

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	v
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KANUNLARI	1
1.1 Gerekli Tanımlamalar	3
1.2 Termodinamiğin Birinci Yasası.....	3
1.2.1 Kapalı Sistemler.....	5
1.2.2 Kontrol Hacimleri	8
1.3 Termodinamiğin İkinci Yasası	9
1.4 Entropi.....	12
1.5 Kullanılabilir Enerji	15
1.5.1 Kullanılabilir Enerji Dengesi.....	17
1.5.2 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi	17
1.5.3 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi	18
2. DOĞALGAZ VE ÖZELLİKLERİ	21
2.1 Enerji.....	21
2.2 Doğalgaz.....	22
3. TÜRKİYE VE DÜNYADA DOĞALGAZ.....	23
3.1 Dünyada Doğalgaz.....	23
3.2 Türkiye’de Doğalgaz	24
4. DOĞALGAZIN KİMYASAL ÖZELLİKLERİ	27
4.1 Doğalgazın Fiziksel Özellikleri	27
4.2 Doğalgaz İle İlgili Diğer Özellikler	28
5. LNG ÜRETİM ZİNCİRİ.....	29
5.1 LNG nin Depolanması	29
5.2 LNG Terminali	30
5.2.1 İskele	30

5.2.2	Boşaltma Kolları	30
5.2.3	Sıcaklık Kontrolü	31
5.2.4	Yoğuşturucu	31
5.2.5	Gazlaştırıcılar.....	31
5.2.6	Soğutucular.....	31
5.2.7	Gemi Boşaltma Kompresörleri	32
5.2.8	Ölçüm İstasyonu	32
5.2.9	Kokulandırma Birimi	33
5.2.10	Ateşleme Bacası.....	33
6.	DOĞALGAZIN SIVILAŞTIRILMASI.....	34
6.1	Tarihi Gelişim.....	34
6.2	Gazların Sıvılaştırılması.....	36
6.3	Sistem Performans Parametreleri	36
6.4	Termodinamik Açıdan İdeal Sistem	37
6.5	Düşük Sıcaklıklara Ulaşmak	40
6.6	Doğalgaz Sıvılaştırma Metotları.....	42
6.6.1	Cascade Sıvılaştırma Metodu	42
6.6.2	Linde Sıvılaştırma Metodu	45
6.6.3	Claude Sıvılaştırma Metodu	48
7	LİNDE METODUNUN 2. YASA ANALİZİ	51
8	CLAUDE METODUNUN 2.YASA ANALİZİ	55
9	KASKAT METODUNUN 2.YASA ANALİZİ	63
10	SONUÇLAR.....	72
	KAYNAKLAR	76
	EKLER	78
EK 1	Etilen Kızgın Buhar Tablosu.....	78
EK 2	Etilen Doymuş Buhar Tablosu	79
EK 3	Metan Doymuş Buhar Tablosu	80
EK 4	Metan Kızgın Buhar Tablosu	81
EK 5	Amonyak Sıcaklıklara Göre Doymuş Haller EK-VI Amonyak İçin Kızgın Buhar Tabloları.....	82
EK 6	Amonyak İçin Kızgın Buhar Tabloları.....	83
	ÖZGEÇMİŞ	84

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
A	Konveksiyonla ısı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı ($kJ/kg.K$)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı ($kJ/kg.K$)
E	Enerji (kJ)
e	Özgül enerji (kJ/kg)
g	Yerçekimi ivmesi(m/s^2)
H	Entalpi (kJ)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
I	Elektrik akımı (A)
KE	Kinetik enerji (kJ)
k_t	Isı iletim sayısı ($W/m^2.K$)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/S)
m_f	Sıvılaştan kütle (kg)
n	Devir sayısı (d/dak)
N	Mol Sayısı
η	Verim
μ_{jt}	Joule Thompson Katsayısı
P	Basınç (kPa)
PE	Potansiyel enerji (kJ)
P_0	Çevre basıncı (kPa)
Φ	Kapalı Sistem Kullanılabilirliği (kJ/kg)
Ψ	Açık Sistem Kullanılabilirliği (kJ/kg)
Q	Isı (kJ)
Q_H	Makineye verilen ısı (kJ)
Q_L	Soğutulan ortamdan çekilen ısı (kJ)
Q_R	Isıl enerji deosuyla birim zamanda olan ısı transferi (kJ)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
R	Gaz sabiti ($kJ/kg.K$)
S	Toplam Entropi (kJ/kg)
s	Özgül entropi ($kJ/kg.K$)
T	Sıcaklık (K)
T_H	Isıl enerji deposu sıcaklığı (K)
T_0	Çevre sıcaklığı (K)
T_L	Sistem sıcaklığı (K)
t	Zaman (s)
τ	Kayma Gerilmesi (Kg/m^2)
σ	Stefan-Boltzman sabiti
Δ	Değişim
U	İç enerji (kJ)
v	Özgül hacim (m^3/kg)
V	Hacim (m^3)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m^3/s)
V_{ort}	Ortalama Akışkan Hızı(m/s)
v	Hız (m/s)
W	İş (kJ)

W_{ad}	Adyabadik İş (kJ)
W_e	Elektrik İş (kJ)
W_{tr}	Tersinir İş (kJ)
W_s	Sınır İş (kJ)
W_{mil}	Mil İş (kJ)
W_g	Yerçekimi İş (kJ)
W_i	İvme İş (kJ)
W_y	Yararlı İş (kJ)
y	Toplam gaz akışının sıvılaştan gaza oranı
z	Yükseklik (m)

KISALTMALAR

LNG	Sıvılaştırılmış Doğalgaz
SASA	Sabit akışlı açık sistem
COP	Etkinlik katsayısı
KH	Kontrol Hacmi
FOM	İdeale Yakınlık Değeri

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Bir Isı Makinesi ve Bir Soğutma Makinesinin Genel Çizimi	10
Şekil 6.1 İdeal Sıvılaştırma Sistemi.....	38
Şekil 6.2 İdeal Sistem T-S Diagramı	38
Şekil 6.3 Değişim Eğrisi	40
Şekil 6.4 Kaskat Metodu Şematik Gösterimi.....	44
Şekil 6.5 Kaskat Metodu T-S Diagramı.....	45
Şekil 6.6 Linde Metodu Şematik Gösterimi.....	46
Şekil 6.7 Linde Metodu T-S Diagramı	46
Şekil 6.8 Claude Metodu Şematik Gösterimi.....	48
Şekil 6.9 Claude Metodu T-S Diagramı	49
Şekil 7.1 Linde Metodu Gerçek Hal Şematik Gösterimi	51
Şekil 8.1 Claude Metodu Gerçek Hal Şematik Gösterimi	55
Şekil 9.1 Kaskat Metodu Gerçek Hal Şematik Gösterimi	63

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1	Bölgelere Göre Doğalgaz Rezervleri 24
Çizelge 3.2	Yıllar İtibarıyla Doğalgaz ve LNG Alımı 26
Çizelge 4.1	Doğalgazın Kimyasal Kompozisyonu..... 27
Çizelge 7.1	Linde Metodu Tasarım Değerleri..... 52
Çizelge 7.2	Linde Metodu Ekserji Tablosu 54
Çizelge 8.1	%60 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri 56
Çizelge 8.2	%40 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri 57
Çizelge 8.3	%20 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri 58
Çizelge 8.4	% 60 Gaz Çekimi İçin Ekserji Analzi Tablosu..... 60
Çizelge 8.5	% 40 Gaz Çekimi İçin Ekserji Analzi Tablosu..... 51
Çizelge 8.6	% 20 Gaz Çekimi İçin Ekserji Analzi Tablosu..... 61
Çizelge 9.1	Kaskat Metodu Tasarım Değerleri..... 65
Çizelge 9.2	Kaskat Metodu Ekserji Analizi Tablosu 70

ÖNSÖZ:

Son yıllardaki hızlı endüstrileşme, ülkeler için rekabet ortamı oluşturmuştur. Bu hızlı endüstrileşme sonucunda dünyadaki enerji kaynakları hızla tükenmeye başlamıştır. Bu nedenle yeni enerji kaynakları ve bunun yanında mevcut enerji kaynaklarını verimli kullanma yolları aranmaya başlanmıştır.

Endüstrileşme sonucunda birçok avantajı yüzünden doğalgaz, en çok kullanılan enerji kaynaklarından biri olmuştur. Doğalgaz, endüstrileşmiş ve kalkınma yolundaki pek çok ülkede uygulamaya konulan çeşitlendirme politikalarında hak ettiği yeri alarak hızla yaygınlaşmış ve hak ettiği yeri almıştır.

Sıvılaştırılmış doğalgaz birçok avantajından dolayı özellikle son yıllarda çok fazla önem kazanmıştır. Bu çalışmada sıvılaştırılmış doğalgazı ve sıvılaştırma yollarını açıklamak ve ekserji analizini yapmak amaçlanmaktadır.

Çalışmalarında yardımlarını benden esirgemeyen ve yol gösteren saygıdeğer hocam Prof.Dr. Dürriye BİLGE'ye, değerli bilgilerini benimle paylaştıklarından dolayı saygıdeğer hocalarım Dr. Ayhan GÜLER'e ve Doç.Dr. Galip TEMİR'e ve tüm öğrenim hayatım boyunca desteklerini benden esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

ARALIK 2006

Gürdal AKOVA

ÖZET:

Termodinamik sistemlerin analizinde kullanılan yöntemler enerji analizi (1. kanun analizi) yöntemi, entropi analizi yöntemi ve kullanılabilir enerji (ekserji) analizi yöntemidir.

Bu çalışmanın amacı doğalgazın sıvılaştırılmasının anlatılması ve önemli bir değerlendirme yöntemi olan kullanılabilir enerji analizi yönteminin sıvılaştırma prosesinde oldukça önemli bir yöntem olduğunu göstermektir.

Bütün proseslerde olduğu gibi sıvılaştırmada da amaç verimi artırmaktır. Bunun için önemli yöntemler boruları yalıtmak ve kompresör dizaynına bağlı olarak kompresör izentropik verimini arttırmaktır. Ancak verimi arttırmak için yapılan bu düzenlemelerden daha etkili sistemdeki tersinmezlikleri hesaplamak ve bunların azalması için gerekli önlemleri almaktır. Bu sayede verim artışı sağlanacaktır.

Bu çalışmada termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu anlatılmış ve bağıntılar verilmiştir. Daha sonra sıvılaştırma prosesinde kullanılan elemanlar anlatılmıştır. Sıvılaştırma metodları anlatılmış ve bunların kıyaslama yolları belirtilmiştir.

Burada üç temel metod gözönünde bulundurulmuştur. Bu metodlar Linde, Claude ve Kaskat metodlarıdır. Linde, Claude ve Kaskat metodları anlatıldıktan sonra referans noktaları belirlenmiş ve daha sonra diğer noktalar bulunmuştur.

Bulunan bu noktaların ekserjisi hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar ardından sistemler daha önce verilen parametrelere göre kıyaslanmış ve her sistemin ikinci kanun verimi hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Doğalgaz, Sıvılaştırma, LNG, Ekserji, İkinci Kanun Verimi

ABSTRACT:

Energy analysis method, entropy analysis method and availability analysis method are the tools used for thermodynamic system analysis.

The objective of this study is to explain the liquefaction of natural gas and to show the importance of availability analysis method in liquefaction systems.

Like for all insulation processes, the most important aim is to increase the efficiency of compressors. To increase the efficiency, isolation can be done or the compressors isoentropic efficiency can be increased related to its design criteria. On the other hand, calculating the irreversibilities in the cycle, and taking the necessary measures to reduce the irreversibility rate in the cycle are more effective for increasing the cycle efficiency.

In this study the first and second law of thermodynamics were given and some formulas were described.

Then liquefaction methods and the comparison methods for them were described. In this study three of these methods were especially described. These are Linde, Claude and Cascade methods.

After describing these methods some reference points were chosen and according to these points the other points were found. And at each point the exergy was also calculated. With these results, all these three methods were compared by the comparison methods that were indicated before. And as a result the second law efficiency was calculated.

Key Words: Natural Gas, liquefaction, LNG, Exergy, Second Law Efficiency

1. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KANUNLARI

Termodinamik iki ismin birleşmesiyle meydana gelmiştir. Thermo yunancada ısı anlamına gelir. Dynamic kelimesi ondokuzuncu yüzyılın ortalarına doğru enerji ve kuvvet uygulanmış cisimlerin incelenmesi anlamına gelmekteydi. Bugün ise dinamik denildiğinde sadece kuvvet uygulanmış cisimlerin incelenmesi anlaşılır. Yani bu açıklamalara göre termodinamik için, ısı ile enerjinin diğer şekilleri arasındaki bağıntıları inceleyen fizik dalı diyebiliriz (Aybers,1972).

Mühendislik termodinamiği ise bu genel ilim kolunun doğrudan doğruya mühendisleri ilgilendiren kısmına verilmiş bir isimdir. Mühendislik termodinamiğinin hedeflerinden biri, bir maddeye ısı veya iş uygulandığı zaman maddelerin hal değişimini incelemek için gerekli metotları tespit edebilmektir. En önemli konulardan biri de ısıнын işe çevrilmesinin incelenmesidir.

Termodinamiğin temel kanunları ampirik kanunlardır. Bu kanunlar, maddenin yapılarını önemsemeden basınç, sıcaklık, hacim, ısı gibi doğrudan ölçülen kavramların ölçülmesi ile tecrübeye istinaden çıkarılmıştır.

Sir Humphry Davy, Robert Mayer ve James Prescott Joule gibi bilginler muhtelif deneyler ile enerjinin ısıya çevrilebildiğini incelemiş ve ısıнын da bir enerji kaynağı olduğunu göstermişlerdir.

Bütün bu neticeler Helmholtz tarafından 1847 yılında bir makale halinde yayınlanmış ve bu suretle termodinamiğin birinci kanunu ortaya çıkmıştır. Pratik hayatımızda uygulanmasını her an gördüğümüz bu kanun şu şekilde ifade edilir.

Isı bir enerji çeşididir ve enerjinin diğer şekillerine çevrilebilir. Fakat, enerji yaratmak ve yok etmek mümkün olmadığına göre, herhangi bir değişimde toplam enerji miktarı sabit kalır.

1824 senesinde, Sadi Carnot isimli genç bir mühendis yaklaşık elli sene evvel “WATT” tarafından icat edilmiş bulunan buhar makinesinin verimini iyileştirmeye çalışırken çok ilgi çekici bir sonuca vardı. Carnot su buharı kullanmak yerine başka bir buhar kullanmak sureti ile verimi yükseltmeyi ümit ederken, buhar makinesi devresinin veriminin makine içinde iş gören

maddeye ait olmadığı ve sadece makinenin arasında çalışmakta olduğu iki sınır sıcaklığa bağlı olduğunu buldu.

1851’de Lord Kelvin Carnot’nun çalışmalarını düzenleyerek termodinamiğin ikinci kanununu kurdu. Bu çalışmalarda elde edilen sonuçlara göre, ısı ancak sıcak bir kaynaktan soğuk bir kaynağa doğru kendiliğinden akar ve akan ısı miktarının ancak bir kısmını işe çevirmek imkanı olur.

Termodinamiğin ikinci kanunu Kelvin-Planck tarafından aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

Yalnız sıcak bir kaynaktan ısı almak ve bu ısıya eşdeğer miktarda iş vermektan başka bir şey yapmadan devresini tamamlayan bir akışkan makinesi mevcut değildir. Yani mükemmel bir ısı makinesi inşa edilemez.

Bununla beraber, ısıyı soğuk bir kaynaktan daha sıcak bir kaynağa nakletmek de mümkündür. Bu ancak bir soğutma makinesi yardımı ile yapılabilir. Bu nedenle, üçüncü bir sistem soğutma makinesini yani ısı pompasını çalıştırmak için gerekli işi temin etsin.

Termodinamiğin ikinci kanununun Clausius tarafından verilmiş olan diğer bir ifadesi de aşağıdaki gibidir.

Isı kendiliğinden soğuk bir kaynaktan daha sıcak bir kaynağa geçemez. Bu işlem ancak dışarıdan enerji uygulanması ile yapılabilir.

Birinci kanun gibi ikinci kanun da ispatlanmış değildir. Ancak şimdiye kadar bunun tersine rastlanmamış olduğundan temel prensip olarak kabul edilmiştir.

Termodinamiğin birinci kanunu bize ısı enerjisinin diğer enerji çeşitlerine çevrilebileceğini bildirirken, ikinci kanun bunun hangi şartlar altında mümkün olabileceğini öğretmektedir.

1.1 Gerekli Tanımlamalar

Sistem ve çevresi : Termodinamik de sistem kelimesi, maddenin kendi civarından gerçek sanal bir sınırla ayrılmış bir parçasını işaret etmek amacıyla kullanılır. Çevre deyişi ise bu sınırın dışında kalan fakat sistem üzerinde bazı etkileri bulunan her şeyi temsil eder.

Hal, şart ve özellik, fiziki hal : Termodinamikte bir sistemin içinde bulunduğu hali tanımlayabilmek için bazı özellikler kullanılır. Bunlar sistemin doğrudan doğruya ölçülebilen basınç, özgül hacim, sıcaklık gibi özellikleridir. Bunlar kısaca sistemin herhangi bir halindeki şartları ismi ile anılacaktır.

Bir sistemin verilmiş şartlarla tanımlanmış herhangi bir şeklini fizik de kullanılabilen fiziki hal değişimi adı ile karıştırmamak gerekir.

Taşıyıcı etken veya iş gören akışkan : Genellikle herhangi bir maddeye ısı verildikçe onun basınç, sıcaklık gibi özelliklerinde değişiklik meydana gelir. Zaten ısıнын işe çevrilmesi sistem içinde hapis bulunan bir akışkanın hacim değiştirmesi ile mümkün olur. Bir sistemin içinde ısı alan veya ısıyı nakleden veya genişlemek sureti ile iş meydana getiren akışkana taşıyıcı etken veya iş akışkanı adı verilir.

1.2 Termodinamiğin Birinci Yasası

Sistem ve termal enerji kaynağı ve mekanik enerji kaynağı arasındaki ilişki şekilde gösterilmiştir. Fiziksel kimya evreni iki kısma ayrılır. Bu sistem ve çevresidir. Sistem ilgilendiğimiz kısımdır. Örneğin sistem reaksiyon kabı veya bir motor olabilir. Çevre ise bizim ölçümlerimizi gerçekleştirdiğimiz yerdir. Sistemin tipi çevre ile arasındaki sınıra bağlı olarak tanımlanabilir. Aşağıdaki şekillerde çevre ile sistem arasındaki ilişkiler gösterilmiştir. Eğer sistem ile çevre arasında madde ve enerji alışverişi varsa sistem açık sistem olarak tanımlanır. Sistem ile çevre arasında madde alışverişi yok fakat enerji alışverişi varsa bu sistem kapalı sistem olarak tanımlanır. Sistem ile çevre arasında madde ve enerji alışverişi yoksa bu sistem izole sistem olarak tanımlanır.

Eğer sistemle çevre denge halinde bulunuyorlarsa bir başka deyişle, sistemin özellikleri zamana bağlı olarak değişim göstermiyorsa bu durum termodinamik denge hali olarak adlandırılır. Termodinamik denge hali dinamik bir denge halidir. Çünkü belki sistemin özellikleri zamana bağlı olarak değişmez fakat sistemi meydana getiren moleküllerin özellikleri zaman içinde değişim gösterir.

Sistemin sahip olduğu toplam enerji iç enerji olarak adlandırılır. Sistemi iç enerjisi sistemi oluşturan moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinden meydana gelir. İç enerjinin değeri yalnızca sistemin bulunduğu duruma bağlı olduğundan, iç enerji bir hal fonksiyonudur. Hal değişkenlerinden herhangi birinin değişmesi iç enerjisinin değişmesiyle sonuçlanır. İç enerji ekstansif bir özelliktir.

Bir sistemin iç enerjisinin değişimi, sistem üzerine iş yaparak veya sistemi ısıtarak deneysel olarak belirlenebilir. Eğer bir sistem çevresinden izole edilmişse iç enerjisinde bir değişiklik meydana gelmeyecektir. Sistem üzerine bir iş yapılırsa veya enerji transfer edilirse sistemin iç enerjisi artacaktır. Bunu $u=q+W$ şeklinde gösterebiliriz. Bu eşitlik termodinamiğin birinci kanununun matematiksel ifadesidir. Bu eşitlik bize izole bir sistemde iç enerjinin sabit kalacağını gösterir. Kapalı bir sistemde iç enerji değişimi sisteme transfer olan ısı veya iş büyüklüğü toplamına eşittir.

Şimdi enerjinin ne olduğunu bilmediğimizi ve işin ne olduğunu bildiğimizi düşünelim. Çünkü çevredeki bir ağırlığın azalması veya yükselmesini gözleyebiliriz. Özel bir bileşimdeki adyabatik bir sistemin sıcaklığını çeşitli yollardan ilerleyerek aynı değere getirelim. Sonuçta sistem üzerinde 1kJ mekanik iş yapıldığında veya 1kJ lük elektriksel iş yapıldığında aynı sıcaklığa ulaşılır. Termodinamiğin birinci yasasının temel ifadesi bu tip bir çok gözlem sonucunda adyabatik bir sistemin özel bir halden başka bir özel hale taşınması için gereken iş miktarı aynıdır diye özetlenir.

Adyabatik bir sistemin bir i halinden başka bir s haline ulaşırken W_{ad} işinin yapıldığını düşünelim. Bu işin herhangi bir türü kullanılarak ve farklı ara durumlardan geçerek f haline ulaştığını düşünelim. Eğer termodinamiğin birinci yasasını bilmiyorsak iş için W_{ad} (mekanik) veya W_{ad} (elektriksel) yazma ihtiyacını hissedebiliriz. Bununla beraber termodinamiğin birinci kanunu, işin tüm yollardan bağımsız olduğunu ve yalnızca ilk ve son hallere bağlı olduğunu

söyler. Bu sonuç dağa tırmanma olayıyla benzerlik gösterir. Dağdaki bir noktaya ulaşmak için hangi yolu kullanırsak kullanalım yaptığımız iş iki nokta arasındaki yükselti farkı kadardır. Yani $W_{ad}=U_s-U_i=\Delta U$. Bu eşitlik adyabadik bir sistemdeki iş miktarının hesaplanabilmesi için iki durum arasındaki iç enerji farkının hesaplanması gerektiğini gösterir.

Şimdi aynı olayın kapalı bir sistemde gerçekleştiğini düşünelim. Bu durumda sistem çevresi ile ısı temas halindeyken yine i başlangıç halinden s haline ulaştığını düşünelim. İç enerji değişimi bir önceki hesaplamalara kadar olacaktır. Çünkü U'nun bir hal değişimi fonksiyonu olduğunu daha önce söylemiştik. Bununla beraber bu tip bir sistem üzerinde yapılan işin bir kısmı ısı halinde sistemden uzaklaşacaktır.

1.2.1 Kapalı Sistemlerde I. Yasa

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Enerji sistem sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir. Enerji geçişi sistemle çevresi arasında bir sıcaklık farkından dolayı meydana geliyorsa ısı geçişi olarak, eğer sıcaklık farkı söz konusu değilse iş olarak tanımlanır (Çengel ve Boles, 2002).

Isı geçişi üç yolla olur. Bunlar, iletim, taşınım ve ışıdır. İletim maddenin enerjisi çok olan moleküllerinden enerjisi daha az olan moleküllere temas eden hareketli katı, sıvı veya gaz arasında gerçekleşir. Taşınım katı bir yüzeyle ona temas eden hareketli sıvı veya gaz kütlesi arasında gerçekleşir, iletimle akışkan hareketinin ortak bir sonucudur. Işınım atom veya moleküllerin elektron düzenlerindeki değişiklikler sonucu maddeden yayılan elektromanyetik dalgalar veya foton aracılığıyla enerji geçişidir. Isı aşağıdaki bağıntılar ile hesap edilebilir.

$$Q_{iletim} = -k_t A dT/dx \quad (1.1)$$

$$Q_{taşınım} = hA (T_s - T_f) \quad (1.2)$$

$$Q_{ışıdır} = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_{çevre}^4) \quad (1.3)$$

İş ile ilgili bağıntılar aşağıdaki gibi hesaplanmalıdır.

$$\text{Elektrik işi} \quad W_e = VI\Delta t \quad (1.4)$$

$$\text{Sınır işi} \quad W_s = \int_1^2 PdV \quad (1.5)$$

$$\text{Yerçekimi işi}(=\Delta PE) \quad W_g = mg(z_2 - z_1) \quad (1.6)$$

$$\text{İvme işi}(=\Delta KE) \quad W_i = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad (1.7)$$

$$\text{Mil işi} \quad W_{mil} = 2\sigma n\tau \quad (1.8)$$

Mükemmel gazların politropik hal değişimi ($Pv^n = \text{sabit}$) sırasında yapılan sınır işi ise aşağıdaki gibidir.

$$W_s = \frac{(P_2 V_2) - (P_1 V_1)}{(1 - n)} \quad (1.9)$$

Kapalı sistemler için termodinamiğin birinci yasası:

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (1.10)$$

Denklem 1.10 da,

$$\text{Toplam iş:} \quad W = W_{diğer} + W_s \quad (1.11)$$

$$\text{İç enerji değişimi:} \quad \Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (1.12)$$

$$\text{Kinetik enerji değişimi:} \quad \Delta KE = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad (1.13)$$

$$\text{Potansiyel enerji değişimi:} \quad \Delta PE = mg(z_2 - z_1) \quad (1.14)$$

Sabit basınçta bir hal değişimi için $W_s + \Delta U = \Delta H$ olur.

Bu nedenle birinci yasa, (1.15)

$$Q - W_{\text{diğer}} = \Delta H + \Delta KE + \Delta PE \quad (1.16)$$

Olarak sonuçlanır.

Bir maddenin birim kütesinin sıcaklığını bir derece yükseltmek için gerekli enerjiye, hal değişimi sabit hacimde gerçekleşmişse sabit hacimde özgül ısı C_v hal değişimi sabit basınçta gerçekleşmişse özgül ısı C_p adı verilir. Özgül ısılar,

$$C_v = \left(du / dt \right)_v \quad (1.17)$$

$$C_p = \left(dh / dt \right)_p \quad (1.18)$$

olacak şekilde belirtilir.

İdeal gazlar için u , h , C_v ve C_p sadece sıcaklığın fonksiyonudurlar. İdeal bir gaz için ΔU ve Δh aşağıdaki bağıntılarla hesaplanabilir.

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v(T) dT \quad (1.19)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p(T) dT \quad (1.20)$$

İdeal gazlar için C_p ve C_v arasındaki bağıntı

$$C_p = C_v + R \quad (1.21)$$

R : gaz sabiti

Sıkıştırılamayan maddeler için (sıvılar ve katılar), sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısılar birbirine eşittir.

$$C_p = C_v = C \quad (1.22)$$

Sıkıştırılmayan maddeler için Δu ve Δh değerleri,

$$\Delta u = \int_1^2 C_v(T) dT \quad (1.23)$$

$$\Delta h = \Delta u + \Delta p \quad (1.24)$$

bağıntılarıyla hesaplanır.

1.2.2 Kontrol Hacimleri

Kütle, kendisiyle birlikte enerji taşır, bu nedenle bir kontrol hacminin enerjisi, kütle giriş veya çıkışıyla değişir. Bir kesitten birim zamanda geçen kütleye kütleli debi adı verilir. Kütle debisi aşağıdaki bağıntılar ile ifade edilir.

$$\dot{m} = \rho V_{ort} A \quad (1.25)$$

ρ = yoğunluk, kg/m^3

V_{ort} = kesit alanı a olan dik ortalama akışkan hızı, m/s

A = kesit alanı

Bir kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmine hacimsel debi $\dot{V}$ adı verilir.

$$\dot{V} = \int_A V_n dA = V_{ort} A \quad (1.26)$$

Kütleli debi ile hacimsel debi arasında şu bağıntı yazılabilir.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (1.27)$$

Termodinamik hesaplardaki açık sistemler genellikle iki kümeye ayrılır. Bunlar sürekli akışlı açık sistemler (SASA) ve zamanla değişen açık sistemlerdir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, akışkanın kontrol hacminde sürekli bir akış söz konusudur. Kontrol hacmindeki herhangi bir noktada akışkan özellikleri zaman göre değişmez. Sürekli akışlı açık sistemler için kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\chi \quad [\text{kg/s}] \quad (1.28)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m} (h_\chi + V_\chi^2 / 2 + gz_\chi) - \sum \dot{m} g (h_g + V_g^2 / 2 + gz_g) \quad (1.29)$$

Burada g indisi girişi, χ indisi çıkışı simgelemektedir. Yukarıda verilen denklemler sürekli akışlı açık sistemler (SASA) için en genel bağıntılardır. Türbin, kompresörler, lüle, yayıcı, pompa gibi bir giriş ve bir çıkışlı sistemler için bu bağıntılar basitleştirilebilir.

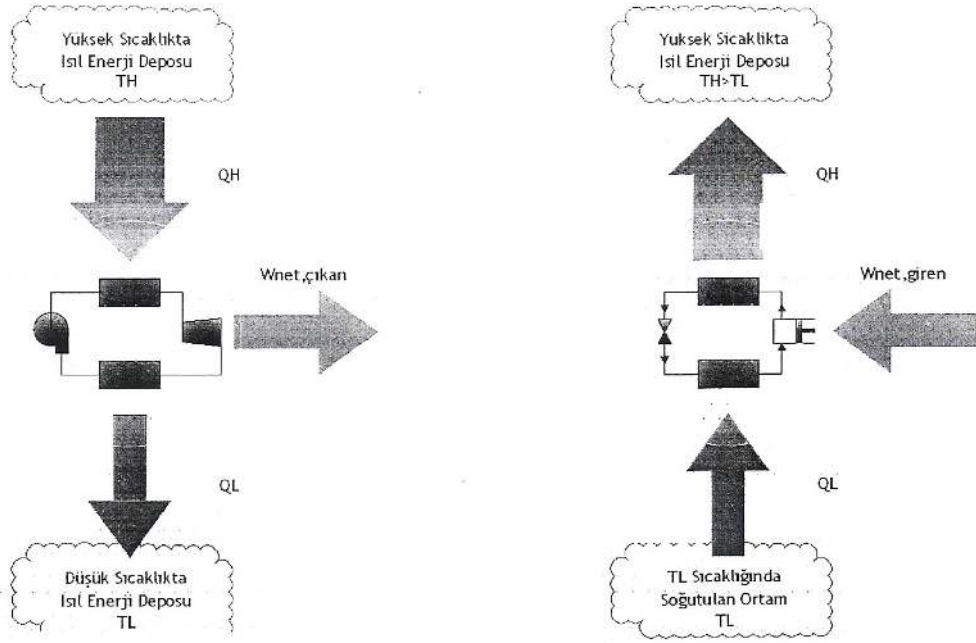
m_1 : Giren kütle m_2 : çıkan kütle

$$m_1 = m_2 \quad (1.30)$$

1.3 Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin ikinci yasası hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil fakat belirli bir yönde gerçekleşebileceğini belirtir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez. Sonlu miktarda ısı enerjisi sıcaklığı değişmeden alabilen veya verebilen cisimlere ısı enerjisi deposu adı verilir.

İş doğrudan ısıya dönüştürülebilir, fakat ısının işe dönüştürülebilmesi ancak ısı makinelerinin kullanımıyla olabilir. Bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 1.1 Bir Isı Makinesi ve Bir Soğutma Makinesinin Genel Çizimi

$$\eta_{th} = W_{net,çıkan} / Q_H = 1 - Q_L/Q_H \quad (1.31)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ ısı makinesinin yaptığı net iş, Q_H makineye verilen ısı, Q_L ise makinenin çevreye verdiği ısı olmaktadır.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları, soğuk bir ortamdan aldıkları ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarırlar. Soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinliği aşağıda tanımlanan etkinlik katsayısı COP ile değerlendirilir.

$$COP_{SM} = Q_L / W_{net,çıkan} \quad (1.32)$$

$$COP_{IP} = Q_H / W_{net,giren} \quad (1.33)$$

Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ifadesine göre, hiçbir ısı makinesi sadece bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunup net iş üretmez. İkinci yasanın Clausius ifadesine

göre, soğuk bir cisimden daha sıcak bir cisme çevreden iş almadan ısı enerji aktaran bir makine yapılamaz.

Termodinamiğin birinci veya ikinci yasasına aykırı çalışan bir makineye devridaim makinesi adı verilir.

Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri döndürülebilirse, hal değişimi tersinirdir. Tüm diğer hal değişimleri tersinmezdir. Sürtünme, sanki dengeli olmayan genişleme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi hal değişimlerinin tersinmez olmasına yol açar ve tersinmezlik diye adlandırılır.

Carnot çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi adyabatik dört tersinir hal değişiminden oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot ilkeleri, aynı ısı enerji depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğu ve aynı ısı enerji depoları arasında çalışan ısı depoları arasında çalışan ısı makinelerinden en yüksek verime tersinir makinenin sahip olduğu belirtilir. Bu iki ilke, termodinamik sıcaklık ölçeğinin veya diğer adıyla Kelvin ölçeğinin temelini oluşturur. Tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısıyla ısı enerji depolarının sıcaklıkları arasında şu ilişki vardır:

$$(Q_H/Q_L)_{tr} = T_H/T_L \quad (1.34)$$

Bu nedenle tersinir bir makine için Q_H/Q_L oranı, T_H/T_L oranıyla yer değiştirebilir. Burada T_H ve T_L ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıklarıdır.

Tersinir Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinesi Carnot ısı makinesi diye adlandırılır.

Carnot ısı makinesinin ve diğer tersinir ısı makinelerinin ısı verimi aşağıdaki bağıntıyla verilir.

$$\eta_{th,tr} = 1 - (T_L/T_H) \quad (1.35)$$

T_H ile T_L sıcaklıklarındaki iki ısı enerji deposu arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verim aşağıdaki bağıntı ile tanımlanabilir.

Tersinir soğutma makinesi ve ısı pompasının COP değerleri de benzer bir biçimde şu bağıntılar ile elde edilir.

$$COP_{SM,tr} = 1/(T_H/T_L)-1 \quad (1.36)$$

$$COP_{IP,tr} = 1/1-(T_H/T_L) \quad (1.37)$$

1.4 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasası entropi ile ilgilidir. Entropi bir sistemin makroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır.

$$\int \delta Q/T \leq 0 \quad (1.38)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Burada eşitlik, içten tersinir veya tümünden tersinir hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir özelliktir ve entropi aşağıdaki denklemle tanımlanır.

$$dS = (\delta Q/T)_{içtenr} \quad (1.39)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi yukarıdaki bağıntıyı integre ederek bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 (\delta Q/T)_{içtenr} \quad (1.40)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir çünkü Q değerinin T'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. Özel bir durum olan, içten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimleri için integrasyon kolaylıkla yapılır ve şu sonucu verir.

$$\Delta S = Q/T_0 \quad (1.41)$$

Clausius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman entropinin artışı ilkesi adı verilen eşitsizlik elde edilir.

$$dS \geq \delta Q/T \quad (1.42)$$

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (1.43)$$

Böylece, bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinmez ise sıfırdır. Bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, bu hal değişimi için entropi üretimine eşittir ve sistemle çevresinin entropi değişiminin toplamıdır. Bu sistemin veya çevrenin entropisi bir hal değişimi sırasında azalabilir, fakat ikisinin toplamı mutlaka artı olmak zorundadır. Bu ilke hem kapalı sistemler, hem de kontrol hacimleri için geçerlidir.

Entropi değişimi ısı geçişi, kütle akışı ve tersinmezlikler sonucu olabilir. Bu sisteme ısı geçişi sistemin entropisini artırır, bir sistemden ısı geçişi sistemin entropisini azaltır. Tersinmezliklerin etkisi her zaman entropiyi artırıcı yöndedir.

Kapalı sistemler için entropinin artışı ilkesi şöyle ifade edilebilir.

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (1.44)$$

Burada:

$$\Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1) \quad (1.45)$$

ve

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \Sigma Q_R / T_R \quad (1.46)$$

Olarak yazılabilir. Sistem sadece $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki çevreyle $Q_{\text{çevre}}$ miktarında ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $\Delta S_{\text{çevre}} = \Sigma Q_{\text{çevre}} / T_{\text{çevre}}$ şeklinde yazılabilir.

Birden çok asıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi için entropinin artışı ilkesi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir. Aşağıda T_R ısıl enerji deposunun sıcaklığı, Q_R ısıl enerji deposuyla birim zamanda olan ısı alışverişini göstermektedir.

Genel ifade :

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum m_{\text{g}} s_{\text{g}} + dS_{KH} / dt + \sum Q_R / T_R \quad (1.47)$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistem :

$$S_{\text{üretim}} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)_{KH} + \sum m_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum m_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum Q_R / T_R \geq 0 \quad (1.48)$$

Sürekli akışlı açık sistem :

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum m_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum Q_R / T_R \geq 0 \quad (1.49)$$

Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için

$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum m_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum Q_R / T_R \geq 0$ denklemi sadeleştirilebilir.

$$S_{\text{üretim}} = m(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) + Q_{\text{çevre}} / T_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (1.50)$$

$$S_{\text{üretim}} = (s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) + q_{\text{çevre}} / T_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (1.51)$$

Yukarıdaki denklemlerde $S_{\text{üretim}}$ birim zamanda toplam entropi üretimini göstermektedir. Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise hal değişimleri için uygulanmaktadır.

ΔS_{toplam} veya $S_{\text{üretim}}$ değerleri bir hal değişiminin tersinirmi, tersinmezmi olduğunu veya gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemek için kullanılabilir.

$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} > 0$Tersinmez hal değişimi

$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = 0$Tersinir hal değişimi

$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} < 0$Gerçekleşmesi olanaksız

1.5 Kullanılabilir Enerji

Evrenin kütlesi ve toplam enerjisi asla değişmez. Bu yüzden enerji tasarrufu hem stratejik hem de politik açıdan çok önemli bir konudur. Bu yüzden kullanılabilirlik tasarrufu ve enerjiden yararlı iş elde etme yolu aranmalıdır. Kullanılabilirlik harcandıktan sonra geri kazanılamaz.

Ekserji (kullanılabilirlik), sistemin hal değişimi sonunda ölü hale gelmesidir.(Moran ve Shapiro, 1998). Kullanılabilirlik, sistem ve çevrenin halleriyle ilişkili bir özelliktir. Çevresi ile denge halinde olan bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır. Bu durumda iken sistem ölü haldedir. Bütün işlemlerin tersinir olduğu hal değişimleri ile elde edilen işe tersinir iş adı verilir. Bir sistemin sadece çevresi ile etkileşimde bulunarak ölü hale geçmesi sonucu elde edilebilecek maksimum faydalı işe sistemin kullanılabilir enerjisi, kullanılabilirliği veya ekserjisi denir. Bu durumda faydalı işin maksimum olması için sistemdeki bütün işlemlerin tersinir olması gerektiği görülür. Ekserji analizi sistemlerin enerji analizi için çok faydalı bir metoddur. Ekserji analizi sayesinde sistemdeki tersinmezliğin dağılımı, kaynağı ve miktarı kolaylıkla belirlenebilir. Bu sayede sistemi verimli şekilde kullanmak için gerekli doneleri elde ederiz. Birden fazla ısı kaynağı ile etkileşimde bulunan açık sistem atmosfer ile birlikte çok sayıda ısı kaynağı ile etkileşimde olduğunu kabul edelim; Sisteme birinci ve ikinci kanunu uygularsak; Bu yüzden özellikle büyük ölçekli LNG proseslerinde ekserji analizi vazgeçilmez hale gelir (Kotas 1985).

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{\text{giren}} \dot{m}h^0 - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}h^0 \quad (1.52)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \frac{dS}{dT} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{\text{giren}} \dot{m}s - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}s \geq 0 \quad (1.53)$$

Burada h^0 metalpi sembolüdür ve $h^0 = h + V^2 / 2 + gz$ dir.

Yukarıdaki denklemlerde atmosfer ile olan ısı etkileşimini sembolize eden Q_0 'ı yok etmek (1.53) için denklemini T_0 ile çarpıp (1.52) denklemini ile toplanırsa;

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.54)$$

Yukarıdaki ifadede tersinir durumda entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{üret}}$) sıfır olur. Dolayısıyla tersinir iş ifadesi aşağıdaki şekilde olur;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) \quad (1.55)$$

Böylece;

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{tr}} - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.56)$$

$$\dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \geq 0 \quad (1.57)$$

Bu ifadeden çıkan sonuç; tersinmezlik dolayısıyla sistemde bir miktar kullanılabilir enerji yok olur ve bu miktar sistemdeki entropi üretimi ile orantılıdır. Yani entropi üretimi – dolayısıyla kullanılabilir enerji kaybı – sistemdeki tersinmezliğin ölçüsüdür. Bu çalışmanın tümünde sistemde tersinmezlik dolayısıyla yok olan kullanılabilir enerji; “kayıp kullanılabilir enerji” (destroyed exergy) olarak isimlendirilecek ve “ K_{ky} ” simgesi ile gösterilecektir. Kullanılabilir enerji kaybı;

$$\dot{K}_{\text{ky}} = T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \geq 0 \quad (1.58)$$

Bu ifade Guoy – Studola teoremi olarak anılır. Kullanılabilir enerji kaybı asla negatif olamaz, tersinir işlemlerde sıfırdır. Ayrıca, kullanılabilir enerji kaybı izlenen yola, (sistem dizaynına) bağlıdır ve sistemin bir termodinamik özelliği değildir. Dolayısıyla kullanılabilir enerji kaybı aynı sistemin farklı dizaynlarının karşılaştırılmasında kullanılabilir. (Nikolaidis ve Probert, 1998)

1.5.1. Kullanılabilir Enerji Dengesi

Denklemin diferansiyel hali;

çıkan

$$dK = dE - T_0 dS + p_0 dV$$

Bu denklem (1.54)'de yerine konursa; (1.59)

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(K - p_0 V) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.60)$$

Tüm termodinamik sistemler için geçerli olabilecek genel bir kullanılabilir enerji dengesi denklemi elde edilir;

$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.61)$$

bu denklem aşağıdaki şekilde gösterilebilir;

$$\underbrace{\frac{dK}{dt}}_{\text{kullanılabilir enerji değişimi}} = \underbrace{\dot{K}_Q}_{\text{ısının kullanılabilirliği}} - \underbrace{\dot{K}_W}_{\text{işin kullanılabilirliği}} + \underbrace{\sum_{\text{giren}} \dot{m}k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}k_a}_{\text{akışın kullanılabilirliği}} - \underbrace{\dot{K}_{\text{kayıp}}}_{\text{kayıp kullanılabilir enerji}} \quad (1.62)$$

1.5.2. Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi

Kapalı sistemlerde akış olmadığından denklem (1.61)'daki akışın kullanılabilirliğini ifade eden terimler sıfır olur, böylece kapalı sistemler için kullanılabilir enerji denklemi;

$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.63)$$

olarak bulunur.

1 halinden 2 haline geçen kapalı bir sistemde kullanılabilir enerji değişimini bulmak için yukarıdaki denklemin integrali alınır;

$$K_2 - K_1 = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i - (\dot{W} - p_0(V_2 - V_1)) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.64)$$

olur.

1.5.3. Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi

Açık sistemlerde kullanılabilir enerji dengesi denklemi, denklem (1.65)'dir.

$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \right) + \sum_{\text{giren}} \dot{m} k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} k_a - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (1.65)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde ise $\frac{dK}{dt} = \frac{dV}{dt} = 0$ 'dur. Bu durumda kullanılabilir enerji dengesi;

$$0 = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i - \dot{W} + \sum_{\text{giren}} \dot{m} k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} k_a - \dot{K}_{\text{ky}} \quad (1.66)$$

Enerjinin kinetik ve potansiyel enerji gibi mekanik biçimleri tümüyle kullanılabilir enerjidir. Bir ısııl enerji deposunun kullanılabilirliği ısııl enerji deposuyla çevre ortam arasında çalışan bir Carnot ısı makinesinin yaptığı işe eşittir. Enerji ile kullanılabilir enerji arasında bazı farklar vardır.

- Enerji yok edilemez, kullanılabilir enerji ise yok edilebilir.
- Kullanılabilir enerji sistemin bütün halleri için sıfırdan büyük veya sıfıra eşit olur.
- Kullanılabilir enerji sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir.
- Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezlikler de yok edilebilir.

Kapalı ve açık bir sistemde yapılan gerçek iş W , enerjinin korunumu denklemleri ile hesaplanabilir. Eğer sistemin hacmi değişiyorsa, yapılan işin bir bölümü çevreye karşı yapılır ve çevre işi $W_{\text{çevre}}$ adını alır. Bu iş, P_0 basıncındaki çevre havayı itmek için kullanılır. Ve başka bir amaca yöneltilemez. Toplam gerçek iş ile çevre işi arasındaki fark yararlı iş W_y diye bilinir ve aşağıdaki bağıntı ile belirlenir.

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0 (V_2 - V_1) \quad (1.67)$$

Çevre işi $W_{\text{çevre}}$ çevrimler, Sürekli akışlı sistemler ve sabit sınırları olan sistemler için sıfırdır. Verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilen en fazla yararlı iş , tersinir iş W_{tr} diye tanımlanır. Bu iş ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0, T_0) ise, Tersinir iş kullanılabilirliği eşit olur.

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve tersinmezlik I diye tanımlanır. Kapalı veya açık sistemler için tersinmezlik aşağıdaki bağıntılar ile ifade edilir.

$$I = W_{\text{tr}} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (1.68)$$

Veya

$$i = w_{\text{tr}} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (1.69)$$

Burada $S_{\text{üretim}}$ veya $s_{\text{üretim}}$ hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimidir. Tümünden tersinir bir hal değişimi için tersinir iş ve yararlı iş terimleri eşittir tersinmezlik sıfırdır.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin aynı ilk ve aynı son haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle karşılaştırılması bir parametre olarak tanımlanabilir. Bu parametre ikinci yasa verimi η_{II} adını alır ve aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir (Bisio ve Tagliafico, 2001).

Isı makineleri ve diğer iş yapan makineler için :

$$\eta_{II} = \eta_{th} / \eta_{th,tr} = W_y / W_{tr} \quad (1.70)$$

Birim kütle için kapalı bir sistemin (Φ) ve bir akışın (Ψ) kullanılabilirliği aşağıda tanımlanmıştır.

$$\Phi = (u-u_0) - T_0 (s-s_0) + P_0(v-v_0) \quad (1.71)$$

$$\Psi = (h-h_0) - T_0 (s-s_0) + V^2 / 2 + gz \quad (1.72)$$

Burada 0 alt indisi çevre halini belirtmek için kullanılmıştır.

Tersinir iş ifadeleri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

$$W_{tr} = \eta_{th,tr} Q_H \quad \text{ısı makineleri} \quad (1.73)$$

$$-W_{tr} = Q_L / COP_{SM,tr} \quad \text{soğutma makineleri} \quad (1.74)$$

$$-W_{tr} = Q_H / COP_{IP,tr} \quad \text{ısı pompaları} \quad (1.75)$$

Kapalı sistemler :

$$W_{tr} = m (\Phi_1 - \Phi_2) \quad (1.76)$$

Sürekli akışlı sistemler :

$$W_{tr} = m(\Psi_1 - \Psi_2) \quad (1.77)$$

2. DOĞALGAZ ve ÖZELLİKLERİ

2.1 Gaz Kanunları

Robert Boyle yaptığı araştırmalarda, sâbit sıcaklıkta, belli kütledeki bir gazın basıncının hacmi ile ters orantılı olduğunu bulmuştur. Boyle Kânunu denilen bu buluş, $P.V=Sâbit$ formülü ile gösterilir. A.C.Charles ise, kendi adıyla söylenen kânunu ortaya koymuştur. Buna göre; belirli miktarda ve sâbit basınçta bir gazın hacmi, sıcaklığı ile doğru orantılıdır. Meselâ bir (m) gram gaz $300^{\circ}K$ 'de 3 hacim kaplıyorsa, $100^{\circ}K$ 'de 1 hacim kaplar. Aynı kânun John Dalton ve Joseph Gay Lussac tarafından da bulunmuştur. Sıcaklığın her derece değişiminde hacimdeki değişimin $1/267$ olduğunu buldular. Bu değişim α ile gösterilir. α , bütün gazlar için aynı olup termik genişleme veya sıkışma katsayısıdır. Bulunan bu α değeri yaklaşık olup, doğrusu Henri Regnault tarafından tespit edilmiş, $\alpha = 1/273,16$ değerini almıştır.

Sadi Carnot, Boyle ve Charles-Gay Lussac kânunlarını birleştirerek;

$$P.V = nRT \quad (2.1)$$

denklemini elde etmiştir. (P = basınç, V = hacim, R = gaz sâbiti, T = Kelvin derecesi cinsinden sıcaklık ($273,16+t^{\circ}C$), N = mol sayısı). Bu formül ideal veya mükemmel gazlar için geçerlidir.

Farklı gazların mevcûdiyeti 17. asırda anlaşıldı. Dalton, bir gazın toplam basıncının, gazı meydana getiren gazların kısmî basınçlarının toplamına eşit olduğunu buldu.

Gay-Lussac, aynı sıcaklık ve basınçta reaksiyona giren gazların hacimleri arasında sâbit bir oranın var olduğunu buldu. Eğer ürün gaz ise, reaksiyona girenler ile ürünler arasında da hacim bakımından sâbit bir oranın varlığını ifâde etti.

Amedeo Avagadro; aynı basınç ve sıcaklıkta gazların eşit hacimlerinde eşit sayıda “mol bulunur” hipotezini ortaya attı (mol=molekül). Gaz tâneciklerinin her yöne hareket ettikleri ve bunun sonucu basıncın meydana geldiğini ortaya koymuştur. Sıcaklıkla hareketliliğin arttığı, dolayısıyla basıncın arttığı söylemiştir. 1850’de James Joule, ısıyla mekanik hareketler arasındaki münâsebeti deneylerle gösterdi. Rudolf Clauscus, Joule’nin fikirlerini geliştirdi ve

böylece kinetik teori genişlemiş oldu. Josef Lochmidt, gaz moleküllerinin çapları ve Avogadro sayısı için değerler hesapladı. Clark Maxwell gaz moleküllerinin hız dağılımı üzerinde kânun koydu.

2.2 Doğalgaz

Organik teoriye göre, diğer yakacaklar gibi doğalgaz da milyonlarca yıl önce yaşamış bitki ve hayvan artıklarından oluşmuştur. Yeryüzü kabukları arasına gömülen bu artıklar, basınç ve sıcaklık etkisiyle, kimyasal değişikliklere uğrayarak doğalgazı meydana getirmiştir. Doğalgaz petrolden hafiftir, bu yüzden petrol üzerindeki boşlukları doldurur. Genelde doğalgaza sıra dağ yamaçlarında, petrol yataklarıyla veya serbest olarak rastlanmaktadır.

Doğalgaz, büyük oranda metan ve daha az etan, bütan, propan ve karbondiositten oluşur. Doğalgaz renksiz, kokusuz, zehirsiz ve kuru havadan hafif bir gazdır. Doğalgaz zehirsizdir ancak bulunduğu ortamda oksijeni azaltacağı için boğulmalar neden olabilir. Doğalgazın bileşenleri için de ayrıca hidrojen sülfür vardır. Hidrojen sülfür zararlı bir bileşen olduğundan doğalgaz üretim noktasında temizlenmeli ve uzaklaştırılmalıdır.

Doğalgaz çevreci bir yakıttır. Yandığı zaman havayı kirletici kükürt oksitleri ve karbon tanecikleri meydana getirmemektedir. Geriye atık, kül, duman bırakmaz. Doğalgaz ekonomik ve verimli bir yakıttır. Gaz olduğu için yanıcı ve yakıcı moleküllerin birleşme olasılığı daha yüksektir. Bu yüzden daha yüksek verimle yakma olasılığı vardır. Doğalgaz hava ile belli oranlarda (%5-15) karışırsa, patlayıcı karışım oluşturur ve bir kıvılcım ile patlar.

3 Türkiye ve Dünyada Doğalgaz

3.1 Dünyada Doğalgaz

Taşıması, işlenmesi ve depolanması kolay olan doğalgazın ticari bir meta haline gelişi 1785 civarında İngiltere’de gerçekleşmiştir. Boru hattı taşımacılığının uygulamaya konulmasıyla 1920’lerde artan doğalgaz kullanımı 2. Dünya Savaşı’ndan sonra daha da yaygınlaşmıştır. Enerji üretim sektöründe ise doğalgazın ilk kullanımı Amerika’da olmuştur. 1950’li yıllarda doğalgaz dünyanın toplam enerji tüketiminin %10’undan daha az bir kısmının karşılamaktaydı. Günümüzde enerji ihtiyacının %24’ü doğalgaz ile karşılanmaktadır (Ceyhan,2004).

Doğalgazın dünya birincil enerji tüketiminde en hızlı büyüyen bileşen olacağı tahmin edilmektedir. 2005-2020 arası dünya doğalgaz tüketiminin takriben ikiye katlanıp 2020’de 4,5 trilyon m³’e, toplam enerji tüketimindeki payının ise %24’ten %28’e çıkacağı tahmin edilmektedir.

Doğalgazın enerji üretiminde de, getirdiği çevresel ve ekonomik avantajlar dolayısıyla gittikçe daha çok tercih edilen bir yakıt olacağı; buna göre 2020’de enerji üretim piyasasındaki payını sanayileşmiş ülkelerde %24’lere, gelişmekte olan ülkelere ise %21’lere çıkacağı tahmin ediliyor. 2020’de elektrik üretimi amacıyla gerçekleştirilen dünya toplam enerji tüketiminde doğalgaz Pazar payının %26’ya çıkacağı tahmin ediliyor. Doğalgaz tüketimindeki bu artışın bir takım nedenleri bulunmaktadır. Bunları uygun fiyat, çevresel faktörler, yakıt çeşitlendirmesi, enerji güvenliği problemleri, doğalgaz ve elektrik piyasasındaki düzenlemeler ve hepsinden de öte genel ekonomik büyüme olarak sıralayabiliriz.

Dünyada doğalgaz rezervleri 150.2 trilyon m³ olarak belirlenmiştir. Rusya Federasyonu %33 ile ilk sırayı alırken İran %16’lık paya sahiptir. Dünya doğalgaz rezervlerinin kullanım süresi yaklaşık 62 yıl kadardır (Ceyhan,2004).

Çizelge 3.1 Bölgelere Göre Doğalgaz rezervleri

BÖLGE	2001 (MİLYAR METREKÜP)
Pasifik Asya	10,2
Afrika	20
Orta Doğu	55
Rusya Federasyonu	55
Avrupa	5
Güney ve Orta Amerika	8
Kuzey Amerika	7

*Kaynak BP Statistical Review of World Energy;2001

Toplam Rezerv 150.2 trilyon metreküp olarak tahmin edilmektedir.

3.2 Türkiye’de Doğalgaz

Türkiye’de petrol krizi başladığında, alternatif enerji kaynakları aranmaya başlanmış ve ilk defa 1970 yılında Kumrular bölgesinde varlığı tespit edilen doğalgaz, 1976 yılında Pınarhisar çimento fabrikasında kullanılmaya başlanmıştır. Ayrıca 1975 yılında da Çamurlu bölgesinde doğalgaz bulunmuş ve Mardin Çimento fabrikasında bir miktar kullanılmıştır. Türkiye’nin doğalgazla tanışması 1984 yılında S.S.C.B. ile yapılan anlaşma ile gerçekleşmiştir. Bu anlaşmadan sonra 850 Km’lik S.S.C.B.-Türkiye doğalgaz hattı 1988 yılında tamamlanmıştır. Bu hat Bulgaristan-Türkiye sınırında, Malkoçlar mevkiinden yurdumuza girmekte, Hamitabat üzerinden Ambarlı’ya, oradan Marmara Denizi geçişine, pendige ve buradan da Demirciler-Muallim-Hersek-İzmit geçişini takiben Yumurtatepe mevkiine gelir. Bursa, Bozüyük, Eskişehir güzergahını takip ederek Ankara’ya ulaşır. Bu bölgelerin geçtiği yerlerdeki fabrikalarda ve çevrim santrallerinde doğalgaz kullanılmıştır. Rusya’dan alınan doğalgaz pik zamanlarda yeterli olmadığı için 1988 yılında Cezayir’le 2 milyar metreküplük sıvılaştırılmış doğalgaz anlaşması yapılmıştır.

Türkiye; doğalgaz uzmanları tarafından Dünyanın en hızlı gelişen on pazarından biri olarak gösterilmektedir. Ekonomik büyüme ve sınırlı doğal kaynaklar ülkemizin enerji ithali ihtiyacını

arttırmıştır.Türkiye stratejik konumu Ortadoğu ve Hazar Denizi doğalgaz üretim alanları ile Avrupa tüketim pazarları arasında bir köprüdür.

Türkiye'nin doğalgaz tüketimi son 15 yılda her üretim birimi başına %33,5 oranında artmıştır ve Türkiye 2005 yılında 27 milyar metreküp doğalgaz tüketmiştir. Türkiye gazın tamamını ithal etmektedir ve gaz ithalatının %65'ini Rusya'dan yapmaktadır.

Doğalgazda kaynak çeşitliliğini sağlamak ve ihtiyaç durumunda kullanmak üzere oluşturulan tuz gölü yeraltı doğalgaz depolama projesinin inşaatına 2006 yılında başlanması planlanmaktadır. Proje kapsamında tuz gölü'nün altındaki tuz yatakları eritilerek, yaklaşık 1 milyar metreküplük doğalgaz depolama tesisleri oluşturulacaktır. Tesis yaklaşık olarak yerin 700 metre altına inşa edilecektir. Doğalgaz depolama tesisi olarak bu bölgenin seçilmiş olmasının nedeni, yeraltı tabakalarının geçirimsiz olmasıdır.

Bu projenin temel amacı, hala tamamı ithal edilen doğalgazın, mevsimlik, günlük ve saatlik talepleri düzenlemek ve önümüzdeki yıllarda ortaya çıkacak olan doğalgaz arz açığına çözüm getirmektir. Projenin ilk aşaması 2010, ikinci aşaması 2013 ve 3. aşaması 2016 yılında tamamlanacaktır. Depolama tesislerinde yazın arz fazlası depolanacak ve kışın artan talebi karşılamak için karşılanacak (Adanalı, 2006).

Çizelge 3.2 Yıllar İtibarıyla Doğalgaz ve LNG Alımı*

YILLAR	RUSYA	İRAN	MAVİ AKIM	CEZAYİR	NİJERYA	TPAO	TOPLAM MİLYONcm ³
1987	432					88	520
1988	1136					42	1178
1989	2986					116	3102
1990	3246					111	3357
1991	4031					66	4097
1992	4430					31	4461
1993	4952					23	4975
1994	4957			418		2	5377
1995	5560			1058			6858
1996	5524			2456			8040
1997	6574			3300			9874
1998	6539			3051		150	10384
1999	8693			3256	77	299	12656
2000	10079			3962	780	154	14975
2001	10931	115		3985	1337		16368
2002	11603	670		4078	1274		17625
2003	11422	3520	1252	3867	1126		21180
2004	11106	3554	3238	3237	1034		22173
2005	12857	4322	4969	3851	1030	138	27167

*Aralık 2005 ayı itibarıyla BOTAŞ verileri.

4 Doğalgazın Kimyasal Özellikleri

Aynı maddelerin kimyasal özellikleri arasında farklılık yoktur. Ancak bu durum doğalgaz için geçerli değildir. Doğalgazın kompozisyonu doğalgaz yataklarına göre farklılık göstermektedir ve bundan dolayı özellikleri değişmektedir. Doğalgaz ağırlıklı olarak metandan oluşmuştur.

Çizelge 4.1 Doğalgazın Kimyasal Kompozisyonu

MADDE	ORTALAMA DEĞER (%mol)	ARALIK (% MOL)
Metan	94,9	87-96
Etan	2,5	1,8-5,1
Propan	0,2	0,1-1,5
Iso-Bütan	0,03	0,01-0,3
Normal-Bütan	0,03	0,01-0,3
Iso-Pentan	0,01	0-0,14
Normal-Pentan	0,01	0-0,04
Hekzan	0,01	0-0,06
Azot	1,6	1,3-5,6
Karbondioksit	0,7	0,1-1
Oksijen	0,02	0,01-0,1
Hidrojen	0	0-0,02

*Kaynak Union Gas (2005)

4.1 Doğalgazın Fiziksel Özellikleri

- * Havaya göre izafi yoğunluk :0,56
- * Yoğunluk :0,67 Kg / m³
- * Özgül Ağırlık :0,67 Kgf / m³
- * Üst ısı değeri :9335 Kcal / N m³

4.2 Doğalgazla İlgili Diğer Özellikler

* Tutuşma Sıcaklığı	:593°C
* Havayla yanma aralığı	:%4 - %16 (havanın içindeki doğalgaz hacmi)
* Teorik yanma sıcaklığı	:1960°C
* Maksimum yanma hızı	:0,3 m/s
* Alt ısı değeri	:8800 Kcal/m ³

5. LNG Üretim Zinciri

Genel olarak bir LNG üretim terminalinde aşağıdaki birimler bulunmaktadır.

- Gaz alma
- Asit gazlardan arındırma (karbondioksit veya sülfür gibi)
- Suyun alınması
- Civanın alınması
- Hidrokarbonun ayrıştırılması
- Sıvılaştırma
- Depolama
- Yükleme birimleri

5.1 LNG nin Depolanması

LNG depoları hem ithal terminallerde, hem de sıvılaştırma tesislerinde kullanılır. Genellikle iki tip tank kullanılır. Bu tanklar çift duvarlı beton tanklar ve çift duvarlı metalik tanklardır (Gündoğmuş, 1997)

a) Çift Duvarlı Beton Tanklar: Tankların dış yüzeyi ön gerilimli betondan yapılmıştır. Bunun nedeni herhangi bir çarpışmaya karşı dayanıklılığı arttırmaktır. İç yüzeyde ise alüminyum veya nikel çeliği bulunmaktadır. Bu iki yüzey arasında ısı izolasyonunu sağlamak için PVC, Perlit, yün gibi yalıtım malzemeleri kullanılmaktadır.

Tanklar başlıca üç kısımdan meydana gelir.

- Metal veya beton dış tank
- Sıvının -160°C de tutulmasını sağlayan yalıtım
- Sıvıyı içerisinde bulunduran iç tank

b) Çift Duvarlı Metalik Tanklar: Bu tür tankların dış yüzeyi karbon çeliği, iç yüzeyi ise % 9 nikel çeliği veya alüminyumdur. İki duvar arasına ise yalıtım malzemesi yerleştirilir. Tank toprağın durumuna göre bir veya iki adet beton dilimi üzerine oturmaktadır.

Bilindiği gibi LNG stoklama işinde, ısı yalıtımının önemi büyüktür. Sistemin başarısı yalıtımın etkisine bağlıdır diyebiliriz. Çift duvarlı LNG tanklarında kullanılan yalıtım maddelerinin kimyasal bakımdan inert, inorganik yanmayan bir madde olması gerekmektedir. Bu özelliklere sahip madde perlittir. Döşenmiş perlitin kalınlığı, sistemin içinden gelecek ısı transferinin derecesini etkileyecektir. İmal edilen tankın ısı yalıtımı LNG şeklindeki gazı -160°C de muhafaza edebilmelidir.

5.2 LNG Terminali

5.2.1 İskele

İskelelerin tamamı tankerlerin çok rahat bir şekilde yanaşabileceği şekilde yapılmalıdır. Marmara Ereğlisi'ndeki tesislere bakacak olursak; 110 metrelik yaslanma hattı, 380 metrelik açıklık ve 16 metrelik su kesimine sahiptir. İskelenin 124 metresi dolgu, 164 metresi 73 kazık üzerine inşa edilmiş olup, toplam uzunluğu 288 metredir. Ayrıca sürekli soğutulan boşaltma kolları mevcuttur. Ve iskele üzerinde diğer donanımların da bulunması zorunludur.

5.2.2 Boşaltma Kolları

LNG 'nin gemiden karaya transferi ve buharın gemiye veya gemiden transferi için deniz kolları yerleştirilir. Deniz kollarının her biri şu şekilde olmalıdır.

- Yükseltme borusu
- İç ve dış borular
- Bağlama kabini
- Acil bırakma kabini
- Elektrik kontrol panosu
- Hidrolik güç birimi

5.2.3 Sıcaklık Kontrolü

Tank içinde değişik yerlere konulan termostat ile sıcaklık kontrolü otomatik olarak yapılır. Sıvı için, iç tankın dibinden tepesine kadar aralıklı olarak yerleştirilmiş algılayıcılar sıcaklık profilini verir. Tank metali ise, iç kabuk, iç taban, ikinci taban ve asma tavana aralıklı olarak konmuş algılayıcılar tarafından kontrol edilir. Ayrıca seviye sıcaklık yoğunluk ölçümü sürekli olarak yapılır.

5.2.4 Yoğuşturucu

Yoğuşturucunun görevi; LNG depolama tanklarından çıkan boil-off gazını ve gemilerde gemi boşaltma esnasında gazlaşan maddeleri, tekrar yoğuşturmaaktır. Tanklardan çıkan boil-off gazı, boil-off kompresörleri ve gemi boşaltma kompresörleri ile sıkıştırılır. Bu dört kompresör, gazı ortak basma ana borusu ile yoğuşturucuya basarlar. Maksimum miktarda boil-off gazını yoğuşturabilmek için gönderme gazı debisi en az $145.000 \text{ Nm}^3 / \text{h}$ dir. Gönderme debisi minimumdan az ise boil-off gaz fazlası boru hattı kompresörüne gönderilir. Bu kompresör alev bacası yerine gazı boru hattına basar. Kompresörlerin kapasite kontrolü, yoğuşturucuya gönderilen gaz, sıvı oranına göre tasarlanmıştır. Bu donanımın diğer bir görevi de, yüksek basınç pompaları için besleme tankı vazifesini görmektedir.

5.2.5 Gazlaştırıcılar

Terminale basılan LNG 'nin daha sonra tekrar kullanılabilmesi için gazlaştırılması gerekmektedir. Bu işlemin yapılabilmesi için iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bunlar, deniz sulu ve yakıtla gazlaştırma yöntemleridir.

5.2.6 Soğutucu

Soğutucunun konma amacı kompresör emme sıcaklıklarını -150°C ile -80°C arasında tutmaktır. Depolama tanklarından çıkan gaz düşük basınç gönderme pompalarının çıkışından beslenen LNG ile doğrudan temasa girerek kızgınlığı alınır ve ayrışma olur. Oluşan buhar kompresörlere akar. Emme tankından çıkan sıvı LNG boşaltma kabına geçer buradan da

depolama tanklarına döner. Soğutucu, boil-off ve gemi boşaltma kompresörlerinin ortak emme tankının hemen kaynak tarafına yerleştirilmiştir.

5.2.7 Gemi boşaltma Kompresörleri

Gemi boşaltma kompresörleri sayısı geminin ve tesisin kapasitesine bağlıdır. Amacı gemi boşaltma esnasında depolama tanklarında oluşan boil-off gazlarını geri kazanmaktır. Biri yedek olmak üzere en az iki tane olmalıdır. Kompresörlere ait karakteristik özelliklerle aşağıda sıralanmıştır.

- Dengeli ters yağlanmaz silindir tipindedirler
- 1490KW, 6300 V3 3 faz, 50 Hz
- 423 d/dak motor hızı
- Emme sıcaklığı -80, -157 °C arasındadır
- Emme basıncı 1,01 bar
- Basma sıcaklığı 7-120°C
- Basma basıncı 10,9 bar
- Basma debisi 18300Nm³/h

İki adet elektrik motorlu, iki kademeli, pistonlu kompresör gemi boşaltımı esnasında gereken ek kompresör kapasitesini sağlarlar. Bu kompresörlerden biri veya gerekirse her biri boil-off gaz kompresörleri ile paralel olarak çalışır.

5.2.8 Ölçüm İstasyonu

Her hat üzerinde birer tane orifismetre bulunmaktadır. Akış tek yönlüdür. Her hat üzerinde sıcaklık, statik basınç, akış transmetreleri bulunmaktadır. Buralardan alınan bilgiler sürekli olarak akış bilgisayarına gönderilmektedir. Sahadan gelen bilgiler ölçüm odasındaki her bir hat için ayrı ayrı yer alan akış bilgisayarında izlenerek, anlık akışlar hesaplanır. Anlık değerler toplanarak saatlik ve günlük değerlere çevrilir. Ayrıca kontrol odasında bulunan kromatograf cihazı ile gazın bileşimi ve ısı değerleri sürekli olarak hesaplanır.

5.2.9 Kokulandırma Birimi

Sıvılaştırılan gazın kokulandırılması mümkün olmadığı için tekrar gaz haline getirildiğinde kullanıma sunulmadan önce emniyet açısından kokulandırılması gerekmektedir. Kokulandırma maddesi olarak BOTAS tesislerinde etilmerkap, İGDAŞ tesislerinde ise THT kullanılmaktadır.

5.2.10 Ateşleme Bacası

Kendiliğinden gaz haline gelen LNG'nin kontrol halinde yakılarak havaya bırakılmasına yarar. Gaz boruları, moleküler keçe ve ateşleme sisteminden oluşan dikey bir kolondur. Ateşleme ucundaki üç adet ön yakıcıya borularla gaz akışı sağlanır. Ön yakıcıların ateşlenmesi, jeneratörden gelen gaz ile sağlanır. Püskürtücü gaz ihtiyacını minimize etmek amacıyla moleküler süzgeç kullanılır. Püskürtücü gaz olmadığına moleküler kütlesi havadan daha az olan doğalgaz içeren ateşleme bacalarında havanın bacadan girmesi mümkündür.

6. DOĞALGAZIN SIVILAŞTIRILMASI

Günümüzde hızla endüstrileşme sonucu hızlı bir rekabet ortamı doğmuş ve bu rekabet ortamı sonucunda enerji kaynakları gitgide önem kazanmıştır. Son yıllarda özellikle doğalgaz enerji kaynakları içersinde kullanımı en hızlı artan enerji kaynağı haline gelmiştir.

Deniz aşırı ülkelerdeki doğalgazın, deniz içerisinden, boru hattı yoluyla taşınması, karada boru hattı yoluyla taşınmasından yaklaşık 5 kat daha pahalıya mal olduğu için, doğalgazın sıvılaştırılarak taşınması, terminallerde depolanması, daha ekonomik olmaktadır. 1988 yılında ülkeler arasında alınıp satılan doğalgaz miktarı 265 milyar metreküp olup, bunun yaklaşık %22,1 kadarı sıvılaştırılmış doğalgaz olarak taşınmıştır. 1989'da yapılan 9. Uluslar arası LNG Konferansında 90'lı yılların sonlarına doğru dünya LNG talebinde artış beklendiğini 2000'li yıllarda mevcut tüketimin 2 misli, 2010 yılında ise mevcut tüketimin 3 misli olması beklenmektedir (Adanalı,2006).

LNG kriyojenik prosesler sonucunda elde edilir. Bu proseste ilk olarak asit ve suyun doğalgazdan uzaklaştırılması gerekir. Bütün bu proseste çok yüksek miktarda enerji tüketilir. Örnek olarak bir ton LNG elde etmek için yaklaşık 850 kWh enerji tüketilir (Liu ve You,1999).

Doğalgaz yerüstünde atmosferik basınçta -161°C 'de sıvılaştırılarak sıvı fazda depolanabilmektedir. Bu esnada hacmi yaklaşık 600 kat küçüldüğü için gemilerle rahatlıkla taşınabilmektedir. Doğalgazın sıvılaştırılarak ticaretinin yapılabilmesi için ihraç eden ülkenin sıvılaştırma ve ihraç terminallerine, ithal eden ülkenin ise depolama, yeniden gazlaştırma ve LNG ithal terminallerine ihtiyacı vardır. Ülkemizde de doğalgazın temin kaynaklarını çeşitlendirmek ve talep farklılıklarının giderilmesi için Marmara Ereğlisi'nde LNG ithal terminali yapılmıştır.

6.1 Tarihi Gelişim

Doğalgaz'ın sıvılaştırılması ilk defa 1910 yılında A.B.D.'nin Virginia Eyaletinde gerçekleşmiştir. Buradaki ana gaye, ticari amaçlı olarak doğalgazdan etan ve propanın sıvı halde ayrıştırılabilmesi idi. Doğalgaz, kombine sıkıştırma ve soğutma işlemleri uygulanarak sıvılaştırılmış ve elde edilen etan ve propan yerel olarak satılmıştır.

1920 yılında, A.B.D.'de nehir yolu ile LNG taşınmasının sağlamak için özel izole edilmiş konteynerlerin tasarım ve konstruksiyon konusunda birçok patent başvurusu yapıldı ve bunlar kabul edildi.1937 yılında LNG depolama ve taşınımı ile ilk patent Twomey'e verildi. Bundan üç sene sonra, Hope doğalgaz şirketi 8000 m³/GÜN kapasiteli bir pilot LNG fabrikası kurdu. Burada kaskat metodunu kullandı.

Doğu Ohio Gaz firması Cleveland'da 1941 yılında daha geniş bir LNG tesisini \$1,25 milyon maliyetle kurdu. 113.000 m³/GÜN kapasiteli tesisin amacı, yaz periyodu boyunca meydana gelen fazlalık doğalgazı sıvılaştırıp depolayarak kış periyodunda pik talebi karşılamaktır. Tesis kurulduktan 3 sene sonra tesise ek tesisler yapılmıştır. Kurulan ek tesisin belli bir bölümü kurulduktan sekiz ay sonra çökmüş, ve çıkan yangında 128 kişi ölmüştür.

1947 yılında, Dallas Dresser Industries LTD.(Texas) Rusya'da Moskova bölgesi için 127.000 m³ sıvılaştırma ve depolama kapasiteli LNG tesisinin tasarım ve inşasını yapmıştır. Tesis Moskova'da geniş bir depolama tankı olarak kullanılmıştır.1940-1950 yılları arasında Amerika'da birçok sıvılaştırma tesisi geliştirilmiştir.1955 yılında Amerika'lı Constock Int. Methane LTD., LNG'nin okyanusta taşınabilmesi için bir proje ve tasarım çalışmaları yürütmüştür. İki yıl sonra British Gas Council şirketi ile birlikte anlaşma yaparak, Büyük Britanya'da tüketilen doğalgazın %10 kadarını ABD'den ithal etmiştir. (Lom, 1974)

1960'lı yıllarda, Cezayir'de CAMEL şirketi tarafından Afrika'nın en büyük kapasiteli LNG tesisi kurulmuştur. 1964'ten itibaren buradan alınan LNG, İngiltere ve Fransa'ya taşınmıştır.

Dünyanın en büyük LNG tüketicisi olan ABD, Fransa, İtalya ve İspanya 1971 sonundan beri Libya'dan LNG ithal etmektedir. Yılda yaklaşık 1 milyar m³ LNG ABD'nin doğu kıyısına taşınmıştır. Bu değer ısı kapasite olarak 1 milyon ton sıvı benzine eşittir (Lom, 1974).

Bugün ihraç eden ülkeler arasına Cezayir, Libya ve Brunei'nin yanı sıra; Katar, Abu Dabi, İran, Venezuela, Avustralya, BDT; Nijerya ve Endonezya gibi ülkeler katılmıştır. LNG'nin çok önemli bir avantajı da, bünyesindeki enerji yoğunluğu nedeniyle uçak ve roketlerde kullanıma elverişli olmasıdır. Bunun yanında yeraltı araçlarında da kullanılması planlanmaktadır (Blomen,1993).

6.2 Gazların Sıvılaştırılması

Gazların sıvılaştırılması soğutmada daima önemli bir alan olmuştur. Birçok mühendislik prosesi, kriyojenik sıcaklıklarda gazların sıvılaştırılması ile ilgilidir. Böyle işlemlere örnek olarak oksijen ve azotun havadan ayrıştırılması, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması ve düşük sıcaklıklarda malzeme özelliklerini ve süper iletkenlerin incelenmesi gösterilebilir (Barron, 1966).

Kritik nokta değeri üzerindeki sıcaklıklarda bir saf madde sadece gaz fazındadır. Helyum, hidrojen ve azot 1 bar basınç altında sırasıyla -268°C , -240°C , -147°C gibi düşük doyma sıcaklıklarına sahiptir. Bu maddeler hiçbir zaman normal şartlar altında sıvı halde bulunamazlar. Yine bu düşük sıcaklıklara bilinen basit yöntemlerle ulaşamaz. Bu sıcaklıklara ancak özel yöntemlerle ulaşılabilir.

LNG'nin birçok kullanım alanı vardır. Bunlara gaz türbinleri, uçak sanayi, özellikle helikopterler için jet yakıtı olarak, otomotiv sanayi, soğutma amacıyla ve diğer alanlarda kullanılmaktadır.

6.3 Sistem Performans Parametreleri

Sıvılaştırma sistemlerine etki eden 3 ana fonksiyon vardır.

$$1)\text{Birim gazın sıkıştırılması için harcanan güç:} \quad -w/m \quad (6.1)$$

$$2)\text{Birim gazın sıvılaştırılması için harcanan güç:} \quad -\dot{w} / \dot{m}_f \quad (6.2)$$

$$3)\text{Toplam gaz akışının sıvılaştıran gaza oranı:} \quad y=m_f/m \quad (6.3)$$

Bun fonksiyonlardan aşağıdaki eşitlik ortaya çıkar.

$$-w/m=(-w/m_f)y \quad (6.4)$$

Her sıvılaştırma işleminde harcanan işi azaltmak ve sıvılaştırılan gaz miktarını arttırmak isteriz. Bu eşitlikler her gaz için değişiklik gösterir. Bu yüzden aynı sistemde farklı gazların davranışını gösteren başka bir parametreye ihtiyaç vardır. Gazların davranışını gösteren bu parametreye FOM (Figure of Merit) adı verilir. FOM minimum işin sistemin gerçek gücüne oranıdır.

$$FOM = W_{tr}/W = (-W_i/m) = (-W/m_f) \quad (6.5)$$

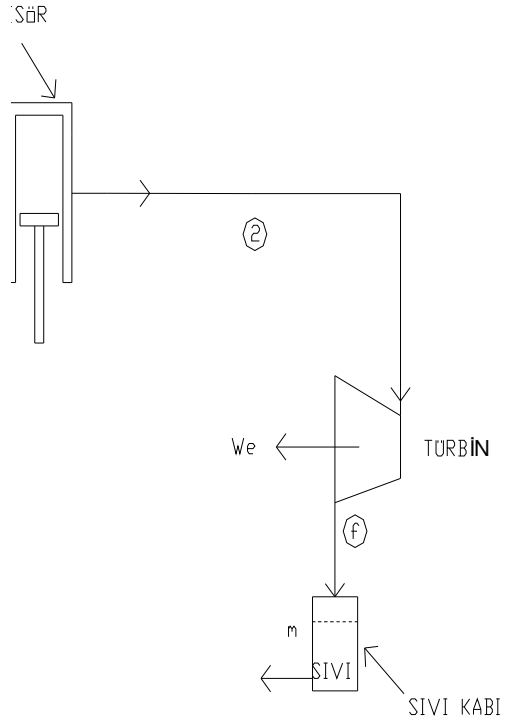
FOM 0 ile 1 arasında bir rakamdır ve kullanılan sistemin ideal sisteme ne kadar yaklaştığını gösteren bir değerdir. Bu değeri etkileyen parametreleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- 1)Kompresör ve genleştirici adyabatik verimleri.
- 2)Kompresör ve genleştirici mekanik verimleri.
- 3)Isı değıştirgeci etkinliğı
- 4)Boru ve diğerelemanlardaki basınç kaybı.
- 5)Çevreden sisteme olan ısı transferi.

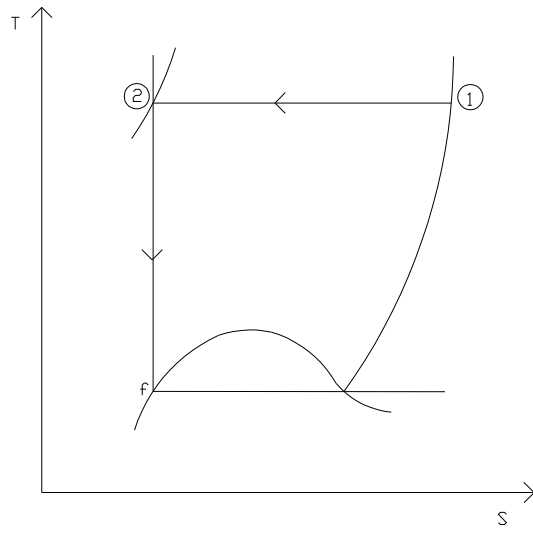
6.4 Termodinamik Açıdan İdeal Sistem

Sıvılaştırma sistemlerini FOM açısından karşılaştırmak için ideal sıvılaştırma işlemlerini termodinamik açıdan incelemek gerekir. Termodinamik açıdan en ideal çevrim Carnot çevrimidir.

Sıvılaştırma işlemi açık sistemdir. Bu nedenle ideal sıvılaştırma sistemi için Carnot çevriminin ilk iki prosesini seçmemiz gerekir. Yani tersinir izotermal sıkıştırma ve bunu izleyen tersinir izoentropik genişleme. İdeal sistem aşağıdaki şekilde ve T-S diagramında gösterilmiştir.



Şekil 6.1 İdeal Sıvılaştırma Sistemi



Şekil 6.2 İdeal Sistem T-S diagramı

Sıvılaştırılacak olan gaz tersinir ve izotermal olarak çevre şartlarından (1 no'lu nokta) yüksek basınç seviyesine (2 nolu nokta) sıkıştırılmıştır. Bu seçilen yüksek basınç değeri öyle bir değerdir ki, genleşme valfinde tersinir izoentropik olarak genleştiğinde doymuş sıvı haline gelir (f noktası).F noktasındaki basınç, başlangıç noktası olan 1 noktası ile aynı seviyededir.

İzotermal sıkıştırma sonucu ulaşılan basınç değeri çok yüksektir. Bu değerler kompresör ünitesi olmaksızın ulaşılması imkansız değerlerdir. İşte bu yüzden ideal çevrim gerçek bir çevrim olamaz. Bu yüzden sıvılaştırma işlemlerini 1. yasası açısından incelemek gerekir. Bu sistem için eşitliği aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\dot{Q}_{\text{net}} - \dot{W}_{\text{net}} = \sum_{\text{ÇIKAN}} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) - \sum_{\text{GİREN}} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) \quad (6.6)$$

Burada $\dot{Q}_{\text{net}}$ sisteme veya sistemden olan ısı transferi, $\dot{W}_{\text{net}}$ sistemin yaptığı veya sisteme giren net iş, h entalpi, $v^2/2g_c$ kinetik enerji ve zg/g_c potansiyel enerjidir. Kinetik ve potansiyel enerji değerleri entalpi değişimine göre çok küçük olduğu için gözardı edilebilir.

Buna göre 1. kanunu aşağıdaki gibi yazabiliriz;

$$\dot{Q}_{\text{net}} - \dot{W}_{\text{net}} = \sum_{\text{ÇIKAN}} \dot{m}h - \sum_{\text{GİREN}} \dot{m}h \quad (6.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{tr}} - \dot{W} = \dot{m}(h_f - h_1) = -\dot{m}(h_1 - h_f) \quad (6.8)$$

Carnot çevriminde ısı transfer prosesi tersinir ve izotermaldir. Buna göre;

$$\dot{Q}_{\text{rt}} = \dot{m}T_1(s_2 - s_1) = -\dot{m}T_1(s_1 - s_f) \quad (6.9)$$

2 noktası ile f noktası arasındaki proses izoentropiktir ve 2 noktası sıvı halidir. Q_R yerine bir önceki eşitlikteki değeri koyarsak eşitlik aşağıdaki hale dönüşür.

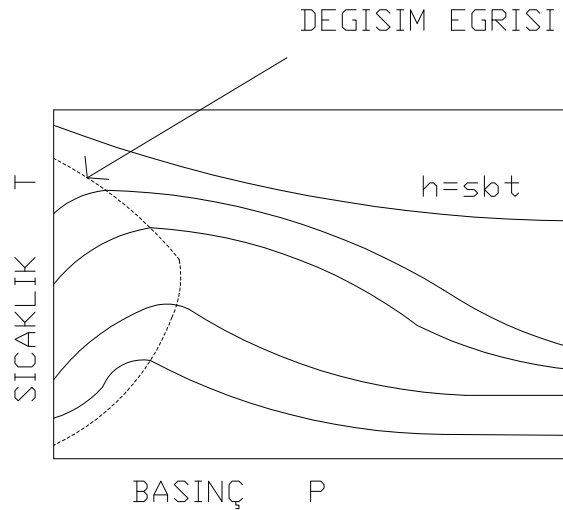
$$\frac{-\dot{W}_i}{\dot{m}} = T_1(s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) = \frac{-\dot{W}_i}{\dot{m}_f} \quad (6.10)$$

Bu eşitlik bize sıvılaştırma için gereken minimum iş miktarını verir. Yani bu bizim ulaşmamız gereken ideal sistemdir.

6.5 Düşük Sıcaklıklara Ulaşmak

Sıvılaştırma sistemlerinin çoğu düşük sıcaklıklara ulaşmak için genleşme valfi veya Joule-Thomson valfi kullanır. Joule-Thomson valfinin girişinde ve çıkışında entalpi değerleri aynı kabul edilebilir. Valf içindeki akış tersinir olmamasına ve izoentalpik bir proses olmamasına rağmen giriş ve çıkış durumları aynı entalpi eğrisi üzerinde gösterilir.

Çeşitli giriş şartlarına göre çıkış şartları elde ederiz ve sabit entalpi eğrisi ortaya çıkar. Gerçek gazlar için genleşme valfinden sonra sıcaklığın düştüğü veya duruma göre sıcaklığın arttığı durumlar vardır. Soğutma sistemlerinde tabii ki sıcaklığın düşmesi istenir. Bu durumlar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bu sıcaklık değişimlerini ayıran eğriye değişim eğrisi (inversion curve) denir.



Şekil 6.3 Değişim Eğrisi

Termodinamik açıdan genleşme valfi yerine türbin kullanmakta mümkündür. Bu sayede de ısı ve basınç düşümü sağlanabilir ve hatta kriyojenik sistemler için bu tip bir türbin bir şirket

tarafından geliştirilmiştir. Ancak genel olarak uygulamalarda pratik ve ekonomik olmadığı gözlenmiştir (Çengel,1997).

Sıcaklık değişiminin izoentalpik basınç değişimine etkisi Joule-Thomson katsayısı olarak bilinir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (6.11)$$

Bu oran sabit entalpide sıcaklığın basınca göre değişimi olarak açıklanır. Joule-Thomson oranı izoentalpik eğrilerin eğimidir. Değişim eğrisi üzerinde Joule –Thomson oranı sıfırdır. Çünkü değişim eğrisinin izoentalpi çizgilerinden geçtiği yerdeki eğim sıfırdır. Eğer genişleme sırasında sıcaklık artarsa Joule-Thomson katsayısı negatif, düşerse pozitifdir.

Bunu şu şekilde gösterebiliriz;

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = - \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \quad (6.12)$$

Basit termodinamik kurallarından;

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (6.13)$$

Özgül ısı tanımından;

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad \text{ve} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (6.14)$$

6.12 ve 6.14 eşitliklerinden;

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] \quad (6.15)$$

$v=RT/P$ eşitliğinden;

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} = \frac{v}{T} \quad (6.16)$$

6.6 Doğalgaz Sıvılaştırma Metodları

Kullandığımız doğalgaz, rezervlerine bağlı olarak, metan dışında su buharı, CO₂ H₂S, ağır hidrokarbonlar ve benzeri maddeler içerir. Sıvılaştırılması düşünülen doğalgazın öncelikle bu yabancı maddelerden arındırılması ya da seçilen sıvılaştırma yöntemine bağlı olarak kabul edilebilir konsantrasyonlara düşürülmesi gerekir. Bilinen yöntemlerden biri ile doğalgaz saflaştırıldıktan sonra ikinci kademede sıvılaştırma işlemine tabii tutulur.

Bir NG sıvılaştırma tesisinde maliyetin en büyük kısmı NG sıvılaştırma ünitesine aittir. Kalan kısım ise saflaştırma, depolama, geliştirme, personel, iletim ve dağıtım gibi kısımlarında kullanılır. Sıvılaştırma ünitesinin fazla maliyeti nedeniyle sıvılaştırma üzerinde daha yoğun araştırmalar yapılmış ve sonuçta birçok sıvılaştırma yöntemi ortaya çıkmıştır. Bunların bir kısmı pratik uygulama alanı bulmuş bir kısmı ise teorik bazda kalmıştır. Aşağıda en çok kullanılan 3 yöntem anlatılmıştır.

6.6.1 Kaskat Sıvılaştırma Yöntemi

Bu yöntem verimin yüksek olması sebebiyle sıkça kullanılır. Bu sistem ilk olarak hava için kullanılmıştır. Bu sistemde ilk basamakta amonyak etileni sıvılaştırmada kullanılır. Daha sonraki basamakta etilen doğalgazı sıvılaştırır (Keesom ,1933). Bu sistemde Freon gazları da kullanılabilir. Bu tip sistemlerde kullanılmaktadır ancak sızdırmazlığı sağlamak çok zordur (Ball,1954).Sistemde 5 adet ana eleman kullanılır.

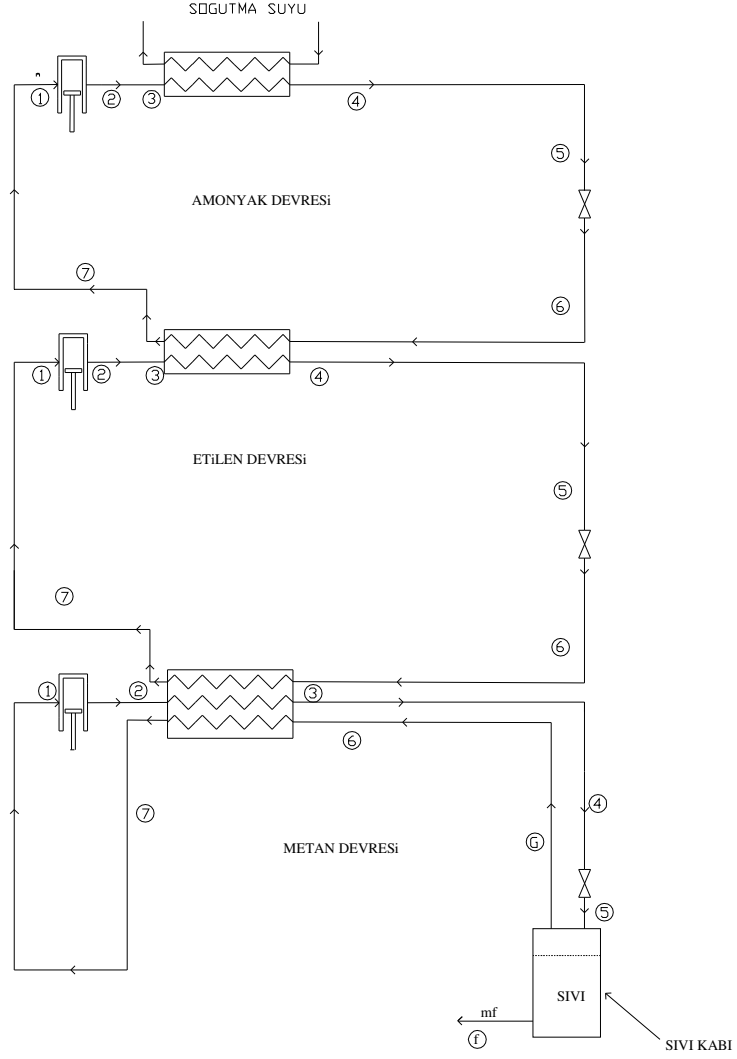
Bunlar,

- Kompresörler
- Sulu soğutucular
- Buharlaştırma kuleleri
- Vanalar
- Sıvı birikim tankı

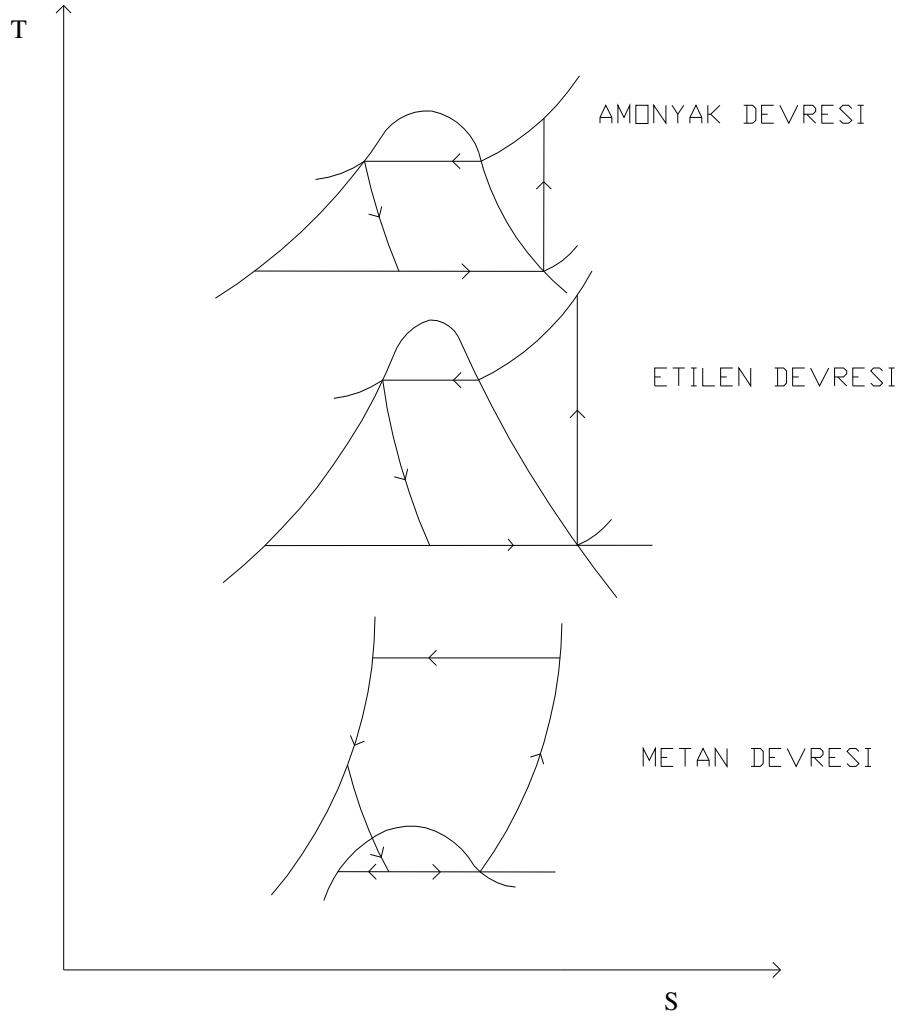
Bu sistemin en büyük avantajı daha düşük basınç değerlerinde çalışmasıdır. Öte yandan pratikte önemli bir dezavantajı da vardır. Sistemde birden fazla hat vardır. Bu hatların sızdırmazlığının çok iyi sağlanması gerekir; aksi halde, ortaya çıkacak hasar veya arızalarda maddi kayıplar çok yüksek olur.

Kaskat sistemler dünyada kullanılan ilk sıvılaştırma sistemleri olmasına rağmen hala Amerika, Cezayir ve Alaska'da kullanılmaktadır. Diğerlerine göre daha pahalı bir sistemdir.

Bu sistemde işletme ve yatırım maliyetlerini arttıran etkenler kompresörlerdir. Bunun için iki veya daha fazla akışkanın karışımından meydana gelen kombine devreli soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistemlerde soğutma için kullanılan akışkanlar karışım halinde bir kompresörde sıkıştırılır ve her bir akışkan kendi çiy noktası sıcaklığında ısı çekerek soğutma yapar.



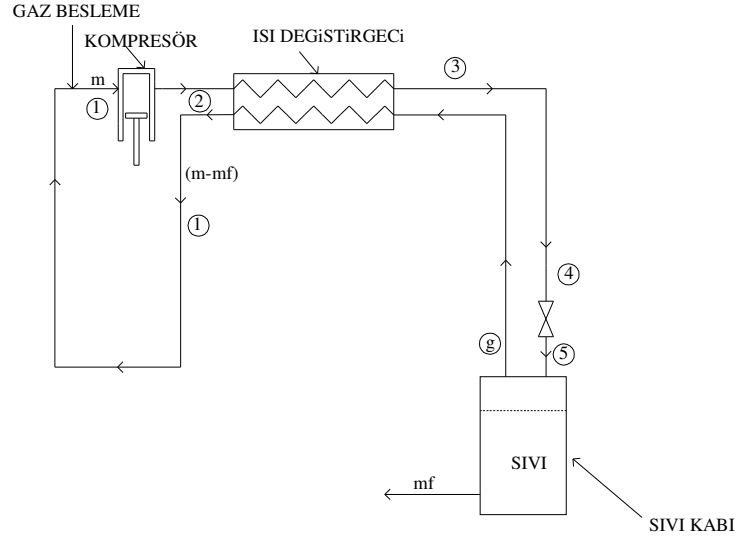
Şekil 6.4 Kaskat Metodu Şematik Gösterimi



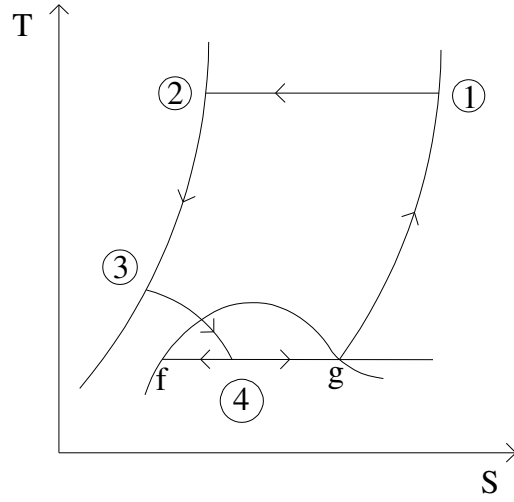
Şekil 6.5 Kaskat Metodu T-S Diagramı

6.6.2 Linde Metodu

Linde metodu sıvılaştırma sistemleri içerisinde en basit metod olmasına rağmen Kaskat sistem kadar tercih edilmez. Linde metodunun şematik gösterimi ve T-S diagramı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 6.6 Linde metodu şematik gösterimi



Şekil 6.7 Linde metodu T-S diagramı

İdeal Sistemin Analizi İçin Yapılan Kabuller

- Tersinir olmayan basınç düşümü yok.(genleşme valfi hariç)
- Çevre ile ısı alışverişi yok.
- Isı eşanjörü verimi %100.

Gaz ilk olarak 1 noktasından 2 noktasına tersinir ve izotermal olarak sıkıştırılır. Gerçekte bu durum iki proses olarak gerçekleşir. Yani tersinir olmayan adyabatik veya politropik sıkıştırmayı, gaz sıcaklığının ortam sıcaklığının birkaç derece altına düşürülmesi takip eder. Buradan çıkan sıkışmış gaz ısı değiştirgecine girer. Basınç ve sıcaklığında düşüş meydana gelir. Buradan sonra 3 noktasındaki genleşme valfine girer. Buradan sonra 4 noktasına gelir. Burada gazın belli bir miktarı sıvılaşmıştır. Sıcaklık çok düşük değerlere ulaşmıştır. Sıvılaşmış olan gaz sistemden çekilir. Kalan soğuk gaz ise ısı değiştirgecinden geçerek tekrar kompresöre gider.

I. yasayı Linde sisteminin ısı değiştirgeci genleşme valfi ve sıvı tankı içeren kısmına uygularsak;

$$0 = (\dot{m} - \dot{m}_f) h_1 + \dot{m}_f h_f - \dot{m} h_2 \quad (6.17)$$

Etraftan hiçbir ısı transferi olmadığını varsayarsak sıvılaştırılan gazın oranı şu şekilde ifade edilebilir;

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} = y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \quad (6.18)$$

Sıvılaştırılan gazın oranı, şebeke sıcaklığı ve basıncına bağlıdır. Başlangıç koşullarını seçmek açısından fazla şansımız yoktur. 1 ve f noktaları tanımlanmıştır. Bu yüzden 2 noktasının seçimindeki farklılıklar sistemin performansına etki eder. Termodinamik açıdan en uygun basınç değeri h_2 yi en küçük yapan değerdir. h_2 yi en küçük yapan değer;

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T=T_1} = 0 \quad (6.19)$$

6.19 ve 6.15 eşitliklerini yerine koyarsak;

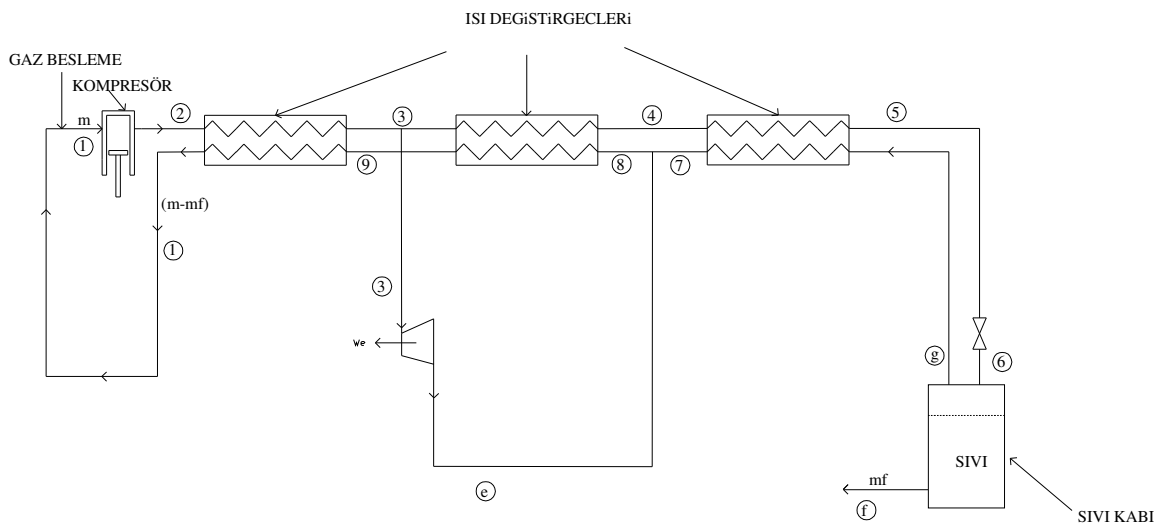
$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T=T_1} = 0 = \mu_{JT} c_p]_{T=T_1} \quad (6.20)$$

Yani T_1 sıcaklığı için h_2 yi en küçük yapan eşitlik $\mu_{jt}=0$ olur.

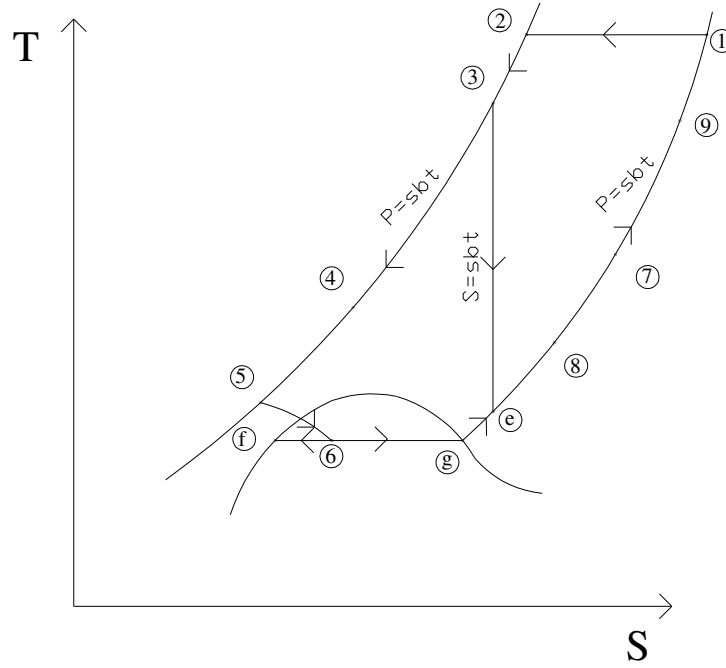
6.6.3 Claude Metodu

Genleşme valfindeki proses tersinir olmayan bir prosestir. Yani olaya termodinamik açıdan bir açıklama getirmek gerekirse; eğer daha yüksek bir performans elde etmek istiyorsak daha düşük sıcaklıklara ulaşacak daha verimli bir proses elde etmemiz gerekir.

Claude metodunda enerji gaz akımının içinden alınır ve türbin veya genleştiricinin iş yapmasını sağlar. Eğer genleşme motoru tersinir ve adyabadik olsaydı genleşme prosesi izentropik olurdu ve izentalpik prosese göre daha düşük sıcaklıklara ulaşıldırdı. Aşağıda Claude metodunun şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 6.8 Claude metodu şematik gösterimi



Şekil 6.9 Claude Metodu T-S Diagramı

Claude metodunda gaz ilk olarak 40atm basınca sıkıştırıldıktan sonra ilk ısı değiştirgecine girer. İlk ısı değiştirgecinden çıktıktan sonra yaklaşık olarak gazın %60 lik kısmı çekilir, genleştiricide genleşir ve dönüş hattına girerek ikinci ısı değiştirgecine girer. Buharın sıvılaşması ikinci ve üçüncü ısı değiştirgeçlerinden de geçerek devam eder ve son olarak sıvı kabına ulaşır. Buraya ulaşan gazın üzerinde toplanan soğuk buhar dönüş hattından geçer ve bu sayede bu har akımının soğutulması sağlanır.

Genleşme valfinin claudde sisteminde kullanılması zorunludur. Çünkü çok fazla sıvının genleştiriciye girmesi istenmeyen bir durumdur ve çok fazlası tolere edilemez. Bilindiği gibi sıvıların sıkıştırılabilirliği gazların sıkıştırılabilirliğine göre çok daha azdır. Bu nedenle eğer genleştiricide sıvı bulunursa bu sistemde büyük gerilmelere neden olur. Ancak çok iyi türbinlerde %15 lere kadar sıvı tolere edilebilir.

Bazı Claude sistemlerinde genleştiriciden alınan güç ile gazın sıkıştırılması sağlanabilir. Bu güç sıvılaştırmada kullanılır. Daha küçük ölçekli sistemlerde bu güç türbini frenlemede kullanılır. Bu kullanılan enerji sıvılaşan miktar üzerinde etkili değildir, sadece genleştirici çalışmadığı zaman sıkıştırmada harcanan güç gereksinimi artar.

Termodinamiğin birinci kanununu laminar akışlı, ısı değıştirgeçli, türbin, genleşme valfli ve sıvı hazneli bu sistem için aşağıdaki gibi yazarız.

$$-\dot{W}_e = (\dot{m} - \dot{m}_f) h_1 + \dot{m}_f h_f - \dot{m} h_2 \quad (6.21)$$

Burada $\dot{W}_e$ genleştiriciden alınan güçtür. Termodinamiğin birinci kanununu sadece genleşme motoru için yazarsak;

$$-\dot{W}_e = \dot{m}_e (h_e - h_3) \quad (6.22)$$

Toplam akımla genleştiriciden geçen akımı oranlar ve buna x dersek;

$$x = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}} \quad (6.23)$$

Elde ettiğimiz denklemlerden (6-23) ve (6-18) i birleştirirsek karşımıza aşağıdaki denklem çıkar;

$$y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + x \frac{h_3 - h_e}{h_1 - h_f} \quad (6.24)$$

Burada ikinci terim Linde metoduna kıyasla iyileşmeyi gösterir. Eğer genleştiriciden güç alınmazsa bu sistemde birim kütle akışkanı sıkıştırmak için gereken güç ile linde metodunda kullanılan güç aynıdır. Ancak genleşmeden ortaya çıkan güç yardımcı olarak kullanılırsa net iş aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{-\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{-\dot{W}_c}{\dot{m}} - \frac{-\dot{W}_e}{\dot{m}} = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] - x(h_3 - h_e) \quad (6.25)$$

Burada son terim genleştirme işleminin yardımından dolayı kazanılan güçtür.

- Referans Noktaları:

1. Kompresöre giren gazın sıcaklığı 22°C ve basıncı 0.8 bar'dır.
2. Kompresöre giren gaz sabit sıcaklıkta 60 bar basınca kadar sıkıştırılmaktadır.
3. Kompresörden çıkan akışkan kızgın buhardır.
4. Sıvılaştan gazın sıcaklığı -161°C, basıncı 1 bar dır.

1. referans noktasından başlanarak, basınç kayıpları ve ısı kayıp/kazançları gön önüne alınarak tüm noktaların sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri bulunur. 6 noktasının değeri ısı değiştirgecine termodinamiğin birinci kanunu uygulanarak bulunur. h_4 ve h_5 birbirlerine eşittir. Basınç değerleri de bilindiği için bu noktaların değerleri de kolay bulunur. Çizelge 7.1 de bu sistemin yukarıdaki kabullere göre hesaplanan dizayn değerleri verilmiştir.

Çizelge 7.1 Linde Metodu Tasarım Değerleri

NO:	DURUM	<u>basınç</u> atm	<u>sıcaklık</u> K	<u>entalpi</u> kJ/kg	<u>entropi</u> kJ/kgK	<u>ekserji</u> kJ/kgK
1	KIZGIN BUHAR	0,8	295,15	1189,1	11,631	11,66
2	KIZGIN BUHAR	60	295,15	1125,98	9,308	617,76
3	DOYMUŞ SIVI	59,9	200	765.71	7.665	747,36
4	DOYMUŞ SIVI	59,9	206,1	767,1	7,776	715,6
5	ISLAK BUHAR	1	112,15	767,1	9,257	274
GAZ	DOYMUŞ BUHAR	1	112,15	796,9	9,523	224,58
6	KIZGIN BUHAR	1	140,8	800	9.453	248,55
7	KIZGIN BUHAR	0,9	290	1178,04	11,57	4,59

Kullanılabilir ekserji analizi:

- 1-2 Noktaları Arası Kompresör (SASA,Isı Kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad (7.1)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{2-3} + (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})] \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_1 + q_{1-2}) + (h_1 - h_2) - T_o (s_1 - s_2) \quad (7.2)$$

- 3-6-7 Noktaları Arası Isı Değiştirgeci (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=(\Psi_2 + \Psi_6) - (\Psi_3 + \Psi_7) \quad (7.3)$$

$$m \times \Psi_{ky}=m \times [(\Psi_2 + \Psi_6) - (\Psi_3 + \Psi_7)] \quad (7.4)$$

$$\Psi_{ky} = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2-s_0) + (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) - (h_7 - h_0) + T_0 (s_7-s_0) - (h_3 - h_0) + T_0 (s_3-s_0) \quad (7.5)$$

- 3-4 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_3 - \Psi_4 \quad (7.6)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a3} - \Psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \quad (7.7)$$

- 4-5 arası kısılma valfi (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_4 - \Psi_5 \quad (7.8)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a4} - \Psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = - T_0 (s_4 - s_5) \quad (7.9)$$

- gaz-6 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_{gaz} - \Psi_6 \quad (7.10)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{agaz} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_{gaz} - h_6) - T_0 (s_{gaz} - s_6) \quad (7.11)$$

- 7-1 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_7 - \Psi_1 \quad (7.12)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a7} - \Psi_{a1}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_1) - T_0 (s_7 - s_1) \quad (7.13)$$

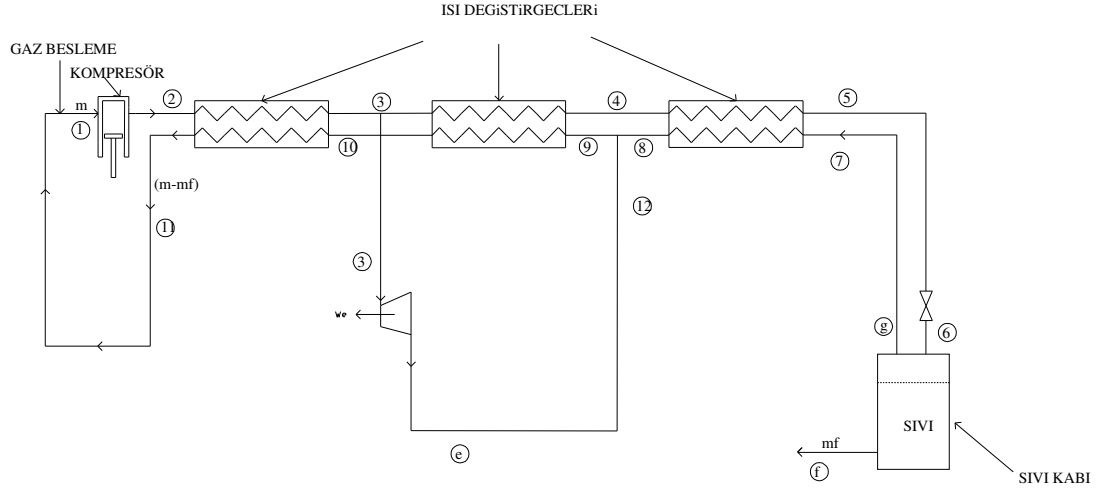
Çizelge 7.2 Linde Metodu Ekserji Tablosu

	Isı kaybı/kazancı (kW)	iş(kW)	Ekserji kaybı(kW)
1-2	0	63,12	629,04
2-3-6-7	2	0	110,28
3-4	1,39	0	31,7
4-5	0	0	441,56
gaz-6	3,1	0	23,97
7-1	11,06	0	7,13

Çizelge 7.2 den görüldüğü üzere ekserji kaybının en yüksek olduğu eleman kompresördür. Kompresörün izoentropik verimi %85 tir ve bu verim yükseldikçe kompresörlerdeki kullanılabilir ekserji kaybı azalacak ve sistemin verimi yükselecektir. Kompresörün veriminin yükselmesi dizayn kriterlerine bağlıdır bu yüzden dizayn ve üretim sırasındaki değişiklikler ile verim iyileştirilebilir.

Yüksek oranda kullanılabilir enerji kaybına neden olan bir başka eleman ise kısılma valfidir. Kısılma valfindeki basınç tamamen basınç düşümünden kaynaklanmakta olup, elemanın dizaynına bağlı değildir. Kısılma valfinin sabit entalpide çalışması için dışarıya ısı alışverişi engellenmelidir. Bunun için bu elemanın çok iyi bir şekilde yalıtılması gerekir. Bunun dışında kısılma valfinden önce de ekserji kaybı yüksektir. Bunu azaltmak için boruların çok iyi yalıtılması gerekir.

8 CLAUDE METODUNUN II. YASA ANALİZİ



Şekil 8.1 Claude Metodu Gerçek Hal Şematik Gösterimi

Şekil 8.1 de Claude çevrimi şematik olarak verilmiştir. Bu sistemde doğalgaz sıvılaştırılacaktır. Sistemin termodinamik analizinin yapılabilmesi için belirli noktaların termodinamik özellikleri bilinmek zorundadır. Bu değerlerin hesaplanabilmesi için sistemin dizaynında bazı kabuller yapılmalı ve referans noktaları seçilmelidir (REMELJEJ ve Hoadley, 2004).

Kabuller:

- Sistemin tümünde sürtünme dolayısıyla basınç kaybı vardır.
- Sistemde belirlenen boru parçalarında 10 kPa basınç kaybı ve 2kJ/kg ısı kazancı vardır.
- Isı değiştirgeçlerinde 10kPa basınç kaybı vardır.
- Sistemin tümünde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Genleşme valfinde entalpi değişmemektedir.
- Çevre sıcaklığı 22°C ve basınç 1 bar'dır.
- Türbin ve kompresör verimleri %85 olarak kabul edilmiştir.

Referans Noktaları:

1. Kompresöre giren gazın sıcaklığı 22°C ve basıncı 0.6 bar'dır.
2. kompresöre giren gaz sabit sıcaklıkta 60 bar basınca kadar sıkıştırılmaktadır.
3. Kompresörden çıkan akışkan kızgın buhardır

Ana devreden %60 oranında gaz çekilirse;

Çizelge 8.1 %60 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri

NO:	DURUM	<u>basıncı</u> atm	<u>sıcaklık</u> K	<u>entalpi</u> kJ/kg	<u>entropi</u> kJ/kgK	<u>ekserji</u> kJ/kgK
1	KIZGIN BUHAR	0,6	295,15	1189,29	11,674	24,17
2	KIZGIN BUHAR	60	295,15	1125,98	9,308	610,84
3	KIZGIN BUHAR	59,9	270	1056	9,053	616,13
4	DOYMUŞ SIVI	59,8	183,15	817,23	6,995	984,78
5	DOYMUŞ SIVI	59,7	153,15	767,1	7,643	743,4
6	ISLAK BUHAR	1	112,15	767,1	9,257	267,02
GAZ	DOYMUŞ BUHAR	1	112,15	796,9	9,523	218,31
7	KIZGIN BUHAR	1	195	973,6	10,695	49,1
8	KIZGIN BUHAR	0,9	225	1037,53	11,015	18,57
9	KIZGIN BUHAR	0,9	156	997,6	10,836	31,48
E	KIZGIN BUHAR	1	143,75	800,15	9,452	242,51
12	KIZGIN BUHAR	1	207	993,3	10,824	33,67
10	KIZGIN BUHAR	0,8	255	1101,8	11,313	5,11
11	KIZGIN BUHAR	0,7	290	1178,04	11,57	4,72

Ana devreden %40 gaz çekilirse;

Çizelge 8.2 %40 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri

<u>NO:</u>	<u>DURUM</u>	<u>basınc</u> <u>atm</u>	<u>sıcaklık</u> <u>K</u>	<u>entalpi</u> <u>kJ/kg</u>	<u>entropi</u> <u>kJ/kgK</u>	<u>Ekserji</u> <u>kJ/kgK</u>
1	KIZGIN BUHAR	0,6	295,15	1189,29	11,674	24,17
2	KIZGIN BUHAR	60	295,15	1125,98	9,308	610,84
3	KIZGIN BUHAR	59,9	270	1056	9,053	616,13
4	DOYMUŞ SIVI	59,8	183,15	817,23	6,995	984,78
5	DOYMUŞ SIVI	59,7	153,15	767,1	7,643	743,4
6	ISLAK BUHAR	1	112,15	767,1	9,257	267,02
GAZ	DOYMUŞ BUHAR	1	112,15	796,9	9,523	218,31
7	KIZGIN BUHAR	1	195	973,6	10,695	49,1
8	KIZGIN BUHAR	0,9	220	1032,52	10,95	32,74
9	KIZGIN BUHAR	0,9	180	943,6	10,54	64,84
E	KIZGIN BUHAR	1	143,75	800,15	9,452	242,51
12	KIZGIN BUHAR	1	147	830,8	9,72	194,06
10	KIZGIN BUHAR	0,8	254	1101,1	11,32	7,88
11	KIZGIN BUHAR	0,7	290	1178,04	11,57	4,72

Ana devreden %20 gaz çekilirse

Çizelge 8.3 %20 Ara Gaz Çekimli Claude Metodu Tasarım Değerleri

NO:	DURUM	<i>basınc</i> atm	<i>sıcaklık</i> K	<i>entalpi</i> kj/kg	<i>entropi</i> kj/kgK	<i>ekserji</i> kj/kgK
1	KIZGIN BUHAR	0,6	295,15	1189,29	11,674	24,17
2	KIZGIN BUHAR	60	295,15	1125,98	9,308	610,84
3	KIZGIN BUHAR	59,9	270	1056	9,053	616,13
4	DOYMUŞ SIVI	59,8	183,15	817,23	6,995	984,78
5	DOYMUŞ SIVI	59,7	153,15	767,1	7,643	743,4
6	ISLAK BUHAR	1	112,15	767,1	9,257	267,02
GAZ	DOYMUŞ BUHAR	1	112,15	796,9	9,523	218,31
7	KIZGIN BUHAR	1	195	973,6	10,695	49,1
8	KIZGIN BUHAR	0,9	225	1028,87	10,891	46,51
9	KIZGIN BUHAR	0,9	165	896,1	10,314	84,1
E	KIZGIN BUHAR	1	143,75	800,15	9,452	242,51
12	KIZGIN BUHAR	1	120	414,4	5,232	1102,3
10	KIZGIN BUHAR	0,8	257	1102,44	11,396	157,65
11	KIZGIN BUHAR	0,7	290	1178,04	11,57	4,72

Kullanılabilir ekseji analizi

- 1-2 Noktaları Arası Kompresör (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad (8.1)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{2-3} + (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})] \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_1 + q_{1-2}) + (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (8.2)$$

- 2-3-10-11 Noktaları Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = (\Psi_2 + \Psi_{10}) - (\Psi_3 + \Psi_{11}) \quad (8.3)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m X [(\Psi_2 + \Psi_{10}) - (\Psi_3 + \Psi_{11})] \quad (8.4)$$

$$\Psi_{ky} = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) + (h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0) - (h_3 - h_0) + T_0 (s_3 - s_0) - (h_{11} - h_0) + T_0 (s_{11} - s_0) \quad (8.5)$$

- 3-4-9-10 Noktaları Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = (\Psi_3 + \Psi_9) - (\Psi_4 + \Psi_{10}) \quad (8.6)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times [(\Psi_3 + \Psi_9) - (\Psi_4 + \Psi_{10})] \quad (8.7)$$

$$\Psi_{ky} = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) + (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) - (h_4 - h_0) + T_0 (s_4 - s_0) - (h_{10} - h_0) + T_0 (s_{10} - s_0) \quad (8.8)$$

- 4-5-7-8 Noktaları Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = (\Psi_4 + \Psi_7) - (\Psi_5 + \Psi_8) \quad (8.9)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times [(\Psi_4 + \Psi_7) - (\Psi_5 + \Psi_8)] \quad (8.10)$$

$$\Psi_{ky} = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) + (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0) - (h_5 - h_0) + T_0 (s_5 - s_0) - (h_8 - h_0) + T_0 (s_8 - s_0) \quad (8.11)$$

- 5-6 arası kısılma valfi (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6 \quad (8.12)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a5} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = - T_0 (s_5 - s_6) \quad (8.13)$$

- gaz-7 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{gaz} - \Psi_7 \quad (8.14)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{agaz} - \Psi_{a7}) \quad \Psi_{ky} = (h_{gaz} - h_7) - T_0 (s_{gaz} - s_7) \quad (8.15)$$

- 3-e Noktaları Arası Kompresör (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{3-e} + \Psi_3 - \Psi_e \quad (8.16)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{3-e} + (\Psi_{a3} - \Psi_{ae})] \quad \Psi_{ky} = (h_e - h_3 + q_{3-e}) + (h_3 - h_e) - T_0 (s_3 - s_e) \quad (8.17)$$

- 11-1 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{11} - \Psi_1 \quad (8.18)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a11} - \Psi_{a1}) \quad \Psi_{ky} = (h_{11} - h_1) - T_0 (s_{11} - s_1) \quad (8.19)$$

Ana devreden %60 gaz çekimi için Ekserji analizi

Çizelge 8.4 Claude Metodu % 60 Gaz Çekimi İçin Ekserji Tablosu

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kaybı(kW)
1-2	0	63,12	635,01
2-3-10-11	2	0	218,77
3-4-9-10	2	0	1089,11
4-5-7-8	2	0	259,1
5-6	0	0	476,37
gaz-7	176,7	0	169,21
3-e	0	255,85	373,62
e-12	192,85	0	211,8
11-1	11,27	0	19,44

Ana devreden %40 gaz çekimi için Ekserji Analizi

Çizelge 8.5 Claude Metodu % 40 Gaz Çekimi İçin Ekserji Tablosu

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kaybı(kW)
1-2	0	63,12	635,01
2-3-10-11	2	0	216,1
3-4-9-10	2	0	1052,96
4-5-7-8	2	0	257,73
5-6	0	0	481,21
gaz-7	176,7	0	172,73
3-e	0	255,85	373,61
e-12	30,65	0	109,75
11-1	11,27	0	19,73

Ana devreden %20 gaz çekimi için Ekserji Analizi

Şekil 8.6 Claude Metodu % 20 Gaz Çekimi İçin Ekserji Tablosu

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kaybı(kW)
1-2	0	63,12	705,42
2-3-10-11	2	0	219,23
3-4-9-10	2	0	1033,76
4-5-7-8	2	0	243,96
5-6	0	0	481,21
gaz-7	176,7	0	172,73
3-e	0	255,85	119
e-12	114,25	0	859,8
11-1	11,27	0	19,73

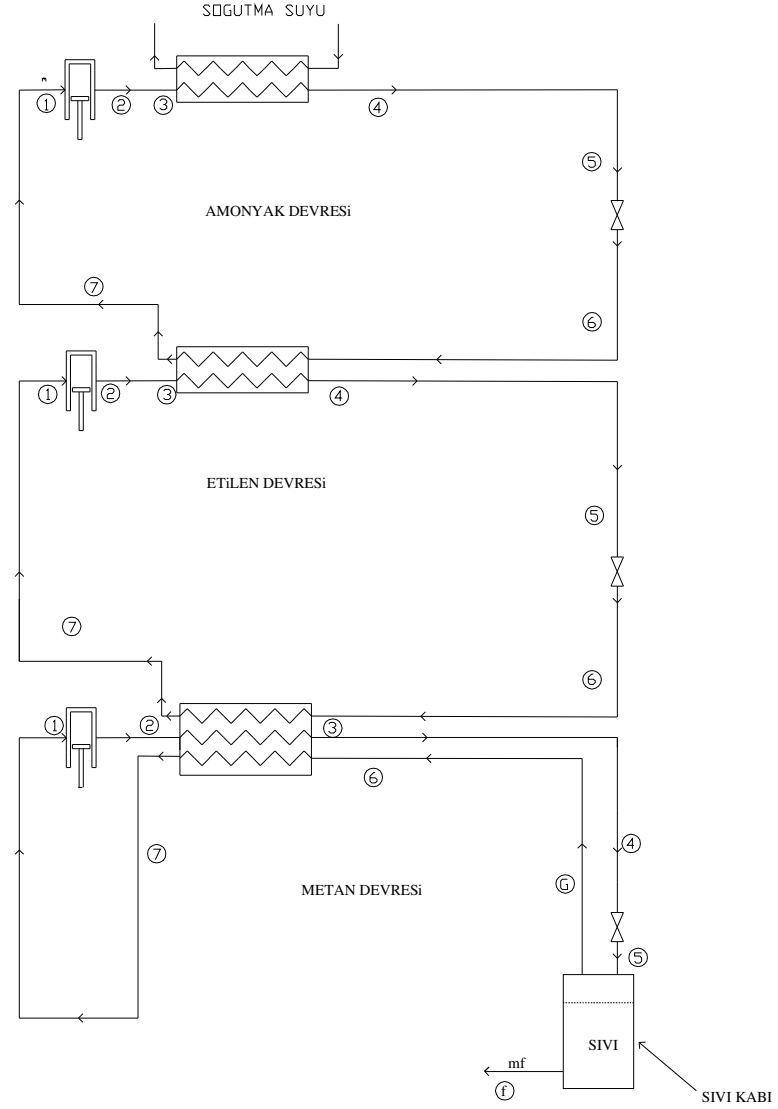
Çizelge 8.4, 8.5 ve 8.6 dan görüldüğü üzere ekserji kaybının en yüksek olduğu eleman kompresördür. Kompresörün ve türbinin izoentropik verimi %85 tir ve bu verim yükseldikçe kompresörlerdeki kullanılabilir ekserji kaybı azalacak ve sistemin verimi yükselecektir.

Kompresörün veriminin yükselmesi dizayn kriterlerine bağlıdır bu yüzden dizayn ve üretim sırasındaki değişiklikler ile verim iyileştirilebilir.

Yüksek oranda kullanılabilir enerji kaybına neden olan bir başka eleman ise kısılma valfidir. Kısılma valfindeki basınç tamamen basınç düşümünden kaynaklanmakta olup, elemanın dizaynına bağlı değildir. Kısılma valfinin sabit entalpide çalışması için dışarıya ısı alışverişi engellenmelidir. Bunun için bu elemanın çok iyi bir şekilde yalıtılması gerekir. Bunun dışında kısılma valfinden önce de ekserji kaybı yüksektir. Bunu azaltmak için boruların çok iyi yalıtılması gerekir. Sisteme eklenen türbin ile sisteme iş kazancı olmuştur ancak bu elemandaki ekserji kaybı çok yüksektir.

Bu 3 ayrı gaz çekim miktarına göre yapılan hesaplamalara bakıldığında, ana akımdan çekilen gaz miktarı azaldığında ekserji kaybının arttığı görülmektedir.

9 KASKAT METODUNUN II. YASA ANALİZİ



Şekil 9.1 Kaskat Metodu Gerçek Hal Şematik Gösterimi

Şekil 9.1 de Kaskat çevrimi şematik olarak verilmiştir. Bu sistemde doğalgaz sıvılaştırılacaktır. Sistem 3 kademeli çalışmaktadır. Birinci kademede soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılır. Düşük sıcaklıklara gelen amonyak ikinci çevrimdeki etileni soğutmak için kullanılır. Ve son olarak etilen, sıvılaştırılan doğalgazın ön soğutmasını yapmaktadır.

Sistemin termodinamik analizinin yapılabilmesi için belirli noktaların termodinamik özellikleri bilinmek zorundadır. Bu değerlerin hesaplanabilmesi için sistemin dizaynında bazı kabuller yapılmalı ve referans noktaları seçilmelidir

Kabuller:

- Sistemin tümünde sürtünme dolayısıyla basınç kaybı vardır.
- Sistemde belirlenen boru parçalarında 10 kPa basınç kaybı ve 2kJ/kg ısı kazancı vardır.
- Isı değiştirgeçlerinde 10kPa basınç kaybı vardır.
- Sistemin tümünde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Genleşme valfinde entalpi değişmemektedir.
- Çevre sıcaklığı 22°C ve basınç 1 bar'dır.
- Kompresör verimi %85 olarak kabul edilmiştir.
- Amonyak çevrimi 0,5-8 bar aralığında çalışmaktadır.
- Etilen çevrimi 1-15 bar aralığında çalışmaktadır.
- Doğalgaz çevrimi 0,7-40 bar aralığında çalışmaktadır.
- Amonyak çevriminde soğuk su rejimi 7-14 °C'dir.

Referans Noktaları:

1. Doğalgaz çevriminde, kompresöre giren gazın sıcaklığı 20°C ve basıncı 0.7 bardır.
2. Amonyak çevriminde kompresörden çıkan akışkan 8 bar 45°C'de kızgın buhardır.
3. Etilen çevriminde kompresörden çıkan akışkan 15 bar 49°C'de kızgın buhardır.

Çizelge 9.1 Kaskat Metodu Dizayn Değerleri

AMONYAK

NO:	DURUM	<u>BASINÇ</u> atm	<u>SICAKLIK</u> K	<u>ENTALPİ</u> kj/kg	<u>ENTROPİ</u> kj/kgK	<u>ekserji</u> kj/kgK
1	KIZGIN BUHAR	0,5	293,15	1520,4	6,636	99,31
2	KIZGIN BUHAR	8	318,15	1535,3	5,364	291,02
3	KIZGIN BUHAR	8	315,15	1527,42	5,3396	290,34
4	DOYMUŞ SIVI	7,9	290,61	262,85	1,003	305,72
5	DOYMUŞ SIVI	7,8	290,25	261	0,996	305,93
6	ISLAK BUHAR	0,65	231,15	261	1,133	265,5
7	KIZGIN BUHAR	0,55	288,15	1510	6,5644	88,58

ETİLEN

NO:	DURUM	<u>BASINÇ</u> atm	<u>SICAKLIK</u> K	<u>ENTALPİ</u> kj/kg	<u>ENTROPİ</u> kj/kgK	<u>ekserji</u> kj/kgK
1	KIZGIN BUHAR	1	293,15	652,9	3,595	0,08
2	KIZGIN BUHAR	15	322,15	678,26	2,897	231,29
3	KIZGIN BUHAR	14,9	316,15	658,5	2,865	221
4	DOYMUŞ SIVI	14,8	234,65	169	0,828	332,7
5	DOYMUŞ SIVI	14,7	234,45	169,63	0,83	332,73
6	ISLAK BUHAR	1,2	172,27	169,63	2,26	89,33
7	KIZGIN BUHAR	1,1	283,15	637,21	3,46	24,07

METAN

NO:	DURUM	<u>BASINÇ</u> atm	<u>SICAKLIK</u> K	<u>ENTALPİ</u> kj/kg	<u>ENTROPİ</u> kj/kgK	<u>ekserji</u> kj/kgK
1	KIZGIN BUHAR	0,7	293,15	1184,81	11,637	17,23
2	KIZGIN BUHAR	40	293,15	1142,62	9,556	554,29
3	DOYMUŞ SIVI	39,9	183,15	600,17	6,903	794,87
4	DOYMUŞ SIVI	39,8	189,13	779,51	7,92	760,86
5	ISLAK BUHAR	1	112,15	779,51	9,376	517,36
GAZ	DOYMUŞ BUHAR	1	112,15	796,9	9,523	218,31
6	KIZGIN BUHAR	0,9	150	879,4	10,174	108,67
7	KIZGIN BUHAR	0,8	283,15	1162,83	11,538	10,49

(Amonyak Devresi)

- 1-2 Noktaları Arası Kompresör (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad (9.1)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{2-3} + (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})] \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_1 + q_{1-2}) + (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (9.2)$$

- 2-3 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_2 - \Psi_3 \quad (9.3)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a2} - \Psi_{a3}) \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) \quad (9.4)$$

- 3-4 Arası Isı Değiştirgeci (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 \quad (9.5)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a3} - \Psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \quad (9.6)$$

- 4-5 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5 \quad (9.7)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a4} - \Psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_0 (s_4 - s_5) \quad (9.8)$$

- 5-6 arası kısılma valfi (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6 \quad (9.9)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a5} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = - T_0 (s_5 - s_6) \quad (9.10)$$

- 6-7 Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_6 - \Psi_7 \quad (9.11)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a6} - \Psi_{a7}) \quad \Psi_{ky} = (h_6 - h_7) - T_0 (s_6 - s_7) \quad (9.12)$$

- 7-1 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_1 \quad (9.13)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a7} - \Psi_{a1}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_1) - T_0 (s_7 - s_1) \quad (9.14)$$

(Etilen Devresi)

- 1-2 Noktaları Arası Kompresör (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad (9.15)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{2-3} + (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})] \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_1 + q_{1-2}) + (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (9.16)$$

- 2-3 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_2 - \Psi_3 \quad (9.17)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a2} - \Psi_{a3}) \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) \quad (9.18)$$

- 3-4 Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 \quad (9.19)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a3} - \Psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \quad (9.20)$$

- 4-5 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_4-\Psi_5 \quad (9.21)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a4} - \Psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_0 (s_4 - s_5) \quad (9.22)$$

- 5-6 arası kısılma valfi (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_5-\Psi_6 \quad (9.23)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a5} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = -T_0 (s_5 - s_6) \quad (9.24)$$

- 6-7 Arası Isı Değiştirgeci (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_6-\Psi_7 \quad (9.25)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a6} - \Psi_{a7}) \quad \Psi_{ky} = (h_6 - h_7) - T_0 (s_6 - s_7) \quad (9.26)$$

- 7-1 Arası Boru Parçası (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky}=\Psi_7-\Psi_1 \quad (9.27)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a7} - \Psi_{a1}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_1) - T_0 (s_7 - s_1) \quad (9.28)$$

(Metan Devresi)

- 1-2 Noktaları Arası Kompresör (SASA,Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w \neq 0$):

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad (9.29)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [W_{2-3} + (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})] \quad \Psi_{ky} = (h_2 - h_1 + q_{1-2}) + (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (9.30)$$

- 2-3-6-7 Noktaları Arası Isı Değiştirgeci (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = (\Psi_2 + \Psi_6) - (\Psi_3 + \Psi_7) \quad (9.31)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times [(\Psi_2 + \Psi_6) - (\Psi_3 + \Psi_7)] \quad (9.32)$$

$$\Psi_{ky} = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) + (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) - (h_7 - h_0) + T_0 (s_7 - s_0) - (h_3 - h_0) + T_0 (s_3 - s_0) \quad (9.33)$$

- 3-4 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 \quad (9.34)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a3} - \Psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \quad (9.35)$$

- 4-5 arası kısılma valfi (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5 \quad (9.36)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a4} - \Psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = - T_0 (s_4 - s_5) \quad (9.37)$$

- gaz-6 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{gaz} - \Psi_6 \quad (9.38)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{agaz} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_{gaz} - h_6) - T_0 (s_{gaz} - s_6) \quad (9.39)$$

- 7-1 Arası Boru Parçası (SASA, Isı Kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_w=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_1 \quad (9.40)$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \times (\Psi_{a7} - \Psi_{a1}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_1) - T_0 (s_7 - s_1) \quad (9.41)$$

Çizelge 9.2 Cascade Metodu Ekserji Analizi Tablosu

AMONYAK

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kaybı(kw)
1-2	0	14,9	375,43
2-3	2	0	0,68
3-4	1264,57	0	15,38
4-5	2	0	0,24
5-6	0	0	40,44
6-7	1249	0	354,07
7-1	10,4	0	31,53

ETİLEN

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kaybı(kW)
1-2	0	64.67	525,32
2-3	2	0	26,32
3-4	1248,23	0	292,41
4-5	2	0	0,102
5-6	0	0	1076,26
6-7	1192,33	0	290,19
7-1	40	0	61,59

METAN

	Isı kayı/kazancı (kW)	İş(kW)	Ekserji kayı(kW)
1-2	0	81,81	1191,56
2-3-6-7	2	0	95,06
3-4	347,92	0	235,1
4-5	0	0	833,7
GAZ-6	160,1	0	213,4
7-1	42,64	0	14,21

10. SONUÇLAR

Yapılan bu çalışmada doğalgazın sıvılaştırılması ve sıvılaştırma sistemleri incelenmiştir. İncelenen sistemler Linde; Claude ve Cascade metotlarıdır. İlk olarak sistemde noktalar belirlenmiştir. Bu noktaların termodinamik özellikleri daha önceden belirlenen referans noktalarına göre hesaplanmıştır. Ve bu değerlere göre sıvılaştırılan doğalgaz miktarları hesaplanmıştır.

Bulunan tüm bu sonuçların ardından sistemler birbirleri arasında daha öncede anlatıldığı gibi aşağıda kıyaslanmıştır.

- 1) Birim kütle gazın sıkıştırmak için gerekli iş
- 2) Birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli iş
- 3) Sıvılaştırılan gaz kütlesinin toplam gaz kütlesine oranı

Aşağıda 3 sistem bu parametreler açısından incelenmiş ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

LİNDE:

1. Birim kütle gazı sıkıştırmak için gerekli iş

$$\begin{aligned} -W/m &= T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) \\ &= 622,51 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli iş

$$-W/m_f = 622,51 / 0,047 = 13244,9 \text{ kJ/kg}$$

3. FOM

$$\begin{aligned} \text{FOM} &= W_i / m / W/m_f = T_1(s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) / 13244,9 \\ \text{FOM} &= 1980,16 - 903,7 / 13244,9 = 0,081 \end{aligned}$$

CLAUDE

1. Birim kütle gazı sıkıştırmak için gerekli iş

$$\begin{aligned} -W/m &= T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) - x(h_3 - h_e) \\ &= 324,44 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli iş

$$-W/m_f = 324,44 / 0,208 = 1559,8 \text{ kJ/kg}$$

3. FOM

$$\begin{aligned} \text{FOM} &= W_i / m / W/m_f = T_1(s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) / 1559,8 \\ \text{FOM} &= 1980,16 - 903,7 / 1559,8 = 0,69 \end{aligned}$$

KASKAT

1. Birim kütle gazı sıkıştırmak için gerekli iş

$$\begin{aligned} -W/m &= T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) - r_1(h_1 - h_2) + r_2(h_1 - h_2) \\ &= 369,37 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli iş

$$-W/m_f = 369,37 / 0,034 = 10863 \text{ kJ/kg}$$

3. FOM

$$\begin{aligned} \text{FOM} &= W_i / m / W/m_f = T_1(s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) / 10863 \\ \text{FOM} &= 1076,3 / 10863 = 0,099 \end{aligned}$$

Bu sonuçlardan görüldüğü gibi ideal sisteme en yakın sistem Claude metodudur. Bu durum FOM değerinden görülmektedir. Ayrıca birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli işin minimum olduğu sistem yine Claude metodudur.

Sistemler ayrıca ikinci kanun açısından da incelenmiştir. İkinci kanun verimi;

η_{II} =elde edilen ekserji/sisteme sağlanan ekserji

olarak tanımlanır.Burada elde edilen ekserji sıvılaştırılan doğalgazın ekserjisi, sisteme sağlanan ekserji ise, sisteme eklenen doğalgaz ve elektrikle çalışan komponentlerin ekserjisidir.

Buna göre;

Linde metodunun ikinci kanun verimi;

$\eta_{II}=\%8$

Claude metodunun ikinci kanun verimi;

$\eta_{II}=\%34,8$

Kaskat metodunun ikinci kanun verimi;

$\eta_{II}=\%1,8$ 'dir.

Claude sisteminin ikinci kanun veriminin yüksek olmasının nedeni sistemden ara gaz çekilerek bu gazın genleştirilmesi ve ana hattaki gazın soğumasının sağlanmasıdır. Kaskat metodunda ise gazı soğutmak için iki sistem daha kurulmuş ve buradaki kompresörlerde yüksek miktarda elektrik enerjisi harcanmıştır.Bu yüzden verimde düşüş meydana gelmiştir.

Ayrıca Daha önceden her sistemde her bir komponent için hesaplanan ekserji kaybı değerlerini toplayarak toplam ekserji kaybını hesaplarız.

Linde toplam ekserji kaybı :1243,68kW
Claude ekserji kaybı :3452,42kW
Cascade ekserji kaybı :5859,68kW

Sonuç olarak sistemlerdeki en büyük ekserji kaybının kısılma valflerinde olduğu görülmektedir. Ekserji kaybının nedeni kısılma valfindeki yüksek basınç düşümüdür. Kısılma valfinin dizaynı ile ilgili değildir. Bunun dışında borulardaki ekserji kaybını iyi bir yalıtım ve basınç kaybını azaltacak dizayn ile azaltmak mümkündür. Ayrıca kompresörlerin izaentropik verimleri yükseltilebilirse sistemdeki ekserji kaybında da azalma görülecektir. Bu kompresörlerin dizayn değerlerine bağlıdır.

Bu sistemler arasında Linde basit bir sistem olması ile dikkat çeker. Kaskat metodunun avantajı ise daha düşük basınç değerlerinde çalıştırılabilmesidir. Claude metodunun performans ve verim değerleri ise her iki sisteme göre daha iyidir.

KAYNAKLAR

Aybers, N. (1972), “İ.T.Ü. Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Yayınları Sayı:87-Mühendislik Termodinamiğinin Esasları”, İstanbul

Çengel, A / Boles, M. (2002), “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” , McGraw Hill, İstanbul

Adanalı, N. (2006), “Türkiye’nin Doğalgaza Bağımlılığının Değerlendirilmesi”, İzmir Ticaret Odası, İzmir

Lom W.L., (1974) ”Liquified Natural Gas” Applied Science Publishers Ltd., London

Barron;R , (1966) “Cryogenic Systems” McGraw Hill Book Company, New York

Keesom W.H.,(1933) :Commun Physics Lab. Univ. Leiden, Suppl. 76a

Ball, W. (1954), Refrigerating Engineering, vol.62 p.54 April 1954

Gündoğmuş, H. ,(1997) “Doğalgaz Tekniği” ,İgdaş Yayınları, İstanbul

Remeljei ,C.V. ve Hoadley, A.F.A.(2004) “An Exergy Analysis of Small Cycle Natural Gas Liquifaction System” Energy , 20 oct.2004

Ashrae Fundamentals, (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, (Çev., O., Genceli), Teknik Yayıncılık, İstanbul

Can,M ve Avcı, A, (1994) “Sıvılaştırılmış Doğalgazın Nakli, Depolanması ve Sıvılaştırma Yöntemleri”, Doğalgaz dergisi sayı 38

Liu,H, You L, (1999) “Characteristics And Applications of Cold heat Exergy of LNG, Energy conversion and Management”, 22 jan.1999

Kotas T.J. (1985), “The exergy method of thermal plant analysis”, Butterworths, London 1985

Blomen L.J.M., (1993),Mugerwa MN. “Fuel Cell Systems” New York: Plenum, 1993

Bisio G. ve Tagliafico L., (2001), “On The Recovery of LNG Physical exergy By Means of A Simple Cycle Or A complex System”, Exergy, an International Journal 2 p.34-50

Ceyhan M, (2004) LNG Depolama Sisteminin Teknik ve Ekonomik Analizi,Y.T.Ü. Yüksek Lisans Tezi,İstanbul

Çengel Y.A., Kimmel H. (1997), “Power Recovery Through Thermodynamic Expansion of Liquid Methane”American Power Conference 59th Annual Meeting;Chicago,IL vol 59-1, 1997

Öztürk,A. ve Kılıç,A .,(1998) Çözümlü Problemlerle Termodinamik, Çağlayan Kitabevi, İstanbul

Nikolaidis, C ve Probert, D., (1998), “Exergy Method Analysis of A Two Stage Vapour Compression Refrigeration Plants Performance”, Applied Energy , 60 : 241-256

Moran, M..J. ve Shapiro H.N. (1998), “Fundamentals Of Engineering Thermodynamics”, Third Edition, John Wiley and Sons Ltd, New York

Öztürk,A ve Kılıç A (2001), “Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları, Dördüncü Basım”
Çağlayan Kitabevi, İstanbul

EKLER

EK-I Etilen Kızgın Buhar Tablosu

v , volume, cu. ft./lb.; h , enthalpy, B.t.u./lb.; s , entropy, B.t.u./lb. (°R.)

Abs. pressure, atm.	Temperature, °F.																			
	-140°	-120°	-100°	-80°	-60°	-40°	-20°	0°	20°	40°	60°	100°	140°	180°	220°	260°	320°	380°	440°	500°
1 $\bar{h}$	8.061	8.617	9.168	9.714	10.256	10.794	11.329	11.862	12.497	12.924	13.453	14.51	15.56	16.61	17.66	18.71	20.28	21.85	23.42	24.99
1 s	0.695	0.714	0.732	0.748	0.764	0.780	0.795	0.810	0.825	0.839	0.853	0.881	0.908	0.934	0.961	0.986	1.025	1.062	1.098	1.133
2 $\bar{h}$		4.190	4.479	4.765	5.047	5.324	5.599	5.873	6.144	6.414	6.683	7.217	7.749	8.280	8.808	9.34	10.12	10.91	11.70	12.48
2 s		0.659	0.677	0.693	0.710	0.726	0.741	0.756	0.771	0.785	0.799	0.828	0.855	0.881	0.909	0.934	0.974	1.011	1.048	1.083
4 $\bar{h}$			2.130	2.287	2.439	2.588	2.733	2.878	3.019	3.159	3.297	3.571	3.843	4.113	4.380	4.647	5.046	5.443	5.838	6.234
4 s			0.623	0.641	0.658	0.675	0.691	0.706	0.722	0.737	0.751	0.780	0.807	0.833	0.860	0.886	0.925	0.963	1.000	1.035
6 $\bar{h}$				1.456	1.566	1.673	1.776	1.833	1.877	2.099	2.168	2.356	2.541	2.724	2.905	3.084	3.352	3.620	3.885	4.150
6 s				0.607	0.625	0.642	0.659	0.675	0.691	0.706	0.721	0.750	0.777	0.804	0.831	0.856	0.896	0.934	0.971	1.006
10 $\bar{h}$					0.860	0.936	1.006	1.074	1.140	1.202	1.264	1.382	1.499	1.613	1.724	1.834	1.999	2.161	2.323	2.483
10 s					0.578	0.599	0.616	0.632	0.649	0.665	0.680	0.711	0.739	0.766	0.794	0.820	0.860	0.898	0.934	0.969
15 $\bar{h}$						0.614	0.669	0.718	0.765	0.811	0.897	0.978	1.057	1.134	1.209	1.322	1.433	1.542	1.650	1.758
15 s						0.573	0.593	0.612	0.630	0.646	0.677	0.707	0.734	0.763	0.789	0.829	0.867	0.903	0.938	0.973
20 $\bar{h}$						0.459	0.503	0.545	0.583	0.652	0.717	0.778	0.838	0.897	0.983	1.068	1.151	1.233	1.315	1.397
20 s						0.560	0.582	0.591	0.618	0.651	0.682	0.710	0.740	0.766	0.807	0.845	0.882	0.917	0.952	0.987
30 $\bar{h}$							0.282	0.318	0.350	0.405	0.454	0.498	0.543	0.585	0.645	0.704	0.760	0.817	0.874	0.931
30 s							0.528	0.552	0.574	0.613	0.646	0.676	0.706	0.734	0.775	0.814	0.851	0.887	0.923	0.959
40 $\bar{h}$							0.192	0.228	0.258	0.279	0.323	0.359	0.395	0.428	0.476	0.521	0.565	0.609	0.653	0.697
40 s							0.503	0.534	0.560	0.580	0.617	0.650	0.681	0.709	0.751	0.791	0.828	0.865	0.902	0.939
50 $\bar{h}$								0.138	0.169	0.201	0.243	0.275	0.309	0.334	0.375	0.412	0.448	0.484	0.520	0.556
50 s								0.484	0.517	0.550	0.590	0.626	0.659	0.688	0.731	0.772	0.810	0.847	0.884	0.921
60 $\bar{h}$								0.069	0.144	0.186	0.219	0.248	0.273	0.307	0.340	0.371	0.402	0.433	0.464	0.495
60 s								0.390	0.517	0.568	0.607	0.640	0.671	0.716	0.756	0.795	0.833	0.871	0.909	0.947
80 $\bar{h}$								0.051	0.082	0.121	0.150	0.174	0.195	0.224	0.250	0.275	0.301	0.326	0.351	0.376
80 s								0.340	0.477	0.522	0.569	0.608	0.641	0.688	0.731	0.770	0.808	0.846	0.884	0.922
100 $\bar{h}$								0.044	0.057	0.082	0.109	0.131	0.149	0.174	0.197	0.219	0.239	0.259	0.279	0.299
100 s								0.327	0.401	0.489	0.535	0.579	0.614	0.665	0.709	0.751	0.789	0.827	0.865	0.903
150 $\bar{h}$								0.039	0.046	0.056	0.067	0.081	0.094	0.111	0.128	0.143	0.159	0.175	0.191	0.207
150 s								0.308	0.361	0.417	0.474	0.524	0.564	0.619	0.668	0.712	0.752	0.792	0.832	0.872
200 $\bar{h}$								0.037	0.042	0.047	0.054	0.062	0.070	0.085	0.097	0.108	0.119	0.129	0.139	0.149
200 s								0.295	0.342	0.392	0.440	0.487	0.529	0.585	0.636	0.682	0.724	0.766	0.808	0.850
250 $\bar{h}$								0.035	0.039	0.043	0.049	0.054	0.059	0.069	0.078	0.088	0.099	0.109	0.119	0.129
250 s								0.286	0.331	0.376	0.419	0.462	0.503	0.561	0.612	0.659	0.702	0.744	0.786	0.828
300 $\bar{h}$								0.034	0.038	0.041	0.045	0.049	0.054	0.061	0.069	0.077	0.083	0.093	0.103	0.113
300 s								0.277	0.322	0.364	0.404	0.446	0.484	0.541	0.593	0.640	0.684	0.726	0.768	0.810

* York and White, *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.*, 40, 227 (1944).

* Kaynak Chemical Engineering Handbook, York and White (1944)

EK-II Etilen Doymuş Buhar Tablosu

Temp., °F. <i>t</i>	Abs. pressure, atm. <i>p</i>	Volume, cu. ft./lb.		Enthalpy, B.t.u./lb.		Entropy, B.t.u./ (lb.)(°R.)	
		Liquid <i>v_f</i>	Vapor <i>v_g</i>	Liquid <i>h_f</i>	Vapor <i>h_g</i>	Liquid <i>s_f</i>	Vapor <i>s_g</i>
-272.47	0.0012		4064.0	-68.19	176.5	-0.2826	1.024
-260.0	.0037		1405.0	-60.84	180.1	-.2351	0.972
-240.0	.0177		328.6	-49.16	185.7	-.1887	.880
-220.0	.0606		103.1	-37.56	191.4	-.1382	.817
-200.0	.169		39.74	-26.03	197.1	-.0922	.767
-180.0	.402		17.92	-14.57	202.6	-.0498	.727
-160.0	.837		9.047	-3.12	207.2	-.0103	.692
-154.66	1.0000	0.02818	7.6712	0.0	207.9	.0000	.6814
-140.00	1.5775	.02877	5.005	+ 8.6	210.5	+ .0249	.6563
-120.00	2.7376	.02964	2.987	20.8	214.2	.0648	.6340
-100.00	4.4616	.03122	1.879	32.8	217.2	.0995	.6121
-80.00	6.8697	.03179	1.732	45.2	219.9	.1374	.5974
-60.00	10.099	.03308	0.857	57.9	221.9	.1666	.5769
-40.00	14.0338	.03468	.593	70.8	222.8	.1935	.5556
-20.00	19.722	.03662	.419	84.7	222.7	.2245	.5383
0.00	26.397	.03912	.301	100.3	221.0	.2577	.5202
+ 20.00	34.55	.04292	.212	119.6	216.6	.2968	.4991
+ 40.00	44.54	.05035	.139	148.7	206.2	.3533	.4683
+ 49.82	50.50	.070	.070	171.8	171.8	.3964	.3964

* Kaynak Chemical Engineering Handbook, York and White (1944)

EK-III Metan Doymuş Buhar Tablosu

T, K	P, bar	$v_f, m^3/kg$	$v_g, m^3/kg$	$h_f, kJ/kg$	$h_g, kJ/kg$	$s_f, kJ/(kg \cdot K)$	$s_g, kJ/(kg \cdot K)$	$c_{pf}, kJ/(kg \cdot K)$	$\mu_f, 10^{-4} Pa \cdot s$	$k_f, W/(m \cdot K)$
90.7 ^t	0.117	2.215. -3	3.976	216.4	759.9	4.231	10.225	3.288	2.02	0.225
95	0.198	2.244. -3	2.463	232.5	769.0	4.406	10.034	3.318	1.71	0.215
100	0.345	2.278. -3	1.479	246.3	776.9	4.556	9.862	3.369	1.56	0.206
105	0.565	2.316. -3	0.940	263.2	785.7	4.719	9.710	3.425	1.33	0.197
110	0.884	2.353. -3	0.625	280.1	794.5	4.882	9.558	3.478	1.22	0.189
115	1.325	2.396. -3	0.430	297.7	802.5	5.035	9.436	3.525	1.09	0.181
120	1.919	2.438. -3	0.306	315.3	810.4	5.188	9.314	3.570	0.98	0.173
125	2.693	2.487. -3	0.223	333.5	817.3	5.332	9.062	3.620	0.89	0.165
130	3.681	2.536. -3	0.167	351.7	824.1	5.476	8.810	3.679	0.81	0.158
135	4.912	2.594. -3	0.127	370.6	829.5	5.614	8.871	3.755	0.73	0.150
140	6.422	2.652. -3	0.098	389.5	834.8	5.751	8.932	3.849	0.66	0.143
145	8.246	2.722. -3	0.077	409.5	844.4	5.885	8.891	3.965	0.61	0.136
150	10.41	2.792. -3	0.061	429.4	853.9	6.019	8.849	4.101	0.56	0.129
155	12.97	2.882. -3	0.049	450.8	848.5	6.151	8.725	4.27	0.51	0.122
160	15.94	2.971. -3	0.039	472.1	843.0	6.283	8.601	4.47	0.46	0.115
165	19.39	3.095. -3	0.032	495.4	840.0	6.417	8.513	4.75	0.42	0.108
170	23.81	3.218. -3	0.026	518.6	837.0	6.551	8.424	5.16	0.38	0.101
175	27.81	3.419. -3	0.020	545.8	827.6	6.697	8.315	5.89	0.34	0.094
180	32.86	3.619. -3	0.016	572.9	818.1	6.843	8.205	7.27	0.30	0.088
185	38.59	3.979. -3	0.012	605.4	797.7	7.017	8.049	11.1	0.25	0.085
190	45.20	4.900. -3	0.008	661.6	750.7	7.293	7.762	70.	0.19	0.090
190.6 ^c	45.99	6.233. -3	0.006	704.4	704.4	7.516	7.516	∞	0.17	∞

* Kaynak Chemical Engineering Handbook, York and White (1944)

EK-IV Metan Kızgın Buhar Tablosu

P, bar	Temperature, K								
	100	150	200	250	300	350	400	450	500
v	0.00228	0.7661	1.0299	1.2915	1.5521	1.8122	2.0719	2.3669	2.5911
1 h	246.4	879.0	984.3	1090.4	1199.8	1314.8	1437.4	1568.8	1708.9
s	4.555	10.152	10.757	11.230	11.629	11.983	12.310	12.618	12.914
v	0.00228	0.1434	0.2006	0.2549	0.3083	0.3611	0.4136	0.4657	0.5181
5 h	247.0	865.0	976.1	1084.7	1195.5	1311.5	1434.7	1566.6	1706.9
s	4.553	9.256	9.896	10.381	10.785	11.142	11.471	11.781	12.066
v	0.00227	0.0643	0.0968	0.1254	0.1528	0.1798	0.2063	0.2327	0.2590
10 h	247.8	843.6	965.5	1077.9	1190.6	1307.9	1432.0	1564.1	1705.3
s	4.549	8.797	9.501	10.002	10.414	10.775	11.106	11.417	11.715
v	0.00227	0.00277	0.0446	0.0606	0.0751	0.0891	0.1027	0.1162	0.1295
20 h	249.4	429.8	941.9	1063.6	1180.7	1300.6	1426.5	1560.3	1702.1
s	4.542	6.003	9.059	9.603	10.030	10.400	10.736	11.050	11.349
v	0.00226	0.00274	0.0176	0.0281	0.0363	0.0438	0.0510	0.0579	0.0648
40 h	252.5	430.8	879.3	1032.9	1160.5	1286.0	1415.7	1552.1	1696.0
s	4.528	5.973	8.465	9.155	9.621	10.008	10.354	10.674	10.978
v	0.00226	0.00271	0.00615	0.0173	0.0234	0.0287	0.0338	0.0386	0.0432
60 h	255.7	432.2	734.6	999.8	1140.0	1271.7	1405.1	1544.2	1690.0
s	4.515	5.946	7.623	8.847	9.359	9.765	10.121	10.440	10.756
v	0.00225	0.00268	0.00411	0.0119	0.0171	0.0213	0.0252	0.0289	0.0324
80 h	258.9	433.8	660.5	964.4	1119.7	1257.7	1394.9	1536.6	1684.4
s	4.502	5.920	7.209	8.590	9.158	9.584	9.951	10.283	10.595
v	0.00224	0.00266	0.00375	0.00888	0.0133	0.0169	0.0201	0.0231	0.0260
100 h	262.1	435.5	644.5	928.5	1095.6	1244.2	1385.2	1529.4	1679.0
s	4.489	5.897	7.090	8.364	8.991	9.437	9.814	10.153	10.460
v	0.00223	0.00261	0.00337	0.00555	0.00852	0.0111	0.0134	0.0155	0.0175
150 h	270.2	440.7	630.2	860.0	1054.1	1213.1	1362.8	1513.0	1667.0
s	4.458	5.843	6.930	7.953	8.664	9.155	9.555	9.907	10.233
v	0.00221	0.00256	0.00318	0.00447	0.00644	0.00837	0.0101	0.0118	0.0133
200 h	278.3	446.5	626.5	825.0	1019.8	1187.2	1343.8	1498.9	1656.9
s	4.429	5.796	6.829	7.719	8.426	8.944	9.362	9.727	10.060
v	0.00218	0.00249	0.00296	0.00369	0.00474	0.00593	0.00708	0.00818	0.00924
300 h	294.7	459.6	629.2	804.4	982.9	1153.6	1316.8	1478.5	1642.2
s	4.373	5.714	6.690	7.471	8.122	8.649	9.085	9.465	9.811
v		0.00214	0.00282	0.00336	0.00406	0.00486	0.00569	0.00660	0.00729
400 h		473.8	637.7	802.4	970.1	1137.8	1303.0	1467.7	1634.7
s		5.645	6.588	7.323	7.935	8.451	8.893	9.280	9.633
v		0.00239	0.00272	0.00315	0.00368	0.00428	0.00492	0.00555	0.00616
500 h		488.8	648.9	807.7	966.6	1132.8	1297.8	1464.2	1633.2
s		5.584	6.507	7.215	7.802	8.307	8.748	9.139	9.496

* Kaynak Chemical Engineering Handbook, York and White (1944)

EK-V Amonyak Sıcaklıklara Göre Doymuş Haller

T C	P kPa	$v_g \times 1000$ m ³ /kg	v_b m ³ /kg	u_g kJ/kg	u_b kJ/kg	h_g kJ/kg	h_b kJ/kg	s_g kJ/kg-K	s_b kJ/kg-K
-50	40.88	1.424	2.6254	-44.4	1265.1	-44.3	1372.4	-0.1942	6.1561
-46	51.55	1.434	2.1140	-26.7	1270.2	-26.6	1379.2	-0.1156	6.0746
-42	64.42	1.444	1.7170	-9.0	1275.2	-8.9	1385.8	-0.0382	5.9967
-38	79.80	1.454	1.4058	8.8	1280.0	8.9	1392.2	0.0380	5.9220
-34	98.05	1.465	1.1597	26.7	1284.8	26.8	1398.5	0.1132	5.8504
-30	119.55	1.476	0.9635	44.5	1289.4	44.7	1404.6	0.1873	5.7815
-26	144.70	1.487	0.8059	62.4	1293.9	62.6	1410.5	0.2605	5.7153
-22	173.93	1.498	0.6783	80.4	1298.2	80.7	1416.2	0.3327	5.6515
-18	207.71	1.510	0.5743	98.5	1302.4	98.8	1421.7	0.4040	5.5900
-14	246.51	1.521	0.4889	116.5	1306.5	116.9	1427.0	0.4744	5.5305
-12	267.95	1.528	0.4520	125.6	1308.4	126.0	1429.5	0.5093	5.5015
-10	290.95	1.534	0.4185	134.8	1310.2	135.2	1432.0	0.5440	5.4730
-8	315.25	1.540	0.3878	143.8	1312.1	144.3	1434.4	0.5785	5.4449
-6	341.25	1.546	0.3599	153.0	1314.0	153.5	1436.8	0.6128	5.4173
-4	368.90	1.553	0.3343	162.1	1315.8	162.7	1439.1	0.6469	5.3901
-2	398.27	1.559	0.3109	171.3	1317.5	171.9	1441.3	0.6808	5.3633
0	429.44	1.566	0.2895	180.4	1319.2	181.1	1443.5	0.7145	5.3369
2	462.49	1.573	0.2698	189.7	1320.8	190.4	1445.6	0.7481	5.3108
4	497.49	1.580	0.2571	198.8	1319.7	199.6	1447.6	0.7815	5.2852
6	534.51	1.587	0.2351	208.1	1323.9	208.9	1449.6	0.8148	5.2599
8	573.64	1.594	0.2198	217.4	1325.4	218.3	1451.5	0.8479	5.2350
10	614.95	1.601	0.2056	226.6	1326.9	227.6	1453.3	0.8808	5.2104
12	658.52	1.608	0.1926	235.9	1328.3	237.0	1455.1	0.9136	5.1861
14	704.44	1.616	0.1805	245.3	1329.6	246.4	1456.8	0.9463	5.1621
16	752.79	1.623	0.1693	254.7	1331.1	255.9	1458.5	0.9788	5.1385
18	803.66	1.631	0.1590	264.1	1332.2	265.4	1460.0	1.0112	5.1151
20	857.12	1.639	0.1494	273.5	1333.4	274.9	1461.5	1.0434	5.0920
22	913.27	1.647	0.1405	282.9	1334.6	284.4	1462.9	1.0755	5.0692
24	972.19	1.655	0.1322	292.4	1335.8	294.0	1464.3	1.1075	5.0467
26	1033.97	1.663	0.1245	301.9	1336.9	303.6	1465.6	1.1394	5.0244
28	1098.71	1.671	0.1173	311.4	1337.9	313.2	1466.8	1.1711	5.0023
30	1166.49	1.680	0.1106	320.9	1338.9	322.9	1467.9	1.2028	4.9805
32	1237.41	1.689	0.1044	330.5	1339.8	332.6	1469.0	1.2343	4.9589
34	1311.55	1.698	0.0986	340.1	1340.6	342.3	1469.9	1.2656	4.9374
36	1389.03	1.707	0.0931	349.7	1341.5	352.1	1470.8	1.2969	4.9161
38	1469.92	1.716	0.0880	359.4	1342.1	361.9	1471.5	1.3281	4.8950
40	1554.33	1.726	0.0833	369.0	1342.7	371.7	1472.2	1.3591	4.8740
42	1642.35	1.735	0.0788	378.8	1343.4	381.6	1472.8	1.3901	4.8530
44	1734.65	1.745	0.0746	388.5	1343.8	391.5	1473.2	1.4209	4.8322
46	1829.65	1.756	0.0707	398.3	1344.1	401.5	1473.5	1.4518	4.8113
48	1929.13	1.766	0.0669	408.1	1344.6	411.5	1473.7	1.4826	4.7905
50	2032.62	1.777	0.0635	418.1	1344.6	421.7	1473.7	1.5135	4.7696

* Kaynak Termodinamik ve Isı Geçiş Tabloları Dördüncü Basım, (2001)

EK-VI Amonyak İçin Kızgın Buhar Tabloları

P=50 kPa $T_d=-46.54$ C				T (C)	P=100 kPa $T_d=-33.61$ C			
v_b	u_b	h_b	s_b		v_b	u_b	h_b	s_b
2.1758	1269.51	1378.3	6.0854		1.1384	1285.26	1399.1	5.8435
v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K		v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K
2.4474	1313.4	1435.8	6.3256	-20	1.2110	1309.0	1430.1	5.9695
2.5481	1329.6	1457.0	6.4077	-10	1.2631	1325.9	1452.2	6.0552
2.6482	1345.7	1478.1	6.4865	0	1.3145	1342.7	1474.1	6.1366
2.7479	1361.8	1499.2	6.5625	10	1.3654	1359.2	1495.7	6.2144
2.8473	1378.0	1520.4	6.6360	20	1.4160	1375.7	1517.3	6.2894
2.9464	1394.4	1541.7	6.7073	30	1.4664	1392.3	1538.9	6.3618
3.0453	1410.7	1563.0	6.7766	40	1.5165	1408.9	1560.5	6.4321
3.1441	1427.3	1584.5	6.8441	50	1.5664	1425.6	1582.2	6.5003
3.2427	1444.0	1606.1	6.9099	60	1.6163	1442.5	1604.1	6.5668
3.3413	1460.7	1627.8	6.9743	70	1.6659	1459.4	1626.0	6.6316
3.4397	1477.7	1649.7	7.0372	80	1.7155	1476.5	1648.0	6.6950

P=600 kPa $T_d=9.29$ C				T (C)	P=800 kPa $T_d=17.86$ C			
v_b	u_b	h_b	s_b		v_b	u_b	h_b	s_b
0.2105	1326.4	1452.7	5.2191		0.1597	1332.14	1459.9	5.1167
v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K		v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K
0.2217	1349.4	1482.4	5.3222	20	0.1615	1337.1	1466.3	5.1387
0.2317	1369.6	1508.6	5.4102	30	0.1696	1359.3	1495.0	5.2351
0.2414	1389.0	1533.8	5.4923	40	0.1773	1380.4	1522.2	5.3232
0.2508	1408.0	1558.5	5.5697	50	0.1848	1400.5	1548.3	5.4053
0.2600	1426.7	1582.7	5.6436	60	0.1920	1420.1	1573.7	5.4827
0.2691	1445.1	1606.6	5.7144	70	0.1991	1439.3	1598.6	5.5562
0.2781	1463.5	1630.4	5.7826	80	0.2060	1458.3	1623.1	5.6268
0.2957	1500.3	1677.7	5.9129	100	0.2196	1495.9	1671.6	5.7603
0.3130	1537.1	1724.9	6.0363	120	0.2329	1533.5	1719.8	5.8861

* Kaynak Termodinamik ve Isı Geçiş Tabloları Dördüncü Basım, (2001)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	19.06.1981	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1992-1999	Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi
Lisans	1999-2003	Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2000-2003	Motorsan A.Ş.
2003-2004	Ar-Ge Mühendislik ve Taahhüt Ltd.Şti.
2004-Devam ediyor	Motorsan A.Ş.