

**DOĞAL GAZ SIVILAŞTIRMASI İÇİN KULLANILAN ÇOK AŞAMALI BİR
KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA
TERMODİNAMİK VE EKONOMİK MODELLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali Hasan Abbas

Danışman

Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Aralık 2021

**AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**DOĞAL GAZ SIVILAŞTIRMASI İÇİN KULLANILAN ÇOK
AŞAMALI BİR KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
BİLGİSAYAR ORTAMINDA TERMODİNAMİK VE EKONOMİK
MODELLENMESİ**

Ali Hasan Abbas

Danışman

Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Aralık 2021

TEZ ONAY SAYFASI

Ali Hasan Abbas tarafından hazırlanan “Doğal Gaz Sıvılaştırması İçin Kullanılan Çok Aşamalı Bir Kaskad Soğutma Çevriminin Bilgisayar Ortamında Termodinamik Ve Ekonomik Modellenmesi ” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 03/12/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ

İmza

Başkan : Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY
Afyon Kocatepe Üniversitesi,
Teknoloji Fakültesi

.....

Üye : Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ
Afyon Kocatepe Üniversitesi,
Teknoloji Fakültesi

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Abdülkadir AYANOĞLU
Mardin Meslek Yüksekokulu,
Mühendislik Fakültesi

.....

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
..... /..... /..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

03 / 12 /2021

Ali Hasan Abbas

Özet

Yüksek Lisans Tezi

DOĞAL GAZ SIVILAŞTIRMASI İÇİN KULLANILAN ÇOK AŞAMALI BİR KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA TERMODİNAMİK VE EKONOMİK MODELLENMESİ

Ali Hasan Abbas

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ

Bilindiği üzere sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG), kaynaktan piyasaya olan mesafenin uzun olduğu durumlarda doğal gazın taşınması için pratik ve ekonomik olarak uygun, hızla büyüyen bir enerji taşıyıcısıdır. Doğal gaz sıvılaştırıldığında, yaklaşık -150°C veya daha düşük bir sıcaklığa soğutulmalıdır. EES programı kullanılarak, çok aşamalı bir soğutma çevrimi için kompresörler, soğutucular, genleşme valfleri ve kondansatörler gibi çevrimin tüm bileşenleri için termal özellikler ve ekserji yıkım denklemleri hesaplanmıştır.

Üç modelin analizinde, termodinamik analiz ve termo-ekonomi sonuçlarına dayanan ilk modelde, varsayımsal sıcaklık 25°C ve doğal gaz giriş kütle debisi 1 kg/s ve 60 bar basınçta alınmıştır. (EES) modelleme yazılımı kullanılarak, minimum iş 459.5 kJ/kg , ideal performans katsayısı (COP) 1.76 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan sistemin fiili analizi yapıldığında, doğal gazın sıvılaştırılması için gereken işin 1095 kJ/kg olduğu görülmekte ve çevrimin COP değeri 0.73 olarak hesaplanmaktadır. Çevrimin ekserji verimi $\%42$ olarak hesaplanmıştır. Ayrıca Termo ekonomik analiz sonucunda sıvılaştırılmış doğal gazın birim maliyeti $0.40\text{ \$/kg}$ LNG olarak hesaplanmıştır. İkinci model için minimum iş 472.4 kJ/kg olarak hesaplanmıştır ve ideal katsayı: performans (COP) 1.714 olarak hesaplanmıştır. doğal gazın sıvılaştırılması için gereken iş 936.3 kJ/kg olup, çevrimin COP değeri 0.86 olarak hesaplanmıştır. Çevrimin ekserji verimi

%50 olarak hesaplanmıştır. sıvılaştırılmış doğalgazın birim maliyeti 0.36 \$/kg LNG olarak hesaplanmıştır. Üçüncü model için minimum iş 420.4 kJ/kg, ideal performans katsayısı (COP) 1.92 olarak hesaplanmıştır. doğal gazın sıvılaştırılması için gereken iş 991.1 kJ/kg olup, çevrimin COP değeri 0.81 olarak hesaplanmıştır. Çevrimin ekserji verimi %42 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca Thermo ekonomik analiz sonucunda sıvılaştırılmış doğalgazın birim maliyeti 0.34 \$/kg LNG olarak hesaplanmıştır.

2021, xiv + 99 sayfa

Anahtar Kelimeler: Sıvılaştırılmış doğal gaz, termodinamik analiz, optimizasyonu doğal gaz, doğal gaz depolama.

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

COMPUTERIZED THERMODYNAMIC AND ECONOMIC MODELING OF A MULTISTAGE CASCADE REFRIGERATION CYCLE USED FOR NATURAL GAS LIQUEFACTION

Ali Hasan Abbas

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assoc. Prof. Ceyhun YILMAZ

As is known, liquefied natural gas (LNG) is a rapidly growing energy carrier that is practical and economically suitable for the transportation of natural gas in situations where the distance from the source to the market is long. When natural gas is liquefied, it must be cooled to a lower temperature of around -150°C or lower. by using the EES program, the thermal properties and equations of exergy destruction were calculated for all components of the cycle: compressors, coolers, expansion valves, and condensers for a multi-stage refrigeration cycle.

In the analysis of the three models, a hypothetical temperature is 25°C and a natural gas inlet mass flow rate of 1 kg/s were taken at a pressure of 60 bar , in the first model based on thermodynamic analysis and thermo-economics results using (EES) modeling software, the minimum work is calculated as 459.5 kJ/kg , and the ideal coefficient of performance (COP) is calculated as 1.76 . When the actual analysis of the designed system is performed, it is seen that the work required for the liquefaction of natural gas is 1095 kJ/kg , and the COP value of the cycle is calculated as 0.73 . The exergy efficiency of the cycle is calculated as 42% . In addition, as a result of the Thermo economic analysis, the unit cost of liquefied natural gas is calculated as $0.40\text{ \$/kg LNG}$. For the second model, the minimum work is calculated as 472.4 kJ/kg , and the ideal coefficient of performance (COP) is calculated as 1.714 . and the work required for the

liquefaction of natural gas is 936.3 kJ/kg, and the COP value of the cycle is calculated as 0.86. The exergy efficiency of the cycle is calculated as 50%. the unit cost of liquefied natural gas is calculated as 0.36 \$/kg LNG.for the third model the minimum work is calculated as 420.4 kJ/kg, and the ideal coefficient of performance (COP) is calculated as 1.92. the work required for the liquefaction of natural gas is 991.1 kJ/kg, and the COP value of the cycle is calculated as 0.81. The exergy efficiency of the cycle is calculated as 42%. In addition, as a result of the Thermo economic analysis, the unit cost of liquefied natural gas is calculated as 0.34 \$/kg LNG.

2021, xiv + 99pages

Keywords: Liquefied natural gas, thermodynamic analysis, optimization natural gas, natural gas storage.

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, alışmaların ynlendirilmesi, sonuların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarında dolayı tez danışmanım Do. Dr. Ceyhun YILMAZ'a, her konuda neri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Beni bugünlere getiren ve her daim desteklerini hissettiğim sevgili aileme en büyük teőekkürü bir borç bilirim.

Ali Hasan Abbas
Afyonkarahisar 2021

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	vi
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
1. Giriş.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ.....	6
2.1 Sıvılaştırma Ve Gaz Depolama Sistemine Genel Bakış.....	8
2.1.1 Gaz Sıvılaştırma Geçmişi.....	8
2.1.2 Gaz Depolama Geçmişi.....	9
2.2 Yeraltı Gaz Depolama Türleri.....	11
2.3 LNG Taşıyıcılar.....	14
2.3.1 Gemi İle Gaz Taşımacılığı.....	14
2.3.1.1 LNG Taşıyıcıları İçin Muhafaza Sistemleri.....	15
2.3.1.2 Bağımsız Tanklar.....	16
2.3.1.3 Membran Muhafaza Sistemleri.....	18
2.3.2 LNG'yi Kamyonla Taşıma.....	20
2.4 Literatür Özeti.....	22
3. MATERYAL ve METOT.....	26
3.1 Doğal Gaz Sıvılaştırmasında Optimum Sıcaklık Seçimi Ve En İyi Soğutma Aşaması.....	29
3.2 Modellerin Çalışma Prensipleri.....	30
3.2.1 Model 1'in Çalışma Prensipleri.....	30
3.2.2 Model 2'in Çalışma Prensipleri.....	36
3.2.3 Model 3'in Çalışma Prensipleri.....	40
3.3 Modellerin Termodinamik Analizleri.....	44
3.3.1 Model 1'ün Termodinamik Analizi.....	47
3.3.1.1 Kompresörler.....	47
3.3.1.2 Evaporatörler ve kondansatörler.....	48
3.3.1.3 Genleşme Vanaları.....	49

3.3.1.4 Çok Akışlı Isı Eşanjörü (LNG).....	50
3.3.1.5. Mikserler.....	50
3.3.1.6. Soğutucular.....	51
3.3.2 Model 2'ün Termodinamik Analizi.....	51
3.3.3 Model 3'ün Termodinamik Analizi.....	53
3.4 Modellerin Termoekonomik Analizleri.....	55
3.4.1 Model 1'in Termoekonomik Analizi.....	57
3.4.2 Model 2'nin Termoekonomik Analizi.....	59
3.4.3 Model 3'ün Termoekonomik Analizi.....	60
4 . BULGULAR.....	62
4.1 Modellerin Termodinamik Analiz Sonuçları.....	62
4.1.1 Model 1'in Termodinamik Analiz Sonuçları.....	62
4.1.2 Model 2'in Termodinamik Analiz Sonuçları.....	68
4.1.3 Model 3'in Termodinamik Analiz Sonuçları.....	73
4.2 Modellerin Termoekonomik Analiz Sonuçları.....	78
4.2.1 Model 1'in Termoekonomik Analiz Sonuçları.....	78
4.2.2 Model 2'in Termoekonomik Analiz Sonuçları.....	82
4.2.3 Model 3'in Termoekonomik Analiz Sonuçları.....	84
4.3 Sistemlerin sonuçlarını karşılaştırmın.....	87
4.3.1 Tüm sistemlerin Analiz Sonuçları.....	87
4.3.2 Geliştirilen Sıvılaştırma Çevrimlerinin Validasyonu.....	89
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	92
6. KAYNAKLAR.....	95
ÖZGEÇMİŞ.....	99

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

\$	Amerikan Doları
G	Gram
Kg	Kilogram
S	Saniye
P	Basınç
Kpa	Kilopascal
Kw	Kilowatt
Kj	Kilojoule
Mj	Megajoule
M	Metre
M ²	Metrekare
Mm	Milimetre
\dot{m}	Kütleli Debi
h	Özgül Entalpi
\dot{E}	Ekserji Oranı, W
\dot{Q}	Isı Oranı, W
s	Entropi
W_{act}	Gerçek İş Tüketimi
ex	Ekserji
T	Sıcaklık
c	Özgül Isı
\dot{W}_{min}	İdeal İş Tüketimi
η	Enerji Verimi
ε	Ekserji Verimi
°c	Santigrad Derece
K	Kelvin
M	Molar Kütle
ΔS	Entropi Farkı
Δh	Entalpi Farkı
\dot{I}	Faiz Oranı
N	Ekipmanın Ekonomik Ömrü
\dot{F}	Yakıt
\dot{c}	Birim Ekserji Maliyeti
\dot{C}	Ekserjiye Bağlı Maliyet Oranı
\dot{Z}	Yatırım Maliyeti
%	Yüzde

Kısaltmalar

BOG	kaynama gazı
CRS	Kademeli soğutma sistemi
CRF	Sermaye geri kazanım faktörü (Capital recovery factor)
CCGTs	Kombine Çevrim Gaz Türbin Santrali
Comp	Kompresör
COP	Performans katsayısı
Ex valve	Genleşme valfi
Eth	Etan
Ex _P	Propan Ekerji
Ex _e	Etan Ekerji
Ex _m	Metan Ekerji
HX	Isı eşanjörü
In	Giriş durumu
LNG	Doğal gaz sıvılaştırma
Meth	Metan
Min	Minimum
NG	Doğal gaz
Out	Çıkış durumu
Prop	Propan

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 LNG tesisi (Int. Kyn. 1).....	3
Şekil 1.2 Tipik LNG tesisi blok akışı (Yang vd. 2003).....	4
Şekil 2.1 (2000-2019) Yılları arasında Türkiye'nin doğalgaz ithalatını gösteren grafik (Int. kyn. 2).....	7
Şekil 2.2 Türkiye'ye yapılan LNG ithalatının yüzdesini gösteren şekil (Int. kyn. 2).....	8
Şekil 2.3 LNG taşıyıcısı Metan Pioneer (Mokhatab vd. 2006).....	9
Şekil 2.4 Canvey Island LNG alıcı terminali (Mokhatab vd. 2006).....	10
Şekil 2.5 Depolama Türüne Göre Çalışma Gazı Kapasitesi (int. kyn .4).....	12
Şekil 2.6 Depolama Türüne Göre Günlük Teslim Edilebilirlik (Int kyn .4).....	12
Şekil 2.7 Gaz birikintileri (Mokhatab vd. 2006).....	13
Şekil 2.8 LNG Taşıyıcı (Int. kyn. 6).....	15
Şekil 2.9 Serbest duran küresel LNG tankı(Int. kyn. 5).....	17
Şekil 2.10 Serbest duran prizmatik B tipi LNG tankının tipik gösterimi(Int. kyn. 5)..	17
Şekil 2.11 Membran muhafaza sistemi tipi,GT NO 96 (Int. kyn. 5).....	19
Şekil 2.12 Membran muhafaza sistemi tipi, TG MARK III (int.kyn. 5).....	19
Şekil 2.13 Tipik LNG kamyonu (Int. kyn. 7).....	20
Şekil 3.1 Kademeli soğutma çevrimi (Primabudi 2019).....	26
Şekil 3.2 Conoco Phillips optimize edilmiş kademeli çevrim (Int. Kyn. 8).....	27
Şekil 3.3 Basit bir kademeli soğutma sistemi (Meysam vd. 2013).....	28
Şekil 3.4 Soğutucu çalışma aralığı (Meysam vd. 2013).....	28
Şekil 3.5 Doğal gazın soğuma eğrisi ve soğutucu akışkanların buharlaşma aşamaları (Kanoğlu 2002).....	29
Şekil 3.6 Sistem (1) Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.....	32
Şekil 3.7 Sistem (2), Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.....	37
Şekil 3.8 Sistem (3), Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.....	41
Şekil 4.1 Model 1 geneli için ekserji akış diyagramı.....	65
Şekil 4.2 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.....	66

Şekil 4.3 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş tüketimlerinin değişimi.....	67
Şekil 4.4 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisinin değişimi.....	67
Şekil 4.5 sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.....	68
Şekil 4.6 Model 2 geneli için ekserji akış diyagramı.....	70
Şekil 4.7 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.....	71
Şekil 4.8 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş tüketimlerinin değişimi.....	72
Şekil 4.9 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisinin değişimi.....	72
Şekil 4.10 sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.....	73
Şekil 4.11 Model 3 geneli için ekserji akış diyagramı.....	75
Şekil 4.12 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.....	76
Şekil 4.13 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş.....	77
Şekil 4.14 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisi değişimi.....	77
Şekil 4.15 Sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.....	78
Şekil 4.16 varsayımsal sıcaklık ile doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyeti arasındaki ilişkiyi göstermektedir.....	81
Şekil 4.17 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki.....	81
Şekil 4.18 Varsayımsal sıcaklık ile doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyeti arasındaki ilişkiyi göstermektedir.....	83
Şekil 4.19 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki.....	84
Şekil 4.20 Doğalgaz beslemesine göre doğalgaz sıvılaştırma maliyetinin değişimi sistemin sıcaklığı.....	86

Şekil 4.21 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki.....	87
---	----

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1 Farklı terminal konumlarındaki bipik LNG bileşimleri (Yang vd. 2003)...	5
Çizelge 3.1 Model 1 için, temel durum simülasyonunun süreç tasarım değişkenleri...	33
Çizelge 3.2 Model 1 için, temel durum simülasyonunun mol kesri değeri	33
Çizelge 3.3 Model 1 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını.....	34
Çizelge 3.4 Model 2 için, temel durum simülasyonunun süreç tasarım değişkenleri...	38
Çizelge 3.5 Model 2 için, temel durum simülasyonunun ilk mol kesri.....	38
Çizelge 3.6 Model 2 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.....	39
Çizelge 3.7 Model 3 için, temel Durum Simülasyonunun Süreç Tasarım Değişkenleri.....	42
Çizelge 3.8 Model 3 için, temel durum simülasyonunun ilk mol kesri.....	42
Çizelge 3.9 Model 3 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.....	43
Çizelge 3.10 Kompresör enerjisi ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).....	47
Çizelge 3.11 Evaporatörler ve Kondenserler enerji ve ekserji denklemi (Kanoğlu 2002).....	48
Çizelge 3.12 genişleme Valfleri için denklem enerjisi ve ekserji (Kanoğlu 2002).....	49
Çizelge 3.13 Çok akışlı bir ısı eşanjöründe ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.....	50
Çizelge 3.14 Bir mikser daki ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.....	51
Çizelge 3.15 Bir Soğutucudaki ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.....	51
Çizelge 3.16 Model 2 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).....	52
Çizelge 3.17 model 3 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).....	53
Çizelge 3.18 Model 1 için, ekserjiye dayalı maliyet hesaplama denklemleri.....	58
Çizelge 3.19 Model 2 için Ekserjiye Dayalı Maliyet Hesaplama Denklemleri.....	59
Çizelge 3.20 Model 3 için, Ekserjiye Dayalı Maliyet Hesaplama Denklemleri.....	61
Çizelge 4.1 Model 1 için, her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.....	62
Çizelge 4.2 Model 1'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri....	64
Çizelge 4.3 Model 2'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.	69
Çizelge 4.4 Model 2'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri....	70

Çizelge 4.5 Model 3'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.....	73
Çizelge 4.6 Model 3'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri.....	75
Çizelge 4.7 Model (1) için, bileşenlerinin satın alma ekipmanı maliyetleri ve maliyet oranları (Aspen HYSSES V10).....	79
Çizelge 4.8 sistem sermaye maliyeti özeti	80
Çizelge 4.9 Model iki için, Satın alma ekipmanı maliyetleri ve ikinci model bileşenlerin maliyet oranları (Aspen HYSSES 2019).....	82
Çizelge 4.10 sistem sermaye maliyeti özeti.....	82
Çizelge 4.11 Model 3 için, ekipman satın alma maliyetleri ve maliyet oranları Üçüncü modelin bileşenleri (Aspen HYSSES V10).....	84
Çizelge 4.12 sistem sermaye maliyeti özeti	85
Çizelge 4.13 üç sistem için analiz sonuçları arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir.....	87
Çizelge 4.14 önerilen üç tasarımın önceki literatür analizinin sonuçlarıyla karşılaştırmasını göstermektedir.....	89

1. Giriş

Doğal gaz, verimli yanması, düşük emisyonları ve nükleer enerjiye kıyasla düşük riskleri nedeniyle günümüzde en önemli enerji kaynaklarından biri olarak kabul edilmektedir. Diğer fosil yakıt türlerine kıyasla temiz enerjiye alternatif. Doğal gaz, toprakta depolanan rezervleri her yıl arttıkça sürdürülebilir bir yakıt haline geliyor ve bu da onu diğer enerjilere uygun bir alternatif haline getiriyor. Evlerde, hastanelerde, bilimsel laboratuvarlarda ve fabrikalarda ısınmak ve yemek pişirmek için kullanılan insanlar tarafından tercih edilir. Doğal gazı sıvılaştıran ilk ticari tesis, 1964 yılında Cezayir'de kurulmuştur ve saf bileşenlerin sıvılaştırılması aşamasına dayanmaktadır (Najibullah vd. 2016).

İlk olarak, çıkarılan gaz, doğal gazı sıvılaştırmak için boru hatları aracılığıyla yerden arıtma merkezine taşınır. Gaz arıtımı, tesise ve çevreye zararlı olabilecek gereksiz malzeme ve malzemeleri ortadan kaldırarak standart koşullardan (genellikle normal ortam sıcaklıklarında sıkıştırılır) başlar. Su, yağlı yağlar, gazlar ve yoğunlaşmış hidrokarbonlar, karbondioksit gazı gibi maddeler, çünkü bu maddeler daha sonra soğutma borularının tıkanmasına neden olur (çünkü hepsi gaz soğutma ve sıvılaşma derecesine ulaşmadan donup katılır) ve ayrıca yasaklanmış hidrojen sülfür gazı. International (asit yağmuruna neden olan zehirli gaz) ve cıva, alüminyum kapların ve tüplerin korozyona ve çökmesine neden olduğu için (Liu vd. 1999).

İkinci aşama, en önemlisi, soğutmadan gelir, çünkü gaz, gaz soğutucuları tarafından, genellikle etan ve propan karışımından oluşan karışık bir soğutucu gibi aynı doğal gazdan giderek daha fazla soğutulur. Bu aşamada sıkıştırılmış doğal gaz, sıfırın altındaki -150°C 'nin altındaki sıcaklıklarda nispeten soğur. Sıkıştırılmış gaz sözde Thomson valfinden serbest bırakıldıktan sonra basıncı atmosfer basıncına yaklaşıncaya kadar düşer ve ısı yalıtımının etkinliğinden (ideal gaz yasası) dolayı enerjide bir değişiklik olur ve sıcaklık yaklaşık -150°C 'e düşer. Sıvılaşma derecesine çok yakın olan sıfırın altında. Aslında, gaz bu sıcaklıkta sıvı hale gelmiştir çünkü hala atmosferik basıncın biraz üzerindedir. Son olarak, doğal sıvılaştırma işlemi, gaz basıncının neredeyse atmosfer basıncına düştüğü yerdir ve bununla birlikte, bu, birlikte sıcaklığın -161.5°C 'e düştüğü ve gazın bir sıvı haline geldiği, son buharlaştırma kabı olarak

bilinen bir kapta gerçekleşir. soğutma tanklarına pompalanır. Isı yalıtımı oldukça yüksektir ve daha sonra nakliye konteynırlarına (özellikle deniz taşıtları) pompalanabilir.

Ardından, soğutma yöntemlerinin bir firmadan diğerine ve sahanın doğasına ve ekonomik fizibilitesine göre farklılık gösterdiği durumlarda, gaz soğutma işlemi kademeli olarak başlar. Genellikle soğutma işlemi propan soğutucularla başlar (önce suyla ve sonra propan gazıyla soğutulurlar). Doğal gaz oluşturan metan, etan, propan, bütan ve pentan gibi gazların bir kısmı kaynama noktalarına göre ayrılırken, bir kısmı soğutma işleminde, bir kısmı da tesiste yakıt olarak kullanılmaktadır. Unutulmamalıdır ki pentan gazı ve yukarıdakiler ağır gazlardır ve donma ve tıkanmaya neden olmayacak şekilde ayrılmalıdır. Başlangıçta sıkıştırılmış doğal gaz, sıfırın altındaki 36 derece civarında sıcaklıklarda meydana gelir.

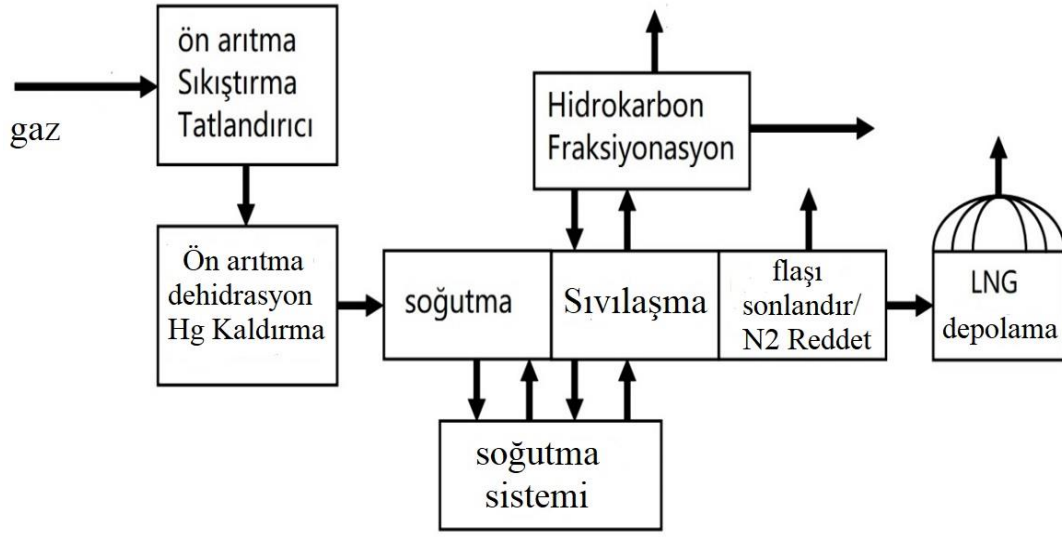
Yirminci yüzyılın başlarından itibaren iklim değişikliği ve azalan kirlilik nedeniyle temiz enerjiye olan talep artmıştır. Almanya, İsviçre ve Türkiye gibi birçok gelişmiş ülke daha temiz enerjiye ve rüzgar, güneş enerjisi ve hidroelektrik enerjisi gibi daha temiz ve sürdürülebilir enerji kaynaklarına geçme çabası içindedir. Almanya'nın enerji verimliliğini artırarak ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını teşvik ederek 2060 yılına kadar sera gazı emisyonlarını %80-95 oranında azaltması bekleniyor (Primabudi 2019).

Doğal gaz, enerji iletiminin uzun vadeli vizyonunda önemli ve önemli bir rol oynayacaktır; Sadece daha düşük karbondioksit emisyonuna sahip olduğu için değil, aynı zamanda diğer fosil yakıtlara kıyasla çeşitli amaçlar için hızlı bir şekilde ticarileştirilebilmesi veya rüzgar ve güneşten elektrik üretim açığını kapatabilmesi nedeniyle. LNG'den elektrik üretilerek çözülebilecek kesintili üretim ve süreklilik sorunları ile yenilenebilir enerji kaynaklarının mevcut sorunlarının önüne geçilmektedir. Doğal gaz tüketiminin %45'e ulaşması ve talebin büyük kısmının Çin, Hindistan ve diğer Asya ülkelerinden gelmesi bekleniyor (S ve P Global Platts 2018). Kömürle çalışan enerji üretim sistemleri. Tanımlanan küresel sera gazı emisyonlarının yaklaşık %50'sinin azaltılabileceği tahmin edilmektedir (Hammer vd. 2000).



Şekil 1.1 LNG tesisi (İnt. Kyn. 1).

Dünyanın birçok yerinde, potansiyel üretim kapasitesinin bu bölgelerdeki tüketicilerin kapasitesini çok aştığı yerlerde büyük doğal gaz yatakları keşfedilmiştir. Doğal gazın taşınması için mevcut boru hattı altyapısının olmadığı bölgeler için, doğal gazın daha sonra kargo gemileri veya kamyonlarla taşınması için sıvılaştırılması, doğal gazın piyasaya sürülmesi için ekonomik bir yol olabilir. Sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) üretimi için bir dizi büyük ölçekli tesis şu anda bu amaçla yapım aşamasında veya planlama aşamasındadır. Çoğu LNG sözleşmesi, belirli bir pazara satılan LNG için bir dizi kabul edilebilir ısıtma değeri belirtir. Çoğu durumda, bu, doğal gazda bulunan daha ağır hidrokarbon bileşenlerinin belirli bir kısmının sıvılaştırmadan önce çıkarılmasını gerektirir, böylece LNG, ısıtma değerindeki üst sınırı aşmaz. Ortloff, yaklaşık 30 yıldır doğal gazdan sıvıları geri kazanmak için teknoloji geliştiriyor. Bu süre boyunca, Ortloff teknolojisinin ana ilkeleri, gaz işlemcilerinin kullanabileceği diğer işlemlerden daha yüksek geri kazanım, daha iyi verimlilik, daha fazla basitlik ve daha iyi güvenilirlik olmuştur. Sonuç olarak, sıvı geri kazanımı için Ortloff prosesleri genellikle dünya çapında en son teknoloji olarak kabul edilmektedir (Hank vd. 2003).



Şekil 1.2 Tipik LNG tesisi blok akışı (Yang vd. 2003).

Bir LNG sıvılaştırma tesisindeki ana süreç gösterilmektedir. Sıvılaştırma tesisleri genellikle birkaç paralel ünitelerden veya "tren"den oluşur. Doğal gaz, hidrokarbon olmayan gazlar ve su dahil olmak üzere kirleticileri veya safsızlıkları gidermek için ilk olarak ön arıtmadan geçer. gaz yaklaşık -256°F 'ye soğutulur ve 7 teslimat noktasında kalite özelliklerini karşılar. Esas olarak metandan oluşan artık gaz, tamamen sıvılaşıma kadar daha da soğutulur. Sıvılaştırma sırasında, gazın hacmi bir faktör kadar azalır. LNG yapan 600, oda sıcaklığında ve atmosfer basıncında karşılaştırılabilir miktarda doğal gaz için gereken alanın yalnızca 1/600'ünü kullanır. LNG, atmosferik basınçta çift duvarlı tanklarda depolanır. İç duvar LNG ile temas halindedir ve kriyojenik hizmete uygun malzemelerden yapılmıştır. Bu malzemeler arasında %9 nikel çeliği, alüminyum veya başka bir kriyojenik alaşım bulunur. Dış duvar genellikle karbon çeliğinden veya betonarmeden yapılır. İki tank duvarı arasındaki dairesel boşluk yalıtım malzemesi ile doldurulur (Ruifeng 2011).

Çizelge 1.1 Farklı terminal konumlarındaki tipik LNG bileşimleri (Yang vd. 2003).

Bileşen, köstebek%	İzlanda, Abu Dabi	Withnell, Körfezi Avustralya	Bintulu, Malezya	Koşu, Endonezya	Lumut, Brunei	bontang, Endonezya	Ras Laffan Qatar
Metan	87.10	87.80	91.20	89.20	89.40	90.60	89.60
Etan	11.40	8.30	4.28	8.58	6.30	6.00	6.25
Propan	1.27	2.98	2.87	1.67	2.80	2.48	2.19
Bütan	0.141	0.875	1.36	0.511	1.30	0.82	1.07
Pentan	0.001	-	0.01	0.02	-	0.01	0.04

LNG akışının bileşimi, yukarıdaki tabloda olduğu gibi uygun arıtma şeması seçilerek belirli bir projeye uyarlanabilir. Etan ürünü, etan piyasasının olduğu yerlerde üretilebilir. Sıvı geri kazanım bölümünden besleme etilen tesislerine vb. Etan için bir pazar yoksa, yerel kimyasal, ısıtma veya yakıt pazarlarını tedarik etmek için LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı) ürünü üretilebilir. Ya da tek gereklilik LNG'nin kalorifik değerinin kontrol edilmesi ise yurt içi akaryakıt piyasası için yoğun bir ürün üretilebilir. Ayrıca, gelecekteki gelişmelerin daha hafif sıvılar için bir pazar yaratabileceği veya ürün talebinin dalgalandığı durumlarda, değişken sıvı yan ürünlerin üretimi için uygun prosesler seçilebilir. Her durumda, sıvı ürün, sıvı hidrokarbon akışlarının uygun özelliklerini karşılayacak şekilde kontrol edilir (Hank vd. 2003).

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

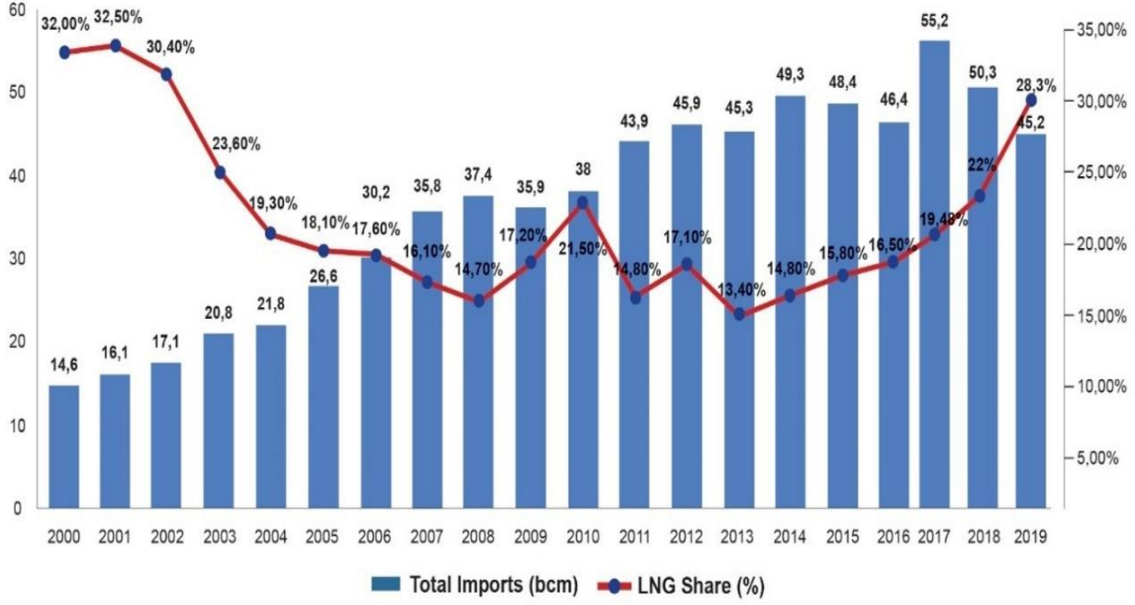
Dünya büyük miktarlarda doğal gaz depolar ve bu depolanan miktarlar, petrol rezervlerine kıyasla hızlı büyüme ile karakterize edilir. 2013 sonunda kanıtlanmış küresel doğal gaz rezervlerinin, yirmi yıl öncesine (1993 sonu) göre yaklaşık 3.67 trilyon metreküp, bu dönem boyunca yaklaşık yüzde 8.56 artışla yaklaşık 185.7 trilyon metreküp olduğu tahmin ediliyordu. İran, Katar ve Rusya, 2013 yılı sonunda sırasıyla yaklaşık 8.33, 7.24, 3.31 ve trilyon metreküp olan rezervleri ile birlikte dünyanın kanıtlanmış rezervlerinin neredeyse yarısına sahiptir.

1980'lerin sonlarından bu yana, Türkiye'nin yılda sadece birkaç milyar metreküp ithal ettiği doğal gaz talebi önemli ölçüde arttı. Türkiye'yi dünyanın en büyük pazarlarından biri yapan gaz altyapısına yapılan son yatırımlar sayesinde, kombine çevrim gaz türbinlerine (CCGT'ler) yönelik güçlü taleple birlikte yıllık yaklaşık 50 milyar metreküp ithalat arttı. , özellikle sıvılaştırılmış doğal gazda (LNG) Türkiye'nin şebekeye günlük gaz giriş kapasitesi 320 milyon metreküpe (bir milyon metreküpe) ulaştı. Hedef bu kapasiteyi 400 milyon m³/gün'e çıkarmaktır (İnt. kyn. 2).

Türkiye'nin gaz arz artırıldı, iç piyasa küresel gaz piyasasında artan rekabetten yararlanıyor. Türkiye, LNG kullanarak gaz tedarik kaynaklarını daha da çeşitlendirebilir ve devlete ait gaz şirketi BOTAŞ, ithal gazın ağırlıklı ortalama maliyetini düşürebilir. Ayrıca 2021 sonrası piyasa koşulları yeni bir dönemin habercisi olabilir. LNG'de yeni dönem Son yıllarda Türkiye'nin LNG ithalatının artması, LNG'yi uzun vadeli çeşitlendirme stratejisinin önemli bir bileşeni haline getirdi. Türkiye, gelişmekte olan ekonomisini beslemek için ucuz bir enerji kaynağı arayışında çözümü doğal gazda buldu. ve hava kirliliği ile mücadele. Türkiye'nin ilk LNG terminali olan Botaş Marmara Eriglesi LNG Terminali, mevsimsel pik tüketimi karşılamak ve yeraltı depolama tesislerinin yetersizliği durumunda arz güvenliğini artırmak amacıyla 1994 yılında hizmete açıldı (İnt. Kyn. 2).

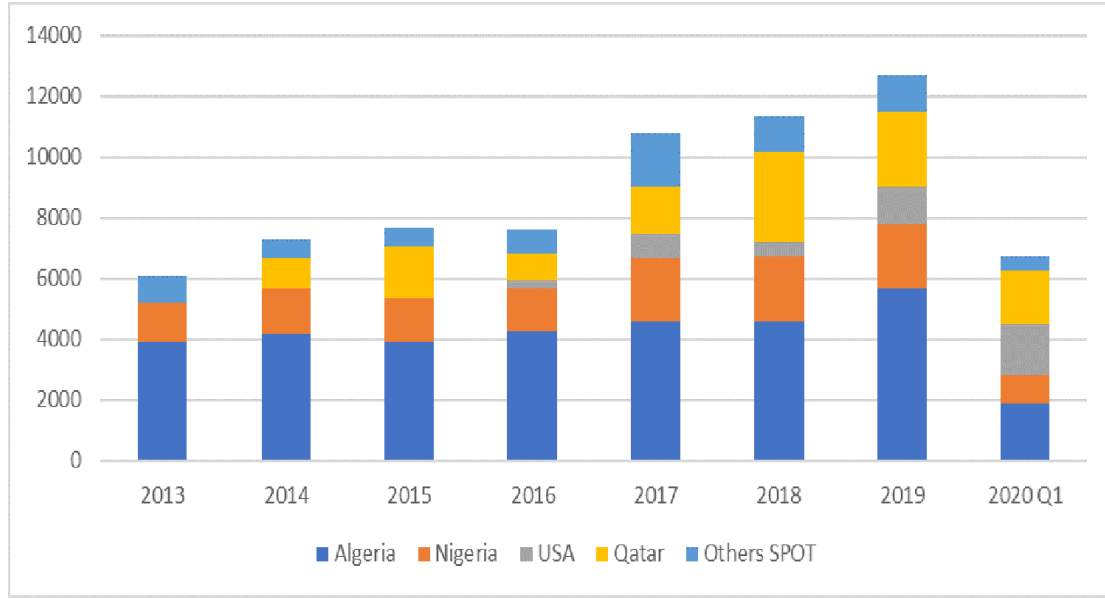
2000'li yılların başında Türkiye'nin doğal gaz talebinin yüzde otuzdan fazlasını LNG'den karşılar, Türkiye'nin İran, Rusya ve Azerbaycan ile uzun vadeli sözleşmeler imzalamasıyla LNG'nin toplam arz payı giderek azaldı. Bu düşüş, 2013'ten bu yana istikrarlı bir artış eğilimine geri döndü; Türkiye, 2013 ve 2019 yıllarında aşağı

yukarı aynı miktarda gaz ithal ederken, LNG payı büyük bir fark yaratıyor 2013'te 6.1 milyar metreküp ve 2019'da 12.7 milyar metreküp, şimdiye kadarki en yüksek seviye.



Şekil 2.1 (2000-2019) Yılları arasında Türkiye'nin doğalgaz ithalatını gösteren grafik
(İnt. Kyn. 2).

Bunun iki nedeni var: Fiyat ve Türkiye'nin 2013'te ithalat kapasitesinin olmaması. 2013'te Fukushima kazasından sonra LNG fiyatları milyon İngiliz termik birimi (mmbtu) başına 15 dolar civarındaydı, yani Türkiye mevcut doğalgaz boru hattını ithal ediyordu. LNG'den daha ucuz. Türkiye'deki LNG istasyonlarının günlük iletim kapasiteleri ve şebekenin toplam gaz pompalama kapasitesi 2013 yılında sırasıyla 36 milyon metreküp/gün ve 185 milyon metreküp/gün olmuştur. Türkiye altyapı kısıtlamaları nedeniyle ithalatı karşılayamıyordu (İnt. Kyn. 2).



Şekil 2.2 Türkiye'ye yapılan LNG ithalatının yüzdesini gösteren şekil (İnt. Kyn. 2).

Türkiye'deki başlıca LNG tedarikçileri olan Cezayir, Nijerya ve Katar'ın pazar paylarını büyük oranda koruduğu bilindiği gibi, özellikle \$/Kg'den yapılan spot ithalatlar artıyor. Türkiye'nin 2020'nin ilk çeyreğindeki (6.7 milyar metreküp) LNG ithalatı, 2019'daki toplam ithalatının yarısından fazlasını oluşturarak İspanya ve Birleşik Krallık'tan sonra Avrupa'nın en büyük üçüncü LNG ithalatçısı oldu.

2.1 Sıvılaştırma Ve Gaz Depolama Sistemine Genel Bakış

2.1.1 Gaz Sıvılaştırma Geçmişi

Doğal gazın sıvılaştırılmasıyla ilgili ilk endişelerin, bilim adamı Robert Boyle'un ideal gazların hacmi ile sabit bir sıcaklıkta basınç arasındaki ters ilişkiyi kurduğu on yedinci yüzyıla kadar uzandığı söylenebilir. Bu çalışma devam etmiş ve on sekizinci yüzyıla kadar ilerlemiştir. Bilim adamı Michael Faraday, amonyak, klor, siyanojen ve azot oksit gibi bazı gazların düşük sıcaklık ve yüksek basınç atarak sıvılaştırılması üzerinde çalışmış ve bu deneyi kış mevsiminde gerçekleştirmiştir. Ayrıca, 1941 yılında Amerika Birleşik Devletleri'nde Batı Virginia'da doğal gazı sıvılaştırmak için çeşitli girişimlerde bulunuldu, Cleveland'da ilk sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) tesisi inşa edildi ve Methane Pioneer adlı ilk LNG taşıyıcısı tarafından LNG sevkiyatına devam edildi (Mokhatab vd. 2006).



Şekil 2.3 LNG taşıyıcısı Metan Pioneer (Mokhatab vd. 2006).

19. yüzyılın başında, oksijen, azot, hidrojen, azot oksit, karbon monoksit ve metan hariç bilinen tüm gazların sıvılaştırılabileceği sonucuna vardı. 1860 yılında gazın ancak o gazın sıcaklığı özel bir sıcaklığın altına düştüğünde sıvılaştırılabileceğine inanıldığı ve oksijenin sıvılaştırılmasına ilk kez 1877'de İsviçre'de Raoul Pictet ve Fransa'da Louis Caillet tarafından ulaşıldığı yer, birbirinden bağımsız çalıştı. Lewis Caillet, gazlarda meydana gelen fiziksel bir fenomen olan genişleme fenomenini keşfetti. Bu, yüksek basınç altındaki bir gazın sıcaklığının, hacmi arttıkça önemli ölçüde düştüğü ve dolayısıyla basıncın aniden düştüğü anlamına gelir. Gazların yüksek basınca maruz kaldıklarında sıcaklıklarının arttığı genel olarak zaten biliniyordu.

2.1.2 Gaz Depolama Geçmişi

Doğal gazın depolanması işlemi, diğer birçok emtia gibi, uzun bir süre boyunca gerçekleşir. Doğal gazın aranması, üretilmesi ve taşınması uzun zaman alır ve doğal gazın her zaman gideceği yere hemen ulaştırılması gerekmediğinden yeraltı depolama tesislerinde depolanır. Bu depolama sahaları, hazır doğal gaz arzına sahip olmayan pazar merkezlerinin yakınında yer alabilir.

Doğal gaz mevsimsel bir yakıt olmuştur. Bu, kış aylarında, kısmen konut ve ticari ortamlarda ısıtma için kullanılması nedeniyle doğal gazın genellikle talep edildiği

anlamına gelir. Depolanan doğal gaz, yaz aylarında verilen fazla arzın kış aylarında artan talebi karşılamak için kullanılabilir hale getirilmesinde hayati bir rol oynamaktadır. Ancak, doğal gazla elektrik üretme eğilimi nedeniyle, yaz aylarında doğal gaza olan talep artmaktadır (bunun makine, klima ve benzerlerini çalıştırmak için elektrik üretmek için kullanılması nedeniyle). Doğal gaz depolama, doğal gazın üretimini veya dağıtımını etkileyebilecek öngörülemeyen kazaları, doğal afetleri veya diğer olayları (Mokhatab vd. 2006).

LNG depolama tesislerinin ilk belirtilerine tepe traş tesisleri denildi. Bu tesisler, bir doğal gaz sıvılaştırma tesisi, bir gazdan gaza yeniden gazlaştırma tesisi ve bir veya daha fazla depolama tankından oluşur. Amerika Birleşik Devletleri'nde, ilk dört tepe traş tesisi 1965'te tamamlandı. Bu tesislerin birçoğu daha sonra Kanada ve Amerika Birleşik Devletleri'nde, 1978'de 61'e kadar tesisle inşa edildi; Almanya'nın Stuttgart'ta ilki 1971'de inşa edilen 10 fabrikası vardı. Daha sonra düşük gaz tüketimi, bazı fabrikalardaki teknik sorunlar nedeniyle bu fabrikaların inşaatı durdu.



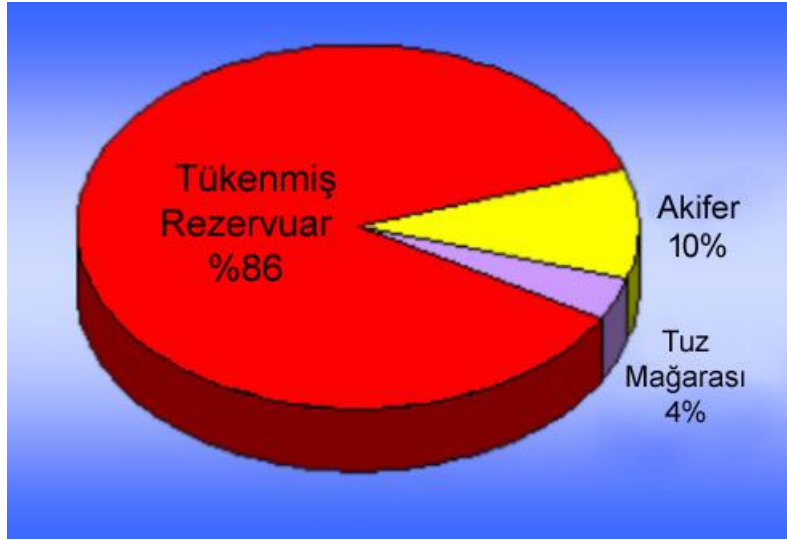
Şekil 2.4 Canvey Island LNG alıcı terminali (Mokhatab vd. 2006).

2.2 Yeraltı Gaz Depolama Türleri

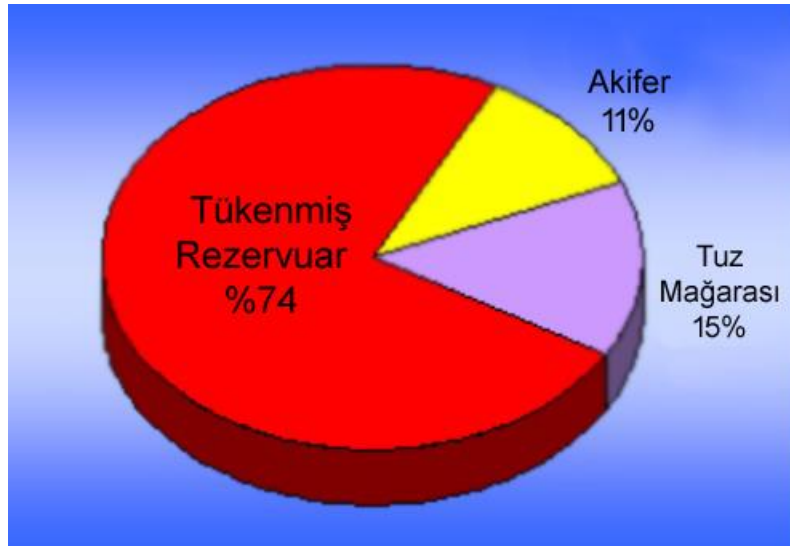
Dünya Savaşı'ndan kısa bir süre sonra, yeraltı doğal gaz depolama alanları popülerlik kazandı. O zamanlar, doğal gaz endüstrisi uygulamada mevsimsel talep artışlarının sadece boru hattı teslimi ile karşılanamayacağını kaydetti. Talepteki (ve dolayısıyla hacmindeki) mevsimsel artışları karşılamak için boru hatlarının teslim edilebilirliği önemli ölçüde artırılmalıdır. Ancak, tüketim alanlarına bu kadar büyük borular inşa etmek için gereken teknoloji, o zamanlar erişilemez ve işe yaramazdı. Yeraltı depolama alanları tek seçenektir. Mevsimsel talep artışlarını karşılamak için. Doğal gazı depolamanın üç ana yeraltı yolu vardır, herhangi bir yeraltı depolama tesisi, bir tür yeraltı depolama kabı oluşturmak için enjeksiyondan önce yenilenir. Formasyona doğal gaz enjekte edilir, daha fazla doğal gaz eklenmesi basıncı artırır. Bu anlamda yeni açılan kuyularda olduğu gibi yeraltı oluşumu sıkıştırılmış doğal gaz kabı şeklinde olmaktadır. depolama tesisindeki basınç ne kadar yüksek olursa, basınç kuyu başı basıncının altına düştüğünde gazı daha kolay çıkarabiliriz (İnt. Kyn. 3).

Depolama tesisi dışında doğalgazı itecek basınç farkı kalmayacak. Bu, bir yeraltı depolama tesisinde asla çıkarılamayacak belirli bir miktarda gaz olduğunu gösterir. Bu tür gaz, fiziksel olarak geri kazanılamayan bir gaz olarak adlandırılır; Formasyonun içinde kalıcı olarak gömülüdür. Fiziksel olarak geri kazanılamayan bu gaza ek olarak, yeraltı depolama tesisleri "birincil gaz" olarak bilinen şeyi içerir. Bu, kalan gazı çıkarmak için gereken basıncı sağlamak için depolama tesisinde kalması gereken gaz hacmidir. Depolama tesisinin normal işletiminde bu tampon gaz yeraltında kalır; Ancak kuyu başında özel basınçlı ekipmanlar kullanılarak kuyudan çıkartılabilir.

Depolama tankında bulunan doğal gazın hacmi "çalışma gazı" olarak adlandırılır ve depolama tesisinin normal çalışması sırasında çıkartılabilir. Bu, depolanan ve çekilen doğal gazdır; Depolama tesislerinin kapasitesi genellikle işletme gaz kapasitelerini ifade eder. Geri çekme döngüsünün başlangıcında, depolama tesisi içindeki basınç en yüksek seviyededir; Bu, çalışma gazının yüksek bir oranda çekilebileceği anlamına gelir. Depolama tesisi içindeki gaz hacmi azaldıkça, depolama tesisinde periyodik olarak basınç da düşer. Yeraltı depolama tesislerinin işletmecileri, tesislerinin işleyişini değerlendirdikten sonra çalışma gazını baz gaz olarak yeniden sınıflandırabilirler (İnt. Kyn . 4).



Şekil 2.5 Depolama Türüne Göre Çalışma Gazı Kapasitesi (İnt. Kyn . 4).



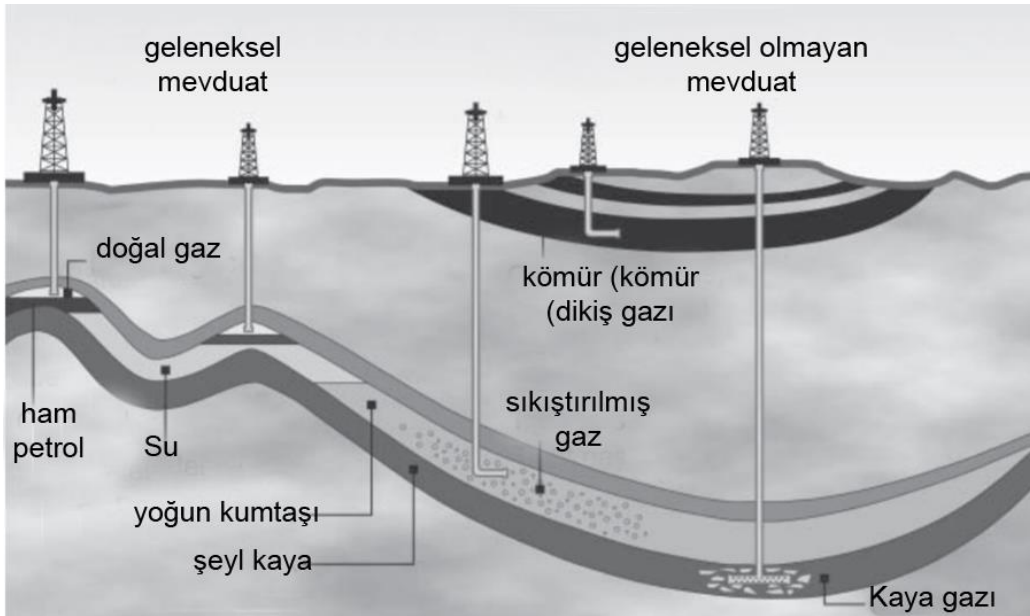
Şekil 2.6 Depolama türüne göre günlük teslim edilebilirlik (İnt. Kyn. 4).

Gösterilen grafikler, 2001 yılı itibariyle Amerika Birleşik Devletleri'ndeki doğal gaz depolama tesislerinin kapasitesini ve teslim edilebilirliğini göstermektedir. Tükenmiş rezervuarların, çalışma gazı kapasitesinin ve teslim edilebilirliğinin çoğunluğunu oluşturduğu görülebilir. Bununla birlikte, tuz oyuklarının yüksek dağıtım kapasitesi, işletim gazı kapasitesine göre yüksek günlük dağıtımla kanıtlanmıştır (İnt. Kyn. 4).

Kullanılması en kolay ve dolayısıyla en yaygın tür olan doğal gaz yatakları, konvansiyonel gaz rezervleridir. Bunlar, daha yoğun, hatta geçirimsiz kaya katmanlarının altında bulunan gözenekli ve geçirgen kaya katmanlarında bulunan doğal

gaz birikintileridir. Bu durumlarda gaz daha derinlerden yükselmiştir, ancak yukarıdaki geçirimsiz katmanlar tarafından daha fazla yükselmesi önlediğinden, geçirgen kaya katmanlarında hapsolmuştur. Bu tür birikintilerin oluşması için ön koşul, gazın yanal olarak kaçmasını ve üstteki kayaları atlamasını engelleyen jeolojik oluşumlardır. Bu tür oluşumlar doğal gaz kapanları olarak bilinir ve çökme süreçleri veya tektonik olayların bir sonucu olarak ortaya çıkar (Şekil 2.7).

Düşük yoğunluğu nedeniyle, doğal gaz sıklıkla ham petrol yataklarının en yüksek bölgelerinde bulunur. Doğal gaz, ham petrolden daha kolay bir şekilde daha yüksek kaya katmanlarına yükselir (göç edebilir), bu da yalnızca doğal gaz içeren tortuların bu nedenle çok yaygın olduğu anlamına gelir. Doğal gazın petrolle birlikte tortularda bulunduğu durumlarda, bu gaz geleneksel, ilişkili doğal gaz olarak bilinir; tek başına bulunduğu yerde, konvansiyonel, ilişkisiz doğal gaz olarak bilinir. Doğal gazın doğal gaz tuzaklarında tutulmadığı, bunun yerine şeyl ve arjilit oluşumlarında veya kumtaşı ve kireçtaşı, ayrıca gazın da kömür damarlarında tutulduğu tortular, alışılmamış olarak bilinir. Gözenekli kumtaşı ve kireçtaşı oluşumlarında sıkışan gaz, sıkı gaz olarak bilinir. Bu tür tabakalar genellikle yüzeyin 3000 m'den daha altındadır. Bir kumtaşı rezervuarının yaşayabilirliği, gözenekliliği, yani boş olması ile belirlenir.



Şekil 2.7 Gaz birikintileri (Mokhatab vd. 2006).

2.3 LNG Taşıyıcılar

LNG tedarik zincirindeki bir sonraki adım, sıvılaştırılmış doğal gazı yeniden gazlaştırma tesislerine taşımaktır. Başlıca ulaşım türleri gemiler ve kamyonlardır. Gemi yüklemesi için yükleme hızı, gemi demurajının yüksek maliyeti nedeniyle gemi yükleme süresinin mümkün olduğunca kısa tutulmasıyla sağlanır. Yükleme kollarının yükleme hızına ve kapasitelerine bağlı olarak iki veya üç akışkan yükleme kolu gereklidir. Yükleme faaliyeti olmadığında iskele kafasına ve depolama tanklarına küçük bir tesis LNG akışı sürekli olarak sirküle edilerek yükleme hatları tutma işlemi sırasında serin tutulur (Coyle vd. 2003).

Bu, yükleme sistemini her zaman serin ve gazsız tutmak, termal stresi önlemek ve bir LNG taşıyıcısının gelmesinden hemen sonra gemi yüklemesinin başlatılmasına izin vermek için yapılır. Ek bir dal, geminin tankından çıkan gazın, gemi ve depolama tankları arasındaki basınç farkından dolayı parlayan gazın ve gemi yüklemesi sırasında ısı kazancından kaynaklanan kaynayan gazın (BOG) taşınmasına ayrılmıştır. Kısa liman hattı senaryolarında, gemi BOG üretimi nispeten küçüktür ve geri kazanılabileceği karadaki tesislere iade edilebilir. Ancak bazı yerlerde, sığ limanlarda veya kıyı şeritlerinde gemi rıhtımlarına ulaşmak için iskelenin birkaç kilometre uzatılması gerekmektedir (Kotzot 2003).

2.3.1 Gemi İle Gaz Taşımacılığı

LNG, yükü atmosferik basıncın biraz üzerinde tutmak üzere tasarlanmış, yalıtımlı çift cidarlı tanklara sahip özel gemiler, LNG taşıyıcıları tarafından yaklaşık olarak kriyojenik sıcaklıkta taşınır. -259°F (-169°C). Tipik olarak, depolama tankları 0.7 bar tasarım basıncıyla 0.3 bar'da çalışır. Tank tasarımı, gövde sisteminin bütünlüğünü sağlar ve LNG depolaması için yalıtım sağlar (İnt. Kyn. 5).

Yalıtım, tüm dış ısının LNG'ye ulaşmasını engelleyemediği için, yolculuk sırasında sıvının bir kısmı kaynar. LNG buharlaşması homojen değildir: en düşük kaynama noktasına sahip bileşenler (Azot ve Metan) daha ağır bileşenlerden daha kolay buharlaşma eğilimindedir. Bu fenomene yaşlanma veya yıpranma denir ve bunun

sonucu, LNG bileşiminin ağırlaşması ve LNG'nin ısıtma değeri ve Wobbe İndeksi'nin zamanla artmasıdır.

Geminin tanklarını sabit bir basınçta tutmak için tipik olarak günlük nakliye hacminin yaklaşık %0.10 ila %0.15'i oranındaki kaynama gazının uzaklaştırılması gerekir. Kaynayan gaz, geminin çift yakıtlı motorlarında yakıt olarak kullanılabilir veya buhar üretmek için kazanlarda yakılabilir veya geminin tasarımına bağlı olarak yeniden sıvılaştırılabilir ve kargo tanklarına geri döndürülebilir. BOG yeniden sıvılaştırma, uzun yolculuklar sırasında LNG çekmesini ortadan kaldırabilir ve kargonun bileşimini koruyabilir (İnt. Kyn. 5).



Şekil 2.8 LNG taşıyıcı (İnt. Kyn. 6).

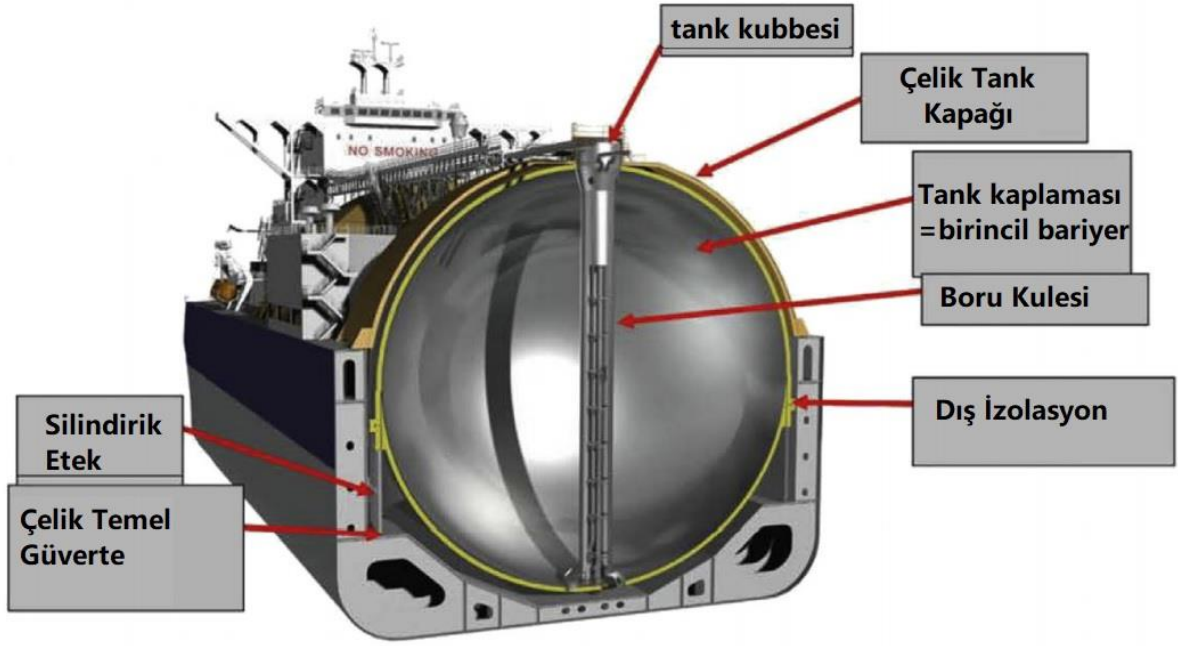
2.3.1.1 LNG Taşıyıcıları İçin Muhafaza Sistemleri

LNG taşıyıcıları ile diğer tankerler arasındaki temel fark, kargo muhafaza ve elleçleme sistemidir. Dört LNG muhafaza sistemi vardır; iki bağımsız katı tip yapı ve iki bağımsız olmayan (membran) tip tasarım.

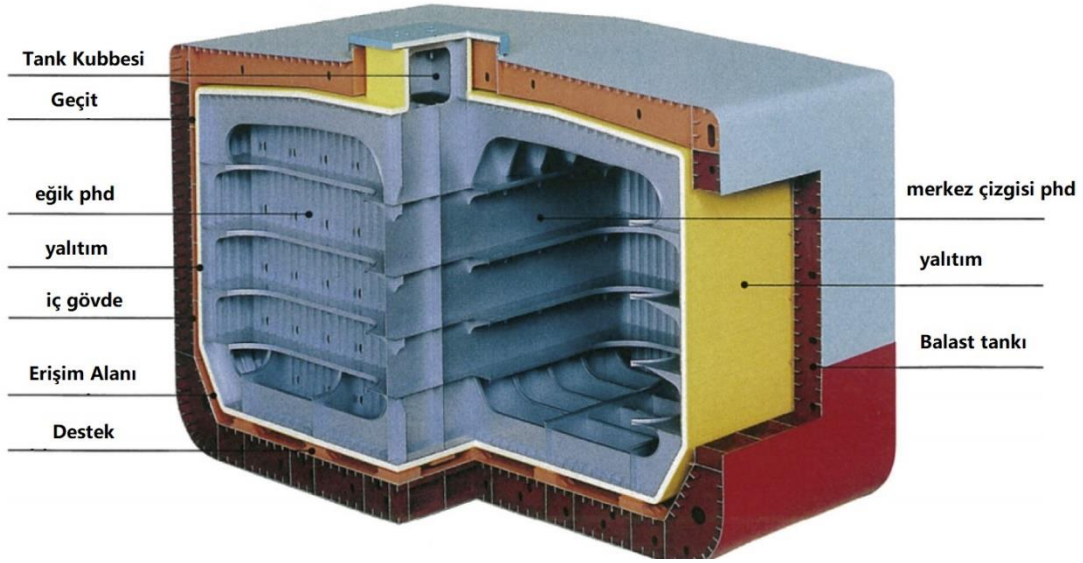
2.3.1.2 Bağımsız Tanklar

Bağımsız veya bağımsız tanklar bağımsızdır, genellikle küreseldir (Norveç Moss Maritime tarafından geliştirilmiştir) veya prizmatiktir (Conch International tarafından tasarlanmıştır). Metan Ltd ve alüminyum alaşımdan veya dışta yalıtım katmanları olan %9 nikel çelikten yapılmıştır (Şekil 2.9 ve 2.10). Bağımsız tanklar tamamen kendi kendini destekler ve geminin gövde yapısının bir parçasını oluşturmaz. Ayrıca, bir geminin gövde mukavemetine katkıda bulunmazlar Tanklar, silindirik eteklere kaynak yapılır veya gemi yapısına kaynaklanmış destek elemanlarına başka şekilde bağlanır (İnt. Kyn. 5).

IGC Kodunda (Sıvılaştırılmış Gazları Dökme Olarak Taşıyan Gemilerin Yapım ve Teçhizatı için Uluslararası Kod) tanımlandığı gibi ve esas olarak tasarım basıncına bağlı olarak, gaz taşıyıcıları için üç farklı tip bağımsız tank vardır. Bunlar, standart yağ tankı tasarımına (Tip A), diğerleri basınçlı kap tasarımına (Tip C) göre inşa edilmiş olanlar ve son olarak, hiçbiri olmayan tanklardır. ilk iki tip (Tip B). Sahil Güvenlik açısından tüm LNG tankları Tip B'dir çünkü B Tipi tanklar, diğer tankın tasarımına ilişkin genel varsayımlar olmadan tasarlanmalıdır. türleri. Kendinden destekli, prizmatik Tip B (SPB) tank, geminin yapısından bağımsızdır ve mevcut kargo alanından maksimum düzeyde yararlanmanın küresel versiyonuna göre avantajı vardır. Bununla birlikte, serbest duran prizmatik tankların ağır plakalar içermesi ve plakaların hidrostatik yük altında deforme olmasını önlemek için önemli miktarda destek içermesi nedeniyle ağırlığa ve maliyete önemli ölçüde katkıda bulunurlar (İnt. Kyn. 5).



Şekil 2.9 Serbest duran küresel LNG tankı (İnt. Kyn. 5).



Şekil 2.10 Serbest duran prizmatik B tipi LNG tankının tipik gösterimi (İnt. Kyn. 5).

2.3.1.3 Membran Muhafaza Sistemleri

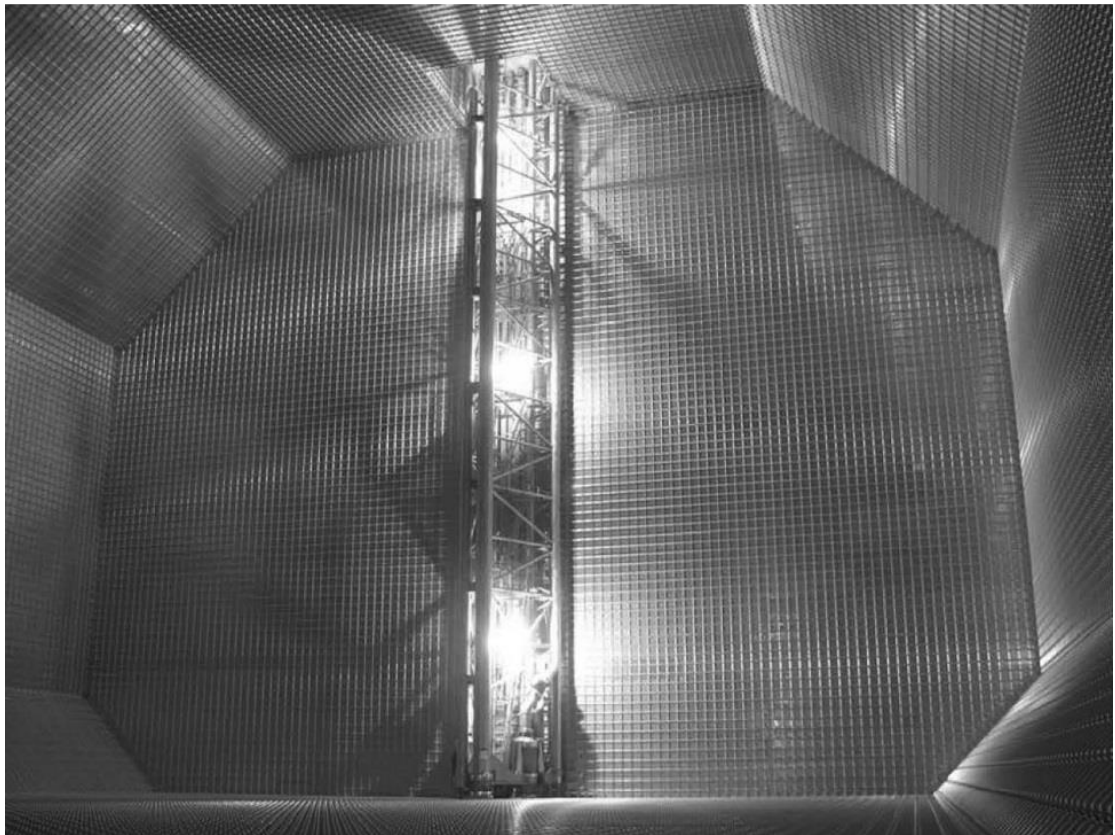
Membran tanklar, tam bir çift cidarlı gemi yapısı ile çevrili, kendinden destekli olmayan kargo tanklarıdır. Membran muhafaza tankları, ince bir metal tabakasından (birincil bariyer), izolasyondan, ikincil membran bariyerden ve sandviç yapıda ilave izolasyondan oluşur (Şekil 2.11).

Membran, ısıl ve diğer genleşme veya büzölmeler, zarda aşırı gerilim olmadan telafi edilecek şekilde tasarlanmıştır. Membran tasarımı ile geminin gövdesi, aslında, dış tank haline gelir. Yalıtım kuruldu üzerine ve sıvıyı tutmak için iç kısmına bir zar yerleştirilir. Bu "çift gövdenin" iç yüzeyi, Gaz Transport tarafından sunulan yüksek nikel içerikli (%36) çelik (Invar) veya %18 krom/%8'dir. Technigaz tarafından sunulan nikel paslanmaz çelik (Şekil 2.11ve Şekil 2.12). Gaz Transport membran muhafaza sistemi (GT NO96), sızdırmazlığı ve yalıtımı korumak için kontrplaktan yapılmış ve perlit ile doldurulmuş bir ızgara yapısından oluşur (İnt. Kyn. 5).

Öte yandan Technigaz membran sistemi (TG MARK III), bir yalıtım sistemi yapılandırmak için tripleks adı verilen bir malzeme ile ayrılmış iki kat güçlendirilmiş poliüretan köpükten oluşur. Gaz Transport ve Technigaz artık en son muhafaza sistemi (Kombine Sistem Bir Numara, CS1), mevcut GT No 96 ve TG Mark III sistemlerinden özellikler içerir. CS1, güçlendirilmiş poliüretan köpük yalıtımı ve iki membran kullanır; birincisi Invar'dan 0.7 mm kalınlığında, ikincisi ise tripleks adı verilen kompozit alüminyum-cam elyafından yapılmıştır. Sistem, montajı kolaylaştırmak için rasyonelize edilmiştir ve önceden üretilmiştir, bu da gemide hızlı montaja olanak tanır. Bununla birlikte, bu tasarım bazı gemilerde ikincil membran sızıntı problemlerinden muzdaripti, ancak yerleşik tersaneler GT NO96 ve TG Mark III'ün üretimini sürdürmeye karar Verdi .



Şekil 2.11 Membran muhafaza sistemi tipi, GT NO 96 (İnt. Kyn. 5).



Şekil 2.12 Membran muhafaza sistemi tipi, TG MARK III (İnt. Kyn. 5).

2.3.2 LNG'yi Kamyonla Taşıma

Tüketicilerin kıyı bölgelerinde bulunduğu yerlerde, LNG gemi ile teslim edilebilir. Ancak iç bölgelere yerleştirildiklerinde, uygulanabilir tek yöntem, karayolu römorkları (Şekil 2.13), ISO intermodal kriyojenik konteynerler veya daha küçük teslimat birimleri gibi mobil ekipmanlarla kamyon taşımacılığı yapmaktır. Üretim tarafında, küçük dağınık doğal gaz kaynaklarının veya biyogazların uzak bölgelerde sıvılaştırılması, yakın kullanıcıların olmadığı yerlerde ekonomik olmayacaktır. Rezervuar kapasitesi ve ömrü, uzun boru hatlarının inşasını haklı çıkarmasa da, LNG'nin sıvılaştırılması ve taşınması ekonomik olarak uygun bir çözüm sunar.



Şekil 2.13 Tipik LNG kamyonu (İnt. Kyn. 7).

Tüketici tarafında, doğal gazı temiz ve düşük maliyetli bir yakıt yapan Kuzey Amerika'da kaya gazının hızla gelişmesi nedeniyle doğal gazın fiyatı tarihsel olarak düşük kalmaktadır. LNG kamyonculuk olgun bir endüstridir. Özel, çift cidarlı vakum yalıtımlı tankerler kullanılarak sıvılaştırılmış doğal gaz, LNG dolum istasyonlarına güvenilir ve güvenli bir şekilde teslim edilebilir. Uydu istasyonlarında LNG, yalıtılmış basınçlı depolama tanklarına boşaltılır. Normal şartlar altında, vakum yalıtımlı tank, LNG'yi havalandırmadan uzun süre depolayabilir (Chrz ve Emmer 2007).

Evsel gaz tüketicileri için, LNG pompaları, ortam hava buharlaştırıcıları ile buharlaştırılır, kokulandırılır, ölçülür ve yerel boru hatlarına iletilir. Ticari kamyon filosu operatörleri artık yüksek fiyatlı dizelden daha ucuz doğal gaza geçiş yapıyor. Bir dizel motorun doğal gaza dönüştürülmesi, iki yakıtlı bir dönüştürme kiti kullanılarak basittir. Bu tür dönüşümler şeyl yağı üretimi için sondaj kulelerinde yapılıyor ve yakıt maliyetlerinden tasarruf sağlayabilir ve emisyonları azaltabilir. Küresel olarak, enerji maliyetlerini azaltmak için LNG dolmuş istasyonu altyapısı oluşturmaya yönelik bir hareket var (İnt. Kyn. 5).

LNG yakıt ikmal istasyonları için ana pazarlar, doğrudan gemide LNG üzerinde çalışan araç filolarına hizmet vermektir. Ağır hizmet kamyonları, otobüsler, çöp araçları ve sık kullanılan filo araçları taksiler, LNG yakıt ikmal için büyük potansiyele sahip tipik araçlardır. Çok daha geleneksel CNG sistemleriyle karşılaştırıldığında, LNG yakıtı, yüksek yakıt verimliliği, daha düşük araç ölü ağırlığı ve yüksek yoğunluğu ve düşük basıncı nedeniyle daha uzun çalışır. Santrifüj pompalar, geleneksel motorlara göre daha temiz yanma ve daha yüksek verim ile LNG'nin araç motoruna iletilmesini sağlar. LCNG istasyonları, mevcut CNG araçlarının çalışmasını desteklemek için LNG kullanabilir.

Yüksek basınçlı pistonlu pompalar, LNG'yi atmosferik buharlaştırıcılara ve tamponlara iletir, böylece CNG araçlarına hızlı bir şekilde yakıt ikmal yapılabilir. LNG/LCNG istasyonları çoğunlukla araçların her iki versiyonunun da yakıt ikmal için birleştirilir. Yeraltı tankları, kentsel alanların gayrimenkul gereksinimlerini korumak ve yönetmelikleri karşılamak için tipik bir seçenektir. Şu anda \$/kg'de, düşük doğal gaz fiyatlarından yararlanmak için Temiz enerji, BLU ve Shell dahil olmak üzere LNG yakıt piyasalarını desteklemek için altyapı oluşturan birkaç şirket var. Dizel yerine LNG kullanan kamyon filoları, yakıt maliyetlerini önemli ölçüde azaltabilir ve hava emisyonlarını %25'in üzerinde azaltabilir. LNG üniteleri günde 100.000 ila 250.000 galon LNG veya günde yaklaşık 60.000 ila 1.500.000 galon dizel üretebilir (İnt. Kyn. 5).

2.4 Literatür Özeti

Kanoğlu (2002), doğal gaz sıvılaştırmasında kullanılan çok aşamalı sıralı soğutma çevriminin enerji analizini sağlıyorsunuz. Doğal gazın sıvılaştırılması için gereken iş yükünün sıvılaştırma sıcaklığındaki azalma ile tam olarak 200°C'de arttığı sonucuna varıldığında, LNG üretimi 100°C'de LNG üretmek için gereken minimum işin üç katını gerektirir. 150°C, 100°C'de LNG üretmek için gereken minimum işin tam olarak 1.76 katını gerektirir. Sıvılaştırma ile sıcaklık düşer.

Kamalinejad vd. (2014), karmaşık bir çok kademeli soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bu iki aşamalı prosedür, temel karar parametrelerinden oluşur. İlk aşamada basınç bileşimi, bölme sıcaklığı ve taban basıncı gibi önemli parametreler belirlenir. MINLP analizörü, malzeme-ısı dengesi denklemleri gibi ana soğutma gereksinimlerini inceler ve her döngü için kompresör yükünün eşit payı şu sonucu verir. Bu prosedür, her döngü için en iyi sıkıştırma seviyesini belirler. İkinci aşamada, yükseltilmiş bir dizi MINLP denklemi aracılığıyla, ön doygunluk, alt soğutucu ve son soğutucu gibi tüm soğutma özellikleri bir önceki adımda bulunan üst yapının üzerine tasarlanır ve kurulur.

Yılmaz vd. (2019), gaz sıvılaştırma döngülerinin dinamik ve termal terimler açısından bir incelemesini ve analizini sunmaktadır. Bilinen genişleme valfi Thomson valfini (JT) içeren çevrimlerin, yüksek verimli iş girdileri olan genişlemeli motor sistemlerine kıyasla kurulum kolaylığı ile karakterize olduğu sonucuna varılmıştır. Çevrimlerle karşılaştırıldığında, düşük verimliliğe ve büyük girdi çalışmasına sahiptir, ancak Kapitza çevriminin belirli çalışma koşulları altında en iyi akışkan verimine ve ikinci en iyi kanun verimliliğine sahip bulut çevrimine sahip olduğu bulunmuştur.

Pengcheng vd. (2016), Bu çalışma, bir ORC serisi ölçekli yükseltilmiş güneş-LNG hibrit güç üretimi önermektedir. Termoekonomik analiz, farklı çalışma akışkanları ve kompleksleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Güneş kolektörleri eklenerek üretilen fazla elektrik ile alınan güneş enerjisinin eşdeğer verimde olduğu öne sürülmüştür. Optimal değerler, farklı çalışma sıvıları kombinasyonları için değişir ve ETC ile elde edilen sonuçlar, belirtilen modellere göre FPC ile elde edilenlerden daha yüksektir. İzopentan / R125 vb. ile maksimum %5.99 elde edilebilir. İlgili elektrik maliyeti 8.350 CNY/kW'dir ve depolamasız bir PV sisteminin mevcut maliyetiyle karşılaştırılabilir.

Güneş ve LNG kolektörlerinin hibridizasyon verimliliği, depolama gerektirmeyen bir PV sistemine eşdeğer verimliliklerle ortaya çıktı. Tek kademeli ORC ile karşılaştırıldığında, ORC serisindeki her türbinin VR'si çok daha küçüktür ve daha kolay türbin tasarımı ve üretimi sağlar.

Donghoi ve Truls Gundersen (2020), karmaşık sistemlerin etkinliğini değerlendirmek için sıvılaştırılmış doğal gaz ve doğal gaz sıvılarının üretim sistemlerinin iyileştirilmesinde enerji verimliliği ve spesifik enerji tüketimi olmak üzere iki farklı konuda iki fonksiyonun uygulanması üzerine çalışma yapılmıştır. Optimizasyon sonuçları, amaç fonksiyonu olarak LNG prosesinin spesifik enerji tüketimi kullanılarak gösterilmiştir, reflü kolonunu kullanarak doğal gaz sıvılarını çıkarmak için en düşük spesifik enerji tüketimini ve yüksek enerji verimliliğini elde ederiz. Ancak enerji performans indeksi kullanılarak yapılan minyatürleştirme çalışmalarından elde edilen çalışma koşulları, sistemlerin optimize edildiğini göstermektedir. Bir NGL ürünündeki metan içeriğini en üst düzeye çıkarmak için.

Mehrpooya ve Amin (2017), ekonomik ve termal döngüyü analiz etmek için yeni bir model yapılmıştır. Bu sistemde, Rankine çevrimi, sistemin bir ısı alıcı olarak eşdeğer bir güneş kolektörü ve bir soğuk olarak LNG süreci tarafından tahrik edilen iki fazda güneşin geçici doğası ile başa çıkabilmesi için yenilenebilir bir organik bileşen içerir. yıkayıcı. Hava durumu verilerinin mevcut olduğu tüm gün boyunca, genel sistem performansı simüle edilir. Sonuçlar: 4 saat boyunca %100 güneş günü. Sabit ışınlama veri tasarım noktası için, maliyet dengesinin her bir bileşeni ve yardımcı programlar yardımıyla başka bir ekonomik analiz sistemi için denklemler çıkarılır.

Mazyan vd. (2020), propan soğutucu akışkan, doğal gazın sıvılaştırılmasında kükürt oksit (SO₂), amonyak (NH₃) ve karbondioksit (CO₂) ile ön soğutma çevriminde karıştırılmıştır, COP çevriminin genel performans katsayısı ve molar fraksiyon oranları hesaplandı, SO₂ NH₃ Propan ile karıştırıldığında genel olarak COP'yi arttırdıkları sonucuna varıldı. Bu nedenle, propan soğutucu akışkan amonyak (veya kükürt dioksit) ile karıştırıldığında, önceden soğutulmuş propan soğutucu akışkan döngüsünün toplam COP'sini en az %7 veya %9 artırarak çevrim verimliliğinin ekonomik olarak arttığı bulunmuştur. Korozif yapısı nedeniyle soğutma çevriminde kükürt dioksit kullanılırken özel malzemeler de dikkate alınmalıdır. CO₂'nin propan ön soğutma çevriminden önce

soğutma çevrimlerinde saklanması ve kullanılması güvenli olmasına rağmen, genellikle COP'u azaltır.

Ancona vd. (2017), ulaşım sektöründe kullanılmak üzere sıkıştırılmış sıvılaştırılmış doğal gazın üretim sürecinin analizini tartışmaktadır. Doğrudan yakıt ikmal istasyonlarına yanaşmak için operasyon, teslimat ve yakıt ikmali operasyonları için çözümler bulmak. Bu çalışmada, önceki yazarın çalışmasında parametrik bir analizle geliştirilmiş Joule-Thompson üretim döngüsünden başlayarak - ayrıca döngü performansını iyileştirmek için LNG üretimi için türbin genişleticinin sıvılaştırılması için bir süreç önerilmiştir. Kriyojenik koşullara uygun turbo genişleme teknolojisi şu anda piyasada mevcuttur ancak LNG üretimi için nadiren kullanılmaktadır. Analizin sonuçları, Joule-Thompson valfinin değiştirilmesinin turbo genişleticinin LNG üretim sürecinde enerji tüketimini önemli ölçüde azaltmasına olanak tanıdığını gösteriyor. Elektrik enerjisi tüketimini yaklaşık %20 oranında azaltır.

Krzysztof vd. (2020), kapı/endüstriyel şehir basınç giderme tesislerinin bir doğal gaz sıvılaştırma üniteleri sistemine etkin entegrasyonunu göstermektedir. Ekonomik olarak entegre edilmiş ve Doğalgazdan daha düşük bir satış fiyatına sahip doğal gaz sıvılaştırma ünitelerine olan güven nedeniyle, bir sıvılaştırma ünitesi için birkaç modül ve işletim konfigürasyonu önermek kolaydır. Güç için bir işletim konfigürasyonu bulmak daha karmaşıktır, Polonya'da büyüyen LNG pazarı için LNG üretiminin enerji ve ekonomik verimliliği LNG üretiminin miktarı muhtemelen çok fazladır, bu ünite düşük turbo verimliliği ile karlıdır ve yaklaşık 0.0246 V/kWh'lik bir fiyatla bu oran nispeten düşüktür.

Husnil vd. (2014), karışık çevrimli propan soğutucu akışkan işlemi (C3MR), tek modifiye edilmiş karışık soğutucu akışkan (MSMR) işlemleri ve ikili karışık soğutucu akışkan işlemi (DMR) gibi doğal gaz sıvılaştırma çevrimi işlemlerinin enerji optimizasyonunu incelemiştir. Dinamik simülasyon ortamı. Bu analizden, karar değişkeni ile maliyet fonksiyonu arasındaki ilişkiyi tanımlayan optimal bir kararlı durum haritası elde edilir. Ayrıca, üç temsili sıvılaştırma çevrimi için optimal olarak kontrol edilen değişkeni belirlemek için optimal bir kararlı durum analizi geliştirilmiştir. C3MR için umut verici optimum değişkenin sıcak çıkıştaki

soğutucunun sıcaklık farkından etkilendiği, DMR ve MSMR işlemi için ise optimizasyon değişkeninin iki soğutucunun kütle debisi WMR/CMR oranı ve HK olduğu gözlemlendi. /LK oranı, sırasıyla.

Ting ve Wensheng Lin (2020), bir genetik algoritma kullanarak şeyl gazı sıvılaştırmasının ayrılmasını ve optimizasyonunu simüle etmek için üç azot işlemi gerçekleştirilmiştir. Önerilen üç işlem için optimizasyon sonuçları, farklı etan içerikleri altında analiz edildi. Soğutulmuş damıtmanın ayrılmasıyla, işlemde elde edilen sıvı etan ürününün saflığının %99.5'inden az olmayan bir yüzdeye ve %99.5'ten fazla etan geri kazanım oranına ulaşıldı. Ayrıca, üç soğutma işleminin enerji tüketimi de azalır. Önerilen üç işlemin ekserji verimliliği sırasıyla %33.3 ~ %35.4, %37.1 ~ %38.3, %39.7 ~ %39.9'dur. Ekserji verimliliği analizi ayrıca proses 1'in ekserji verimliliğinin en düşük olduğunu, etan içeriğinin %10 ~ 40 olduğunu gösterir.

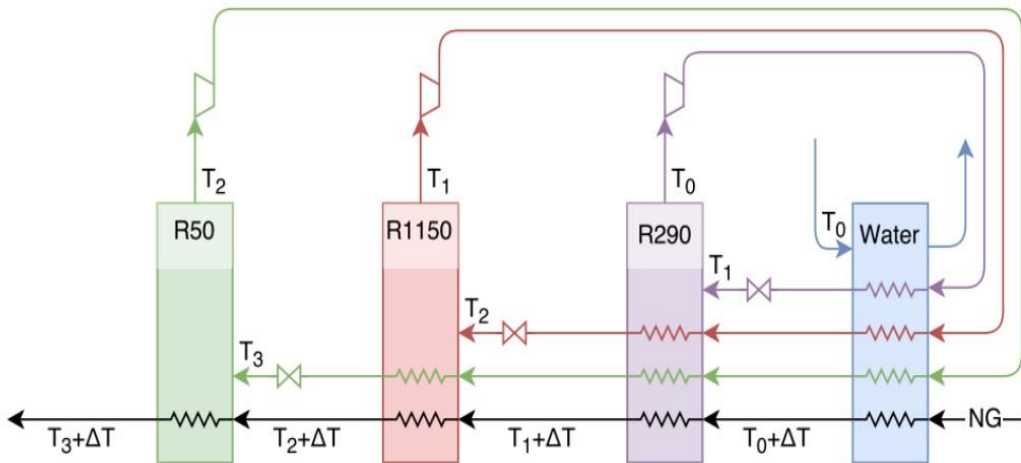
Limin Zhanga vd. (2014), akustik rezonans özelliğini kullanan akustik buzdolabı şeklinde dört bölmeden oluşan yeni bir termal akustik sistem önerilmiştir. Yapı, bir termoakustik motorun dört ünitesinden oluşur. Her ünite bir termoakustik üniteye paralel olarak bağlanır. Çalışma sıvısı çevre dostu helyum gazıdır. 130 K'da soğutma gücünün tüm sistem için yaklaşık 100 kW olduğu sonucuna varılır, sistemdeki ortalama basınç 8 MPa'dır. . Dış enerji verimliliği %30 olarak hesaplanmıştır. Doğal gaz sıvılaştırma alanında kullanılabilir.

Mingzhang vd. (2020), zincir soğutma sistemlerinin çalışmalarında, deneysel çalışmalarını, farklı tasarımlarını ve ekonomik analizlerini tartışıyorlar. CACRS sisteminin, CCRS iki aşamalı buhar sistemi ile karşılaştırıldığında yüksek performanslı bir sistem olduğunu belirtmişlerdir. Sistemin kolaylığı nedeniyle Cascade soğutma sistemini başka bir iyi seçenek olarak buldular. Sonuçlar, bu sistemin COP'sinin geleneksel sisteme göre %7 arttığını ortaya koydu. Kaskad eşanjörde yoğuşma sıcaklığındaki azalma ve buharlaşma sıcaklığındaki artışla ve sıcaklık farkının artmasıyla performans katsayısının (COP) arttığı sonucuna varılmıştır.

3 . MATERYAL ve METOT

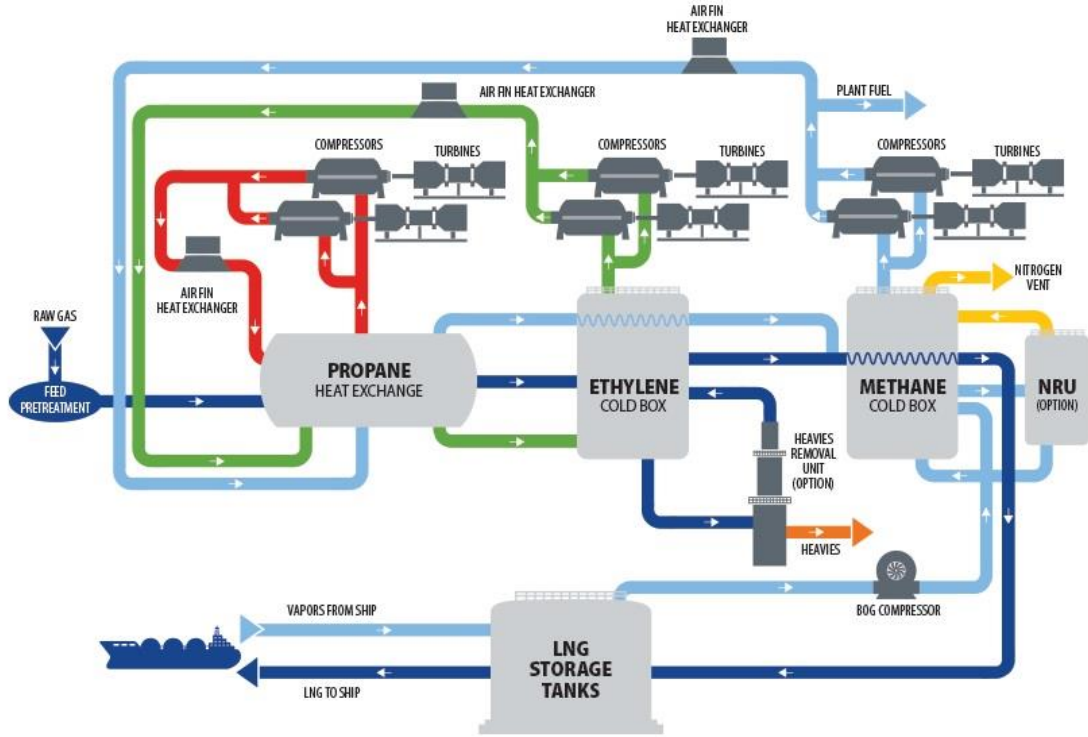
Cezayir'de ilk ticari LNG tesisi, bir dizi saf soğutucu akışkan kullanılarak, kademeli bir soğutma çevrimi kullanılarak uygulandı, burada o zamandaki ölçek ekonomileri, kaskad çevrimin büyük tren kapasiteleri için en uygun olduğunu gösterdi. düşük ısı eşanjörü alanı ve düşük güç gereksinimleri, birden fazla bileşene sahip olmanın maliyetini dengeler. Doğal gaz, ana ısı eşanjöründe plaka kanatlı veya bobin tipi bir ısı eşanjörü kullanılarak sıvılaştırılır. Birbiriyle ilişkili üç döngü kullanılarak, ikinci durumda sıcaklıkta kademeli bir düşüşün elde edildiği düşük sıcaklık durumu oluşturulur.

Propan (R290), metan (R50) ve etilen (R1150), ilgili sıkıştırma ve genleşme aşamalarında ayrı ayrı yapılandırılan soğutucu olarak kullanılır. Kaynama noktalarına göre seçilen soğutucu akışkanlar; Yüksekten düşüğe (-42°C 'de propan, -103.7°C 'de etilen ve -161.5°C 'de metan) dolayısıyla kademeli çevrimin adı. C3MR prosesine göre daha düşük enerji tüketimine sahip olmasına rağmen LNG üretiminin %19'undan daha azını üretir. Her bir soğutucu için birkaç kanatlı veya bobinli ısı eşanjörü gereklidir ve bu da daha yüksek ilk yatırım maliyetlerine neden olur. ConocoPhillips tarafından geliştirilmiştir (Primabudi 2019).



Şekil 3.1 Kademeli soğutma çevrimi (Primabudi 2019).

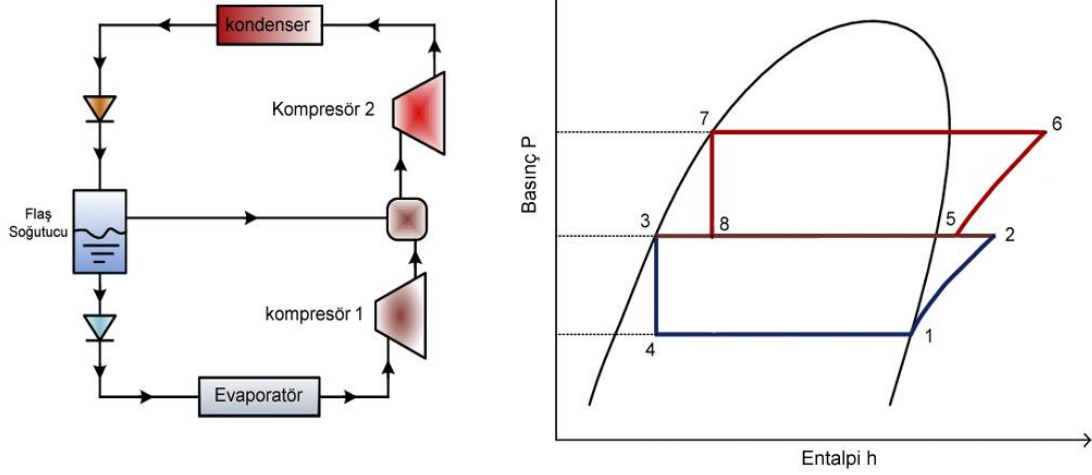
Bu süreç Mısır, Angola ve Avustralya'daki diğer birçok LNG projesinde de uygulanmıştır. Devreye alınan en son proje, saatte toplam 4.5 milyon metrik ton kapasiteli üç sıvılaştırma treninden oluşan \$/kg'deki Corpus Christi LNG'dir. Statoil LNG'de uygulandı. Hammerfest, Norveç, sivil yılda 4.3 milyon mt'luk tek bir trenle.Kuzey Kutbu'ndaki soğuk ve yüksek ortam sıcaklığı kontrastı, çok bileşenli soğutucularla üç farklı fazın kullanıldığı klasik kademeli işlemin modifikasyonu için birincil itici güçtür. Bugüne kadar kanıtlanmış tek ticari operasyon Hammerfest LNG olmasına rağmen operasyonun tek bir trende 10 MTPA'ya kadar barındırabileceği iddia ediliyor. İkinci nesil MFC, tasarımı daha sıcak iklimlere uygun hale getirmek için ön soğutma soğutucusu olarak propan kullanılarak geliştirilmektedir .



Şekil 3.2 Conoco Phillips optimize edilmiş kademeli çevrim (İnt. Kyn. 8).

LNG endüstrisi, yalnızca kademeli soğutma sistemlerinde geçerli olan çok düşük sıcaklıklar gerektirir. Basit soğutma döngülerine kurulabilecek birçok soğutma özelliği vardır. Bu seçenekler, gerekli sıkıştırma milini azaltır. Bu seçenekleri açıklamak için kaskad soğutma sistemi ve PH diyagramı Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Alt döngü 1-4 sıcaklık seviyesinde ısıyı emer ve 2-3°C sıcaklık seviyesinde üst döngüye yoğunlaşma ısını verir. üst döngü, 2-3'ten daha soğuk olan 5-8 buharlaşma seviyesinde çalışır ve

alt döngüden atılan ısıyı emer. Son olarak, üst döngüdeki ısı, soğutma suyu ve hava soğutma sistemlerine benzer şekilde, 6-7 seviyesinde harici ısı alıcılarına reddedilir (Meysam vd. 2013).

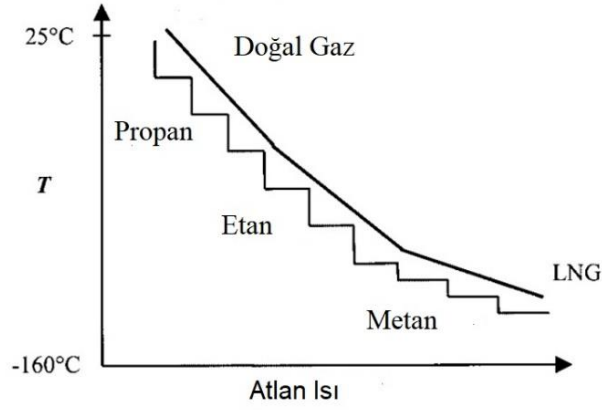


Şekil 3.3 Basit bir kademeli soğutma sistemi (Meysam vd. 2013).



Şekil 3.4 Soğutucu çalışma aralığı (Meysam vd. 2013).

Tüm soğutma sıcaklıklarını kapsayan bir çevrimde bir soğutucu bulunduğundan, bu, aşağıdaki Şekil 3.4'teki aşamalı gaz sıvılaştırma döngüsünün en önemli özelliklerinden biridir, yaygın olarak kullanılan bazı soğutucuların çalışma aralıklarını özetlemektedir.



Şekil 3.5 Doğal gazın soğuma eğrisi ve soğutucu akışkanların buharlaşma aşamaları (Kanoğlu 2002).

3.1 Doğal gaz sıvılaştırmasında optimum sıcaklık seçimi ve en iyi soğutma aşaması

Ardışık sistemlerin tasarımında, kullanılan bazı pratik yönergeler şunları belirtir: Tasarımın karmaşıklığı, sıvılaştırılmış doğal gaz tesisinin büyüklüğünü belirler. LNG tesisleri, 1 MTPA'dan (yılda milyon ton) daha az kapasiteye sahip yalnızca bir çevrim kullanır ve tasarımcı sıralı tasarımdan kaçınmalıdır. Bu nedenle, bu çevrim çok kademeli bir karışık soğutucu olabilir ve ön doyurucu veya ekonomizör, kazan vb. olarak kullanılabilir. LNG santralinin boyutu arttığında tüm soğutma özellikleri uygulanabilir, bir seride iki veya üç çevrim kullanmak mantıklıdır ve bir çevrimde kullanılan aynı özellikler kullanılabilir .

Kompresör ve motoru tüm LNG tesislerinde en önemli ekipmandır. Aynı shaft yapısına sahip 2 veya 3 kompresöre sahip olmak, kullanım kolaylığı, bakım ve maliyet düşürme açısından iyi ve önemlidir. Her döngüde aynı kolon çalışmasını elde etmek için tasarımcı oda sıcaklığını ayarlamalıdır. Üreten LNG, kaskad sistemdeki en düşük doğal gaz sıcaklığına sahiptir. LNG'nin ihraç edileceği ana pazardaki kalitesi, LNG'nin kalitesine bağlıdır. sistemi kurma yöntemi. Avrupa pazarının daha düşük bir ısıtma değerine ihtiyacı varken, Doğu Asya bölgelerinin daha yüksek bir ısıtma değerine ihtiyacı var. Tesisin ana pazarı belirlendiğinde ürünün özellikleri bilinir ve gerekli olan en düşük sıcaklık bulunur. Bu sıcaklık, en düşük kompresör çevrimi için emme basıncını belirleyecektir.

LNG tesisleri dünyanın en büyük buhar yeniden sıkıştırma çevrimidir ve basınç oranı ve akış hızı ile ilgili olarak santrifüj kompresörler en iyi seçimdir. Kompresör üreticileri en fazla yedi kademeli kompresörler üretirler. Normal bir uygulama olarak, her aşamanın sıkıştırma oranı yaklaşık 1.7'dir. Çevrimdeki basınç seviyeleri, ilgili basınç seviyeleri arasındaki bölümlerin sayısı ile desteklenen bu oranla taban basıncı çarpılarak belirlenir. Her çevrim, proses akımının ısı yükünü ve kompresörün yaptığı işi bir üst çevrime aktarır. Ana ısı atımı genellikle yoğuşma sırasında meydana geldiğinden, daha yüksek çevrimlerden dönen karışık soğutucu akışkan tamamen yoğuşmalıdır (Stoecker vd. 2004).

3.2 Modellerin Çalışma Prensipleri

3.2.1 Model 1'in Çalışma Prensipleri

Klasik aşamalı süreçte, doğal gaz kaynağı üç farklı saf soğutucu akışkan kullanılarak soğutulur ve sıvılaştırılır: propan, etilen ve metan. Bu soğutucuların her biri, dokuz veya 10 sıcaklık seviyesinde soğutma sağlamak için üç veya dört basınçta buharlaştırılır. Şekil 6.2'de gösterildiği gibi birden fazla ısı eşanjörü gereklidir. Conoco Phillips optimize edilmiş kademeli prosete bir açık döngü metan prosesi kullanılır (Ransberger 2007).

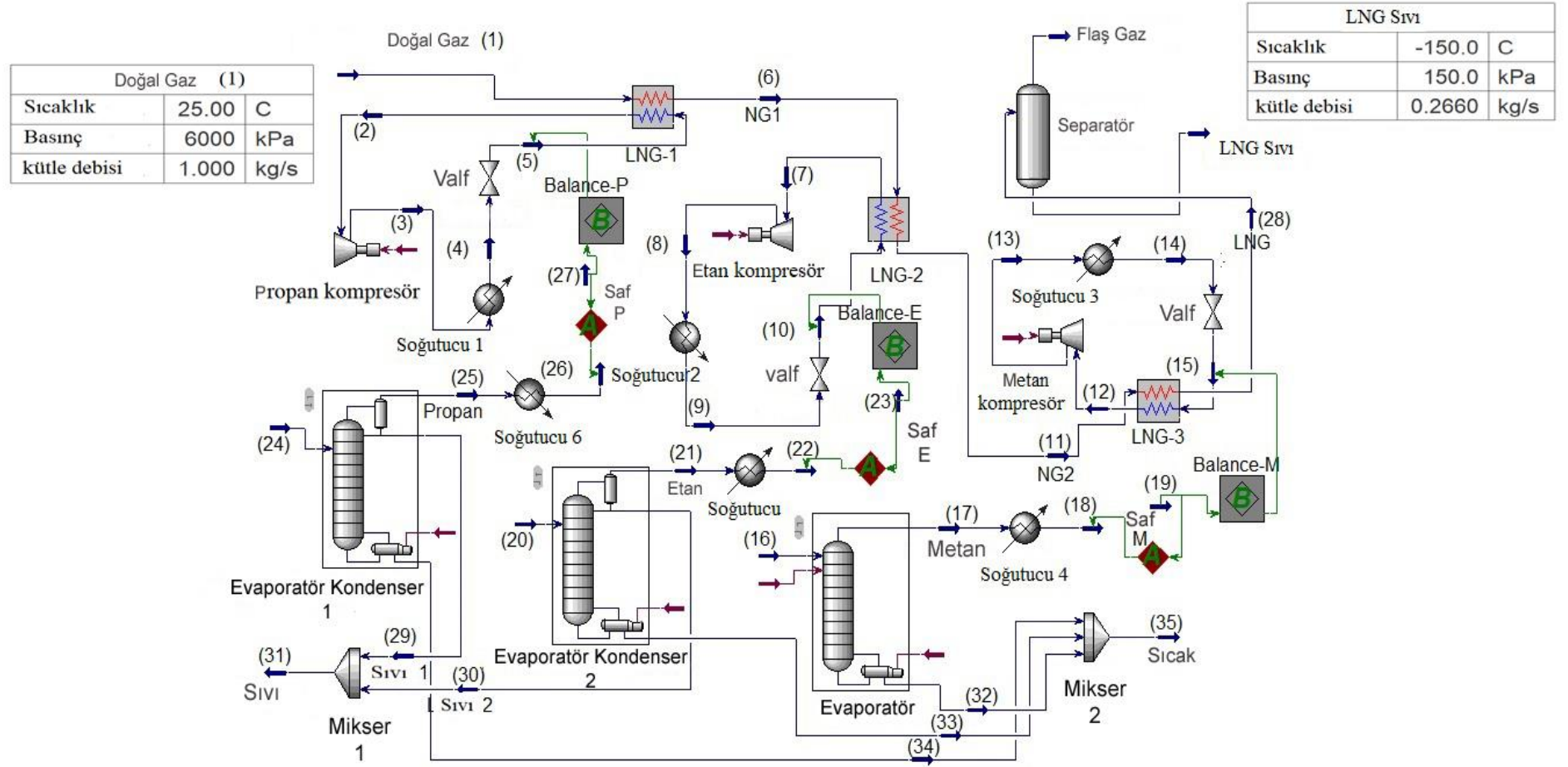
Saf akışkanlarla çalışan kaskad proses, farklı sıcaklık seviyelerinde sabit sıcaklıkta soğutma sağlarken, karışık soğutucu prosesler, oda sıcaklığı ile istenilen LNG aşırı soğutma sıcaklığı (110-130K) arasında sürekli soğutma sağlayarak daha yüksek verim sağlar.

Kondenserdeki doğal gaz üzerinde bir dizi genişleme ve sıkıştırma işlemi gerçekleştiğinden, sıvılaştırma doğal gaz üretim sürecinin önemli bir bileşenidir. Bu sistem, her biri belirli bir soğutma sıvısı kullanan üç farklı soğutma döngüsünden oluşur. 25°C ve 60 bar basınçta, doğal gaz kaynaktan gelir ve safsızlıklardan ayrıştırılır ve nispeten yüksek sıcaklık ve basınçta ilk çevrimde soğutucu olarak propan kullanılır. -44.44°C'de teraziye girer. Daha sonra (LNG 1 ısı eşanjörüne) ısı eşanjöründen ayrıldıktan sonra propan kompresöre girer, gaz kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkla çıkar, daha sonra soğutulmak üzere soğutucuya girer, sonra genişleme valfine

geri döner ve daha sonra geri döner (Evaporatör Kondenser1), propan döngüsünün tamamlandığı bu aşamadaki NG (LNG1) -25°C sıcaklıkta ve 230 kPa basınçta (Şekil 3.6).

İkinci çevrimde soğutucu olarak etan kullanılır, soğutucu gaz (evaporatör kondenser_2)'den soğutucuya başlar, daha sonra balans geçer ve (LNG 2 ısı eşanjörü) eşanjörden çıktıktan sonra, etan kompresöre girer ve tekrar geri döner. Yine (LNG 2 ısı eşanjörüne) ve burada ikinci çevrim tamamlandı, -120.8°C sıcaklıkta ve 185 kPa basınçta (LNG2) elde ediyoruz, üçüncü çevrimde soğutma ortamı olarak metan kullanılır ve metan çevrimi önceki iki çevrimle aynıdır. Doğal gaz daha sonra sıvılaştırılır. Son olarak, son LNG'yi -150°C sıcaklıkta ve 150 kPa basınçta elde ederiz; bu, üç soğutma döngüsü, çok aşamalı sıkıştırma ve üç genişleme aşaması içerir. Bu nedenle, genel olarak, her bir soğutucu akışkan için üç buharlaşma sıcaklığı seviyesi vardır. Genel olarak, kütle akışları her aşamada farklıdır. Doğal gaz, asit gazlarının uzaklaştırıldığı ve basınçların arttığı bir süreçte boru hattından geçer. Kursa girmeden önce ortalama 60 bar.

Doğal gazın basıncını düşürmek için kullanılan genişleme vanasına genellikle Joule-Thompson (JT) vanası denir. Joule-Thomson etkisi, bir gaz veya sıvının, izole haldeyken bir valften itildiğinde sıcaklığındaki değişikliği tanımlar. Daha yakın zamanlarda, aynı basınç düşüşü, güç üretirken JT valfini hidrolik olarak soğutulan bir türbinle değiştirerek elde edilebilir. Aynı giriş koşulları için kriyojenik türbin çıkışındaki LNG sıcaklığının JT valf çıkışındakinden daha düşük olduğu gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Sistem (1) Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.

Çizelge 3.1 Model 1 için, temel durum simülasyonunun süreç tasarım değişkenleri.

Spesifikasyon	Değeri
Doğal gaz kütle debisi	1 kg/s
Doğal gaz besleme sıcaklığı	25°C
Doğal gaz besleme basıncı	60 bar
Propan kompresörleri tahliye basıncı	1.3 bar
Etan kompresörleri tahliye basıncı	0.3 bar
Metan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Kompresörler İzotropik verim	%85
Kompresörlerin mekanik verimliliği	%85
Nihai LNG sıcaklığı	-150°C
Nihai LNG basıncı	1.5 bar

Çizelge 3.2 Model 1 için, temel durum simülasyonunun mol kesri değeri .

Bileşen	Doğal Gaz
Metan	0.9162
Etan	0.0496
Propan	0.0319
N-Bütan	0.0023
I-Bütan	0.000
H ₂ O	0.000

Simülasyondaki termodinamik özellikler, Peng-Robinson durum denklemi ile hesaplanmıştır. Bu, doğal gaz prosesinde en yaygın olarak kullanılan hal denklemlerinden biridir, çünkü denklemler polar olmayan maddeler için uygundur,

Çizelge 3.3 Model 1 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.

Akım	Sıcaklık °C	Basıncı kPa	Buhar Oranı	Kütle Debisi (kg/s)
1	25	6000	1.000	1
2	-36	130	1.000	6.1
3	100.6	2500	1.000	6.1
4	186.7	33.9	0.297	0.721
5	37	130	0.000	6.1
6	-25	230	1.000	1
7	-99	30	1.000	0.41
8	52.79	500	1.000	0.41
9	-150.1	500	0.000	0.41
10	-149.8	23	0.297	0.41
11	-120.8	185	0.93	1
12	-140	150	1.000	0.23
13	-10	1344	1.000	0.23
14	-155.1	500	0.000	0.23
15	-155	250	0.000	0.23
16	-95	2500	0.042	8.54
17	-86.77	2275	0.93	6.71
18	-72	100	1.000	6.71
19	-72	100	1.000	0.23
20	20.05	2790	0.000	5.3
21	-0.81	2275	1.000	2.8
22	-82	130	0.97	8.54
23	-82	130	1.000	0.41
24	67.46	1690	1.000	2.3
25	45.86	1585	1.000	4.12
26	-40.44	12.50	1.000	4.1
27	-40.44	12.50	1.000	0.43
28	-150	150	0.000	0.266
29	45.86	130	1.000	0.41
30	67.46	1585	0.000	1.5
31	45.86	1585	0.000	1.5
32	10.42	2310	0.000	1.8

Çizelge 3.3 (Devam) Model 1 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.

33	101.6	2292	0.000	2.4
34	95.38	1625	0.000	0.79
35	41..61	1655	0.32	5.1

Çizelge 3.3, farklı işlem akışları için sıcaklık, basınç, buhar hızı ve akış hızını gösterir. Ön soğutma soğutucusu (Evaporatör Kondenser1), 25°C'lik bir sıcaklıkta kondenserde tamamen yoğuşur. Sıcak uçta birinci ısı eşanjörüne (Evaporatör Kondenser1) giren diğer tüm akımlar aşırı ısıtılmış durumdadır. Yüksek basınçlı yoğuşmalı soğutucu (LNG 1), birinci ısı eşanjöründe kısmen yoğuşarak ikinci ısı eşanjörünü (Evaporatör Kondenser 2) akım (LNG 2) olarak aşırı soğutulmuş halde bırakır. Öte yandan, alt soğutma soğutucusu (3 LNG), üçüncü ısı eşanjörünü (Evaporatör Kondenser 3) -150 °C'de terk eder.

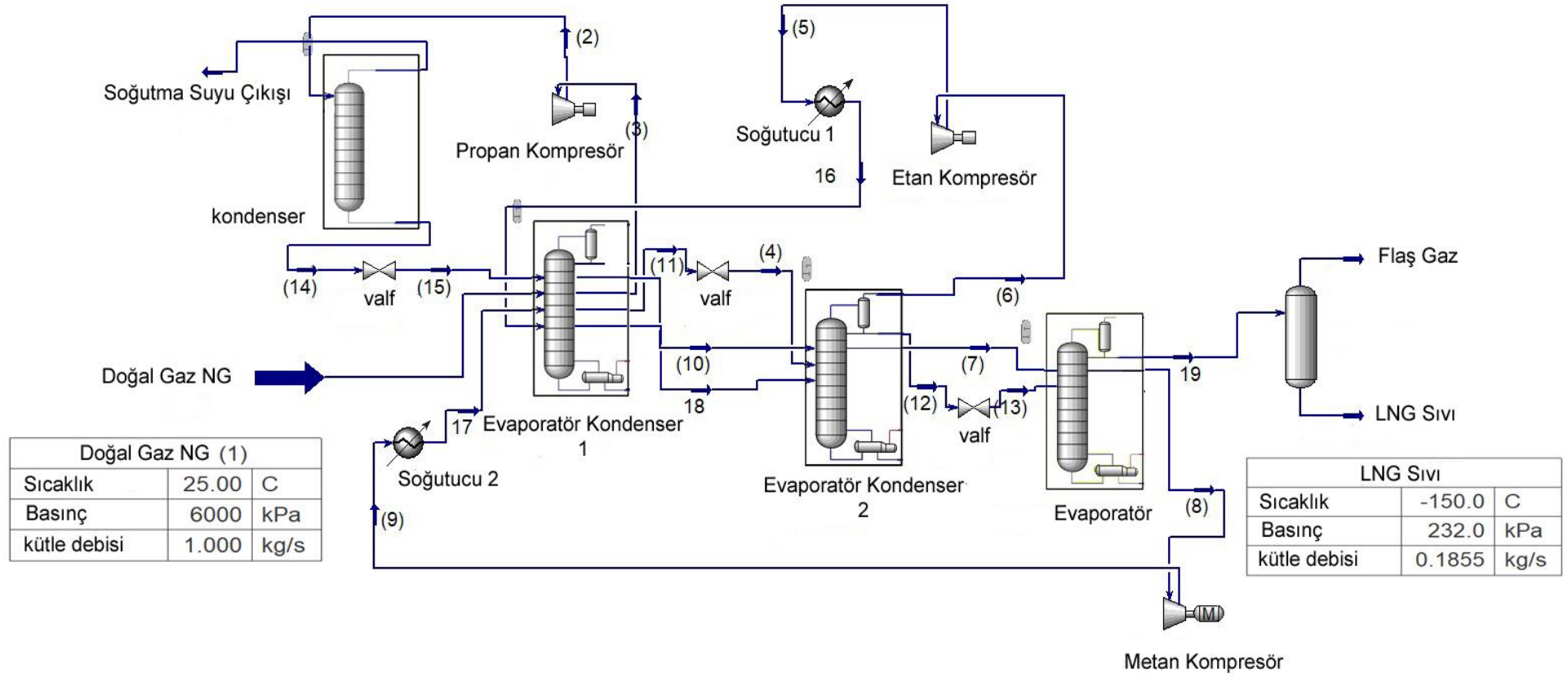
3.2.2 Model 2'in Çalışma Prensibi

Bu sistemde soğutucu olarak sırasıyla Propan, Etan ve Metan kullanılmaktadır. Cascade çevriminde 3 kompresör, 3 evaporatör, 1 kondenser ve 2 soğutucu bulunur. 25°C ve 60 bar basınçta ve 1 kg/s kütle debide doğalgaz, kullanılmayan maddelerden ayrılarak kaynaktan gelir ve içeri girer (Evaporatör_kondenser 1).

İlk çevrimde soğutucu olarak propan kullanılır, propan 10 bar ve yüksek sıcaklıkta yüksek basınçta kompresörden çıkar ve propan deniz suyu ile kondenserde soğutulduktan sonra propan kondensere girer ve 1.5 barda bırakır. 30°C. ve evaporatör-kompresör_1 girin, propan döngüsü tamamlanır, bu döngüde doğal gaz -37°C (akım 10) sıcaklıkta ve 1 bar basınçta sıvılaştırılır.

İkinci çevrimde etan soğutucu kullanılır. Etan, kompresörü 39.52 sıcaklık ve 10 bar basınçta (akım 5) terk eder ve daha sonra -10 sıcaklık ve 3,5 bar basınçta (akış 16) (Evaporatör_kondenser 1) girmeden önce soğutulmak üzere chillere (akış 16) girer ve ardından (evaporatör_kondenser 2) girişine girer. Etan çevrimi tamamlanır, ardından son aşamada ön soğutma ile doğalgaz metan çevrimine girer. Burada 10 bar basınçta sıkıştırıldıktan sonra yaklaşık -95°C'ye soğutulur (Evaporatör_kondenser 3) (akım 10).

Burada metan döngüsü tamamlanmıştır. Daha sonra gaz (Evaporatör_kondenser 3) onu ayırmak için ayırıcıya gider. LNG finali -150°C sıcaklık ve 232 kPa basınçta olacaktır.



Şekil 3.7 Sistem (2), Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.

Çizelge 3.4 Model 2 için, temel durum simülasyonunun süreç tasarım değişkenleri.

Spesifikasyon	Değeri
Doğal gaz kütle debisi	1 kg/s
Doğal gaz besleme sıcaklığı	25°C
Doğal gaz besleme basıncı	60 bar
Propan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Etan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Metan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Kompresörler İzotropik verim	%85
Kompresörlerin mekanik verimliliği	%85
Nihai LNG sıcaklığı	-150°C
Nihai LNG basıncı	2.32 bar

Çizelge 3.5 Model 2 için, temel durum simülasyonunun ilk mol kesri.

Bileşen	Doğal Gaz
Metan	0.8333
Etan	0.0846
Propan	0.0798
H ₂ O	0.0023

Simülasyondaki termodinamik özellikler, Peng-Robinson durum denklemi ile hesaplanmıştır. Bu, doğal gaz prosesinde en yaygın olarak kullanılan hal denklemlerinden biridir.

Çizelge 3.6 Model 2 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.

Akım	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Buhar Oranı	Kütle Debisi (kg/s)
1	25	6000	0.99	1
2	58.86	1000	1.000	1
3	-42	100	1.000	1
4	79.65	200	1.000	1
5	39.52	1000	1.000	1
6	-88	100	1	8.3
7	-95	1000	0.64	9.5
8	-100.6	100	1.000	0.22
9	-42.9	258.3	1.000	0.27
10	-37	100	0.94	1.19
11	80	270	1.000	1
12	113	130	1.000	0.75
13	-100	250	0.52	0.34
14	30	150	0.89	1.8
15	26.17	100	0.89	1.8
16	-10	350	1	8.3
17	-35	100	1	0.22
18	-72	100	1	6.71
19	-150	232	0.000	0.19

Çizelge 3.6'de, farklı işlem akışları için sıcaklık, basınç, buhar hızı ve akış hızını gösterir. Ön soğutma soğutucusu (akım 10), 25°C'lik bir sıcaklıkta kondenserde tamamen yoğuşur. Sıcak uçta birinci ısı eşanjörüne (Evaporatör_kondenser 1) giren diğer tüm akımlar aşırı ısıtılmış durumdadır. Yüksek basınçlı yoğuşmalı soğutucu (akım 10), birinci ısı eşanjöründe kısmen yoğuşarak ikinci ısı eşanjörünü (Evaporatör_kondenser 2) akım (akım 5) olarak aşırı soğutulmuş halde bırakır. Öte yandan, alt soğutma soğutucusu (akım 19), üçüncü ısı eşanjörünü (Evaporatör_kondenser 3) -150 °C'de terk eder.

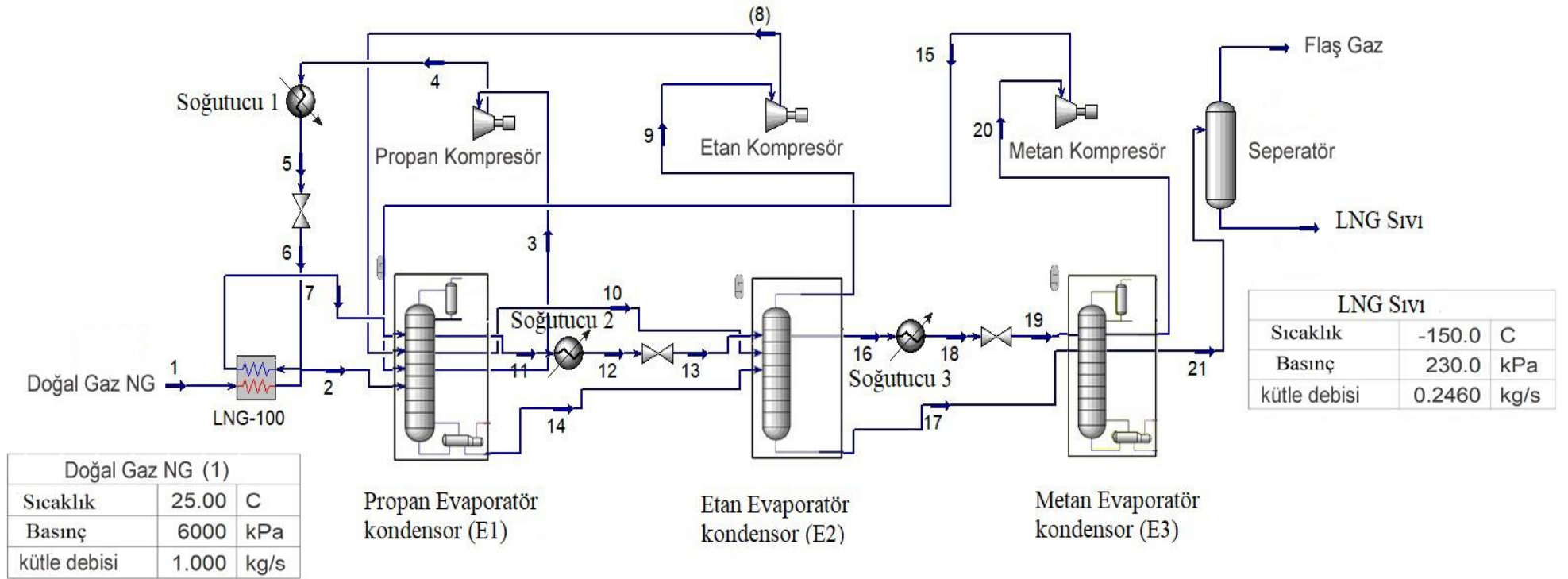
3.2.3 Model 3'ün Çalışma Prensibi

Bu sistemde soğutucu olarak propan, etan ve metan da kullanılır, doğal gaz 25°C ve 60 bar basınçta kaynaktan gelir, yabancı maddelerden ayrılarak LNG ısı eşanjörüne girer.

Soğutucu akışkan olarak kullanılan ilk çevrim Propan, propan, 8.3 bar yüksek basınçta ve yüksek sıcaklıkta kompresör 1'den çıkar ve soğutulmak üzere soğutucu akışkana, ardından basınç ve sıcaklığı düşürmek için genleşme valfine, ardından propan Evaporatör ısısına girer. exchanger_E1, propan döngüsü tamamlandı.

(Propan Evaporatör kondenser _E1)'de -41°C'ye soğutulduktan sonra, doğal gaz etan Evaporatör kondenser _E2'ye gelir. Etan daha sonra buharlaştırılır ve 10 bar'lık bir basınçta sıkıştırılır. Etan, Evaporatör ısı eşanjörüne_E1 gelir ve propan ile ön soğutmadan sonra 1 bar basınca düşer ve (Evaporatör eşanjörü_E1)'e döner. Etan döngüsü tamamlandı. Şimdi doğal gazda -100,1 °C'ye soğutulur (Evaporatör kondenser _E2) (akım 16).

son çevrimde metan 5 bar basınçta sıkıştırılmış halden çıkar ve ardından (Evaporatör kondenser _E1) ve ardından (Evaporatör kondenser _E2) ve propan ve etan çevrimleri ile ön soğutmadan sonra (Evaporatör kondenser _E3), doğalgaza girer. sonunda ayırıcıya girer. -150°C ve 230 kPa'da ayrı ayrı sıvılaştırılmıştır.



Şekil 3.8 Sistem (3), Aspen HYSYS V10 programı kullanılarak doğal gaz sıvılaştırma sistemi.

Çizelge 3.7 Model 3 için, temel Durum Simülasyonunun Süreç Tasarım Değişkenleri.

Spesifikasyon	Değeri
Doğal gaz kütle debisi	1 kg/s
Doğal gaz besleme sıcaklığı	25°C
Doğal gaz besleme basıncı	60 bar
Propan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Etan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Metan kompresörleri tahliye basıncı	1.5 bar
Kompresörler izentropik verim	%85
Kompresörlerin mekanik verimliliği	%85
Nihai lng sıcaklığı	-150°C
Nihai lng basıncı	2.30 bar

Çizelge 3.8 Model 3 için, temel durum simülasyonunun ilk mol kesri.

Bileşen	Doğal Gaz
Metan	0.8290
Etan	0.0841
Propan	0.0793
H ₂ O	0.0023
N-Bütan	0.0075

Simülasyondaki termodinamik özellikler, Peng-Robinson durum denklemi ile hesaplanmıştır. Bu, doğal gaz prosesinde en yaygın olarak kullanılan hal denklemlerinden biridir.

Çizelge 3.9 Model 3 için, doğal gaz sıvılaştırma işleminin farklı akışlarının sıcaklığını, basıncını, buhar oranını ve kütle debisini gösterir.

Akım	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Buhar Oranı	Kütle Debisi (kg/s)
1	25	6000	1.000	1
2	-19.97	6101	1.000	1
3	-42.35	100	1.000	1
4	58.49	1000	1.000	1
5	-100.1	150	0.000	1
6	-100	37	0.000	1
7	--36	150	0.000	1
8	50	609.8	1.000	1
9	-55	100	1.000	1
10	-37.35	350	0.000	0.48
11	-44	500	0.000	0.4
12	54.36	500	1.000	0.4
13	50	100	1.000	0.4
14	-60	180	0.000	1
15	-33.65	500	1.000	1
16	-100.1	1500	0.66	1
17	-136.1	100	0.000	1
18	-114.7	1500	0.000	1
19	-161.7	100	0.000	1
20	-161	42.79	1.000	1
21	-150	230	1.000	0.15

Çizelge 3.9’de, farklı işlem akışları için sıcaklık, basınç, buhar hızı ve akış hızını gösterir. Ön soğutma soğutucusu (akım 10), 25°C’lik bir sıcaklıkta kondenserde tamamen yoğuşur. Sıcak uçta birinci ısı eşanjörüne (Evaporatör kondenser E1) giren diğer tüm akımlar aşırı ısıtılmış durumdadır. Yüksek basınçlı yoğuşmalı soğutucu (LNG 1), birinci ısı eşanjöründe kısmen yoğuşarak ikinci ısı eşanjörünü (Evaporatör kondenser E2) akım (akım 16) olarak aşırı soğutulmuş halde bırakır. Öte yandan, alt soğutma soğutucusu (akım 21), üçüncü ısı eşanjörünü (Evaporatör kondenser E3) -150 °C’de terk eder.

3.3 Modellerin Termodinamik Analizleri

Progresif çok aşamalı sistemin modellenmesi ve optimizasyonu yazılım (Aspen HYSYS) ile yapılmıştır. Bu süreç simülasyon ekipmanı için termodinamik modeller kullanan yazılım paketi, çeşitli girdi koşulları altında süreçlerin performansını tahmin eder. Entalpi, entropi ve ekserji gibi termodinamik özellikleri hesaplamak için Peng Robinson denklemi benimsenmiştir. Aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanan termal ve enerji özellikleri (Kanoğlu 2002).

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.1)$$

burada h entalpi ve s sıvının entropisidir T_0 belirtilen durumda ölü durum sıcaklığıdır ve h_0 ve S_0 ölü durumda karşılık gelen özelliklerdir. Spesifik akış ekserjisinin kütle debisi ile çarpılması ekserji oranını verir (Kanoğlu 2002).

$$ex_2 - ex_1 = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) \quad (3.2)$$

burada 1 ve 2, akan bir sıvı için giriş ve çıkış durumunu temsil eder. tersine çevrilebilir bir işlem sırasında üretilen entropi yoktur. Gerçek bir süreçte entropi üretilecek ve bir miktar ekserji kaybolacaktır. Bir işlem sırasında kaybedilen ekserji, üretilen entropi cinsinden ifade edilebilir.

$$i = T_0 s_{gen} \quad (3.3)$$

burada s_{gen} entropi üretimidir. Entropi oluşumunun iki ana nedeni, sonlu bir sıcaklık farkı boyunca sürtünme ve ısı transferidir. Isı transferine her zaman ekserji transferi eşlik eder.

$$\dot{E}x = \dot{m}.ex \quad (3.4)$$

$$ex_q = \int \delta_q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.5)$$

δ_q diferansiyel ısı transferidir, T , ısı transferinin gerçekleştiği sınır sıcaklığıdır. T_0 'da çevre ile ısı transferinin olacağı varsayılır. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı

belirli görevleri gerçekleştirmek üzere tasarlanmıştır, bu buharlaştırıcı-kondenser-I döngüsü, propan döngüsünün buharlaştırıcısı ve etan ve metan döngülerinin yoğunlaştırıcısıdır. Evaporatör-kondenser-I üzerine yazılan ekserji dengesi, sistemde yok edilen ekserjiyi, gelen ve giden akımların enerji farkı olarak ifade etmelidir. Bu nedenle çevrimde kullanılan kondansatörler ve buharlaştırıcılar, döngü dört buharlaştırıcı - kondansatör içerdiğinden esasen bir ısı eşanjörüdür. Evaporatör - yoğunlaştırıcı-I olarak adlandırılan ilk sistem, propan döngüsünün buharlaştırıcısı ve etan ve metan döngülerinin yoğunlaştırıcısıydı. Benzer şekilde, soğutma suyunun soğutucu olarak kullanıldığı propan döngüsünün kondansatörüdür (Kanoğlu 2002).

Evaporatör-yoğuşturucu-II olarak adlandırılan sistem, etan döngüsünün evaporatörü ve metan döngüsünün yoğunlaştırıcısıdır. Üçüncü sistem metan döngüsünün evaporatörü ve giriş, çıkış, m, p, e ve n sıralarının girdiği, çıktığı, etan, propan, doğal gaz ve metan olduğu dördüncü sistemdir. Toplama, üç aşamanın olması gerçeğinden kaynaklanmaktadır: farklı basınçlar, buharlaşma sıcaklıkları ve kütle akış hızları ile akış sıvısı döngüleri. Bir ısı eşanjörünün egzoz kapasitesi, toplam akımın oranı olarak tanımlanabilir. toplam gelen akış enerjisinde aşırı yük.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in}}{\dot{W}_{gerçek}} = \frac{\dot{W}_{gerçek} - \dot{E}x_{toplama}}{\dot{W}_{gerçek}} \quad (3.6)$$

payda verilenler, ekserji farkı veya çevrime gerçek iş girdisidir $\dot{W}_{gerçek}$ eksi toplam ekserji yıkımı $\dot{E}x$ çevrimin fiili iş girişi, propan, etan ve metan kompresörlerine yapılan iş girişlerinin toplamıdır.

$$\dot{W}_{gerçek} = \dot{W}_{p.in} + \dot{W}_{e.in} + \dot{W}_{m.in} \quad (3.7)$$

Çevrimin dış verimliliği şu şekilde de ifade edilebilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{min}}{\dot{W}_{gerçek}} \quad (3.8)$$

burada \dot{W}_{\min} , çevrimin minimum iş girişidir. Aşağıda, çevrim için minimum iş girdisini veya başka bir deyişle sıvılaştırma işlemi için minimum işi belirlemek için kullanılacak bir süreç öneriyoruz (Kanoğlu 2002).

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_n (h_1 - h_4) \quad (3.9)$$

$$COP_{R,rev} = \frac{1}{T_0/T - 1} \quad (3.10)$$

$$COP_{gerçek} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{W}_{gerçek}} \quad (3.11)$$

$$w_{\min} = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.12)$$

Birinci yasa, enerjinin her zaman korunduğunu ve yok edilemeyeceğini, sadece farklı biçimlere dönüştüğünü söyler. Enerjinin aksine, bir durumdan diğerine gerçek bir süreçte ekserjinin bir kısmı, tersinmezlik sonucu her zaman yok edilir. Sistem ve ilgili çevresi hiçbir şekilde ilk durumlarına geri döndürülemiyorsa, bir süreç geri döndürülemez olarak adlandırılır. Ekserji kavramı, ekserji yıkımı olarak bilinen bir süreç sırasında ekserjinin yok edilen kısmının sistem ve çevresi arasındaki ilişki ile ilgili olduğu termodinamiğin ikinci yasası ile yakından ilişkilidir. Bir sistem çevresi ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde, ekserji değeri sıfırdır (Bejan vd. 1996).

Bu durumda termal, mekanik ve kimyasal denge sağlanır. Bu koşula, herhangi bir yararlı iş üretme potansiyeli olmadığı için ölü haller denir, oysa sadece termal ve mekaniklerin dikkate alındığı denge, kısıtlı ölü duruma atıfta bulunulur. Ekserji terimi ilk olarak 1956 yılında Rant tarafından makalesinde kullanılmıştır. Onun teriminde, ekserji için kısa bir tanım, faydalı iş yapmak için teknik olarak kullanılabilirlik olarak kabul edilebilir ve terim, Keenan tarafından önerilenden ziyade bilim camiasında genel olarak kabul edildi. Ekserji, bazı maddeler, sadece yukarıda bahsedilen bileşenlerle etkileşimi içeren, tersinir süreçler vasıtasıyla çevresindeki doğasının ortak bileşenleri ile termodinamik bir denge durumuna getirildiğinde elde edilebilen iş miktarıdır" terimini tanımlamak için aşağıdaki ifadeyi kullanmıştır (Szargut vd. 1987).

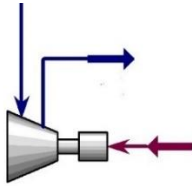
3.3.1 Model 1'in Termodinamik Analizi

Bu modelde sıcaklık 25 °C olarak Kabul edilmiştir. Modelin termodinamik analizinde doğalgazın kütsel debisi de 1 kg/s olarak kabul edilmiştir. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Modelin termodinamik analizi EES yazılımında gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları elde edilmiştir.

3.3.1.1 Kompresörler

Sistemin üç çevriminin her biri için bir kompresör vardır. Çevrim başına tüketilen toplam iş, kompresörlere yapılan iş girdilerinin toplamıdır. Tersinmezlik tamamen ortadan kaldırılabilirse kompresörde enerji kaybı olmaz. Bu, kompresöre minimum emek girişi ile sonuçlanır. Aslında sürtünme, ısı kaybı ve diğer yayılma etkileri nedeniyle geri dönüşü olmayan faktörler vardır. Sırasıyla propan, etan ve metan kompresörlerinde enerji kaybı şu şekilde ifade edilebilir (Kanoğlu 2002).

Çizelge 3.10 Kompresör enerjisi ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).

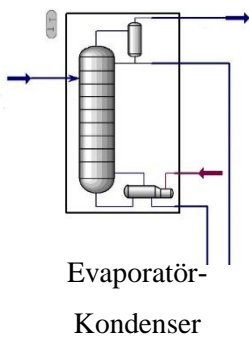
Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>kompresör</p>	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} + \dot{W}_{p.in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}$ $\dot{E}x_e = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} + \dot{W}_{e.in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}$ $\dot{E}x_m = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} + \dot{W}_{m.in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}$ $\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}{\dot{W}_{p.in}}$ $\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}{\dot{W}_{e.in}}$ $\varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}}{\dot{W}_{m.in}}$

burada $\dot{W}_{p.in}$ ve $\dot{W}_{e.in}$ in ve $\dot{W}_{m.in}$ propan, etan ve metan için gerçek enerji girdileridir sırasıyla kompresörler. Kompresörlere aşırı enerji girişinin bir parçasıdır. Stresli kompresör verimliliği, minimum iş girişinin fiili iş girişine oranı olarak tanımlanabilir. Minimum iş, gerçek giriş ve çıkış durumları arasındaki ekserji farkıdır.

3.3.1.2 Evaporatörler Ve Kondenserler

Bu sistemde evaporatörler ve kondansatörler ısı değiştirici görevi görür. Birinci çevrimde, bir propan çevrimli evaporatör ve bir etan-metan çevrimli kondenser olan evaporatör kondenser-I adı verilen toplam dört evaporatör-kondenser sistemi bulunmaktadır. Benzer şekilde evaporatör kondenser -II olarak adlandırılan sistem bir etan çevrimli evaporatör ve bir metan çevrimli kondansatördür. Üçüncü sistem bir metan çevrimli evaporatördür ve dördüncü sistem, soğutma suyunun bir soğutucu olarak kullanıldığı bir propan çevrim kondansatörüdür. Evaporatör - kondenser üzerine ekserji dengesi yazılır sistemdeki enerji kaybı, gelen ve giden akışların enerjilerindeki fark olarak ifade edilmelidir (Kanoğlu 2002).

Çizelge 3.11 Evaporatörler ve Kondenserler enerji ve ekserji denklemi (Kanoğlu 2002).

Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
	$\dot{E}x = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}$ $= [\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_d ex_d)]_{in} - [\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_n ex_n)]_{out}$ $\varepsilon = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}$


Yukarıdaki denklemlerde içeri, dışarı, p, e, m ve n sembolleri giriş ve çıkışı, metan, propan, etan ve doğal gazı ifade eder. Artı işaretleri, her bir kriyojenik çevrimde farklı basınçlar, buharlaşma sıcaklıkları ve kütle akış hızlarına sahip üç fazın bulunmasından kaynaklanmaktadır. Isı eşanjörünün aktif verimliliği, toplam giden akımın uygulanan gerilime toplam gelen akım enerjilerine oranı olarak tanımlanabilir. Ayrıca ısı

eşanjörlerinin aşırı enerji verimliliğinin ikinci tanımı, soğuk sıvının enerjisindeki artışın sıcak ısı enerjisindeki azalmaya oranı olabilir. Sistemde enerjisi artan tek sıvı propan olurken, etan, metan ve doğalgazın enerjileri azalır.

3.3.1.3 Genleşme Vanaları

Soğutma çevrimlerindeki genleşme valflerinin yanı sıra, LNG'nin basıncını depolama basıncına düşürmek için kullanılır. Genleşme valfleri, esasen çalışma gerektirmeyen izentalpik cihazlar olarak kabul edilir. Çevre ile etkileşim ve ihmal edilebilir ısı transferi. Bir ekserji dengesinden, propan, etan, metan ve LNG genleşme valfleri için ekserji yok etme denklemleri şu şekilde yazılabilir:

Çizelge 3.12 genleşme Valfleri için denklem enerjisi ve ekserji (Kanoğlu 2002).

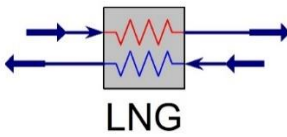
Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>Genleşme Valf</p>	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}$ $\dot{E}x_e = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}$ $\dot{E}x_m = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}$ $\dot{E}x_n = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in} - \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}$ $\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}$ $\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}}{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}$ $\varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}}{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}}$ $\varepsilon_n = \frac{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}$

Genleşme valflerinin ekserjetik verimliliği, toplam ekserji çıktısının oranı olarak tanımlanabilir. Toplam ekserji girdisine eşittir. Bunu tüm genleşme vanalarına aynı sıra ile uygulayarak.

3.3.1.4 Çok Akışlı Isı Eşanjörü (LNG)

Ana kriyojenik ısı eşanjörü, doğal gazın sıvılaştırılmasının mümkün kılındığı bileşen olduğu için LNG prosesindeki en önemli bileşendir. Kompresörlerin yanı sıra, MHX için üretilen malzemenin en pahalısı olduğu da bilinmektedir. yüksek çalışma basıncına ve kriyojenik sıcaklığa dayanabilmelidir 73°C Küresel olarak, LNG amaçları için MHX inşa eden sadece birkaç şirket vardır (Linde ve Air Product başlıca örneklerdir), bu da veriler kesinlikle gizli olduğundan maliyet tahmininde zorluklar yaratır. Bu durumda ele alınan tüm ısı eşanjörleri, 1 K'dan daha düşük bir sıcaklık farkını kaldırabilen plaka kanatlı tiptedir .

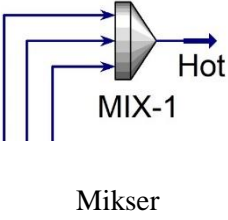
Çizelge 3.13 Çok akışlı bir ısı eşanjöründe ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.

Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>LNG Isı Eşanjör</p>	$\nabla \dot{E}x = \sum_i \dot{m}_{i.in} ex_{i.in} - \sum_i \dot{m}_{i.out} ex_{i.out}$ <p>Enerji korunumu denklemine göre</p> $\sum_i \dot{m}_{i.in} h_{i.in} - \sum_i \dot{m}_{i.out} h_{i.out}$ <p>ekserji kaybı şu şekilde ifade edilebilir:</p> $\nabla \dot{E}x = \sum_i \dot{E}x_{i.in} - \sum_i \dot{E}x_{i.out} = T_0 \left(\sum_i \dot{m}_{i.in} s_{i.out} - \sum_i \dot{m}_{i.out} s_{i.in} \right)$

3.3.1.5 Mikserler

Esasen çevre ile iş etkileşimi ve ihmal edilebilir ısı transferi olmayan izentalpik cihazlardır. Karıştırıcılarda ve flaş tamburlarda, ekserji yıkımı ve verimliliğin değerini değerlendirirken toplam ekserji dikkate alınmalıdır. Karıştırıcılarda ekserji yıkımı ve verimliliği şu şekilde sunulmuştur (Vatani vd. 2014).

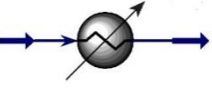
Çizelge 3.14 Bir mikserdaki ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.

Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>Mikser</p>	$\dot{E}x = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_{in} ex_{in}) - \sum(\dot{m}_{out} ex_{out})$ $\eta = \frac{\sum(\dot{m}_{out} ex_{out})}{\sum(\dot{m}_{in} ex_{in})}$

3.3.1.6 Soğutucular

Çok aşamalı sıkıştırma sırasında, soğutucu akışkanların, ortam sıcaklığında iki fazlı ve/veya sıvı duruma ulaşması için soğutma işleminin yanı sıra ara soğutucuya sahip olması gerekir. Bu bileşen için.

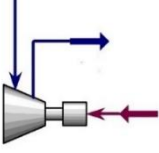
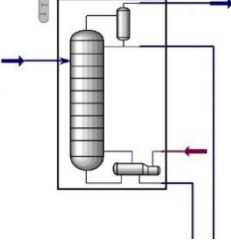

Çizelge 3.15 Bir Soğutucudaki ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.

Model alt bileşen	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>Soğutucu</p>	$Q_c = \dot{m}_{c1}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{c2}(h_2 - h_1)$

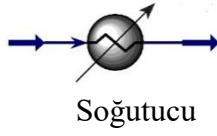
3.3.2 Model 2'nin Termodinamik Analizi

Bu modelde sıcaklık 25°C olarak kabul edilmiştir. Modelin termodinamik analizinde doğalgazın kütleli debisi de 1 kg/s olarak kabul edilmiştir. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Modelin termodinamik analizi EES yazılımında gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 3.16 Model 2 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).

Model alt bileşenleri	Enerji ve ekserji denklemleri
 <p>kompresör</p>	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} - \dot{W}_{p.in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}$ $\dot{E}x_e = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} - \dot{W}_{e.in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}$ $\dot{E}x_m = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} - \dot{W}_{m.in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}$ $\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}{\dot{W}_{p.in}}$ $\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}{\dot{W}_{e.in}}$ $\varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}}{\dot{W}_{m.in}}$
 <p>Evaporatör Kondenser</p>	$\dot{E}x = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}$ $= [\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_d ex_d)]_{in} -$ $[\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_n ex_n)]_{out}$ $\varepsilon = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}$
 <p>Genleşme Valf</p>	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}$ $\dot{E}x_e = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}$ $\dot{E}x_m = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}$ $\dot{E}x_n = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in} - \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}$ $\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}, \quad \varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}}{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}}$ $\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}}{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}, \quad \varepsilon_n = \frac{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}$

Çizelge 3.16 (Devam) Model 2 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).



$$Q_c = \dot{m}_{c1}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{c2}(h_2 - h_1)$$

Yukarıdaki denklemlerde içeri, dışarı, p, e, m ve n sembolleri giriş ve çıkışı, metan, propan, etan ve doğal gazı ifade eder. Artı işaretleri, her bir kriyojenik çevrimde farklı basınçlar, buharlaşma sıcaklıkları ve kütle akış hızlarına sahip üç fazın bulunmasından kaynaklanmaktadır. Isı eşanjörünün aktif verimliliği, toplam giden akımın uygulanan gerilime toplam gelen akım enerjilerine oranı olarak tanımlanabilir.

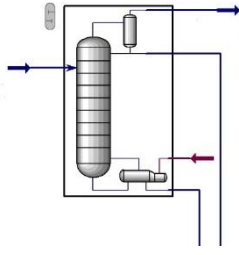
3.3.3 Model 3'ün Termodinamik Analizi

Bu modelde sıcaklık 25°C olarak kabul edilmiştir. Modelin termodinamik analizinde doğalgazın kütsel debisi de 1 kg/s olarak kabul edilmiştir. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.. Modelin termodinamik analizi EES yazılımında gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 3.17 model 3 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).

Model alt bileşenleri	Enerji ve ekserji denklemleri
 kompresör	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} - \dot{W}_{p.in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}$ $\dot{E}x_e = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} - \dot{W}_{e.in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}$ $\dot{E}x_m = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} - \dot{W}_{m.in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}$ $\varepsilon_p = \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}{\dot{W}_{p.in}}$ $\varepsilon_e = \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}{\dot{W}_{e.in}}$ $\varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}}{\dot{W}_{m.in}}$

Çizelge 3.17 (Devam) model 3 için, enerji ve ekserji denklemleri (Kanoğlu 2002).



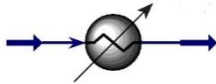
Evaporatör-
Kondenser

$$\begin{aligned}\dot{E}x &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \\ &= [\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_d ex_d)]_{in} - \\ & [\sum(\dot{m}_p ex_p) + \sum(\dot{m}_e ex_e) + (\dot{m}_m ex_m) + \sum(\dot{m}_n ex_n)]_{out} \\ \varepsilon &= \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} + \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} + \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} + \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}\end{aligned}$$



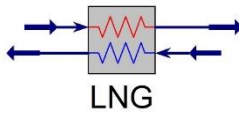
Genleşme Valf

$$\begin{aligned}\dot{E}x_p &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_p ex_p)_{in} - \sum(\dot{m}_p ex_p)_{out} \\ \dot{E}x_e &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_e ex_e)_{in} - \sum(\dot{m}_e ex_e)_{out} \\ \dot{E}x_m &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_m ex_m)_{in} - \sum(\dot{m}_m ex_m)_{out} \\ \dot{E}x_n &= \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \sum(\dot{m}_n ex_n)_{in} - \sum(\dot{m}_n ex_n)_{out} \\ \varepsilon_p &= \frac{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{out}}{\sum(\dot{m}_p ex_p)_{in}}, \quad \varepsilon_m = \frac{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{out}}{\sum(\dot{m}_m ex_m)_{in}} \\ \varepsilon_e &= \frac{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{out}}{\sum(\dot{m}_e ex_e)_{in}}, \quad \varepsilon_n = \frac{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{out}}{\sum(\dot{m}_n ex_n)_{in}}\end{aligned}$$



Soğutucu

$$Q_c = \dot{m}_{c1}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{c2}(h_2 - h_1)$$



Isı Eşanjör

$$\nabla \dot{E}x = \sum_i \dot{m}_{i,in} ex_{i,in} - \sum_i \dot{m}_{i,out} ex_{i,out}$$

Enerji korunumu denklemine göre

$$\sum_i \dot{m}_{i,in} h_{i,in} - \sum_i \dot{m}_{i,out} h_{i,out}$$

ekserji kaybı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\nabla \dot{E}x = \sum_i \dot{E}x_{i,in} - \sum_i \dot{E}x_{i,out} = T_0 \left(\sum_i \dot{m}_{i,in} s_{i,out} - \sum_i \dot{m}_{i,out} s_{i,in} \right)$$

Ekserji analizi yöntemi, termodinamiğin ikinci yasası ve entropi üretimi kavramını benimsemiştir; bu, nihayetinde aşağıdakileri sağlar: (a) Toplamda sağlanan veya

dönüştürülen 'enerji' ile ilgili olarak 'enerji israfının' büyüklüğünü yargılamak için bir ölçü. tesis ve analiz edilen bileşende; (b) termodinamik bakış açısından enerjinin kalitesi veya kullanılabilirliği için bir ölçü; ve (c) enerji sistemleri için rasyonel verimleri tanımlayan bir değişken . Bu yöntem, gerçek bir enerji sisteminin tersinmezliklerini hesaba katarak termodinamiğin ikinci yasasını uygular. Ekserjiye dayalı yöntem, ekserji yıkımları ve ekserji kayıpları aracılığıyla bunları nicelleştirir.

3.4 Modellerin Termoekonomik Analizleri

Bilindiği gibi CRS, geleneksele göre performansı etkin bir şekilde artırır. Bununla birlikte, kaskad sayısı ve çevrimin verimliliği gibi artan güç kaynağı maliyeti gibi CRS'nin maliyeti sadece dikkate alınmamalı, aynı zamanda bir dizi ekonomik konu da dikkate alınmalıdır. Örneğin kaskad eşanjördeki sıcaklık farkı arttığında sistemin COP'si azalırken, kademeli sıcaklık farkı azaldığında eşanjörün boyutu ve maliyeti de artacaktır. Dolayısıyla ısı eşanjörünün boyutu arttıkça sistemin performansı iyileştirilebilmekte ancak sistemin maliyeti de artmaktadır. Minimum maliyet ve en yüksek verimliliği aynı anda elde etmek gerçekçi değildir (Donghoi vd. 2020).

Bu nedenle, kademeli soğutma performansını optimize etmek için termoekonomik optimizasyon önerilir. Bu bölümde, CRS için termoekonomik optimizasyona ayrıntılı bir göz atacağız. Parametreler, çalışma sınırları ve farklı optimizasyon süreçleri için hesaplama farklı olduğundan, optimize edilen sonuçlar farklı olacaktır. Sistemin optimal çalışma parametresi değerlerini göstermek ve ekserji verimliliği ile maliyetler arasındaki ilişkiyi ele almak için uygulanan termoekonomik optimizasyon.

Ekonomik analizin amacı, incelenen tesis tarafından üretilen LNG'nin enerji maliyetini piyasa fiyatı ile karşılaştırmak için değerlendirmektir. Enerji maliyeti, üç bileşenin toplamı ile verilir: Sermaye harcaması İşletme ve yönetim giderleri ve yakıt maliyetleri.

$$F = P(1 + i)^n \quad (3.13)$$

$$F = U \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (3.14)$$

$$F = P(1 + i)^n \quad (3.15)$$

Yukarıdaki denklemler, ortak bir temelde oluşan maliyetleri hesaplamak için kullanılır. Uzun bir süre boyunca sürekli olarak teknolojinin maliyetlerini bilmemizi sağlar. Buna yaşam döngüsü maliyeti (LCC) denir. Net bugünkü değerin (NPV) hesaplanması dahil olmak üzere toplam döngü maliyetini hesaplamanın birkaç yolu vardır. , belirli zaman aralıklarında ödenecek nakit akışları cari nakit değerine çevrilir. Daire yıllık maliyeti (LAC), toplam proje maliyetinin eşit yıllık maliyete dönüştürülmesiyle hesaplanır (Dhillon 2009).

Aşağıdaki denklemi kullanarak, faiz oranını (i) ve ekipmanın ekonomik ömrünü (n) kullanarak sermaye geri kazanım faktörünü (CRF) aşağıdaki gibi hesaplarız:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.16)$$

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}x_i = c_i (\dot{m}_i ex_i) \quad (3.17)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}x_e = c_e (\dot{m}_e ex_e) \quad (3.18)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (3.19)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q \quad (3.20)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan c_i, c_e, c_w ve c_q değerleri işe ve sıcaklığa bağlı olarak malzemelerin akış enerjisini temsil ederken, $\dot{C}_i, \dot{C}_e, \dot{C}_w$ ve \dot{C}_q değerleri bu değerlerin sistemin giriş ve çıkışı ise, $\dot{E}x_i$ ve $\dot{E}x_e$, sistemin ortalama giriş ve çıkış ekserji gücünü temsil eder.

$$\sum_e (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (3.21)$$

Yukarıdaki denklem, sistemden akan ekserjinin toplam maliyetinin, bu maliyeti hesaplamak için gereken tüm harcamalara eşit olduğunu gösterir: ilk yatırım ve diğer maliyetler.) gelen ve giden enerji oranları kullanılarak hesaplanır. \dot{z}_k terimi, önce k bileşeniyle ilişkili işletme maliyetleri, ilk yatırım ve bakım hesaplanarak ve ardından birim zaman (yıl, saat, saniye) başına sistem çalışmasının düzlemsel değerleri hesaplanarak elde edilebilir. Bu maliyetlere dayalı olarak, k bileşeni için bakım

maliyetlerinin ilk yatırımla ilişkili maliyete oranının genel ilişkisini ifade etmek için aşağıdaki denklem kullanılabilir (Tsatsaronis vd. 1994).

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k(\text{CRF})\phi}{(N \times 3600)} \quad (3.22)$$

Yukarıdaki denklemde (CRF), k bileşeninin satın alma fiyatına (\$) göre sistemin çalıştığı yıl sayısı için işletme saatlerinin sayısına ve işletme maliyetine bağlı olan sermaye geri ödeme faktörünü ifade eder.

3.4.1 Model 1'in Termoekonomik Analizi

Bu modelde, soğutma çevriminin kodlanması, çalıştırılması ve sistemin Aspen HYSYS yazılımı kullanılarak tasarımı yapılarak ekipman tedarik maliyetleri elde edilmiştir. Daha sonra EES yazılımında Model 1 için hesaplanan gerekli veriler kodlanmış ve termal ekonomi analizi sonuçları elde edilmiştir.

Bildiğiniz gibi günümüzde güncel ekonomik verilere ulaşmak zor. Aspen HYSYS programının sistemin ekonomik ve ısıl analizinde sağladığı fayda, bu işi yerde tamamlamasına göre kolaylık, kolaylık ve hız sağlamaktadır. Termal sistemler için geçmiş ve güncel tüm ekonomik verilere ulaşmak mümkündür. ve bu programı kullanarak sistemin bileşenleri için enerji ve ilk yatırım maliyetlerinin bir analizini yapmak.

Model 1 için yıllık çalışma saati 7.884 saat ve ekonomik ömrü 20 yıl olarak kabul edilmiştir. Ekonomik analizlerde kullandığımız yıllık faiz oranı (yani faiz oranı) %10 olarak kabul edilmiştir. Ekonomik kabul aralığı içerisinde sermaye geri kazanım faktörünün (CRF) değeri 0.1175 olarak hesaplanmıştır, denklemler yazılmış ve bilgisayar ortamında EES yazılımında kodlanarak çözülmüştür.

Çizelge 3.18 Model 1 için, ekserjiye dayalı maliyet hesaplama denklemleri.

Model bileşenleri	Ekserjiye bağlı maliyet denklemleri	Yardımcı eşitlikler
Metan kompresör	$\dot{C}_{12} + \dot{Z}_{c.m} + \dot{C}_{w.c.m} = \dot{C}_{13}$	C_{12} (biliniyor) $c_{12} = c_8$
Etan kompresör	$\dot{C}_7 + \dot{Z}_{c.e} + \dot{C}_{w.c.e} = \dot{C}_8$	C_7 (biliniyor) -
Propan kompresör	$\dot{C}_2 + \dot{Z}_{c.p} + \dot{C}_{w.c.p} = \dot{C}_3$	C_2 (biliniyor) $c_3 = c_8$
(LNG 1) Isı değişitirici	$\dot{C}_1 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{HE(LNG1)} = \dot{C}_2 + \dot{C}_5$	$c_4 = c_5$
(LNG 2) Isı değişitirici	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{HE(LNG2)} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_7$	$C_{10} = C_{19}$ $c_7 = c_{31}$
(LNG 3) Isı değişitirici	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{HE(LNG3)} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{12}$	$c_{12} = c_8$
Soğutucu 1	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{cool1} = \dot{C}_4$	C_3 (biliniyor) C_4 (değişken)
Soğutucu 2	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{cool2} = \dot{C}_4$	C_7 (biliniyor) C_8 (değişken)
Soğutucu 3	$\dot{C}_{13} + \dot{Z}_{cool3} = \dot{C}_{14}$	C_{13} (biliniyor) C_{14} (değişken)
Soğutucu 4	$\dot{C}_{17} + \dot{Z}_{cool4} = \dot{C}_{18}$	C_{17} (biliniyor) C_{18} (değişken)
Soğutucu 5	$\dot{C}_{21} + \dot{Z}_{cool5} = \dot{C}_{22}$	C_{21} (biliniyor) C_{22} (değişken)
Soğutucu 6	$\dot{C}_{25} + \dot{Z}_{cool6} = \dot{C}_{26}$	C_{26} (biliniyor) $c_{26} = c_{27}$
Evaporatör kondenser-1	$\dot{C}_{24} + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{HE-1} = \dot{C}_{29} + \dot{C}_{34}$	$c_{25} = c_{13}$
Evaporatör- kondansater-2	$\dot{C}_{20} + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{HE-2} = \dot{C}_{30} + \dot{C}_{33}$	$c_{32} = c_{33}$
Evaporatör	$\dot{C}_{16} + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{HE-3} = \dot{C}_{32}$	$c_{16} = c_{24}$

3.4.2 Model 2'nin Termoekonomik Analizi

Bu modelde, soğutma çevriminin kodlanması, çalıştırılması ve sistemin Aspen HYSYS yazılımı kullanılarak tasarımı yapılarak ekipman tedarik maliyetleri elde edilmiştir. Daha sonra EES yazılımında Model 2 için hesaplanan gerekli veriler kodlanmış ve termal ekonomi analizi sonuçları elde edilmiştir. Bildiğiniz gibi günümüzde güncel ekonomik verilere ulaşmak zor. Aspen HYSYS programının sistemin ekonomik ve ısı analizinde sağladığı fayda, bu işi yerde tamamlamasına göre kolaylık, kolaylık ve hız sağlamaktadır. Termal sistemler için geçmiş ve güncel tüm ekonomik verilere ulaşmak mümkündür. ve bu programı kullanarak sistemin bileşenleri için enerji ve ilk yatırım maliyetlerinin bir analizini yapmak.

Model 2 için yıllık çalışma saati 7.884 saat ve ekonomik ömrü 20 yıl olarak kabul edilmiştir. Ekonomik analizlerde kullandığımız yıllık faiz oranı (yani faiz oranı) %10 olarak kabul edilmiştir. Ekonomik kabul aralığı içerisinde sermaye geri kazanım faktörünün (CRF) değeri 0.1175 olarak hesaplanmıştır, denklemler yazılmış ve bilgisayar ortamında EES yazılımında kodlanarak çözülmüştür.

Çizelge 3.19 Model 2 için Ekserjiye Dayalı Maliyet Hesaplama Denklemleri.

Model bileşenleri	Ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri	Yardımcı eşitlikler
Metan kompresör	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{c.m} + \dot{C}_{w.c.m} = \dot{C}_9$	c_8 (biliniyor) c_9 (değişken)
Etan kompresör	$\dot{C}_6 + \dot{Z}_{c.e} + \dot{C}_{w.c.e} = \dot{C}_5$	$c_6 = c_{10}$
Propan kompresör	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{c.p} + \dot{C}_{w.c.p} = \dot{C}_2$	c_2 (biliniyor) c_3 (değişken)
kondenser	$\dot{C}_2 + \dot{Z}_{cond} = \dot{C}_{14}$	c_2 (biliniyor) c_{14} (değişken)
Soğutucu 1	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{cool2} = \dot{C}_{16}$	$c_{10} = c_{16}$
Soğutucu 2	$\dot{C}_9 + \dot{Z}_{cool1} = \dot{C}_{17}$	$c_9 = c_{19}$
Evaporatör Kondenser 1	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{16} + \dot{C}_{17} + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{HE-1} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{18} + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{10}$	$c_{16} = c_{18}$

Çizelge 3.19 (Devam) Model 2 için Ekserjiye Dayalı Maliyet Hesaplama Denklemleri.

Evaporatör Kondenser 2	$\dot{C}_{18} + \dot{C}_{10} + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{HE-2} = \dot{C}_6 + \dot{C}_7 + \dot{C}_{12}$	$c_{10} = c_7$
Evaporatör Kondenser 3	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{HE-3} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_8$	c_{10} (biliniyor) c_{13} (değişken)

3.4.3 Model 3'ün Termoekonomik Analizi

Bu modelde, soğutma çevriminin kodlanması, çalıştırılması ve sistemin Aspen HYSYS yazılımı kullanılarak tasarımı yapılarak ekipman tedarik maliyetleri elde edilmiştir. Daha sonra EES yazılımında Model 3 için hesaplanan gerekli veriler kodlanmış ve termal ekonomi analizi sonuçları elde edilmiştir.

Bildiğiniz gibi günümüzde güncel ekonomik verilere ulaşmak zor. Aspen HYSYS programının sistemin ekonomik ve ısıl analizinde sağladığı fayda, bu işi yerde tamamlamasına göre kolaylık, kolaylık ve hız sağlamaktadır. Termal sistemler için geçmiş ve güncel tüm ekonomik verilere ulaşmak mümkündür. ve bu programı kullanarak sistemin bileşenleri için enerji ve ilk yatırım maliyetlerinin bir analizini yapmak.

Model 3 için yıllık çalışma saati 7.884 saat ve ekonomik ömrü 20 yıl olarak kabul edilmiştir. Ekonomik analizlerde kullandığımız yıllık faiz oranı (yani faiz oranı) %10 olarak kabul edilmiştir. Ekonomik kabul aralığı içerisinde sermaye geri kazanım faktörünün (CRF) değeri 0.1175 olarak hesaplanmıştır. , denklemler yazılmış ve bilgisayar ortamında EES yazılımında kodlanarak çözülmüştür.

Çizelge 3.20 Model 3 için, Ekserjiye Dayalı Maliyet Hesaplama Denklemleri.

Model bileşenleri	Ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri	Yardımcı eşitlikler
Propan Kompresör	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{c,p} + \dot{C}w_{c,p} = \dot{C}_4$	c_4 (biliniyor) c_3 (değişken)
Etan Kompresör	$\dot{C}_9 + \dot{Z}_{c,e} + \dot{C}w_{c,e} = \dot{C}_8$	$c_9 = c_{17}$
Metan kompresör	$\dot{C}_{20} + \dot{Z}_{c,m} + \dot{C}w_{c,m} = \dot{C}_{15}$	c_{15} (biliniyor)
(LNG) Isı değiştirici	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{Z}_{HE(LNG1)} = \dot{C}_6 + \dot{C}_7$	-
Soğutucu 1	$\dot{C}_4 + \dot{Z}_{cool1} = \dot{C}_5$	$c_4 = c_{15}$
Soğutucu 2	$\dot{C}_{11} + \dot{Z}_{cool2} = \dot{C}_{12}$	$c_{11} = c_{13}$
Soğutucu 3	$\dot{C}_{16} + \dot{Z}_{cool3} = \dot{C}_{18}$	$c_{14} = c_5$
Propan Evaporatör Kondenser -E1	$\dot{C}_8 + \dot{C}_7 + \dot{C}_2 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{HE-1} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{14} + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{10}$	$c_{25} = c_{13}$
Etan Evaporatör Kondenser -E2	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{HE-2} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_9 + \dot{C}_{17}$	$c_{12} = c_{18}$
Metan Evaporatör Kondenser -E3	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{19} + \dot{Z}_{HE-3} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{20}$	c_{17} (biliniyor)

4 . BULGULAR

4.1 Modellerin Termodinamik Analiz Sonuçları

4.1.1 Model 1'in Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, sisteme giren doğal gazın 25°C ve 60 bar sıcaklık ve saniyede 1 kg/s kütle debisine sahip olduğu varsayılarak birinci sistemin enerji özellikleri verilmiştir. Bu bölümde, tüm sistem özelliklerinin çalışmasının sonuçları sunulmakta ve bir bilgisayar paket programı olan EES kullanılarak sistemin dış enerji oranları hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.1 Model 1 için, her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

Durum	Sıvı	Sıcaklık (°C)	Basınç P (kPa)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg.K)	Özgül Ekserji Ex (kJ/kg)	Ekserji Oranı Ex (KW)
0	Metan	25	100	-0.9762	0.004431	-	-
1	Metan	25	6000	-60.57	-2.266	616.9	616.9
2	Propan	-36	130	533.2	2.435	25.64	2.4
3	Propan	106.5	2500	733.3	2.596	177.8	16.64
4	Propan	-96.05	2500	-12.71	0.03204	195.8	18.33
5	Metan	-95.92	130	-15.1	0.03946	191.2	17.9
6	Metan	-25	230	-111.9	-0.8326	138.5	138.5
7	Etan	-99	30	-190.9	-0.4806	-45.92	-74.7
8	Etan	52.79	500	41.86	-0.2982	132.4	215.4
9	Etan	-150.1	500	-813.6	-4.354	485.5	789.8
10	Etan	-149.8	30	-813.5	-4.347	483.5	786.5
11	Metan	-120.8	230	-316.9	-1.877	244.7	244.7
12	Metan	-140	150	-355.6	-1.934	223	438.2
13	Metan	-10	1300	-92.69	-1.639	398	781.8
14	Metan	-155.1	1300	-886.9	-6.492	1050	2063
15	Metan	-155	150	-388.7	-2.198	268.6	527.6
16	Metan	-95	2500	-336	-3.079	583.7	1147
17	Metan	-86.33	2300	-299.3	-2.844	550.7	1082

Çizelge 4.1 (Devam) Model 1 için, her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

18	Metan	-72	2300	-258.7	-2.635	528.8	1039
19	Metan	-72	2300	-258.7	-2.635	528.8	1039
20	Etan	20.05	2790	-81.07	-1.126	256.1	416.7
21	Etan	-0.81	2275	-115.2	-1.206	246	400.2
22	Etan	-82	2275	-651.3	-3.326	341.7	555.8
23	Metan	-82	2275	-651.3	-3.326	341.7	555.8
24	Propan	67.46	1690	664.5	2.463	148.6	13.91
25	Propan	45.86	1585	325.1	1.415	121.6	11.38
26	Metan	-40.44	1585	105.1	0.6167	139.4	13.05
27	Metan	-40.44	1585	105.1	0.6167	139.4	13.05
28	Metan	-150	230	-381.9	-2.351	321	321
29	Propan	45.86	1585	325.1	1.415	121.6	11.38
30	Etan	-0.81	2275	-115.2	-1.206	246	400.2
31	Propan	45.86	1585	8.412	-0.7027	220.1	400.2
32	Metan	10.42	2310	-57.38	-1.795	479.9	942.8
33	Etan	101.6	292	142.2	0.1345	103.8	168.9
34	Propan	95.38	1655	728.4	2.647	157.8	14.77
35	Propan	41.61	1655	22.54	-1.361	430.3	845.4

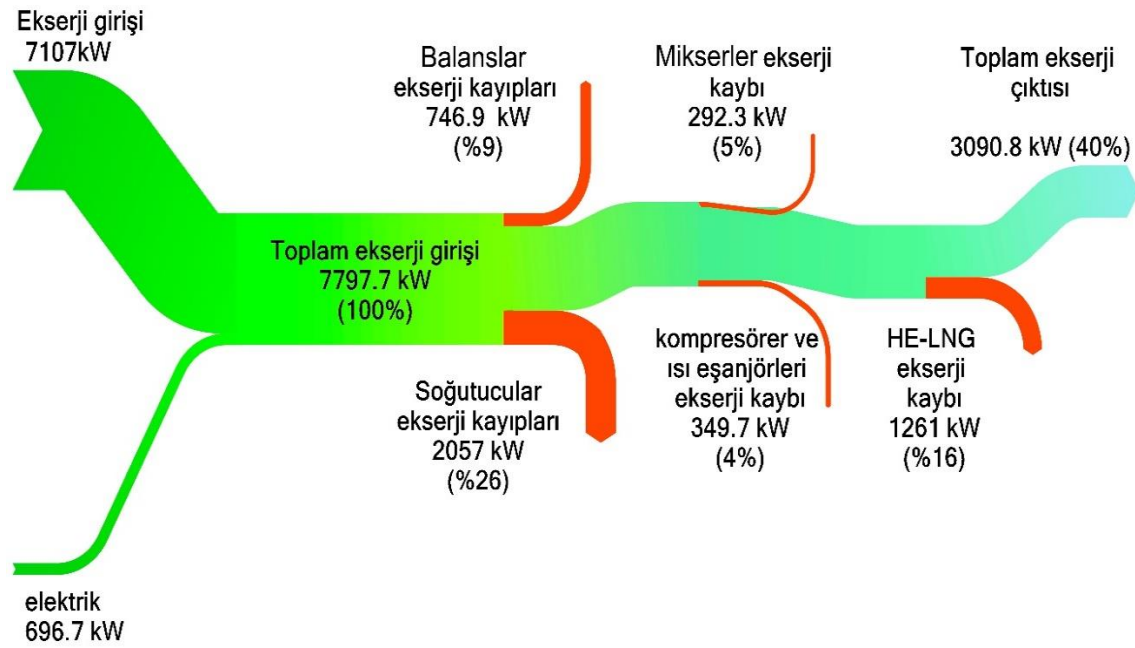
Program çalışma koşullarının spesifik varsayımları ve optimum noktalar sistemde verilmiştir. Çevrim için toplam iş tüketimi 1095 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Oluşan sıvılaştırılmış gazın kütle debisi 0.266 kg/s olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserjisinin etüdü ve analizi için sistem bileşenlerinde bulunan elemanların toplam giriş enerji çıkış ve çıkış enerji değerleri hesaplanmıştır. Yukarıdaki tabloda (Çizelge 4.1), sistem bileşenlerinin enerji verimliliği, sistemin tüm alt bileşenlerine ısı, iş ve enerji değerlerinin verildiği "çıktı-girdi" yaklaşımı kullanılarak hesaplanmaktadır Ayrıca sistemdeki her bir alt bileşenin ekserji verimleri ve ekserji kayıpları hesaplanmış ve (Çizelge 4.2) 'te verilmiştir. Sıvılaştırma işleminde doğal gazdan atılan ısı miktarı 809.7 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2 Model 1'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	ϵ (%)	$\dot{E}x_{dest}$ (kW)
Balans_E	-	-	70.66	230.8
Balans_M	-	-	50.78	511.3
Balans_P	-	-	72.91	4.848
Soğutucu 1	1609	-	90.78	1.698
Soğutucu 2	1270	-	27.28	574.3
Soğutucu 3	6726	-	37.9	1281
Soğutucu 4	-2185	-	96.04	42.89
Soğutucu 5	7359	-	72.0	155.6
Soğutucu 6	1388	-	87.19	1.671
Etan Kompresör	-	378.5	76.64	88.44
Metan Kompresör	-	516.4	66.55	172.8
Propan Kompresör	-	18.73	76.02	4.49
Evaporatör	-	-	94.33	64.97
Evaporatör	-	-	81.81	2.53
Kondenser 1	-	-	-	-
Evaporatör	-	-	96.04	16.51
Kondansatör 2	-	-	-	-
(LNG 1) Isı Değiştirici	1200	-	22.2	493.9
(LNG 2) Isı Değiştirici	9186	-	18.38	755
(LNG 3) Isı Değiştirici	4529	-	98.3	13.09
Mikser_1	-	-	97.24	11.38
Mikser_2	-	-	75.05	281

Ekserji kaybının yarısından fazlası sıvılaştırma ünitesinde meydana gelirken, neredeyse üçte biri sıkıştırma ünitelerinde kaybolur. Damıtma ünitelerinde ve ısı eşanjörlerinde küçük ekserji kayıpları meydana gelmektedir. En önemli ekserji kayıplarına kompresörler ve daha az ölçüde soğutucular neden olur. Kriyojenik bölgede çalışan soğutucuların bağıl ekserji verimleri dikkat çekici iken, ısı değiştiricilerin verimleri oldukça yüksektir. Kriyojenik doğal gaz sıvılaştırma tesisinin ekserji analizi, farklı tesis

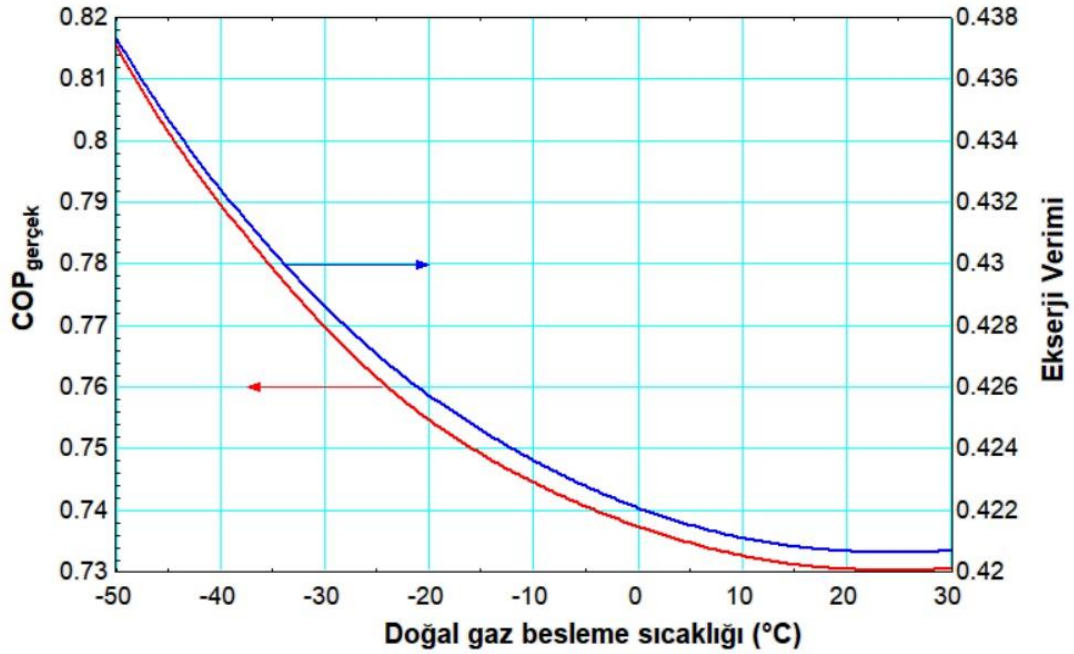
bölümlerindeki ekserji kaybını saptamış ve nicelleştirmiştir. Kompresörler en önemli ekserji kaybına neden olur. Bu ekserji kaybı, daha iyi kompresörler kullanılarak neredeyse yarı yarıya azaltılabilir. Önerilen diğer iyileştirmeler dahil olmak üzere, ekserji kaybı azaltılabilir. Bununla birlikte, kriyojenik doğal gaz ayırma ünitesinin kendisi ekserji açısından iyi tasarlanmıştır ve doğal gaz ayırmanın rasyonel verimliliğinin daha da geliştirilmesi için alternatif proseslerin kullanılması veya geliştirilmesi gerekir.



Şekil 4.1 Model 1 geneli için ekserji akış diyagramı.

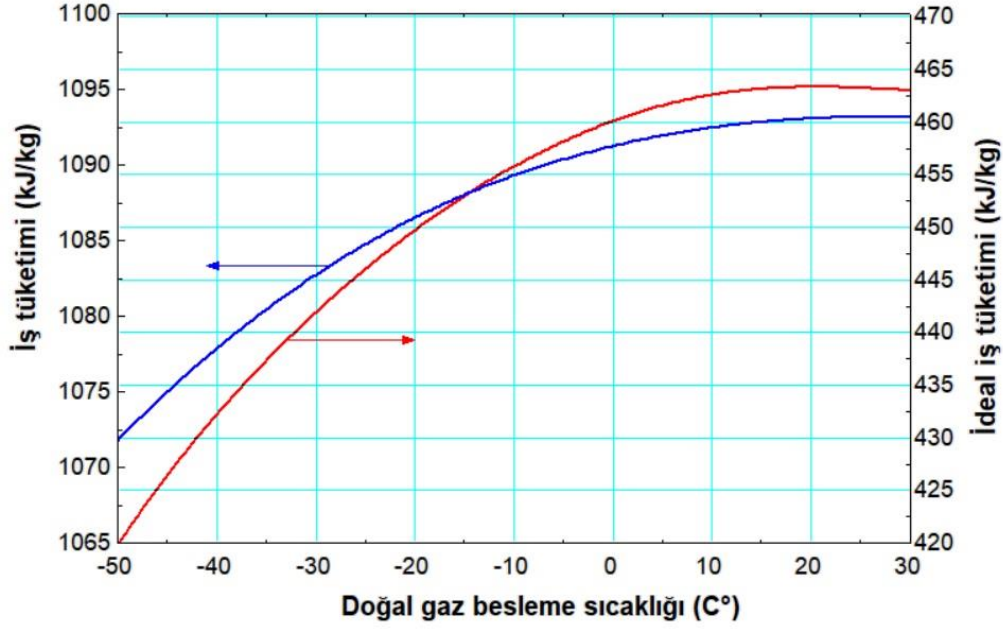
Doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin yer aldığı ve kompresörlere verilen elektrik gücü miktarı 696.7 kW olan bu sistemde sisteme ekserji girdi miktarı 7107 kW olarak hesaplanmıştır. Sisteme iletilen ekserji girdilerinden sistemin alt bileşenlerindeki güç kayıpları çıkarıldığında 3090.8 kW net ekserji elde edilmektedir. Sistemin doğal gaz sıvılaştırma bileşen birimlerindeki enerji kaybı nedeniyle sistemden enerji üretimi azalmıştır. Aşağıdaki dış ekserji akışı grafiğinden de görülebileceği gibi, sistemin içeri doğru gerilmesinin %60'u kaybolur. Kalan ekserjinin %40'u işe ve ısıya dönüştürülebilir.

Şekil 4.2 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, çevrimin gerçek COP ve ekserji veriminin arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C 'de sıvılaştırmak için çevrimin COP ve ekserjisinin 0.815 ve %43.7 olacağı anlamına gelir.



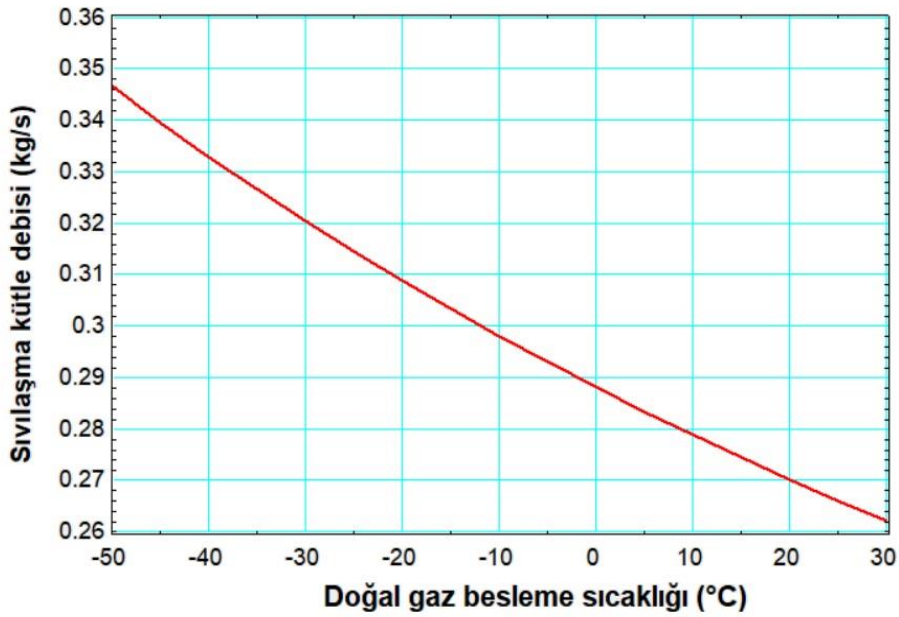
Şekil 4.2 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.

Şekil 4.3 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde çevrimin iş tüketiminin azaldığını göstermektedir, yani doğal gazı -50°C 'de sıvılaştırmak için çevrimin kompresör iş tüketimi 1065 kJ/kg olacaktır.

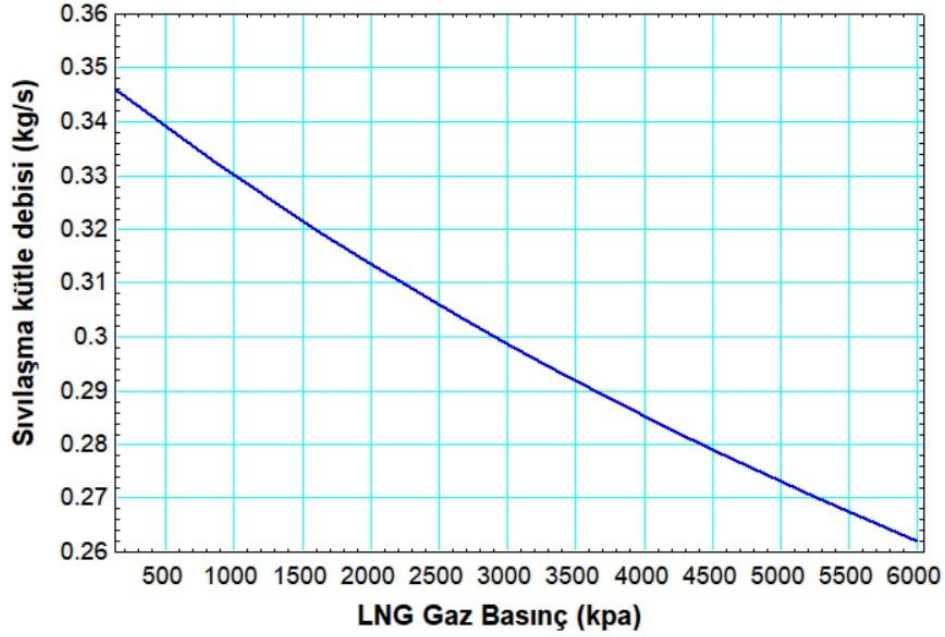


Şekil 4.3 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş tüketimlerinin değişimi.

Şekil 4.4 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, sıvılaştırma kütle debisi arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C 'de sıvılaştırmak için, çevrimin sıvılaştırma kütle debisinin 0.34 kg/s olacağı anlamına gelir.



Şekil 4.4 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisinin değişimi.



Şekil 4.5 sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

Yukarıdaki şekil 4.5'te basınç düştüğünde sistemin kütle debisinin arttığı görülmektedir. 1 bar basınçta kütle debisi değerinin saniyede 0.346 kg/s ulaştığını görebiliriz.

4.1.2 Model 2'in Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, sisteme giren doğal gazın 25°C ve 60 bar sıcaklık ve saniyede 1 kg/s kütle debisine sahip olduğu varsayılarak ikinci sistemin enerji özellikleri verilmiştir. Bu bölümde, tüm sistem özelliklerinin çalışmasının sonuçları sunulmakta ve bir bilgisayar paket programı olan EES kullanılarak sistemin dış enerji oranları hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.3 Model 2'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

Durum	Sıvı	Sıcaklıkt (°C)	Basınç P (kPa)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg.K)	Özgül Ekserji Ex (kJ/kg)	Ekserji Oranı Ex (KW)
0	Metan	25	100	-0.9762	0.004431	-	-
1	Metan	25	6000	-60.57	-2.266	616.9	616.9
2	Propan	58.86	1000	667.7	2.555	-91.5	-91.5
3	Propan	-42	100	526	2.452	-202.3	-82.08

Çizelge 4.3 (Devam) Model 2'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

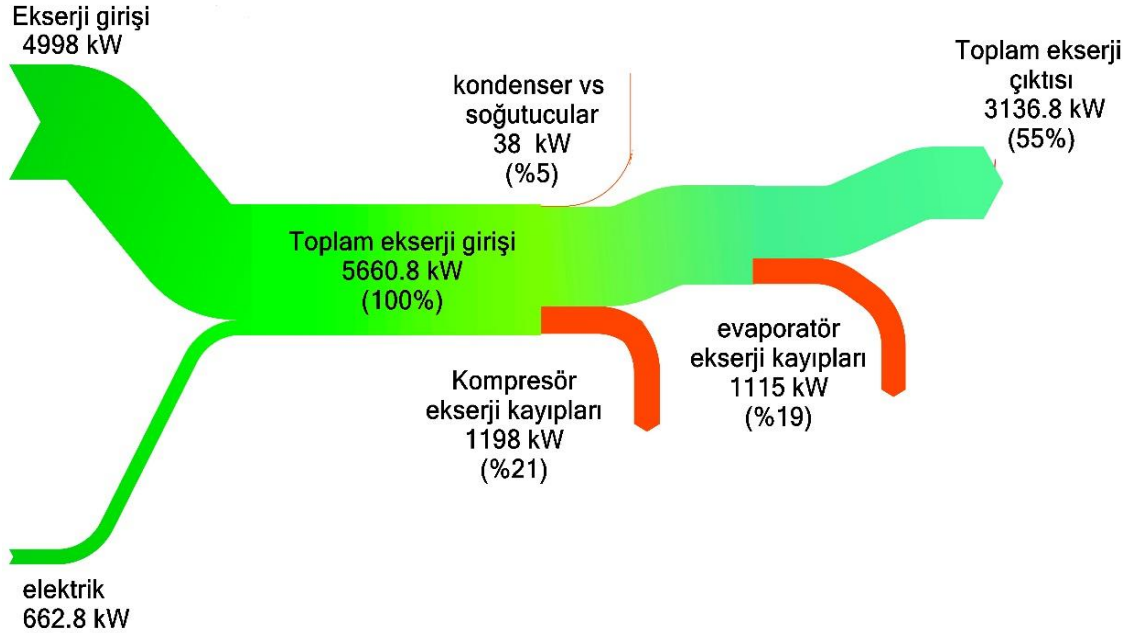
4	Propan	-79.65	200	-647.6	-3.287	334.2	26.3
5	Etan	39.52	1000	7.42	-0.5891	185.3	14.58
6	Etan	-88	350	-668	-3.396	346.4	27.26
7	Metan	-95	1000	-281.8	-2.379	429.6	174.3
8	Metan	-100.6	100	-270	-1.164	79.17	9.796
9	Metan	-42.9	258.3	-150.7	-1.055	165.9	20.52
10	Etan	-37	100	-103.9	-0.3831	12.6	5.11
11	Propan	80	270	726.9	2.96	-153	-62.06
12	Etan	113	130	168.2	0.425	43.83	3.449
13	Metan	-100	250	-272.6	-1.646	220.3	17.34
14	Propan	30	150	637.9	2.797	-193.4	-78.45
15	Propan	26.17	100	632.8	2.855	-215.8	-87.54
16	Metan	-10	350	-67.38	-0.5743	106.1	8.346
17	Metan	-35	100	-131.5	-0.4839	15.01	1.858
18	Etan	86.4	150	112.9	0.2374	44.47	5.503
19	Metan	-150	232.5	-382	-2.358	-450.5	-55.74

Sistem (2) için, Program çalışma koşullarının spesifik varsayımları ve optimum noktalar sistemde verilmiştir. Çevrim için toplam iş tüketimi 936.3 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Oluşan sıvılaştırılmış gazın debisi 0.1859 kg/s olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserjisinin etüdü ve analizi için sistem bileşenlerinde bulunan elemanların toplam giriş enerji çıkış ve çıkış enerji değerleri hesaplanmıştır. Yukarıdaki tabloda (Çizelge 4.3), sistem bileşenlerinin enerji verimliliği, sistemin tüm alt bileşenlerine ısı, iş ve enerji değerlerinin verildiği "çıktı-girdi" yaklaşımı kullanılarak hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.4 Model 2'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	ϵ %	$\dot{E}x_{dest}$ (kW)
Etan Kompresör	-	675.5	0.01	662.8
Metan Kompresör	-	14.76	0.72	402.9
Propan Kompresör	--	141.6	0.06	132.2
Kondanser	-	-	0.85	13.05
Evaporatör Kondenser 1	-	-	0.08	684.1
Evaporatör Kondenser 2	-	-	0.04	208
Evaporatör	-	-	0.03	222.5
Soğutucu _1	2240	-	0.09	18.67
Soğutucu _2	1560	-	0.57	6.23

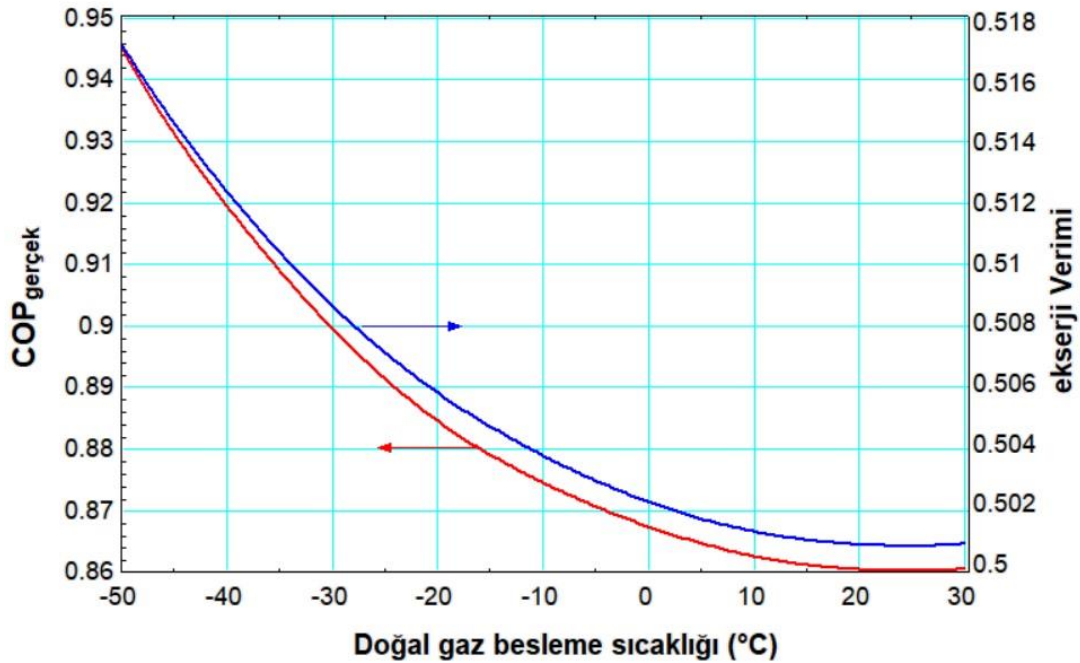
Yukarıda sistemdeki her bir alt bileşenin ekserji verimleri ve ekserji kayıpları hesaplanmış ve Çizelge 4.4 'te verilmiştir. Sıvılaştırma işleminde doğal gazdan atılan ısı miktarı 809.7 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.6 Model 2 geneli için ekserji akış diyagramı.

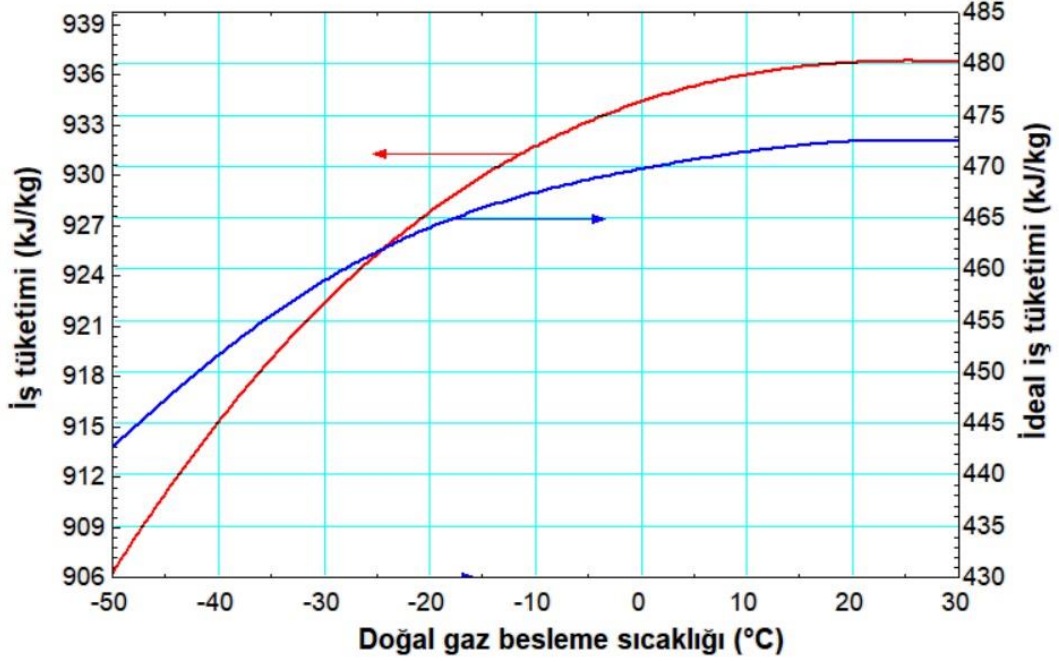
Doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin yer aldığı ve kompresörlere verilen elektrik gücü miktarı 662.8 kW olan bu sistemde sisteme ekserji girdi miktarı 4998 kW olarak hesaplanmıştır. Sisteme iletilen ekserji girdilerinden sistemin alt bileşenlerindeki güç kayıpları çıkarıldığında 3136.8 kw net ekserji elde edilmektedir. Sistemin doğal gaz sıvılaştırma bileşen birimlerindeki ekserji kaybı nedeniyle sistemden enerji üretimi azalmıştır. Aşağıdaki dış enerji akışı grafiğinden de görülebileceği gibi, sistemin içeri doğru gerilmesinin %45'ü kaybolur. Kalan ekserjinin %55'ü işe ve ısıya dönüştürülebilir.

Şekil 4.7 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, çevrimin gerçek COP ve ekserji veriminin arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C 'de sıvılaştırmak için çevrimin COP ve ekserjisinin 0.945 ve %51 olacağı anlamına gelir.



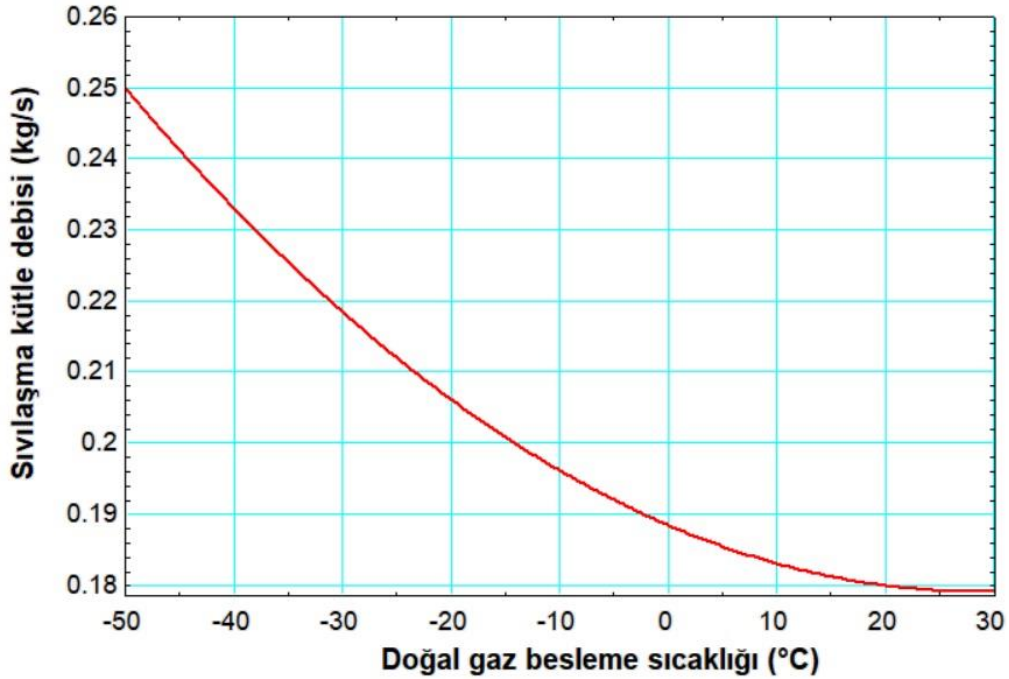
Şekil 4.7 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.

Şekil 4.8 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, çevrimin iş tüketiminin azaldığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C 'de sıvılaştırmak için çevrimin kompresör iş tüketiminin 906 olacağı anlamına gelir.



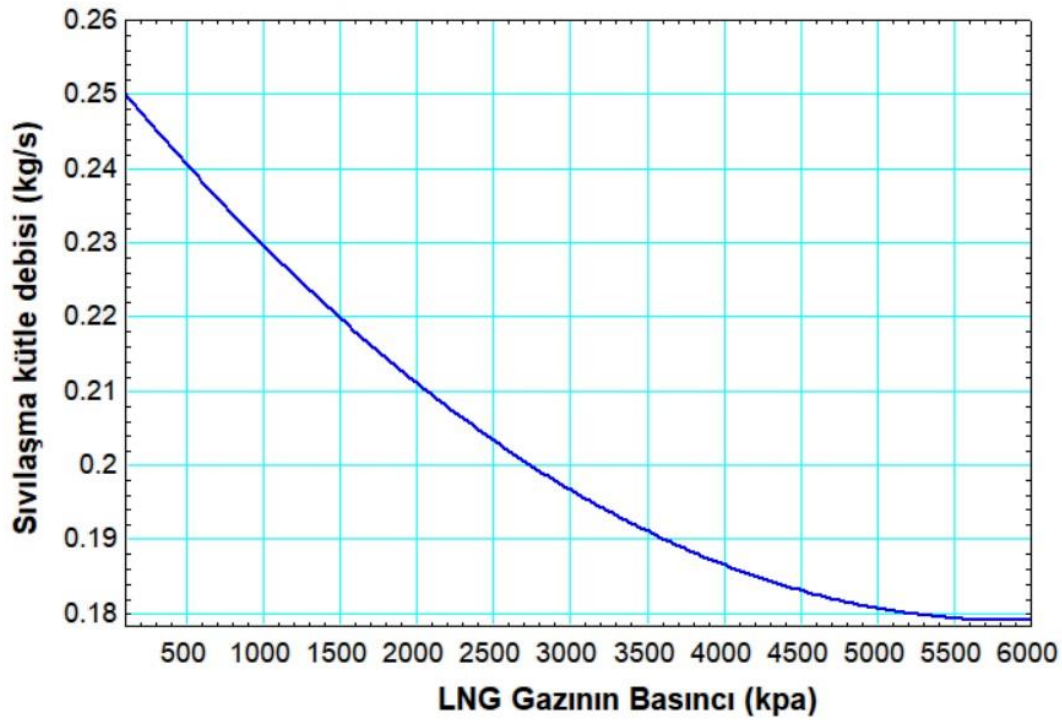
Şekil 4.8 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş tüketimlerinin değişimi.

Şekil 4.9 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, sıvılaştırma kütle debisinin arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C'de sıvılaştırmak için, çevrimin sıvılaştırma kütle debisinin 0.25 kg/s olacağı anlamına gelir.



Şekil 4.9 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisinin değişimi.

şekil 4.10'te basınç düştüğünde sistemin debisinin arttığı görülmektedir. 1 bar basınçta kütle debisi değerinin saniyede 0.25 kilograma ulaştığını görebiliriz.



Şekil 4.10 sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

4.1.3 Model 3'in Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, sisteme giren doğalgazın sıcaklığının 25°C ve 60 bar ve kütledebisinin 1kg/s'de olduğu varsayılarak üçüncü sistemin enerji özellikleri verilmiştir. Bu bölümde, tüm sistem özelliklerinin çalışmasının sonuçları sunulmakta ve bir bilgisayar paket programı olan EES kullanılarak sistemin dış enerji oranları hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.5 Model 3'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

Durum	Sıvı	Sıcaklık (°C)	Basınç P (kPa)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg.K)	Özgül Ekserji Ex (kJ/kg)	Ekserji Oranı Ex (KW)
0	Metan	25	100	-0.9762	0.004431	-	-
1	Metan	25	6000	-60.57	-2.266	616.9	616.9
2	Propan	-19.97	6101	155.9	0.7934	-78.22	-78.22
3	Propan	-42.35	100	525.5	2.45	-202.2	-309.5
4	Propan	58.49	1000	666.9	2.553	-91.57	-140.2

Çizelge 4.5 (Devam) Model 3'in her noktası için akışkan bilgileri ve termodinamik özellikler.

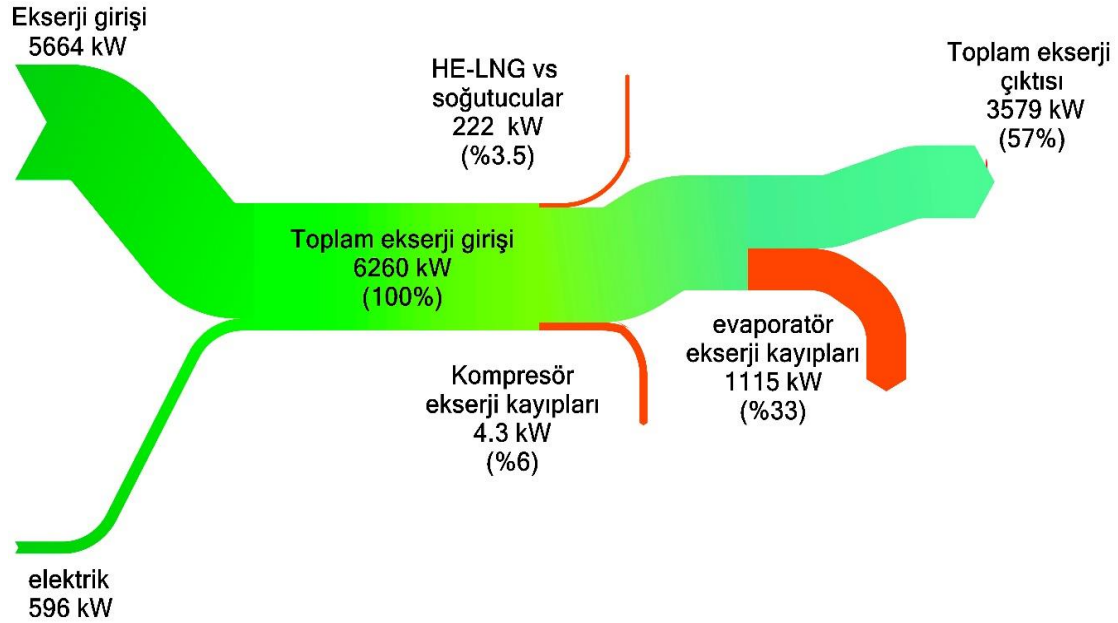
5	Propan	-100.1	150	-23.63	-0.009422	-18.52	-28.36
6	Propan	-100	37	661.3	2.62	-117.1	-179.2
7	Propan	-36	150	,,	0.6645	-81.87	-125.3
8	Etan	50	609.8	34.66	-0.3735	148.3	208.8
9	Etan	-55	100	-131.2	-0.5034	21.13	29.75
10	Propan	-37.35	350	111	0.6508	-80.67	-113.6
11	Propan	-44	500	96.11	0.5858	-76.16	-107.2
12	Propan	54.36	500	672.5	2.689	-126.5	-178.1
13	Etan	50	100	43.26	0.1447	2.43	3.421
14	Propan	-60	180	60.57	0.4275	-64.52	-90.86
15	Metan	-33.65	500	-134.4	-1.323	262	369
16	Etan	-100.1	1500	-696	-3.564	368.4	518.8
17	Etan	-136.1	400	-781.6	-4.106	444.4	405.5
18	Etan	-114.7	1500	-730.5	-3.773	396	557.7
19	Metan	-161.7	100	-911.7	-6.683	1082	987.5
20	Metan	-161	42.79	-395.4	-1.624	90.81	82.86
21	Metan	-150	230	-381.9	-2.351	321	292.9

Sistem (3) için, Program çalışma koşullarının spesifik varsayımları ve optimum noktalar sistemde verilmiştir. Çevrim için toplam iş tüketimi 991.1 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Oluşan sıvılaştırılmış gazın kütle debisinin 0.2459 kg/s olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserjisinin etüdü ve analizi için sistem bileşenlerinde bulunan elemanların toplam giriş enerji çıkış ve çıkış enerji değerleri hesaplanmıştır. Yukarıdaki tabloda (Çizelge 4.5), sistem bileşenlerinin enerji verimliliği, sistemin tüm alt bileşenlerine ısı, iş ve enerji değerlerinin verildiği "çıktı-girdi" yaklaşımı kullanılarak hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.6 Model 3'in alt bileşenlerinin gerekli olan enerji ve ekserji özellikleri.

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	ε %	$\dot{E}x_{dest}$ (kW)
Etan Kompresör	-	345	0.51	166
Metan Kompresör	-	238.1	0.83	48.01
Propan Kompresör	-	357.9	0.47	188.5
(LNG) Isı Değişitirici	9400	-	0.07	641.3
Propan Evaporatör Kondenser -E1	-	-	0.14	66.45
Etan Evaporatör Kondenser -E2	-	-	0.9	973
Metan Evaporatör Kondenser -E3	-	-	0.12	1017
Soğutucu _1	1642	-	0.2	111.8
Soğutucu _2	1180	-	0.6	70.9
Soğutucu _3	8236	-	0.93	38.89

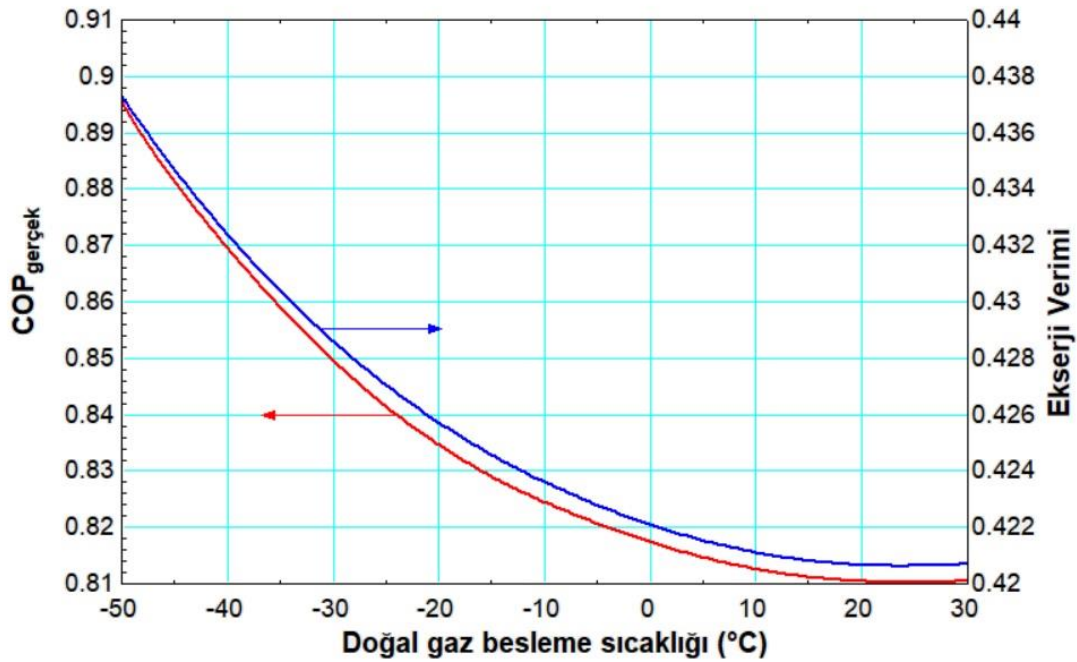
Ayrıca sistemdeki her bir alt bileşenin ekserji verimleri ve ekserji kayıpları hesaplanmış ve (Çizelge 4.6) 'de verilmiştir. Sıvılaştırma işleminde doğal gazdan atılan ısı miktarı 809.7 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.11 Model 3 geneli için ekserji akış diyagramı.

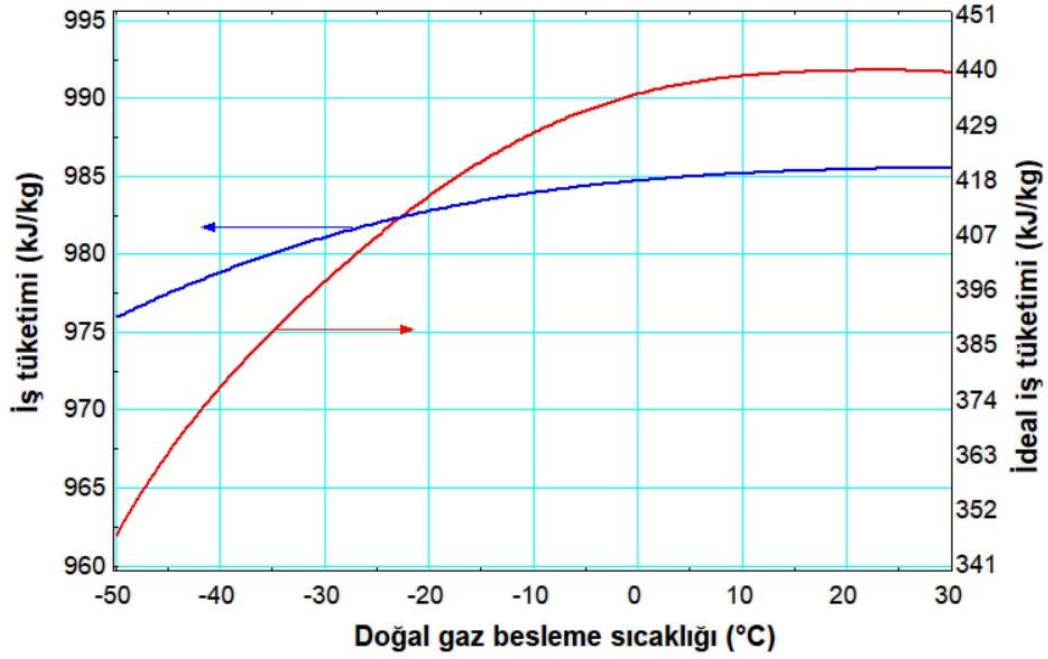
doğalgaz sıvılaştırma ünitesinin yer aldığı ve kompresörlere verilen elektrik gücü miktarı 596 kW olan bu sistemde sisteme ekserji girdi miktarı 5664 kW olarak hesaplanmıştır. Sisteme iletilen ekserji girdilerinden sistemin alt bileşenlerindeki güç kayıpları çıkarıldığında 3579 kw net ekserji elde edilmektedir. Sistemin doğal gaz sıvılaştırma bileşen birimlerindeki ekserji kaybı nedeniyle sistemden enerji üretimi azalmıştır. Aşağıdaki dış enerji akışı grafiğinden de görülebileceği gibi, sistemin içeri doğru gerilmesinin %43'ü kaybolur. Kalan ekserjinin %57'ü işe ve ısıya dönüştürülebilir.

Şekil 4.12 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, çevrimin gerçek COP ve ekserji veriminin arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C'de sıvılaştırmak için çevrimin COP ve ekserjisinin 0.895 ve %43 olacağı anlamına gelir.



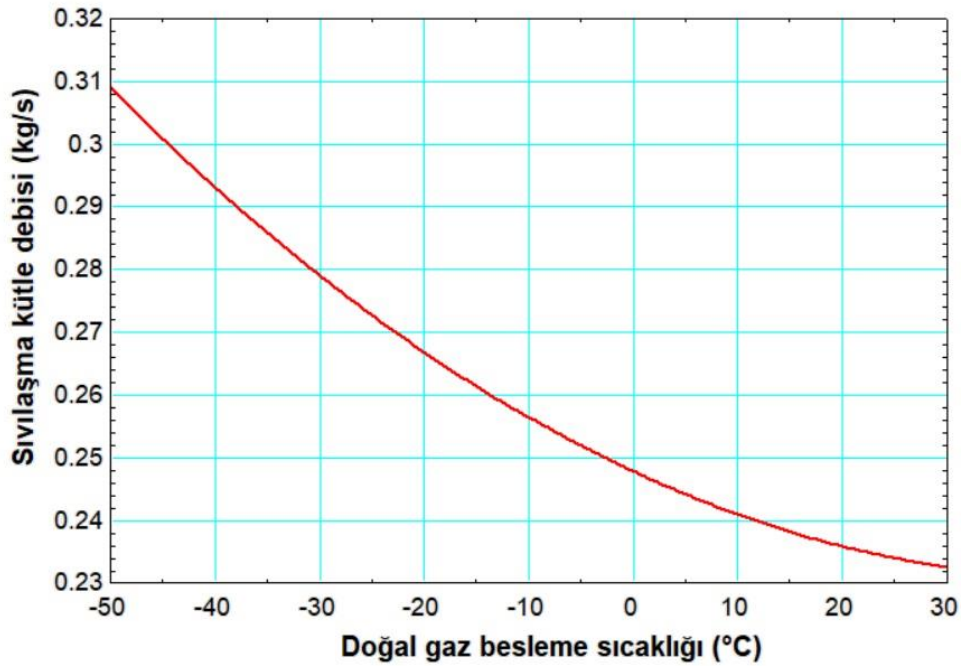
Şekil 4.12 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma sisteminin gerçek COP'sinin ve ekserji verimliliğinin değişimi.

Şekil 4.13 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde çevrimin gerçek ve ideal çalışma tüketiminin azaldığını, yani kompresörün doğal gaz sıvılaştırma çevrimi için -50°C'deki çalışma tüketiminin gerçek çalışma için 962 kJ/kg ve ideal çalışma için 391 kJ/kg olacağını göstermektedir.



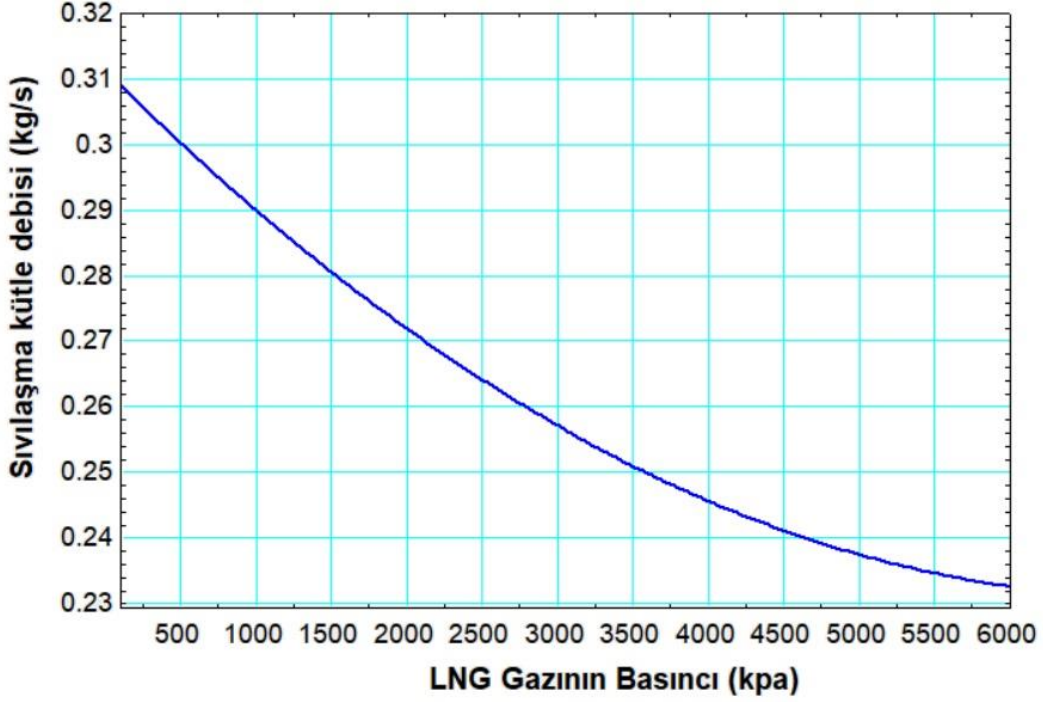
Şekil 4.13 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre gerçek ve ideal iş tüketimlerinin değişimi.

Şekil 4.14 doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, sıvılaştırma kütle debisinin arttığını göstermektedir, bu, doğal gazı -50°C'de sıvılaştırmak için, çevrimin sıvılaştırma kütle debisininin 0.3 kg/s olacağı anlamına gelir.



Şekil 4.14 Sistemin doğal gaz besleme sıcaklığına göre doğal gaz sıvılaştırma kütle debisininin değişimi.

Şekil 4.15, basınç düştüğünde sistemin kütle debisinin arttığı görülmektedir. 1 bar basınçta kütle debisi değerinin saniyede 0.30 (kg/s) ulaştığını görebiliriz.



Şekil 4.15 Sistemin sağlanan basınç oranındaki değişim ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

4.2 Modellerin Termoekonomik Analiz Sonuçları

4.2.1 Model 1'in Termoekonomik Analiz Sonuçları

Her bir sistem ekipmanının Seviyelendirilmiş sermaye maliyetleri ve hesaplanan ekonomik veriler, termoekonomik analizlerin girdileri olarak kullanılır. Toplam sistem ekipmanının satın alınan ekipman maliyetleri (PEC), Aspen Hysys yazılımı ekonomik analiz kitaplığı kullanılarak hesaplanır. Her sistem bileşeni için ekonomik analiz sonuçları .Çizelge 4.7 'da özetlenmiştir. Formda kullanılan ekipman için toplam satın alma maliyetleri (PEC) 3,972,300 \$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7 Model (1) için, bileşenlerinin satın alma ekipmanı maliyetleri ve maliyet oranları (Aspen HYSSES V10).

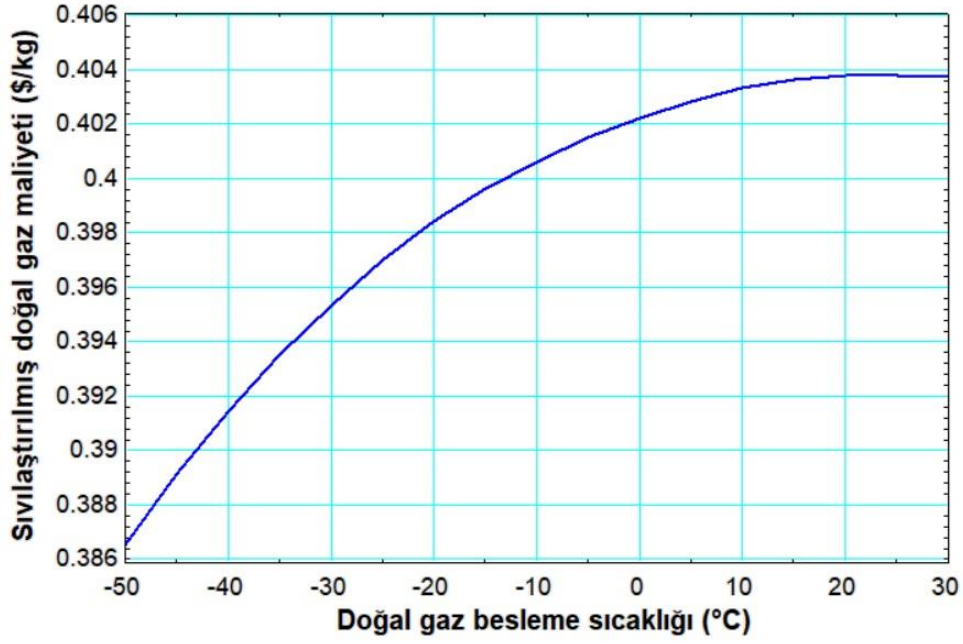
Model bileşenleri	C _k (\$)	Z _k (\$/h)
Etan Kompresör	950600	15.01
Metan Kompresör	850000	16.74
Propan Kompresör	825800	13.04
Soğutucu _1	8100	0.1279
Soğutucu _2	13100	0.2069
Soğutucu _3	8100	0.127
Soğutucu _4	8600	0.1358
Soğutucu _5	11300	0.1785
Soğutucu _6	11300	0.1785
Evaporatör	79400	1.254
Evaporatör Kondenser -1	88,100	1.391
Evaporatör Kondenser -2	86,700	1.369
(LNG 1) Isı Değişirici	336400	5.313
(LNG 2) Isı Değişirici	336,400	5.313
(LNG 3) Isı Değişirici	44400	0.7012
Balans _P	81000	1.279
Balans _E	11300	0.1785
Balans _M	85000	1.342
Karıştırıcı_1	121600	1.92
Karıştırıcı_2	15100	0.2385
Toplam Satın Alma Maliyeti (PEC)	3,972,300 \$	

Ayrıca Aspen Hysys programında simüle edilen doğal gaz sıvılaştırma döngüsünün ekonomik analizi, güncel ekonomik veriler kullanılarak yapılmıştır. Buna göre toplam proje yatırım maliyeti 10,760,390 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu maliyetlerin oluştuğu harcama kalemleri ayrıntılı olarak Çizelge 4.8 'te verilmiştir.

Çizelge 4.8 Sistem sermaye maliyeti özeti .

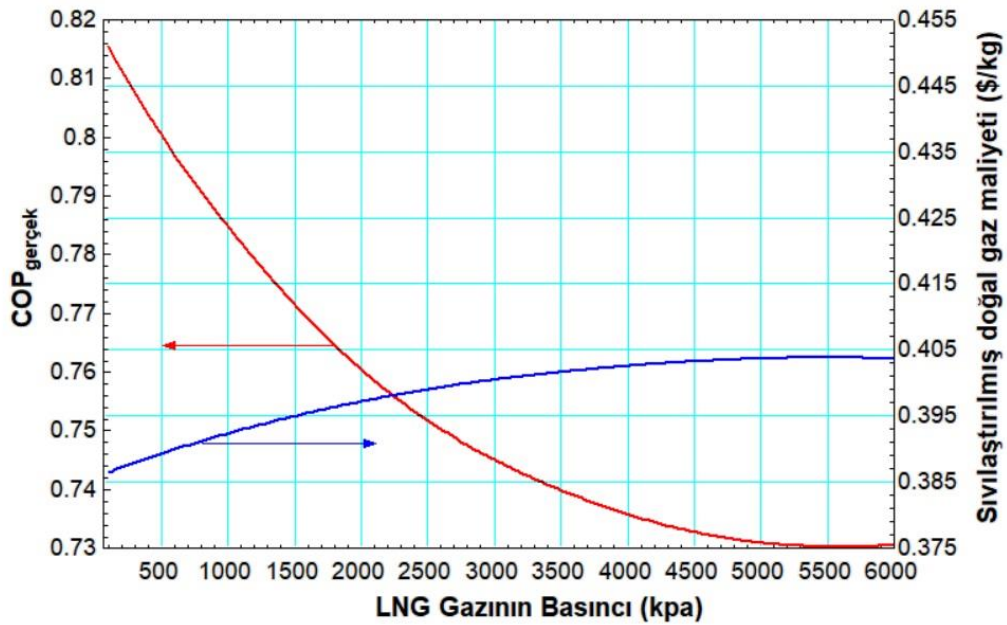
Proje Maliyet Özeti	Toplam tutar
Satın Alınan Ekipman	\$ 3,972,300
Ekipman Ayarı	\$ 23,026
Boru Tesisatı	\$ 289,283
Sivil	\$ 75,795
Çelik Ve İnşaat	\$ 47,669
Enstrümantasyon	\$ 820,181
Elektriksel	\$ 649,852
Yalıtım	\$ 94,321
Boya	\$ 27,497
Diğer Sistem Harcamaları	\$ 2,910,500
Genel Giderler	\$ 159,217
Sözleşme Ücreti	\$ 329,249
Argüman	-
Beklenmedik Durumlar	\$ 1,361,500
Toplam Proje Maliyeti	\$ 10,760,390

Şekil 4.16, doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, doğal gazın sıvılaştırma maliyetinin düştüğünü göstermektedir, bu, doğal gazın -50°C'nin başında sıvılaştırılması için, çevrim için doğal gazın sıvılaştırılmasının maliyetinin 0.38 \$ / kg LNG olduğu anlamına gelir.



Şekil 4.16 Varsayımsal sıcaklık ile doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyeti arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

Şekil 4.17 da, basınç düştüğünde, sistemin gerçek performans katsayısının arttığını, doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyetinin düştüğünü not ediyoruz. 1 bar'lık bir basınçta, sistemin COP'sinin ve LNG biriminin maliyetinin sırasıyla 0.81 ve 0.38 olduğunu buluyoruz.



Şekil 4.17 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki

4.2.2 Model 2'in Termoekonomik Analiz Sonuçları

Aşağıdaki tabloda Model 2 Ekipman Satın Alma Maliyetleri (PEC) ve Maliyet Oranı hesaplanmıştır, Modelde kullanılan Ekipman için toplam Satın Alma Maliyetleri (PEC) 3,327,600 \$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9 Model iki için, Satın alma ekipmanı maliyetleri ve ikinci model bileşenlerin maliyet oranları (Aspen HYSSES 2019).

Model bileşenleri	C _k (\$)	Z _k (\$/h)
Etan Kompresör	719700	11.37
Metan Kompresör	858000	13.55
Propan Kompresör	540300	8.533
Evaporatör	409100	6.461
Evaporatör Kondenser 1	322900	5.099
Evaporatör Kondenser 2	192500	3.04
Kondanser	214000	3.38
Soğutucu _1	56900	0.8986
Soğutucu _1	14200	0.2243
Toplam Satın Alma Maliyeti (PEC)	3,327,600	-

Ayrıca Aspen Hysys programında simüle edilen doğal gaz sıvılaştırma döngüsünün ekonomik analizi, güncel ekonomik veriler kullanılarak yapılmıştır. Buna göre toplam proje yatırım maliyeti 8,837,898 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu maliyetlerin oluştuğu harcama kalemleri ayrıntılı olarak Çizelge 4.10 'te verilmiştir.

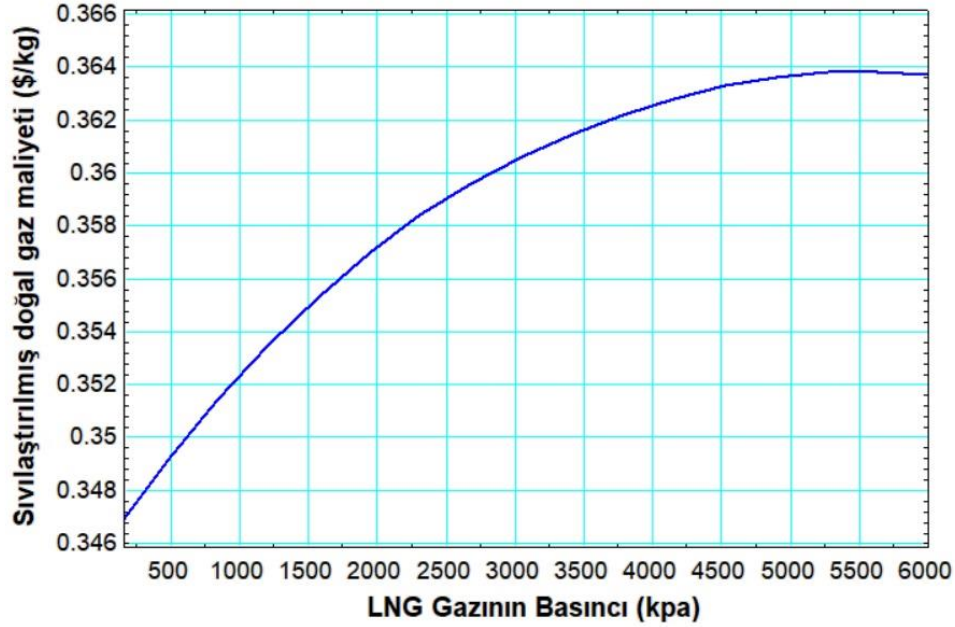
Çizelge 4.10 sistem sermaye maliyeti özeti.

Proje Maliyet Özeti	Toplam tutar
Satın Alınan Ekipman	\$ 3,327,600
Ekipman Ayarı	\$ 29,224
Boru Tesisatı	\$ 292829
Sivil	\$ 86,682
Çelik Ve İnşaat	\$ 55,902

Çizelge 4.10 (Devam) sistem sermaye maliyeti özeti.

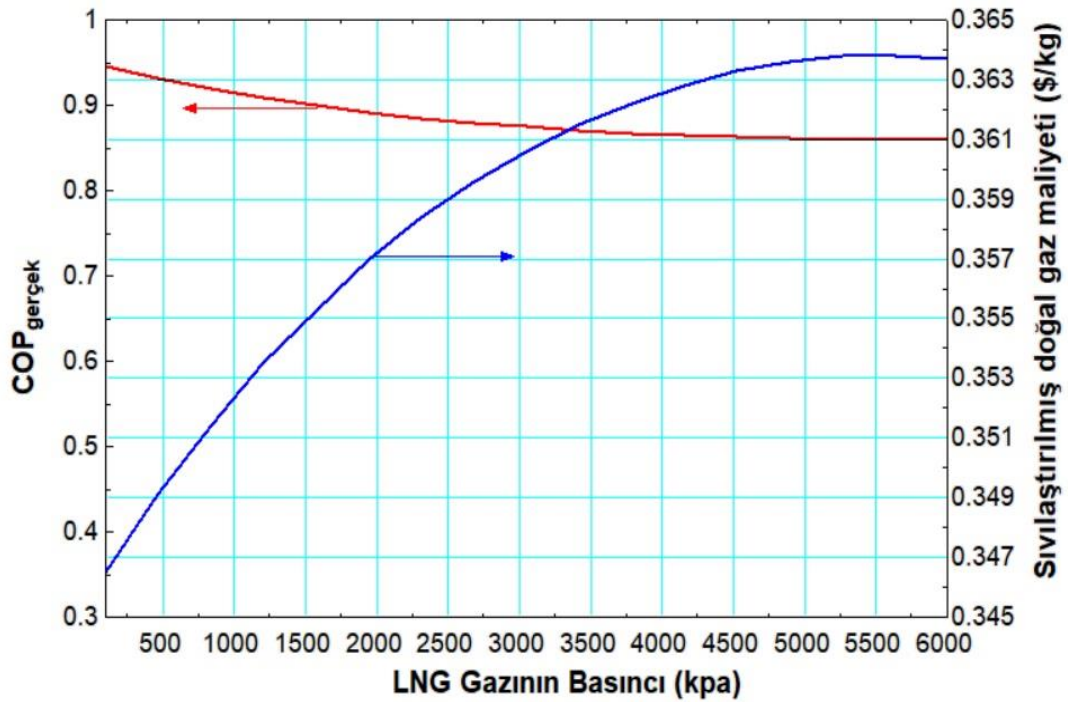
Enstrümantasyon	\$	852,476
Elektriksel	\$	842,244
Yalıtım	\$	15,224
Boya	\$	26,546
Diğer Sistem Harcamaları	\$	1,259,100
Genel Giderler	\$	159,217
Sözleşme Ücreti	\$	207,164
Argüman		-
Beklenmedik Durumlar	\$	1,683,690
Toplam Proje Maliyeti	\$	8,837,898

Şekil 4.18’te doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, doğal gazın sıvılaştırma maliyetinin düştüğünü göstermektedir, bu, doğal gazın -50 °C'nin başında sıvılaştırılması için, çevrim için doğal gazın sıvılaştırılmasının maliyetinin 0.34 \$ /kg LNG olduğu anlamına gelir.



Şekil 4.18 Varsayımsal sıcaklık ile doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyeti arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

Şekil 4.19’de, basınç düştüğünde, sistemin gerçek performans katsayısının arttığını, doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyetinin düştüğünü not ediyoruz. 1 bar’lık basınçta, sistemin COP’sinin ve LNG biriminin maliyetinin sırasıyla 0.95 ve 0.34 olduğunu buluyoruz.



Şekil 4.19 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki.

4.2.3 Model 3’in Termoekonomik Analiz Sonuçları

Aşağıdaki tabloda Model 3 Ekipman Satın Alma Maliyetleri (PEC) ve Maliyet Oranı hesaplanmıştır, Modelde kullanılan Ekipman için toplam Satın Alma Maliyetleri (PEC) 3,796,500 \$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.11 Model 3 için, ekipman satın alma maliyetleri ve maliyet oranları Üçüncü modelin bileşenleri (Aspen HYSSES V10).

Model bileşenleri	C_k (\$)	Z_k (\$/h)
Propan Kompresör	740400	11.69
Etan Kompresör	640300	10.11
Metan Kompresör	840700	13.28

Çizelge 4.11 (Devam) Model 3 için, ekipman satın alma maliyetleri ve maliyet oranları üçüncü modelin bileşenleri (Aspen HYSSES V10).

Propan Evaporatör Kondenser-E1	639000	10.09
Etan Evaporatör Kondenser-E2	348200	5.49
Metan Evaporatör Kondenser-E3	194500	3.072
(LNG) Isı Değişitirici	294500	13.28
Soğutucu _1	56900	0.8986
Soğutucu _2	14200	0.2243
Soğutucu _3	27800	0.439
Toplam Satın Alma Maliyeti (PEC)	\$ 3,796,500	-

Ayrıca Aspen Hysys programında simüle edilen doğal gaz sıvılaştırma döngüsünün ekonomik analizi, güncel ekonomik veriler kullanılarak yapılmıştır. Buna göre toplam proje yatırım maliyeti 9,389,526.80 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu maliyetlerin oluştuğu harcama kalemleri ayrıntılı olarak Çizelge 4.12 'te verilmiştir.

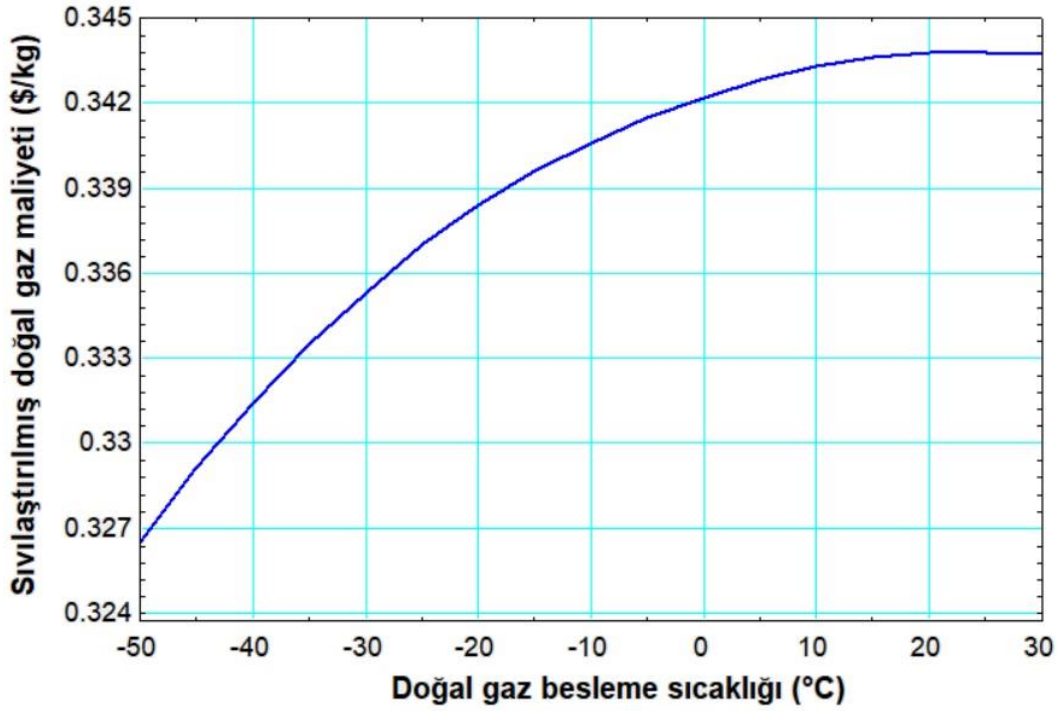
Çizelge 4.12 sistem sermaye maliyeti özeti.

Proje Maliyet Özeti	Toplam tutar
Satın Alınan Ekipman	\$ 3,796,500
Ekipman Ayarı	\$ 38,109.30
Boru Tesisatı	\$ 551,617.00
Sivil	\$ 107,164.00
Çelik Ve İnşaat	\$ 57,669.60
Enstrümantasyon	\$ 412082
Elektriksel	\$ 582,293.00
Yalıtım	\$ 259,113.00
Boya	\$ 34,776.90
Diğer Sistem Harcamaları	\$ 1,800,000.00
Genel Giderler	\$ 256,846.00
Sözleşme Ücreti	\$ 443,356.00

Çizelge 4.12 (Devam) Sistem sermaye maliyeti özeti.

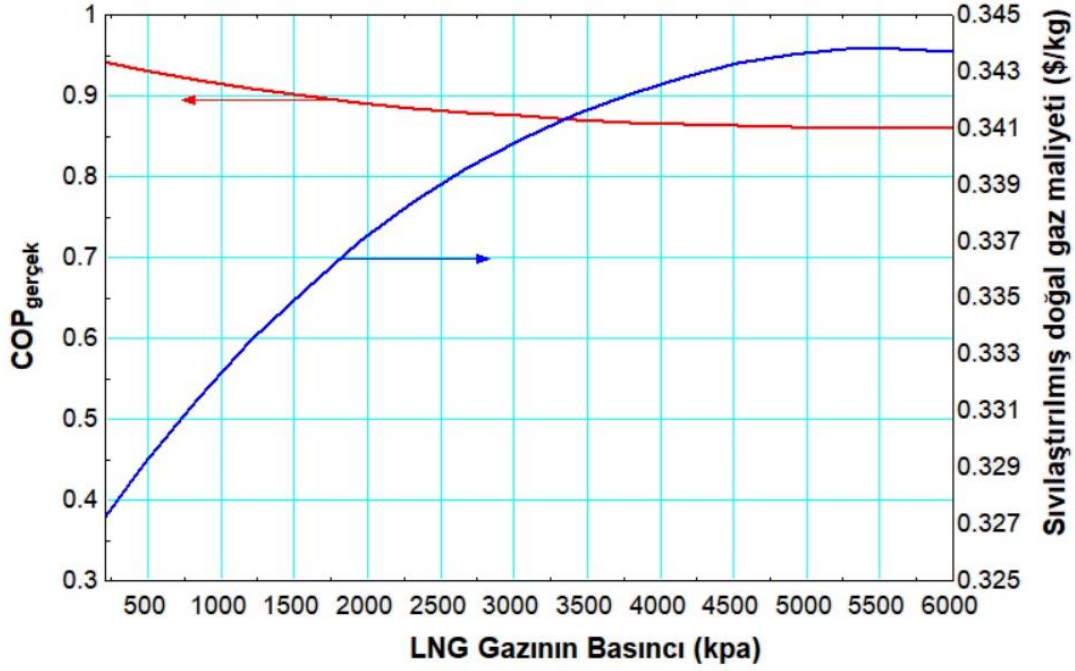
Argüman	-
Beklenmedik Durumlar	\$ 1,050,000.00
Toplam Proje Maliyeti	\$ 9,389,526.80

Şekil 4.20’de, doğal gaz besleme sıcaklığı düştüğünde, doğal gazın sıvılaştırma maliyetinin düştüğünü göstermektedir, bu, doğal gazın -50 °C'nin başında sıvılaştırılması için, çevrim için doğal gazın sıvılaştırılmasının maliyetinin 0.32 \$ /kg LNG olduğu anlamına gelir..



Şekil 4.20 Doğalgaz beslemesine göre doğalgaz sıvılaştırma maliyetinin değişimi sistemin sıcaklığı.

Şekil 4.21’de, basınç düştüğünde, sistemin gerçek performans katsayısının arttığını, doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyetinin düştüğünü not ediyoruz. 1 bar’lık basınçta, sistemin COP’sinin ve LNG biriminin maliyetinin sırasıyla 0.89 ve 0.32 olduğunu buluyoruz.



Şekil 4.21 Basınç değişikliği ile COP gerçek ve doğal gaz sıvılaştırma maliyeti arasındaki ilişki.

4.3 Sistemlerin sonuçlarını karşılaştırm

4.3.1 Tüm sistemlerin Analiz Sonuçları

Çizelge 4.13 Üç sistem için, analiz sonuçları arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir.

Model	COP	Sıvılaştırma işi (kJ/kg)	Sıvılaştırma işi (kJ/kg)	Sıvılaştırma oranı (kg/s)	Maliyet (\$/kg)
Model 1	0.73	42%	1095	0.266	0.40
Model 2	0.86	50%	936.3	0.185	0.36
Model 3	0.81	42%	991.1	0.25	0.34

Çizelge 4.13'da çevrim performans faktörü, doğal gazın sıvılaştırılmasında kullanılan ardışık çevrimin iş girdilerinin gerçek değeri, kütle debisi ve doğal gazın sıvılaştırma maliyeti açısından üç sistemin analizinin sonuçlarını göstermektedir. Yukarıdaki sonuçlardan şu sonuca varıyoruz: En yüksek performans verimlilik oranı faktörü 0.86 ile ikinci sistem içindi. LNG'nin birim maliyeti, yüzde %50 çevrim verimliliği ile kilojul başına 0.36 \$/kg iken, bu sistemdeki ardışık çevrimde kullanılan iş girdilerinin gerçek değeri, bu sistem için doğal gaz sıvılaştırmasının 936.3 (kJ/kg) olmuştur.

Her bir dikey aşamada sırasıyla bir ve üç yatay kademeli olmak üzere üç dikey kademeli saf soğutucu kademeli prosesler için optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, optimizasyonda karar değişkenleri ve sınırları seçiminin etkisini ve kademeli soğutma süreçlerinde soğutma çevrimleri arasındaki etkileşimin etkisini göstermektedir. Süreç anlayışına dayalı olarak, tasarım optimizasyonu için bir dizi karar değişkeni önerildi. Ara doğal gaz sıcaklıkları kullanmak yerine, yüksek basınç seviyeleri ve soğutucu akış hızları değişkenler olarak, bu parametreler daha çok soğuk uç sıcaklık farkı, gerekli doyma basıncının üzerindeki yükseklik ve soğutucu aşırı ısınma derecesi için değişkenler tarafından dolaylı olarak belirtildi.

Önerilen karar değişkeni ile arama uzayı dışında ilginç bölge kalmamasına rağmen tasarımın tüm kombinasyonlar için uygun olduğu görülmüştür. Oldukça sezgisel seçimle karşılaştırıldığında, önerilen karar değişkenleri seti, optimizasyon arama performansında önemli bir gelişme sağlar.

Basit artımlı işleme için, önerilen formül, gerçekleştirilen 50 aramanın tamamında en iyi bilinen çözümlerin %0.1'i içinde bir çözüm döndürdü. Mevcut tüm serbestlik derecelerini kullanan hiçbir çalışma, ampirik formülü kullanan en iyi bilinen denklemlerin %2'si içinde, hatta nispeten dar değişken limitlerle bile bir çözüm sağlamadı. Serbestlik derecesi sayısını azaltmak için en iyi bilinen çözümlerin bilgisinden yararlanılarak performans artırılır. Karmaşık kaskadlar için, 50 çalışmanın hiçbiri ampirik formül kullanıldığında, sadece akış hızları ve basınç seviyeleri değişkenleri kullanılsa bile uygun bir çözüm bulamadı.

Ancak enerji tüketimindeki bu azalma, ekipman sayısında ve yatırım maliyetinde önemli bir artış ile birlikte gelir. Her iki işlem için de en iyi bilinen çözümler, soğutma sıvısı aşırı soğutmasının olmaması ve gerekli minimuma eşit soğuk uç sıcaklık farkları ile karakterize edilir. Düşük basınç seviyeleri için en düşük enerji tüketimi, minimum ve maksimum sıcaklık artışlarında (minimum soğutucu akış hızları) gözlemlenir.

Literatürde sıklıkla ele alınan aksine, burada sunulan çalışmalar, soğutucu aşırı ısıtma seçeneği kullanılarak proses güç tüketiminin azaltılabileceğini göstermektedir. Ara soğutma döngüsünde soğutucu olarak etan ve etenin karşılaştırılmasından, verilen çalışma koşulları altında etenin daha iyi bir alternatif olduğu bulundu. Düşük basınç sınırındaki daha düşük doyma sıcaklığı nedeniyle, eten, farklı soğutma çevrimleri

arasında etana göre daha iyi bir yük dağılımı sağlar. Ancak sonuçlar, aynı yük dağılımında, soğutucu olarak etan kullanıldığında daha az güç tüketiminin gözlemlendiğini göstermektedir. Önerilen karar değişkenleri ile arama uzayı dışında ilginç bölge kalmamasına rağmen tasarımın tüm kombinasyonlar için uygun olduğu görülmüştür. Oldukça sezgisel seçimle karşılaştırıldığında, önerilen karar değişkenleri seti, optimizasyon arama performansında önemli bir gelişme sağlar.

4.3.2 Geliştirilen Sıvılaştırma Çevrimlerinin Validasyonu

Çizelge 4.14 Önerilen üç tasarımın önceki literatür analizinin sonuçlarıyla karşılaştırmasını göstermektedir.

Literatür Çalışması Ve Önerilen Üç Tasarım	COP	Ekerji verimi %	Sıvılaştırma işi (kJ/kg)	Sıvılaştırma oranı (kg/s)	Maliyet (\$/kg)
Jung-In Yoon Ve Najibullah	1.65	40.22%	1164-1382.4	0.3-5.2	0.049-0.058
Mehmet Kanoğlu Ve Mehdi Mehrpooya	1.8	38.5%	993.6-1188	1.5-5.4	0.046-0.050
Pham Ngoc Pham Ve Primabudi	1.6	64%	1080-1141	0.013-2.4	0.066-0.089
Nguyen Ve Nagy, Matteo	0.85	33%	1425.6-3499	0.026-0.061	0.088-0.21
Meysam Kamalinejad Ve C.W. Remeljeja	1.7	77%	1123-2350	0.045-1.5	0.069-0.145
Model 1	1.67	42%	1095	0.266	0.40
Model 2	1.71	50%	936.3	0.185	0.36
Model 3	1.9	42%	991.1	0.25	0.34

Yukarıdaki tabloda, önceki araştırmacıların termal ve ekonomik özellikleri ile üç sistemin sonuçları arasında bir karşılaştırma gösterilmektedir. Tüm özellikler için sistemlerin sonuçlarının birbirine yakın ve makul olduğu ve önceki çalışmalar dahilinde olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada, üç sistemin sıvılaştırma süreci detaylı olarak incelenmiş ve sıvılaştırmadan önce tamamen doğal gaz ön arıtma ve şartlandırma işlemlerinin yapıldığı varsayılmıştır. Bir LNG tesisi içindeki süreçlerin entegrasyonu, yalnızca sıvılaştırma sürecini optimize ederek elde edilebileceklerin ötesinde enerji tasarrufuna yol açabilir. , bugüne kadar literatürde çok az ilgi gördü. Bu çalışma, ısı eşanjörünün boyut kısıtlamalarına göre enerji tüketimini azaltmakla ilgiliydi (ısı eşanjörünün minimum sıcaklık farkı veya maksimum iletkenliği ile ölçülür). Yüzer LNG operasyonlarında maliyet düşürme dışındaki hedefler de önemlidir.

Enerji ve ekserji analizi kullanılarak üç aşamalı bir propan ön soğutma çevriminin proses verimliliğindeki artış incelenmiştir. Sonuçlar, Durum 6'nın ara aşamalarda düşük soğutma görev dağılımı nedeniyle en yüksek COP (1.65), en düşük SP (0.205 MWh/ton LNG) ve en yüksek ekserji verimliliğine (%40.22) ulaştığını göstermektedir. Enerji ve ekserji analizi, mevcut LNG tesisinin proses verimliliğini arttırmada faydalı bir rehber olabilir ve ayrıca gelecekteki yeşil alan LNG projeleri için bir referans olabilir. Propan evaporatör kademesinin çalışma koşullarının değiştirilmesi, herhangi bir ek maliyet içermeyen prosesin enerji tüketimini en aza indirmek için bir seçenek olarak düşünülebilir. Ek olarak, bu geliştirme sadece propan sıkıştırma gücünü azaltmakla kalmaz, aynı zamanda soğutma hızının yanı sıra ısı eşanjörünün boyutunu da azaltır. Enerji tüketimini azaltmak, genellikle LNG tesislerinin sermaye ve işletme maliyetlerini azaltan daha küçük ekipman boyutlarına yol açar (Najibullah Khan 2016).

Minimum işin sadece giren ve çıkan doğal gazın özelliklerine bağlı olduğu ve sıvılaşma sıcaklığının azalmasıyla arttığı gösterilmiştir. Tipik bir doğal gaz giriş ve çıkış durumu için minimum çalışma, 1.8'lik bir performans katsayısına (COP) karşılık gelen 456.8 kJ/kg 1 sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) olarak belirlenmiştir. Tipik bir fiili çalışma giriş değeri kullanma; çok kademeli kademeli soğutma çevriminin ekserjetik verimliliği, iyileştirmeler için büyük bir potansiyele işaret eden %38.5 olarak belirlenmiştir (Kanoğlu 2002).

Tekli karıştırılmış soğutucu (SMR) doğal gaz sıvılaştırma işleminin iyileştirilmesini inceledi. Karışık soğutucu (MR) bileşimi ve çalışma basınçları gibi ana parametrelerin sıkıştırma enerjisi gereksinimi üzerindeki etkileri araştırıldı. Sıvılaştırılmış doğal gaz süreç optimizasyonu için süreç bilgisinden ilham alan bir karar verme yönteminden yararlandı. Sonuçlar, önerilen optimizasyon metodolojisinin optimal çalışma koşullarının belirlenmesinde basit ve etkili olduğunu ve temel duruma kıyasla kompresör görevinde %30.6'ya kadar tasarruf sağlayabileceğini göstermiştir. Ek olarak, önerilen optimizasyon metodolojisi, proses mühendisleri için gerekli olan proses anlayışını sağlar. Önerilen metodolojinin bir başka faydası da herhangi bir MR sıvılaştırma döngüsüne uygulanabilmesidir. İzobütan ve izopentan gibi daha ağır soğutucuların kullanımı ve bir NG kompresörünün eklenmesi, SMR işleminin enerji verimliliğini artırmak için incelenmiştir. Ayrıca intercooler çıkış sıcaklığının enerji tasarrufu üzerindeki etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. Bu modifikasyonların

sıvılaştırma prosesinin performansını iyileştirme üzerindeki sinerjik etkileri araştırılmıştır (Pham 2016).

Doğal gazın sıvılaştırılması için üç küçük ölçekli işlemin bir karşılaştırmasını sunar. İlki, sekiz adede kadar kimyasal bileşiğin kullanımına dayanan tekli karışık soğutucu akışkan işlemidir, ikincisi ise saf soğutucu akışkan olarak nitrojen veya metan kullanan tekli ve ikili genişletirici bazlı çevrimlerdir. Verilen varsayımlar kümesi altında ve karbondioksit ve ağır hidrokarbonların uzaklaştırılmasından sonra Danimarka şebekesinden gelen doğal gaz dikkate alındığında, SMR süreci güç tüketimi ile karakterize edilir. 1800 kJ/kg LNG'den daha az, bu ise N₂ veya CH₄ tek kademeli genişleme süreçleri için 2600 kJ/kg LNG'den fazlaya ulaşır. Bu sayılar tek amaçlı bir optimizasyon yapılarak tahmin edilmiştir. Daha sonra, sistem boyutunu ve net güç tüketimini gösteren termal iletkenliğin (UA) minimizasyonu dikkate alınarak çok amaçlı bir optimizasyon ile başka bir karşılaştırma yapıldı. Böyle bir yaklaşım, teknik, pratik ve muhtemelen ekonomik değiş tokuşları değerlendirmek için faydalıdır. Bu çalışmanın daha büyük bir grup sistem konfigürasyonuna genişletilmesi, daha tutarlı gaz sıvılaştırma süreçlerinin karşılaştırılması için bir temel oluşturabilir (Nguyen 2018).

Çevrimler arası bölme sıcaklığı belirlenerek ve alt soğutucu, ön doyma, son soğutucu, yeniden kaynatıcı, kızdırıcı ve ekonomizer gibi soğutma özellikleri optimize edilerek kriyojenik çevrimlerde ısı entegrasyonu, kompresör kaymasını azaltmak için incelenmiştir. Pinch-Exergy analiz diyagramlarının Composite Curve (CC) ve Exergetic Grand Composite Curves (EGCC) üzerinde tasarım geliştirmenin daha iyi bir kavramsal anlayışı gösterilmiştir. Ayrıca, Visual Basic Uygulaması, Refprop (Referans Akışkan Termodinamiği ve Transport) entegre edilerek bir program (LNG-Pro) geliştirilmiştir. Properties) ve bir Güney Pars Gaz Sahası aşamasına eşit kapasiteye sahip bir LNG tesisinde metodolojiyi otomatikleştirmek için Excel MINLP Çözücü. Vardiya, LNG endüstrisinde sıvılaştırma için gereken enerjiden %2.46 daha az olan 1479.36 kJ/kg'dan 1255.5 kJ/kg'a ve 1158.8 kJ/kg'a kademeli olarak düşürülür (Meysam vd. 2013).

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

LNG modeli, sürecin faydalı bir tanımını sağlar. Model, proses ve ekonomiyi anlamak için bir rehber olarak ve ayrıca tesis tasarımı ve proses ekipmanı tanımlaması için daha karmaşık modeller için bir başlangıç noktası olarak kullanılabilir. Bu yazıda, Aspen Hysys v10 yazılım paketi kullanılarak sıvılaştırılmış doğal gaz üretmek için üç işlem döngüsü kullanılarak üç çok aşamalı soğutma sistemi tasarlanmıştır. Süreçler ayrıca EES yazılımını kullanılarak simüle edildi. Kompresör ve pompaların termal özellikleri hesaplanarak sistem ve sistemin tüm parçaları için enerji tahribat oranları hesaplanmıştır. Doğal gazın gaz halindeki sıcaklığı, sistemin gerçek çalışması ve doğal gaz sıvılaştırma ünitesinin maliyeti arasındaki ilişkiyi belirlemek için bir barometrik çalışma da yapılmıştır.

- Doğal gaz besleme sisteminin ortalama sıcaklığının 25°C ve doğal gazın kütle debisinin 1 kg/s ve 6000 kPa basınç olduğunu varsayan ilk model için minimum işi 459.5 kJ/kg ve tersinir COP çevrim 1.76 olarak hesaplanmıştır ve ayrıca çevrim iş tüketiminin gerçek işi ve COP sırasıyla 1095 kJ/kg ve 0.73 olarak hesaplanmıştır.
- İkinci sistem için 25°C sıcaklık, 60 bar basınç ve 1 kg/s kütle debisi varsayılır, çevrimin minimum işi 472.4 kJ/kg ve tersine çevrilebilir bir COP çevrimi şu şekilde hesaplanır. 1.71 Ayrıca çevrimin fiili iş tüketimi ve COP sırasıyla 936.3 kJ/kg ve 0.86 olarak hesaplanmıştır.
- Üçüncü sistem için, ilk iki sistem için aynı basınç ve sıcaklık koşulları uygulanır, döngünün minimum çalışma hızı 420.4 kJ/kg olarak hesaplanır ve tersinir COP döngüsü 1.92 olarak hesaplanır, ayrıca fiili iş tüketimi çevrim ve COP sırasıyla 991.1 kJ/kg ve 0.81 olarak hesaplanmıştır.
- Döngünün minimum işi sıvılaştırma sıcaklığı düştükçe artar, bu da ikinci sistem için COP 0.73 'te yaklaşık 1095 kJ/kg ve COP 0.86 'da 936.3 kJ/kg ve ikinci sistem için 991.1 kJ/kg 'lık bir fiili tüketim işe ihtiyacımız olduğu anlamına gelir. Doğal gazı -150°C 'de sıvılaştıran üçüncü sistem için COP 0.81 .
- Sisteme giren doğal gazın ilk sıcaklığı ile kütle debisi arasındaki ilişkiyi ve bir yandan çevrimin genel işi ve sürtünme katsayısı arasındaki ilişkiyi belirlemek için doğal gaz atmosferi üzerine bir çalışma yapılır. Atmosferik koşullar altında,

Birinci sistem için, bu sıvılaştırma çevrimi için minimum sıvılaştırma işi 459.5 kJ/kg ve fiili sıvılaştırma işi 1095 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Normal koşullar altında, bir sıvılaştırma döngüsü için belirli bir doğal gaz birim kütlesi, döngü sonunda 0.266 oranında sıvılaştırılabilir. Buna göre sıvılaştırma çevriminin ekserji verimliliği %42.0 ($459.5/1095 = 0.42$) olarak hesaplanmıştır. İkinci sistem için, bu sıvılaştırma döngüsü için minimum sıvılaştırma işi 472.3 kJ/kg ve fiili sıvılaştırma işi 936 kJ/kg'dır. Normal şartlar altında, bir sıvılaştırma çevrimi için verilen bir birim doğal gaz, çevrim sonunda 0.185 oranında sıvılaştırılabilir. Sıvılaştırma döngüsünün ekserji verimliliği %50'dir. Üçüncü sistem için, bu sıvılaştırma döngüsü için minimum sıvılaştırma işi 420.4 kJ/kg ve fiili sıvılaştırma işi 991.1 kJ/kg'dır. Normal şartlar altında, bir sıvılaştırma döngüsü için belirli bir doğal gaz birim kütlesi, döngü sonunda 0.245 oranında sıvılaştırılabilir. Sıvılaştırma döngüsünün ekserji verimliliği %42'dir.

- Termal ekonomik analizin sonuçları, LNG için optimal birim maliyetin, birinci sistem için 0.40 \$/kg LNG, ikinci sistem için kilogram başına 0.36 \$/kg ve üçüncü sistem için kilogram başına 0.34 \$/kg olarak hesaplandığını göstermiştir.
- Doğal gazın sıvılaştırılması için süreçlerin optimizasyonu ile ilgili zorluk, süreç akış şemasının artan karmaşıklığı ile artmaktadır. Aynı zamanda hem her aramada gereken değerlendirme sayısı hem de simülasyon süresi artar. Kademeli LNG işlemlerinin özellikleri (hem saf soğutucular hem de karışık soğutucular ile), belirli yük dağılımı (ara doğal gaz sıcaklıkları) için farklı dikey aşamaların birer birer tasarlanmasını sağlar.
- Dikey bir kademelerin çalışma koşulları, daha yüksek sıcaklık seviyelerinde çalışan kademelerin konfigürasyonundan bağımsız olduğundan, farklı dikey kademelerin en düşük sıcaklık seviyesinden başlayarak sırayla tasarlandığı bir yaklaşım önerilmiştir. Bu, bir iç döngüde yapılabilirken, yük dağılımını belirleyen değişkenler bir dış döngüde optimize edilir. Soğutucu akışkanların önceden soğutulması nedeniyle, dikey bir aşamanın konfigürasyonu, önceki aşamaların çalışma koşulları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu nedenle, ikili bir karışık soğutucu akışkan prosesinin vaka çalışmaları, dikey aşama sıralı olarak tasarlandığında amaç fonksiyonunun formülasyonunun önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir.

- Genel amaç, süreçteki toplam g tüketimini en aza indirmek olsa da, tek başına alt soğutma döngüsündeki g tüketimini en aza indirmek, n soğutma döngüsünde aşırı soğutma yükleri verir. Bu nedenle amaç, sıkıştırma gücüne ek olarak önceki döngülerde soğutucuyu önceden soğutmak için gereken ekserjiyi içeren, soğutma döngüsüne sağlanan ekserjiyi (veya alternatif olarak farklı ekserji girdilerinin ağırlıklı bir toplamını) en aza indirmek olmalıdır. Kademeli süreçlerin optimizasyonu için önerilen stratejinin etkinliği test edilmemiştir. Bu nedenle, pratik fizibilitesi hakkında hiçbir sonuca varılamaz. Ne olursa olsun, bir optimizasyon araştırması için başlangıç noktası olarak uygun bir çözümün gerekli olması durumunda, böyle bir ilk çözümü bulmak için en düşük sıcaklık seviyesinden başlayan sıralı tasarım kullanılabilir.

6. KAYNAKLAR

- Ancona M A, Bianchi M, Branchini L, Pascale D A, Melino F, 2017, Performance increase of a small-scale liquefied natural gas production process by means of turbo-expander, *Energy Procedia*, 105, 4859-4865.
- Aspen Hysys V10, 2017, Engineering Economic Analysis Library.
- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M, 1996, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons , 560p, New York.
- Coyle D, Durr C, Shah P, 2003, A proven stranded gas monetization option. In *SPE Annual Technical Conference and Exhibition, OnePetro*, 5, 433-434.
- Chrz V, Emmer C, 2007, LNG Directly to Customer Stations, Poster presented at the 15th International Conference and Exhibition on Liquefied Natural Gas LNG, 15, 24–27.
- Dhillon B S, 2009, *Life Cycle Costing for Engineers*, Crc Press, 978p, New York.
- Donghoi K, Truls G, 2020, Use of exergy efficiency for the optimization of LNG processes with NGL extraction, 224, 0360-5442.
- Hammer G, Lübcke T, Kettner R, Pillarella M, Recknagel H, 2000, Natural gas. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, 10, 17-73.
- Hank H, John D, Kyle T, Micheal C, 2003, Integrated liquids recovery technology improves LNG production efficiency, Paper presented at the 82nd GPA Annual Convention, San Antonio, Texas.
- Husnil Y A, Choi B, Le Cao N, Feng W, Lee M, 2014, Steady-state optimality analysis for investigating the energy optimal operation of representative natural gas liquefaction cycles, *Energy Procedia*, 61, 552-555.
- Jung I, Won J, Sanggyu L, Kunhyung C, Gyu J S, 2013, Efficiency of Cascade Refrigeration Cycle Using C₃H₈, N₂O, and N₂ , *Heat Transfer Engineering*, 34, 959-965.
- Krzysztof P, Wojciech K, Stanek W, 2020, Natural gas liquefaction using the high-pressure potential in the gas transmission system, 202, 0360-5442.

- Kamalinejad M, Amidpour M, Mousavi N S M, 2014, Optimal Synthesis of a Cascade Refrigeration System of LNG Through MINLP Model for Pure Refrigerant Cycles Naeynian Gas Processing Journal, 2, 2345-4172.
- Kotzot H J, 2003, Overview of the LNG Industry, paper presented at the 82nd Annual GPA Convention, San Antonio, Texas, USA, 9–12.
- Liu H, You L, 1999, Characteristics and applications of the cold heat exergy of liquefied natural gas. Energy Convers Manag, 40, 1515–25.
- Limin Z, Yanyan C, Ercang L, 2014, A novel thermoacoustic system for natural gas liquefaction, 10, 1016-1020.
- Mokhatab S, Economides M J, 2006, Onshore LNG Production Process Selection, Paper SPE, 102-160.
- Mehmet Kanoğlu, 2002, Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction University of Gaziantep, Int J Energy Res, 26, 763–74.
- Mehrpooya M A, Amin M, 2017, Thermoeconomic analysis and optimization of a regenerative two-stage organic Rankine cycle coupled with liquefied natural gas and solar energy, 126, 0360-5442.
- Mingzhang P, Youcai L, Bao E, 2020, A Review of the Cascade Refrigeration System, 13, 2254-3390.
- Meysam K, Majid A, Mojtaba M, 2013, Optimal Synthesis of Cascade Refrigeration in Liquefied Natural Gas Cycles by Pinch-Exergy” Journal of Oil, Gas and Petrochemical Technology , 1, 29-44.
- Mehdi M, Mohammad H, Ali V, 2014, Novel LNG based integrated process configuration alternatives for co-production of LNG and NGL, 10, 1021-50237.
- Mazyan W, Ahmedi A, Ahmed H, Hoorfar M, 2020, Increasing the COP of a refrigeration cycle in natural gas liquefaction process using refrigerant blends of Propane-NH₃, Propane-SO₂ and Propane-CO₂, 6, 2405-8440.
- Najibullah K, Nazreen B, Barifceni A, Tade M, Pareek V, 2016, A case study Application of energy and exergy analysis for enhancing the process efficiency

- of a three stage propane pre-cooling cycle of the cascade LNG process. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 29, 125-133.
- Nguyen T, Rothuizen E, Markussen W, Elmegaard B, 2018, Thermodynamic comparison of three small-scale gas liquefaction systems. *Applied Thermal Engineering*, 128, 712-724.
- Pengcheng L, Jing L, Gang P, Jie J, 2016, A cascade organic Rankine cycle power generation system using hybrid solar energy and liquefied natural gas, 127, 136-146
- Primabudi E, 2019, Evaluation and Optimization of Natural Gas Liquefaction Process with Exergy-Based Methods: A Case Study for C3MR. Technische Universitaet Berlin, 4810-1346.
- Pham T N, Long N V, Lee S, Lee M, 2017. Enhancement of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process through process knowledge inspired optimization and modification. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1230-1239.
- Qualls W R, Conoco L, Hunter P, 2003, A Focus on Balance—A Novel Approach Taking the Phillips Optimized Cascade LNG Process Into the Future. AIChE Spring Natl. Meet, Houston, Texas, 77056.
- Remelje C W, Hoadley A F A, 2006, An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes, *Energy*, 31, 2005-2019.
- Ruifeng Qi, 2011, Liquefied Natural Gas (Lng) Vapor Dispersion Modeling With Computational Fluid Dynamics Codes, 73-03.
- Ransbarger W, 2007, A fresh look at LNG process efficiency. *LNG Industry*, Spring issue, 6, 73-80.
- Stoecker W F, 2004, *Industrial refrigeration handbook*. New York: McGraw-Hill .
- Szargut J, Morris D R, Steward F R, 1988, *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere Publ Corp, 331p, New York.
- Tsatsaronis G, Pisa J, 1994, Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems—Application to the CGAM problem, *Energy*, 19, 287-321.

- Ting H, Wensheng L, 2020, Design and optimization of nitrogen expansion liquefaction processes integrated with ethane separation for high ethane-content natural gas , 173, 1359-4311.
- Vatani A, Mehrpooya M, Palizdar A, 2014, Energy and exergy analyses of five conventional liquefied natural gas processes. International Journal of Energy Research, 38, 1843-1863.
- Yang C, Kaplan A, Huang V, 2003, Cost-effective design reduces C2 and C3 at LNG receiving terminals. Paper presented at the 2003 AIChE Spring National Meeting, New Orleans, 147-183.
- Yilmaz C, Cetin T H, Ozturkmen B, Kanoğlu M, 2019, Journal of Thermal Engineering, Research Article, 1, 62-75.

İnternet Kaynakları

1. <https://www.jgc.com/en/projects/030.html>, 17/9/2021
2. <https://www.atlanticcouncil.org/blogs/turkeysources/how-turkey-benefits-from-global-lng-glut/>, 17/6/2021.
3. <https://sci-hub.se/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-404585-9.00001-5>, 17/9/2021.
4. <http://naturalgas.org/naturalgas/storage/> 10/6/2021.
5. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780124045859000015?via%3Dihub>. 6/11/2021.
6. <https://www.turbosquid.com/3d-models/3d-lng-carrier-moss-type-1250993> . 7/11/2021.
7. <https://dragonproductsltd.com/wp-content/uploads/2014/12/LNG-Transport-Trailer.pdf>. 8/11/2021.
8. <https://lnglicensing.conocophillips.com/what-we-do/lng-technology/optimized-cascade-process/>, 8/11/2021.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ali Hasan Abbas
Doğum Yeri ve Tarihi : Irak / 1989
Yabancı Dili : Arapça / İngilizce / Türkçe
İletişim (Telefon/e-posta) : 0 531 297 39 31 / alihasanabbas@gmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Şehit Ahmet Lisesi, (2002-2006)
Lisans : Al Rafidain Üniversitesi Koleji, Makine Mühendisliği Bölümü, (2006-2010)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2019-2021)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

: Bağdat Valiliği'nde memur olarak çalışıyorum, (2008-Devam ediyor)