

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOĞALGAZ BORU HATTI SİSTEMİ TASARIMI İÇİN GRAFİKSEL
KULLANICI ARAYÜZLÜ SİMÜLASYON PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre YÜREKLİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

TEMMUZ 2019

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığımı onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 131511005 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Emre YÜREKLİ** 'nin ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**DOĞALGAZ BORU HATTI SİSTEMİ TASARIMI İÇİN GRAFİKSEL KULLANICI ARAYÜZLÜ SİMÜLASYON PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ**" başlıklı tezi **10.07.2019** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomive Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Selin Aradağ ÇELEBİOĞLU (Başkan)**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Ekin Özgirgin YAPICI
Çankaya Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez çalışmasındaki tüm bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu ve alıntı yapılan kaynaklara tam olarak atıf yapıldığını, referansların eksiksiz olarak belirtildiğini ve bu tezin TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun bir şekilde hazırlandığını bildiririm.

Emre Yürekli

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DOĞALGAZ BORU HATTI SİSTEMİ TASARIMI İÇİN GRAFİKSEL KULLANICI ARAYÜZLÜ SİMÜLASYON PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ

Emre Yürekli

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı Uslu

Tarih: Temmuz 2019

Modern boru hattı sistemleri, gazın kaynaktan kullanılacak tesise güvenli ve düşük maliyetli bir şekilde taşınmasını sağlayan tasarımlar gerektirir. Kavramsal tasarımın tamamlanmasından sonra gerçekleştirilen Temel Mühendislik Tasarımı (FEED), teknik konuları yapılandırmayı ve projenin yatırım maliyetlerini kabaca tahmin etmeyi sağlar. “Nihai Yatırım Kararı”, Petrol ve Gaz Endüstrisinde projeyi gerçekleştirmek için her şeyin başladığı noktadır. Bu noktada, FEED çalışmalarına katkıda bulunan *NatGasDesign* adlı yeni bir simülasyon programı, ölçüm, blok vana ve kompresör istasyonları dahil olmak üzere gömülü doğal gaz boru hattı sisteminin akış analizi için geliştirilmiştir. Bu çalışmada, doğal gaz boru hattı tasarım programı olan *NatGasDesign*, grafiksel kullanıcı arayüzü (GUI) ile geliştirilmiş ve test edilmiştir. *NatGasDesign*, sürtünme ve boru hattının yükseklik profili nedeniyle meydana gelen sürekli yük kayıplarını, akış hızı, boru pürüzlülüğü, boru uzunluğu ve çapı ile doğal gazın termodinamik özelliklerinin bir fonksiyonu olarak hesaplar. Tahminler için kullanılan yükseklik profili coğrafi bilgi sisteminden alınmıştır. Boru hattındaki akış hızı, kütle sürekliliğinden hesaplanır. Süreklilik denkleminde kullanılan yoğunluk, yerel basınç, sıcaklık ve sıkıştırılabilirlik faktöründen hesaplanır. Sürekli yük kayıpları için kullanılan sürtünme faktörü, türbülanslı akış için Haaland Denkleminde

hesaplanır. Yerel kayıplar, boru hattının yerel bileşenlerinden ve dirseklerden hesaplanır. Basınç, hız ve yer seviyesinden yükseltisi nedeniyle, boru hattı boyunca gazın enerji korunumu, Bernoulli Denklemi ile ifade edilir. İdeal gaz yasası, doğal gazın düşük basınç ve sıcaklık koşullarındaki davranışını yeterince tahmin eder. Ancak, tipik doğal gaz boru hattı akış koşullarında, gaz yoğunluğunu hesaplamak için gerçek gaz denkleminin durum denklemi olarak kullanılması gerektiği bilinmektedir. Durum denkleminde kullanılmak üzere deneysel sabitlere bağlı olarak belirli bağıntılardan Sıkıştırılabilirlik Faktörü hesaplanır. Sıcaklık değişimi için gaz ile toprak arasındaki ısı transferi ve Joule Thomson soğuma etkisi dikkate alınarak tahminler yapılmıştır. Gaz viskozitesi, gaz sıcaklığı ve yoğunluğun bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Doğal gazın özgül ısı da aynı şekilde, gazın özgül ağırlığı, basınç ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Kompresör gücü, boru hattı boyunca teslim noktasına kadar meydana gelen tüm yük kayıplarını karşılamalıdır. Çalışma tasarımı noktasına göre bir kompresör gücü hesaplanır. *NatGasDesign* kararlı durum akış analizine dayanır ve tüm boru hattı boyunca basınç düşüşünü başarıyla hesaplar. Mevcut metodolojinin doğrulanması için bir test durumu olarak bir doğal gaz boru hattı modeli kullanılmıştır. Mevcut öngörülerini doğrulamak için köklü bir ticari yazılım olan PIPESIM kullanılmıştır. *NatGasDesign* tarafından boru hattı boyunca öngörülen basınç değişim sonuçları ve iyi bilinen PIPESIM yazılımı tarafından elde edilen sonuçlar mevcut saha ölçümleriyle karşılaştırılmıştır. Doğrulama için mevcut çalışmada, Azerbaycan'dan İtalya'ya kadar devam eden ve Türkiye'den geçen TANAP doğal gaz boru hattı kullanılmıştır. Yıllık akış kapasitesi 1,9 milyar m³ olan akış şartlarında oluşan basınç kayıpları, *NatGasDesign* ile PIPESIM kullanılarak hesaplanmış ve sonuçlar arasında iyi bir uyum gözlenmiştir. İkinci senaryo olarak, saha ölçümlerinin henüz mevcut olmadığı 16,2 milyar m³/yıl akış kapasitesi için öngörüler yalnızca PIPESIM sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve tekrar sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Doğalgaz boru hattı, Gaz hidrolüğü, Kararlı durum, Basınç kayıpları, Sürtünme faktörü, Gerçek gazlar, Sıkıştırılabilirlik, Yoğunluk, Joule-Thomson soğuma etkisi, Kompresör gücü

ABSTRACT

Master of Science

DEVELOPMENT OF A SIMULATION PROGRAM FOR NATURAL GAS PIPELINE SYSTEM DESIGN WITH A GRAPHICAL USER INTERFACE

Emre Yürekli

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Dr. Sitki Uslu

Date: July 2019

Modern pipeline systems require designs that ensure safe and cost-effective transportation of gas from the source to the processing facility. Front End Engineering Design (FEED) which is conducted after completion of conceptual design provides to configure technical issues and estimate rough investment costs of the project. “Final Investment Decision” is the point at which everything is in place to realize the project in Oil & Gas Industry. At this point, a new simulation program, *NatGasDesign*, to contribute FEED studies has been developed for flow analysis of buried natural gas pipeline system design including metering, block valve and compressor stations. The natural gas pipeline design program, *NatGasDesign*, with graphical user interface (GUI) was developed and tested in the present work. The *NatGasDesign* calculates the major pressure losses due to friction and pipeline’s elevation profile as function of flow rate, pipe roughness, pipeline length and diameter and thermodynamic properties of natural gas. The elevation profile used for the predictions is captured from Geographic Information System (GIS). The velocity in pipeline is computed from the mass continuity. Density that is used in the continuity equation is evaluated from the computed local pressure, temperature and compressibility factor. Friction factor which is used for the major losses is calculated from the Haaland Equation for turbulent flow.

The minor local losses are evaluated from pipeline local components and bends. The energy conservation of gas along the pipeline due to pressure, velocity, elevation above ground level is expressed by Bernoulli's Equation. The ideal gas law predicts adequately the behavior of natural gas at low pressure and temperature conditions. However, the typical flow conditions show that real gas equation must be employed as Equation of State to calculate the gas density. The Compressibility Factor to use in the equation of state is calculated from specific relations based on empirical constants. Predictions of temperature change are performed by considering heat transfer between gas and soil, and Joule Thomson cooling effect. Gas viscosity is determined as function of temperature and gas density. Isobaric specific heat capacity of natural gas is computed as a function of specific gravity, pressure and temperature. Compressor power should meet pressure losses along the pipeline up to the delivery point. Based on the operating design point, the required compressor power is calculated. *NatGasDesign* is based on steady-state flow analysis and computes the pressure drop along the pipeline successfully. A natural gas pipeline model is used as a test case for validation of the present methodology. A well-established commercial PIPESIM program was used to validate the present predictions. The pressure variation results predicted by *NatGasDesign* along the pipeline and the results obtained by the well-established PIPESIM software were compared with the available field data. For validation of the test case, TANAP which transports Azeri Gas through Turkey from Azerbaijan to Italy is used as the natural gas pipeline model. Pressure losses for an operating point of 1,9 billion m³ as annual flow capacity have been calculated using both *NatGasDesign* and PIPESIM programs and the comparison with the measured field data showed good agreement. As a second scenario, predictions of pressure losses for flow capacity of 16.2 billion m³/year where no field measurements were available, were compared only with the PIPESIM results and again, a good agreement was observed between the results.

Keywords: Natural gas pipelines, Gas hydraulic, Steady state, Pressure losses, Friction factor, Real gas, Compressibility, Density, Joule-Thomson cooling effect, Compressor power

TEŞEKKÜR

Tez çalıŐmalarım boyunca değerli katkı ve yardımlarıyla beni yönlendiren, çok değerli hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU'ya,

Bu tez çalışmasında ele alınan gerçek bir doğal gaz boru hattı sisteminin modellenmesi, *NatGasDesign* ile hesaplanan öngörülerin doğrulanması amacıyla saha ölçüm verilerinin paylaşılması, aynı zamanda şahsıma projenin her aşamasında muazzam bir iş deneyimi sağlaması sebebiyle TANAP Doğalgaz İletim A.Ő Genel Müdürü Sayın Dr. Saltuk DÜZYOL'a,

ÇalıŐmalarım boyunca destek veren yönetici amirlerim ve mesai arkadaşlarıma, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne ve destekleriyle her zaman yanımda olan anneme ve babama sonsuz Őükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
KISALTMALAR	xiv
SEMBOL LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Problemin Tanımı	1
1.1. Genel Bilgiler	3
1.1.1. Doğalgaz nedir?	3
1.1.2. Doğalgazın geleceği	4
1.1.3. Boru hatları ve çelik borular	6
1.1.4. Kompresör istasyonu.....	8
1.1.5. Blok vana, pig ve ölçüm istasyonları	10
1.2. Tezin Amacı	12
1.3. Literatür Araştırması	13
2. DOĞAL GAZ ÖZELLİKLERİ	19
2.1. İdeal Gazlar	19
2.2. Gerçek Gazlar.....	20
2.3. Sıkıştırılabilirlik Faktörü (Z).....	21
2.4. Gazın Termofiziksel Özellikleri.....	23
2.5. Doğalgaz Karışımının Kritik ve İndirgenmiş Özellikleri.....	28
3. YÜK KAYIPLARININ HESAPLANMASI	29
3.1. Akış Karakteri ve Reynolds Sayısı	30
3.2. Sürtünme Faktörü	31
3.3. Sürekli Kayıplar	33
3.4. Yerel Kayıplar	36
4. BORU HATTINDAKİ SICAKLIK DEĞİŞİMİ	45
4.1. Isı Transferi	45
4.2. Joule Thomson Etkisi	47
5. DOĞALGAZ BORU HATTI MODELİ	49
5.1. TANAP Doğalgaz Boru Hattı	49
5.2. Metodoloji	49
5.3. Doğal Gaz Bileşenleri ve İletim Yöntemleri.....	51
5.4. Boru Özellikleri ve Operasyonel Koşullar	53
5.5. PIPESIM ve NatGasDesign	55
6. KOMPRESÖR GÜCÜ	67
6.1. Sistem Yapısı	67
6.2. Temel Denklemler.....	68
6.3. Gaz Türbini ve Kompresör Seçimi	71

7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	73
7.1. Sonuçlar.....	73
7.2. Öneriler.....	77
KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	81



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Boru Hattı ve LNG Tankerleri ile gaz taşımacılığın mesafeye göre maliyet karşılaştırması – 30×10^9 m ³ /yıllık kapasite.	2
Şekil 1.2 : BP 2019 Enerji görünümü (2017-2040).	5
Şekil 1.3 : Çelik boru kesiti.	7
Şekil 1.4 : Kompresör istasyonu genel planı.	9
Şekil 1.5 : Kompresör ünitesi akış diyagramı.	9
Şekil 1.6 : Blok vana istasyonunun 3 boyutlu modeli.	10
Şekil 1.7 : Pig istasyonu yerleşim planı.	11
Şekil 1.8 : Ölçüm istasyonunun üstten görünümü.	12
Şekil 2.1 : Metan gazı için Standing-Katz diyagramı.	22
Şekil 2.2 : Gaz bileşenleri için viskozitenin sıcaklıkla değişimi (Menon, 2005).	25
Şekil 2.3 : Gaz viskozitesinin basınç ve sıcaklığa bağlı değişimi (Londono, 2005). ..	26
Şekil 2.4 : Doğalgaz karışımının özgül ağırlığı 0.6 için, özgül ısının sıcaklık-basınç grafiği (Moshfeghian,2009).	27
Şekil 3.1 : Viskoz alt tabakadaki pürüzlü ve pürüzsüz duvarların yakınında akış (Munson ve diğ., 2009).	32
Şekil 3.2 : Moody Diyagramı (Munson ve diğ., 2009).	35
Şekil 3.3 : Vana içindeki akış (Munson ve diğ., 2009).	37
Şekil 3.4 : 90° dirsekteki akış karakteri ve yerel kayıp katsayısı (Munson ve diğ., 2009).	38
Şekil 3.5 : Maksimum izin verilen soğuk büküm açısı.	40
Şekil 3.6 : Pig istasyonlarına giriş ve çıkışı gösteren dikey dirsekler.	41
Şekil 3.7 : Bir kıvrımda bir çift sarmal akışının şematik diyagramı a) boyuna kesit, b) enine kesit (dikdörtgen), (c) enine kesit (dairesel) (Idelchik, 1986).	41
Şekil 3.8 : Toplam Basınç Hatları (Rowe,1970).	42
Şekil 3.9 : Bir boru için büküm kaybı katsayıları (Babcock & Wilcox Co., 1978). ..	43
Şekil 4.1 : Silindirik duvar için sıcaklık dağılımı.	46
Şekil 4.2 : Boru Hattında Joule Thomson soğuma etkisi.	48
Şekil 5.1 : Gerçek boru hattı modeli (TANAP).	55
Şekil 5.2 : “NatGasDesign” Grafikselleştirilmiş kullanıcı arayüzünün ekran görüntüsü.	56
Şekil 5.3 : “NatGasDesign” Akış şeması.	57
Şekil 5.4 : NatGasDesign yazılımı ile Basınç - Yükseklik Profili (1,9 milyar m ³ /yıl kapasite için).	58
Şekil 5.5 : NatGasDesign ve PIPESIM’den elde edilen (a) statik basınç ve (b) sıcaklık değişim tahminlerinin, 1,9 milyar m ³ /yıl kapasite için saha ölçümleriyle karşılaştırılması.	59
Şekil 5.6 : 16,2 milyar m ³ /yıl kapasite için NatGasDesign ve PIPESIM’den elde edilen (a) statik basınç ve (b) sıcaklık değişim tahminleri	60
Şekil 5.7 : NatGasDesign’den elde edilen 1,9 milyar m ³ /yıl için (a) toplam basınç ve (b) toplam yük değişimi.	61

Şekil 5.8 : <i>NatGasDesign</i> 'dan elde edilen 16,2 milyar m ³ /yıl için (a) toplam basınç ve (b) toplam yük değişimi.	62
Şekil 5.9 : 16,2 milyar m ³ /yıl işletme koşulları altında Joule Thomson soğuma etkisinin (a) sıcaklık ve (b) statik basınç üzerine etkileri.	63
Şekil 5.10 : 1,9 milyar m ³ /yıl ve 16,2 milyar m ³ /yıl işletme koşulları altında gaz (a) Yoğunluk (b) Hız değişiminin karşılaştırılması.....	64
Şekil 5.11 : Kompresör istasyonunun gerekli olmadığı 1,9 – 4 – 6 - 8 milyar m ³ /yıl akış koşulları (a) ile kompresör istasyonunun gerekli olduğu 8-10-12-14-16,2 milyar m ³ /yıl işletme koşulları (b) altında statik basınç-mesafe değişiminin karşılaştırılması.	65
Şekil 6.1 : Tersinir kapalı çevrim için T-S diyagramı.....	69
Şekil 6.2 : Doğalgaz sıkıştırma işleminin genel planı.	71



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Tipik doğalgaz bileşenleri.....	4
Çizelge 1.2 : Dünya enerji tüketimi ve 2040 yılı beklentileri.....	5
Çizelge 1.3 : Dünyadaki doğalgaz ve petrol boru hattı uzunlukları.....	7
Çizelge 3.1 : Boru malzemelerine göre ortalama eşdeğer pürüzlülük.....	33
Çizelge 3.2 : Boru bileşenleri için kayıp katsayıları (Munson ve diğ., 2009).....	39
Çizelge 3.3 : Soğuk büküm dirsekler.....	40
Çizelge 5.1 : Doğalgaz bileşenleri.....	53
Çizelge 5.2 :Çeşitli akış koşulları için akış miktarları.....	54
Çizelge 5.3 : Boru tasarım parametreleri.....	54
Çizelge 5.4 : Malzeme özellikleri.....	54
Çizelge 5.5 : Çeşitli akış koşulları için gerekli kompresör gücü.....	66
Çizelge 6.1 : 16,2 milyar m ³ /yıl kapasite için kompresör tasarım parameterleri.....	71
Çizelge 6.2 : 16,2 m ³ /yıl için kompresörün ihtiyaç duyduğu güç.....	72
Çizelge 6.3 : Gaz türbini çalışma koşulları.....	72

KISALTMALAR

API	: Amerikan Petrol Enstitüsü
ASME B31.8	: Gaz iletimi ve dağıtım boru sistemleri (Gas Transmission and Distribution Piping Systems)
BP	: British Petroleum
CAPEX	: Capital Expenditure (Yatırım maliyeti)
DTM	: Sayısal arazi modeli (Digital terrain model)
DEM	: Sayısal yükseklik modeli (Digital elevation model)
EOS	: Hal denklemi (Equation of state)
FEED	: Front End Engineering Design (Temel mühendislik tasarımı)
GUI	: Graphical User Interface (Grafiksel kullanıcı arayüzü)
JT	: Joule Thomson soğuma etkisi
PIPESIM	: Steady-State Multiphase Flow Simulator by Schlumberger
TANAP	: Trans-Anatolian Natural Gas Pipeline Project
OPEX	: Operational Expenditure (İşletme maliyeti)

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

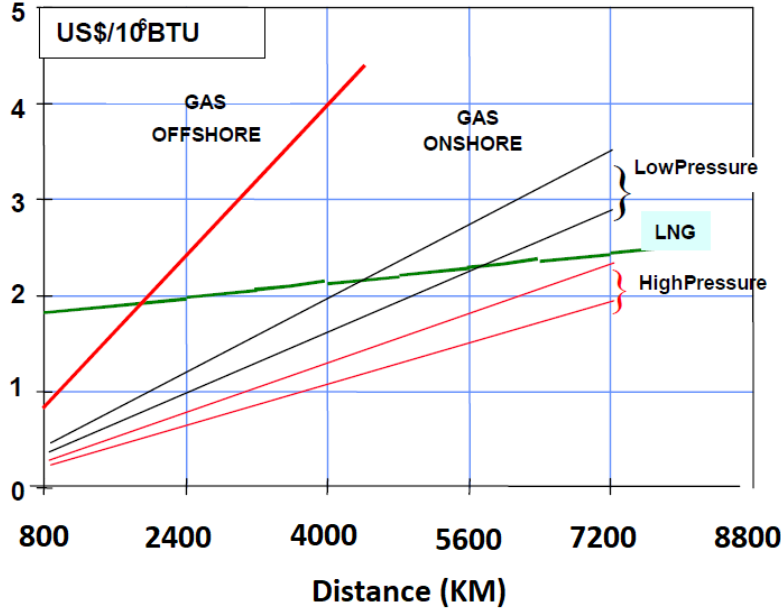
Simgeler	Açıklama
c	Ses hızı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
c_v	Sabit hacimde özgül ısı
f	Sürtünme faktörü
h	Isı aktarımı katsayısı
g	Yer çekimi ivmesi
h	Isı transferi katsayısı
k	Özgül ısı kapasitesi
K_L	Yerel kayıp katsayısı
L	Boru uzunluğu
n	mol
P	Basınç
q	Isı akısı
R	İdeal gaz sabiti (=8.31439J/molK)
Re	Reynolds sayısı
R_b	Dirsek yarıçapı
Nu	Nusselt sayısı
T	Sıcaklık
u	Akış hızının yatay bileşeni
U	Genel ısı transferi katsayısı
v	Akış hızının düşey bileşeni
x	Yatay koordinat eksen
z	Yükseklik
Z	Sıkıştırılabilirlik faktörü
ε	Boru iç pürüzlülüğü
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
ρ	Yoğunluk
τ	Kayma gerilmesi

1. GİRİŞ

1.1. Problemin Tanımı

Küresel enerji talebinin 2040 yılına kadar % 32 oranında artacağı tahmin edilmektedir. Paris İklim anlaşmasındaki karbon salımının azaltılmasıyla ilgili hedefleri 2040 yılına kadar yerine getirmek ve dünya enerji talebindeki artışı karşılamak için, karbon emisyonlarının yüzyılın ikinci yarısına kadar önemli ölçüde azaltılması önerilmektedir. Doğal gaz, kömür ve petrole alternatif enerji kaynağı olarak kabul edilir. Düşük karbonlu yakıt karışımına geçiş, esas olarak doğal gaz ile devam edilmesi beklenmektedir. Doğalgaza olan talebin, her yıl ortalama % 1,7 oranında ve 2040 yılına kadar toplamda yaklaşık % 46 oranında artacağı beklenmektedir. Bu sebeple, yeni doğal gaz boru hatlarının planlanması ve gerçekleştirilmesi gerektiği anlamına gelir (Dudley, 2019).

Gaz talebini karşılamak ve tedarik kaynağından markete doğalgazın iletimi; boru hatları veya LNG (sıvılaştırılmış doğalgaz) tankerleri ile yapılmaktadır. Her iki taşıma yöntemi de ciddi ve pahalı bir yatırım gerektirir. Gandolphe ve diğ. (2003), boru hattı ve LNG'nin ilk yatırım ve işletme maliyetlerini, taşıma mesafesine göre karşılaştırmıştır. Maliyetlerdeki farklılıklar ve sonraki yıllarda beklenen maliyet değişim eğilimleri, boru hattının veya LNG seçeneklerinin tercih noktasını etkiler. Belirli bir tedarik yolu için en ekonomik taşıma yönteminin belirlenmesinde, mesafe ve taşınan hacimler kilit faktörlerdir. Düşük hacim gaz iletimi ve kısa mesafeler için, boru hatları genellikle daha ekonomiktir. Genel maliyetler mesafeden daha az etkilendiğinden, LNG uzun mesafeli taşımacılık için daha rekabetçidir. Fakat, büyük kapasiteli gaz taşımacılığı söz konusu olduğunda (yaklaşık 30×10^9 m³ / yıl) ve Şekil 1.1'de gösterildiği gibi, yüksek basınçlı boru hatları ile gaz nakli oldukça rekabetçi görünmektedir. Uluslararası gaz ticareti, sadece uzun mesafeli gaz boru hatları ile ekonomik olacaktır.



Şekil 1.1 : Boru Hattı ve LNG Tankerleri ile gaz taşımacılığın mesafeye göre maliyet karşılaştırması – 30×10^9 m³/yıllık kapasite.

Temel Mühendislik Tasarımı (FEED), ana tasarım parametrelerinin belirlenmesi, temel mühendislik çalışmalarının yapılması ve projenin kaba yatırım maliyetlerinin tahmin edilmesini sağlar. FEED çalışmalarının tamamlanması ile birlikte, yatırımcılar projenin gerçekleşmesi için, “Nihai Yatırım Kararı” alır. Bu, Petrol ve Gaz Endüstrisinde projeyi gerçekleştirmek için her şeyin başladığı noktadır (Devon, ve diğerleri, 2015).

Bu noktada, doğal gaz boru hattı sistemi yüksek sermaye yatırımı gerektirdiğinden, optimal düzeyde doğal gaz boru hattı sistemi için tasarım parametreleri belirlenmelidir. Akış simülatörü, boru hattının kararlı durum davranışını tahmin etmek için gereklidir. Boru hattının herhangi bir noktasındaki gazın basınç, sıcaklık ve yoğunluğu ile gazın termodinamik özelliklerinin akış debisi, boru et kalınlığı, çapı ve iç pürüzlülüğüne bağlı olarak nasıl değiştiğini, boru hattı boyunca meydana gelen basınç kaybını karşılayacak kompresör gücü ve kompresör istasyonu sayısı gibi birçok detayın belirlenmesinde önemli rol oynar.

Bu çalışmanın temel amacı, doğal gaz boru hattı sisteminin tasarımı için kararlı durum akışında boru hattı ve yer üstü tesislerinin çalışma koşullarının belirlenmesini veya optimize edilmesini akış simülasyonu yaparak sağlayacak kullanıcı arayüzüne sahip bir yazılım geliştirmektir.

1.1. Genel Bilgiler

Amerika Birleşik Devletler’inde Petrol ve Doğalgaz kullanımları dışında; dövme demir boru hatları kullanımı 1830’larda başlamıştır. İlk ticari petrol kuyusunun 1859 yılında Pensilvanya’da devreye alınması ile birlikte, ilk kez “Albay” Edwin Drake tarafından petrol taşımacılığı için ticari boru ile taşınmaya başlamıştır.

İlk kullanılan ticari borular kısa ve basitti, yalnızca petrol kuyularından tanklara veya rafineriye ulaştırmak için kullanılıyordu. Zamanla nüfus artışı ile birlikte, petrol ve petrol ürünlerine olan talep hızla artınca, daha fazla kuyuya ve ürünlerin yeni pazarlara ulaştırılması ihtiyacı ortaya çıktı. İlk petrol taşımacılığı kara, demir ve denizyolu vasıtası ile fiçilerde gerçekleştiriliyordu, bu durum daha iyi ve uzun boru hatlarının gelişmesine öncülük etti.

1860’lı yıllarda boru üretiminin kalite kontrolü bir gerçeklik haline geldi ve borular dövme demirden çeliğe geliştirildi. Dünyanın ilk boru hattı, petrolcülükte ilk olan ABD’de 1865 yılında Van Syckle tarafından yapılmıştır. Bu küçük boru hattı Pithole City ile Oil Creek Demiryolu arasında 8 km uzunluğa ve 2” çapa (yaklaşık 5 cm) sahipti.

1891 yılında ilk büyük doğal gaz boru hattı inşaa edildi ve yaklaşık 120 mil (193 km) uzunluğunda, Indiana’daki doğalgaz kuyularından Chicago şehir merkezine taşındı.

Teknoloji, daha kaliteli boruların üretilmesi ile boru hattının daha iyi yollarla toprağa gömülmesini, boru hattı güvenliği ve anlık analizler için uzaktan kontrolünü sağlayan işletme ve bakım tekniklerinin geliştirilmesini sağladı.

Bu Petrol ve Doğalgaz endüstrisinde güvenli ve ekonomik taşımacılıkta önemli rol oynamasını sağlamıştır (American Petroleum Institute).

1.1.1. Doğalgaz nedir?

Yeryüzünün derin katmanlarında milyonlarca sene içerisinde, organik madde olarak bilinen bitki ve hayvan artıklarının kimyasal ayrıma uğrayarak geçirdiği doğal dönüşüm sonucunda basınç, sıcaklık ve radyoaktivitenin etkisiyle ayrışarak petrol, kömür ve doğalgaz meydana gelmektedir. Fosil yakıtların bir parçası olan hidrokarbon esaslı doğalgaz, yer altında kayaların boşluklarına sıkışmış şekilde veya geniş rezervuar olarak bulunur. Doğalgaz kaynağından çıkar çıkmaz, herhangi bir işlem görmeden kullanılır (Rojey, ve diğerleri, 1997).

Biyojenik gaz, organik maddenin anaerobik bakteriyel olarak ayrışmasıyla sığ derinliklerde ve düşük sıcaklıklarda oluşur. Buna karşılık, termojenik gaz ise daha derinlerde organik maddelerin ısı olarak çatlaması ve hidrokarbon sıvılarına veya gaza dönüşmesi ile petrolün yüksek sıcaklıkta ısı olarak çatlamasıyla oluşur. Biyojenik gaz, tamamen metan içerir. Termojenik gaz ise önemli miktarda etan, propan, butan ve daha ağır hidrokarbonları içerir. Bu sebeple, Çizelge 1.1’de gösterildiği gibi, doğal gazın ana bileşeni metandır, az miktarda da etan, propan atom, butan ve karbondioksitten oluşan renksiz, kokusuz ve havadan hafif bir gazdır (Speight, 2002).

Çizelge 1.1 : Tipik doğalgaz bileşenleri.

Tipik Doğalgaz Bileşenleri		
Bileşen		Mol (%)
Metan	CH ₄	> 85
Etan	C ₂ H ₆	3-8
Propan	C ₃ H ₈	1-2
Butan	C ₄ H ₁₀	<1
Pentan	C ₅ H ₁₂	<1
Nitrojen	N ₂	1-5
Karbondioksit	CO ₂	0.2
Helyum	He	<0.5

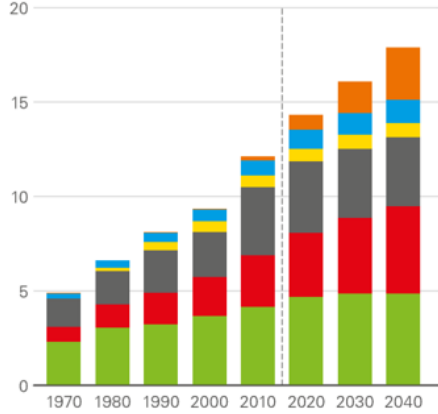
1.1.2. Doğalgazın geleceği

Küresel sıcaklık artışını, yüzyılın sonuna kadar 2 derecenin altında tutmayı hedefleyen Paris Anlaşması 22 Nisan 2016’da New York’ta imzalandı ve 184 ülke taraf oldu. Avrupa Birliği 2050 yılına kadar sera gazı emisyonunu 1990 yılındaki seviyeye göre, % 80 azaltmayı hedefliyor (Wendel, 2018). Şekil 1.2’de görüldüğü gibi, Dünyada, düşük karbonlu enerjiye geçiş sürecine girilmiş olup, BP 2019 Enerji görünümüne göre;

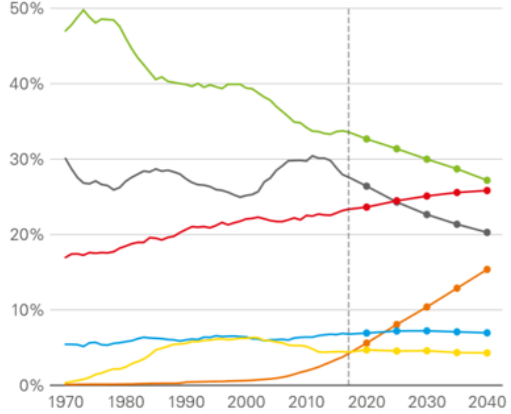
- 2040 yılına kadar küresel enerji talebi %32 artacak. (2017-2040)
- Küresel çapta doğalgaz talebinin büyük artış göstereceğine ve kömürü geride bırakarak dünyanın ikinci büyük enerji kaynağı olacağı öngörülmüştür. (2017-2040 arasında % 46 artış)

Daha düşük karbonlu enerji kaynaklarına geçiş sürecinin, yenilenebilir enerji ve doğalgazın önderliğinde devam edeceği öngörülmektedir.

Birincil Enerji Tüketimi
Milyar Ton (Petrol Eşdeğeri)



Birincil Enerji Kaynaklarının Dağılımı



Şekil 1.2 : BP 2019 Enerji görünümü (2017-2040).

Küresel enerji tüketimini oluşturan farklı enerji kaynaklarının birbirine göre eşdeğerliliğini belirlemek için kullanılan “Mtoe” milyon tona eş değer petrolün enerjisi anlamına gelmektedir. Çizelge 1.2 ‘de görüldüğü gibi, 1995 ile 2017 yılları arasında dünya enerji tüketimi yaklaşık %58 artmış ve tüketim payı içerisinde en büyük artışı yenilenebilir enerji ve doğalgaz kaydetmiştir. Dünya enerji talebinde, teknolojik gelişmeler, ısı verimliliğinin artması ve küresel ısınma tedbirlerinin faaliyete geçmesiyle birlikte, 2017-2040 yılları arasında dünya enerji talebindeki artış yaklaşık % 32 olarak beklenmektedir. Petrolün birincil enerji kaynakları içerisindeki payı keskin bir şekilde düşmeye devam ederken, doğalgaz payını istikrarlı bir şekilde artırması ve petrol ile yaklaşık aynı paya ulaşması beklenmektedir (Dudley, 2019).

Çizelge 1.2 : Dünya enerji tüketimi ve 2040 yılı beklentileri.

Yıl	Tüketim Payı			Değişim Enerji Talebindeki Artış	
	1995	2017	2040	1995-2017	2017-2040
Tüketim (Mtoe*) *Milyar Ton Petrol	8565	13511	17866	58%	32%
Petrol	40%	37%	27%	34%	7%
Doğal gaz	21%	23%	26%	74%	46%
Kömür	26%	28%	20%	68%	-3%
Nükleer	6%	4%	4%	13%	29%
Hidro	7%	7%	7%	63%	36%
Yenilenebilir	1%	4%	15%	1174%	381%

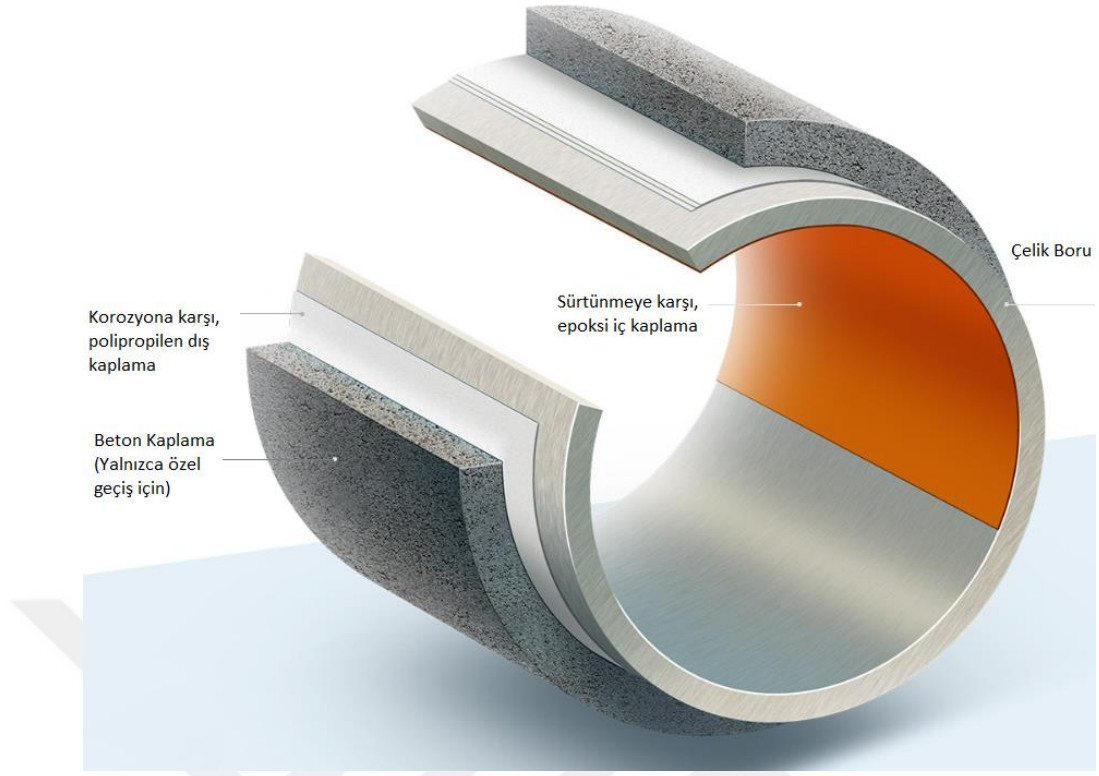
1.1.3. Boru hatları ve çelik borular

Boru hattı nakliyesi öncelikle petrol ve doğal gaz taşımacılığı olmak üzere sıvılar ve gazların taşınması için kullanılır.

19. yüzyılda petrol keşfedildi ve kısa süre içinde sanayi devriminin ayrılmaz bir parçası oldu. Petrol ilk keşfedildiği zamanlarda, nakliyesi vagonlar (demiryolları) ve tankerler vasıtası ile yapılmaktaydı. Petrol, dünyada hızlı talep karşısında fiyatının yükselmesiyle değerli maden haline gelmiştir. Bu nakliye şekli, artan hırsızlık olayları sebebiyle, güvenlik sorunları doğurmaya başladı. Bununla birlikte, petrolün çıkarıldığı kuyudan, rafineriye ve oradan da denizaşırı tüketici ülkelere kadar uzanan tedarik-transit ve tüketici zincirinde, sızıntılar, dökülmeler ve yangın riski sebebiyle, çevre ve iş güvenliği problemlerini beraberinde getirmiştir.

Güvenli, çevreci ve kesintisiz nakliye için boru hattı ile taşımacılık ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Boru hatları, ilk yatırım maliyetleri yüksek olsa da, uzun vadede işletme maliyetleri ucuz olduğu için tercih edilir.

Boru hatları güvenli, verimli ve çoğu gömüldüğü için büyük ölçüde görünmezdirler. Ham petrol, karada ve denizde bulunan petrol sahalarından, yakıtlara ve diğer ürünlere dönüştürüldüğü rafinerilere, rafinerilerden de perakende satış noktalarına taşınır. Ana iletim hatlarıyla gelen doğalgaz, daha küçük çaplı boru hatları ile ağ oluşturularak, sanayi, iş yeri ve evlere ulaştırılır. Dünya petrol ve doğalgaz sanayiinde, API (Amerikan Petrol Enstitüsü) standardı kullanılır. Doğalgaz, boru hatlarında meydana gelen sürekli ve yerel kayıpları karşılamak için, kompresör istasyonları ile basınçlandırılarak iletilmektedir. Boru hatlarının bu basınçlara dayanabilmesi için yüksek karbon çeliğinden üretilmiş borular uç uca özel olarak kaynatılarak boru hattını oluşturmaktadır. Yüksek karbon çeliği olarak X-52 ve X-60 kullanır. Çeliklerde dayancı artırmanın en etkin yöntemi, karbon içeriğini artırmaktır. Ancak, karbon artırıldıkça çarpma tokluğu ve kaynaklanabilirlik olumsuz etkilendiğinden yüksek dayanımlı düşük alaşımlı (YDDA) çeliklerinin geliştirilmesine, bir anlamda, tersten başlanılmıştır. Yani, tokluk ve kaynaklanabilirliği yüksek tutmak için çeliğin karbon (%C) düzeyleri düşük tutulmuştur. Sonraki süreçlerde, metalbilimsel yöntemler kullanarak çeliğin dayancını yükseltmek olmuştur. Yüksek dayanım gereksinimleri ve artırılmış güvenlik faktörleri ile birlikte X-65, X-70 ve X-80 çelikleri geliştirilmiştir. Bu çeliklerde yüksek dayanım dışında, yüksek çarpma tokluğu ile yüksek kaynaklanabilirlik de sağlanmıştır (Tekin, 2012).



Şekil 1.3 : Çelik boru kesiti.

Şekil 1.3’de gösterildiği gibi, X-70 karbon çeliğindeki boruya, sürekli kayıpları azaltmak için boru iç yüzeyine düşük pürüzlülüğe sahip epoksi kaplama kullanılır. Gömülü boruyu korozyona karşı korumak için dış yüzeyine polipropilen kaplama ve özel geçişlerde kullanılması için dış yüzeyi beton ile kaplanır (Turkstream, 2019).

Boru hattı ağının büyük bir çoğunluğu Amerika Birleşik Devletleri, Rusya ve Kanada’da olmakla birlikte, tüm dünyada 3,5 milyon km’den fazla boru hattı olduğu tahmin edilmektedir. Bu üç ülke tek başına küresel boru hattı ağının yaklaşık % 75’ini oluşturmaktadır. Türkiye’de ise yaklaşık 16 bin km boru hattı mevcuttur (Anonim).

Çizelge 1.3 : Dünyadaki doğalgaz ve petrol boru hattı uzunlukları

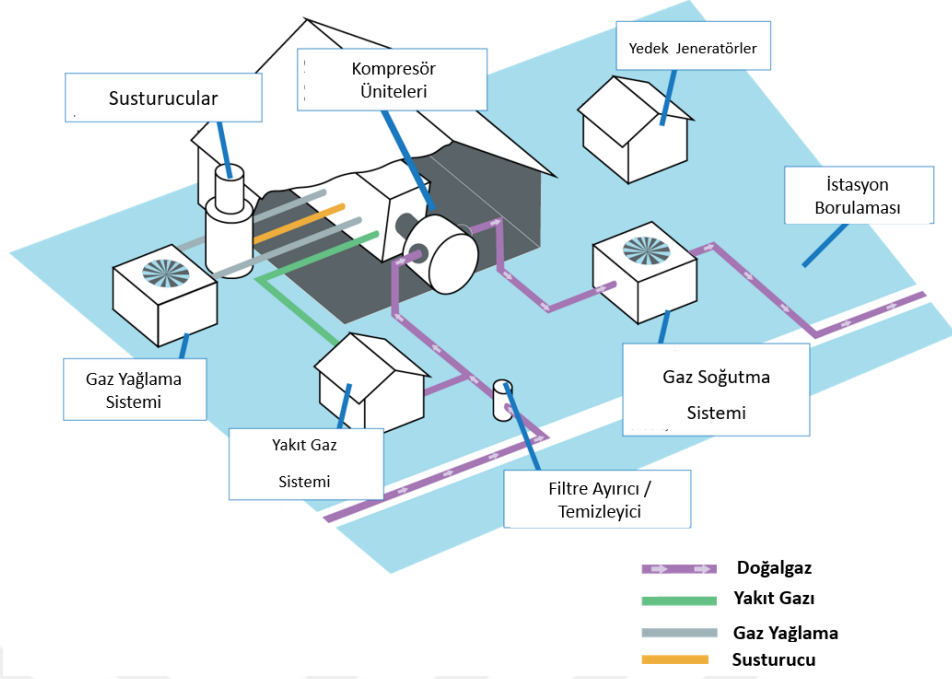
Sıra	Ülke	Boru Hattı Uzunluğu (km)
1	Amerika Birleşik Devletleri	2,225,032
2	Rusya	259,913
3	Kanada	100,000
4	Çin	86,921
5	Ukrayna	45,597

1.1.4. Kompresör istasyonu

Kompresör istasyonları, doğalgazın kuyudan son kullanıcıya iletimini sağlayan boru hattı sistemlerinin önemli bir parçasıdır. Sürekli ve yerel kayıplar doğalgazın boru hattı boyunca iletilmesi sırasında basıncı azaltır, gazın hareketini yavaşlatır. Kompresör istasyonları stratejik olarak, gaz basıncının ve akışın korunmasına yardımcı olmak için boru hattı ağına yerleştirilir.

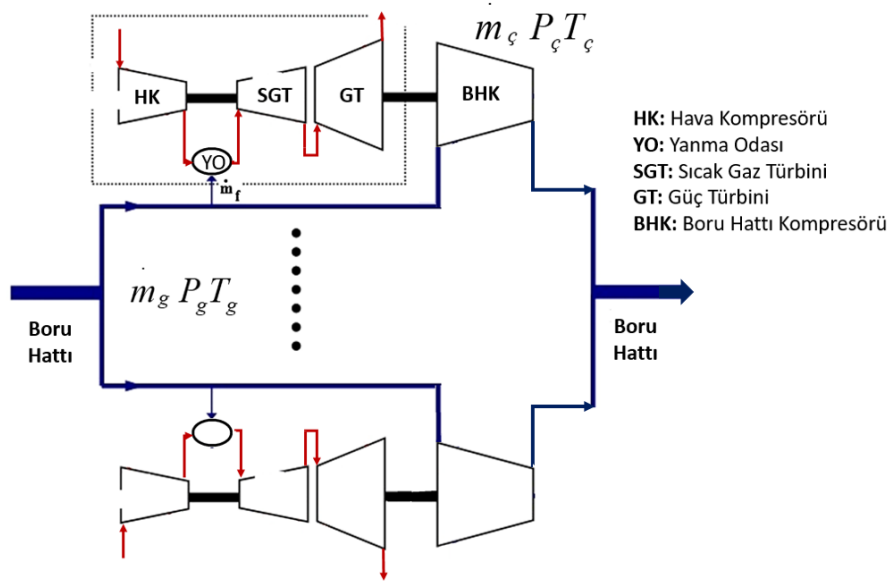
Şekil 1.4'te gösterildiği gibi, doğalgaz istasyon borulaması yardımıyla istasyona girer, önce filtre ayırıcıya gelerek doğalgaz içerisinde bulunan yabancı cisimlerin temizlenmesi sağlanır. Doğalgaz temizlendikten sonra, gaz kompresörlere ulaşır. Bilgisayarlar, sistem akış gereksinimini sağlamak için gereken akış miktarını ve ünite sayısını düzenler. Kompresör ünitelerinin çoğu paralel olarak çalışmaktadır. Her bir kompresör ünitesi, gazı tekrar boru hattına vermeden önce; gazın ihtiyaç duyduğu ilave basıncı sağlar. Gerekli olan ilave basınç çok yüksek ise, bir kaç kompresör ünitesi seri ve kademeli olarak bu basıncı sağlar.

Doğalgaz sıkıştırıldığında, basınç ile birlikte sıcaklık da artar. Boru hattı sisteminde maksimum izin verilen sıcaklığı aşması durumunda, boru iç pürüzlülüğüne zarar vermemek ve iletim verimini artırmak için, gazı boru hattına geri vermeden önce soğutma ünitesine gönderilir. Basıncıdaki her 100 psi (6.9 bar) sıkıştırma, gazın yaklaşık olarak 7-8 °C ısınmasına sebep olur. Çoğu kompresör istasyonu, fazla ısıyı hava soğutucu sistemi ile soğutur. Bağımsız kompresör ünitelerinin çalışması ile üretilen ısı, bir otomotiv radyatörüne benzer ve kapalı soğutma sistemi aracılığıyla dağıtılır. Kompresör istasyonlarının çoğu, boru hattından geçen doğalgazdan elde edilen enerji ile çalıştırılır. Ancak bazı ülkelerdeki çevresel ve güvenlik nedenleri sebebiyle doğalgazdan üretilen elektrik enerjisi ile çalıştırılır. Gazla çalışan kompresörler, geleneksel pistonlu motorlar veya doğalgaz türbini üniteleri ile çalıştırılabilir (Messersmith, 2015).



Şekil 1.4 : Kompresör istasyonu genel planı.

Şekil 1.5’de görüldüğü gibi, boru hattından gelen gaz için, yüksek sıkıştırma oranına ihtiyaç duyulduğunda aynı shaft üzerinde yer alan santrifüj kompresör ve gaz türbininden oluşan kompresör üniteleri paralel olarak tasarlanır. Burada \dot{m}_g , P_g , T_g sırasıyla kütleli debi, giriş basıncı ve sıcaklığı temsil eder. Kütleli debi, çıkış basıncı ve sıcaklığı ise sırasıyla \dot{m}_ζ , P_ζ , T_ζ ile gösterilir.

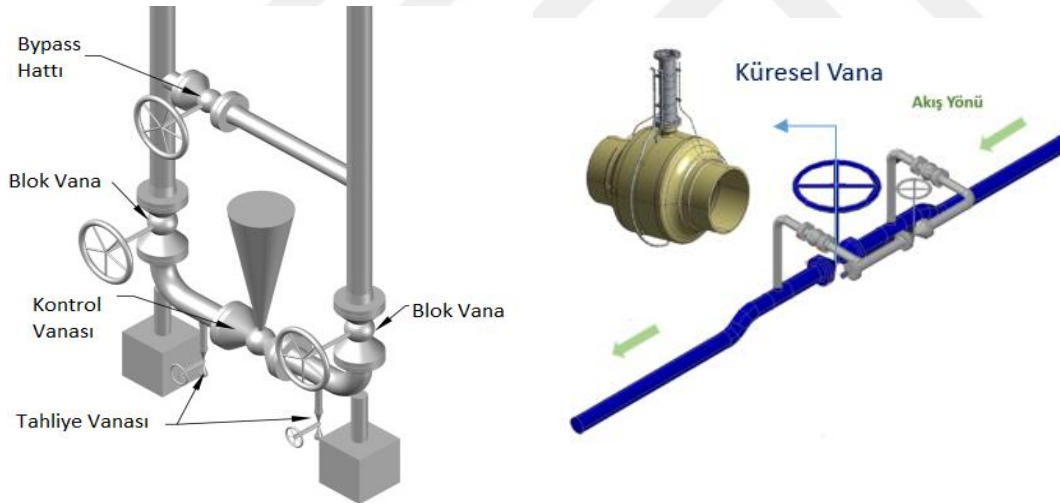


Şekil 1.5 : Kompresör ünitesi akış diyagramı.

1.1.5. Blok vana, pig ve ölçüm istasyonları

Blok Vana İstasyonları, boru hatlarının güvenli şekilde işletilmesi, bakımı ve acil durumlarda hattın güvenliğini sağlamak üzere belirli aralıklarla boru hattı boyunca yerleştirilir. Şekil 1.6 'da görüldüğü gibi blok vanalar, tamamen açık pozisyonda iken gazın minimum akış kısıtlaması ve basınç kaybıyla geçmesine izin verirken, tamamen kapandığında sıkı bir sızdırmazlık sağlar.

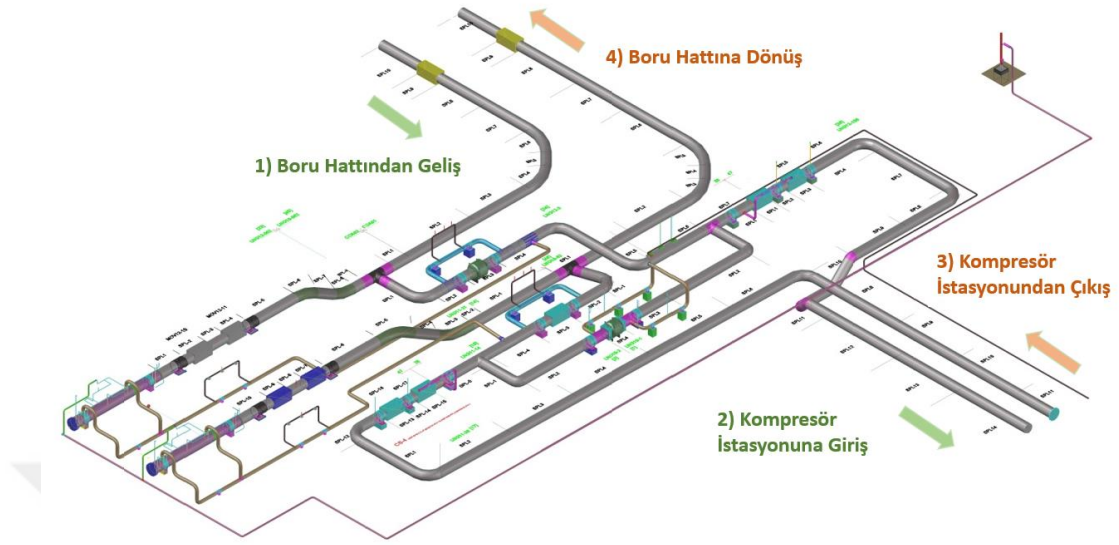
Daha sıkı açma/kapama kontrolü, küresel vanalarla gerçekleştirilir. Blok vanalar ve bypass vanaları tamir ve bakım kolaylığı sağlar. Kontrol vanası onarım altındayken, akış, bypass hattı üzerinden manuel olarak kontrol edilebilir. Bu vanalar, boru hattında oluşabilecek deprem, heyelan, toprak kayması gibi doğal felaket durumunda, iş makinelerinin kaza ile hattı delmesi veya hırsızlık/terör gibi üçüncü parti taraflarca hatta zarar verilmesi durumunda hattın güvenliği için gereklidir. Boru hattındaki entegre sistemler, basınç düşüşüne duyarlı olduğu için çevreye verilen zararı ve gaz kaybını en aza indirmek için vanaların otomatik kapatılmasını sağlar. Böylece, yalnızca iki vana arasındaki gaz kaybı ile kısıtlanır (Stewart, 2016).



Şekil 1.6 : Blok vana istasyonunun 3 boyutlu modeli.

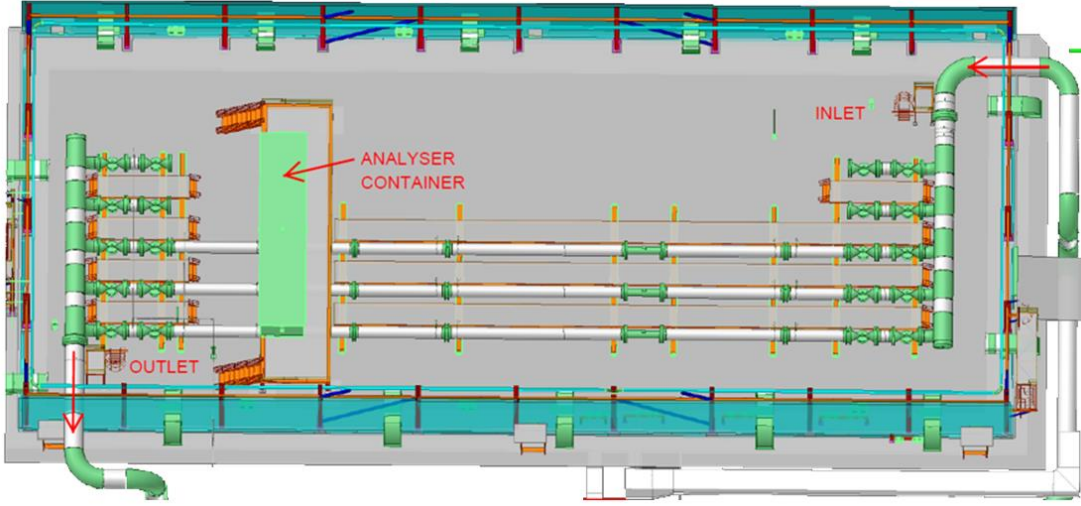
Pig İstasyonları, boru hatları üzerine yerleştirilen blok vana istasyonlarına göre daha geniş aralıklarda ve sayıca daha az olacak şekilde konumlandırılır. Bu istasyonlar vasıtası ile boru hattının korozyon etkilerini azaltmak için belirli zamanlarda gönderilen temizlik pigi ile boru hattı temizliği, hattın bütünlüğü ile ilgili (boru eğilmesi, kaynak hasarları, ovalite oluşması vb.) kontrol ve tespit amaçlı akıllı pigler gönderilir. Şekil 1.7'de gösterildiği gibi, pigin atılmadığı zamanlarda, pig alışı ve atışı istasyonları dışındaki bütün vanalar açıktır. Gaz, boru hattın ayrılıp, pig ve kompresör

istasyonu içerisindeki dolaşımını tamamladıktan sonra ana hatta geri döner (McAllister, 2009).



Şekil 1.7 : Pig istasyonu yerleşim planı.

Ölçüm İstasyonları, ticari gaz anlaşmalarında giriş/çıkış noktalarında gazın basınç, sıcaklık ve debi değerleri gibi parametrelere uyulması beklenir. Gazın şebekeye teslim edilmeden önce çıkış noktasında bir ölçüm istasyonu ve aynı şekilde gazın teslim alındığı bölgede sisteme girmeden önce diğer ölçüm istasyonu konumlandırılır. Boru hattında taşınan doğal gazın miktar ve kalitesinin sürekli ve aynı anda analizi için tasarlanmış bir boru hattı istasyonudur. Şekil 1.8’de gösterildiği gibi, bilgisayar iş istasyonu, çok yollu ultrasonik debimetre ve gaz kromatografi içeren bir sisteme sahiptir. Gazı ölçmek ve basıncı düşürmek için kollara ayırır. Bu işlevleri yerine getirmek için, ısıtıcılara, filtrelere, basınç düzenleyicilere ve düşürücülere sahip olmalıdır. Ölçüm istasyonuna gelen gaz, filtre ayırıcı, orifis ve ultrasonik ölçerler, ısı değiştirgeci, basınç ve sıcaklık göstergeleri gibi bileşenlerden geçmektedir (Mokhatab, 2009).



Şekil 1.8 : Ölçüm istasyonunun üstten görünümü.

Yukarıda bahsedilen istasyonlar ve yerel bileşenleri, sistemin yerel yük kayıplarını oluşturur.

1.2. Tezin Amacı

Tez çalışmasının amacı, yüksek basınçlı doğalgaz boru hattı projeleri için ticari gaz sözleşmelerinde ve market anlaşmalarında taahhüt edilen yıllık gaz akış miktarı, gazın bileşenleri, giriş ve çıkış noktalarındaki gazın basınç ve sıcaklık değerlerini dikkate alarak, boru hattı boyunca meydana gelen yük kayıpları ile bu kayıpları karşılayacak gerekli kompresör gücünü hesaplayan bir yazılım geliştirmektedir. Excel VBA GUI (Grafiksel Kullanıcı Arayüzü) ortamında geliştirilerek boru hattı boyunca gazın basınç, sıcaklık ve termodinamik özelliklerinde meydana gelen değişimleri tahmin etmek, bu sayede CAPEX (ilk yatırım harcaması) ve OPEX (işletme giderleri) için optimum maliyetlerin belirlenmesine yardımcı olması amaçlanmıştır.

Mevcut tez çalışmasında, ticari bir yazılım olan PIPESIM ortamında, TANAP (Trans Anatolian Natural Gas Pipeline Project) boru hattı ile bu hattın üzerinde tesis edilmiş olan, kompresör, ölçüm ve blok vana istasyonları birlikte modellenmiştir. Çeşitli koşullar altında, kararlı durum için gazın termodinamik özelliklerinin ve basınç kayıplarının hat boyunca nasıl değiştiği analiz edilmiştir.

Mevcut sonuçları doğrulayabilmek amacıyla, tez çalışması kapsamında kullanılan matematiksel modeller ve korelasyonların seçimi için, hata oranlarını minimuma indirecek alternatif farklı denklem ve korelasyonlar literatür araştırmaları ile karşılaştırılmış ve tezin amacına uygun matematiksel modeli oluşturacak denklem ve

korelasyonlar seçilmiştir. Excel Visual Basic ortamında, grafiksel kullanıcı arayüzü ile *NatGasDesign* adı verilen bir boyutlu (1B) akış simülasyon programı geliştirilmiştir. *NatGasDesign* ile elde edilen sonuçlar, ticari bir yazılım olan PIPESIM sonuçları ve boru hattının saha ölçümleri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

1.3. Literatür Araştırması

Literatür araştırmaları sonucunda gaz boru hatlarındaki yük kayıpları, sıcaklık değişimi, gazın termofiziksel özellikleri, yük kayıplarını karşılamak için gerekli kompresör gücü ile ilgili birçok çalışma yapıldığı belirlenmiştir. Bu bölümde tez çalışmasına uygun olan çalışmalar özetlenmiştir.

Akışkanların analizinde enerjinin korunumu yasası kullanılabilir. Bernoulli Denklemi, enerji ilkesinin korunmasının ifadesi olarak kabul edilir. Bu Denklem, akışkanlar mekaniğindeki en faydalı denklemlerden biridir. Bernoulli Enerji Denklemi; kararlı, sıkıştırılmaz ve viskoz olmayan akışın olduğunu varsayar. Bu Denklem, viskoz akışın bir sonucu olarak yük kayıplarını hesaba katacak şekilde geliştirilmiştir. Boru hattındaki basınç düşüşünü (yük kayıpları) hesaplamak için, genişletilmiş Bernoulli denklemi enerji prensibinin korunumu olarak kullanılır. Türbülanslı boru akış analizlerinin çoğu deneysel verilere ve yarı-ampirik formüllere dayanmaktadır (Munson ve diğ., 2009).

Boru akışında meydana gelen toplam yük kaybını belirlemek için, boru akışının analizinde enerji denklemi kullanılır. Boru hattı sistemleri için toplam yük kaybı, sürekli kayıplardan ve yerel kayıplardan oluşmaktadır. Sürekli kayıplar boru hattındaki sürtünme etkilerinden, yerel kayıplar ise vanalar, filtreler, debimetreler, dirsekler gibi boru hattı sistemi bileşenlerinden kaynaklanır. Kavisli bileşenlerde (dirsekler, kıvrımlar) akış yönünün değişimi, büküm merkezinden borunun dış duvarına doğru yönelmiş merkezkaç kuvvetlerinin ortaya çıkmasına neden olur. Büküm kaybı katsayısı, boru hattının yön değiştirmesinden dolayı yerel yük kaybı olarak kabul edilir, dirseklerin büküm oranına ve açısına bağlıdır (Idelchik, 1966).

Kandlikhar ve diğ. (2005), tek fazlı akışta sürekli yük kayıpları üzerindeki yüzey pürüzlülüğü etkileri ile ilgili deneysel ve teorik sonuçları karşılaştırmıştır. Kiijarvi (2011), Kararlı ve türbülanslı boru akışlarında sürekli yük kaybı olarak bilinen, Darcy-Weisbach sürtünme faktörünü hesaplamak için; Moody Diyagramı, Colebrook, Blasius, Swamee-Jain ve Haaland denklemlerini incelemiştir. Colebrook (kapalı)

denklemler yalnızca iterasyon ile çözülebilir. İteratif çözüm gerektiren Colebrook denklemleri, çok fazla data için çözüm gerekmesi halinde işlemci performansının zaman alacağı ve muhtemel yakınsama hatası olabileceğini vurgulamıştır. Sınır tabakası türbülanslı boru akışında ince olabileceğinden, Darcy sürtünme faktörü borunun pürüzlülüğüne bağlıdır. Colebrook denkleminin bu pürüzlülük için bir terimi vardır. Darcy sürtünme faktörünün Colebrook denkleminden yinelenmesini önlemek için, yeni denklemler türetilmiştir. Blasius, Swamee-Jain ve Haaland denklemleri kararlı ve türbülanslı akış durumu için Colebrook denkleminin çözümü ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, Blasius denklemi yalnızca Reynolds sayısına bağlı ve boru pürüzlülüğüne bağlı olmadığı için, yalnızca pürüzsüz boru ve Reynolds sayısının 10^5 'e kadar olduğu durumlarda kullanılabilir. Haaland ve Swamee-Jain denklemlerinin Colebrook denklemine göre hata oranı $\pm 0.05\%$ 'dir. Bu sebeple Haaland ve Swamee-Jain her ikisi de Colebrook denklemi yerine kullanılabileceğini belirtmiştir.

Azubuike vd. (2006), Düşük sıcaklık ve basınçlarda, ideal gaz yasası doğal gazın davranışını yeterli olarak tahmin edebilirken, daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda, ideal durum hal denklemin kullanılması, % 500 kadar büyük hatalara yol açtığını belirtmiştir. Gerçek gazlar için basınç-hacim-sıcaklık (PVT) değişkenlerini deneysel verilerle ilişkilendirme girişiminde sayısız hal denklemleri geliştirilmiştir. P, V ve T değişkenleri arasında daha kesin bir ilişki olduğunu ifade etmek için, İdeal gaz yasasına "gaz sıkıştırılabilirlik faktörü", "gaz sapma faktörü" veya sadece "Z" faktörü adı verilen bir düzeltme faktörü getirilmelidir. "Z" faktörü, gerçek gazın belirli bir basınç ve sıcaklıktaki ideal gaz davranışından ne kadar saptığını gösterir. Z faktörü için doğru ölçümler son derece zor ve pahalıdır. Dolayısıyla, laboratuvar verilerine dayanan ve buna göre geliştirilmiş korelasyonlarla tahmin edilir. Birkaç gaz sıkıştırılabilirlik faktörü yaklaşımı, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Doğalgazı oluşturan tüm bileşenleri de hesaba katarak hesaplanan gaz sıkıştırılabilirlik faktörü ve buna dair yapılan çalışmalar iki boyutsuz parametre (indirgenmiş sıcaklık ve indirgenmiş basınç) kullanılarak yeterli doğrulukta sıkıştırılabilirlik "Z" faktörünün hesaplanabileceğini ortaya koymuştur. "Pr" ve Tr" ye bağlı "Z" faktörü Standing-Katz Şemasından elde edilir. Bilgisayar hesaplamalı modeller için, non-linear yada polinom denklemleri olarak geliştirilen korelasyonlar farklı indirgenmiş sıcaklık ve indirgenmiş basınç aralığında daha az hata vermektedir. Laboratuvar ortamında yapılan çalışmaya göre; "Hall and Yarborough" korelasyonu, laboratuvar sonuçlarının çok üzerinde (overestimated) sonuç verirken, "Beggs and Brill" korelasyonu ise, daha altında sonuç

vermektedir. “*Dranchuk and AbuKassem*” belirli basınç aralıkları için daha az hata payı vermektedir. Bu durumda, korelasyonlar hatalarının en düşük çıktığı sıcaklık ve basınç aralıkta uygulanması tavsiye edilmektedir.

Bunun üzerine, Menon (2005), gaz sıkıştırılabilirlik faktörü için, “*Dranchuk and Abu Kassem*” methoduna alternatif daha kolay hesaplanabilen ve daha az hata payına sahip olacak alternatif denklemleri incelemiştir. “*Dranchuk-Purvis-Robinson*”, American Gas Association (AGA), California Natural Gas Association (CNGA) Methodlarını karşılaştırmıştır. Dranchuk Methodu, “*Benedict-Webb-Rubin*” olarak bilinen durum denkleminin Standing-Katz diyagramı için korelasyon yapılmış halidir. AGA Methodu ise karmaşık matematiksel algoritma kullanılır. Bu nedenle, manuel hesaplamalara kolaylıkla uyum sağlamaz. AGA methodunun doğruluğu, sınırlı sıcaklık ve basınç şartlarında geçerlidir. CNGA Methodunda ise, basıncın 7 Bar’dan fazla olduğu durumlarda geçerlidir. Hesaplanan sıkıştırılabilirlik faktörleri oldukça doğrudur ve genel olarak, belirlenen sıcaklık ve basınç aralığında kalmak kaydı ile, Standing-Katz çizelgesinden +/- % 0,03 sapma yapmaktadır. Gaz boru hatlarında basınç, boru hattı boyunca değişmektedir. Buna bağlı olarak, sıkıştırılabilirlik faktörü (Z) de değişmektedir. CNGA Methodunda olduğu gibi, iteratif hesaplamalarda iki nokta arasındaki ortalama basınç hesabı daha doğru sonuç vermektedir.

Okoro vd. (2018), doğalgaz karışımları için sıkıştırılabilirlik faktörü, gaz yoğunluğu ve spesifik gaz yerçekiminin, akış kapasitesini nasıl etkilediği üzerine bir yazılım geliştirmiştir. Kritik özellik korelasyonları (Thomas, Standing ve Sulton) ve Sıkıştırılabilirlik korelasyonları (Hall Yarborough, Danchuk-Purvis-Robinson, CNGA) kullanılarak, yani özgül ağırlık ve sıkıştırılabilirlik faktörünü dikkate alarak, boru hattı taşımacılığında optimize edecek sonuçlar üretmek için matematiksel olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada, özgül ağırlık ve sıkıştırılabilirliğin gaz boru hattı akış debisi üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir. Çok düşük ve çok yüksek özgül ağırlıkta, gaz yoğunluğu artarken gaz akış debisinin % 10'dan daha fazla azaldığı gözlenmiştir. Sıkıştırılabilirliğin akış debisiyle doğru orantılı ve yoğunlukla ters orantılı olduğu belirtilmiştir.

Gaz basıncının azalmasıyla birlikte gazın viskozitesi düşmektedir. Galindo (2001), Master tezi çalışmasında, yüksek basınç ve yüksek sıcaklıklarda doğalgazın viskozite değerlerini tahmin etmek için kullanılan korelasyonları karşılaştırmıştır. “*Carr, Kobayashi and Burrows*” korelasyonunda hidrokarbon olmayan bileşenlerin ihmal

edilemez olduğu durumlarda (N_2 , CO_2 ve H_2S) geliştirilen korelasyon ile yalnızca hidrokarbon bileşenlerinin olduğu “Jossi, Stiel and Thodos” korelasyonu indirgenmiş yoğunluk, mol ağırlığı, kritik sıcaklık ve basınç değerlerine göre viskosite tahmini yapmaktadır. İki korelasyon arasındaki farkın %4 olarak belirlenmiştir. Daha iyi bir gaz viskosite tahmini yapabilmek için, gazın sıcaklığı, molekül ağırlığı ve gaz yoğunluğunun bir fonksiyonu olan “Lee, Gonzalez and Eakin” korelasyonunda ise hata payı %2 yi geçmemektedir.

Viswanathan (2007) ise, “Lee, Gonzalez, Eakin” korelasyonunu laboratuvar ortamında deney sonuçları ile karşılaştırmıştır. Yüksek sıcaklıkta doğal gazı oluşturan ana bileşen olan metan gazının viskositesini tahmin edebilmek için, viskometre (Stephan and Lucas, NIST ve RUSKA) ile yaptığı ölçümleri çeşitli koşullar altında “Lee, Gonzales and Eakin” korelasyonu ile karşılaştırmıştır. 340 Bar’a kadar olan durumlarda NIST viskometre ile karşılaştırıldığında ortalama göreceli hatayı %0.12 olarak bulunmuştur. Metan gazının, yüksek basınçlarda ve yüksek sıcaklıklarda viskozitesi ile ilgili güvenilir veriler bulunmadığında, Lee, Gonzalez ve Eakin korelasyonu güvenle kullanılabilirliği vurgulanmıştır. Kareem ve diğ. (2014), gazın özgül ısı kapasitesi için korelasyon geliştirmiştir. Spesifik ısı kapasitesinin hesaplanması için farklı korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Geliştirilen korelasyon, doğal gaz entalpi listelerinden elde edilen verilerle iyi bir uyum sağlar (George ve Brown, 1994). Doğal gaz boru hattı sistemi için kullanılabilir. Gazdaki bileşenlerin kritik özellikleri, Kay’ın “Mixing Rule” kuralı kullanılarak hesaplanabilir. Spesifik gaz yerçekimi biliyorsa, indirgenmiş kritik basınç ve sıcaklık, korelasyonlara dayanarak çeşitli tablolardan belirlenebilir. Thomas ve diğ. (1970)’nin geliştirdiği daha kesin ve doğru korelasyon çizelgelerin yerine kullanılabilir (Olufemi ve diğ., 2011).

Menon (2014), doğal gaz boru hatlarında gaz ile toprak arasında meydana gelen ısı transferini incelemiştir. Kompresör istasyonunda basınçlandırıldıktan sonra ısınan gaz, boru hattının uzunluğuna bağlı olarak toprak ile gaz sıcaklığı eşitlenene kadar ısı transferinin gerçekleşeceğini belirtir. Boru hattı içindeki gazın genişlediği durumlarda gaz soğuyacak ve toprak sıcaklığının altına düşmesi durumunda topraktan boru hattına doğru ısı transferine sebep olan Joule-Thomson soğuma etkisini incelemiştir.

Kuczynski ve diğ. (2019), Boru hatlarıyla gaz taşımacılığı için kapsamlı bir hidrolik analiz yapmıştır. Belirli koşullar altında çalışacak boru hattı ve gaz karışımının termodinamik parametrelerini de dikkate alarak gerçek bir ısı transferi modellemiştir.

Gömülü çelik boru ile toprak arasındaki taşınım ve iletim ile gerçekleşen ısı transferi, yükselti değişimi sebebiyle gazın basıncında düşüşle birlikte, gazın soğuması ve toprak sıcaklığının altına düşmesine sebep olan Joule-Thomson etkisini dikkate alarak boru hattının her noktasında gerçekleşen sıcaklık değişimini hesaplamak için, açık bir bağıntı geliştirmiştir.

Doğal gazın sıkıştırılması, gaz türbini sistemi tarafından tahrik edilen kompresörde gerçekleşir. Isentropik ve politropik sıkıştırma işlemlerinin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına bağlantısı ile birlikte kompresörün termodinamik analizi için iyi anlaşılması gerekir. Doğal gazın sıkıştırılmasında kullanılan kompresörün yüksek verim, kolay bakım, kabul edilebilir işletme ve sermaye maliyeti olmalıdır. Kompresör seçim kriterleri, makinenin tasarlanacağı işletim parametrelerini tanımlayan müşteri tarafından belirlenir. Bu nedenle, basınç oranı, akış hızı, boru hattı boyunca basınç düşüşü ve gaz bileşimi kompresörün tasarımı /seçimi için ana tasarım parametreleridir. Costa ve diğ. (1998), boruların ve kompresörlerin, sıkıştırılabilir bir akış ağının yapı elemanları olarak seçildiği, kararlı akış için gaz boru hattı simülatörünü geliştirmiştir. Enerji ve akış denklemlerinin korunması, izotermal, adyabatik ve politrofik akış koşulları arasındaki farkları araştırmak için birleştirilmiş bir şekilde çözülmüştür.



2. DOĞAL GAZ ÖZELLİKLERİ

Molekülleri serbest durumda bulunan gazlar, sıkıştırılabilirlik özellikleri sebebiyle, üzerinde etki olan basınç ve sıcaklığa göre farklı hacimler kaplar. Ticari doğalgaz boru hatlarında, gazların ölçümleri gerektiğinde kütleli ölçümleri daha zor olduğu için hacimsel olarak ölçülürler. Doğalgaz boru hattı boyunca akan doğalgazın özelliklerinin, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak değişimi irdelenmiştir.

2.1. İdeal Gazlar

Gaz tarafından kullanılan hacimle karşılaştırıldığında, gaz moleküllerinin hacminin ihmal edildiği ve birbirlerine çekim uygulamadıkları kabul edilen gaza denir.

- İdeal gazlarda, her bir gaz molekülünün birbirleri ile olan çekim veya itme etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Tek etkileşim kendi aralarında esnek bir çarpışma ya da buldukları kabın duvarı ile yaptıkları esnek çarpışmadır. (Esnek çarpışma, kinetik enerjinin başka enerji türüne dönüşmediği çarpışmaya denir. Çarpışan cisimler (moleküller) arasında alınıp-verilebilir, ama çarpışmadan önceki toplam kinetik enerji, çarpışmadan sonraki toplam kinetik enerjiye eşittir. Moleküllerin tamamen elastik olduğu kabul edilir ve moleküller arasındaki çarpışmadan kaynaklanan iç enerji kaybı yoktur.
- İdeal gaz molekülleri, hacim kaplamaz. Gaz, hacim kaplar çünkü içindeki moleküller büyük bir boşluğa yayılırlar.

İdeal koşullar altındaki gazların davranışlarının genelleştirilmiş hal denklem (2.1)'de verildiği gibidir.

$$PV = nRT \quad (2.1)$$

$$n = m / M \quad (2.2)$$

Burada, P ve T sırasıyla mutlak basınç ve mutlak sıcaklığı, R genel gaz sabitini, n mol sayısını, m gazın kütesini ve M gazın mol ağırlığını temsil eder. Mutlak basınç, gösterge basıncı ve yerel atmosferik basıncın toplamı olarak tanımlanır.

$$P_{abs} = P_{gauge} + P_{atm} \quad (2.3)$$

İdeal gaz denklemi, atmosferik basınca yakın ve düşük basınçlarda doğru sonuç vermektedir. Doğalgaz boru hatları genellikle atmosferik basınçlardan çok daha yüksek basınçlarda çalıştığından, sıkıştırılabilirliğin etkisinin (Z) dikkate alınması gerekir. İdeal gazlar için sıkıştırılabilirlik faktörü 1.0'dır.

2.2. Gerçek Gazlar

Gerçek gazlarla çalışırken, basıncın atmosferik basınca yakın olduğu durumlarda ideal gaz denklemi uygulanabilir. Yüksek basınçta, ideal gaz denklemi çoğu gerçek gaz için doğru sonuç vermeyecektir. İdeal gaz denklemi kullanılarak yapılan hesaplamalarda, düşük basınç hallerinde hata yüzdesi %2-3 civarında iken yüksek basınçlarda bu hata % 500'e kadar çıkabilir (Menon, 2005). Gazların özelliklerini hesaplamak için basınç, hacim ve sıcaklık (PVT) ile ilgili hal denklemi kullanılır.

Kritik sıcaklık ve kritik basınç olarak adlandırılan iki terimin tanımlanması gerekir.

- Saf bir gazın kritik sıcaklığı, bir gazın basınç uygulanarak sıvılaştırılabileceği en yüksek sıcaklıktır.
- Kritik basınç ise, bir gazı kritik sıcaklığında sıvılaştırmak için gerekli minimum basınçtır.

Gerçek gaz denklemi, ideal gaz yasasının değiştirilmiş hali olarak düşünülebilir. Burada değişiklik, Sıkıştırılabilirlik Faktörü Z üzerinden hesaplamalara dahil edilir. Buradaki sıkıştırılabilirlik değerine aynı zamanda gaz sapma faktörü de denir ve şu şekilde tanımlanabilir. Belirli bir sıcaklık ve basınçtaki gaz hacminin, aynı sıcaklık ve basınçta ideal bir gaz olması halinde gazın işgal edeceği hacme oranı olarak ifade edilebilir. Sıkıştırılabilirlik Faktörü, 1.0'dan küçük boyutsuz bir sayıdır ve basınç, sıcaklık ve özgül ağırlığın bir fonksiyonu olarak hesaplanır.

Gerçek bir gaz için sıkıştırılabilirlik faktörü Z belirlendikten sonra ideal gaz denkleminde (2.4) şu şekilde kullanılır.

$$PV = ZNRT \quad (2.4)$$

Sıkıştırılabilirlik faktörü ise en son İndirgenmiş Basınç ve İndirgenmiş Sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanır. İndirgenmiş sıcaklık ve basınç sırasıyla gazın sıcaklık ve basıncının kritik değerlerine oranı olarak şu şekilde ifade edilir.

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (2.5)$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad (2.6)$$

T ve T_c gazın mutlak ve kritik sıcaklığını, T_r indirgenmiş sıcaklığı göstermektedir. P ve P_c , gazın mutlak basınç ve kritik basıncını, P_r ise hesaplanan indirgenmiş basıncı temsil etmektedir. Karşılık gelen durumlar teorisine göre (*Corresponding State Theory*) farklı sıcaklık ve basınçlarda olan iki farklı gazın indirgenmiş sıcaklık ve indirgenmiş basınçları aynı ise, sıkıştırılabilirlik faktörleri de aynı olacaktır. Bu sebeple, Z sıkıştırılabilirlik faktörünü bulmak için, çoğu gazın indirgenmiş sıcaklık ve indirgenmiş basınç değerleri Standing-Katz diyagramından bulunabilir (Standing, ve diğerleri, 1942).

2.3. Sıkıştırılabilirlik Faktörü (Z)

“Sıkıştırılabilirlik yada Gaz sapma faktörü”, gerçek bir gazın ideal bir gaza ne kadar yakın olduğunun göstergesidir. Sıkıştırılabilirlik faktörü, belirli bir sıcaklık ve basınçta gaz hacminin, aynı sıcaklık ve basınçta ideal bir gaz olması durumunda gazın hacimce oranı olarak tanımlanır.

Sıkıştırılabilirlik faktörü, 1'e yakın bir boyutsuz sayıdır ve gazın özgül ağırlığı, basıncı, sıcaklığı ve gazın kritik özelliklerinin bir fonksiyonudur. İdeal gazlar için sıkıştırılabilirlik faktörü 1'dir.

Durum denkleminde kullanılmak üzere deneysel sabitlere bağlı olarak belirli bağıntılardan Sıkıştırılabilirlik Faktörü hesaplanır. Hongyou ve diğ. (2012), yaptıkları çalışmada, CNGA (California Natural Gas Association) , Peng-Robinson, AGA8-92DC (American Gas Association), BWRS (Benedict-Webb-Rubin) ve Sarem yöntemlerini Standing-Katz grafiği ile karşılaştırdı. Bu çalışmada, doğal gaz boru hattı taşımacılığındaki genel kabuller dikkate alınmıştır.

- Maksimum işletme basıncı 120 Bar
- Maksimum işletme sıcaklığı 80 °C,
- Doğalgaz karışımında % 95 oranında Metan bileşeni
- İndirgenmiş basınç, P_r : 0.2-2.4 ve indirgenmiş sıcaklık, T_r : 1-2 arası

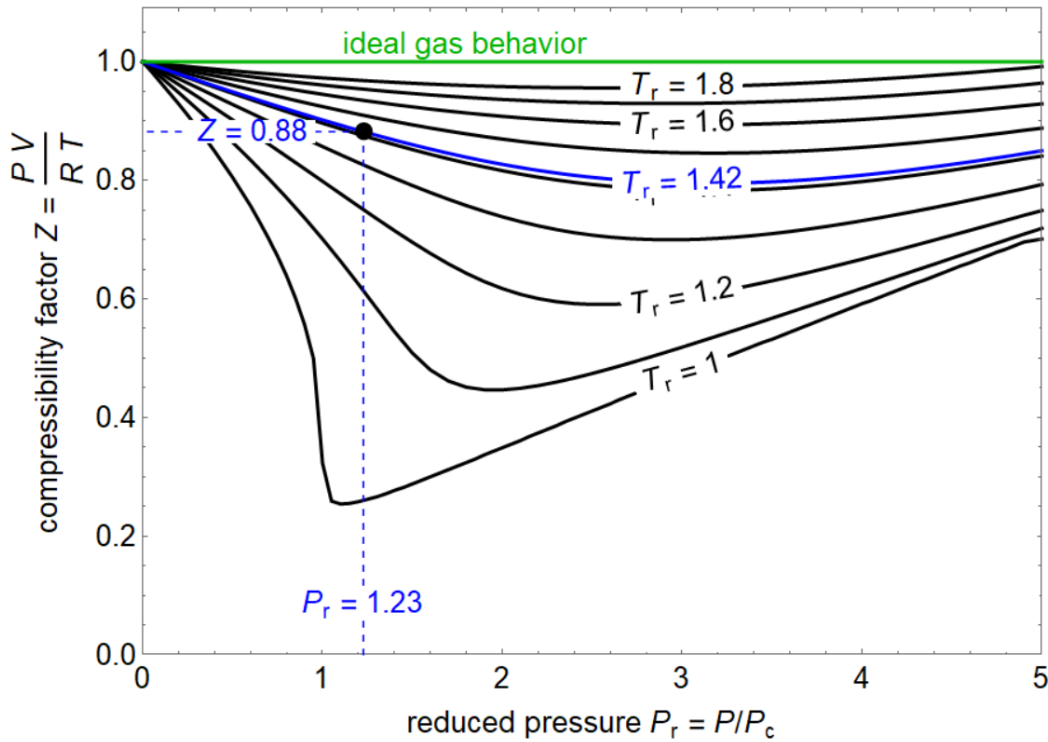
CNGA formülü, deneysel bir formül olmakla birlikte, Standing-Katz diyagramını Standing ve Katz Şekil 2.1’de gösterildiği gibi başarılı bir şekilde doğrulamıştır. CNGA methodu denklem (2.7)’da gösterilmiştir.

$$Z = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{P_{avg}^{344.4(10)^{1.785G}}}{T_f^{3.825}}\right)\right]} \quad (2.7)$$

Burada G gazın özgül ağırlığını, P_{avg} boru segmentindeki ortalama basıncı, T_f ise boru segmentindeki ortalama sıcaklığı temsil eder.

$$P_{avg} = \frac{2}{3} \left(P_1 + P_2 - \frac{P_1 P_2}{P_1 + P_2} \right) \quad (2.8)$$

İki nokta arasındaki ortalama basınç, $\frac{P_1 + P_2}{2}$, yerine daha doğru bir yaklaşım için denklem (2.8) da gösterildiği gibi ifade edilir. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi, boru hattının giriş şartları için, hesaplanan ortalama sıkıştırılabilirlik faktörü 0.88’dir.



Şekil 2.1 : Metan gazı için Standing-Katz diyagramı.

2.4. Gazın Termofiziksel Özellikleri

Doğal gazın yoğunluk, özgül ağırlık, viskozite ve özgül ısı gibi termofiziksel özellikleri aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

- **Yoğunluk**

Yoğunluk, belirli bir birim hacimde bulunabilecek kütle miktarı olarak tanımlanır. Bu nedenle, Denklem 2.9)'deki gibi birim hacim başına kütle cinsinden ölçülür.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.9)$$

Gerçek gazlarda, farklı sıcaklık ve basınçlarda gaz yoğunluğunu hesaplamak için bir durum denklemi (EOS) kullanılabilir. Londono ve diğ. (2005), Gaz yoğunluğu (veya daha spesifik olarak, gaz sıkıştırılabilirlik faktörü, z) için birçok hal denklemi (EOS) korelasyonu olmasına rağmen, bu hal denklemleri modellerinin veritabanında ölçülen gaz yoğunluklarını tatmin edici bir doğrulukta üretmediğini tespit etmiştir. Gerçek gazlar için, sıkıştırılabilirlik faktörüne bağlı denklem (2.10) aşağıdaki gibidir.

$$\rho_g = \frac{PM_w}{ZRT} \quad (2.10)$$

Gerçek gazlar için, Z, sıkıştırılabilirlik faktörü, pseudo indirgenmiş basınç ve sıcaklığın açık bir fonksiyonu olarak kullanılmaktadır. Sıkıştırılabilirlik faktörü kapalı hal denklemleriyle bulunabilir. Z faktörü, hal denklemi (EOS)'nin bir kökü olduğu ve buna bağlı çözüm gerektirir.

Bir boru hattındaki gaz akış hızı, gaz moleküllerinin bir noktadan diğer noktaya hareket ettiği hızı temsil eder. Sıvı akışkanın aksine, gazlarda sıkıştırılabilirlik faktörünün etkisiyle gazın hızı basınca bağlıdır ve boru çapı sabit olsa bile boru hattı boyunca değişecektir. En yüksek hız, akıntı yönünde (downstream end) basıncın en düşük olduğu noktada olurken, en düşük hız ise basıncın daha yüksek olduğu akıntıya karşı yönde (upstream end) olacaktır. Kararlı akış analizinde giriş ve çıkış noktasındaki, kütleli debi sabit kabul edilir.

$$\dot{m} = \rho VA \quad (2.11)$$

Burada, \dot{m} kütleli debi, V akış hızı ve A boru kesit alanını ifade eder.

- **Gazın Özgül Ağırlığı**

Gazın belirli bir sıcaklıktaki havaya kıyasla ne kadar ağır olduğunun bir ölçüsüdür. Ayrıca, gaz yoğunluğunun hava yoğunluğuna oranı olarak ifade edilen nispi yoğunluk olarak ta adlandırılabilir. Doğal gazların diğer fiziksel özelliklerini ilişkilendirmek için özgül ağırlık kullanılmıştır. Özgül ağırlık denklem (2.12) 'de verildiği gibi, boyutsuz bir büyüklüktür.

$$G = \frac{\rho_{gaz}}{\rho_{hava}} \quad (2.12)$$

Standart koşullarda (1 atm ve 15 °C), ρ_{gaz} gaz yoğunluğunu, ρ_{hava} ise hava yoğunluğunu temsil eder. Daha gerçek sonuçlara ulaşabilmek için, denklem (2.13)'te gösterildiği gibi, gaz karışımının her bir bileşeninin (metan, etan vb.) moleküler ağırlığı ve yüzdesi ya da mol oranı dikkate alınarak ağırlıklı ortalama method ile karışımın moleküler ağırlığı hesaplanır.

$$G = \frac{M_{gaz}}{M_{hava}} = \frac{\sum y_i M_{wi}}{M_{hava}} \quad (2.13)$$

Burada, M_{gaz} gazın moleküler ağırlığı, M_{hava} havanın moleküler ağırlığı, $y_i M_{wi}$ ise doğalgazı oluşturan her bileşenin karışım oranındaki moleküler ağırlığını temsil eder.

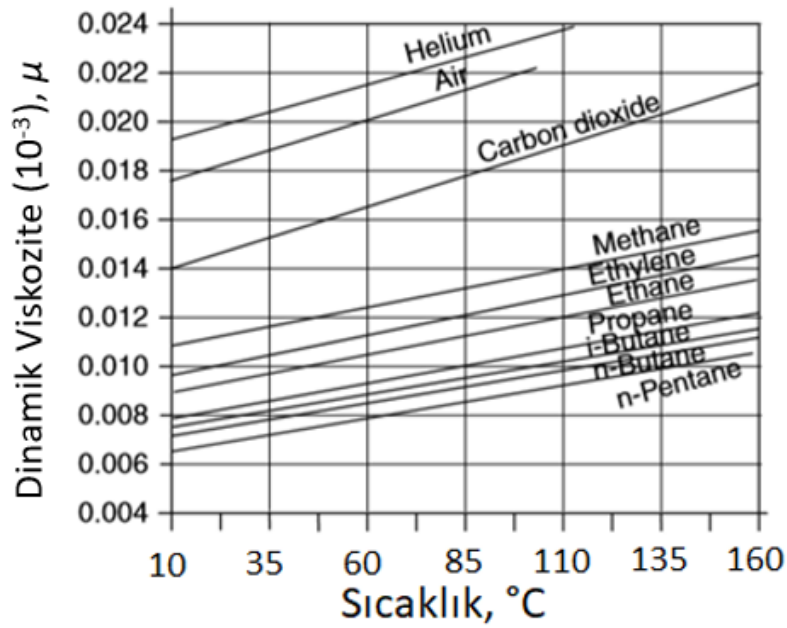
- **Gazın Viskozitesi**

Bir akışkanın viskozitesi, akmaya karşı direncini gösterir. Viskozite ne kadar yüksek olursa, akış o kadar zorlanır. Düşük viskoziteli akışkanlar, borularda kolayca akar ve daha az basınç düşmesine neden olur. Sıvılar, gazlara kıyasla çok daha büyük viskozite değerlerine sahiptir. Gaz viskozitesi, sıvılara göreceli olarak düşük olsa da, boru hatlarındaki akış tipinin belirlenmesinde önemli bir işlevi vardır.

Reynolds sayısı, boru hatlarındaki akış tipini belirlemek için kullanılan boyutsuz bir parametredir ve gazın viskozitesine, akış hızına, boru çapına, sıcaklığa ve basınca bağlıdır. Kinematik ve dinamik viskozite arasındaki ilişki denklem (2.14)'te gösterildiği gibidir:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.14)$$

Burada, ν gazın kinematik viskozitesini, μ ise gazın dinamik viskozitesini temsil eder. Bir gazın viskozitesi, sıcaklığına ve basıncına bağlıdır. Sıvıların aksine, bir gazın viskozitesi sıcaklıktaki artışla artar. Viskozite, akmaya karşı direnci temsil ettiğinden, gaz sıcaklığı arttıkça, bir boru hattından geçen gaz miktarı azalır. Bu nedenle, daha düşük sıcaklıklarda bir gaz boru hattında daha fazla akış mümkündür. Sıvılardan farklı olarak, basıncın aynı zamanda bir gazın viskozitesini de etkilemektedir. Sıcaklık gibi, gaz viskozitesi basınçla artar. Şekil 2.2’de çeşitli gaz bileşenlerinin viskozitesinin sıcaklığa bağlı olarak değişimi verilmiştir (Menon, 2005).



Şekil 2.2 : Gaz bileşenleri için viskozitenin sıcaklıkla değişimi (Menon, 2005).

Doğal gaz, metan ve etan gibi saf gazların bir karışımı olduğundan, gaz bileşenlerini oluşturan gazların viskozitelerinin dikkate alınmasıyla, aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\mu = \frac{\sum (\mu_i y_i \sqrt{M_i})}{\sum (y_i \sqrt{M_i})} \quad (2.15)$$

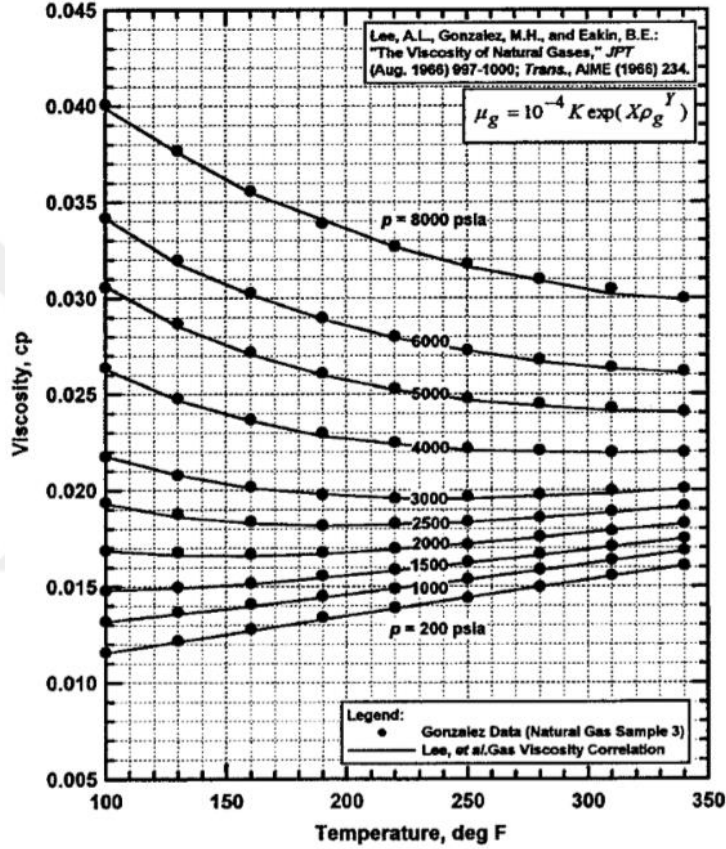
Lee ve diğ., denklem (2.16), (2.17), (2.18) ve (2.19) ve Şekil 2.3’te gösterildiği gibi, gazın viskozitesini tahmin edebilmek için sıcaklık, gaz yoğunluğu ile gaz karışımının molekül ağırlığına bağlı bir korelasyon geliştirmiştir.

$$Y = 2.447 - 0.2224X \quad (2.16)$$

$$X = 3.448 + \left[\frac{986.4}{T} \right] + 0.01009M_w \quad (2.17)$$

$$K = \frac{(9.379 + 0.01607M_w)T^{1.5}}{209.2 + 19.26M_w + T} \quad (2.18)$$

$$\mu_g = 10^{-4} K \exp(X\rho_g^Y) \quad (2.19)$$



Şekil 2.3 : Gaz viskositesinin basınç ve sıcaklığa bağlı değişimi (Londono, 2005).

- **Gazın Özgül Isısı**

Doğal gazın özgül ısısı, birim kütesini (bir kilo ya da bir gram) mol doğal gazın sıcaklığını 1 °C değiştirmek için gereken ısı miktarıdır. Doğal gazın sıcaklığı yükseldiğinde veya düştüğünde emilen veya yayılan ısı enerjisi miktarını hesaplamak için belirli bir özgül ısı gerekir.

Doğal gaz boru hatlarıyla gaz iletimini sağlamak üzere gazın basınçlandırıldığı kompresör istasyonlarında bulunan santrifüj kompresör ve ara soğutucu üniteleri tasarımında, özgül ısı oldukça önemlidir.

Gerçek gazlar için, Kareem ve diğ. (2014), tarafından Sterling Carnahan hal denkleminde türetilen ve korelasyonlara bağlı gazın özgül ısı denkleminde (2.20) deki gibi ifade edilir.

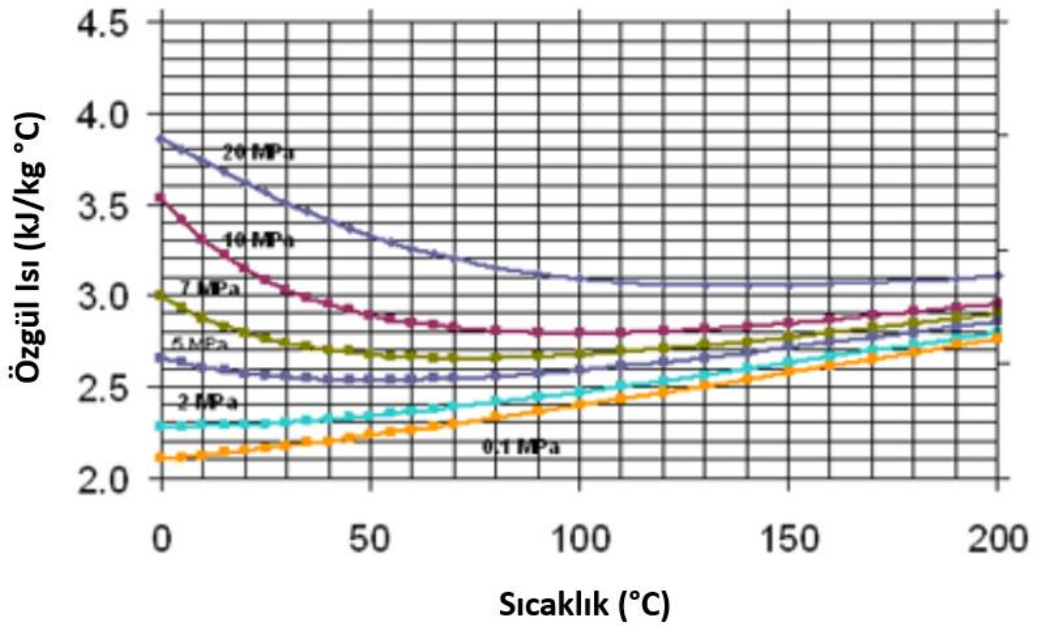
$$C_{p,real} = C_{p,ideal} + C_{p,residual} \quad (2.20)$$

$$C_{p,ideal} = (a_1G + a_2) + (b_1G + b_2)T + (c_1G + c_2)T^2 + (d_1G + d_2)T^3 \quad (2.21)$$

$$C_{p,residual} = R \left[\frac{(1 + (a_1 e^{a_2(1-t)^2} P_{pr} t)^2)}{(a_7 + a_6(P_{pr} t) + a_5(P_{pr} t)^2 + a_4(P_{pr} t)^3)} - \frac{(a_1 e^{a_2(1-t)^2} P_{pr} t)^2 (a_3(P_{pr} t)^6)}{(a_7 + a_6(P_{pr} t) + a_5(P_{pr} t)^2 + a_4(P_{pr} t)^3)^3} \right] \quad (2.22)$$

Moshfeghian (2009), hal denkleminde türetilmiş ve gazın basınç, sıcaklık ve bağıl yoğunluğunun bir fonksiyonu olan ve korelasyonlara bağlı, gazın özgül ısını denkleminde de verildiği gibi, bağıl yoğunluğun 0.6 - 0.8 arası için kullanılabileceğini belirtmiştir.

$$C_p = [ab^T T^c + de^P P^f] \left(\frac{G}{0.6} \right)^{0.025} \quad (2.23)$$



Şekil 2.4 : Doğalgaz karışımının özgül ağırlığı 0.6 için, özgül ısının sıcaklık-basınç grafiği (Moshfeghian,2009).

Şekil 2.4’de gösterildiği gibi, doğalgaz karışımının özgül ağırlığının 0.6 olduğu durum için, özgül ısı boru hattı boyunca gazın değişen sıcaklık ve basınç değerlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir.

2.5. Doğalgaz Karışımının Kritik ve İndirgenmiş Özellikleri

Doğalgazı oluşturan gaz bileşenleri biliniyorsa, doğalgazı oluşturan her bir bileşenin kritik sıcaklık (pseudo-kritik sıcaklık) ve kritik basınç (pseudo-kritik basınç) değerleri hesaplanabilir.

$$T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}} \quad (2.24)$$

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}} \quad (2.25)$$

Hidrokarbonu oluşturan bileşenlerin (Metan, Etan, Propan vb.) ortalama molekül ağırlığı hesaplanır.

$$M_a = \sum y_i M_i \quad (2.26)$$

Burada, i indisi, farklı gaz bileşenlerini göstermektedir. Gaz bileşeninin mol oranı biliniyorsa, Kay (W.B. Kay 1963) kuralından gaz karışımının ortalama pseudo-kritik özellikleri hesaplanabilir. Böylece, daha doğru bir sıkıştırılabilirlik faktörü bulunabilir.

$$T_{pc} = \sum y_i T_c \quad (2.27)$$

$$P_{pc} = \sum y_i P_c \quad (2.28)$$

Burada, T_c ve P_c kritik sıcaklık ve basıncı ifade eder ve y_i ise doğal gazın içindeki her bir bileşenin kütle oranını ifade eder. Böylece, ortalama pseudo-kritik sıcaklık ve pseudo-kritik basınç T_{pc} ve P_{pc} değerleri bulunur.

Eğer, bir gaz karışımının özgül ağırlığı biliniyorsa, pseudo kritik sıcaklık ve kritik basınç değerleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$T_{pc} = 170.491 + 307.344G \quad (2.29)$$

$$P_{pc} = 709.604 - 58.718G \quad (2.30)$$

3. YÜK KAYIPLARININ HESAPLANMASI

Boru akışlarında dikkat edilmesi gereken en önemli konu yük kayıplarıdır. Yük kayıpları iki kısımda incelenebilir, boru uzunluğu boyunca sürtünmeden kaynaklı *sürekli* kayıplar ve boru hattı bileşenlerinin yön ve kesit değiştirmesine bağlı olarak ortaya çıkan *yerel* kayıplar.

Sürekli kayıplar,

- Akışın laminar veya türbülanslı oluşu
- Boru malzemesi ve iç pürüzlülüğü
- Borunun geometrik özelliklerine (çapı, uzunluğu ve kesit şekli) bağlıdır.

Bu kayıplar, borudaki akışın Reynolds sayısına bağlı olarak laminar veya türbülanslı akış özelliğine göre değişebilir. Laminar akış rejimi için, akışın hız profili teorik olarak belirlenebildiğinden, sürekli yük kayıpları teorik olarak hesaplanabilir. Türbülanslı akış rejimleri, analitik çözümü olmayan karmaşık bir konudur. Bu nedenle, türbülanslı akış analizlerinin çoğu deneysel verilere veya yarı deneysel bağıntılara dayanmaktadır. Yerel kayıplar ise, boru hattı bileşenlerinin (dirsek, vana, filtre, T bağlantı vb.) geometrisine ve Reynolds sayısına bağlı olarak hidrolik sistemin yerel yük kayıplarını oluşturacaktır.

Yukarıda bahsedilen boru hattı boyunca meydana gelen tüm yük kayıplarını ve yük kazancının sistemdeki enerji eşitliği Bernoulli prensibi ile sağlanabilir. Bir boyutlu (1B), daimi, sıkıştırılamaz ve sürtünmesiz akış için, enerji denklemi olarak kullanılan Bernoulli denklemi 1 ve 2 noktaları arasında şu şekilde yazılabilir.

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g z_2 \quad (3.1)$$

Burada P basıncı, V hızı, z yükseltiyi ifade eder. Bernoulli denklemi, akışkan basınç ve hızının nasıl değiştiğini gösterir. Akışkanın toplam enerjisinin (basınç, kinetik ve potansiyel) bir noktadan diğerine hareket ettikçe korunduğunu belirtir.

Bernoulli denklemi, yük kayıplarını ve kompresörden sağlanan yük kazancını dikkate alacak şekilde Genişletilmiş Bernoulli denklemi (3.2) ile aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_C = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_L \quad (3.2)$$

Burada, H_C , 1 ve 2 noktaları arasında oluşan yük kaybını (h_L) karşılamak için kompresörün sağlaması gereken yük kazancını temsil etmektedir.

$$h_L = h_{L_{sürekli}} + h_{L_{yerel}} \quad (3.3)$$

Boru hattında meydana gelen toplam yük kaybı (h_L) ise, Denklem (3.3)'te gösterildiği gibi sürekli ($h_{L_{sürekli}}$) ve yerel kayıplardan ($h_{L_{yerel}}$) oluşur.

3.1. Akış Karakteri ve Reynolds Sayısı

En genel anlamda akış, laminar, geçişli veya türbülanslı akış olabilir. Düşük Reynolds (Re) sayılarında bir akım çizgisi boyunca düzenli hareketi olan akışa laminar akış, yüksek Reynolds sayılarında akışta düzensiz hız çalkantılarının ortaya çıkmasıyla türbülanslı akış oluşur.

Bir boru akışındaki önemli parametrelerden birisi de, boyutsuz bir sayı olan Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı laminar, türbülanslı veya kritik akış gibi bir borudaki akış tipini karakterize etmek ve boru yüzeyinde meydana gelen sürtünme faktörünü hesaplamak için kullanılır. Reynolds sayısı, akış hızı (V), boru çapı (D), gaz yoğunluğu (ρ) ile akışkan viskozitesinin (μ) fonksiyonu olarak şu şekilde hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.4)$$

Laminerden türbülanslı akışa geçiş, girişteki türbülans şiddeti, boru pürüzlülüğüne bağlı olarak farklı Reynolds sayılarında gerçekleşebilir. Genel mühendislik uygulamaları için;

- $Re < 2100$: Laminer Akış
- $2100 < Re < 4000$: Geçişli Akış
- $Re > 4000$: Türbülanslı Akış

Yüksek basınçlı doğalgaz boru hatlarında akış türbülanslıdır. Türbülanslı akış, burgaç (eddy) adı verilen, küçük hız çalkantıları ile karakterize edilir. Bu burgaçlar, kütle, momentum ve enerjiyi akışın diğer bölgelerine moleküler difüzyondan daha hızlı

biçimde taşır. Laminer akışa göre, çok daha yüksek sürtünme, ısı ve kütle geçişi katsayıları anlamına gelir.

3.2. Sürtünme Faktörü

Bir boru hattındaki sürekli yük kaybını belirli bir akış hızında hesaplamak için önce sürtünme faktörünün bulunması gerekir. Sürtünme faktörü, Reynolds sayısına (Re) ve boru bağlı yüzey pürüzlülüğüne (ϵ/D) bağlı boyutsuz bir parametredir.

Düz borulardaki sürekli yük kayıplarının hesaplanmasında genellikle kullanılan bağıntı Darcy-Weisbach tarafından verilmiştir. Yük kayıplarını etkileyen faktörler boru çapı ve uzunluğu, akışın hızı ve sürtünme faktörüdür. Boru çapı, uzunluğu ve akış hızı basitçe ölçülebilir büyüklükler olmasına rağmen, sürtünme faktörü akış rejimine ve borunun yüzey kalitesine bağlı olarak değişir.

Fanning sürtünme faktörü (f_f) genellikle, kanal akışları ya da düz levha üzerindeki akışlar için, Darcy sürtünme faktörü (f_d) ise, boru akışları için kullanılır. Fanning Sürtünme faktörü, Darcy sürtünme faktörünün dörtte birine eşittir. Yaygın olarak Darcy-Weisbach sürtünme faktörü kullanılır.

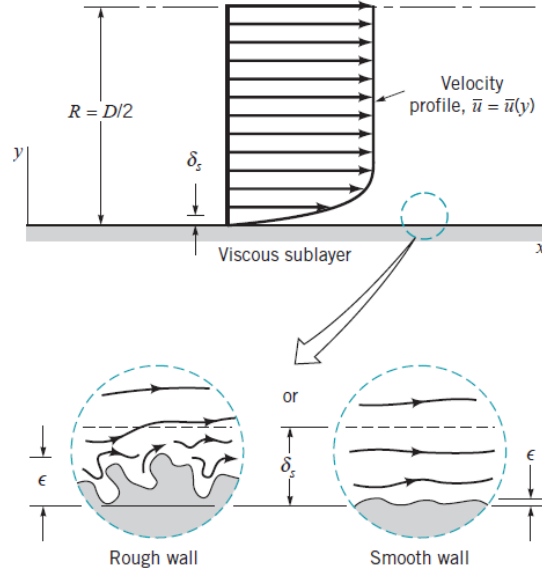
$$f_f = \frac{f_d}{4} \quad (3.5)$$

Laminer akış için, sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ile ters orantılıdır. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü, Reynolds sayısının, borunun iç çapının ve boru iç pürüzlülüğünün bir fonksiyonudur.

Borulardaki türbülanslı akış ($Re > 4000$) aşağıdaki gibi üç ayrı bölgeye bölünmüştür:

- Pürüzsüz borularda türbülanslı akış
- Tamamen kaba borularda türbülanslı akış
- Pürüzsüz borular ile kaba borular arasındaki geçiş akışı

Pürüzsüz borularda türbülanslı akış için, f sürtünme faktörü kaymama koşulundan ötürü sıfır değildir ve minimumdur. Sadece Reynolds sayısına bağlıdır. Tamamen pürüzlü borular için ise f daha çok bağlı pürüzlülüğe olmak üzere Reynolds sayısına da bağlıdır.



Şekil 3.1 : Viskoz alt tabakadaki pürüzlü ve pürüzsüz duvarların yakınında akış (Munson ve diğ., 2009).

Şekil 3.1’de gösterildiği gibi, türbülanslı akış için, boru çeperine yakın akışkan içinde oluşturulan nispeten ince viskoz alt katman vardır. Birçok durumda bu katman çok incedir. Türbülanslı akış için basınç düşüşü, duvar pürüzlülüğünün bir fonksiyonudur. Boru çizikleri, pas, kum veya kir gibi parçacıklar viskoz alt tabakanın kalınlığını etkiler. Çeşitli akış rejimleri için sürtünme faktörü Moody Diyagramından elde edilir. Moody diyagramı, sürtünme faktörünü belirleyebilmek için Reynolds sayısı ve bağıl yüzey pürüzlülüğüne bağlı grafikdir. Bağıl yüzey pürüzlülüğü, boru çapına bölünmesiyle elde edilen boyutsuz bir parametredir.

$$\text{Bağıl Pürüzlülük} = \frac{\epsilon}{D} \quad (3.6)$$

ϵ , boru pürüzlülüğünü, D ise boru çapını ifade eder.

Çizelge 3.1’de görüldüğü gibi boru malzemelerine göre verilen eşdeğer pürüzlülük, akışın sürtünme kaybını ciddi oranda etkileyecektir. Boru içindeki sürtünme faktörü Moody Diyagramından elde edildiği gibi, yinelemeli çözüm gerektiren kapalı bir denklem olan Colebrook-White denkleminde veya denklem (3.7)’de gösterildiği gibi açık denklem olan Haaland denkleminde de hesaplanabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (3.7)$$

Çizelge 3.1 : Boru malzemelerine göre ortalama eşdeğer pürüzlülük.

Boru Tipi	Eşdeğer Pürüzlülük (ϵ , mm)
Perçinli Çelik	0.9-9.0
Beton Boru	0.3-3.0
Ahşap Çıta	0.18-0.9
Dökme Demir	0.26
Galvanizli Demir	0.15
Ticari Çelik / Dövme Demir	0.045
Çizilmiş Boru	0.0015
Plastik, Cam Boru	0 (Pürüzsüz)

Türbülanslı akış için Reynolds sayısı arttıkça, sınır tabaka ile birlikte viskoz alt katman daha da incecektir. Boru hatlarında Reynolds sayısının 10^7 'den büyük olduğu ve tamamen gelişmiş türbülanslı bir akış için, viskoz alt tabaka çok incedir. Yüzey pürüzlülüğü duvarın yakınındaki akış karakterine hükmeder bu sebeple sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsızdır. Basınç düşüşü ise, viskozite ağırlıklı kayma gerilmesinden ziyade atalet ağırlıklı türbülanslı kayma gerilmesinin bir sonucudur.

Tamamen pürüzsüz borular ($\epsilon = 0$) için sürtünme faktörü sıfır değildir. Yani, yüzey ne kadar pürüzsüz olursa olsun, herhangi bir boruda mutlaka yük kaybı olur ve bu da kaymazlık sınır koşulunun sonucudur.

3.3. Sürekli Kayıplar

Boru içindeki yük kayıpları, akış ile boru yüzeyi arasındaki kayma gerilmesine, (τ_w), bağlıdır. Laminer ve türbülanslı akış arasındaki temel fark, türbülanslı akış için kayma gerilmesi akışkan yoğunluğunun bir fonksiyonudur. Laminer akışta ise, kayma gerilmesi yoğunluktan bağımsız olup, sadece dinamik viskozite (μ) ve hızın gradyanına bağlıdır. Kararlı ve sıkıştırılmaz türbülanslı akışlarda basınç düşüşü (Δp) en genel anlamda, akış hızı, boru çapı, uzunluğu, boru pürüzlülüğü ile viskozite ve yoğunluk gibi değişkenlere bağlıdır ve şu şekilde yazılır.

$$\Delta p = F(V, D, \ell, \epsilon, \mu, \rho) \quad (3.8)$$

Burada, V , D , ℓ , ve ϵ sırasıyla hızı, boru çapını, uzunluğunu ve yüzey pürüzlülüğünü temsil eder.

Denklem (3.8)'de bulunan 7 değişken, 4 boyutsuz büyüklüğün fonksiyonu olarak şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\ell}{D}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (3.9)$$

Denklem (3.10)'da gösterildiği gibi, basınç düşüşü boru uzunluğuyla orantılı olmalıdır. Türbülanslı akışlar için sürtünme faktörü, Denklem (3.11)'de gösterildiği gibi Reynolds sayısı ve bağıl yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır.

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{\ell}{D} \phi(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}) \quad (3.10)$$

$$f = \phi\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (3.11)$$

Yük kayıpları, h_L , dikkate alındığında kararlı ve sıkıştırılmaz akışlar için enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (3.12)$$

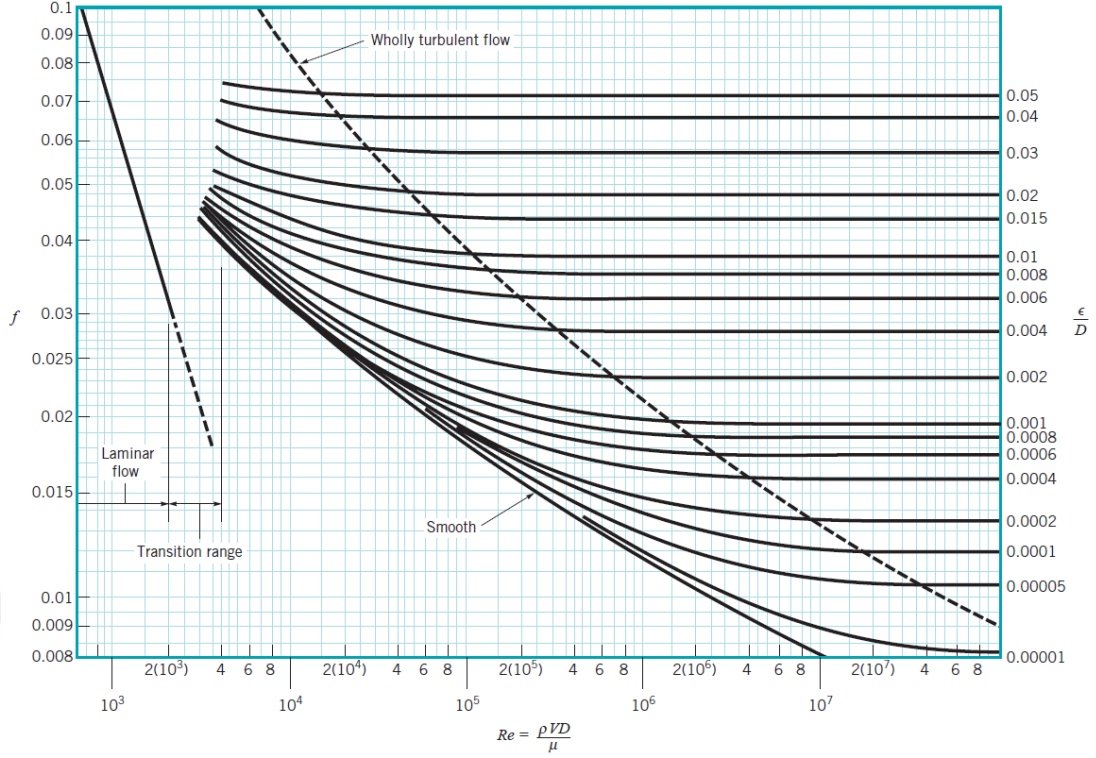
h_L , 1 ve 2 noktaları arasındaki yük kaybını temsil eder. Boru çapının eşit olduğu durumlarda ($D_1 = D_2$) akış hızı birbirine eşit olacaktır ($V_1 = V_2$). Yükseltinin değişmediği durumlarda, $z_1 = z_2$ olacaktır. Tamamen gelişmiş akışlarda ($\alpha_1 = \alpha_2$) basınç düşüşü $\Delta p = p_1 - p_2 = \gamma h_L$ olacağından, denklem (3.13)'teki gibi ifade edilir.

$$h_{L\text{sürekli}} = f \frac{\ell V^2}{D 2g} \quad (3.13)$$

Darcy-Weisbach denklemi olarak bilinen bu denklem, tamamen gelişmiş, sıkıştırılmaz ve kararlı boru akışı için geçerlidir. Genel olarak $V_1=V_2$ 'nin geçerli olduğu durumda, enerji denklemi aşağıdaki gibidir.

$$p_1 - p_2 = \gamma(z_2 - z_1) + \gamma h_L = \gamma(z_2 - z_1) + f \frac{\ell \rho V^2}{D 2} \quad (3.14)$$

Ticari boru akışı uygulamaları için, bağıl yüzey pürüzlülüğü ile sürtünme faktörü elde etmek mümkündür. Şekil 3.2'de gösterildiği gibi sürtünme faktörü, Moody diyagramından belirlenebilir.



Şekil 3.2 : Moody Diyagramı (Munson ve diğ., 2009).

Boru pürüzlülük değeri, yeni ve temiz borular için geçerlidir. Kullanım sebebiyle zaman içerisinde korozyona uğrayarak, yüzey pürüzlülüğünün artması ile birlikte sürtünme faktörü ve yük kayıpları artacaktır.

Tamamen gelişmiş, kararlı ve sıkıştırılmaz boru akışları için Moody diyagramı referans alınır. Moody diyagramı Reynolds sayısının 4×10^3 ile 10^8 aralığında sonuçları göstermektedir. Bu sınırlamalardan kaçınmak ve iteratif çözümler elde etmek için basit yarı deneysel ifadeler geliştirilmiştir. Denklem (3.15)'de verildiği gibi, Colebrook Denklemi Moody Diyagramının laminer olmayan bölgesi için geliştirilmiş kapalı denklem bağıntısını verir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (3.15)$$

Colebrook denklemi, Moody diyagramının grafiksel gösterimidir. Colebrook denklemine, sürtünme faktörü denklemin iki tarafında yer aldığından, örütülü bir denklemdir. Ve iteratif (yinelemeli) çözüm gerektirir. Colebrook denklemine, bağıl yüzey pürüzlülüğü ve bazı deneysel verilerdeki belirsizlik nedeniyle, gerçek sonuçlarla karşılaştırıldığında bir hata payı olacaktır. İteratif çözüm gerektiren Colebrook denklemi çalışma prensibi olarak ilk başta tahmini bir sürtünme faktörü

değeri ile iterasyona başlar, yineleme ile sonuca ulaşır. Veri sayısının çok olduğu durumlarda, yazılımın süreci sonlandırması vakit alabilir. Bu sebeple, literatür araştırmalarında bahsedildiği ve denklem (3.16)'de gösterildiği gibi, daha basit ve açık bir bağıntı olan ve Colebrook denklemi ile karşılaştırıldığında çok yakın sonuç (<%2) veren Haaland denkleminin kullanılması yeterli olacaktır.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (3.16)$$

3.4. Yerel Kayıplar

Boru hattı sistemlerinde, boru hattı ya da yer üstü tesislerinde (ölçüm istasyonu, pig istasyonu, kompresör istasyonu vb.) vana, dirsek, T borusu, filtreler, kesit daralması gibi bileşenlerin yerel kayıp olarak sistemin toplam yük kaybına eklenmesi gerekir. Boru hattı sistemlerinde kullanılan debi kontrol vanaları ve güvenlik amaçlı ana hat borusu üzerinde bulunan küresel vanalar olmak üzere bir kaç tiptir. Küresel vanalar tam açık pozisyonda iken, debi kontrol vanalarına göre, geometrisinin avantajı sebebiyle daha az yerel kayba neden olur.

Tüm bileşenlerdeki yük kaybı, boyutsuz olarak verilir ve deneysel verilere dayalıdır. Yük kaybını veya basınç düşüşünü hesaplamak için kullanılan, en yaygın method “kayıp katsayısı” K_L ‘dir. Denklem (3.17) ve (3.18)’da gösterildiği gibidir.

$$K_L = \frac{h_{Lyerel}}{(V^2/2g)} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (3.17)$$

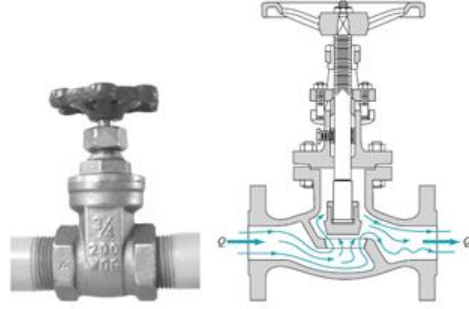
$$h_{Lyerel} = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (3.18)$$

$K_L=1$ olduğu durumda, yerel kayıp dinamik basınca eşit olacaktır. K_L ’nin değeri Denklem (3.19)’da gösterildiği gibi vananın geometrik şekline ve akışın özelliklerine bağlıdır.

$$K_L = \phi(\text{geometri}, Re) \quad (3.19)$$

Reynolds sayısı çok büyük olduğunda, bileşenden geçen akış atalet etkisi altındadır, viskoz etkiler ikincil derecede önemlidir. Şekil 3.3’de görüldüğü gibi, kesit daralması veya akışın yön değiştirmesi durumunda, akışın hızlandığı ve ya yavaşladığı görülür.

Viskoz etkilerden ziyade atalet etkilerinin egemen olduğu bir akışta, genellikle basınç düşüşleri ve yük kayıplarının doğrudan dinamik basınç ile ilişkilidir. Çok büyük Reynolds sayısı için sürtünme faktörünün, Reynolds sayısından bağımsız olmasının nedeni budur. Aynı koşulun, boru bileşenlerinden geçen akış için de geçerli olduğu doğrulanmıştır. Bu nedenle, çok büyük Reynolds sayısı için kayıp katsayıları yalnızca geometrinin bir fonksiyonudur.



Şekil 3.3 : Vana içindeki akış (Munson ve diğ., 2009).

Yerel kayıplar bazen eş değer bir uzunluk (ℓ_{eq}) cinsinden verilir. Bir bileşendeki yük kaybı, bileşenle aynı yük kaybını üreten eş değer boru uzunluğu cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$h_{L,yerel} = K_L \frac{V^2}{2g} = f \frac{\ell_{eq}}{2g} \quad (3.20)$$

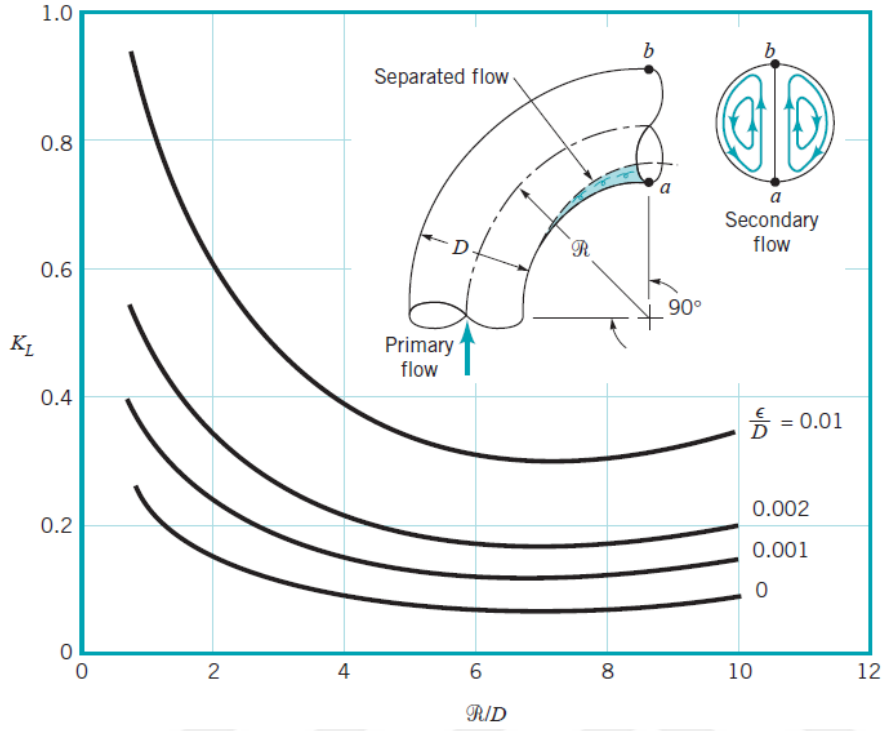
$$\ell_{eq} = \frac{K_L D}{f} \quad (3.21)$$

Boru sisteminin toplam yük kaybı, düz olarak üretilen toplam boruların uzunluğuna ilave olarak sistemdeki tüm bileşenlerin ek eşdeğer uzunluğunun toplamıdır. Boru akış analizlerinde genellikle, yerel kayıpları belirlemek için eşdeğer uzunluk yönteminden ziyade “kayıp katsayısı” yöntemini kullanır.

Boru hattı sistemlerinde, boru çapı değişiminden kaynaklı ani ya da oldukça düzgün geçiş bölümü içerebilir. Akış kesit alanındaki değişiklik yerel yük kayıplarını etkilemektedir. Kesit alanının değişmediği boru hattı sistemlerinde emniyet faktörünün yüksek olduğu bölgeler için kullanılan farklı et kalınlığındaki (bir kaç mm fark) borular arasındaki geçişten kaynaklı yerel kayıplar ihmal edilmiştir.

Borulardaki dirsekler, düz borulara göre daha fazla yük kaybı oluşturur. Kayıplar, bükümün iç tarafına yakın olan kısımdaki ayrılmış akış bölgesinde (özellikle büküm keskinse) ve boru hattın merkezi eğriliği sonucu oluşan merkezci kuvvetlerin

dengelessnessinden kaynaklanan türbülanslı ikincil akıştan kaynaklanmaktadır. 90° dirsekte meydana gelen etkiler ve ilişkili K_L değeri Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : 90° dirsekteki akış karakteri ve yerel kayıp katsayısı (Munson ve diğ., 2009).

Dirsekler, T borusu, redüktörler, vanalar ve filtreler gibi yerel bileşenlerin K_L değeri, şekline bağlıdır ve Re sayısının büyük olduğu akışlarda oldukça küçüktür. Ayrıca, 90°'lik bir dirsek için kayıp katsayısı, boru bağlantılarının dişli veya flanşlı olmasına da bağlıdır, ancak verilerin doğruluğu dahilinde boru çapından, akış hızından veya akışkan özelliklerinden oldukça bağımsızdır (Re sayısı etkisi). K_L değeri bu bileşenler için Çizelge 3.2'de verilmiştir. Bu tipik bileşenler, ürettikleri yük kaybının azaltılmasından ziyade, üretim kolaylığı ve maliyetler için tasarlanmıştır. Tipik bir evdeki musluktan yeterli miktardaki akış için, musluk dirseği için K_L değeri dişli olduğu durumda 1.5 iken, kayıp katsayısını düşürmek için daha pahalı ve uzun yarı çaplı flanşlı olması durumunda 0.2'dir. Ticari boru hatlarının tasarımında gönye kıvrımlı dirseklerden ziyade daha pahalı ve daha düşük yerel kayba neden olan sıcak büküm dirsekler tercih edilerek, yerel yük kayıpları önemli ölçüde azaltılır.

Çizelge 3.2 : Boru bileşenleri için kayıp katsayıları (Munson ve diğ., 2009).

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5
c. Tees	
Line flow, flanged	0.2
Line flow, threaded	0.9
Branch flow, flanged	1.0
Branch flow, threaded	2.0
d. Union, threaded	
	0.08
*e. Valves	
Globe, fully open	10
Angle, fully open	2
Gate, fully open	0.15
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17
Swing check, forward flow	2
Swing check, backward flow	∞
Ball valve, fully open	0.05
Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed	5.5
Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed	210

Boru hatlarında arazinin topoğrafyasından kaynaklı tepelerden iniş - çıkışlar, özel geçişler ve istasyon içi borulamalar için çok sayıda dirsek kullanılır. Boru hatlarında, 2 ana tipte dirsek kullanılmaktadır;

- **Soğuk Büküm Dirsekler**

Boru hattında küçük çaplı yön değişiklikleri için sahada yapılan soğuk bükümlerdir. Sıcak büküm dirseklerinin yüksek maliyetleri sebebiyle, boru hattı yön değişikliklerinde boru hatlarında kullanılan yüksek karbon çeliğinin türüne ve tasarım koşullarına bağlı olarak, bükülmesi sınırlandırılmıştır. Fakat, geniş açılı yön değişikliği gerekmesi halinde, kullanılması mümkün değildir.

ASME B31.8 (Gaz İletim ve Dağıtım Boru Şebekesi Sistemleri Standardı)'e göre, hat borusu için minimum soğuk büküm yarıçapı, tasarım esaslarına uygun olarak, boru dış çapının (40 D) 40 katı olmalıdır.

Boru Dış Çapı (D) ve Uzunluğu (L): 56" (1,422 metre), 12 metre

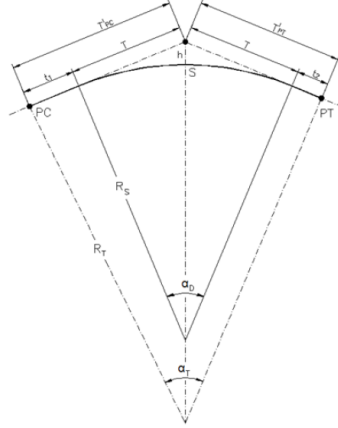
İzin verilen büküm yarıçapı, 40 D (RA) : 56,9 metre

Soğuk büküm için mevcut conta uzunluğu (s) : $s = L - (t_1 + t_2) = 6mt$.

Mevcut Conta Uzunluğu için büküm açısı (αA): $\alpha A = 180 * s / (\pi * RA) = 6 \text{ deg}$.

Tam boy boru için düzeltilmiş büküm çevresi (CC): $CC = L / s * (2\pi RA)$

Saha uygulamaları için soğuk büküm yarı çapı: $CC * (2\pi) = 115mt$



Şekil 3.5 : Maksimum izin verilen soğuk büküm açısı.

Çizelge 3.3'te gösterildiği gibi, 12 metre uzunluğunda ve 56" çapında bir boru için izin verilen maksimum büküm açısı 6 derecedir, daha fazla büküm halinde boru dış cidarı inceleyeceğinden dış cidarda çatlama/kırılma meydana gelecektir. Reynolds sayısının büyük olduğu türbülanslı akış için akış dağılımını önemli derecede etkilemediğinden, soğuk büküm dirseklerde meydana gelen yerel kayıplar ihmal edilebilir.

Çizelge 3.3 : Soğuk büküm dirsekler.

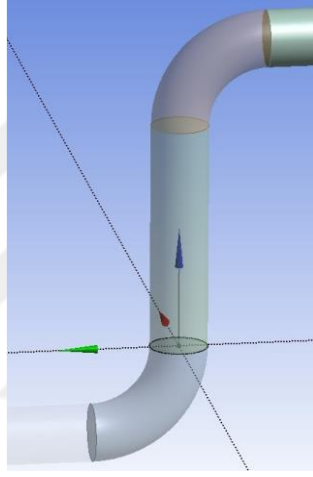
Boru Çapı	56"	48"
Borunun Bükülebilir Parçası Olarak Kabul Edilen Uzunluk	6 m	7 m
Min. Bükülme Yarı Çapı	57 m	49 m
Min. Eğri Yarı Çapı	115 m	85 m
Maks. Bükülme Açısı	6.0°	8.0°

- **Sıcak Büküm Dirsekler**

Boru hatlarında yatay/dikey dönüşlerin çoğu soğuk büküm dirseklerle sağlanır. Özel geçişler, coğrafi kısıtlamalardan kaynaklı dönüşler, zeminin elverişsiz olduğu bölgelerde daha az kazı yapılması istendiğinde, boru hattı ve istasyon borulamalarında ani yön değişiklikleri için özel yapım dirsekler (sıcak büküm) kullanılır. Büyük nehir ve yol geçişlerinin boru hattı ile kesiştiği bölgelerde 6-8 metreye kadar ani derinliğe inilmesi gerekir. Soğuk büküm dirsekler bu geçişlerde kullanılması istenirse, daha

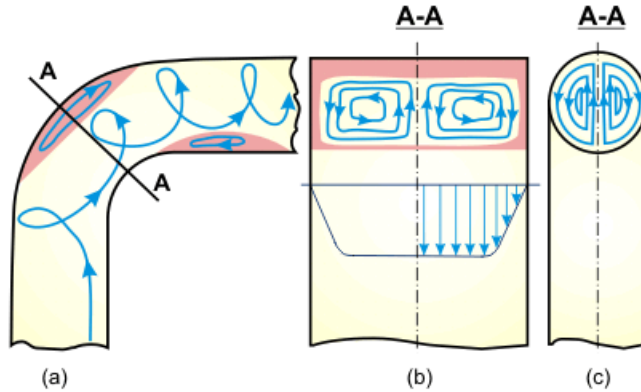
derin kazı sebebiyle kazıdan kaynaklı inşaat maliyeti, iş takvimi ve güvenlik üzerindeki olumsuz etkileri yanında daha uzun ve derin hendekler gerektirir. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için, sıcak büküm dirsekler kullanılır. Genelde, sıcak büküm dirsekleri boruların daha derine gömüldüğü ve kısıtlı inşaat alanlarının olduğu ana geçitlerde kullanılır.

ASME B 31.8'e göre, sıcak büküm dirsekler standart 15° , 22.5° , 30° , 45° açılı olarak kullanılır. Pig atabilmek için sıcak büküm dirsekler için izin verilen minimum büküm yarıçapı, çapın 5 katına eşittir (5D). Boru hattından pig istasyonlarına giriş ve çıkış noktalarında, Şekil 3.6'da gösterildiği gibi kullanılan 2 adet dikey dirsek R/D oranı 5'tir. Akışkan üzerine etkileyen merkezkaç kuvveti, bir radyal basınç gradyanı üretir.



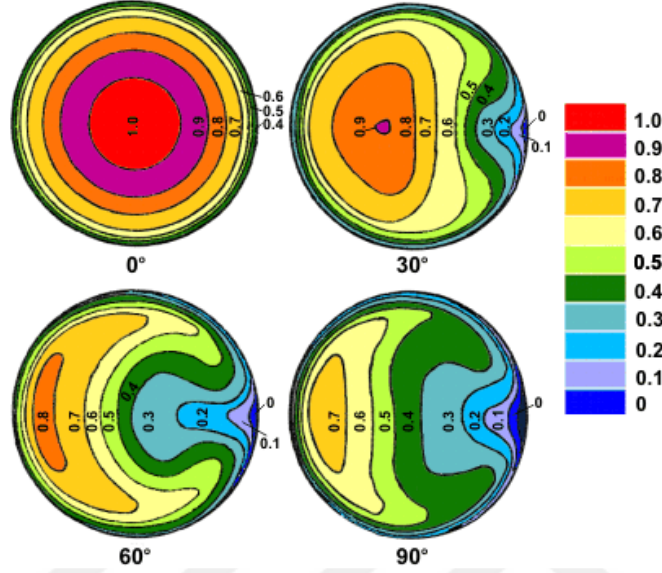
Şekil 3.6 : Pig istasyonlarına giriş ve çıkışı gösteren dikey dirsekler.

Şekil 3.7'de gösterildiği gibi radyal basınç gradyanı nedeniyle boru ortasındaki akışkan, dış kenara doğru hareket eden ve duvar boyunca iç kenara doğru gelen çift sarmallı bir akış alanı yaratır.



Şekil 3.7 : Bir kıvrımda bir çift sarmal akışının şematik diyagramı a) boyuna kesit, b) enine kesit (dikdörtgen), (c) enine kesit (dairesel) (Idelchik, 1986).

Yerel yük kaybı, bükülme eğriliğinden kaynaklanır. Çünkü eğriliğin her iki duvar yakınında ters basınç gradyanı nedeniyle bu yerlerde akış ayrılması meydana gelir. Rowe'nin verileri (1970), Şekil 3.8'de gösterildiği gibi, oldukça büyük yarıçaplı bükümler için bile, bükümün akış alanındaki ciddi bozulma etkisini açıkça göstermektedir.



Şekil 3.8 : Toplam Basınç Hatları (Rowe,1970).

Dirsek içerisindeki akış yönündeki değişme, sürtünme ve momentum etkisiyle basınç kaybına sebep olur. Dirseğin eğilme açısı, eğrilik oranı ve Reynolds sayısı gibi faktörlerin hepsinin basınç kaybı üzerinde önemli bir etkisi vardır.

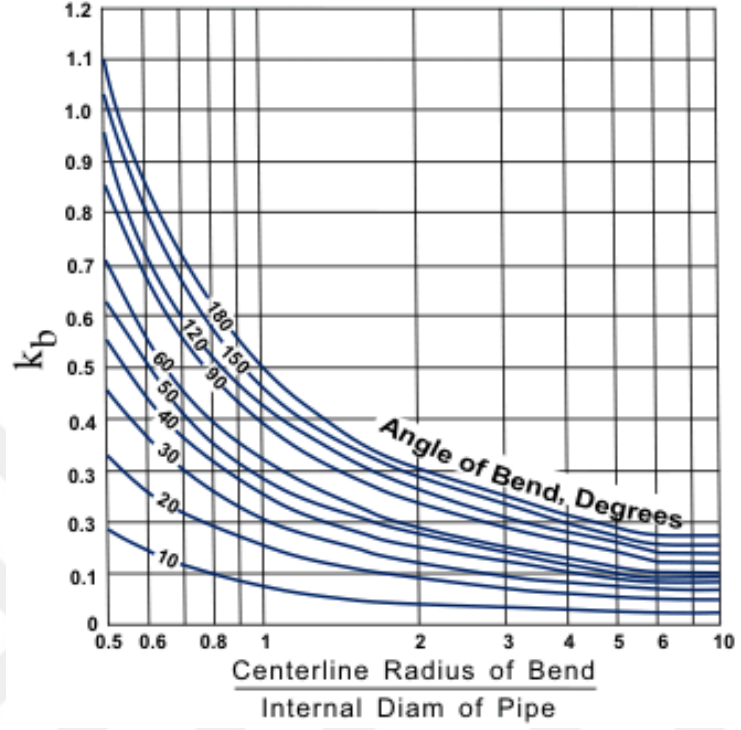
Genel basınç düşüşü iki bileşenin toplamına eşittir:

- 1) Basınç düşmesi esas olarak Reynolds sayısına bağlı olarak eşdeğer uzunlukta bir düz boruda sürtünmeden kaynaklanır.
- 2) Sürtünme kayıpları, esas olarak dirsek eğrilik oranına ve bükülme açısına bağlı olarak yön değişikliğinden kaynaklanır, normal olarak bir bükülme kaybı katsayısı olarak ifade edilebilir.

Bükülmeler için kayıp katsayısı hakkındaki geniş veriler Idelchik (1986) tarafından verilmiştir. Bükülmedeki tek-fazlı basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta P = \frac{1}{2} f_s \rho v^2 \frac{\pi R_b}{D} \frac{\theta}{180^\circ} + \frac{1}{2} k_b \rho v^2 \quad (3.22)$$

f_s , düz borudaki sürtünme katsayısı, ρ akış yoğunluğu, v ortalama akış hızı, R_b Dirsek bükülme yarı çapı, D boru çapı, θ bükme açısı ve k_b Şekil 3.9 'dan elde edilen dirsek kayıp katsayısıdır.



Şekil 3.9 : Bir boru için büküm kaybı katsayıları (Babcock & Wilcox Co., 1978).



4. BORU HATTINDAKİ SICAKLIK DEĞİŞİMİ

Gerçek gazların kompresör istasyonlarında sıkıştırılması ile birlikte basıncın artmasına paralel olarak gaz sıcaklığı da artar. Isınan gaz, boru hattı boyunca soğurken, gaz ile toprak sıcaklığı eşitleninceye kadar ısı transferi devam eder. Isı transferi etkisi dışında, boru hatlarında daha doğru bir sıcaklık tahmini yapabilmek için Joule Thomson etkisi dikkate alınmalıdır. Basınç düşüşünün doğal gaz entropisi üzerindeki etkisinin petrolün entropisi üzerindeki etkisinden farklı olmasından ötürü boru hatlarıyla taşınan petrol ısınırken, doğal gaz boru hattı boyunca soğur. Gazın, yüksek basınçtan düşük basınca geçmesi adyabatik olarak gerçekleşir ve Joule-Thomson etkisi ile sıcaklık değişir. Sıcaklık değişimi, genişleyen gazın içeriği ve koşullarına bağlıdır. Gazlarda, adyabatik genişleme sonucu sıcaklık düşüşü meydana gelir. Doğal gaz dağıtımının sisteminin tamamında Joule-Thomson etkisi neticesinde sıcaklık düşüşü meydana gelir (Deniz, 2014).

4.1. Isı Transferi

Isı transferi analizinin temel prensipleri, ısı akışı yasalarıyla formüle edilmiştir.

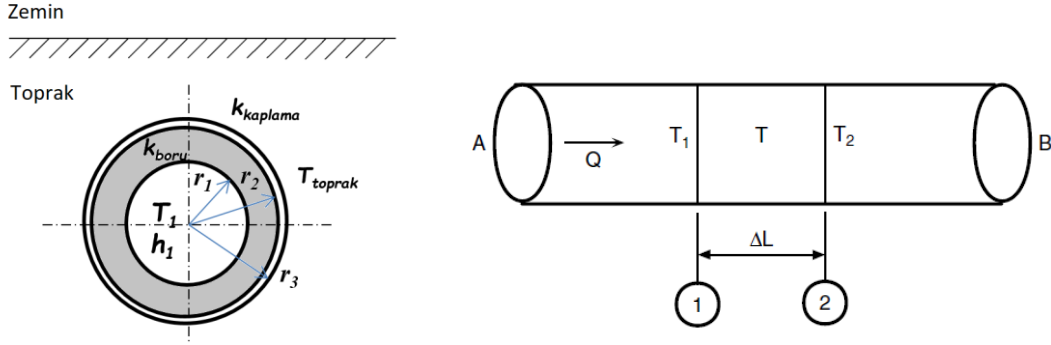
- İletim (Fourier yasası)
- Taşınım (Newton yasası)
- Işınım (Stefan-Boltzman yasası)

İletim ve taşınım, boru hattına aktarılan ısı akışı için en önemli parametrelerdir. Bu parametreleri dikkate alarak boru hattı için toplam ısı transferi katsayısı, U , denklem (4.1)'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_{boru}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{k_{kaplama}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (4.1)$$

Toplam ısı transferi katsayısını hesaplamak için

Şekil 4.1'de gösterildiği gibi, h_1 boru içindeki taşınımı, k_{boru} ve $k_{kaplama}$ sırasıyla çelik boru ve dış kaplamanın termal iletkenlik katsayısını, r_1 ve r_2 boru iç ve dış çapı ile r_3 dış kaplamanın dahil edildiği dış çapı ifade eder.



Şekil 4.1 : Silindirik duvar için sıcaklık dağılımı.

Türbülanslı boru akışındaki ısı taşımamı etkisini hesaplamak için, Nusselt sayısı Dittus-Boelter denklemiyle elde edilebilir.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (4.2)$$

Boru içindeki akış için, ısınma durumunda $n = 0.4$ ve soğuma halinde $n = 0.3$ alınır. Burada h ısı transfer katsayısıdır. Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyenini gösterir.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{gas}} \quad (4.3)$$

Burada c_p sabit basınçta özgül ısı ve k ısı iletim katsayısıdır. Prandtl sayısı momentum ve ısıl dağılımların oranı olarak tanımlanır.

$$h = \frac{k_{gas}}{D} Nu \quad (4.4)$$

A ile B noktası arasındaki sıcaklık düşüşü, ΔT , ve gazdaki ısı kaybı ΔH arasındaki ilişki denklem (4.5)'deki gibi ifade edilir.

$$\Delta H = -\dot{m} C_p \Delta T \quad (4.5)$$

Gaz ile boru hattını çevreleyen toprak arasındaki ısı transferini hesaplamak için ısı transferi kat sayısı (U) ve gaz, toprak arasındaki sıcaklık farkının ($T - T_{toprak}$) ve boru kesit alanı (A)'nın bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Delta H = U \Delta A (T - T_s) \quad (4.6)$$

Denklem (4.5) ve (4.6) eşitlenerek, sıcaklığı temsil eden terimler denklem (4.7)'te

gösterildiği gibi eşitliğin sol tarafında ve diferansiyel form gösterilir.

$$\int_1^2 \frac{dT}{T - T_s} = \int_2^1 - \left(\frac{\pi U D}{m C_p} \right) dL \quad (4.7)$$

Boru çıkışındaki T_2 sıcaklığı denklem (4.8) deki gibi ifade edilir.

$$T_2 = T_{toprak} + (T_1 - T_{toprak}) e^{-\frac{\pi U D \Delta L}{m C_p}} \quad (4.8)$$

4.2. Joule Thomson Etkisi

Joule-Thomson katsayısı (μ_{JT}), sabit entalpide basıncın düşmesiyle sistemin sıcaklığında gözlenen değişme miktarı olarak tanımlanabilir. Yani Joule-Thomson katsayısı sabit entalpide basınç değiştirildiğinde, akışkanın (gazların ve sıvıların) sıcaklığının kaç derece değiştiğini gösterir. Bu katsayı, çeşitli soğutma ve gazların sıvılaştırma işlemlerinde, özellikle soğutma işlemlerinde kullanılmaktadır.

Doğalgaz boru hatları genellikle mesafe ile soğur (“Joule – Thomson soğuma etkisi” olarak adlandırılır). Bu farklılığın sebebi, basınç düşüşünün bir doğal gazın entropisi üzerindeki ve bir yağ karışımının entropisi üzerindeki etkisinin farklı olmasıdır.

Bir genleşme işlemi sırasında JT katsayısı'nın alacağı değerler aşağıda gösterilmiştir.

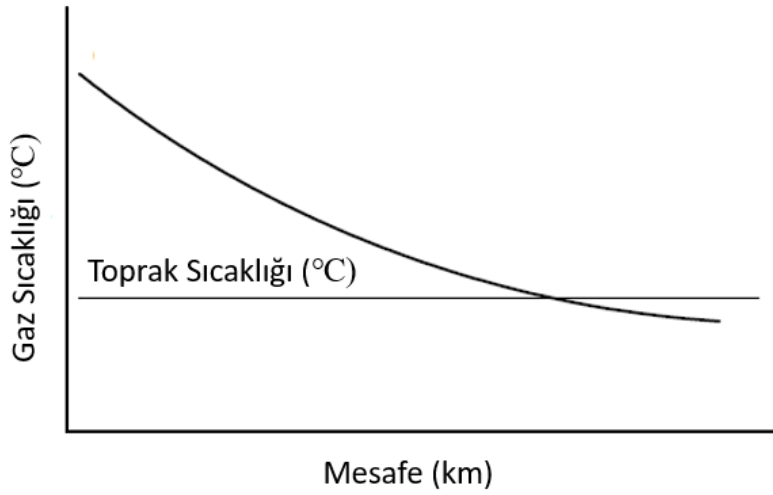
- $\mu_{JT} < 0$ sıcaklık artar
- $\mu_{JT} = 0$ sıcaklık sabit kalır
- $\mu_{JT} > 0$ sıcaklık azalır

Bir gazın genleşmesi veya sıkışması üzerine soğumuş olup olmaması - yani, basınç değişikliklerine maruz kaldığında - Joule-Thomson katsayısının değerine bağlıdır. Bu sadece doğal gaz boru hattı akışı için değil, aynı zamanda nemli doğal gazlardan yoğunlaşma suyu geri kazanımı için de önemlidir. Kriyojenik endüstrisinde, turbo genleştiriciler, gaz akımını çığlenme noktasının ötesinde soğutmak ve sıvı damlasını geri kazanmak için ani bir genleşmeye (keskin basınç düşüşü) ıslak bir gaz vermek için kullanılır.

Termodinamik olarak Joule-Thomson katsayısı, gösterildiği gibi, üniter bir basınç düşüşünün neden olduğu bir akışkandaki sıcaklıktaki isenthalpik değişiklik olarak tanımlanır:

$$\eta = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_H = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P - v \right] = -\frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T = \frac{RT^2}{Pc_p} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \quad (4.9)$$

İdeal bir gazın Joule-Thompson katsayısı sifira eşittir. Bunun nedeni entalpinin, sıcaklığa dayanmasıdır. Yani sabit entalpi, sabit sıcaklık anlamına gelir. Gerçek gazlarda ise genişleme vardır. Gerçek gazlar için Joule-Thompson katsayısı pozitif veya negatif değeri alır. Sabit entalpide basınç değişiminin nedeni, sıcaklık değişmesidir. Yani gerçek gazların molekülleri arasında çekim bulunur. Böylece iç molekül etkileşimi (itme-çekme) olması sebebiyle gerçek gazların Joule-Thomson etkisi vardır.



Şekil 4.2 : Boru Hattında Joule Thomson soğuma etkisi.

Boru hatlarında, herhangi bir noktada akışkanın çıkış sıcaklığını bulmak için, denklem (4.8)'deki ısı transferi modeline, Joule-Thomson etkisi dahil edilir ve denklem (4.10) 'deki gibi ifade edilir.

$$T_2 = T_{toprak} + (T_1 - T_{toprak}) e^{-\frac{\pi UD \Delta L}{m C_p}} + \frac{m}{\pi UD} \left(\mu_{JT} C_p \frac{dP}{dL} \right) \left(1 - e^{-\frac{\pi UD \Delta L}{m C_p}} \right) \quad (4.10)$$

5. DOĞALGAZ BORU HATTI MODELİ

5.1. TANAP Doğalgaz Boru Hattı

Trans Anadolu Doğal Gaz Boru Hattı Projesinin amacı (TANAP), Azerbaycan'ın Hazar Denizi'ndeki Şah Deniz-2 gaz sahası ve Hazar Denizi'nin güneyindeki diğer sahalarda üretilen doğal gazın önce Türkiye'ye, daha sonra Avrupa'ya iletilmesi için Güney Gaz Koridorunun en önemli halkasıdır.

Proje iki fazdan oluşmaktadır. Tez kapsamında, boru hattı boyunca oluşacak toplam yük kayıplarını tahmin etmek ve bu yük kayıplarını karşılayacak kompresör gücü ve seçimi yapmak üzere TANAP Boru hattının Faz-0 bölümü modellenmiştir. Türkiye-Gürcistan sınırından Eskişehir (CS-5)'e kadar devam eden, yaklaşık 56" çapında ve yaklaşık 1340 km uzunluğundaki boru hattı kısmı ile bu hatta entegre edilmiş yer üstü tesisleri (39 adet Blok Vana İstasyonu, 6 adet Pig İstasyonu, 2 adet ölçüm istasyonu ve 1 adet (CS-1) kompresör istasyonundan oluşan bölüm, tez kapsamı sırasında PIPESIM, *NatGasDesign* ve saha ölçümlerinin 1,9 milyar m³/yıl kapasite için doğrulamak üzere karşılaştırılmıştır. Projenin diğer fazı henüz işletme aşamasına geçmemiş olması sebebiyle, 1340 km lik kısımda taşınacak 16,2 milyar m³/yıl kapasite için PIPESIM ve *NatGasDesign* ortamında karşılaştırılmıştır.

5.2. Metodoloji

Bu çalışmada, GUI (Grafiksel Kullanıcı Arayüzü) tabanlı bir program olan *NatGasDesign*, boru hattı boyunca oluşan tüm yük kayıplarını, sıcaklık değişimlerini doğal gaz karışımının termofiziksel özelliklerinde meydana gelen değişiklikler ile basınç kayıplarını karşılamak için gerekli olan kompresör gücü tahminlerini, sıkıştırılmaz ve kararlı durum akış şartlarında yapabilmek için Excel VBA (Visual Basic for Applications) ortamında yazılım olarak geliştirilmiştir.

Geliştirilen bu yazılım, *NatGasDesign*, akış hızı, boru pürüzlülüğü, boru hattı uzunluğu ve çapı, doğal gazın termofiziksel özelliklerinin bir fonksiyonu olarak sürtünme ve boru hattının yükseklik profili nedeniyle meydana gelen sürekli kayıpları

hesaplar. Tahminler için kullanılan yükseklik profili coğrafi bilgi sisteminden alınmıştır. Boru hattındaki akış hızı, kütle sürekliliğinden hesaplanır. Süreklilik denkleminde kullanılan gaz yoğunluğu, hesaplanan yerel basınç, sıcaklık ve sıkıştırılabilirlik faktörüyle hesaplanır. Sürekli kayıplar için kullanılan sürtünme faktörü, türbülanslı akış için Haaland Denkleminde hesaplanır. Yerel kayıplar ise, boru hattında bulunan tüm yerel bileşenlerinden ve kullanılan dirseklerden hesaplanır. Basınç, hız ve yer seviyesinden yükselti nedeniyle boru hattı boyunca gazın enerji korunumu, Bernoulli Denklemi ile ifade edilir.

İdeal gaz yasası, doğal gazın düşük basınç ve sıcaklık koşullarındaki davranışını iyi bir şekilde tahmin eder. Yüksek basınç ve sıcaklık şartlarında ideal gaz yasası, ihmal edilemeyecek büyüklükte hatalı tahminler yapar. Yüksek basınçlı gazlar için daha iyi tahminler elde edilmesi için, gaz yoğunluğunun, sıkıştırılabilirlik faktörünün, gazın sabit basınçtaki özgül ısısının nasıl değiştiğine dair karmaşık bir ilişki vardır. Tipik akış koşullarında, gaz yoğunluğunu hesaplamak için gerçek gaz denklemi hal denklemi olarak kullanılması gerektiğini göstermektedir. Sıkıştırılabilirlik faktörü hal denkleminde kullanılmak üzere deneysel bağıntılara dayanan korelasyonlar ile hesaplanır. Özgül ısı kapasitesi, Kareem vd. tarafından geliştirilen kritik basınç ve sıcaklık değerlerinin bir fonksiyonu olan korelasyon ile hesaplanır. Gazın viskozitesi ise, Lee vd.'nin geliştirdiği gaz yoğunluğu, sıcaklık ve moleküler ağırlık ile değerlendirilir.

Sıcaklık değişim tahminleri, toprak sıcaklığının sabit olduğu varsayımı ile, gaz ile toprak arasında taşınım ve iletim olmak üzere ısı transferi ve statik basıncın düştüğü yerlerde, gazın genişlemesi sebebiyle meydana gelen Joule-Thomson soğuma etkisi göz önünde bulunarak yapılmıştır.

NatGasDesign ayrıca, boru hattı boyunca oluşan ve gazın teslim noktasına kadar meydana gelecek yük kayıplarını karşılayacak gaz türbini ve santrifüj kompresörden oluşan ünite için boru hattı kompresör gücünü hesaplar. Kompresörün çalışma ve saha koşullarına bağlı olarak gerekli kompresör seçilebilir.

Boru özellikleri, gaz akış debisi, gazın giriş ve çıkış noktası için gaz basıncı ve sıcaklığı ve çevre şartları analiz için bilinmesi gereken başlangıç parametrelerdir.

PIPESIM, FEED çalışmaları ve işletme operasyonları için petrol ve doğalgaz endüstrinin en kapsamlı kararlı durum akış analizi sağlar. İyi bilinen ve ticari bir boru hattı tasarım yazılımı olan PIPESIM, doğalgazın termofiziksel ve taşınım

özelliklerini, Peng-Robinson hal denklemi ve Pedersen viskozite modelini kullanarak tahmin eder. Gömülü boru hattı için sabit durum akışı ve Joule Thomson soğuma etkisini dikkate alarak ısı transferini modeller. Doğalgaz karışımı, borunun iç kaplama pürüzlülüğü, boru çapı ve et kalınlığı, boru hattının gömüldüğü derinlik, akış debisi, basınç ve sıcaklık gibi boru hattı tasarım parametreleri tanımlanarak, gerçek bir boru hattı olan TANAP (Trans Anadolu Doğalgaz Boru Hattı) sahip olduğu yer üstü tesisleriyle birlikte tasarlanmıştır.

TANAP Doğalgaz Boru Hattı güzergahı ve yer üstü tesisleri (kompresör, ölçüm, blok vana ve pig istasyonları), fotogrametri prensiplerine dayanan bir Dijital Yükseltme Modeli (DTM) üretmek için standart bir GIS yazılımı üzerinde modellenmiştir. Boru hattının yükseklik profilleri ve yönleri elde edilmiş, kararlı durum akış analizi için kullanılmıştır.

NatGasDesign ile yapılan mevcut tahminleri doğrulamak amacıyla PIPESIM programı ve saha ölçümleri kullanılmıştır. TANAP boru hattı modeli, mevcut çalışmanın/ metodolojinin doğrulanması için bir test durumu olarak kullanılmıştır. Boru hattı güzergahı boyunca meydana gelen basınç ve sıcaklık değişimleri, boru hattının yükseklik profili ile hesaplanır. *NatGasDesign* tarafından yapılan tahminler 1,9 milyar m³/yıl kapasite için PIPESIM ve saha ölçümleriyle karşılaştırılmış olup, çok iyi uyum göstererek doğrulanmıştır. Aynı zamanda, projenin henüz faaliyete geçmemiş aşaması (16,2 milyar m³/yıl) için de PIPESIM ve *NatGasDesign*'dan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

5.3. Doğal Gaz Bileşenleri ve İletim Yöntemleri

Doğal gaz yer kabuğunun içindeki fosil kaynaklı bir çeşit yanıcı gaz karışımıdır. Bir petrol türevidir. Yakıt olarak önem sıralamasında ham petrolden sonra ikinci sırayı alır. Doğalgazın hacimsel bileşiminde;

- %85'ten büyük oranda Metan gazı (CH_4)
- %3 - %8 arası Etan (C_2H_6)
- %1 - %2 arası Propan (C_3H_8)
- %1'den küçük oranlarda Bütan (C_4H_{10}) ve Pentan (C_5H_{12}) adı verilen hidrokarbon bileşiğinden oluşabilir.

Bunların dışında, karbondioksit(CO_2), azot (N_2), helyum(He) ve hidrojen sülfid (H_2S) gibi bileşenler bulunabilir. Bu oranlar, doğalgazın kaynağı ve üretim işlemlerine göre değişmektedir. Doğalgaz, yukarıda bahsedilen oranlardan meydana gelen bir karışımdır. Doğalgazın faz davranışı, iletim ve depolama özelliklerinin belirlenmesinde önemli bir rol oynar. Doğalgaz karışımında bulunan ağır hidrokarbon bileşenlerinin yoğunluğu, karışımın faz özelliklerini etkilemektedir.

Doğalgaz iletimi;

- Boru hatları
- Sıvılaştırılmış Doğalgaz (LNG – Liquefied Natural Gas)
- Sıkıştırılmış Doğalgaz (CNG – Compressed Natural Gas)
- Katılarda depolayarak taşıma (GTS – Gas to Solids)
- Sıvılarda depolayarak taşıma (GTL – Gas to Liquids) gibi farklı taşıma yöntemleriyle marketlere ulaştırılır.

Boru hatlarıyla taşımacılık, özellikle uzun mesafelerde tedarik, transit ve tüketim zinciri için en uygun yöntemdir. Doğalgazın sıvılaştırılarak taşınması için yaklaşık $-162\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye kadar soğutularak sıvı hale getirilir ve gaz fazındaki oda sıcaklığında hacmi yaklaşık 600 kat kadar azalacaktır. LNG tankerlerle yapılan iletim yöntemi pahalı olmakla birlikte, boru hatlarının mümkün olmadığı coğrafyalar için daha uygundur.

Economides vd. (2005), doğalgazın sıkıştırılarak iletilmesinin, gazın sıvılaştırılarak iletilmesinden (yaklaşık 4 bin km'ye kadar) daha ucuz bir yöntem olduğunu belirtmiştir. Naijibi vd. (2006), İran'ın en büyük doğalgaz sahası olan Güney Pars bölgesinden, potansiyel marketlere doğalgazın ulaştırılması için, tüm iletim yöntemlerini incelemiş ve karşılaştırmıştır. (Boru hattı, LNG, CNG) Boru hattı için, 56" çapında ve 100×10^6 standart m^3 /gün taşıma kapasitesine sahip bir boru hattını PIPESYS programında modellemiş, ve bu şartlar altında 7600 km'ye kadar olan mesefeler için, boru hattı ile iletilmenin, sıvılaştırılmış taşımaya göre daha uygun olduğunu tespit etmişlerdir.

Modellemede kullanılan TANAP (Trans Anadolu Doğalgaz Boru Hattı), Azerbaycan Şah Deniz-2 doğalgaz yataklarından çıkan doğalgazın Avrupa (İtalya)'ya iletilmesi için yaklaşık 3400 km uzunluğundaki, 3 boru hattı projesinin ortanca halkasını oluşturmaktadır.

- SCPx (South Caucasus Pipeline Expansion – 692 km / 48")
- TANAP (Trans Anatolian Natural Gas Pipeline – 1840 km / 56" & 48")
- TAP (Trans Adriatic Pipeline – 878 km / 48")

Modellemede kullanılan doğalgaz bileşenleri Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Doğalgaz bileşenleri.

Doğalgaz Bileşenleri		
Bileşen		Mol (%)
Nitrojen	N ₂	0.23
Karbondioksit	CO ₂	0.2
Metan	CH ₄	94.17
Etan	C ₂ H ₆	3.26
Propan	C ₃ H ₈	1.24
i-Butan	C ₄ H ₁₀	0.25
n-Butan	C ₄ H ₁₀	0.37
i-Pentan	C ₅ H ₁₂	0.11
n-Pentan	C ₅ H ₁₂	0.09
n-Hexan	C ₆ H ₁₄	0.06
n-Heptan	C ₇ H ₁₆	0.02

Gazın Molekül Ağırlığı: 17,37 kg/kmol

Standart Yoğunluk : 0,786 kg/m³ (1 atm)

Gaz bileşenleri, gazın özgül ağırlığını etkilemektedir. Gazın özgül ağırlığı arttıkça, yük kaybı artacaktır.

5.4. Boru Özellikleri ve Operasyonel Koşullar

Gaz taşımacılığında yıllık taşıma kapasitesi, basınç, işletmenin ekonomik ömrü gibi faktörler göz önünde bulundurulduğunda boru et kalınlığı, boru çapı belirlenir.

Çizelge 5.2’de gösterildiği gibi, saha ölçümlerinin mevcut olduğu senaryo 1 ve saha ölçümlerinin henüz mevcut olmadığı kompresör ile ilave basınçlandırmaya ihtiyaç duyulan ve duyulmayan diğer senaryolara ait akış miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.2 :Çeşitli akış koşulları için akış miktarları.

	Yıllık Akış Debisi	Günlük Akış Debisi
Senaryo 1	1,9 milyar m ³ /yıl	5,4 milyon m ³ /gün
Senaryo 2	4 milyar m ³ /yıl	11,4 milyon m ³ /gün
Senaryo 3	6 milyar m ³ /yıl	17,1 milyon m ³ /gün
Senaryo 4	8 milyar m ³ /yıl	22,8 milyon m ³ /gün
Senaryo 5	10 milyar m ³ /yıl	28,6 milyon m ³ /gün
Senaryo 6	12 milyar m ³ /yıl	34,3 milyon m ³ /gün
Senaryo 7	14 milyar m ³ /yıl	40,1 milyon m ³ /gün
Senaryo 8	16,2 milyar m ³ /yıl	46,3 milyon m ³ /gün

Faz-0'ı oluşturan boru hattının tasarım parametreleri, Çizelge 5.3'te verildiği gibidir.

Çizelge 5.3 : Boru tasarım parametreleri.

Boru Hattı Uzunluğu	Çap	Et Kalınlığı	İç Kaplama Pürüzlülüğü	Maksimum Dizayn Basıncı	Maksimum Dizayn Sıcaklığı
(KM)	(mm)	(mm)	(mm)	(bara)	(°C)
1340	1422.2	19.45	0.00762	95.5	50

Tüm dünyada petrol ve doğalgaz taşımacılığında Amerikan Petrol Enstitüsü (API) standartı API 5L, X50, X60 gibi borular kullanılırken, boru hatlarının daha yüksek basınç ve daha yüksek gaz taşıma kapasitesi için daha düşük alaşımlı yüksek dayanımlı X-70, X-80, X-100 gibi boruların kullanımı tercih edilmektedir. Aynı zamanda, toprak altına döşenen borular içerisinde nakledilen maddelerin özellikleri sebebiyle statik ve dinamik yüklere, deprem ve toprak kaymalarının meydana getirdiği zorlamalara maruz kalabilirler. Bu sebeple, boru hatları tasarımlarında boru et kalınlığı ve çapı belirlenirken, Çizelge 5.4'te görüldüğü gibi malzeme sınıfının belirlenmesi de büyük önem arz etmektedir.

Çizelge 5.4 : Malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri		Çelik	Dış Kaplama
Malzeme Sınıfı	-	API5L X70	-
Termal İletkenlik	W/m-K	45	0.3
Yoğunluk	kg/m ³	7850	920
Isı Kapasitesi	J/kg °C	475	1800
Kaplama	mm	-	3.5

5.5. PIPESIM ve NatGasDesign

Gerçek bir doğalgaz boru hattı PIPESIM yazılımında ve sayısal yükseklik modeli (DEM) ele alınarak Şekil 5.1’de gösterildiği gibi tasarlanmıştır.



Şekil 5.1 : Gerçek boru hattı modeli (TANAP).

PIPESIM yazılımında, boru hattı ve sahip olduğu yer üstü tesisler tasarım parametreleri ve akış koşullarına uygun olarak modellenmiştir. PIPESIM yazılımı ile kararlı durum akış analizi yapılarak, boru hattı boyunca meydana gelen statik basınç, sıcaklık ve gazın termodinamik özelliklerindeki değişimler için öngörüler elde edilmiştir. Yeni bir programdan daha önce de bahsedildiği gibi, doğalgaz boru hattı sistemini tasarlamak için tek boyutlu (1D) sabit akış denklemlerine dayanan *NatGasDesign* geliştirilmiştir. Program, kolay kullanım için kullanıcı dostu bir grafiksel kullanıcı arayüzü (GUI)'ye sahiptir. GUI'nin anlık görüntüsü Şekil 5.2'de gösterilmektedir. PIPESIM yazılımında olduğu gibi, *NatGasDesign* yazılımında tüm tasarım parametreleri ve akış koşulları girilerek, kararlı durum akış analizi başarıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen öngörüler, PIPESIM ve saha ölçüm verileriyle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Aynı şekilde, yük kayıplarını karşılayacak kompresör gücü başarıyla hesaplanmıştır.

Natural Gas Inlet Parameters		Compressor Station		Mole Fraction of Gas Mixture(%)	
Inlet Temperature	15 (°C)	Suction Pressure	(Bar)	0.23	Nitroge
Inlet Pressure	57 (Bar)	Discharge Pressure	(Bar)	0.2	CO2
Flow Rate	16.2 BCMA	Suction Temp.	(°C)	94.17	Methane
	46.28 MMSM3/d	Discharge Temp.	(°C)	3.26	Ethane
Gas Gravity	0.60			1.24	Propane
				0.25	i-Butane
				0.37	n-Butane
				0.11	i-Pentane
				0.09	n-Pentane
				0.06	n-Hexane
				0.02	n-Heptane
					Gas Gravity
					Gas Gravity

Pipe Data

Outer Diameter	56 Inch	Pressure-Distance Graph
Wall Thickness	19.45 mm	Temp. -Distance Graph
Coating	3.5 mm	Velocity-Distance Graph
In. Roughness	0.007 mm	Density - Distance Graph
		Elevation-Distance Graph

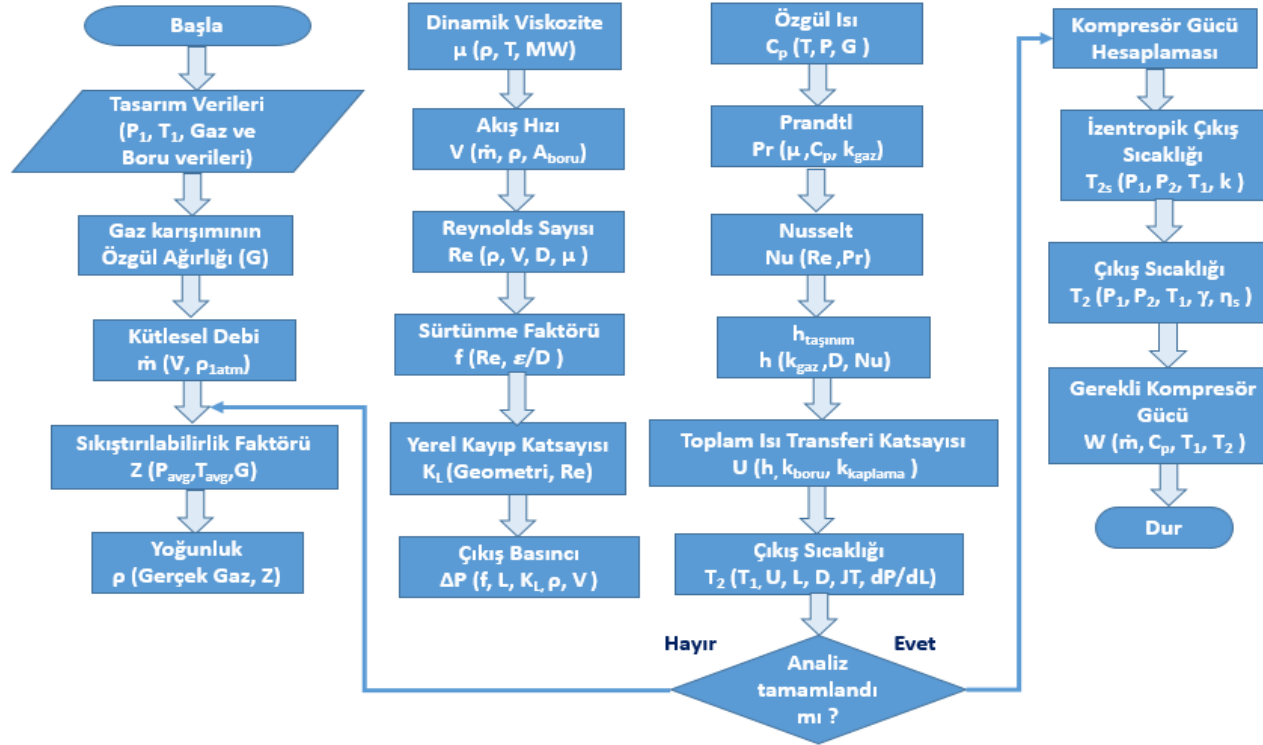
Pressure Drop

Compressor Power (MW)

Şekil 5.2 : “NatGasDesign” Grafiksel kullanıcı arayüzünün ekran görüntüsü.

Şekil 5.3’te gösterildiği gibi, kullanıcı arayüzünde boru hattı tasarım parametreleri girildikten sonra, tez çalışmaları sırasında kullanılan denklem ve korelasyonlar akış şemasına uygun şekilde, tüm verileri her 45 metre için çözmektedir. 1340 km için yaklaşık 30 bin tahmin noktası belirlenmiştir. Boru hattı boyunca oluşan yük kayıpları, sıcaklık değişimleri ve doğalgazın termodinamik özelliklerinde meydana gelen değişimleri başarılı bir şekilde hesaplamaktadır. Excel’de verileri çıktı ve grafik olarak üretir. Analiz tamamlandıktan sonra, yük kayıplarını karşılamak için gerekli kompresör gücü hesaplanabilmektedir.

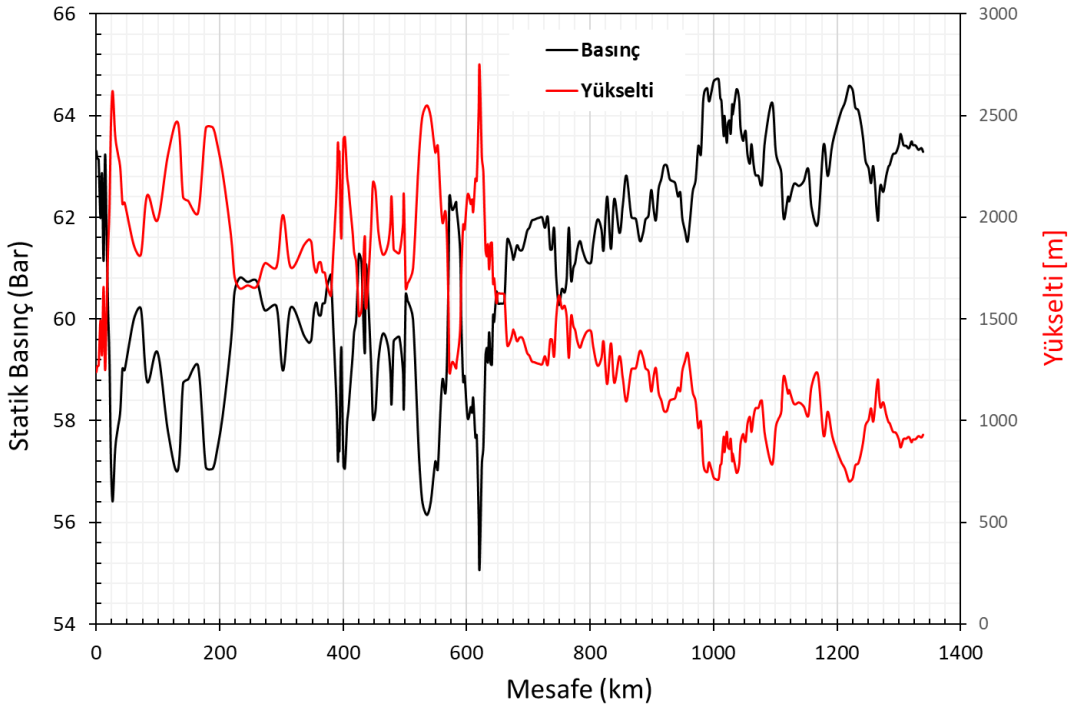
NatGasDesign



Şekil 5.3 : “NatGasDesign” Akış şeması.

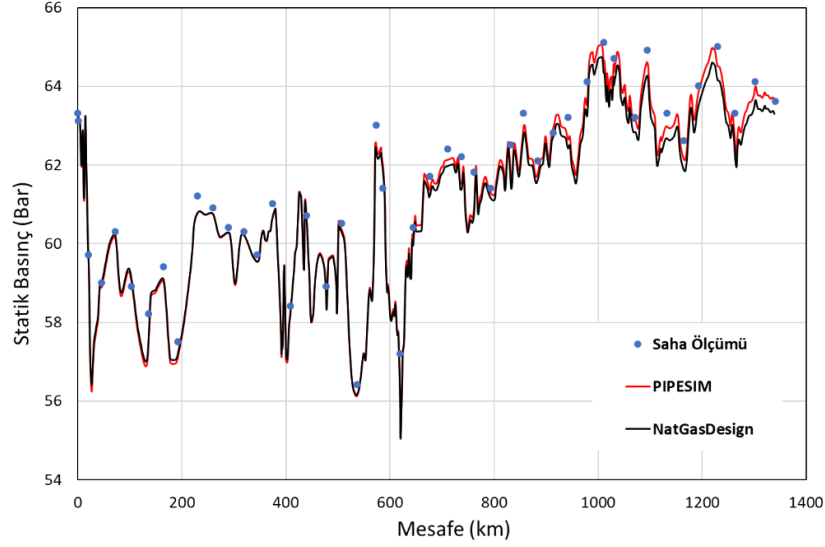
JT: Joule-Thomson Soğuma Etkisi

η_s : İzentropik Verimlilik

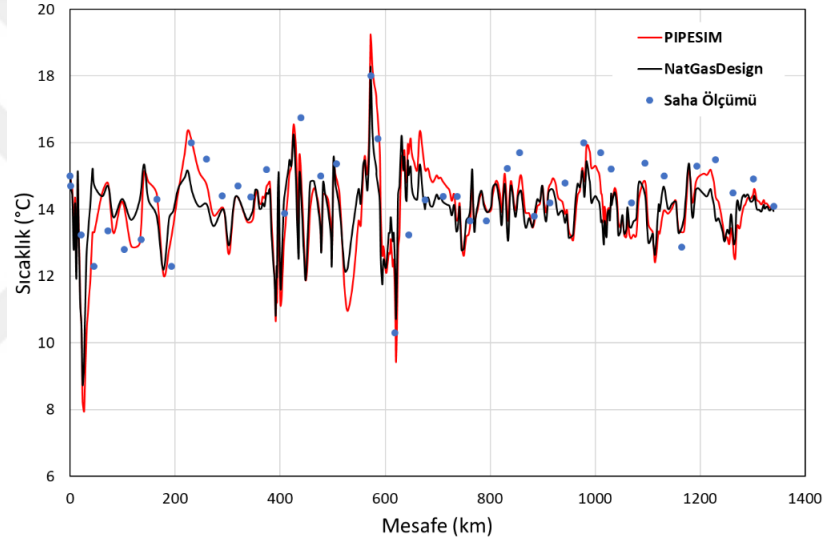


Şekil 5.4 : *NatGasDesign* yazılımı ile Basınç - Yükseklik Profili (1,9 milyar m³/yıl kapasite için).

Mevcut *NatGasDesign* programı tarafından boru hattı boyunca yaklaşık 1340 km uzunluğunda yükseklik profili ile öngörülen statik basınç değişimleri, Şekil 5.4'de 1,9 milyar m³/yıl akış koşulu için gösterilmektedir. Boru hattı boyunca gerçekleşen basınç değişimleri Bernoulli prensibini uyumlu bir şekilde takip etmiştir.



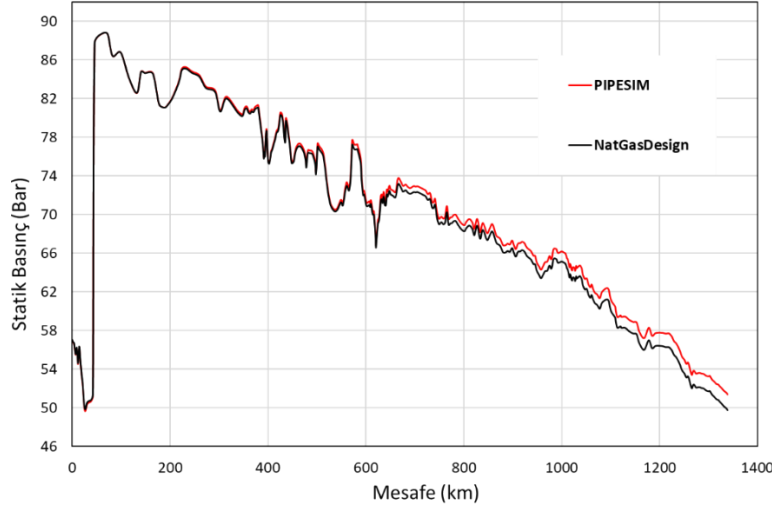
(a) Statik basınç



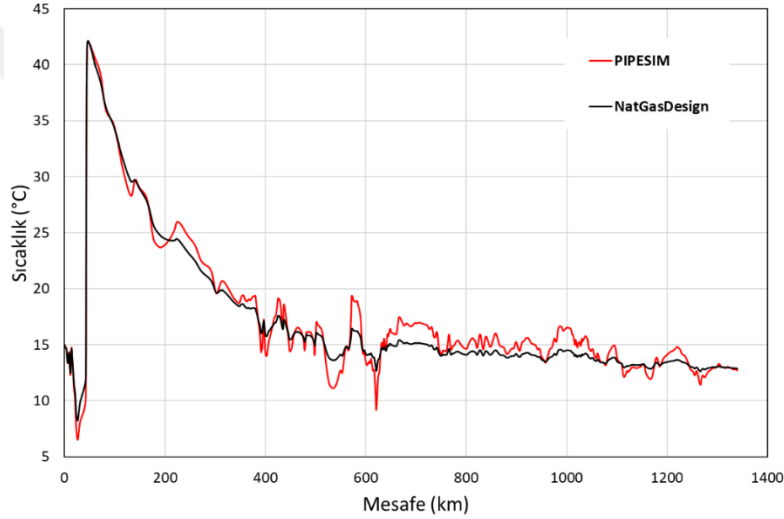
(b) Sıcaklık

Şekil 5.5 : *NatGasDesign* ve *PIPESIM*'den elde edilen (a) statik basınç ve (b) sıcaklık değişim tahminlerinin, 1,9 milyar m³/yıl kapasite için saha ölçüleriyle karşılaştırılması.

56" çapında, 1340 km uzunluğunda ve yıllık 1,9 milyar m³/yıl taşıma kapasitesi için, mevcut *NatGasDesign* tarafından öngörülen basınç değişimleri saha ölçüleriyle ve *PIPESIM* yazılımından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılan grafik, Şekil 5.5'te gösterilmektedir. Boru hattı boyunca, toprak sıcaklığı 14 °C sabit alınmış olup, gazın sisteme giriş sıcaklığı 15 °C 'dir. Saha ölçümlerindeki daha yüksek sapmanın ve yüksek salınım sergilemesinin nedeni ise, *NatGasDesign* ve *PIPESIM* yazılımlarında her 45 metrelik mesafe için sonuçların elde edilmesi, buna karşın saha ölçümlerinden elde edilen sonuçların her 35 km'lik mesafedeki blok vana ve pig istasyonlarında alınan ölçümler olması şeklinde yorumlanabilir.



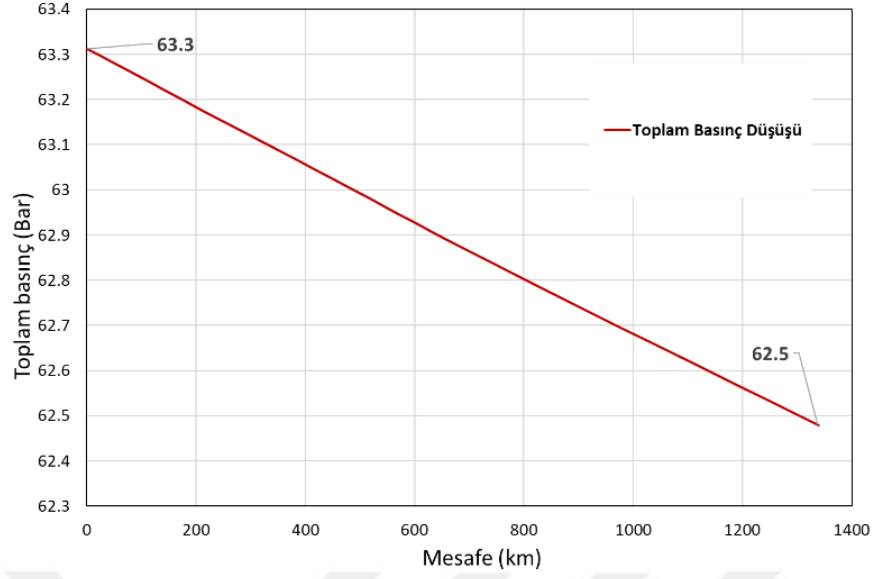
(a) Statik basınç



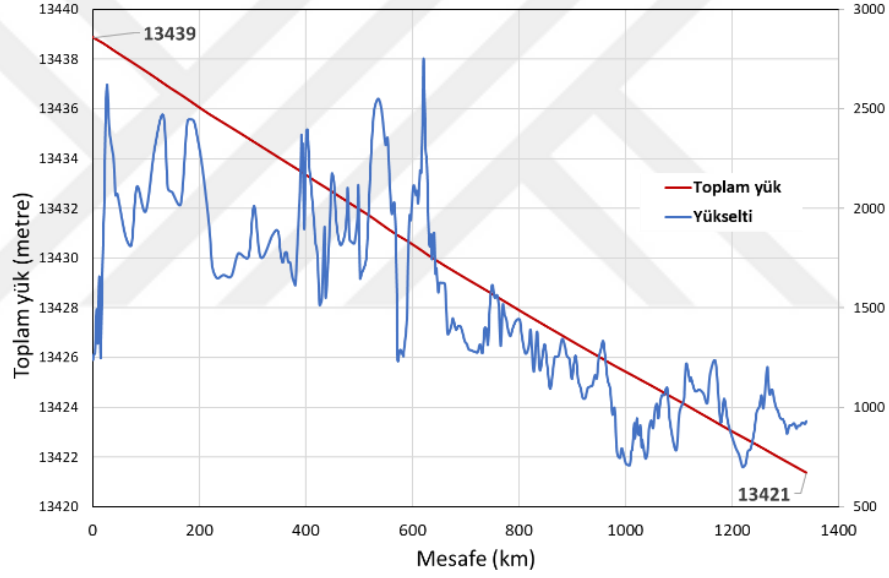
(b) Sıcaklık

Şekil 5.6 : 16,2 milyar m³/yıl kapasite için *NatGasDesign* ve PIPESIM'den elde edilen (a) statik basınç ve (b) sıcaklık değişim tahminleri

16,2 milyar m³/yıl kapasite çalışma koşulları için boru hattındaki basınç ve sıcaklık değişim tahminleri Şekil 5.6'da gösterilmektedir. *NatGasDesign* ile PIPESIM sonuçları arasında basınç tahminleri için ortalama %3 fark ile çok iyi bir uyum olduğunu göstermektedir. JT soğuma etkisi dikkate alınarak, boru hattı boyunca sıcaklık değişimi karşılaştırılmıştır. Toprak sıcaklığı 15,5 °C sabit alınmış olup, gazın sisteme giriş sıcaklığı 15 °C 'dir. Gaz, kompresöre ulaşana kadar basınç ile birlikte sıcaklık düşüşü gerçekleşmiş ve gaz sıcaklığı toprak sıcaklığının altına düşerek JT soğuma etkisini göstermiştir. Kompresör çıkışında sıcaklığı artan gaz için, boru hattından toprağa doğru ısı transferi ve JT soğuma etkisi ile gaz teslim noktasına ulaşmadan gaz ile toprak sıcaklığı eşitlenir. Bu noktadan sonra, gazın genişlemeye devam etmesi sonucu gaz sıcaklığı, toprak sıcaklığının altına düştüğü görülmektedir.



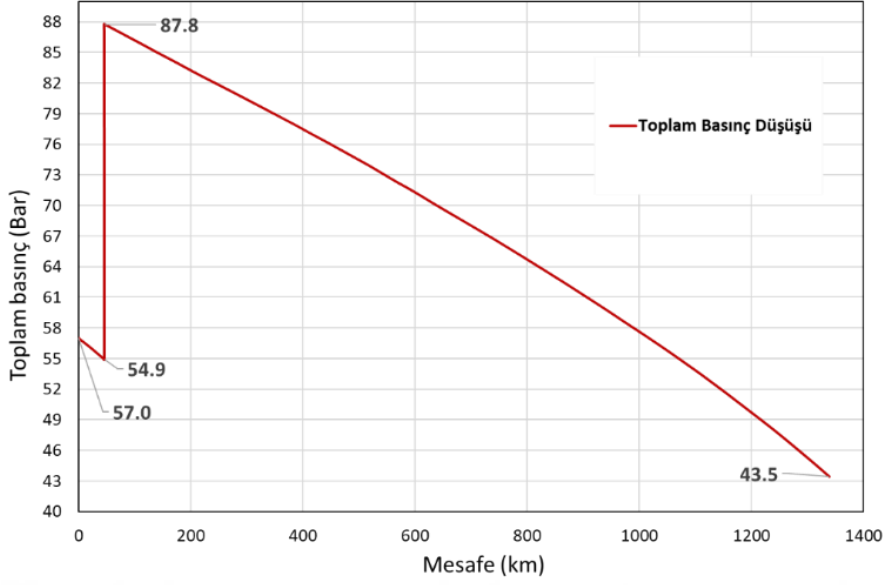
(a) Toplam basınç



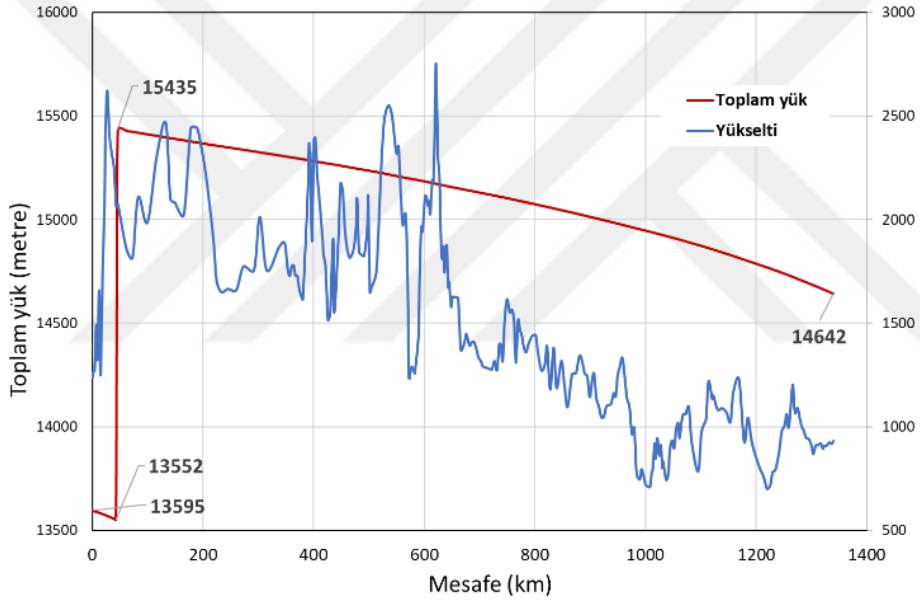
(b) Toplam yük

Şekil 5.7 : *NatGasDesign*'den elde edilen 1,9 milyar m³/yıl için (a) toplam basınç ve (b) toplam yük değişimi.

1,9 milyar m³/yıl ve 16,2 milyar m³/yıl kapasite için, sürekli ve yerel kayıpların sebep olduğu toplam yük kaybı, Şekil 5.7'de verilmiştir. 1,9 milyar m³/yıl akış koşullarında Şekil 5.7 (a)'da gösterildiği gibi toplam basınç düşüşü $\Delta P = 0,8$ bar, Şekil 5.7 (b)'de ise toplam yük kaybı – yükselti profili verilmiştir. Gürcistan-Türkiye sınırı ile Eskisehir teslimat noktası arasındaki yaklaşık 300 metrelik yükselti avantajı ile 1340 km boru hattı boyunca herhangi bir kompresör istasyonuna ihtiyaç duyulmadan, akış kesintisiz sağlanabilir.



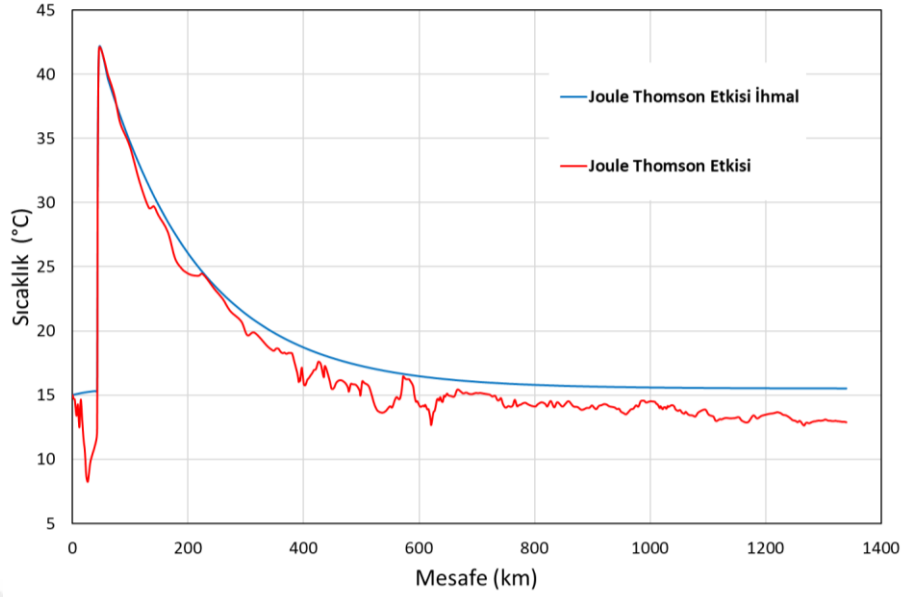
(a) Toplam basınç



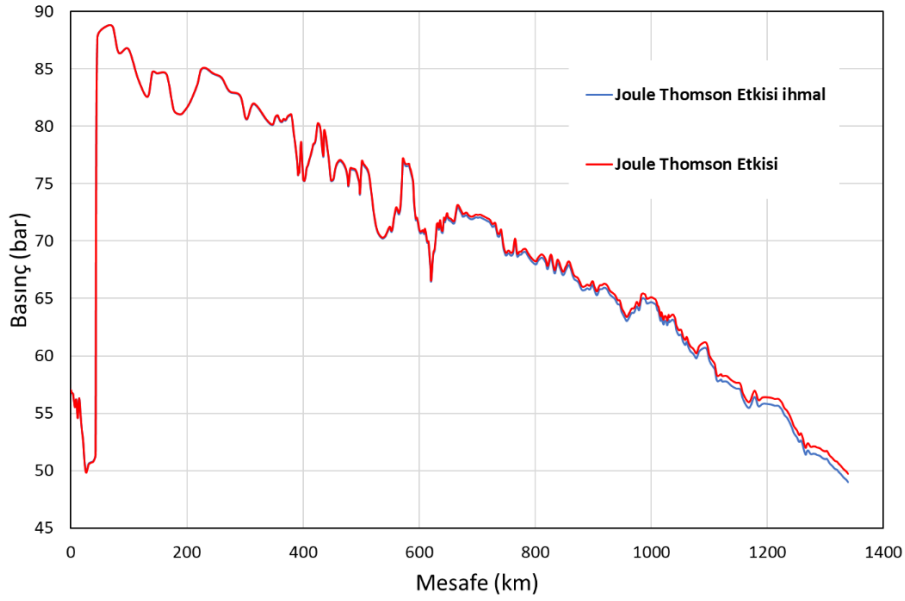
(b) Toplam yük

Şekil 5.8 : *NatGasDesign*'dan elde edilen 16,2 milyar m³/yıl için (a) toplam basınç ve (b) toplam yük değişimi.

16,2 milyar m³/yıl akış koşullarında, akış hızı daha yüksek olduğu için sürtünme faktörü düşmesine rağmen, sürekli yük kaybı akış hızı etkisinin daha baskın olması sebebiyle daha fazladır. Aynı şekilde, yerel kayıplar için hız değişimi daha baskın olduğundan yerel kayıplar yine daha fazladır. Kayıpları karşılamak için, Şekil 5.8 (a) ve (b)'de gösterildiği gibi kompresör istasyonunda 87,8 bara kadar sıkıştırılan gaz, 1300 km sonunda toplam basınç düşüşü $\Delta P = 44,3$ bar olarak gerçekleşmektedir.



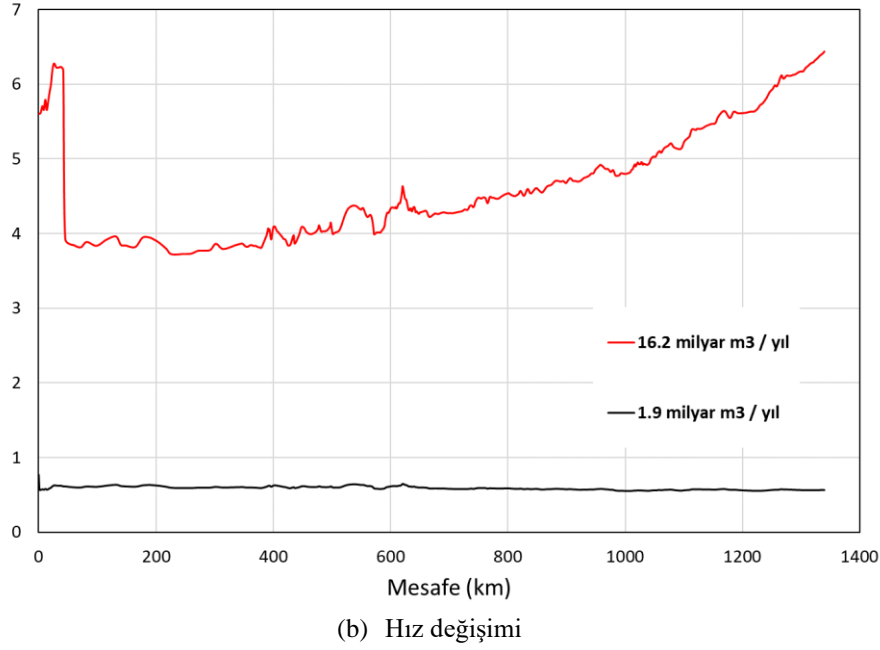
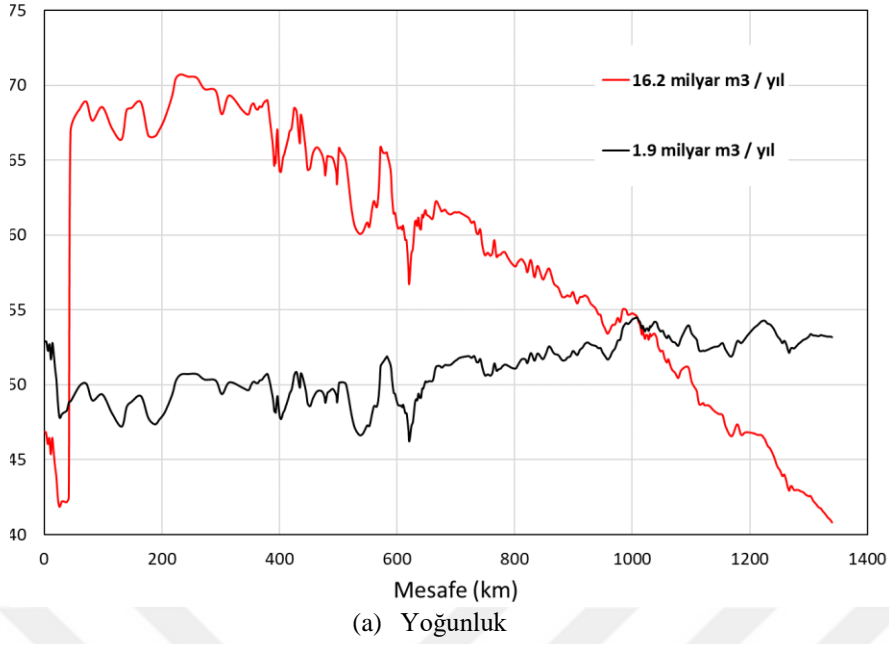
(a) Sıcaklık



(b) Statik basınç

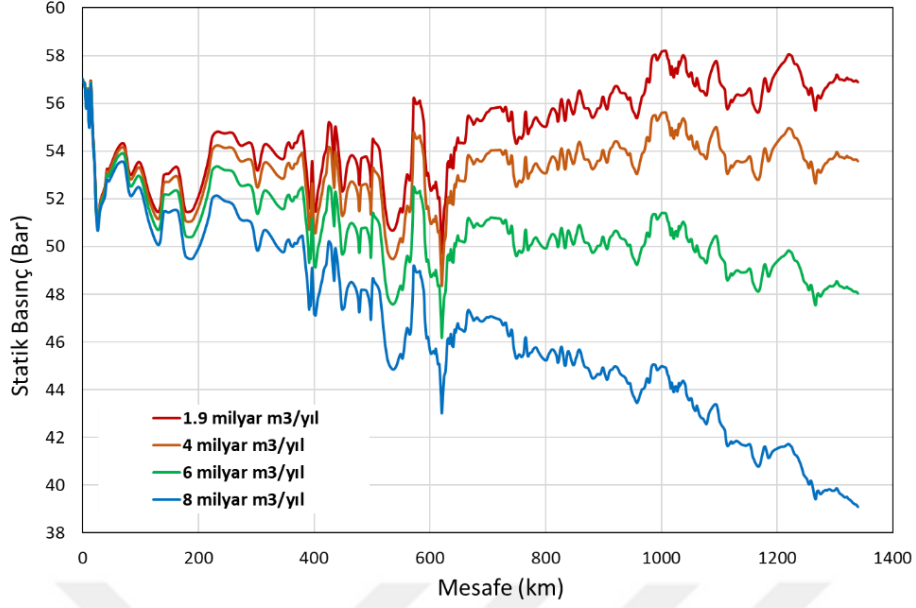
Şekil 5.9 : 16,2 milyar m³/yıl işletme koşulları altında Joule Thomson soğuma etkisinin (a) sıcaklık ve (b) statik basınç üzerine etkileri.

Şekil 5.9'da gösterildiği gibi Joule Thomson soğuma etkisi dikkate alındığında, gaz sıcaklığı ile toprak sıcaklığı dengeye ulaştıktan sonra, yükseltinin arttığı yani statik basıncın düştüğü durumlarda sıcaklık buna paralel düşmektedir. Bu noktada, gaz sıcaklığı, toprak sıcaklığının altına düştüğü gözlenmiştir. Daha soğuk taşınan gaz, daha az yük kaybına (1 Bar) neden olduğu görülmektedir.

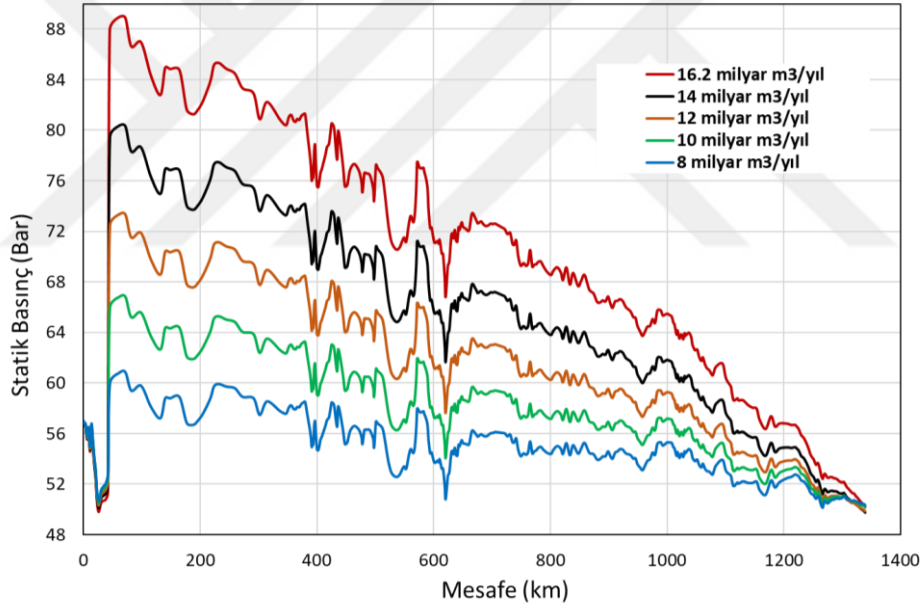


Şekil 5.10 : 1,9 milyar m³/yıl ve 16,2 milyar m³/yıl işletme koşulları altında gaz (a) Yoğunluk (b) Hız değişiminin karşılaştırılması.

Şekil 5.10’da gösterildiği gibi, *NatGasDesign* ile 1,9 milyar m³/yıl ve 16,2 milyar m³/yıl işletme koşulları için gazın yoğunluk ve hız değişimleri karşılaştırılmıştır. Bernoulli prensibine uygun olarak, 16,2 milyar m³/yıl akış kapasitesi koşullarında açıkça görüleceği üzere, statik basıncın arttığı durumda, akış hızı düşmektedir.



(a) 1,9 – 4 – 6 - 8 milyar m³/yıl akış koşulları



(b) 8-10-12-14-16,2 milyar m³/yıl işletme koşulları

Şekil 5.11 : Kompresör istasyonunun gerekli olmadığı 1,9 – 4 – 6 - 8 milyar m³/yıl akış koşulları (a) ile kompresör istasyonunun gerekli olduğu 8-10-12-14-16,2 milyar m³/yıl işletme koşulları (b) altında statik basınç-mesafe değişiminin karşılaştırılması.

Şekil 5.11 (a)'da gösterildiği gibi 1,9 – 4 ve 6 milyar m³/yıl akış koşulları altında, Gürcistan-Türkiye sınırındaki giriş noktasının, Eskişehir'deki teslimat noktasına göre yaklaşık 300 metre yükselti farkı, potansiyel enerji avantajı sağlamıştır. Bu sebeple, 1340 km boyunca meydana gelen yük kaybını karşılamak için, potansiyel enerjinin getirdiği avantaj sayesinde herhangi bir kompresör istasyonuna ihtiyaç olmadığını

ortaya koymaktadır. 8 milyar m³/yıl akış koşulu için yaklaşık 18 bar statik basınç düşüşü gerçekleşmiş olup, Eskişehir’de bulunan kompresörün çalışma koşulları göz önüne alındığında kompresör minimum emiş basıncının altına düşmüştür. Sistemin işletme koşulları dikkate alındığında, Ardahan’daki kompresör istasyonunda basınçlandırmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 5.11 (b)’de gösterildiği gibi, 8 – 10 - 12 -14 ve 16,2 milyar m³/yıl akış koşulları altında teslimat noktasındaki statik basıncı aynı olacak şekilde, hat boyunca meydana gelen statik basınç değişimi gösterilmiştir. Buna göre, 16,2 milyar m³/yıl için, kompresörün çıkış basıncı yaklaşık 88 bara ulaşması gerekir. Sistemin maksimum işletme basıncının 95 bar olduğu göz önüne alınırsa, bir adet kompresör istasyonu ile maksimum akış kapasitesine ulaşılmak üzere olduğu görülmüştür. Çizelge 5.5’te görüldüğü gibi, 8 ve 10 milyar m³/yıl akış koşulları için 1 kompresör ünitesine, 12-14 ve 16,2 milyar m³/yıl için 2 kompresör ünitesi ile basınçlandırılması önerilmektedir.

Çizelge 5.5 : Çeşitli akış koşulları için gerekli kompresör gücü.

Akış kapasitesi (milyar m ³ /yıl)	Günlük akış (milyon m ³ /gün)	Kütleli debi (kg/s)	Giriş Basıncı (bar) Gürcistan-Türkiye	Kompresör Çıkış Basıncı (bar) Ardahan	Çıkış Basıncı (bar) Eskişehir	Gerekli Kompresör Gücü (KW)
1.9	5.43	46.12	63.1	-	-	-
1.9	5.43	46.12	57	-	56.88	-
4	11.43	97.09	57	-	53.58	-
6	17.14	145.63	57	-	48.04	-
8	22.86	194.18	57	60	50.35	3865
10	28.57	242.72	57	66	50.17	8668
12	34.29	291.27	57	72.5	49.87	15073
14	40.00	339.81	57	79.5	49.72	23094
16.2	46.29	393.21	57	87.8	50.2	33990

6. KOMPRESÖR GÜCÜ

6.1. Sistem Yapısı

Doğalgazın boru hatları ile taşınmasında gazın basınçlandırılması gerekmektedir. Bu basınçlandırma işlemi boru hattı boyunca, boru çapı ve uzunluğu, akış debisi, giriş ve çıkış basınç değerlerine istenilen basınçta tüketim noktalarına taşınmasını sağlar. Belirli bir boru çapında, daha yüksek basınç, boru hattının iletim kapasitesinin artmasını sağlar. İlave olarak, sürtünmeden kaynaklı sürekli kayıpları azaltır ve belirli mesafeler arasında ek basınçlandırma istasyonlarına gerek kalmayacaktır.

Doğalgaz, basınçlandırma istasyonlarında pistonlu kompresörlerle ve ya santrifüj kompresörlerle sıkıştırılır. Pistonlu kompresörler elektrik motorları ve ya gaz motorları tarafından çalıştırılırken, santrifüj kompresörler ise elektrik motorları veya gaz türbinleri ile çalıştırılır.

Basınçlandırma sistemi tasarlanırken, ilk yatırım ve işletme maliyetleri dikkate alınmalıdır. Basınçlandırma işleminde, kompresörün seri ve ya paralel bağlanması konusundaki seçimin, ekonomik sonuçlara göre belirlenmesi gerekir (Yılmazoglu ve Amirabedin, 2010).

Pistonlu kompresörler, 200-600 dev/dk (yavaş) ve 900-1200 dev/dk (hızlı) olmak üzere iki tip olarak sınıflandırılır. Pistonlu kompresörün giriş ve çıkış basınçlarında, dalgalanmalar meydana geldiği için diğer ekipmanlara zarar vermemesi için hat üzerine damperler yerleştirilir. Damperler, santrifüj kompresörlere göre daha fazla basınç kaybına sebep olur. Pistonlu kompresörler, yüksek basınç ve düşük debi koşullarında yüksek sıkıştırma oranları sebebiyle yüksek verime sahiptir. Düşük kapasitesi sebebiyle ilk yatırım maliyetleri santrifüj kompresörlere göre daha ekonomiktir. Doğalgaz karışımlarını oluşturan gaz bileşenleri ve gaz yoğunluğundaki değişimlerden daha az etkilenir. Santrifüj kompresörlerde ise, 5 bin HP için 14 bin dev/dk ve 20 bin HP için 8 bin dev/dk olarak çalışma kapasiteleri değişmektedir. Taşıma kapasitesi yüksek boru hatları için için kullanılır. İşletme maliyetleri, basit olması sebebiyle daha avantajlıdır. Titreşim ve basınç farkı çok daha azdır (Economides ve diğ., 2005).

6.2. Temel Denklemler

Doğal gazın sıkıştırılması, bir gaz türbini sistemi tarafından tahrik edilen kompresörde gerçekleşir. İsentropik ve politropik sıkıştırma işlemlerinin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına bağlantısı ile kompresörün termodinamik analizi için iyi anlaşılması gerekir. Adyabatik sıkıştırma, doğal gaz karışımı ile ortam arasında ısı transferi olmadığına gerçekleşir. Eğer ortam sürtünmesiz ise, Adyabatik işlem, izentropik olarak adlandırılır. Politropik sıkıştırma için, adyabatik sıkıştırmada olduğu gibi ısı transferine gerek yoktur.

İzentropik sıkıştırma işleminde, basınç ve hacim arasındaki ilişki Denklem (6.1) olarak ifade edilir:

$$PV^\gamma = C = \text{Constant} \quad (6.1)$$

Burada, $\gamma = \left(\frac{C_p}{C_v}\right)$ gazın özgül ısılarının oranı, C_p sabit basınçta gazın özgül ısısını ve C_v ise sabit hacimde gazın özgül ısısını temsil eder.

Termodinamik açıdan sıkıştırma işlemini incelediğimizde, kontrol hacminde belli bir basınç altındaki gaz üzerinde iş yapılması ile daha yüksek basınçta kontrol hacmini terk etmesi işlemidir. Adyabatik sıkıştırma için birim kütle başına enerji dengesi denklemi ($q_{12} = 0$) Denklem (6.2)'de olduğu gibi ifade edilir.

$$\left(h_2 + \frac{u_2^2}{2} + gz_2\right) - \left(h_1 + \frac{u_1^2}{2} + gz_1\right) = q_{12} + w_{t,12} \quad (6.2)$$

Burada h entalpi ve u akış hızı, g yer çekimi ivmesi ve $w_{t,12}$ kompresörün gaz üzerinde yaptığı spesifik iştir. Yükselti değişikliği sebebiyle oluşan potansiyel enerji, kompresörün sabit noktada konumlanması sebebiyle Denklem (6.3)'teki gibi ihmal edilebilir.

$$\left(h_2 + \frac{u_2^2}{2}\right) - \left(h_1 + \frac{u_1^2}{2}\right) = w_{t,12} \quad (6.3)$$

Kompresörün yaptığı iş, gazın entalpisindeki değişimle ilişkilidir. Bu sebeple, harcanan güç, bu entalpi farkı ile kütleli debinin çarpımıdır. Kompresör istasyonu için gereken güç, P , ile denklem (6.4)'te gösterildiği gibi ifade edilir, ve kütleli debi, \dot{m} ile ifade edilir.

$$P = w_{t,12} \dot{m} \quad (6.4)$$

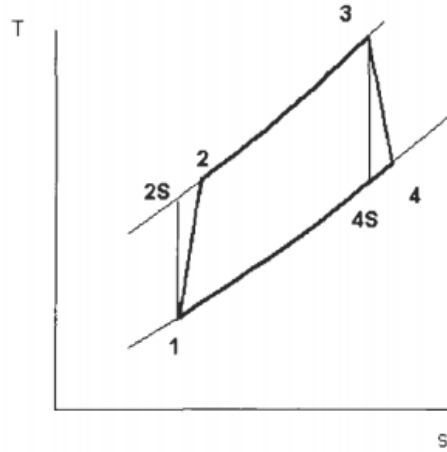
Entalpi ve hızın toplam entalpi olarak birleştirilmesi ($h_t = h + u^2/2$), güç ve toplam entalpi farkı bu nedenle denklem (6.5)'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$P = \dot{m}(h_{t,2} - h_{t,1}) \quad (6.5)$$

Entalpi ile gazın basıncı ve sıcaklığını birleştiren bir ilişki, gaz sıkıştırma işlemini tanımlayacak araçtır. Sabit özgül ısı kabulü ile, Δh , sıcaklık farkı cinsinden şu şekilde yazılabilir.

$$\Delta h = C_p(T_2 - T_1) \quad (6.6)$$

Burada T_1 kompresörün emiş sıcaklığı, T_2 ise kompresörden çıkış sıcaklığını temsil eder. İzentropik çıkış sıcaklığı, T_{2s} , Denklem (6.7) ve Şekil 6.1'de gösterildiği gibi ifade edilir.



Şekil 6.1 : Tersinir kapalı çevrim için T-S diyagramı.

$$T_{2s} = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + T_1 \quad (6.7)$$

Burada P_1 kompresör istasyonunun emiş basıncını ve P_2 kompresör istasyonundan çıkış basıncını temsil eder. Denklem (6.8)'de gösterildiği gibi, C_p , C_v ve universal gaz sabiti R , arasındaki ilişkiyi ifade eder.

$$C_p - C_v = R \quad (6.8)$$

İzentropik üs, k , gaz karışımları için Denklem (6.9) 'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$k = \frac{\sum y_i C_{pi}}{[\sum y_i C_{pi}] - R} \quad (6.9)$$

Burada C_{pi} , gaz karışımını oluşturan her gazın molar özgül ısısı, ve y_i ise her bir gaz bileşenin molar konsantrasyonunu ifade eder.

Eğer gaz karışımı bilinmiyorsa, yalnızca alkanlarda oluşuyor (metan, etan vb.) ve ciddi miktarda kirletici içermiyorsa, denklem (6.10)'da gösterilen ampirik korelasyon kullanılabilir (Campbell, 1992).

$$k=1.3-0.31(G-0.55) \quad (6.10)$$

Denklem (6.6)ve (6.7)'nin birleştirilmesiyle, izentropik sıkıştırma işinde izentropik yük, Δh_s , denklem (6.11)'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\Delta h_s = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (6.11)$$

Gerçek gazların sıkıştırılmasında ise entalpi basıncın ve sıcaklığın bir fonksiyonudur. Kompresörün izentropik verimi denklem (6.12) 'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\eta_s = \Delta h_s / \Delta h \quad (6.12)$$

İdeal gazlar için gerçek yük denklem (6.13) 'de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\Delta h_s = \frac{1}{\eta_s} C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (6.13)$$

Kompresörün gerçek çıkış sıcaklığı, T_2 , denklem (6.14)'de gösterildiği gibi, basınç oranı, kompresörün emiş sıcaklığı ve kompresörün izentropik verimliliğin, η_s , bir fonksiyonu olarak değerlendirilir.

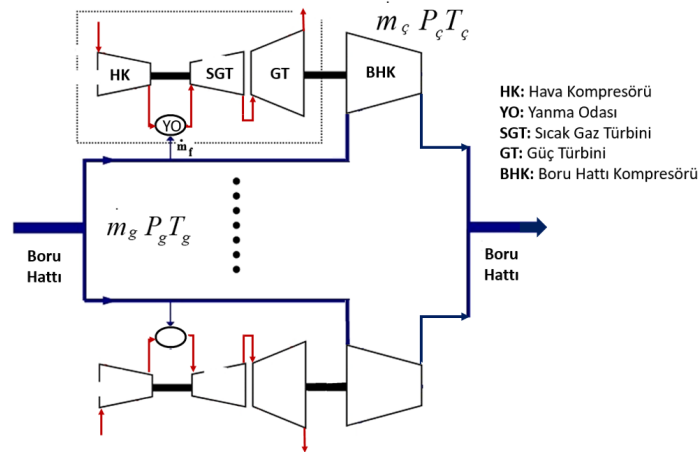
$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + T_1 \quad (6.14)$$

Buna göre, kompresörün gücü denklem (6.15)'daki gibi hesaplanabilir.

$$W = \dot{m} W_c = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad (6.15)$$

6.3. Gaz Türbini ve Kompresör Seçimi

Sıkıştırma oranı pistonlu kompresörler için, bileşenlere etki eden kuvvet ve sıcaklıkla kısıtlanır. Rotor dinamiği ve sıcalık, santrifüj kompresörlerin sıkıştırma oranını kısıtlayan faktörlerdir. Bu faktörler sebebiyle, çok kademeli sıkıştırma ve soğutma uygulanır. Pistonlu kompresörler için, mekanik kayıplar %3 ila %8 arasında olduğu varsayımı ile güç hesabı yapılabilir (Economides ve diğ., 2005).



Şekil 6.2 : Doğalgaz sıkıştırma işleminin genel planı.

Doğalgaz sıkıştırma istasyonunun genel planı Şekil 6.2'de gösterildiği gibidir. Doğalgaz boru hattından, tahrik sistemine göre gaz türbinine ve ya içten yanmalı motora gaz verilir. Tahrik sistemi (gaz türbini), kompresör şaftı ile aynı düzende olup elde edilen mekanik enerjiyi, iş olarak kompresöre vermektedir. Sıkıştırma kompresörleri arasında ara soğutma işlemi uygulanarak kompresörün tüketeceği özgül gücün azaltılmasını sağlar. Ayrıca, sıkıştırılan gaz tekrar boru hattına verileceğinden, boru hattının maksimum dizayn sıcaklığının aşılması durumunda kompresörden ayrılmadan önce soğutma ünitesine gönderilir.

Çizelge 6.1 : 16,2 milyar m³/yıl kapasite için kompresör tasarım parametreleri.

Parametreler	Birim	
Gazın Moleküler Ağırlığı	kg/Kmol	17.36
İstasyon Emiş Basıncı	bar	51
İstasyon Emiş Sıcaklığı	°C	12
Akış Debisi	kg/s	395.4
İstasyon Çıkış Basıncı	bar	88
İstasyon Çıkış Sıcaklığı	°C	42
Verimlilik	%	90
Sıkıştırılabilirlik Faktörü	-	0.876
Özgül Isı Oranı (γ)	-	1.23

Kompresör gücü, boru hattı boyunca meydana gelen yük kayıplarını karşılamalıdır. Kompresörün çalışma tasarım noktasına dayanarak, Çizelge 6.1'te gösterildiği gibi 34 MW'lık bir kompresör gücü hesaplanmaktadır. Mevcut TANAP boru hattı için gereklilikleri karşılayan 35 MW gücünde kompresör seçilebilir. Yüksek sıkıştırma oranına ihtiyaç duyulduğu için, 16,2 milyar m³/yıl kapasite için, 2+1 (ana kompresör + yedek kompresör) yani paralel olacak şekilde tasarlanması önerilmiştir. Bu durumda, Çizelge 6.2'de gösterildiği gibi 2 paralel ünite olması sebebiye, kütleli debi eşit olarak bölüşülecek ve her bir ünite için 17,5 MW gücünde kompresör yeterli olacaktır.

Çizelge 6.2 : 16,2 m³/yıl için kompresörün ihtiyaç duyduğu güç.

Santrifüj Kompresör 1 & 2	Gereken Güç (MW) NatGasDesign	Gereken Güç (MW) TANAP	Kütleli Debi (kg/s)	Kompresör Hızı (rpm)
		17	16.9	197.6

Kompresörün ihtiyaç duyduğu gücü sağlayacak olan gaz türbinlerinin kapasitesinin seçimi için, yakıt odasına girecek hava için saha koşullarını minimum ve maksimum sıcaklığı önemlidir. Yerleştirilecek kompresörün Damal/Ardahan bölgesi için +35 °C ve -40 °C hava şartlarında en düşük güç üretimi yaz ayında olacağından, minimum güç gereksinimini sağlayacak gaz türbini bu sınırın üzerinde kalacak şekilde belirlenmiştir.

Çizelge 6.3'te gösterildiği gibi, kompresörün ihtiyaç duyduğu 17 MW gücü, en sıcak hava şartlarında sağlayacak mil çıkış gücü 19,4 MW olan türbin seçimi, ISO standartlarına göre belirlendiğinde 31 MW ve 6100 rpm gücünde olması beklenir.

Çizelge 6.3 : Gaz türbini çalışma koşulları.

		Sahada Maksimum Hava Sıcaklığı Şartları	Sahada Minimum Hava Sıcaklığı Şartları	ISO Rating
Gaz Türbini 1 & 2	Bağıl Nem (%)	75	75	60
	Hava Sıcaklığı (°C)	35	-40	15
	Çıkış Mili Gücü (MW)	19,4	26,8	31
	Çıkış Mili Hızı (rpm)	5800	5800	6100

ISO 2314 (Gaz Türbinleri – Kabul Testleri), Gaz türbinlerinin derecelendirilmesi ve test edilmesi için temel prosedürleri tanımlayan uluslararası standarttır. Kompresör flanşındaki hava girişi için (%60 bağıl nem, 15 °C ve 1 atm şartları), gaz türbinlerinin deniz seviyesinde kurulu olduğu ve herhangi yerel bileşeni (hava filtresi, susturucu, geri kazanım ekipmanı vb.) olmadığı varsayımı ile yapılan standart hesaplamadır (Noordermeer, 2018).

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, doğal gaz boru hattı tasarım programı olan *NatGasDesign*, GUI arayüzü ile geliştirilmiş ve test edilmiştir. Program kararlı durum akış analizine dayanır ve boru hattı boyunca meydana gelen tüm yük kayıpları ile sıcaklık değişimlerini başarıyla hesapladığı görülmüştür.

İlk olarak, 1,9 milyar m³/yıl çalışma koşulları için *NatGasDesign* tarafından boru hattı boyunca öngörülen basınç ve sıcaklık değişim sonuçları, iyi bilinen ticari bir yazılım olan PIPESIM ile elde edilen sonuçlar ve mevcut saha ölçüm verileriyle karşılaştırıldı. Bu çalışma koşulları için iyi bir uyum (< %2) gözlemlendi. İkinci olarak, henüz saha ölçümlerinin mevcut olmadığı, 16,2 milyar m³/yıl çalışma koşulları için basınç düşüşü ve sıcaklık değişim tahminleri PIPESIM sonuçlarıyla karşılaştırıldı ve aynı şekilde iyi bir uyum gözlemlendi.

1,9 milyar m³/yıl akış koşulları için Gürcistan-Türkiye sınır noktası ve deniz seviyesinden 1238 metre yükseltideki giriş noktasında doğalgazın basıncı 63,3 bar ve sıcaklığı ise 15°C değerindedir. Toprak sıcaklığı 14°C olarak sabit alınmıştır. *NatGasDesign*, deniz seviyesinden 932 metre yükseltiye sahip Eskişehir teslimat noktasında doğalgazın çıkış basıncını 63,2 Bar ve çıkış sıcaklığını 13,9°C olarak hesaplamaktadır. *NatGasDesign* tarafından, 56 inç çapında ve yaklaşık 1340 km uzunluğundaki TANAP doğalgaz boru hattı boyunca öngörülen statik basınç ile yükselti arasındaki bağıntı temel Bernoulli Denklemi gereğince değişimler göstermektedir. Saha ölçümlerindeki daha yüksek sapmanın ve yüksek salınım sergilemesinin nedeni ise, *NatGasDesign* ve PIPESIM yazılımlarında her 45 metrelik mesafe için sonuçların elde edilmesi, buna karşın saha ölçümlerinden elde edilen sonuçların her 35 km'lik mesafedeki blok vana ve pig istasyonlarında alınan ölçümler şeklinde yorumlanabilir. İki nokta arasındaki toplam yük kaybı ise 0,8 bar olarak hesaplanmıştır. 1340 km uzunluğundaki boru hattı boyunca, kompresör istasyonuna ihtiyaç duymadan mevcut akış koşulları için gaz iletiminin sağlanabileceğini gösterir.

16,2 milyar m³/yıl akış koşulları için, deniz seviyesinden 1238 metre yükseltideki giriş noktasında doğalgazın basıncı 57 Bar ve giriş sıcaklığı ise 15 °C 'dir. Toprak sıcaklığı 15,5 °C olarak sabit alınmıştır. *NatGasDesign*, boru hattının ilk 45.km'sinde (Ardahan/Damal) ve deniz seviyesinden 2071 metre yükseltide konumlandırılan kompresör istasyonuna giriş basıncını 51,1 Bar ve 12,1 °C olarak hesaplamaktadır. Yüksek debide ortaya çıkacak olan yüksek yük kayıplarını karşılamak için doğal gaz kompresör istasyonuna girmekte ve gaz 87,8 bar basınç ve 42°C sıcaklığa çıktığı öngörülmektedir. Basıncı artırılan doğalgaz, kompresör istasyonundan ayrıldıktan yaklaşık 1300 km sonra deniz seviyesinden 932 metre yükseltiye sahip Eskişehir'deki teslimat noktasında çıkış basıncı 49,7 bar ve sıcaklığı ise 12,8°C olarak hesaplanmıştır. Gürcistan-Türkiye sınırındaki giriş noktası ile kompresör istasyonu girişi arasında yaklaşık 45 km boru hattı boyunca öngörülen toplam yük kaybı 2,1 Bar'dır. Kompresör istasyonu ile gazın teslimat noktası arasında meydana gelen toplam yük kaybı ise 44,3 Bar olarak hesaplanmıştır. Bu akış koşullarında meydana gelen yük kayıplarını karşılamak için kompresör istasyonuna duyulan ihtiyaç doğrulanmıştır. 1,9 milyar m³/yıl akış koşulları ile karşılaştırıldığında, Reynolds sayısı daha yüksek ve sürtünme faktörü daha küçük olmasına rağmen, sürekli yük kaybı akış hızı etkisinin daha baskın olması sebebiyle daha fazladır. Yerel kayıplar için de hız değişimi daha baskın olduğundan bu koşullar için yerel kayıplar yine daha fazladır.

1,9 milyar m³/yıl akış kapasitesi için, yük kayıpları ilave basınçlandırma gerektirmeyecek kadar düşük iken, 16,2 milyar m³/yıl akış koşullarında uzun mesafeler için daha fazla yük kaybı gerçekleşmektedir. *NatGasDesign* ve PIPESIM'de yapılan yük kaybı tahminleri, tasarım parametrelerine uygun, bu tez çalışmasında bahsedilen varsayımlara dayanan, temiz bir boru hattı için yapılmıştır. İşletme halinde olan boru hattında, zaman içerisinde boru iç yüzeylerine yabancı partiküllerin yüzeye yapışması, boru iç kaplamasında meydana gelecek korozyon ve aşınma, boru pürüzlülüğünü artıracak, dolayısıyla sürtünme etkisi artacaktır. Bu sebeple, zaman içerisinde yük kayıplarının artması beklenmektedir.

Mevcut tez çalışması, doğalgaz boru hatlarında kullanılan iç kaplamanın ve dolayısıyla bağlı pürüzlülüğün etkisini göstermiştir. Bağlı pürüzlülüğün düşmesi, boru hattında meydana gelen toplam basınç düşüşünde azalma ve boru hattında taşınabilecek doğalgaz akış kapasitesinde artış sağlayacaktır. Aynı akış kapasitesinde, işletme maliyetlerinin düşürülmesini sağlayacak kompresör istasyonu için daha düşük güç gereksinimiyle gaz iletiminin mümkün olduğu gösterilmiştir.

Doğalgaz boru hatlarında, akışkan ile boruyu çevreleyen toprak arasında gerçekleşen ısı transferi ısıl dengeyi sağlar. Statik basıncın düştüğü yerlerde, Joule Thomson soğuma etkisi olarak bilinen yani gazın genişlemesiyle gaz soğur. Bu bölgelerde, doğalgaz sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düştüğü gözlemlenmiştir. 16,2 milyar m³/yıl akış koşullarında, toprak sıcaklığı 15,5 °C ve gazın sisteme giriş sıcaklığı 15 °C iken, 45.km‘de konumlandırılmış kompresör istasyonuna ulaşana kadar statik basıncın düşmesiyle gaz sıcaklığı 8°C gibi bir değere düşmüştür. Kompresör istasyonunda, 87,8 bar basınca kadar sıkıştırılan gazın sıcaklığı 42°C'a yükselmiştir. Boru hattının yaklaşık olarak 500.km' sine kadar sıcak gaz soğuyarak toprak sıcaklığı ile ısıl dengeye ulaşmıştır. Joule Thomson soğuma etkisi ve gazın sıkıştığı bölgelerde ısınan gazın sıcaklık değişimleri PIPESIM sonuçlarıyla karşılaştırıldığında iyi bir uyum göstermiştir. 1,9 milyar m³/yıl akış koşullarında, sıcaklık değişim öngörülleri saha ölçümleriyle karşılaştırıldığında, daha yüksek sapma ve yüksek salınım sergilemesinin nedeni, *NatGasDesign* ve PIPESIM yazılımlarında her 45 metrelik mesafe için sonuçların elde edilmesi, buna karşın saha ölçümlerinden elde edilen sonuçların her 35 km'lik mesafedeki blok vana ve pig istasyonlarında alınan ölçümler şeklinde yorumlanabilir.

Joule-Thomson soğuma etkisinin, 16,2 milyar m³/yıl akış koşullarında, yük kayıpları üzerindeki değişimi irdelenmiştir. Joule Thomson soğuma etkisi ihmal edildiğinde, gaz ile toprak sıcaklığı ısıl dengeye ulaştıktan sonra gaz sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düşmediği görülmektedir. Bu durumda boru hattı boyunca daha fazla yük kaybına neden olmuştur. JT etkisi dikkate alındığında ise, ısıl dengeye ulaştıktan sonra statik basıncın düştüğü durumlarda gazın genişlemesiyle gazın soğuduğu ve toprak sıcaklığının altına düştüğü gözlenmiştir. Boru hattı boyunca JT etkisi ile daha soğuk taşınan gaz, daha az yük kaybına (1 Bar) neden olmuştur. JT soğuma etkisi, daha gerçekçi basınç düşüşü tahminleri için gereklidir. JT soğuma etkisi ile elde edilen basınç düşüşü tahminleri, saha ölçümlerine çok daha yakın olduğu söylenebilir.

Tez çalışması için kullanılan mevcut doğalgaz boru hattında farklı akış koşulları için kompresörsüz ve bir adet kompresörle taşınabilecek maksimum akış kapasitesi ve gerekli kompresör gücü öngörülleri hesaplanmıştır. Giriş basıncının 57 bar ve 1,9 – 4 ve 6 milyar m³/yıl akış koşulları altında, Gürcistan-Türkiye sınırındaki giriş noktasının, Eskişehir'deki teslimat noktasına göre yaklaşık 300 metre yükselti farkı, potansiyel enerji avantajı sağlamıştır.

Bu sebeple, 1340 km boyunca meydana gelen yük kaybını karşılamak için, potansiyel enerjinin getirdiği avantaj sayesinde herhangi bir kompresör istasyonuna ihtiyaç olmadığını ortaya koymaktadır. 8 milyar m³/yıl akış koşulu için yaklaşık 18 bar statik basınç düşüşü gerçekleşmiş olup, Eskişehir’de bulunan kompresörün çalışma koşulları göz önüne alındığında kompresör minimum emiş basıncının altına düşmüştür. Sistemin işletme koşulları dikkate alındığında, Ardahan’daki kompresör istasyonunda basınçlandırmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Aynı şekilde, 10 -12 -14 ve 16,2 milyar m³/yıl akış koşulları altında teslimat noktasındaki statik basınçları aynı olacak şekilde, hat boyunca meydana gelen yük kayıplarını karşılamak için gerekli kompresör gücü hesaplanmıştır. Buna göre, 16,2 milyar m³/yıl için, kompresörün çıkış basıncı yaklaşık 88 bara ulaşması gerekir. Sistemin maksimum işletme basıncının 95 bar olduğu göz önüne alınırsa, bir adet kompresör istasyonu ile maksimum akış kapasitesine emniyetli tarafta kalarak ulaştığı söylenebilir. Kompresör verimi dikkate alındığında, 8 ve 10 milyar m³ /yıl akış koşulları için 1 kompresör ünitesine, 12-14 ve 16,2 milyar m³/yıl için 2 kompresör ünitesi ile basınçlandırılması önerilmektedir.

Kompresör, boru hattı boyunca gazın teslim noktasına kadar meydana gelebilecek yük kayıplarını karşılamalıdır. İşletimsel tasarım noktasına bağlı olarak, *NatGasDesign* doğalgaz boru hatlarında istenilen çalışma koşullarında kesintisiz bir gaz taşımacılığı için ihtiyaç duyulan kompresör gücünü hesaplar. TANAP doğalgaz boru hattının 16,2 milyar m³/yıl kapasite ve 1340 km’lik güzergâh boyunca yük kayıplarını karşılayacak kompresör istasyonununa (boru hattının 45.km’sinde ve 2071 metre yükseltide konumlandırılması önerilen) gazın giriş basıncı 51 Bar, çıkış basıncı ise 88 Bar için toplamda 34 MW’lık bir kompresör gücü hesaplanmıştır. Ticari boru hattı işletmeciliğinde, acil durum senaryoları, kademeli sıkıştırma gereksinimi ve gaz türbininin çıkış gücünü etkileyen mevsimsel hava sıcaklığı koşulları için esneklik sağlayabilmek amacıyla 2+1 (2 ana, 1 yedek) santrifüj kompresörle birleştirilmiş basit çevrim tipi gaz türbininden oluşan paralel ünite kurulması önerilmiştir. Bu durumda yedek ünite, aktif çalışan ünitelerin arızaya geçmesi durumunda devreye gireceğinden sürekli hazır konumda tutulması gerekir. Taşınacak gaz, 2 ana paralel üniteye eşit olarak gönderilir. Toplam kütleli debinin yarıya düşmesiyle her ünite şaftını tahrik etmek için gereken güç yaklaşık 17 MW’tır. Gaz türbininin konumlandığı Ardahan bölgesinde 17 MW ve üzeri kesintisiz güç üretimini en kötü şartlar altında sürekli sağlayacak şekilde çalışma aralıklarına sahip ünite belirlenmelidir. Minimum ve maksimum hava sıcaklığı (+35/-40°C) koşullarında 19 MW (yaz) - 27 MW (kış)

aralığına sahip ünitenin ISO standartlarında karşılığı 31 MW olan bir ünite seçilmesi yeterli olacaktır.

NatGasDesign, yük kayıpları ve gerekli kompresör gücünün belirlenmesi için gerekli sonuçları başarılı bir şekilde üretir. Doğalgaz boru hattı sistemi tasarımı için teknik şartnamenin ana gövdesini oluşturmaya yardımcı olacak *NatGasDesign*, yatırımcılar için yatırım yapılabilir seviyede maliyetlerin oluşması yani CAPEX'e (Yatırım Maliyeti) ciddi bir katkısı olacaktır. Aynı şekilde, işletme halinde olan bir boru hattı için, OPEX (İşletme Maliyeti) için sistemin maliyet/performans verimliliğinin en üst noktaya çıkmasını sağlayacak sonuçları üretecektir.

7.2. Öneriler

Mevcut tez çalışması ile geliştirilen *NatGasDesign* yazılımı, doğalgaz boru hatlarında meydana gelen yük kayıpları ve sıcaklık değişimleri için öngörülerin iyileştirilmesine yönelik aşağıdaki eklemeler önerilmektedir.

- Boru hattı yükselti profilinin, coğrafi bilgi sistemleri aracılığı ile çevrimiçi tabanlı DEM (Digital Elevation Model) tarafından elde edilmesi.
- Boru hattı sisteminin yıllık işletme maliyetinin (OPEX) hesaplanması ve sistemin iyileştirilmesine katkıda bulunacak verilerin üretilmesi.



KAYNAKLAR

- Azubuiké I.I., Ikiensikimama S. S, Orodu O.D.,** (2016). Natural Gas Compressibility Factor Measurement and Evaluation for High Pressure High Temperature Gas Reservoirs. Cilt Volume 7, Issue 7, s. p. 1171-1181.
- Campbell, J.M.** (1992). *Gas Conditioning and Processing, Campbell Petroleum Series.* Norman.
- Costa, A.L.H., Medeiros, J.L. ve Pessoa, F.L.P.,** (1998). Steady State Modeling and Simulation of Pipeline Networks for Compressible Fluids. *Brazilian Journal of Chemical Engineering.* Cilt v.15.
- Deniz, Ö.,** (2014). *Doğal gaz basınç düşürme istasyonlarından elektrik üretiminin çorlu-kayseri ve yalova rms-a istasyonları için incelenmesi,* İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Devon, R. ve Jabłokow, K.,** (2015). Teaching Front End Engineering Desing (FEED), Penn State University.
- Economides, M.J., Sun, K. ve Subero, G.,** (2005). Compressed Natural Gas (CNG): An Alternative to Liquid Natural Gas (LNG). *Asia Pasific Oil and Gas Conferenece and Exhibition.*
- Gandolphe, S.C., ve diğerleri.,** (2003). *The Challanges of Further Cost Reductions for New Supply Options (Pipeline, LNG, GTL).* Tokyo : 22nd World Gas Conference, p. 6-8.
- Hongyu, R., Changjun, L. ve Guo, X.,** (2012). Evaluation of State Equations of Natural Gas in Pipeline Transportation. *Advanced Materials Research.,* Cilt v. 463-464, p. 936-939.
- Idelchik, I.E.,** (1966). *Handbook of Hydraulic Resistance, Coefficients of Local Resistance and of Friction.* Washington : U.S. Atomic Energy Commission and the National Science Foundation, p. 189-192.
- Kandlikhar, S., Schmitt, D. ve Carrano, A.,** (2005). Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minchannels.
- Kareem, L.A, Iwalewa, T.M. ve Omeke, J.E.,** (2014). sobaric specific heat capacity of natural gas as a function of specific gravity, pressure and temperature. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 19. p. 74-83.
- Kijjarvi, Jukka.,** (2011). Darcy Friction Factor Formulae in Turbulent Pipe Flow. Lunowa*Fluid Mechanics Paper 110727.
- Kuczynski, S.,** (2019). Thermodynamic and Technical Issues of Hydrogen and Methane-Hydrogen Mixtures Pipeline Transmission. *Energies* 2019,Cilt 12, 569.
- Londono, F.E., Archer, R.A. ve Blasingame, T.A.,** (2005). *Simplified Correlations for Hydrocarbon Gas Viscosity and Gas Density - Validation and Correlation of Behavior Using a Large-Scale Database,*Society of Petroleum Engineers Inc..

- McAllister, E.W.**, (2009). *Pipelines Rules of Thumb Handbook*. Gulf Professional Publishing, s. p. 33-37.
- Menon, E. S.** (2005). *Gas Pipeline Hydraulics , Compressibility Factor*, CRC Press, p. 21-24.
- Menon, E.S.**, (2014). *Transmission Pipeline Calculations and Simulations Manuel*. New York : Gulf Professional Publishing.
- Messersmith, D.**, (2015). *Understanding Natural Gas Compressor Stations.*, Pennsylvania State University.
- Mokhatab, S.** (2009). *Fundamentals Of Gas Pipeline Metering*. Cilt 236, 1.
- Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., Huebsch, W.W.**, (2009). *Fundamentals of Fluid Mechanics, Dimensional Analysis of Pipe Flow*. USA : Don Fowley, s. p. 409-422.
- Najibi, H., ve diğ erleri.** (2009). Economic Evaluation of Natural Gas Transport from Iran's South-Pars Gas Field to Market. *Applied Thermal Engineering*.
- Noordermeer, J.**, (2018). *Understanding Gas Turbine Performance*. Ontario, Canada : Gryphon International Engineering Services Inc.
- Okoro, E.E., Omobhude, S.Igwilo, K.C., Ekeinde, E.B.**, (2018). Estimation of Flow Capacity in Pipelines Based on the Intrinsic Variation of the Volumetric Properties of the Natural Gas Mixture. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. Cilt 2, 4.
- Olufemi, A.A., Ademola, A. ve Olalekan, O.**, (2011). Effect of Turbulance Flow on Pressure Drop in a Single Phase Vertical Pipe. *The Open Petroleum Engineering Journal*. Cilt v. 4, s. p. 1-8.
- Rojey, A., Jaffret, C., Cornot-Gandolp, S., Durand, B.**, (1997). *Natural Gas Production, Processing, Transport*. Paris,France : Editions Technip.
- Speight, J.G.** (2002). *"Handbook of Petroleum Product Analysis"*. NJ : Wiley Hoboken.
- Standing, M.B. ve Katz, D.L.** (1942). *Density of Natural Gases*, AIME, s. 140-149.
- Stewart, M.**, (2016). *Surface Production Operations "Piping System Design"*. Gulf Professional Publishing.
- Tekin, E.**, (2012). API Standardı Petrol ve Doğalgaz Boruları Çeliklerine Genel Bir Bakış. Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği Metalürji Mühendisleri Odası Dergisi,162.
- Thomas, L. K., Hankinson, R.W. ve Phillips, K. A.**, (1970). Determination of acoustic velocities for natural gas. *J. Petrol. Technol.* Cilt vol.22, s. p. 889-895.
- Viswanathan, A.**, (2007). Viscosities of Natural Gases at high pressures and high temperatures. *Master Thesis Texas A&M University*.
- Wendel, T.**, (2018). *European Comission's EU Long Term Strategy and the Paris Agreement.*,Climate Action Network Europe.
- Yılmazoglu, M.Z. ve Amirabedin, E.**, (2010). Gaz Türbini tahrikli bir doğalgaz basınlandırma istasyonunda ortam ve yakıt koşullarının sisteme etkisinin duyarlılık analizi. Cilt v. 3, 4, s. p. 298-305.
- American Petroleum Institute.** The History of Pipelines. *Pipeline 101*. [Çevrimiçi] <https://pipeline101.org>. alındığı tarih: 10.05.2019.
- Dudley, Bob.**, (2019). BP Energy Outlook: 2019 Edition. [Çevrimiçi]. <https://www.bp.com/>. alındığı tarih : 04.04.2019.
- The World Factbook.** [Çevrimiçi] CIA. <http://www.cia.gov>. alındığı tarih : 08.03.2019.
- Turk Stream.** [Çevrimiçi] <http://turkstream.info/>., alındığı tarih : 22.02.2019.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Emre YÜREKLI
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 26.01.1988 Polatlı / ANKARA
E-posta : emreyurekli@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Başkent Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2019, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2011-2012	TÜBİTAK 2209 Üniversite Öğrencileri Araştırma Projeleri Destekleme Bursu	Proje Yürütücüsü
2012	Başkent Üniversitesi Makine Mühendisliği Mezuniyet Derecesi (Bölüm 1.si)	Başarı Burslu Lisans Öğrencisi
2013-2014	ENKA Insaat ve Sanayi A.Ş. & Bechtel Oil&Gas JV	Boru Hattı Mühendisi
2014 -	TANAP Doğalgaz İletim A.Ş.	Proje Mühendisi

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

Yurekli, E., Uslu S., (2019). Development of a Simulation Program for Natural Gas Pipeline System Design with a Graphical User Interface, 22nd Congress in Thermal Science and Technology, September 11-14, Kocaeli, Turkey.