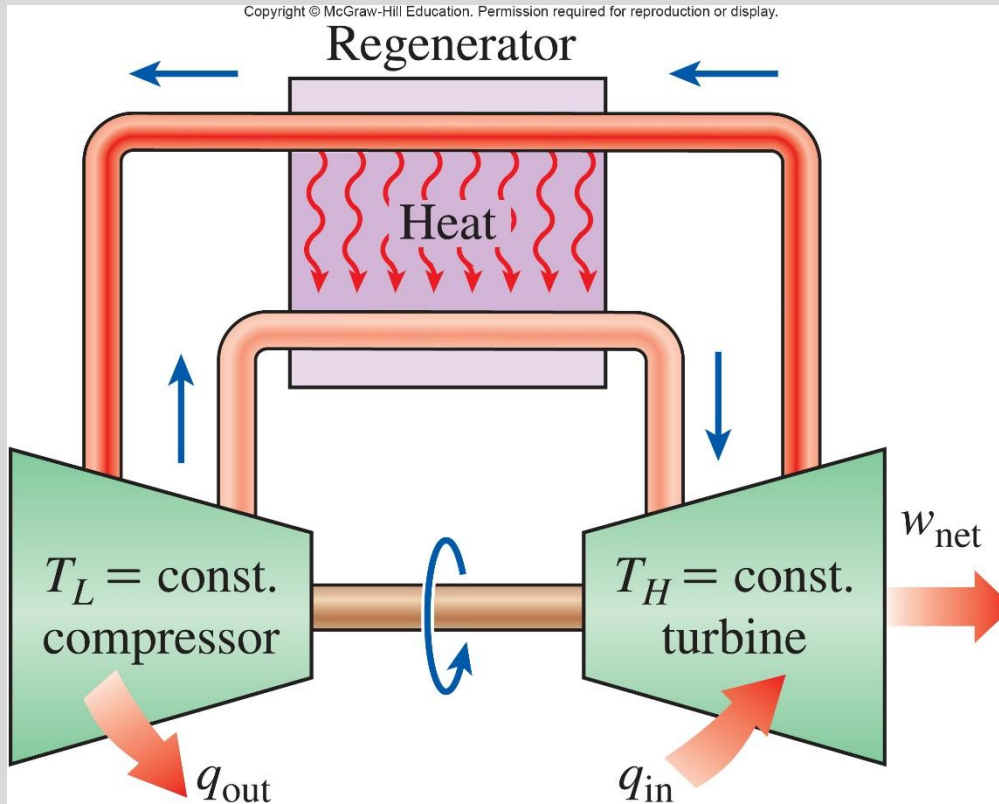
**FIGURE 9–28**  
Stirling çevriminin işleyişi.

Hem Stirling hem de Ericsson çevrimleri, Carnot çevrimi gibi tamamen tersinirdir ve bu nedenle:

$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Ericsson} = \eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Stirling ve Ericsson çevrimlerinin verdiği mesaj şudur:  
*Rejenerasyon verimliliği artırabilir.*

Ericsson çevrimi, Stirling çevrimine çok benzerdir. Stirling çevriminde yer alan iki sabit hacimdeki hal değişiminin yerini bu çevrimde iki sabit basınçta hal değişimi almaktadır.



**FIGURE 9–29**

Sürekli-akışlı bir Ericsson motoru.

# BRAYTON ÇEVİRİMİ: GAZ TÜRBİNLERİ İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

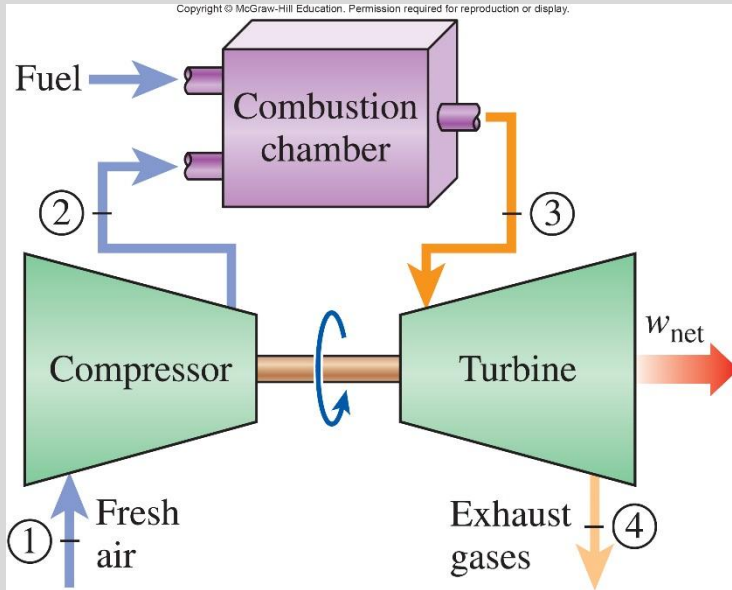
Yanma işleminin yerini sabit basınçta bir dış kaynaktan ısı girişi, egzoz işleminin yerini de sabit basınçta çevre havaya ısı atılması işlemi alır. İş akışkanının kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal bir çevrim.

1-2 İzantropik sıkıştırma (bir kompresörde)

2-3 Sabit basınçta ısı girişi

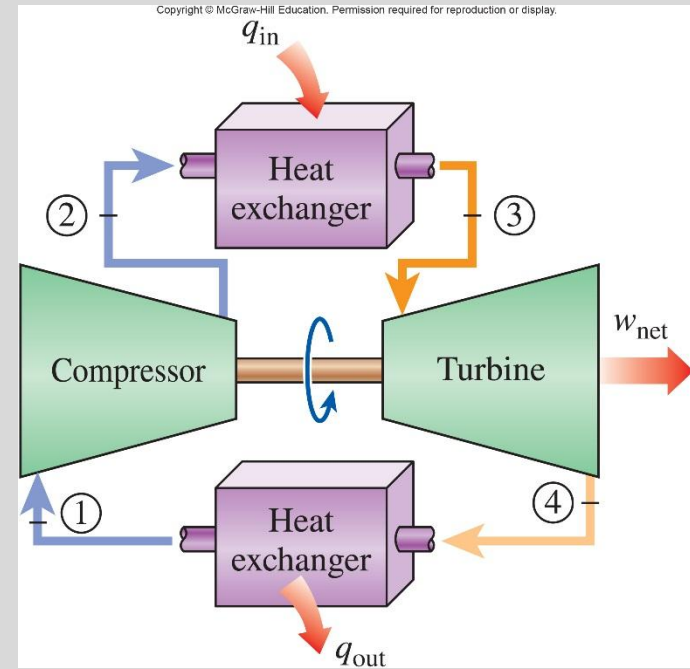
3-4 İzantropik genişleme (bir türbinde)

4-1 Sabit basınçta ısı çıkışı



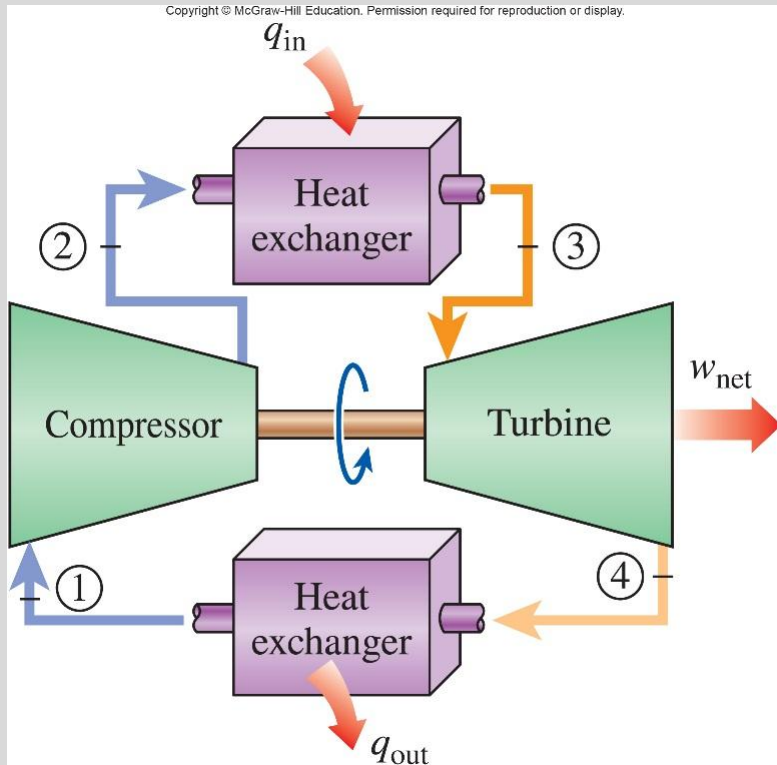
**FIGURE 9–30**

Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini.

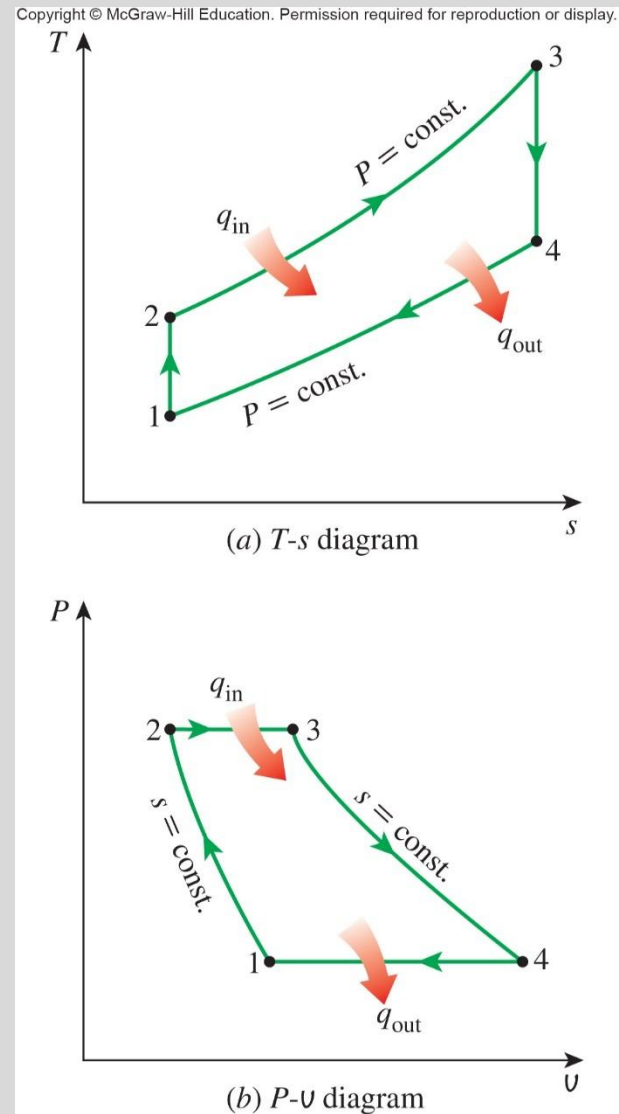


**FIGURE 9–31**

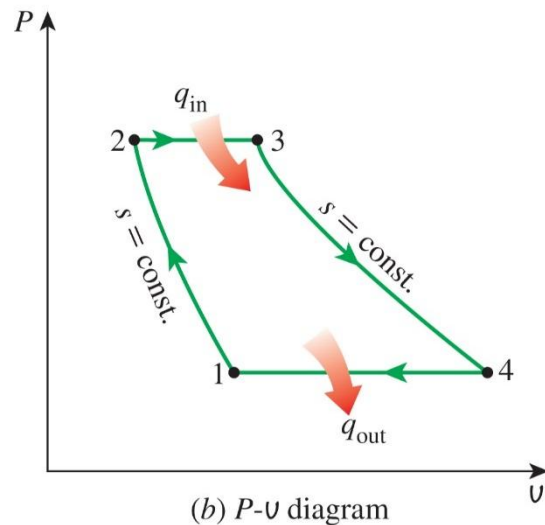
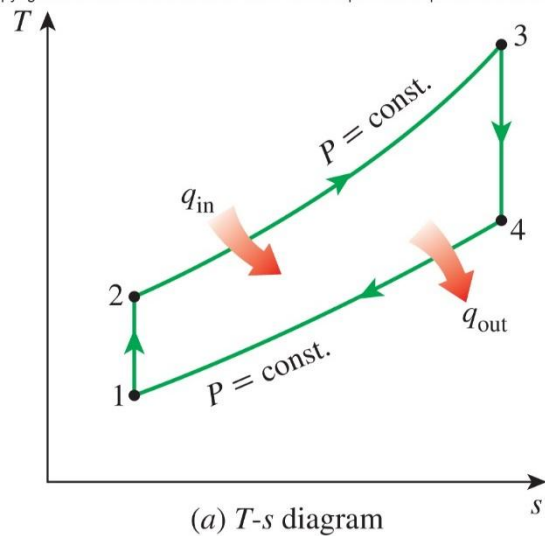
Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



**FIGURE 9–31**  
A closed-cycle gas-turbine engine.



**FIGURE 9–32**  
 $T$ - $s$  and  $P$ - $v$  diagrams for the ideal  
Brayton cycle.



$$(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) + (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) = h_{\text{exit}} - h_{\text{inlet}}$$

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

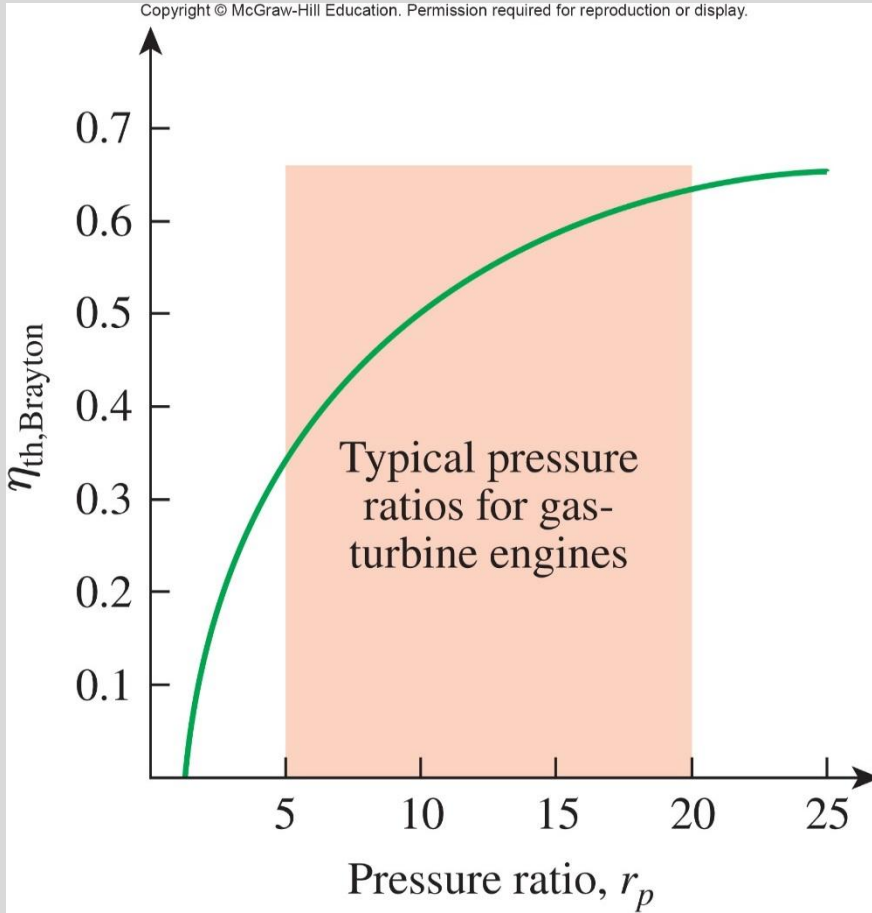
$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Basınç oranı}$$

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

**FIGURE 9–32**

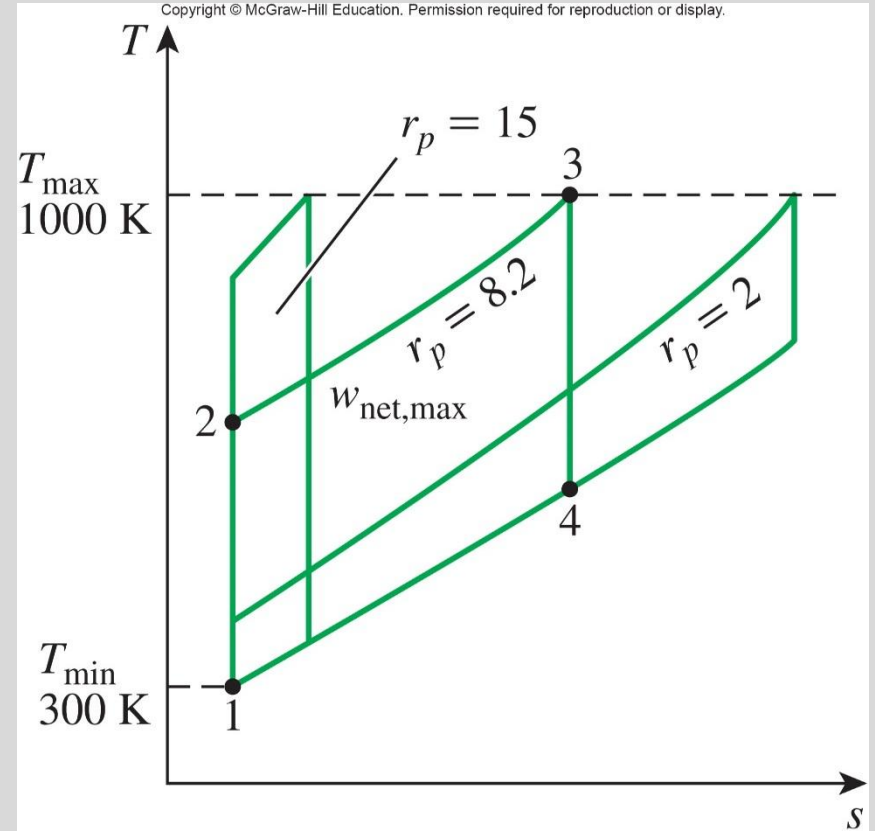
*İdeal Brayton çevriminin  $T$ - $s$  ve  $P$ - $v$  diyagramları.*





**FIGURE 9–33**

İdeal Brayton çevriminin ısı veriminin basınç oranına göre değişimi.



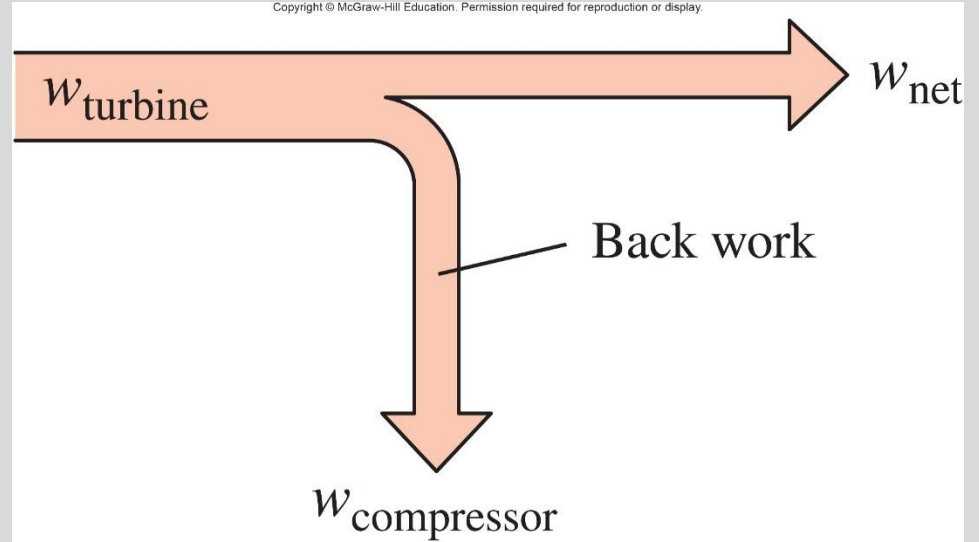
**FIGURE 9–34**

Belirli  $T_{\min}$  and  $T_{\max}$  için Brayton çevriminin net işi artan basınç oranıyla önce artar,  $r_p = (T_{\max}/T_{\min})^{k/[2(k-1)]}$ , basınç oranında en yüksek değerine ulaşır ve sonra tekrar azalır.

Gaz türbinleri günümüzde yaygın olarak *uçaklarda* ve *elektriksel güç üretiminde* kullanılmaktadır.

Çevrimdeki en yüksek sıcaklık yanma sonunda (3 halinde) oluşmaktadır ve türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu kısıtlama çevrimin basınç oranını da sınırlamaktadır.

Gaz türbinlerinde hava, yakıtın yanması için gerekli oksitleyiciyi sağlar ve çeşitli elemanlardaki sıcaklıkları güvenli sınırlar içinde tutabilmek için soğutucu görevi yapar. İkinci işlevin yerine getirilebilmesi için, gaz türbinlerinde tam yanma için gerekenden daha fazla hava kullanılır. Kütlesel hava-yakıt oranının 50 veya üzerinde olması olağandır.



**FIGURE 9–35**

Kompresörü çalıştırmak için kullanılan işin türbin işine oranına, geri iş oranı denir.

# Gaz Türbinlerinin Gelişimi

1. Türbin giriş (veya yanma) sıcaklığının artırılması
2. Turbomakinelerin verimlerinin artırılması (turbines, compressors):
3. Temel çevrimde bazı değişikliklerin yapılması(intercooling, regeneration or recuperation, and reheating).

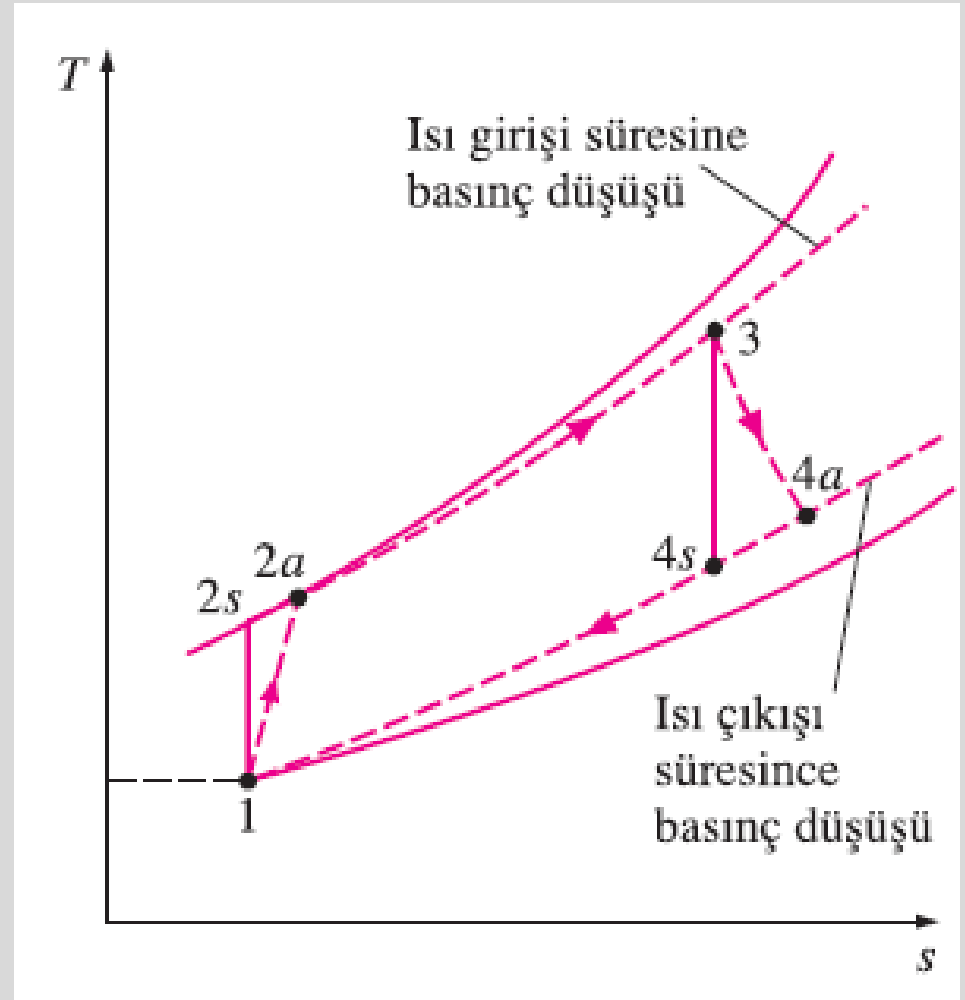
# Gerçek Gaz Türbini Çevriminin İdeal Çevrimden Farklılığı

**Sebepleri:** Türbin ve kompresörlerdeki tersinmezlikler, basınç düşüşleri, ısı kayıpları.

Isentropic efficiencies of the compressor and turbine

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$



**FIGURE 9–37**

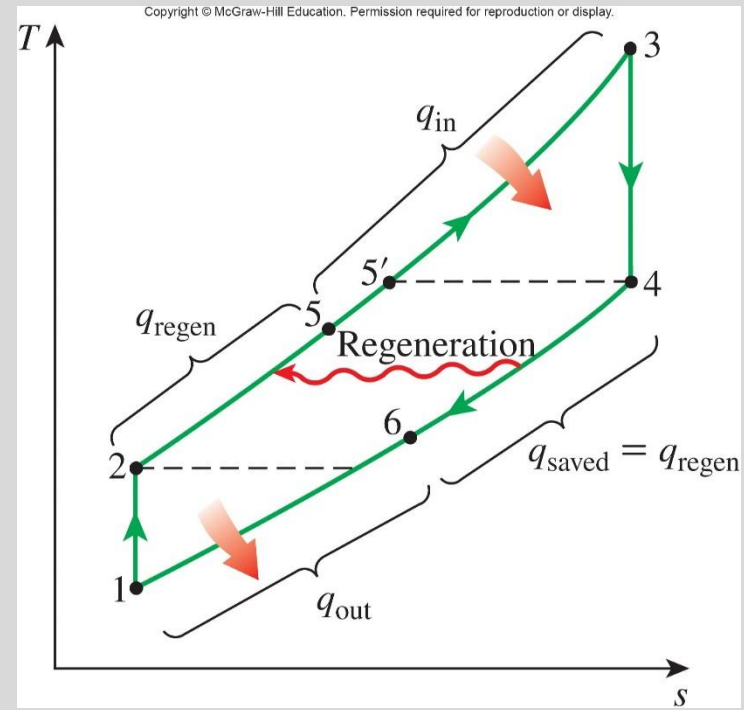
Gerçek gaz türbini çevriminin tersinmezlik nedeniyle ideal Brayton çevriminden sapması.

# REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

Gaz türbinlerinde türbinden çıkan egzoz gazlarının sıcaklığı, genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından çok daha yüksektir.

Kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava **rejeneratör** veya **rekuperatör** adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılabilir.

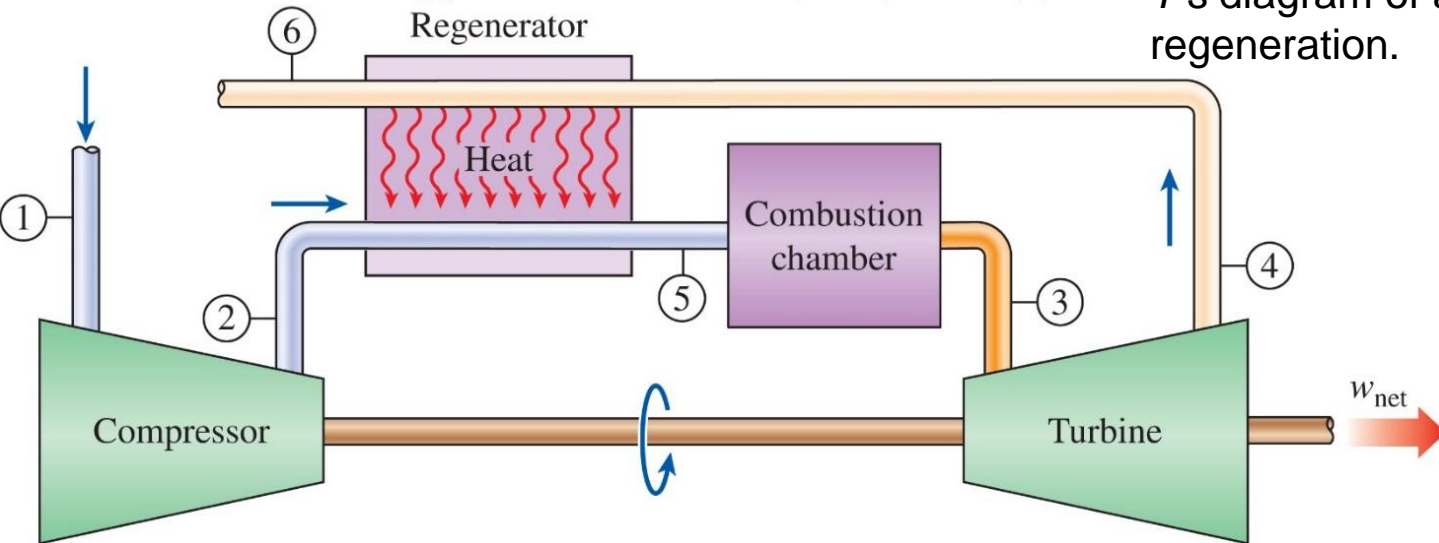
Brayton çevriminin ısı verimi **rejeneratör** kullanımıyla artar. Çünkü aynı net işi elde etmek için çevrime verilmesi gereken ısı (ve dolayısıyla yakıt) gereksinimi azalır.



**FIGURE 9-40**

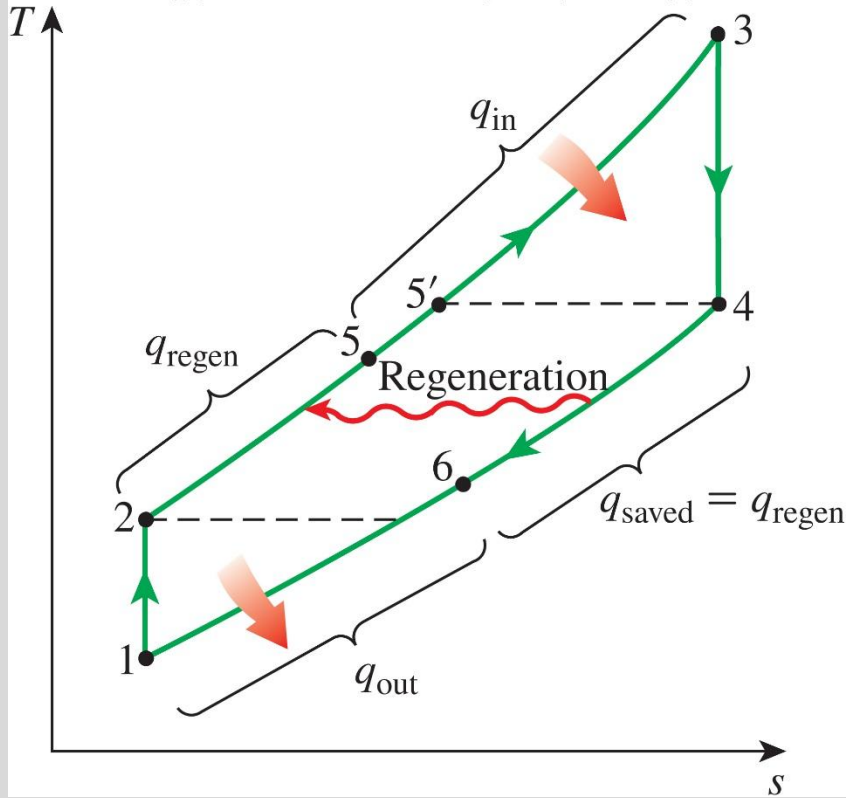
T-s diagram of a Brayton cycle with regeneration.

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.



**FIGURE 9-39**

A gas-turbine engine with regenerator.



**FIGURE 9–40**

*T-s* diagram of a Brayton cycle with regeneration.

Isıl verimi, basınç oranı yanında çevrimin en düşük sıcaklığının en yüksek sıcaklığına oranına da bağlıdır.

Rejenerasyon en düşük basınç oranlarında ve en düşük sıcaklığın en yüksek sıcaklığa oranlarının en küçük olduğu durumlarda çok etkilidir.

$$q_{\text{regen,act}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{regen,max}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

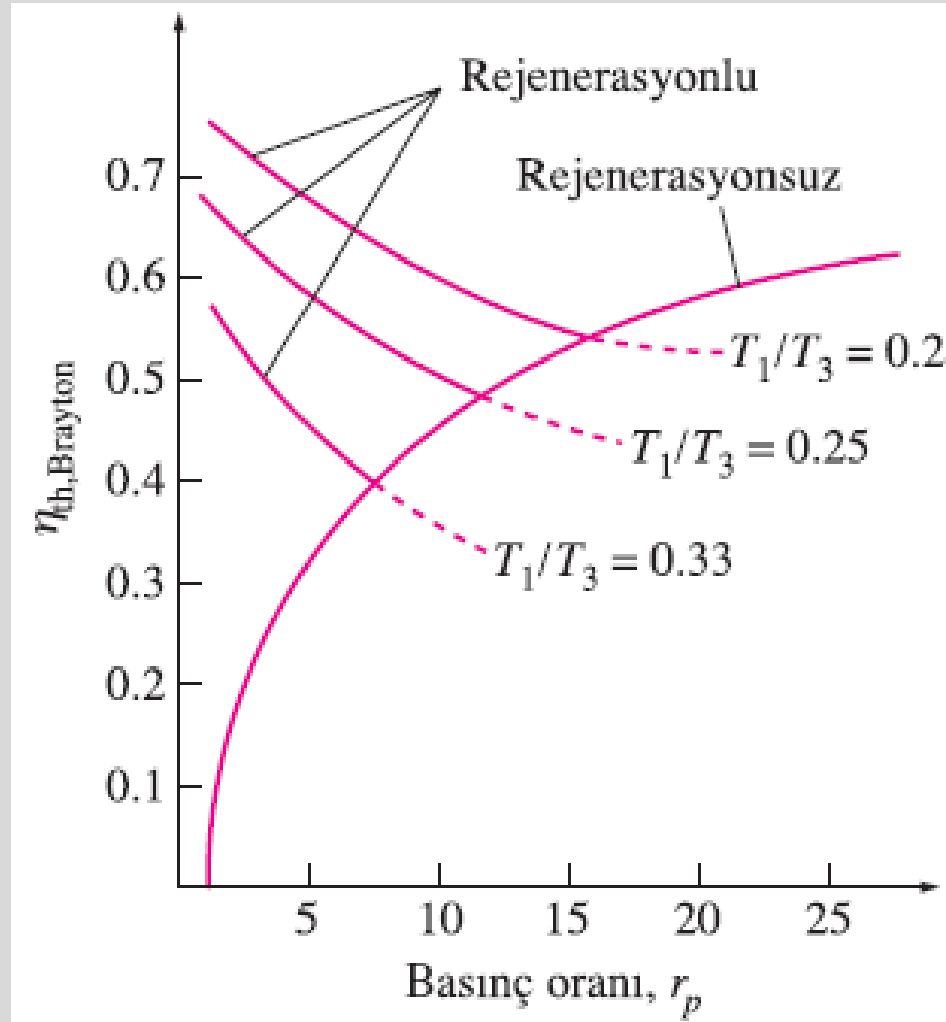
$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,act}}}{q_{\text{regen,max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad \text{Rejeneratör etkenliği}$$

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad \text{Soğuk hava standardı kabulleriyle etkenlik}$$

$$\eta_{\text{th,regen}} = 1 - \left( \frac{T_1}{T_3} \right) (r_p)^{(k-1)/k}$$

Soğuk hava kabulleri tesiriyle

Yüksek basınç oranlarında rejenerasyon kullanılabilir mi?



**FIGURE 9-41**

Rejenerasyonlu ve rejenerasyonsuz ideal Brayton çevrimi ısı verimi.



# ARA SOĞUTMALI, ARA ISITMALI VE REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

Kompresöre giren işin azaltılması ve türbinden elde edilen işin maksimuma çıkarmak için:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{and} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

Copyright © McGraw-Hill Education. Permission required for reproduction or display.

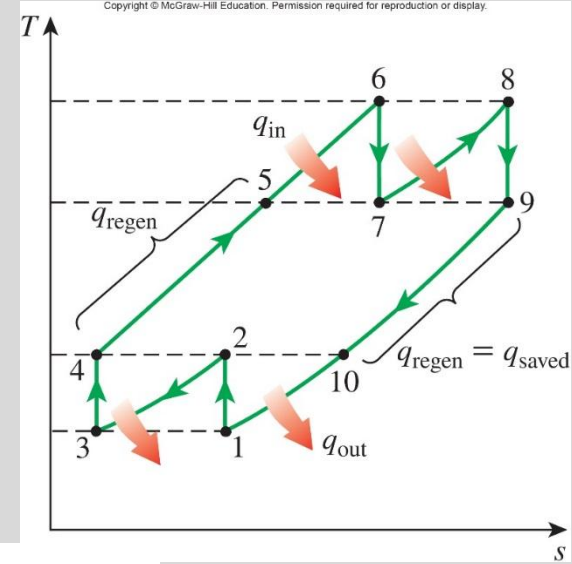
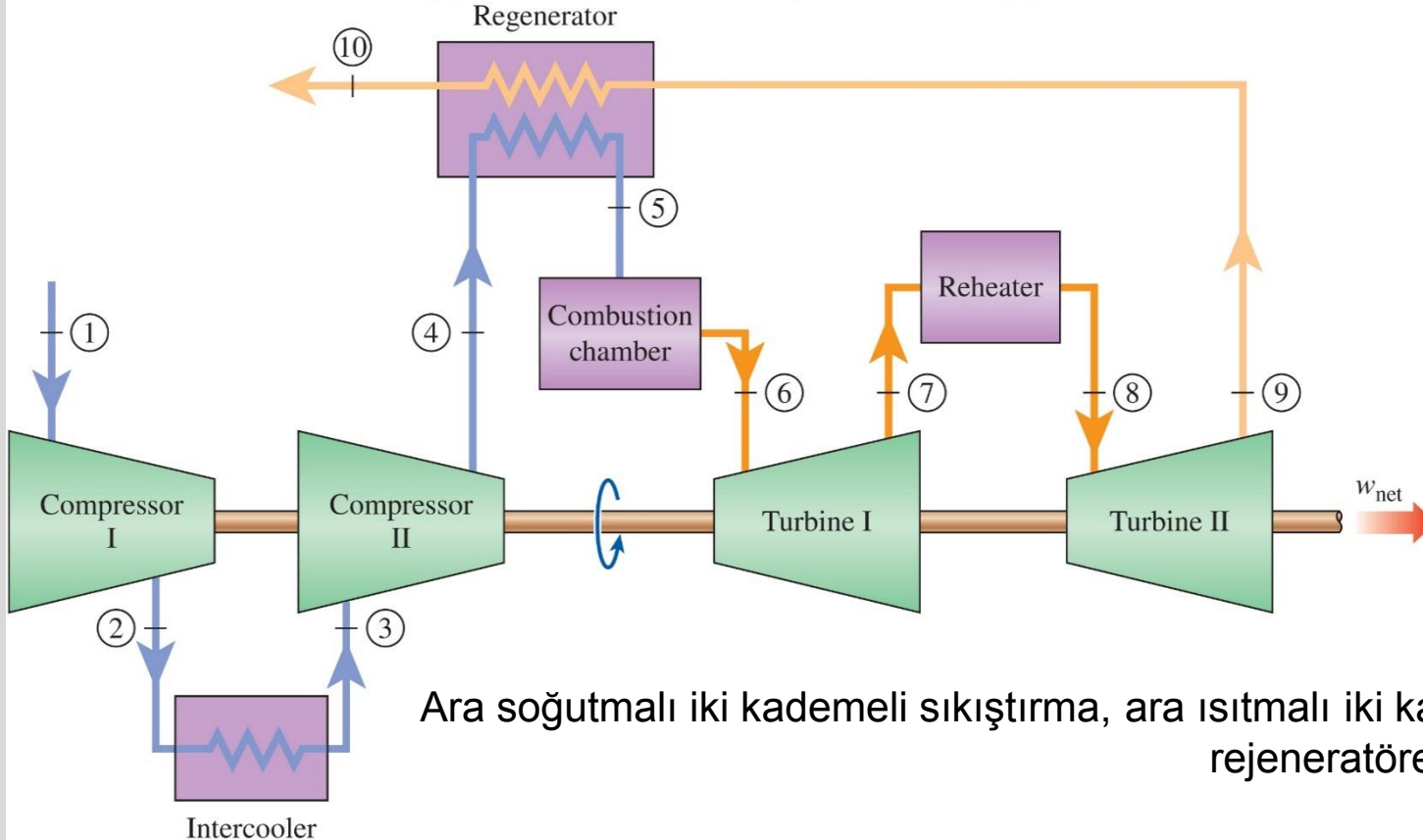


FIGURE 9-44

Ara soğutmalı iki kademeli sıkıştırma, ara ısıtmalı iki kademeli genişleme ve rejeneratöre sahip bir gaz türbini.

### Ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma:

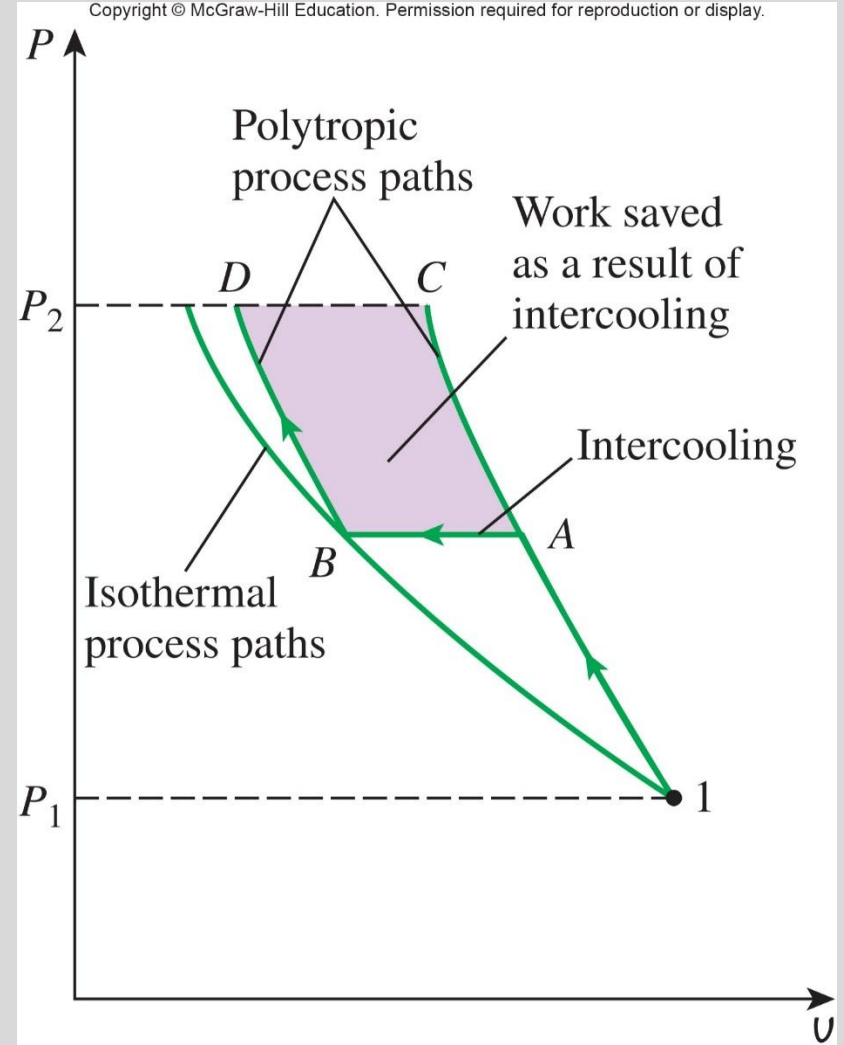
Belirli iki basınç değeri arasında bir gazın sıkıştırılması için gereken işin, sıkıştırma işleminin kademeli olarak yapılması ve bu kademeler arasında gaza soğutma uygulanmasıyla yani, *ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma* yapılmasıyla azaltılabilir.

### Ara ısıtmalı çok kademeli genişleme:

İki basınç seviyesi arasında çalışan bir türbinden elde edilen iş, genişleme işleminin kademeli olarak gerçekleştirilmesi ve bu kademeler arasında gaza ısıtma uygulanmasıyla yani *ara ısıtmalı çok kademeli genişleme* yapılmasıyla artırılabilir.

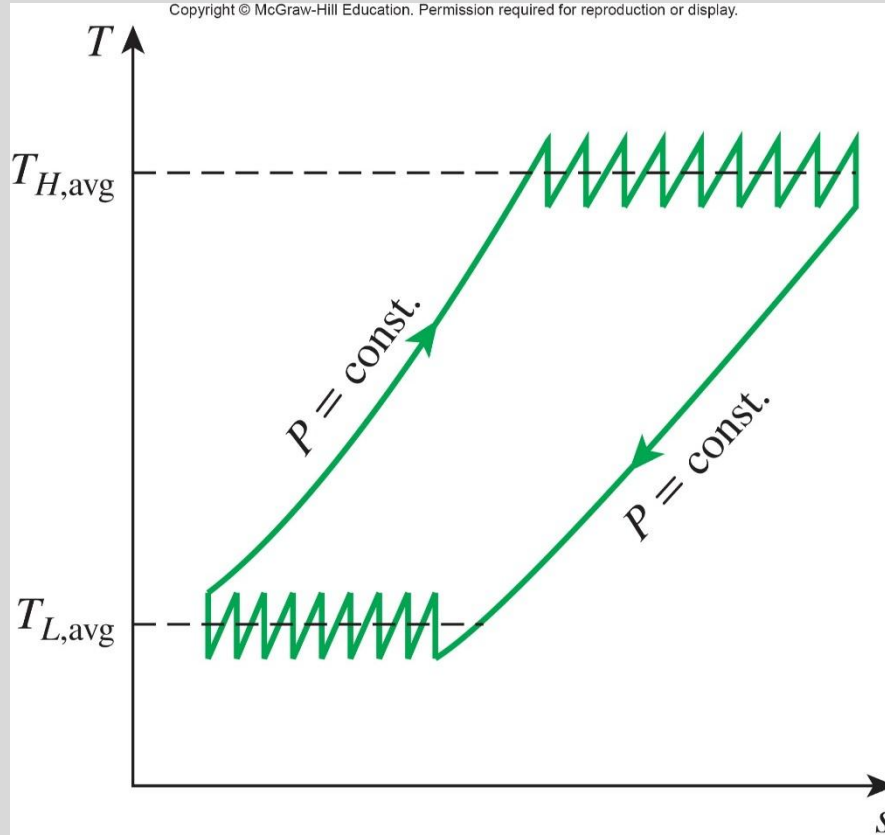
**Ara ısıtma ve soğutma:** Gerçekte ara soğutma ve ara ısıtma, rejenerasyonla birlikte uygulanmadığında ısı verim her zaman azalır.

**Neden?**



**FIGURE 9–43**

Tek kademeli bir kompresör (1AC) ile ara soğutmalı iki kademeli bir kompresör (1ABD) için gerekli işin karşılaştırılması.



**FIGURE 9–46**

Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü gaz türbini çevriminde sıkıştırma ve genişleme kademeleri sayısı arttıkça Ericsson çevrimine yaklaşılr.

# İDEAL TEPKİLİ ÇEVİRİMLER

Hafif ve küçük olduklarından ve güç/ağırlık oranları yüksek olduğundan, gaz türbinleri uçaklarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Uçaklarda kullanılan gaz türbinleri, **tepkili çevrim** adıyla bilinen açık bir çevrime göre çalışırlar.

İdeal tepkili çevrim, basit ideal brayton çevrimine benzer. Ancak tepkili çevrimde gazlar, türbinde çevre basıncına kadar genişletilmezler. Bunun yerine türbindeki genişleme, sadece kompresörü ve küçük bir jeneratör ile hidrolik pompalar gibi diğer yardımcı donanımları çalıştırmaya yetecek gücü sağlayacak basınca kadar yapılır.

Tepkili çevrimin net işi sıfırdır. Türbinden çıkan yüksek basınçlı gazlar bir lülede genişleyerek hız kazanır ve uçağı itecek tepkiyi sağlar.

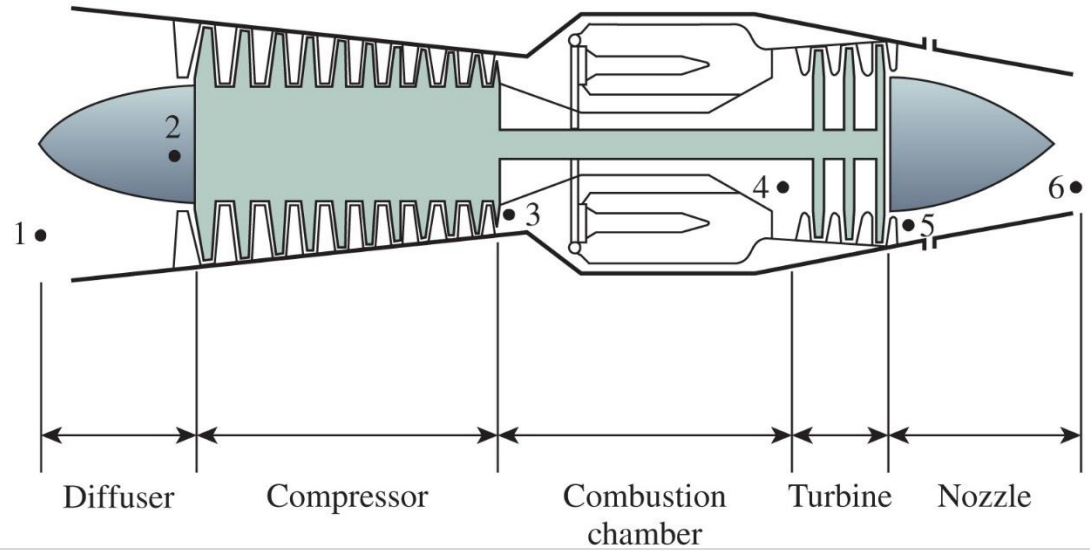
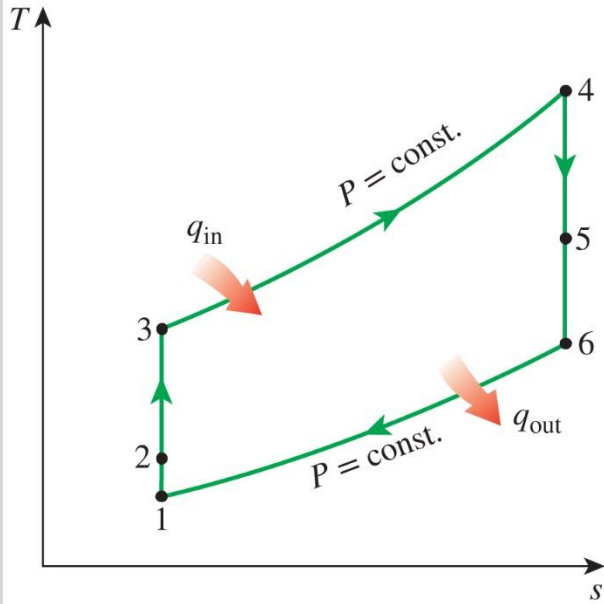
Uçağın hareketi, bir akışkanın, uçağın gidiş yönüne ters yönde ivmelendirilmesiyle sağlanır. Bu işlem, büyük bir akışkan kütlelerinin yavaş bir şekilde ivmelendirilmesiyle (**pervaneli motor**) veya az bir akışkan kütlelerine büyük bir ivme kazandırılmasıyla (**jet** veya **turbojet** (**tepkili motor**)) olabildiğı gibi, her iki yöntemin birlikte uygulanmasıyla (**turboprop motor**) da olabilir.



© Yunus Çengel

### **FIGURE 9–48**

Jet motorlarında, türbinden çıkan yüksek sıcaklık ve basıncıdaki gazlar bir lülede ivmelendirilerek tepki üretilir.



**FIGURE 9–49**

Bir tepkili motorun başlıca bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı.

## İtme (itme kuvveti)

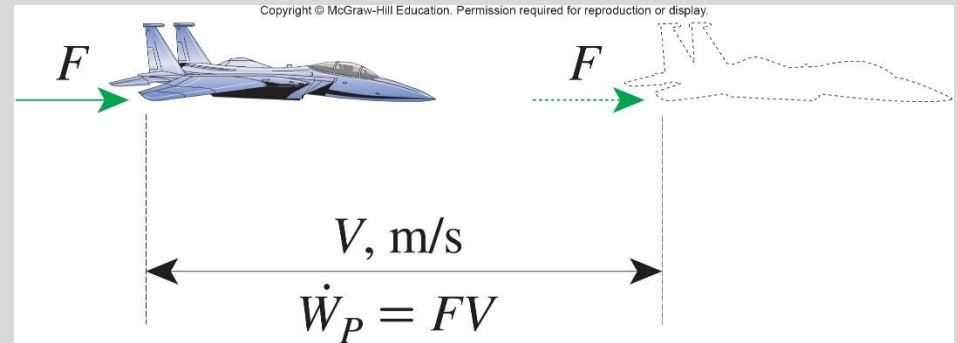
$$F = (\dot{m}V)_{\text{exit}} - (\dot{m}V)_{\text{inlet}} = \dot{m}(V_{\text{exit}} - V_{\text{inlet}}) \quad (\text{N})$$

## İtici güç

$$\dot{W}_P = FV_{\text{aircraft}} = \dot{m}(V_{\text{exit}} - V_{\text{inlet}})V_{\text{aircraft}} \quad (\text{kW})$$

## Tepki verimi

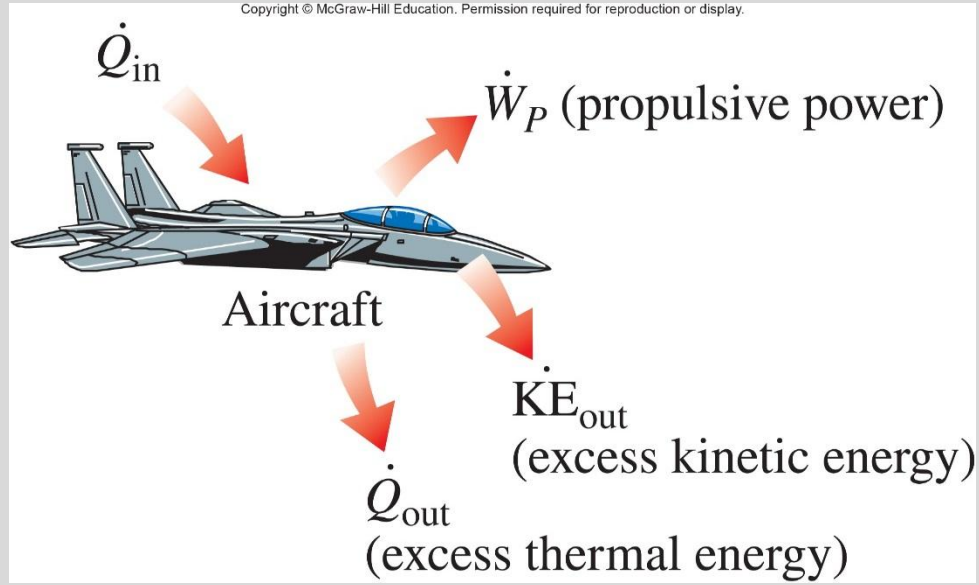
$$\eta_P = \frac{\text{Propulsive power}}{\text{Energy input rate}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$



**FIGURE 9–50**

Tepki gücü, birim zamanda bir mesafe boyunca uçağa etki eden kuvvettir.





**FIGURE 9–52**

Uçağa sağlanan enerji (yakıtın yakılmasıyla) değişik biçimlere dönüşür.

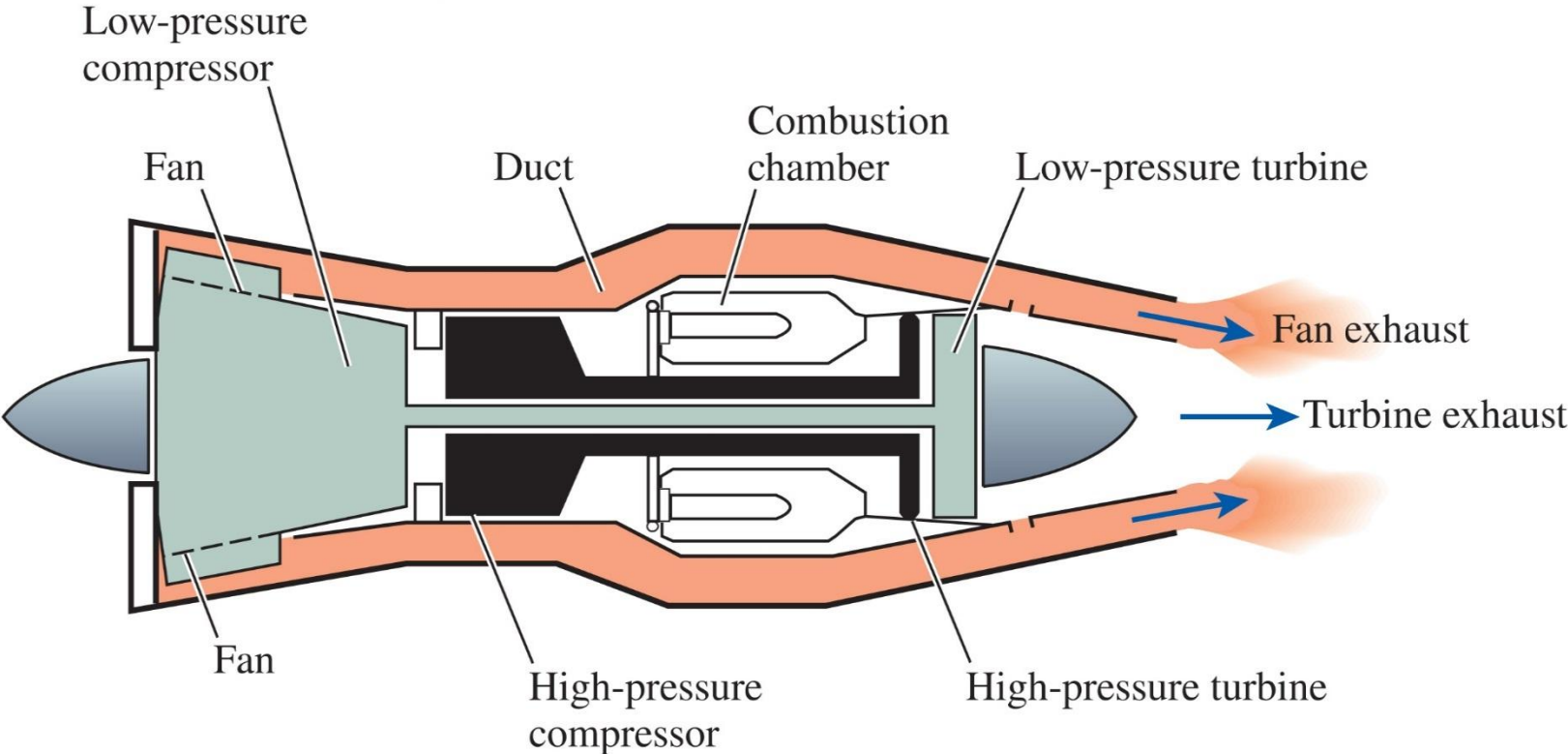
## Tepkili Motorlardaki Gelişmeler

Birinci kuşak uçaklar, otomobil motorlarına çok benzeyen motorlarla çalışan pervaneli uçaklardı.

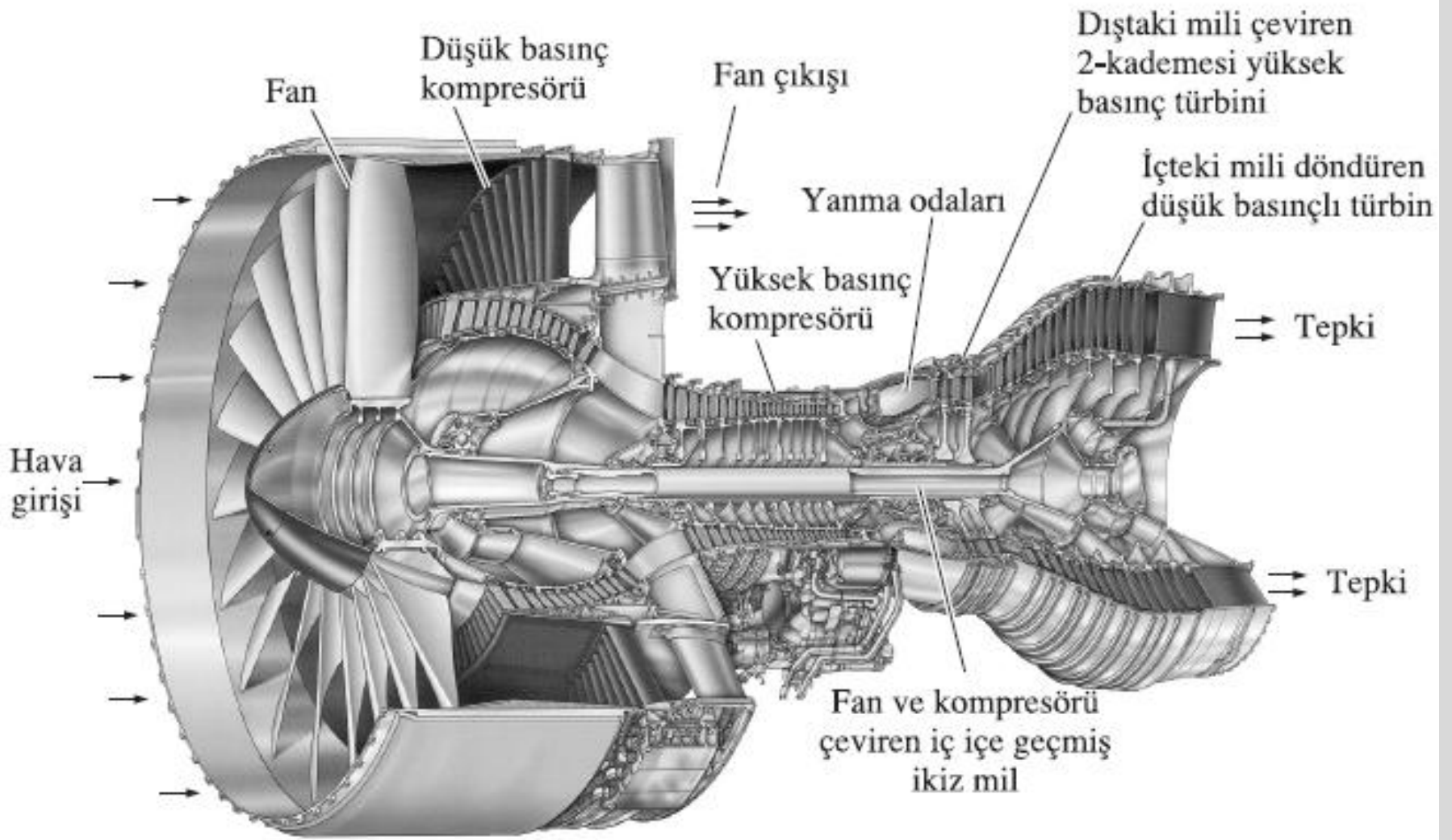
Pervaneli ve tepkili motorların kendilerine has üstünlükleri ve eksik yanları vardır. Her iki motorun üstün yanlarını tek bir motorda birleştirmeye yönelik çabalar da olmuştur.

Bu yönde sağlanan gelişmelerden ikisi *propjet motoru* ve *turbofan motoru* olarak bilinir.

Günümüzde en yaygın olarak kullanılan uçak motoru *turbofan* (veya *fanjet*) motorudur. Bu motorda türbine bağlı büyük bir fan (pervane) Şekil 9-53 ve Şekil 9-54'te görüldüğü gibi, oldukça yüksek debide havayı, tepkili motoru çevreleyen bir kanalda akmaya zorlar.



**FIGURE 9-53**  
Turbofan motoru.

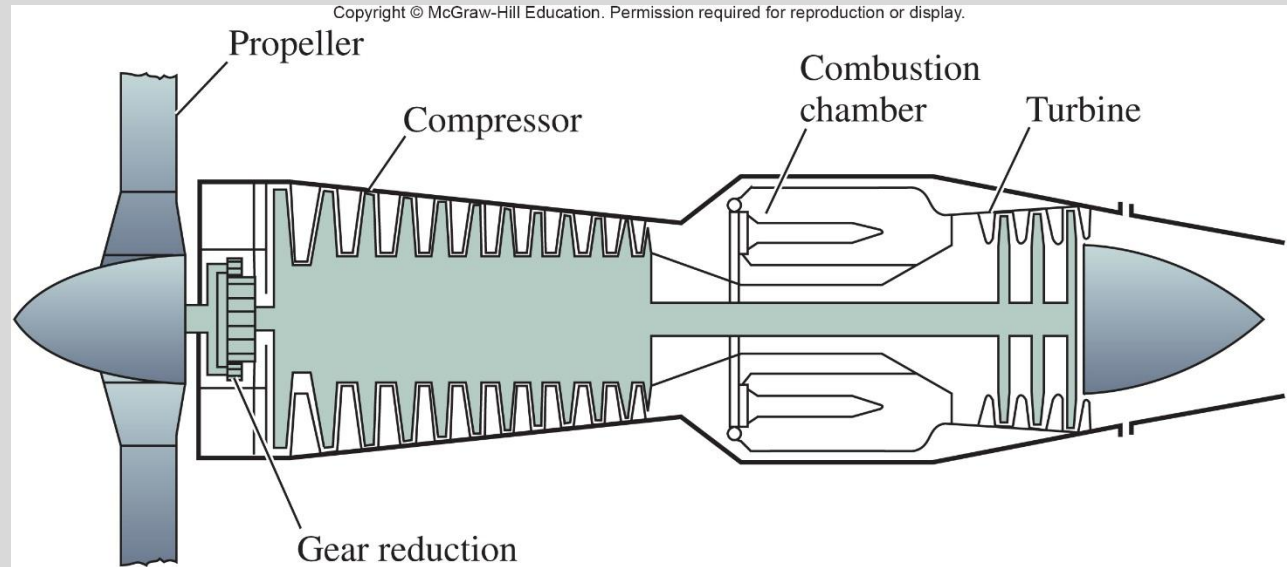


**FIGURE 9–54**

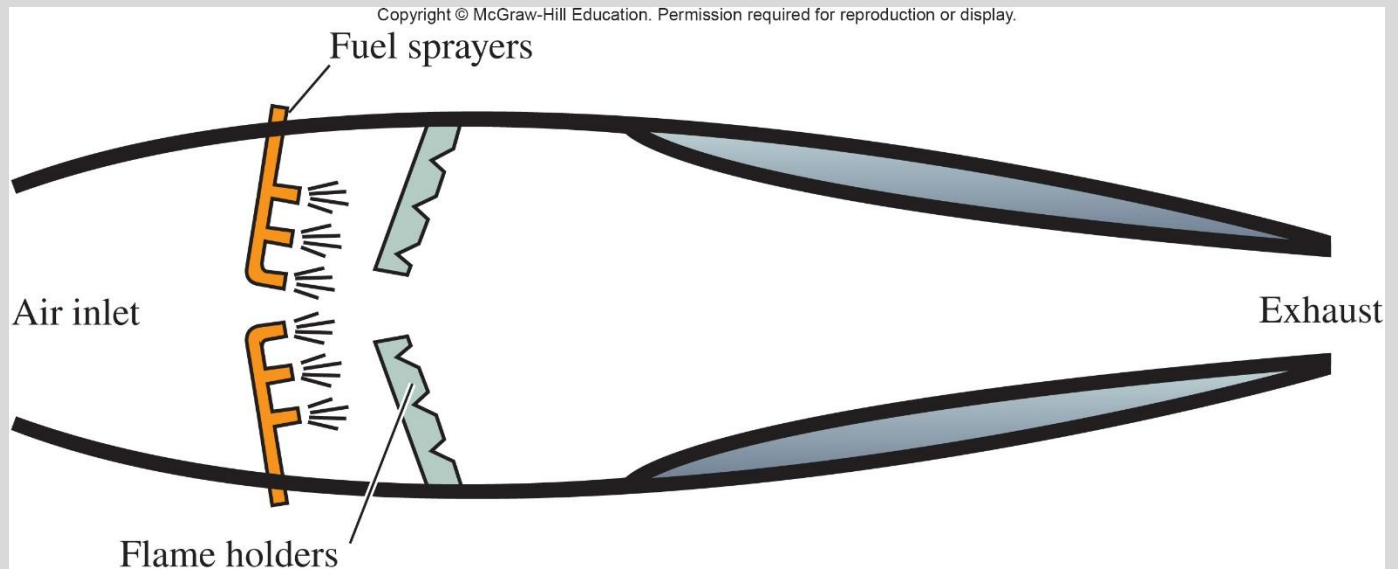
Boeing 777 uçağında kullanılan modern bir jet motoru. 84000 pound değerinde tepki kuvveti oluşturan bir Pratt & Whitney PW4084 tipi turbofan. Uzunluk: 4.87 m (192 in), Fan çapı: 2.84 m (112 in), Kütle: 6800 kg (15000 lbm).

## Çeşitli motor tipleri :

Turbofan, Propjet, Ramjet, Sacramjet, Rocket



**FIGURE 9–55**  
A turboprop engine.



**FIGURE 9–56**  
A ramjet engine.

# GAZ AKIŞKANLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

$$\begin{aligned} X_{\text{dest}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0 (\Delta S_{\text{sys}} - S_{\text{in}} + S_{\text{out}}) \\ &= T_0 \left[ (S_2 - S_1)_{\text{sys}} - \frac{Q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} + \frac{Q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} \right] \quad (\text{kJ}) \end{aligned}$$

Kapalı sistemler için ekserji kaybı

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0 (\dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}) = T_0 \left( \sum_{\text{out}} \dot{m} s - \sum_{\text{in}} \dot{m} s - \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} \right) \quad (\text{kW})$$

Sürekli akışlı sistem için ekserji kaybı

$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0 \left( s_e - s_i - \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} + \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Sürekli akışlı, bir giriş, bir çıkış

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left( \sum \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Bir çevrim için ekserji kaybı

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left( \frac{q_{\text{out}}}{T_L} - \frac{q_{\text{in}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Yalnızca iki ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan çevrim için tersinmezlik

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Kapalı sistem için ekserji

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Akış ekserjisi

Bu çevrimlerin ikinci-yasa çözümlemesi, tersinmezliklerin en çok nerelerde meydana geldiğini belirlemek ve geliştirilmelerine ışık tutmak bakımından önemlidir.



# Summary

- Güç çevrimlerinin analizinde temel kabuller
- Carnot çevrimi ve onun mühendislikteki önemi
- Hava standartı kabulleri
- Pistonlu motorlara genel bir bakış
- Otto çevrimi: Buji ateşlemeli motorların ideal çevrimi
- Diesel cycle: The ideal cycle for compression-ignition engines
- Dizel çevrim: Sıkıştırma ateşlemeli motorların ideal çevrimi
- Brayton çevrimi: Gaz türbinleri için ideal çevrim
- Rejeneratörlü Brayton çevrimi
- Ara soğutmalı ,ara ısıtmalı ve rejenaratörlü Brayton çevrimi
- Ideal tepkili çevrim
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci yasa analizi