

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Okan AĞIRKAYA

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Okan AĞIRKAYA
(301121052)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK

ARALIK 2015

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301121052 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Okan AĞIRKAYA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Üner ÇOLAK**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Abdurrahman SATMAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Şükrü BEKDEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **27 Kasım 2015**

Savunma Tarihi : **23 Aralık 2015**

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışması boyunca bilgi ve tecrübeleriyle rehber olup çalışmamı yönlendiren çok değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Üner ÇOLAK'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez boyunca desteğini ve yardımlarını esirgemeyen arkadaşım ve meslektaşım Feyza ALTIN'a teşekkür ederim.

Ayrıca bu süreçte manevi destekleriyle beni yalnız bırakmayan ve varlıklarıyla beni motive eden aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Kasım 2015

Okan AĞIRKAYA
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	4
2. JEOTERMAL ENERJİ.....	7
2.1 Jeotermal Isı Üretim Yöntemleri.....	10
2.2 Jeotermal Enerjinin Kullanım Alanları	11
2.3 Jeotermal Enerjide Karşılaşılan Sorunlar	15
2.3.1 Kimyasal kirlilik	15
2.3.2 Termal kirlilik	16
2.3.3 Çevre kirliliği	16
2.3.4 Yere ve araziye yapılan zararlar.....	17
2.4 Dünyada Jeotermal Enerjinin Durumu.....	17
2.5 Türkiye’de Jeotermal Enerjinin Durumu	19
3. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	29
4. FLOWNEX SE İLE MODELLEME	33
4.1 Flownex SE Programı	33
4.2 Model Oluşturulurken Kullanılan Özellikler ve Komponentlerin Tasarımları	34
4.2.1 Flownex designer (tasarımcı) ve action (aksiyon) özellikleri.....	34
4.2.2 Komponentlerin kullanımı ve tasarımı	36
4.2.2.1 Sınır koşulu elemanı.....	36
4.2.2.2 Nod – iki fazlı tank.....	37
4.2.2.3 Akış direnç elemanı.....	38
4.2.2.4 Kısıtlayıcı eleman.....	39
4.2.2.5 Isı transfer elemanı	40
4.2.2.6 Isı eşanjörü elemanı.....	44
4.2.2.7 Pompa.....	45
4.2.2.8 Türbin.....	47
5. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN KARARLI HALDE FLOWNEX	
PROGRAMINDA TASARIMI	51
5.1 Model Çevrim Akışkanının Seçilmesi	52
5.2 Kondenser Tasarımı	55
5.3 Evaporatör Tasarımı.....	56
5.4 Isı Eşanjörü Tasarımı	57
5.5 Kısıtlayıcı Tasarımı	58
5.6 Türbin Tasarımı.....	58

5.7 Pompa Tasarımı.....	61
5.8 Çevrim Veriminin Hesaplanması	63
6. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN DİNAMİK DURUMDA FLOWNEX PROGRAMINDA ANALİZİ	65
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	73
EKLER.....	77
ÖZGEÇMİŞ.....	81

KISALTMALAR

ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
BDT	: Bağımsız Devletler Topluluğu
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CM	: Düzeltilmiş Kütleli Debi
CS	: Düzeltilmiş Hız
EGS	: Geliştirilmiş Jeotermal Sistemler
ETKB	: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
HFC	: Hidroflorokarbon
KW_e	: Kilowatt Elektrik
LMTD	: Log Mean Temperature Difference
MW_t	: Megawatt Termal
MTA	: Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü
NPSH	: Net Positive Suction Head
NTU	: The Number of Transfer Units
OECD	: Organization for Economic Cooperation and Development
ORÇ	: Organik Rankine Çevrimi
TEİAŞ	: Türkiye Elektrik İletim A.Ş.
TEK	: Türkiye Elektrik Kurumu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Jeotermal su ve buharın farklı sıcaklıklara göre kullanım alanları (Lindal Diyagramı).	13
Çizelge 2.2 : Atmosfere salınan CO ₂ miktarlarının karşılaştırılması.	16
Çizelge 2.3 : Türkiye'nin dünya jeotermal kurulu gücündeki payı.	25
Çizelge 2.4 : Ülkemizde elektrik üretimine uygun jeotermal sahalar ve sahaların sıcaklıkları.	26
Çizelge 2.5 : Türkiye'de fizibilite veya proje aşamasında olan jeotermal elektrik santralleri.	27
Çizelge 2.6 : Türkiye'de devrede olan jeotermal elektrik üretim santralleri.	28
Çizelge 3.1 : Jeotermal uygulamalar için güç bloklarının bazı üretici firmaları	31
Çizelge 4.1 : Aynı nod için kullanılabilen sınır koşullarının kombinasyonu.	37
Çizelge 5.1 : Çevrimi oluşturan noktaların termodinamik özellikleri	52
Çizelge 5.2 : Akışkan seçimi literatür çalışmaları.	53
Çizelge 5.3 : HFC-245fa akışkanı başlıca termodinamik özellikleri.	54
Çizelge 5.4 : CS =2,49 değeri için hesaplanan türbin performans değerleri.	61
Çizelge 5.5 : Pompa performans eğrileri için belirlenen değerler.	63
Çizelge A.1 : Türbin için CM ve CS değerlerine göre belirlenen basınç oranları.	78

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Kaynaklara göre kurulu güç.	1
Şekil 1.2 : Elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı.	1
Şekil 1.3 : Enerji kaynaklarının sınıflandırılması.	3
Şekil 2.1 : İdeal bir jeotermal sistemi.	8
Şekil 2.2 : Jeotermal ısı üretim yöntemleri.	11
Şekil 2.3 : Örnek entegre jeotermal sistemler.	14
Şekil 2.4 : Türkiye jeotermal kaynaklarının bölgelere göre dağılımı.	20
Şekil 2.5 : Türkiye jeotermal kaynaklar ve volkanik alanlar haritası.	21
Şekil 2.6 : Türkiye jeotermal kaynaklar dağılım haritası.	22
Şekil 2.7 : Türkiye jeotermal kaynaklar ve uygulama haritası.	23
Şekil 2.8 : Türkiye jeotermal enerji kaynakları.	24
Şekil 2.9 : Türkiye’de mevcut ve beklenen jeotermal kurulu güç kapasiteleri.	28
Şekil 3.1 : ORÇ sistem şeması.	29
Şekil 3.2 : Bazı organik akışkanlarına ve suya ait sıcaklık entropi diyagramları.	30
Şekil 4.1 : Flownex programı arayüzü.	34
Şekil 4.2 : Modelin “designer” ekran görüntüsü.	35
Şekil 4.3 : Modelin “action” ekran görüntüsü.	36
Şekil 4.4 : Sınır koşulu elemanı.	36
Şekil 4.5 : Nod elemanı.	37
Şekil 4.6 : Nod ile tasarlanmış iki fazlı tank.	38
Şekil 4.7 : Akış direnç elemanı.	38
Şekil 4.8 : Kısıtlayıcı eleman.	39
Şekil 4.9 : Kısıtlayıcı eleman giriş değerleri arayüzü.	39
Şekil 4.10 : Isı transferi elemanı.	40
Şekil 4.11 : İletim ve taşınım yoluyla ısı transferi yapan tipik ısı transfer elemanının şematik gösterimi.	40
Şekil 4.12 : İletim ve taşınım durumları için meydana gelen ısı transfer yolunun şematik görünümü.	41
Şekil 4.13 : Örnek bir ısı transferi elemanı tasarım arayüzü.	42
Şekil 4.14 : İletim ile ısı transferinde tasarlanan katmanların şematik gösterimi.	42
Şekil 4.15 : Nusselt sayısının hesaplandığı grafik.	43
Şekil 4.16 : Isı eşanjörü elemanı.	44
Şekil 4.17 : Değişken ve sabit devirli pompa şematik gösterimi.	45
Şekil 4.18 : Flownex arayüzünde pompaya ait grafik eğri verileri.	46
Şekil 4.19 : Türbin genel verimlilik eğrisi.	48
Şekil 4.20 : Türbin basınç oranı özelliği.	49
Şekil 5.1 : Organik Rankine çevrimi modeli akış şeması.	51
Şekil 5.2 : Tev/Tkd ilişkisine bağlı akışkan seçim grafiği.	54
Şekil 5.3 : Flownex programında kondenser ünitesinin modeli.	55
Şekil 5.4 : Flownex programında evaporatör ünitesinin modeli.	56
Şekil 5.5 : Flownex programında ısı eşanjörü ünitesinin modeli.	57
Şekil 5.6 : Flownex programında kısıtlayıcı eleman modeli.	58

Şekil 5.7 : Flownex programında türbin modeli.	58
Şekil 5.8 : Flownex arayüzünde türbinin kararlı haldeki sonuç değerleri.	59
Şekil 5.9 : Türbinin düzeltilmiş kütle akışı-basınç oranı performans eğrileri.	59
Şekil 5.10 : Kararlı durumdaki $CS=2,49$, basınç oranı= $9,37$ değerlerinin düzeltilmiş kütle akışı-basınç oranı eğrileri üzerindeki yeri.	60
Şekil 5.11 : Türbinin düzeltilmiş kütle akışı-izentropik verim performans eğrileri. .	60
Şekil 5.12 : Kararlı durumdaki $CS= 2,49$, izentropik verim= $0,85$ değerlerinin düzeltilmiş kütle akışı-izentropik verim eğrileri üzerindeki yeri.	60
Şekil 5.13 : Flownex programında pompa modeli.....	61
Şekil 5.14 : Pompanın hacimsel debi-basınç artışı performans eğrisi.	62
Şekil 5.15 : Pompanın hacimsel debi-NPSH performans eğrisi.	62
Şekil 5.16 : Organik Rankine çevriminin Flownex programında oluşturulan modeli.	64
Şekil 5.17 : HFC-245fa T-S grafiği ve model çevrimin analizi.....	64
Şekil 6.1 : Kondensere giren çıkan soğutma suyu sıcaklıklarının zamanla değişimi.	66
Şekil 6.2 : Sıcaklık-özgül ısı değişim grafiği.	67
Şekil 6.3 : Soğutma suyu sıcaklığı-kondenserde meydana gelen ısı transferi grafiği.	67
Şekil 6.4 : Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı-kondenser çalışma basıncı grafiği.	68
Şekil 6.5 : Türbin gücünün zamanla değişim grafiği.....	68
Şekil 6.6 : Model veriminin değişim grafiği.	69
Şekil A.1 : HFC-245fa Mollier diagram şeması.....	79

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

ÖZET

Enerji, geçmişten bugüne dünyanın en önemli konularından biri olmuş ve insan refahında önemli rol oynamıştır. Enerji kullanımındaki artış, direk olarak ekonomik gelişmişliğin bir göstergesi olmuştur. Bu sebeple dünyanın enerji ihtiyacını karşılamak için ısı, potansiyel ve mekanik enerjiyi, elektrik enerjisine çeviren enerji santralleri kurulmuştur. Sonrasında yenilenmeyen enerji kaynaklarının tükenmesi, dışa bağımlılığın varlığı, çevreye zararları ve maliyetleri insanları yenilenebilir kaynaklara yöneltmiştir. Bununla birlikte dünya enerji verimliliği çalışmalarına önem vermeye başlanmıştır. Enerji verimliliğinin artırılması hakkında birçok makale yazılmıştır.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının en önemlilerinden olan jeotermal enerjinin günümüzde birçok faydası bulunmakla birlikte, doğrudan ısıtma için veya elektrik üretimi amacıyla kullanılmaktadır. Saha araştırması ve üretiminin kolay olması, maliyetinin görece düşük olması, güvenilir ve sürdürülebilir olması, yatırımın kısa geri ödeme süresi ve çevreye verilen zararın çok az olması jeotermal enerjinin başlıca özelliklerindedir.

Bu çalışmanın başında, düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının potansiyeli ile elektrik üretimi tartışılmış ve yapılmış önceki araştırmalara göre bilgiler verilmiştir. Ek olarak tasarlanan modelin ısı kaynağı olarak kullanılan jeotermal enerjinin kullanım alanları ve potansiyeli detaylı olarak verilmiş, jeotermal enerjinin dünyada ve ülkemizdeki elektrik üretimine katkısından kısaca bahsedilmiştir. Jeotermal enerjinin dünyadaki ve Türkiye'deki durumu grafikler üzerinden sunulmuştur.

Termal enerjiden elektrik üretiminde, yüksek sıcaklık ve basınç olduğu takdirde gelenekselleşmiş olan buhar türbini teknolojisi kullanılır. Fakat düşük sıcaklıklardaki ısı kaynakları için, sudan daha düşük sıcaklıkta kaynayan organik akışkanın kullanıldığı Organik Rankine çevrimi kullanılır. Organik Rankine çevrimi teknolojisi, güneş, jeotermal ve atık ısı kaynakları gibi düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından büyük faydalar sunar.

Bu tezde de jeotermal enerji kaynağı ile elektrik üreten Organik Rankine çevriminin analizi yapılmıştır. Isı kaynağının kütle akış hızı 0,675 kg/s ve sıcaklığı kararlı durum için 140 °C olarak belirlenmiştir. Çevrimi oluşturan komponentler, çalışma koşulları ve termodinamik özellikler dikkate alınarak bu çalışmada, HFC-245fa çevrim akışkanı olarak kullanılmıştır. Sistemin tüm komponentleri ayrı ayrı modellenmiş, kütle ve enerji dengeleri kurularak çevrim tamamlanmıştır. Bu aşamaların nasıl gerçekleştirildiği bilgisine açıklık getirilmiştir. Her bir komponentin kararlı durumu için sonuçlar bulunmuştur. Program tarafından hesaplanan veriler ile toplam türbin gücü 250 kW olan, analiz için gerekli demo bir model oluşturulmuştur.

Hazırlanan model üzerinde kararlı ve dinamik durum analizi yapılmıştır. Bir Organik Rankine çevriminin veriminin artırılması için yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Bu

çevrimi oluşturan komponentlerin tasarımı ve görevleriyle ilgili bilgiler verilmiştir. Bu çalışma yapılırken kullanılan Flownex SE versiyon 8.2.1.2028 modelleme programı ve programın çalışma mantığından bahsedilmiştir. Programın kütüphanesini oluşturan elemanlar tanımlanmış ve tasarlanma kriterleri açıklanmıştır.

Flownex dinamik analizi yapılmak üzere çevrim sınır koşulları kaldırılmıştır. Çevrim verimini arttırmak için yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığının azalmasını sağlayacak senaryo oluşturulmuştur. Kondenser soğutma suyu sıcaklığı anlık 2,5 °C azaltılarak 34 °C'den 31,5 °C'ye düştüğü durumda santral veriminin %14,26'ya çıktığı gözlenmiştir.

ANALYSIS AND MODELLING OF ORGANIC RANKINE CYCLE WITH GEOTHERMAL ENERGY RESOURCE

SUMMARY

Energy has always been one of the world's most important issues and played an important role in human welfare. Increasing energy consumption has long been connected directly with economic growth. Thus, power plants, which convert mechanical, thermal, potential energy to electrical energy, have been established to meet the energy requirement of world. Later, people had more desire to use renewable energy instead of non-renewable resources, due to some factors such as depletion of non-renewable resources, dependence on foreign resources, environmental impacts and cost. Additionally, the world started to care about energy efficiency. Many studies have been introduced to improve the utilization of energy more efficiency.

Geothermal energy has been extensively used as domestic heat supply in some countries. Today, geothermal energy is one of the the most important renewable energy sources for electricity generation and is also used directly for heating purposes. Geothermal energy relatively has many benefits such as being environmentally friendly, cost effective, reliable, sustainable, short payback period. There are three types of geothermal power plants such as binary, dry steam, and flash. Dry steam which is the oldest technology can be used directly drive a turbine. In binary plants, there are two fluids. The secondary fluid, which has lower boiling point than water, used to drive a turbine. This newest technology has a lot of advantages and in the future more geothermal plants will be founded according to binary system.

At the beginning of this thesis, the potential of low-temperature heat sources for power production has been discussed and literature survey is given with recent researches. In addition, the potential and utilization fields of geothermal energy are given in detail and the status of geothermal energy in the world and particularly in Turkey are presented on graphs.

Currently, total worldwide installed electricity generating capacity from geothermal energy is about 12.70 GWe. This capacity is constituted by 5.1 GWe from America as well as 2.1 GWe from Europe. Forecasting for 2020, geothermal energy is expected to achieve 21 GWe in a short time. For year 2050, the target is 140 GWe in total. If this target is succeeded, this means that production of electricity from geothermal energy will compensate approximately 8.3% of total world electricity production and the reducing 1,000 million tons CO₂ emissions per year due to geothermal energy.

Turkey is an important rising country in geothermal energy. Turkey has a unique geographic position at the crossroads between Europe and Asia. In Turkey, geothermal fields are located on active fault zones or volcanic zones as worldwide. Geothermal exploration started in the early 1960s in Turkey. The first geothermal

well for power generation was drilled in 1968 on high enthalpy fields for potential power production and first application was started in 1975 at Denizli. About 227 geothermal fields have been discovered by MTA up to now. Electricity production and direct usage of geothermal resources have been achieved a most significant development since the 2006. Today, electricity production from geothermal energy has reached almost 614 MWe.

When the system has high temperature and pressure, the conventional technology is steam turbine to generate electricity from thermal energy. But for low temperature heat sources, Organic Rankine Cycle (ORC) that has organic fluid instead of water is used. Organic fluids boil at a lower temperature than water. The ORC is perfectly adapted for geothermal heat sources that can vary in temperature from 50 to 350 °C. The efficiency of cycle depends on strongly geothermal source and heat sink temperature. Nowadays, the ORC has a high overall energy efficiency. Efficiency values are exchangeable depends on the design of the system. For instance, 98% of incoming geothermal power is transformed into electric energy (up to 20%) and heat (around 78%), with residual thermal leaks 2%. The Organic Rankine Cycle technology offers great benefits from low temperature heat sources such as solar, geothermal and waste heat sources. The selection of the working fluid is also an important point as well as system design in low temperature for Organic Rankine Cycles.

This thesis presents analysis of Organic Rankine Cycle by the help of a geothermal energy source for electricity generation. The considered heat resource for ORC is in the form of geothermal water (140 °C) at mass flow rate of 0.675 kg/s. In this thesis, cycle components, working conditions and thermodynamic properties are taken into consideration to identify the most suitable organic fluid, which was selected as R245fa for steady state ORC system. All components of cycle were modelled and energy-mass balance is realized step by step with the help of modelling program Flownex SE. Each steps were explained to make clear how the program works.

For each component, steady state results were calculated. To make an analysis, the Organic Rankine cycle demo with 250 kW turbine output power is designed using all these inputs. The transferred amount of energy from geothermal energy to organic fluid was found 1,454.1 kW in evaporator unit and 243.1 kW in heat exchanger. The amount of heat rejection from condenser unit was found 1,459.3 kW. Energy consumed by pump was found as 12.1 kW. As a result of these all component calculations, the ORC efficiency was found as 14%.

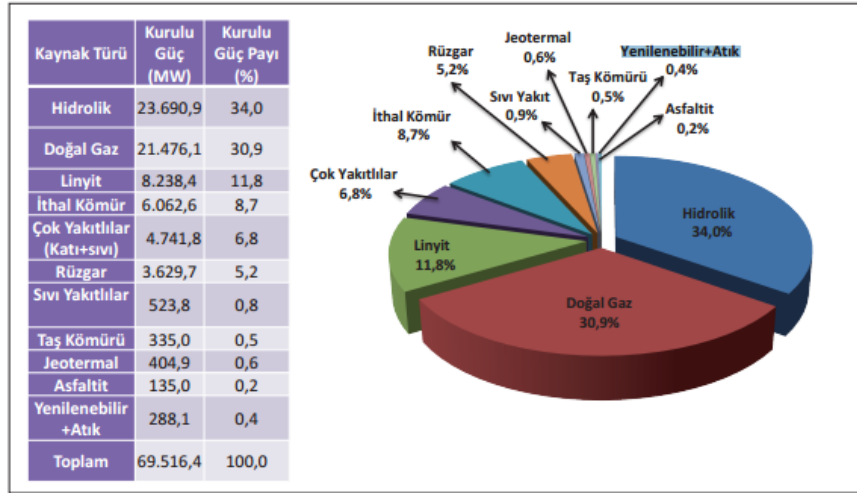
In this thesis, steady state and dynamic simulation were made based on prepared model. Organic Rankine cycle was examined thermodynamically and the studies were done to improve cycle efficiency. Design of all cycle components and their tasks were given. It is mentioned about Flownex SE modelling program, that was used to model Organic Rankine cycle utilizing low temperature heat sources. The components that compose the program library were described. The design criteria of these components have been explained.

Flownex program was also used for dynamic analysis by removing boundary conditions. The scenario was created by the help of dynamic analysis such as condenser cooling water temperature to increase the cycle efficiency. 2.5 °C temperature decrease in condenser cooling water temperature increased the cycle efficiency to 14.26%. For steady state case, in condenser unit, temperature difference between inlet and output fluid is 3.5 °C. Result of the dynamic analysis, this

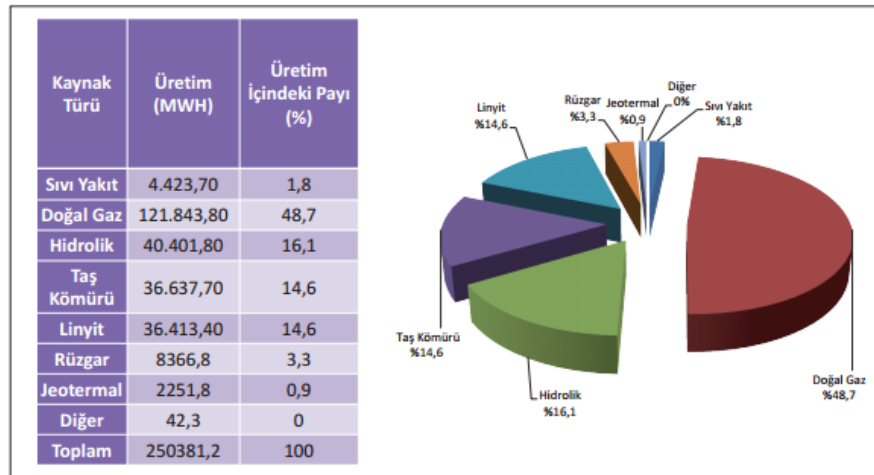
temperature difference was found 3.64 °C due to decreasing of specific heat (c_p) and changing mass flow rate value. In addition, time dependent behaviour of heat transfer and condenser pressure were examined on graphs due to decreasing condenser inlet fluid temperature. Condenser heat rejection value reached to 1,521 kW. Condenser pressure value decreased to 221.7 kPa from 232.8 kPa. This pressure drop leads to increase cycle efficiency. Turbine power also increased from 250 kW to 259.5 kW during dynamic analysis of this scenario.

1. GİRİŞ

Enerjiye talep, teknolojideki gelişmeler ve nüfus artışıyla birlikte büyüyerek artmaktadır. Ekonomik durumun ve refahın dolaylı olarak göstergesi olan enerji tüketimi genellikle ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin bir ölçütü olarak görülür. Dünya 2014’te, yılda yaklaşık 12 milyar ton petrol eşdeğeri enerji tüketmiştir. Bu tüketimin yaklaşık %40’ı petrolden, %25’i kömürden, %24,7’si doğal gazdan, %7,6’sı nükleerden ve %2,6’sı da hidroelektrikten elde edilmiştir.



Şekil 1.1 : Kaynaklara göre kurulu güç [1].



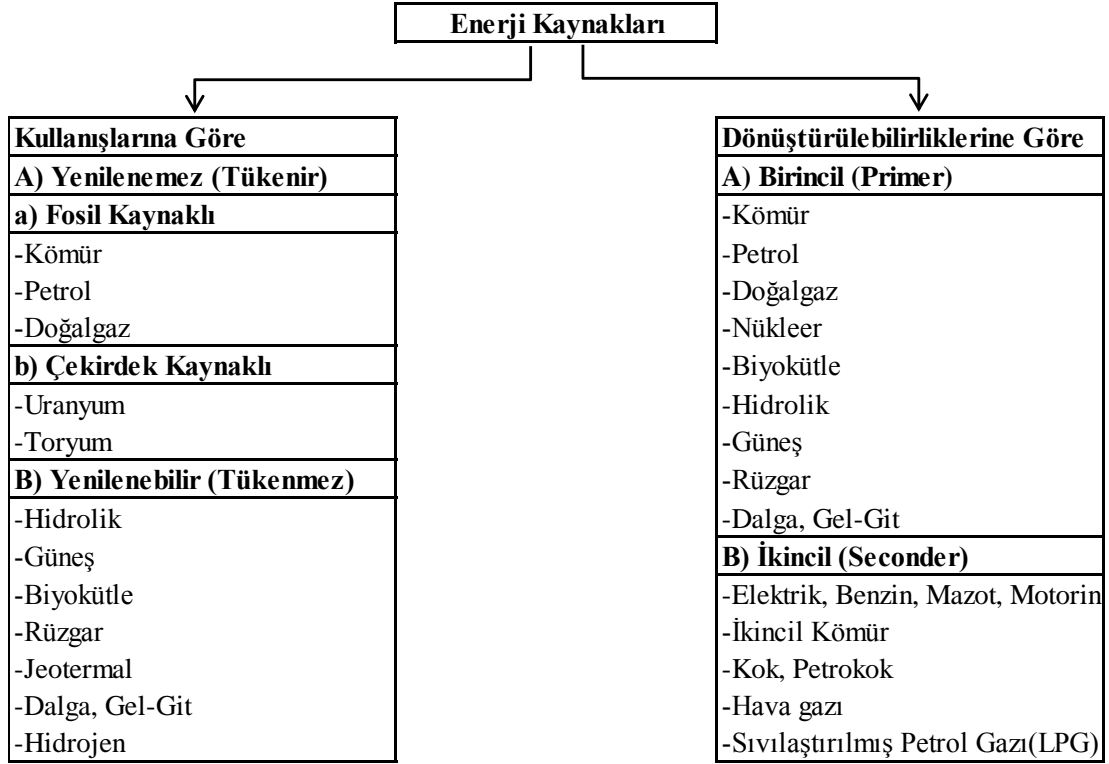
Şekil 1.2 : Elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı [1].

Türkiye'deki kaynaklara göre kurulu güç yüzde değerleri Şekil 1.1'de, elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı ise Şekil 1.2'de belirtilmiştir. TEİAŞ 2014 verilene göre Türkiye'de 69.519,8 MW kurulu gücün 41.801,8 MW'lık kısmını termik, 23.643,2 MW'lık kısmını hidrolik ve geriye kalan 4.074,8 MW'lık az bir kısmını ise jeotermal güneş ve rüzgar enerjileri oluşturmaktadır [1].

Türkiye'deki kurulu güç Ekim-2015 sonunda yaklaşık 72.455 MW değerlerine ulaşmıştır. Bunun 614 MW ile %0,8'ini jeotermal kaynaklar oluşturmaktadır. 2014 yılında Türkiye'de kişi başına enerji net tüketimi TEİAŞ verilerine göre 2.669 kWh iken bu değer Avrupa ortalamasının yarısından bile azdır. Bu sebeple görece ülkemizde kişi başına düşen elektrik enerjisi tüketiminin oldukça düşük seviyede olduğu aşikardır [2].

Nükleer, mekanik, termal, jeotermal, hidrolik, güneş, rüzgar, elektrik enerjisi gibi değişik şekillerde bulunabilen enerji, uygun teknoloji ve yöntemlerle elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir. Kullanılan bu değişik enerji kaynakları, yenilenebilir ve yenilenemez olarak veya dönüştürülebilirliklerine göre birincil ve ikincil enerji kaynakları gibi değişik şekillerde sınıflandırılırlar. Şekil 1.3'de daha basitçe sınıflara ayrılan enerji kaynakları görülmektedir.

Geçmişten günümüze kadar kaynak talep ve arzları dikkate alındığında yenilenemez enerji kaynaklarının kısa bir süre sonra son bulacağı öngörülmektedir. Bu sebeple dünyada yenilenebilir enerji kaynağı olarak adlandırılan doğru kullanımı şartıyla uzun bir süre tükenmeden kalabilecek veya kendini yenileyebilecek kaynakların bulunması ve üzerinde çalışmalar yapılması hızlandırılmıştır. Türkiye, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nca yayımlanan enerji politikasında, "sınırlı olan doğal kaynakları daha akılcı kullanarak, çevreye ve insan sağlığına olan olumsuz etkileri minimum seviyeye indirmek, yeni kaynaklara ilaveten yeni teknolojilerle enerjiyi çeşitlendirmek, alternatif enerji kaynaklarını en faydalı şekilde hizmete sunarak ülkenin kalkınması ve refah artışı sağlayacak, daha temiz, daha güvenli, daha verimli, daha ucuz ve ticari açıdan ulaşılabilir ve sürdürülebilir enerji arzını sağlamak" düşüncesini vurgulamıştır.



Şekil 1.3 : Enerji kaynaklarının sınıflandırılması [3].

Bununla birlikte kullanılan enerji kaynaklarından maksimum güç dönüşünü sağlamak amaçlı kullanılan teknolojilerin geliştirilmesi ve çevrimlerin verim artışlarının sağlanması için ciddi şekilde çalışmalar devam etmekte, malzeme üzerindeki ve akışkan çeşitleriyle ilgili çalışmalar araştırma konularını oluşturmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından olan jeotermal enerji hakkında bilgi sunarak, enerjisinin faydaya dönüştürüldüğü Organik Rankine çevrimi, termodinamik olarak ele alınmıştır. Jeotermal ısı kaynaklı bir Organik Rankine çevriminin, çevrimi oluşturan komponentlerin de analizi yardımıyla kararlı halde oluşturulmasıdır. Tasarlanmış bu modelin üzerinde dinamik analizler yaparak sistemdeki değişimlerin gözlemlenmesi amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür araştırması sırasında; Organik Rankine çevrimi ve jeotermal enerjinin avantajlarının hem ayrı ayrı hem de bir arada kullanılarak oluşturulduğu çalışmalara rastlanmıştır. Literatür taranırken çevrimdeki çalışma akışkanlarının ve sıcaklıkların değiştirilmesi ile sistemdeki değişimlerin incelenmesi konusunda birçok araştırma yapıldığına rastlanmıştır. Bu tez çalışmasına uygun olarak yapılan literatür araştırması aşağıda sunulmuştur.

Roy ve arkadaşları, 2010 yılında Organik Rankine çevrimi temelli atık ısı kazanım sisteminde elektrik üretimi için R-12, R-123 ve R-134a çalışma akışkanlarını kullanarak sistemin parametrik optimizasyonu ve performans analizi üzerinde çalışmıştır. Farklı çevrim akışkanlarının kullanıldığı, 140 °C ve 312 kg/s birim kütle debisindeki atık baca gazı ısı kaynağı ile beslenen çevrimler karşılaştırılmıştır. Maksimum iş için türbin giriş basıncının optimizasyonu ve farklı basınçlardaki izobarik kızgın buhar ve doymuş buhar çizgisi boyunca sistemin verimliliği seçilen akışkanlar için denenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki; güç üretimi için düşük kaliteli ısı kaynağının kullanıldığı modelde çevrim akışkanının R-123 kullanıldığı çevrimde maksimum iş çıkışı ve verimlilik değeri elde edilmiştir [4].

2013 yılında, Yu ve arkadaşları tarafından Organik Rankine çevriminin (ORÇ) kararlı halde ve dinamik modellenmesi, VMGSim adlı simülasyon programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışma, sistemin kararlı hal modeli, komponentler bir ORÇ oluşturacak biçimde konumlandırılarak oluşturulmuştur. Bu komponentlerin sıcaklık, basınç ve debi gibi tasarım parametreleri örnek santralden elde edilmiştir. ORÇ dinamik modeli ise kararlı hal modelin akış şeması üzerine konumlandırılmış kontrol üniteleri aracılığıyla sağlanmıştır. Bu çalışmanın sonucunda, kararlı hal modelleme sonuçları ile tasarım değerleri T-S diyagramı üzerinde karşılaştırılmış, ORÇ'yi oluşturan komponentlerin giriş ve çıkış noktalarının birbirine yakınlığı kabul edilebilir oranda bulunmuştur. Dinamik modelleme sonucunda oluşturulan grafikler yardımıyla, dış ortamdaki 15 °C'lik bir sıcaklık artışının kondenser basıncına ve türbin gücüne etkisi incelenmiş; bu artış sonucunda kondenser basıncının yaklaşık 0,4 bar arttığı, türbin gücünün ise yaklaşık 2 MW azaldığı gözlemlenmiştir [5].

Taylor ve arkadaşları 2013 yılında, düşük sıcaklıktaki jeotermal Organik Rankine çevrim standartlarını geliştirmek amaçlı çalışma yapmışlardır. Yeni Zellanda' da

150 °C ile 80 °C arasında değişen kaynaklar için dizayn standartları ile ilgili bilgi verilmiş ve kurulumun her bir aşamasıyla ilgili önerilerde bulunulmuştur. Jeotermal kaynaklı Organik Rankine çevrim santrali kurulmasındaki araştırma, fizibilite, tasarım ve kuruluş aşamaları hakkında bilgiler verilmiştir [6].

2014 yılında, Al- Weshahi ve arkadaşları da jeotermal kaynak tarafından enerji aktarımının yapıldığı ORÇ için 25 farklı çevrim akışkanı denemışlerdir. Bunların seçiminde ise net üretilen güç, termal verimlilik, soğutma pompası güç tüketimi, evaporatör ve kondenser basınçları, güvenlik ve çevresel etmenler göz önünde tutularak optimumu yakalamak amaçlanmıştır. Analizler sonunda R236ea, R236fa, R227ea tercih edilebilir bulunmuştur. R141b, R123, R245ca, R717, R600 ve R245fa yüksek ısı performans gösterse de belirlenen seçim kriterleri gereği uygun bulunmamıştır [7].

2014 yılında Guzović, Sakoman ve Lončar Hırvatistan'daki düşük ve orta dereceli (100 °C-170 °C arasında değişen) jeotermal kaynaklar için Organik Rankine ve Kalina çevrimlerinden hangisinin Hırvatistan koşullarına göre uygun olduğuna dair çalışma yapmışlardır. Sonuçlar göstermiştir ki; izopentan kullanılan ORÇ termodinamik açıdan Kalina çevrimine göre alıntı yapılmış jeotermal kaynak ve soğutucu hava için, daha iyidir. Çalışmada aynı zamanda çalışma akışkanlarının değiştirilerek net güç çıkışı ve termodinamik verimliliğin de artırılması hedeflenmiştir [8].

2012 yılında, Musbaudeen tarafından sayısal yöntem kullanarak Güneş enerjisi ile elektrik üretebilen Organik Rankin çevriminin (ORÇ) analizini yapılmıştır. ORÇ'ye giren ısı kaynağının; kütle akış hızı 2-12 kg/s aralığında ve sıcaklığı 80-95 °C aralığında değişen güneş enerjisi ile ısıtılmış su olduğu düşünölmüştür. Geliştirilen yöntemler kullanılarak yapılan hesaplamalar, seçilen koşulların kararlı durum için en fazla 40 kW'lık elektrik elde edilebileceğini göstermiştir. Sistemin geçici durumdan kararlı hale geçebilmesi için önemli olabilecek değişkenler; ORÇ'deki akışkan debisi, sıcak su döngüsünün debisi ve sıcak suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı alınmıştır. Bu önemli değişkenlerin kontrolü ile sistemin optimum ve kararlı güç üretimi sağlayabildiği gösterilmiştir [9].

2. JEOTERMAL ENERJİ

Jeotermal kelimesi yunan kökenli geo (dünya) ve termal (ısı) kelimelerinin birleşmesinden oluşmaktadır [10]. Jeotermal, yerin derinliklerindeki kayalar içinde birikmiş ısının oluşturduğu, sıcaklıkları sürekli olarak bölgesel atmosferik ortalama sıcaklığın üzerinde olan ve kimyasallar içeren sıcak su, buhar ve gazlardır. Jeotermal enerji, yerküre içindeki içsel enerjinin bir sonucudur. Bu ısı merkezdeki sıcak bölgeden yeryüzüne doğru yayılır. Jeotermal enerji de bu jeotermal kaynaklardan ve bunların oluşturduğu enerjiden doğrudan veya dolaylı yollardan faydalanmayı kapsamaktadır. Bu ısı yeryüzüne doğal olarak sıcak su kaynakları ve buhar şeklinde veya sondajlarla çıkartılan sıcak su, sıcak su/buhar ve buhar şeklinde ulaşmaktadır [11].

Jeotermal enerji yeni, yenilenebilir, sürdürülebilir, tükenmez, ucuz, güvenilir ve çevre dostu bir birincil enerji kaynağıdır. Güneş, rüzgar gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile kıyaslandığında jeotermal enerji kesintisiz olmasından dolayı avantajlı bir konuma sahiptir [12].

Yağmur, kar, deniz ve magma sularının yeraltındaki gözenekli ve çatlaklı kayalar kütlelerini besleyerek oluşturdukları jeotermal rezervleri, yeraltı ve reenjeksiyon koşulları devam ettiği müddetçe yenilenebilir ve sürdürülebilir özelliklerini korurlar. Kısa süreli atmosfer koşullarından etkilenmezler.

Reenjeksiyon, jeotermal rezervuarlardan yapılan sondajlı üretimlerde jeotermal akışkanın çevreye atılmaması ve rezervuarı beslemesi bakımından, işlevi tamamlandıktan sonra tekrar yeraltına gönderilmesi işlemidir. Reenjeksiyon birçok ülkede yasalarla zorunlu hale getirilmiştir. Japonya, ABD ve İzlanda gibi jeotermal enerjiyi kullanan ülkelerde çoğunda reenjeksiyonun yapıldığı, Binary çevrimi adı verilen modern sistemler uygulanmakta ve jeotermal akışkan bünyesindeki gazlarla birlikte rezervuara geri basılmakta ve çevreye olumsuz etkisi bu şekilde önlenmektedir. Bu sistemin olmadığı jeotermal alanlarda ise mevcut arıtma teknolojilerinin uygulanması, ortamların korunması açısından bir zorunluluktur [13].

Tez boyunca kullanılan jeotermal saha, sistem ve rezervuar gibi kavramların tanımlamaları aşağıdaki gibidir:

Jeotermal Saha: Yeryüzünde bir jeotermal etkinliği gösteren coğrafik bir tanımdır. Eğer yeryüzünde herhangi bir etkinlik yoksa, yeraltındaki jeotermal rezervuarın üstündeki alanı tanımlamakta kullanılır.

Jeotermal Sistem: Yeraltındaki hidrolik sistemi bütün parçalarıyla birlikte (beslenme zonu, yeryüzüne çıkış noktaları ve yeraltındaki kısımları gibi) tanımlamakta kullanılır.

Jeotermal Rezervuar: Doğrudan işletilen jeotermal sistemin sıcak ve geçirgen kısmını tanımlar.

Jeotermal sistemler ve rezervuarlar; rezervuar sıcaklığı, akışkan entalpisi, fiziksel durumu, doğası ve jeolojik yerleşimi gibi özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Örneğin; jeotermal rezervuarda 1 km derinlikteki sıcaklığa bağlı olarak sistemleri 2 gruba ayırmak olasıdır.

- Genelde yeryüzüne ulaşmış doğal sıcak su veya kaynar çıkışlar gösteren rezervuar sıcaklığının 150 °C'den düşük olduğu düşük sıcaklıklı sistemler
- Genellikle buhar, kaynayan çamur göletleri ve altere olmuş yeraltı formasyonlarıyla bilinen rezervuar sıcaklığının 200 °C'den yüksek olduğu yüksek sıcaklıklı sistemler

Sistemleri sıcaklıklarına göre olduğu gibi entalpilerine göre de düşük entalpili ve yüksek entalpili sistemler diye iki gruba ayırmak olasıdır. 190 °C'deki entalpisi 800 kJ/kg'dan düşük entalpiye sahip sistemler “düşük entalpili sistemler” olarak, entalpisi 800 kJ/kg'dan daha yüksek olanlar ise “yüksek entalpili sistemler” olarak tanımlanabilirler.

Jeotermal sistemler sınıflandırılırken sistemin fiziksel durumuna bağlı olarak yapılan sınıflandırma literatürde daha fazla ilgi görmektedir. Bu yaklaşıma göre 3 farklı rezervuar durumu tanımlanmaktadır.

- Sıvının etken olduğu jeotermal rezervuarlar: Rezervuardaki basınç koşullarında su sıcaklığının buharlaşma sıcaklığından daha düşük olduğu rezervuarları tanımlamakta kullanılır. Rezervuar basıncını sıvı su fazı kontrol

etmektedir. Bu tür rezervuarlarda, özellikle basıncın düşük olduğu üretim kuyuları civarında su buharına rastlamak olasıdır.

- İki fazlı jeotermal rezervuarlar: Rezervuarda sıvı su ve su buharı birlikte bulunmaktadır. Rezervuar basıncı ve sıcaklığı suyun buhar basıncı eğrisini izler.
- Buharın etken olduğu jeotermal rezervuarlar: Rezervuar basıncındaki akışkan sıcaklığının suyun buhar basıncı eğrisi sıcaklığından daha yüksek olması durumunda bu tür rezervuarlar oluşurlar. Rezervuardaki basıncı su buharı fazı kontrol etmektedir.

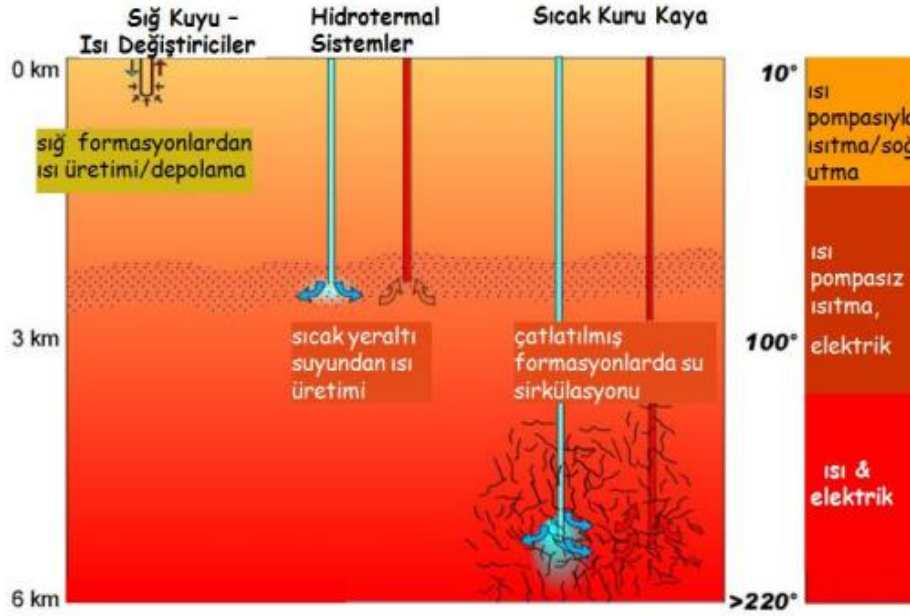
Düşük sıcaklıklı sistemler genelde sıvının etken olduğu sistemler tanımına girerken, yüksek sıcaklıklı sistemler ise üç gruba da girebilir. Jeotermal sistemlerin ve rezervuarların içinde fiziksel durum yere bağlı olarak değişiklik gösterebilir ve rezervuarlar zamanla durum değişikliği de gösterebilirler. Örneğin; sıvının etken olduğu bir rezervuar, üretim sonucu oluşan basınç düşümünden dolayı, zamanla iki fazlı bir jeotermal rezervuar durumuna dönüşebilir [16].

2.1 Jeotermal Isı Üretim Yöntemleri

Magmanın kabuğa doğru yükselerek ısıyı taşıması, yeraltı suyunun birkaç kilometre derine indikten sonra yüzeye doğru yükselmesi ve kabuğun inceldiği yerlerde yüksek sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı akışı sonucu gibi başlıca etmenler sebebiyle jeotermal alanlarda sıcak kayaç ve yüksek yeraltı suyu sıcaklığı normal alanlara göre daha sığ yerlerde bulunur.

Jeotermal kaynaklardan ısı üretimi Şekil 2.2'den de görülebileceği gibi üç ayrı yöntemle gerçekleştirilmektedir:

- Sığ formasyonlardan ısı üretimi/depolama,
- Hidrotermal sistemlerden sıcak yeraltı akışkanından ısı üretimi,
- Jeotermal enerjinin geleceği olarak görülen ve 10 km'ye kadar derinliklerde çatlatılmış formasyonlardan su sirkülasyonu ile sağlanan Sıcak Kuru Kaya veya Geliştirilmiş Jeotermal Sistemler (EGS) yöntemi.



Şekil 2.2 : Jeotermal ısı üretim yöntemleri [16].

2.2 Jeotermal Enerjinin Kullanım Alanları

İlk çağlardan yakın geçmişe kadar sadece sağlık amacıyla kullanılan jeotermal enerjiden günümüzde ise ya doğrudan ısıtma ya da başka enerji türlerine dönüştürülerek yararlanılmaktadır. 20. yüzyılın başına kadar sağlık ve yiyecekleri pişirme amacıyla kullanılan jeotermal kaynakların kullanım alanları, gelişen teknolojiye bağlı olarak günümüzde yaygınlaşmış ve çeşitlenmiştir.

Düşük ve orta sıcaklıklı sahalardan üretilen jeotermal akışkan bugünkü teknolojik ve ekonomik koşullar altında başta ısıtmacılık olmak üzere (sera, konut, tarımsal kullanımlar), endüstride (yiyecek kurutulması, kerestecilik, kağıt ve dokuma sanayi, dericilik ve soğutma tesislerinde) ve kimyasal madde üretiminde (borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su ve akışkandaki CO₂'den kuru buz elde edilmesi) kullanılmaktadır. Bunun yanında orta sıcaklıklı sahalardaki akışkandan da elektrik üretimi için teknolojiler geliştirilmiş ve kullanıma sunulmuştur. Yüksek sıcaklıklı sahalardan elde edilen akışkandan ise elektrik üretiminin yanı sıra entegre olarak diğer alanlarda da yararlanılmaktadır [17].

Jeotermal kaynakların başlıca kullanım alanları;

- Bina ve sera ısıtma aynı zamanda serinletme uygulamaları: Düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanlar doğrudan ısıtmacılıkta kullanılmaktadır. 40 °C'den fazla sıcaklıktaki jeotermal akışkanlardan, binaları ve kentleri merkezi sistemle

ısıtmada ve de sıcak su kullanımında faydalanılır (İzlanda, Fransa, Japonya, Yeni Zelanda, Türkiye, B.D.T., Macaristan, Kanada, Çin, Meksika, Arjantin, Kuzey Avrupa Ülkeleri).

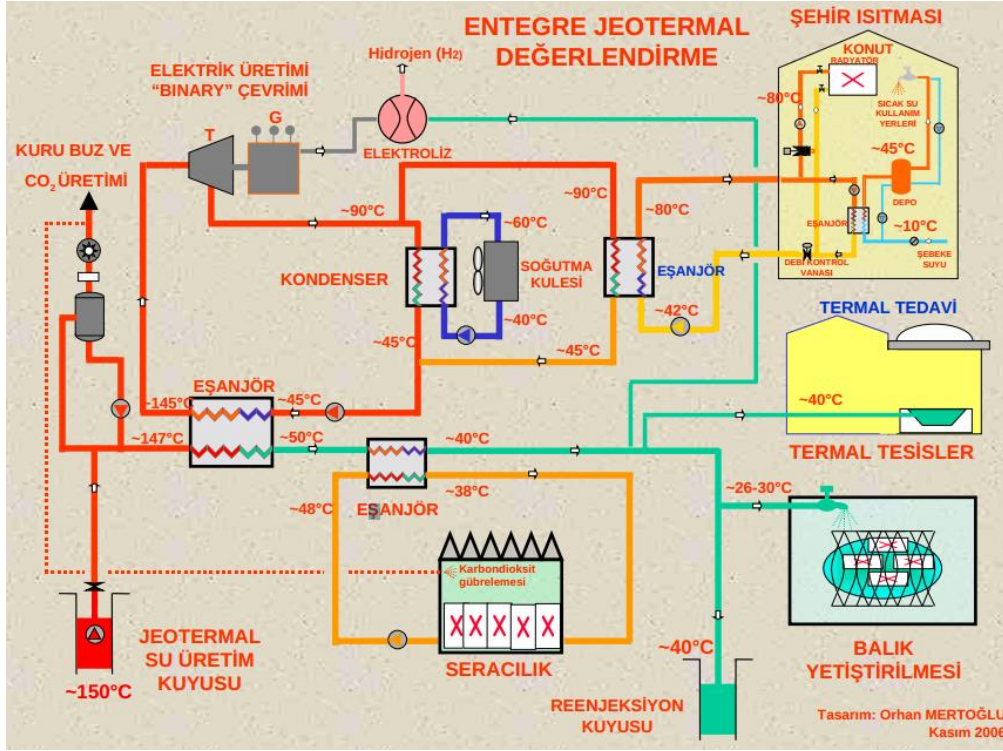
- Seraların ısıtılması: Bu sayede turfanda sebzeçilik, meyvecilik, çiçekçilik yapılmakta ve dünyadaki jeotermal enerjinin doğrudan kullanım değerinin önemli bir bölümü sera ısıtma amaçlı kullanılmaktadır (Macaristan, İtalya, Türkiye, ABD, Japonya, Meksika, Doğu Avrupa Ülkeleri, Yeni Zelanda ve İzlanda).
- Kimyasal maddelerin ve minerallerin üretimi: Jeotermal akışkan borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su (döteryum oksit: D_2O), amonyum sülfat, potasyum klorür vb. kimyasal maddelerin elde edilmesinde, (İtalya, ABD, Japonya, Filipinler, Meksika) jeotermal akışkandaki CO_2 'den kuru buz elde edilmesinde kullanılmaktadır (ABD, Türkiye).
- Endüstriyel amaçlı kullanımlar: Yiyeceklerin kurutulmasında (balık, yosun vb.) ve sterilize edilmesinde, konserveçilikte (Japonya, ABD, İzlanda, Filipinler, Yeni Zelanda, Tayland), kerestecilikte ve ağaç kaplama sanayinde (Yeni Zelanda, Meksika, B.D.T), dokuma ve boyamacılıkta (Yeni Zelanda, İzlanda, Çin ve B.D.T.), derilerin kurutulmasında ve işlenmesinde (Japonya vb.) kullanılır.
- Kaplıca amaçlı kullanım (Termal turizm): Dünya üzerinde 45 ülkede termal kür merkezleri, spa merkezleri, kaplıca havuzları bulunmaktadır. Buna rağmen birçok kaynak kullanım dışı olarak beklemektedir.
- Elektrik enerjisi üretimi: Hazne sıcaklığı $150\text{ }^\circ\text{C}$ 'den daha yüksek sıcaklıktaki jeotermal akışkanlar elektrik üretiminde kullanılmaktadır. Ancak buharlaşma noktaları düşük gazlar (freon, izobütan) kullanılarak daha düşük sıcaklıktaki akışkanlardan da enerji üretimi yapılmaktadır.
- Düşük sıcaklıklarda ($30\text{ }^\circ\text{C}$) kültür balıkçılığı yapılabilmektedir.
- Mineralli içme suyu üretimi gibi çeşitli alanlarda faaliyet için kullanılmaktadır.

Aynı zamanda Çizelge 2.1'de jeotermal enerjinin sıcaklığa göre kullanım alanları linal diyagramı üzerinden gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : Jeotermal su ve buharın farklı sıcaklıklara göre kullanım alanları (Lindal Diyagramı) [18].

Sıcaklık (°C)	Kullanım Alanları
180	Yüksek konsantrasyonlu solüsyonların buharlaştırılması, Elektrik üretimi, amonyum absorpsiyonu ile soğutma
170	Diatomitlerin kurutulması, Ağır su ve hidrojen sülfid eldesi
160	Kereste kurutmacılığı, balık kurutmacılığı
150	Bayer's metodu ile alüminyum eldesi
140	Konservecilik, çiftlik ürünlerinin çabuk kurutulması
130	Şeker endüstrisi, tuz endüstrisi
120	Distilasyonla temiz su elde edilmesi
110	Çimento kurutmacılığı
100	Organik maddeleri kurutma (Deniz yosunu, çimen, sebze), Yün yıkama ve kurutma
90	Balık kurutma (stok balık)
80	Yer ve sera ısıtmacılığı
70	Soğutma (Alt Sıcaklık Limiti)
60	Sera, ahır ve kümes ısıtmacılığı
50	Mantar yetiştirme, balneolojik hamamlar
40	Toprak ısıtma
30	Yüzme havuzları, fermantasyonlar, damıtma
20	Balık çiftlikleri

Aynı zamanda kaynaklar entegre sistemlerle de yüksek verimlerle değerlendirilebilir. Bunun bir örneği olan Şekil 2.3'deki çalışmada kaynaktan 150 °C'de çıkan suyun yaklaşık 30 °C değerlerine gelene kadarki kullanım alanları gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Örnek entegre jeotermal sistemler [17].

Jeotermal enerji gerek çevreye etkisi gerek Türkiye'deki potansiyeli sebebiyle tercih sebebi olmuştur. Genel anlamıyla avantajları aşağıdaki gibidir [17].

- Jeotermal enerji, hidrolik, güneş, rüzgar vb. gibi tükenmez enerji kaynaklarındandır. Tükenirlikleri kesin olan kömür, petrol, doğalgaz, bitümlü şist, nükleer enerji kaynaklarına göre çok daha uzun ömürlüdür yani tükenmezdir.
- Diğer enerji türlerine göre jeotermal enerjinin maliyeti çok daha ucuzdur. Fiyat dalgalanmalarından etkilenmez.
- Fosil ve nükleer kaynaklı enerji üretimlerine oranla yok denecek kadar az bir ölçüde çevre sorunlarına neden olmaktadır. Örneğin; kömür yataklı santrallerdeki CO₂ atımı, eski tip jeotermal santrallerdekine oranla 1600 kat daha fazladır.
- Jeotermal akışkan, tedavi amaçlı kullanıldığında içerdiği minerallerle birçok hastalık ve organ rahatsızlıklarının giderilmesinde yararlıdır.
- Elektrik üretimi dışındaki kullanım alanlarına uygun ulusal bir teknoloji geliştirilebilir. Ülkemizin yerli enerji kaynağı olan jeotermal enerji, ithal edilen petrole olan bağımlılığı azaltacaktır.

- İlk saha araştırması, sondajlar, üretime geçiş ve tesislerin kurulma süresi, diğer enerji türlerine oranla daha kısadır.
- Jeotermal enerjinin içerdiği kimyasal maddelerin, uygun tekniklerle akışkandan alınması ekonomiye katkı da sağlayabilmektedir. Bu şekilde borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su (D₂O), amonyum sülfat, kuru buz (CO₂ buzu) gibi endüstride kullanılan maddeler elde edilmektedir.
- Jeotermal enerji, diğer enerjilere kolaylıkla dönüşür. Petrolün damıtılma işlemleri, nükleer santraller v.b. için büyük tesisler gerekir.
- Jeotermal enerji, genellikle kısa dönemli meteorolojik olaylardan etkilenmez. Örneğin; hidrolik kaynaklar mevsimsel yağışlara bağımlıdır.

2.3 Jeotermal Enerjide Karşılaşılan Sorunlar

Jeotermal enerji santrallerinin kurulma aşamasında ve geliştirilmesinde belirli riskler mevcuttur.

Sondaj derinliğinin kestirilmemesi tasarım sırasında maliyette oynamalara sebep olacak ve kuyu derinliği arttıkça sondaj maliyetinin artmasına sebep olacaktır. Projenin ilk aşamasında kaynak büyüklüğünün ve sıcaklığının ve ortalama kuyu verimliliğinin bilinmemesi başlı başına proje öncesi riskler arasındadır. Tesis kurulurken, civar bölgelerdeki kaynaklarda basınç azalması ve soğuma gibi etkilere sebep vermeyecek şekilde analizin önceden yapılması gerekmektedir. En önemlisi de, tesisin ömrü tüketmesi sırasında ilave kuyuların bulunması ve belirli enjeksiyon programının uygulanması gerekir. Bununla birlikte jeotermal sistemlerin çevreye olan etkileri görece daha hafif olsa da yanlış kullanımda mevcuttur.

Jeotermal projelerin çevresel etkileri dikkatli bir şekilde izlenmelidir. Çünkü bazı tedbirler alınması gerekebilir. Jeotermal enerjinin neden olabileceği çevresel kirlilikler aşağıda detaylı bir şekilde bulunmaktadır.

2.3.1 Kimyasal kirlilik

Jeotermal enerji nispeten kirlilik problemlerinden bağımsızdır. Enerji santralleri bile yüksek sıcaklıkta buhar kullanırken fosil yakıtlı elektrik istasyonlarından atmosfere daha az CO₂ bırakılmaktadır. Düşük sıcaklıklı sıvılar kullanıldığında böyle emisyonlar göz ardı edilmektedir.

Düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda muhtemel problemlere yol açabilen hidrojen sülfür ve civadır. Kimyasal bileşiklerden bor, bitkilere oldukça zararlıdır ve sulama sularına karıştırılmamalıdır. Civa gibi iz metaller ise organizmalara karşı zararlıdır.

2.3.2 Termal kirlilik

Farklı durumlarda farklı sıcaklıklardaki dışarıya akan jeotermal sıvı akarsulara, nehirlere ve göllere boşalabilir. Çoğu organizmalar sıcaklık değişimine (10 °C veya daha az olan sürekli değişimlere) karşı oldukça duyarlıdır. Bu değişim mevcut ekosistemde şiddetli değişikliklere sebep olabilir. Soğuk ülkelerde bu ara sıra avantaj olarak kullanılabilir. Fakat daha sıklıkla jeotermal enerji ürünlerinin farklı ortamlarda depolanması gerekir. Boşalacak bu sıvılar, havuzlarda ön soğutma yaparak, reenjeksiyon yaparak, bazı durumlarda okyanusa boru ve hendek açarak tahliye edilebilir.

2.3.3 Çevre kirliliği

Günümüzün en önemli konularından biri çevre ve özellikle atmosfer kirliliğidir. Atmosferi kirleten en önemli etkenlerden biri de yakıtlardan çıkan atık gazların olumsuz etkisidir. Enerji ihtiyacının karşılanmasında kullanılan, özellikle fosil yakıt türlerinden çıkan atık baca gazları, is, duman, toz vb. atmosferi önemli ölçüde kirleterek yaşam koşullarını, oksijen azaltılması ve sera gazı etkisi gibi, olumsuz şekilde etkilemektedir. Enerji kaynakları içinde en önemli yeri tutan, kömürün yakılması durumunda atmosfere çıkaracağı CO₂ ile jeotermal enerjinin kullanımı halinde atmosfere çıkacak CO₂'nin bir karşılaştırması Çizelge 2.2'de yapılmıştır.

Çizelge 2.2 : Atmosfere salınan CO₂ miktarlarının karşılaştırılması [19].

Jeotermal (MWt)	Kcal Karşılığı	Kömür Karşılığı (Kg/h)	Jeotermal CO ₂ Emisyonu (Kg/h)	Kömür CO ₂ Emisyonu (Kg/h)	Kömür CO ₂ Emisyon Fazlalığı (Kg/h)
3.042,9	2.616.902.600	1.090.376,1	760,7	1.595.220,2	1.594.459,5

Karşılaştırma yapılırken kömür 4.000 kCal., kazan verimi %60., jeotermal akışkandan CO₂ çıkışı %0,15., kömürde elementer C %39,9 kabul edilmiştir.

Çizelge 2.2'deki karşılaştırmada görüldüğü gibi, kömür kullanılması halinde kabaca saatte yaklaşık 1.594 ton CO₂ fazlalığı ortaya çıkmaktadır. Bu hesaplama şeklinde kömürden çıkan element sadece elementer C olarak, jeotermalden çıkan ise CO₂ olarak ele alındığı halde bu şekilde bir sonuçla karşılaşılmaktadır. Ayrıca jeotermal

akışkan içerisindeki CO₂ uygun teknoloji kullanıldığı takdirde kuru buz veya sıvı CO₂ olarak elde edilerek ticari kullanıma sunulabilmektedir. Bugün için, Denizli-Kızıldere jeotermal santraline ilave olarak 40.000 ton/yıl kapasiteli bir CO₂ fabrikası akışkandan çıkan CO₂'yi ayırarak ticari kullanıma sunmaktadır [19].

Genel durum itibariyle, jeotermal enerji kullanımında işletme hatası olmadığı haller dışında çevre kirliliği yoktur. Çünkü jeotermal kaynağın özünde çevreye zararlı katı atıklar ve gazlar bulunmamaktadır.

2.3.4 Yere ve araziye yapılan zararlar

Jeotermal projeler, diğer inşaat mühendisliği projeleri gibi benzer karışıklıklara yol açabilir. Kazılan alanlar, kuyu lokasyonları, yolların geçeceği yerler hesaplanmak zorunda olacaktır. Meydana gelecek zemin ve bitki erozyonu, ekosistemde değişikliğe sebep olabilir. Çoğu yer çökmesi ve yer sarsıntısı olayları da jeotermal alanlarda görülebilir. Jeotermal sahalarda sıcak kaynakların görünüşü ve fümerollerini gibi estetik düşüncelerden başka lokal turizm endüstrisini etkileyebilen sürekli değişikliklere sebep olabilir [17].

2.4 Dünyada Jeotermal Enerjinin Durumu

Günümüzde dünyada, enerji ihtiyacının büyük bir kısmı hidrolik enerji ve fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Jeotermal enerji, fosil yakıtlara alternatif yenilenebilir enerji kaynakları arasında en önemlilerinden biri durumundadır [20].

İlk çağlardan beri ilkel yollarla sağlık amaçlı olarak yararlanılan doğal sıcak su kaynakları ilk defa 1827 yılında İtalya'da asit borik elde etmek amacıyla kullanılmıştır. Daha sonra 1904 yılında Larderello (İtalya) yöresinde yine ilk defa jeotermal buhardan elektrik üretimine başlanmış ve 1912 yılında gücü 250 kW olan ilk turbo jeneratör kurulmuştur. 1930'larda ise bu enerji İzlanda'nın Reykjavik kentinde ısıtma amacıyla kullanılmaya başlanmıştır. 1949 yılında Yeni Zelanda Wairakei sahasında turistik bir otele sıcak su temini amacıyla başlanan sığ sondajlara daha sonra, elektrik elde edebilmek amacıyla devam edilmiş ve 1954 yılında 200 MWe elektrik kapasiteli bir santral kurulmuştur. 1960'da Amerika'da, 1961'de Meksika'da ve 1966'da Japonya'da santraller kurularak jeotermal enerjinin kullanımı dünya çapında yayılmıştır.

Uluslararası Enerji Ajansı verilerine göre, dünya elektrik üretiminin %0,32'lik bir kısmı jeotermal enerji ile karşılanmaktadır. Bununla beraber, dünya üzerinde jeotermal kaynaklardan üretilmekte olunan elektrik üretim miktarlarına bakıldığında, bu alandaki birinciliğin %26'lık pay ile ABD'ye ait olduğu görülmektedir. OECD ülkelerinin toplam elektrik üretiminde jeotermal kaynakların payı %0,40 iken, Türkiye'nin toplam elektrik üretiminde jeotermal kaynakların payı ise dünya ortalaması ile aynı değere sahip olarak %0,32 oranında olduğu görülmektedir [21].

2015 yılı itibarıyla dünyada 78 ülkenin jeotermal enerjiyi doğrudan kullanım kapasitesi toplamı 70.329 MWt'dır. Türkiye, jeotermal enerji kullanımı açısından ilk yedi ülke arasında yer almaktadır. Bu ülkeler sırasıyla şöyledir: Çin (17.870 MWt), ABD (17.415 MWt), İsveç (5.600 MWt), Türkiye (2.886 MWt), Almanya (2.848 MWt), Japonya (2.186 MWt) ve İzlanda (2.040 MWt) 'dır [22].

Dünyada 1955'ten 2000 yılına kadar, jeotermal elektrik üretiminde %17, jeotermal elektrik dışı uygulamalarda ise %87 artış olmuştur. Filipinler'de toplam elektrik üretiminin %27'si, Kaliforniya Eyaleti'nde de %7'si jeotermalden karşılanmaktadır. Papua Yeni Gine'de ise 56 MWe kapasiteli jeotermal elektrik üretimi yapılmakta olup, Altın Madenciliği İşletmesinin enerji ihtiyacının %75'i jeotermalden karşılanmaktadır. İzlanda'da toplam ısı enerjisi (şehir ısıtma) ihtiyacının %86'sı jeotermalden karşılanmaktadır [12].

Dünyada yaklaşık 10 bin dönüm, Türkiye'de ise 635 dönüm jeotermal sera vardır. Jeotermal ısıtma, verimi %50-60 arttırmaktadır. Sera atmosferine jeotermal karbondioksitin verilmesi ile de verim %40 artmaktadır. Şanlıurfa'daki yaklaşık 250 dönümlük jeotermal seradan Avrupa'ya ihracat yapılmaktadır.

Dünyadaki en önemli jeotermal sahalar; Geyser (Kaliforniya), Larderello (İtalya), Krafia-Nesjavellir-Reykjavik (İzlanda), Kamojang (Endonezya), Wairakei (Yeni Zelanda), Tongonan (Filipinler), Cerro Pieoto (Meksika) ve Wyoming (Yellowstone milli park-Amerika)'dir [20].

Dünya genelinde jeotermal potansiyelin dağılım alanları şu şekildedir [23]:

- And Volkanik Kuşağı; Güney Amerika'nın batı sahillerinde bulunan bu kuşak, Venezuela, Kolombiya, Ekvator, Peru, Bolivya, Şili ve Arjantin'i kapsamaktadır.

- Alp-Himalaya Kuşığı; bu jeotermal kuşak, dünyanın en büyük jeotermal kuşakları arasındadır. İtalya, Yugoslavya, Yunanistan, Türkiye, İran, Pakistan, Hindistan, Tibet, Yunnan (Çin), Myanmar (Burma) ve Tayland'ı kapsamaktadır.
- Doğu Afrika Rift Sistemi; aktif olan bu sistem Zambiya, Malavi, Tanzanya, Uganda, Kenya, Etiyopya, Djibuti gibi ülkeleri içine alır.
- Karayip Adaları; aktif volkanizmanın hakim olduğu kuşakta, önemli potansiyeller görülmektedir.
- Orta Amerika Volkanik Kuşığı; Guatamela, El Salvador, Nikaragua, Kosta Rika ve Panama'yı içine alan bu kuşakta, çok sayıda jeotermal sistem bulunmaktadır.

2.5 Türkiye'de Jeotermal Enerjinin Durumu

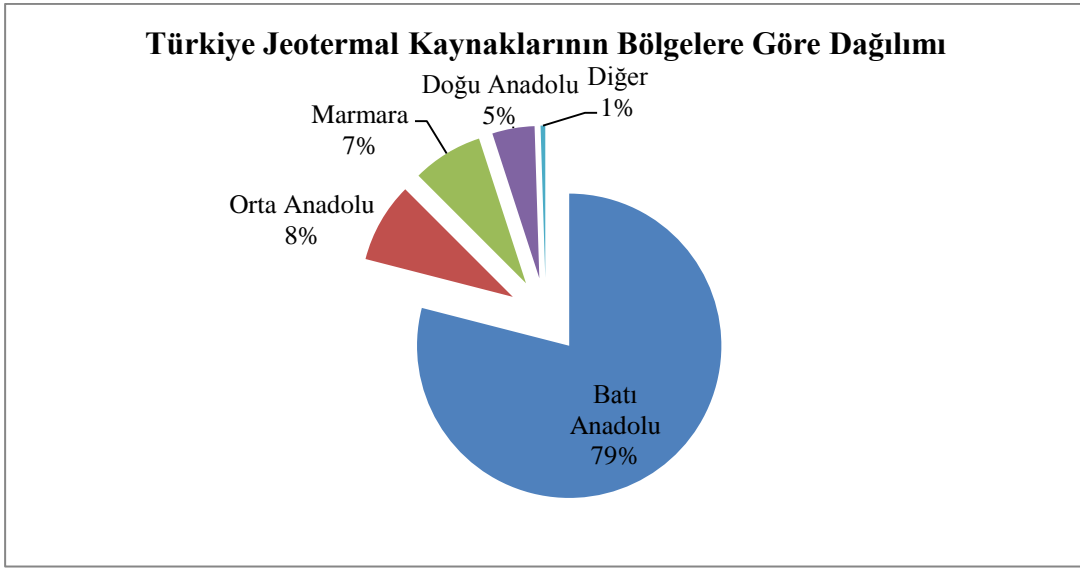
Türkiye jeotermal kaynaklarının zenginliği açısından dünyanın sayılı ülkeleri arasında yerini almakta olup en yaygın olan uygulamalar konut ısıtmacılığı, balneoloji, elektrik üretimi, seracılık ve endüstriyel mineral eldesi (CO₂) vb. amaçlarla kullanılmaktadır.

Dünyada olduğu gibi Türkiye'de de jeotermal alanlar, farklı tektonik kuşak ve/veya volkanik alanlar üzerinde bulunmaktadır. Alp Orojenezine bağlı olarak gelişmiş farklı tektonik kuşakların etkisiyle ülkenin farklı bölgelerinde zengin jeotermal enerji potansiyeli bulunmaktadır. Yapılan çalışmalarda ülke genelinde tektonizmanın etkisiyle ülkenin batısında incelen kabuk, jeotermal kaynakların oluşması ve doğal olarak yüzeye çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle ülkenin batısında yüksek entalpili (>150 °C) elektrik üretilen jeotermal alanlar bulunmaktayken, tektonik sıkışmanın etkisiyle gelişen daha düşük entalpili alanlar ise doğu bölgelerde gözlenmektedir [24].

1960 yılından günümüze kadar MTA ve özel sektör tarafından yaklaşık 227 jeotermal alanı tespit edilmiştir. 1962 yılından günümüze kadar doğrudan kullanım ve elektrik üretim amaçlı olarak yaklaşık 560 tanesi MTA tarafından olmak üzere toplamda 1200 civarında jeotermal sondaj kuyusu açılmıştır.

Ülkemizdeki jeotermal sahalar Şekil 2.4'te görüldüğü gibi daha çok Batı Anadolu'da yer almaktadır (Örneğin; Afyon, Aydın, Balıkesir, Bursa, Çanakkale, Denizli, İzmir,

Kütahya, Manisa, Muğla, Sakarya, Uşak, Yalova). Jeotermal sahaların %95'i orta ve düşük entalpili sahalar olup, doğrudan kullanıma, yani bölgedeki konutların ısıtılmasına, seracılık üretimine ve kaplıca turizmine uygundur. En düşük 35 °C kuyu başı sıcaklığına göre MTA tarafından ispatlanmış jeotermal ısı kapasite toplamı 475 MWt düzeyindedir. Yurdumuzun tahmin edilen jeotermal ısı gücünün (31.500 MWt), 5 milyon konutun ısıtılmasına eşdeğer olduğu ifade edilmektedir (MTA). Bu bağlamda Türkiye'nin bölgesel konut ısıtılmasında bilgi, deneyim ve uygulama açısından dünyanın önde gelen jeotermal ülkeleri arasında olduğu söylenebilir [25].



Şekil 2.4 : Türkiye jeotermal kaynaklarının bölgelere göre dağılımı [26].

Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü verilerine göre Türkiye, dünyanın 7. büyük jeotermal enerji potansiyeline sahiptir. Türkiye'nin teorik jeotermal enerji potansiyelinin 31.500 MW olduğu varsayılmaktadır. İspatlanmış fiili kullanılabilir teknik kapasite 4.809 MWt olup, 2.705 MWt'lık kısmın 805 MWt'i konut ısıtmasında, 612 MWt'i sera ısıtmasında, 380 MWt'i termal tesis ısıtmasında, 870 MWt de kaplıca kullanımında ve 38 MWt'i ısı pompası uygulamasında kullanılmaktadır. Elektrik teknik potansiyel ise 600 MWe (4 milyar kWh/yıl, keşfedilen 15 saha) olarak belirlenen potansiyel, yeni keşifler ile 1.000 MWe olarak belirlenmiş ve fiili kurulu güç ise 437 MWe'dir [25].

Türkiye jeotermal kaynaklar ve volkanik alanlar haritası Şekil 2.5'de, Türkiye jeotermal kaynaklar dağılım haritası Şekil 2.6'da, Türkiye jeotermal kaynaklar ve uygulama haritası Şekil 2.7'de ve Türkiye jeotermal enerji kaynakları Şekil 2.8'de gösterilmiştir.

JEOTERMAL KAYNAKLAR VE VOLKANİK ALANLAR HARİTASI



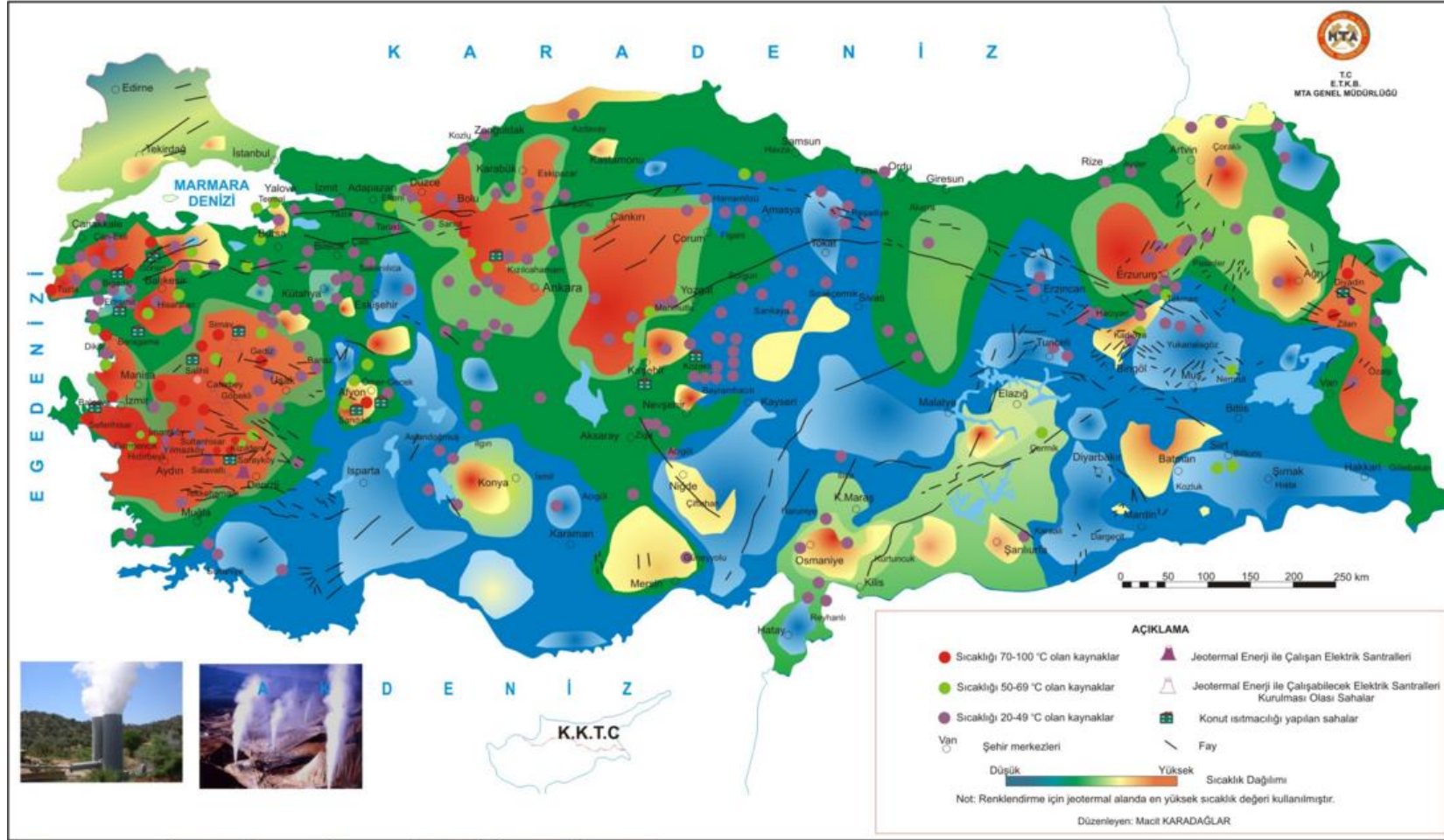
Şekil 2.5 : Türkiye jeotermal kaynaklar ve volkanik alanlar haritası [27].

TÜRKİYE JEOTERMAL KAYNAKLAR DAĞILIMI VE UYGULAMA HARİTASI



Şekil 2.6 : Türkiye jeotermal kaynaklar dağılım haritası [27].

Jeotermal Kaynaklar ve Uygulama Haritası



Şekil 2.7 : Türkiye jeotermal kaynaklar ve uygulama haritası [27].

TÜRKİYE JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLARI



Şekil 2.8 : Türkiye jeotermal enerji kaynakları [27].

Elektrik üretimine yönelik yüksek sıcaklıklı sahalar bulunmasına rağmen üretim düşük seviyede kalmıştır. İlk uygulama pilot olarak 1975 yılında MTA Genel Müdürlüğü tarafından Denizli Kızıldere sahasında 0,5 MWe üreten bir santralle başlamıştır. Bu saha daha sonra geliştirilerek o zamanki adıyla TEK'e devredilmiş ve 1984 yılında burada 20,4 MWe gücüne sahip bir santral kurulmuş ve halen çalışmaktadır. Denizli-Kızıldere santrali günümüzde ortalama 15 MWe elektrik üretmektedir. Kızıldere sondaj çalışmalarına 1968 yılında başlanmış, santral 1984 yılında işletmeye alınmıştır. Bu tarihten 2006 yılına kadar jeotermal enerjiden elektrik üretimi amaçlı herhangi bir yatırım yapılamamıştır. Tüm yenilenebilir kaynakların içinde jeotermalin yeri yadsınamaz şekilde büyük olduğu kadar son yıllarda gittikçe artmaktadır. Dünya ve Türkiye için jeotermal kurulu güçlerin karşılaştırılması yıllar itibariyle Çizelge 2.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 : Türkiye'nin dünya jeotermal kurulu gücündeki payı [28].

Yıllar	Türkiye (MWe)	Dünya (MWe)	Türkiye/Dünya %
2000	17,8	7.972	0,22%
2005	17,8	8.933	0,20%
2006	25,0	9.000	0,28%
2010	99,0	10.715	0,92%
2014	410,0	12.000	3,42%

2013 yılında Başel vd. tarafından yapılan çalışmada Türkiye'de bilinen 135 hidrotermal saha Monte Carlo simülasyon yöntemi kullanılarak incelenmiş, olasılıklı yöntemle potansiyel belirlenmiştir. Sıcaklığı 100 °C'den yüksek 38 saha için güç üretim potansiyeli olarak minimum 1.673 MWe ve maksimum 3.140 MWe değerleri bulunmuştur. Diğer taraftan sıcaklığı 100 °C'den küçük 97 saha için doğrudan kullanım potansiyeli olarak minimum 5.600 MWt ve maksimum 11.400 MWt değerleri elde edilmiştir. Son olarak 135 saha için toplam ısı potansiyel çalışması yapılmış, minimum 38,2 GWt ve maksimum 68,4 GWt değerlerine ulaşılmıştır. Türkiye'nin değişik coğrafik yerlerinde (çoğunluğu Batı Anadolu'da) olan 290 jeotermal alan için tanımlanmış ısı kapasite 10.576 MWt olarak hesaplanmıştır. Türkiye'nin jeotermal potansiyeli olarak, ETKB dahil birçok resmi kurumlarca verilen 31.500 MW değeri yerine burada verilen potansiyel değerlerin kullanılması daha doğru olacaktır [28].

İTÜ Enerji Enstitüsü, yapılacak yeni saha araştırma ve sondaj çalışmalarıyla, bu rakamın 2.000 MWe'ye yükseltilebileceğini öngörmektedir. Günümüzdeki çalışmalar değerlendirilecek olursa, devredeki santrallerin kurulu gücü 437 MW'a ulaşmıştır. Lisans alan jeotermal elektrik santrallerinin kurulu gücü 414 MW'dır. Öte yandan, 2015 Mart ayı itibarıyla toplam 402,87 MW kapasitede 22 proje lisans başvurusu değerlendirme aşamasındadır. Yaklaşık 200-250 MWe için de arama, saha çalışmaları devam etmektedir. Elektrik üretimi amaçlı tüm bu projeler gerçekleşir ise bu proje stoğu, 1000 MW'dan fazla kapasiteye ulaşılmasını sağlayacaktır. Ancak bu rakam bile, İTÜ Enerji Enstitüsü'nün 2.000 MW öngörüsünün çok gerisindedir [24].

Türkiye'deki jeotermal sahaların %95'i doğrudan kullanıma uygundur. Ülkemizde daha çok Batı Anadolu'da yer alan jeotermal sahaların %95'i bölgesel konut ısıtılması, seracılık ve kaplıca turizmine uygundur. Sıcaklıkları 20-287 °C arasında değişen tahmini 1500 adet sıcak ve mineralli su kaynağı mevcuttur. Elektrik üretimine uygun olan jeotermal sahalar Çizelge 2.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 2.4 : Ülkemizde elektrik üretimine uygun jeotermal sahalar ve sahaların sıcaklıkları [14,16].

Saha Adı	Sıcaklık (°C)	Saha Adı	Sıcaklık (°C)
Manisa-Alaşehir-Köseali	287	Kütahya-Simav	162
Manisa-Alaşehir	265	Aydın-Umurlu	155
Manisa-Salihli-Caferbey	249	İzmir-Seferihisar	153
Denizli-Kızıldere	242	Denizli-Bölmekaya	147
Aydın-Germencik-Ömerbeyli	239	Aydın-Hıdırbeyli	146
Manisa-Alaşehir-Kurudere	214	İzmir-Dikili-H.Çiftliği	145
Aydın-Yılmazköy	192	Aydın-Sultanhisar	145
Aydın-Pamukören	188	Aydın-Bozyurt	143
Manisa-Alaşehir-Kavaklıdere	188	Denizli-Karakaş	137
Manisa-Salihli-Göbekli	182	İzmir-Balçova	136
Kütahya-Şaphane	181	İzmir-Dikili-Kaynarca	130
Çanakkale-Tuzla	174	Aydın-Nazilli-Güzelköy	127
Aydın-Salavatlı	171	Aydın-Atça	124
Denizli-Tekkehamam	168	Denizli-Sarayköy Gerali	114

Şu an Türkiye'de, 90.000 konut, 30.500.000 m² sera, 325 spa tesisi jeotermal enerjiyle ısınmaktadır. 2014 yılında Jeotermal Enerji Santralleri ile

2.251.793.602 kWh elektrik üretimi yapılmıştır. Şekil 2.7’de ülkemizde elektrik üretimine uygun jeotermal sahalar ve sahaların sıcaklıkları gösterilmiştir.

TEİAŞ verilerine göre, Türkiye’de 2015 ilk çeyreği itibarıyla 9 jeotermal sahada, mevcut 20 jeotermal elektrik santralinin toplam kurulu gücü 437 MWe’dir. Yurdumuzda işletmede olan jeotermal santraller, “Doğrudan Buharlaştırma Yoğuşma Çevrimli Santral” (Flash-F) ve ”İki Akışkan Çevrimli Santral” (Binary-B) olmak üzere iki farklı tiptedir. 1962 yılında MTA tarafından bir sıcak su envanter çalışması olarak başlatılan Türkiye’nin jeotermal enerji araştırmasıyla Şekil 2.5’de görüldüğü üzere bugün toplam 600’den fazla termal kaynak (sıcak ve mineralli su kaynağı) bilgisine ulaşılmıştır.

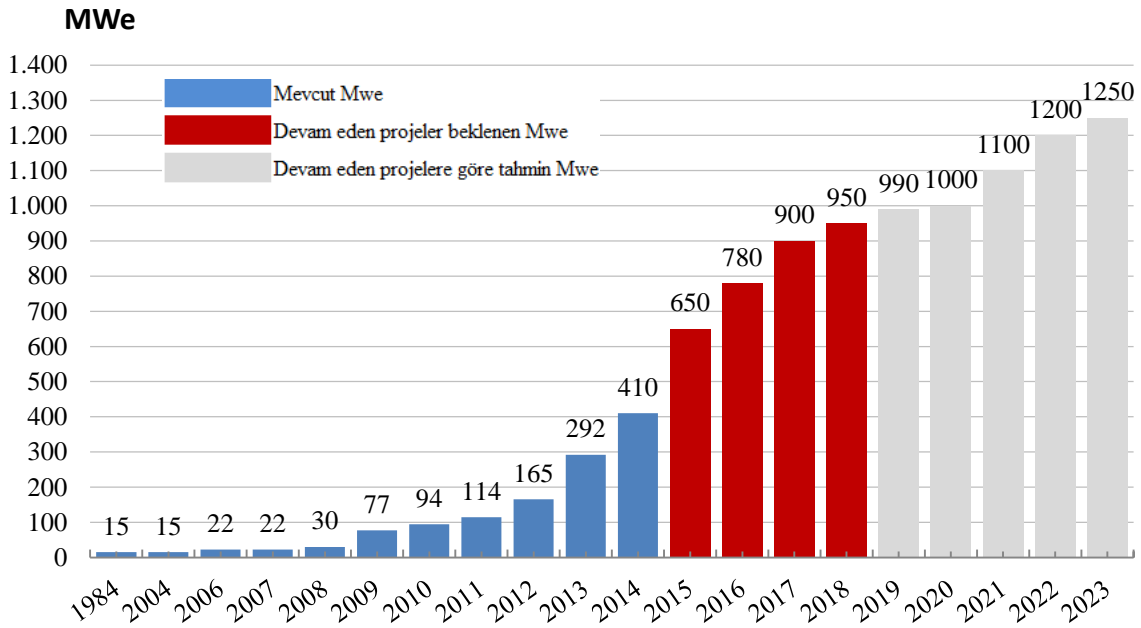
Ayrıca toplam yaklaşık 500 MWe kurulu gücünde 15 jeotermal santral projesi, arama, fizibilite ve/veya proje aşamasındadır. Çizelge 2.5’de görüldüğü gibi 30’un üzerinde olan firma, jeotermal projeleri için etüt arama ve sondaj çalışmalarına devam etmekte olduğu, Çizelge 2.6’da mevcut santrallerin kurulu güçleri belirtilmiştir. Halen devam eden projelere göre, mevcut ve beklenen jeotermal kurulu güç kapasiteleri Şekil 2.9’da sunulmuştur [24].

Çizelge 2.5 : Türkiye’de fizibilite veya proje aşamasında olan jeotermal elektrik santralleri [22,25].

Yer	İşletici Firma	Kurulu Gücü (MWe)	Yer	İşletici Firma	Kurulu Gücü (MWe)
Denizli-T.hamam	Greeneco	20	Manisa-Alaşehir	Deltom	-
Denizli-Babadağ	Jeoden	3	Manisa-Alaşehir	Özmen	-
Aydın-Sultanhisar	Çelikler	23	Manisa-Salihli	Sanko	-
Aydın-Germencik	Maren	20	Manisa-Salihli	Aytemiz	-
Aydın-Hıdırbeyli	Karadeniz	20	Kütahya-Gediz	Orya	-
Denizli-Sarayköy	Akça	4	Kütahya-Gediz	Güral-Summa	-
Aydın-Pamukören	Çelikler	57	Kütahya-Simav	Kayen	-
Manisa-Alaşehir	Türkerler	24	Aydın-Gümüşköy	Turcas	-
Manisa-Alaşehir	Maspo	10	Aydın-Moralı	Karizma	-
Manisa-Alaşehir	Soyak	10	Aydın-Çiftlikköy	Sanko	-
Manisa-Alaşehir	Akça	20	Aydın-Ortaklar	Agni	-
Manisa-Alaşehir	Zorlu	50	Çanakkale-Tuzla	Transmak	-
Aydın-Nazilli	Kipaş	20	Manisa-Alaşehir	Enel	-
Aydın-Germencik	Gürmat	163	Manisa-Alaşehir	SDS	-
Denizli-Kızıldere	Zorlu	-	Manisa-Alaşehir	Ecolog	-

Çizelge 2.6 : Türkiye’de devrede olan jeotermal elektrik üretim santralleri [22,25].

Yer	İşletici Firma	Kurulu Gücü (MWe)	Santral Tipi	İşletmeye Alınış Yılı
Denizli-Kızıldere	Zorlu Enerji	15	Flash	1984
Aydın-Salavatlı	Mege (Dora 1)	8	Binary	2006
Aydın-Salavatlı	Mege (Dora 2)	12	Binary	2010
Aydın-Germencik	Gürmat	47	Flash	2009
Denizli-Kızıldere	Bereket	7	Binary	2008
Çanakkale-Tuzla	Enda (TJEAS)	8	Binary	2010
Aydın-Hıdırbeyli	Maren Enerji-İrem	22	Binary	2011
Aydın-Hıdırbeyli	Maren Enerji-Sinem	23	Binary	2012
Aydın-Hıdırbeyli	Maren Enerji-Deniz	24	Binary	2012
Denizli	Değirmenci	1	Binary	2012
Aydın-Salavatlı	Mege (Dora 3a)	21	Binary	2013
Aydın-Gümüşkøy	BM	13	Binary	2013
Aydın-Pamukören	Çelikler	45	Binary	2013
Denizli-Kızıldere II	Zorlu Enerji	75	Flash/Binary	2013
Aydın-Germencik	Binary Gurmat-Efe 1	23	Binary	2014
Aydın-Salavatlı	Mege (Dora 3b)	20	Binary	2014
Manisa-Alaşehir	Türkerler	24	Binary	2014
Aydın-Hıdırbeyli	Maren Enerji-Kerem	24	Binary	2014
Aydın-Germencik	Binary Gurmat-Efe 2	23	Binary	2015
Denizli-Tosunlar	Akça Enerji	4	Binary	2015



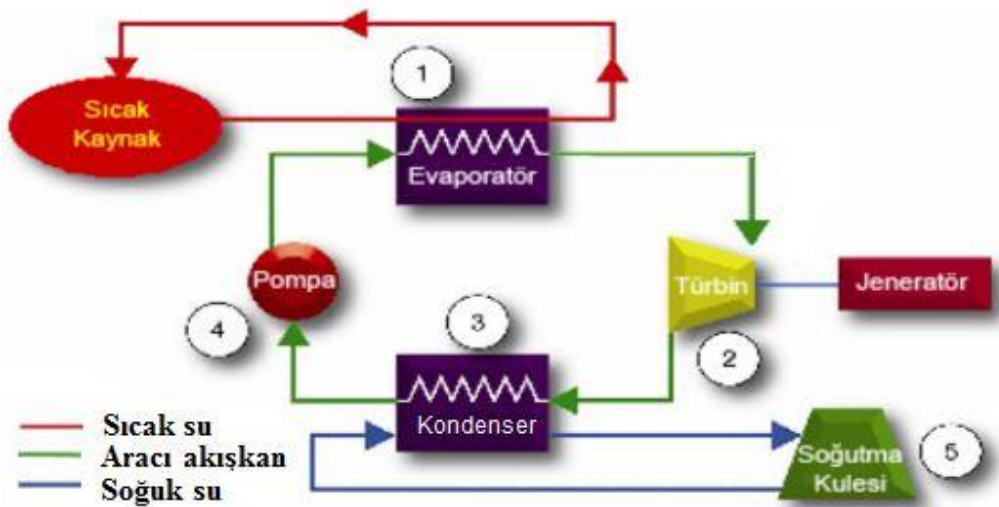
Mevcut ve devam eden projelere göre hazırlanmıştır. (Aralık 2014)

Şekil 2.9 : Türkiye’de mevcut ve beklenen jeotermal kurulu güç kapasiteleri [25].

3. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

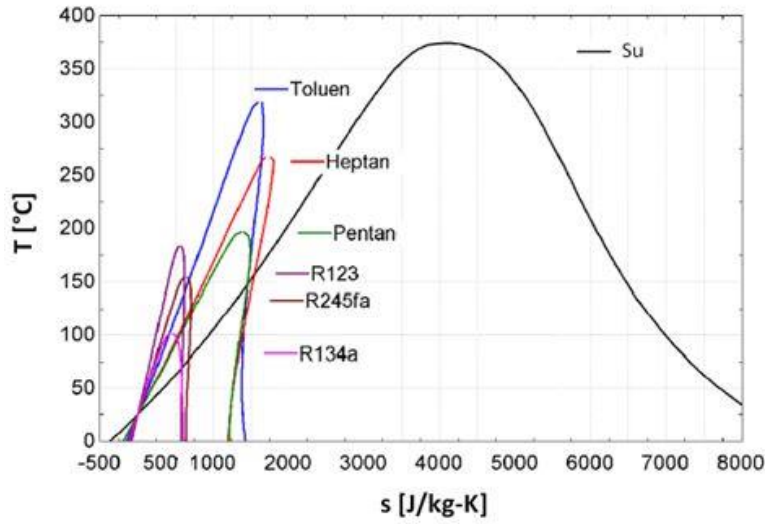
Organik Rankine çevrimleri, termodinamik açıdan Rankine çevrimleri ile aynı prensipte çalışmaktadır. Rankine çevrimleri ısıdan elektrik üretiminin yapıldığı geleneksel tip buhar türbinleri olup, çalışma koşulları gereği yüksek sıcaklık ve basınç kaynağına ihtiyaç duyarlar. Organik Rankine çevrimi ise, düşük sıcaklık aralıklarında akışkan olarak, Rankine çevriminden farklı bir şekilde su yerine organik akışkanların kullanıldığı güç sistemleridir. Organik akışkanın daha düşük sıcaklıklarda buharlaşmasından dolayı, daha düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından elektrik eldesi mümkündür. Bu özellikleri sayesinde enerji üretimi ekonomik olmayan endüstriyel atık ısı, jeotermal ısı, güneş enerjisi, petrol ve gaz alanları daha verimli şekilde kullanılabilir. Bu sistemlerle genellikle %10-15 verimle elektrik üretimi gerçekleştirilmekte ve elektrik ihtiyacı bu şekilde sağlanarak enerji giderleri düşürülmektedir.

Çevrim pompa, evaporatör, türbin ve kondenserden oluşmaktadır. ORÇ'lerinde kullanılan türbinler sadece bir basamaklı genişlemeye ihtiyaç duymaktadır. Bu yüzden konvensiyonel buhar türbinlere göre çok daha basit ve ekonomik olan ve genişletici ismi ile de anılan türbinler kullanılır.



Şekil 3.1 : ORÇ sistem şeması [29].

Isıdan elektrik üreten sistemi esas alan bir ORÇ teknolojisi Şekil 3.1’de görüldüğü üzere, evaporatör (1 nolu) içerisindeki organik çalışma sıvısını (yeşil çizgi) buharlaştırmak için sıcak kaynaktaki ısıyı kullanır. Seçilen çalışma sıvısı silikon bazlı sıvılar olabilir veya düşük sıcaklıklar için hidrokarbon veya soğutucu bazlı sıvılar kullanılabilir. Basınçlı buhar daha sonra türbinlere (2 nolu) yollar ve jeneratörle birleştiğinde elektrik üretir. Buhar, kondenser içinde tekrar sıvı hale yoğunlaştırılır (3 nolu). Burada ya soğutma kulesi (5 nolu), ya yeraltı suyu ya da ırmak suyu (mavi çizgi) soğutma aracı olarak kullanılır. Hava soğutma sistemi de alternatif olarak kullanılabilir. Sonra soğutucu pompa (4 nolu) çalışma sıvısını tekrar buharlaştırıcıya pompalar ve bu kapalı çevrim süreci tekrar eder. Sıcak sıvı yakıt kaynağı olarak kullanıldığından yakıt maliyeti sıfırdır. Ayrıca hiçbir yanma gerçekleşmediğinden, ORÇ enerji sisteminde atmosfere hiçbir salınım oluşmaz [29].



Şekil 3.2 : Bazı organik akışkanlarına ve suya ait sıcaklık entropi diyagramları [30].

Doymuş buhar eğrisinin eğimi su için negatif olmasına rağmen, organik akışkanlar için eğri çok daha diktir. Bu sebeple, Organik Rankine çevriminde genişleme prosesinin sonundaki buhar kalitesinin sınırlandırılması ortadan kalkar ve türbin giriş öncesindeki buharın aşırı ısıtılmasına ihtiyaç yoktur.

Doymuş sıvı ve doymuş buhar arasındaki entropi farkı organik akışkanlar için çok daha azdır. Aynı zamanda buharlaşma entalpisinin daha küçük olması anlamına gelir. Bu yüzden evaporatör vasıtasıyla aynı termal güç değerini yakalamak için, organik çalışma akışkanının kütleli debi değeri daha büyük olmalıdır. Bu da daha fazla pompa sarfıyatı anlamına gelir [30].

Şekil 3.2’de bazı organik akışkanlara ve suya ait sıcaklık-entropi diyagramları karşılaştırılabilmeleri için verilmiştir.

Buhar türbin sistemlerine göre, ORÇ kendine has bazı özellikler nedeniyle daha avantajlıdır ve birçok uygulamada tercih sebebidir. Bunlar;

- ORÇ’de sıcak kaynak türbinle temas halinde olmadığından, jeotermal sularda barınan kirletici maddelerin türbinle doğrudan temas halinde olmaması sebebiyle, türbine zarar verme ihtimali yoktur.
- Türbinin bakım ve yenileme sıklığı ve toplam maliyeti görece daha azdır.
- ORÇ daha düşük sıcaklık ve basınçlarda çalışır. Bu da mekanik ve termal gerilmeleri görece azaltır. Ayrıca bu nedenle operatör ihtiyacı olmadan uzaktan kontrol edilerek çalıştırılabilir.
- Kısmi yüklemelerde dahi görece daha yüksek verimlilikle çalışmaktadır.
- ORÇ’de düşük devirli türbin kullanılır. Bu sayede mekanik zorlanmalar azaltılacağı gibi doğrudan jeneratöre bağlantı imkanı oluşur.
- ORÇ ile yüksek türbin verimliliği (%90’a varıncaya kadar) elde edilebilir.
- Üretilen enerjinin düşük MW aralığında olduğu özel durumlarda ek olarak çevresel bir sistem gerektirmemekte ve maliyet artımına sebep olmamaktadır.

Aynı zamanda basit durdurma ve çalıştırma işlemleri, sessiz çalışma, uzun ömürlü olması da Organik Rankine çevrimli sistemlerin diğer tercih sebeplerindedir.

ORÇ ile çalışan ve jeotermal uygulama alanları için farklı güç üretim kapasitelerine sahip olan çeşitli boyutlardaki güç bloklarının başlıca üretici firmaları, Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Jeotermal uygulamalar için güç bloklarının bazı üretici firmaları [31].

Üretici	Uygulama Alanı	Güç Aralığı	Isı Kaynağı Sıcaklığı (°C)
ORMAT, US	Jeotermal, Atık ısı, Güneş	200 kWe – 72 MWe	150 - 300
Turboden, Italy	Jeotermal, Kojenerasyon	200 kWe – 2 MWe	100 - 300
GMK, Germany	Jeotermal, Kojenerasyon, Atık ısı	50 kWe – 2 MWe	120 - 350
UTC, US	Jeotermal, Atık ısı	280 kWe	>93

4. FLOWNEX SE İLE MODELLEME

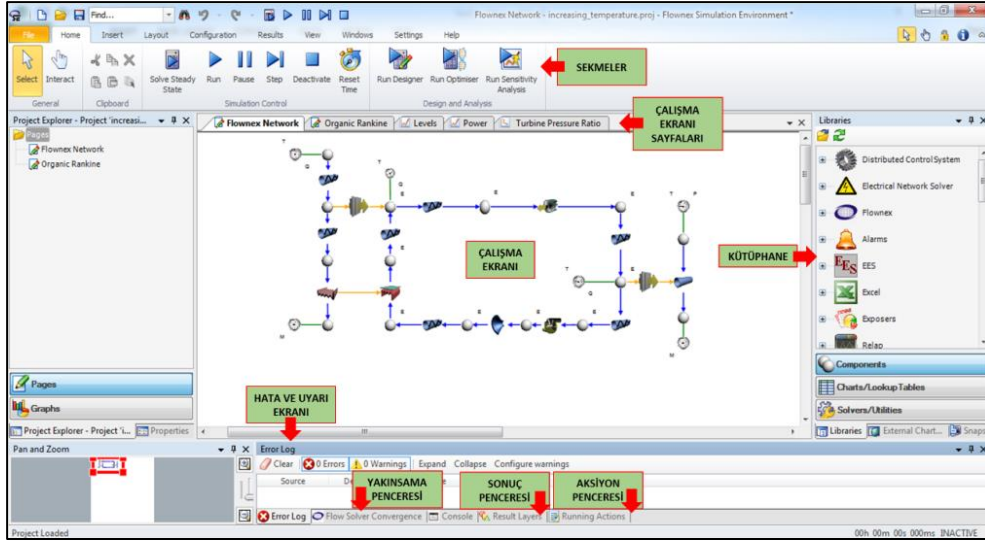
4.1 Flownex SE Programı

Flownex SE; termal akışlı sistemlerin modellenmesi, statik ve dinamik simülasyonunun yapılmasının yanında, gaz, buhar veya kombine çevrim santralleri, nükleer santraller, gaz ve sıkıştırılmış hava çevrimleri, petrol ve doğal gaz dağıtım ağları, ısı değiştirici ağları, havalandırma sistemleri, su veya akaryakıt ağı gibi çeşitli modellerin optimizasyonu için kullanılan bir programdır.

1986'da, havalı taşıyıcı bant sistemlerinin hava dağıtım ağlarını çözmek için Hardy-Cross yöntemine dayalı bir CFD yazılım kodu üzerine geliştirilmiş program, yıllar içinde geliştirilerek 2008'de kapsamlı tesislerin simülasyonunun, analizinin, optimizasyonunun ve komponentlerin duyarlılık analizlerinin yapılmasını sağlayan bir program halini almıştır.

Bu entegre sistem mühendislere hızlı ve kesin bir şekilde bileşenlerin boyutlandırılması ve ölçülendirilmesi kabiliyetini verirken, farklı kontrol metodolojilerinin test edilmesine olanak sağlar.

Program termal ve akışkan sistemlerin analizi için arka yüzünde akışkanlar dinamiği, ısı transferi denklemlerini kullanmakta ve modellenen sistemde kütle, enerji ve momentum korunumu için ilgili diferansiyel denklemleri çözmektedir. Modelleme yapılırken her bir çevrim elemanı ayrı ayrı tasarlanır ve sırasıyla birleştirilerek her bir adım için çözümü incelenir ve anlık olarak hesaplanır. Bu aşamada çevrimin enerji-kütle dengesi ve verimi hesaplanabilir. Zamana bağımlı dinamik analizler içinde, kararlı durumda sistemin tasarlanması gerekmektedir. Fakat sınır koşulları dinamik analiz sırasında kaldırılmalıdır. Bu sayede zamana bağlı olarak, model üzerinde oluşturulacak senaryolara göre sistemin davranışı gerçek zamanda incelenebilir. Program arayüzü Şekil 4.1'de adlandırılarak gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Flownex programı arayüzü.

Flownex arayüzündeki kütüphane bölümünden tüm komponentlere ulaşılabilir ve seçilen komponent çalışma ekranı üzerine sürükleyerek model oluşturulur. Sekmeler bölümünden, modeli dizayn ederken parametrelerin belirlenmesinden, model üzerinde oluşturulacak senaryolara kadar yapılması istenen tüm kısımlara ulaşılabilir. Modelin oluşturulmasından sonra, analiz sonucunun doğruluğunu belirlemek için ise alt kısımda bulunan yakınsama, hata ve uyarı pencereleri takip edilmelidir.

4.2 Model Oluşturulurken Kullanılan Özellikler ve Komponentlerin Tasarımları

Oluşturulan modelde kullanılan komponentler; sınır koşul elemanları, nodlar, evaporatör ve kondenserde kullanılan ısı transfer elemanları, kısıtlayıcı eleman, boru elemanı, ön ısıtma için kullanılan ısı değiştirici elemanı, Organik Rankine çevrimini oluşturmak için kullanılan başlıca elemanlar olan pompa ve türbindir. Oluşturulan modeldeki bu komponentler ve çalışma mantıkları tek tek incelenecektir. Bu komponentleri birbirine eklerken bilinmeyen değerler “designer” özelliği ile hesaplanmaktadır. Modelin dinamik analizi için ise sınır koşullarının kaldırılıp, istenen nokta değerlerinin atandığı “action” özelliği kullanılmaktadır.

4.2.1 Flownex designer (tasarımcı) ve action (aksiyon) özellikleri

Flownex ile çevrim modellenirken en çok kullanılan ve kolaylık sağlayan özellik “designer”dir. “Designer” ile, herhangi bir komponentin istenilen değeri, belirlenen

diğer bir komponentin belirli bir değerinin belirli bir aralıkta değiştirilmesi yoluyla bulunur. Özellikle komponentlerin tasarım formüllerindeki sabitlerinin belirlenmesi bu yöntemle sağlanır. Bu değerler iterasyon yöntemiyle hesaplanır ve sonucun doğruluğuna yakınsama sonucu ulaşılr. Kütle ve enerji dengesinin oluşturulması, kütsel debi miktarının ayarlanması gibi birçok işlemde kullanılmaktadır. Bu yöntemi kullanarak kütle kaynağı ya da enerji kaynağı oluşan yerlerdeki debileri ve enerjileri sıfıra eşitleyebiliriz. Böylece enerji ve kütle korunumu sağlanır. Şekil 4.2’de modeli tasarlariken kullanılan “designer” özelliğinin ekran görüntüsü görölmektedir.

Description	Relaxation Parameter	Max Iterations	Convergence Criteria	Solve Steady State	Solve Transient	Transient Time
R_Turbine scaling	0.9	25	1E-06	True	False	0
R_Container levels	0.9	25	1E-06	True	False	0
R_Condenser	0.9	25	1E-06	True	False	0
R_Evaporator	0.9	25	1E-06	True	False	0
R_Turbine dia	0.9	25	1E-06	True	False	0

Component and Property	Target Value	Unit
{COMPONENT}Node... 0		kW
{COMPONENT}Node... 138		°C

Component and...	Minimum	Maximum	Unit
{COMPONEN... -0.8	-0.6		kg/s
{COMPONEN... 1		10000	W/m².K

Şekil 4.2 : Modelin “designer” ekran görüntüsü.

Ekran görüntüsünden de anlaşılacağı üzere çevrimde turbin, kazan su seviyesi, kondenser, evaporatör gibi birçok komponent “designer” özelliği kullanılarak tasarlanmıştır. Seğili evaporatör tasarımında, ısı transferi sırasında enerji denkliğinin sağlanması için gerekli olan ısıtıcı akışkan debisi ve kazan çıkış sıcaklığını 138 °C yapacak gerekli taşınım katsayısını bulma işi “designer” ile yapılmıştır. Önemli olan diğer bir noktada program tarafından bulunması istenen değişkenin, değer aralıklarının iterasyon sayısını düşürmek ve hızlıca çözüme ulaştırmak için olabildiğince dar seğilmesidir. Bu değer genellikle en fazla 25 iterasyon sonucunda bulunur.

Programın diğer yararlı özelliği ise “aksiyon”dur. Bu özellik kararlı halde modelleme yapılırken kullanılan sınır koşullarının kaldırılmasında kullanılır. Kararlı halde verileri sabitlemek için sınır koşullarını kullanırız. Bu çevrimi oluşturmamızı sağlasa da dinamik analiz için uygun değildir. Dinamik halde sınır koşullarının bulunmaması gerekir. Bu sınır koşulları sistem çalıştırıldıktan sonra aksiyon özelliği ile kaldırılır.

Scenario	Action	Trigger	Stop Trigger	Target	ValueType	Value	Additional Value...
Scenario 1	Scenario 1	1	Never				
	Action 1	0	Never	{COMPONENT}...		Not specified	
	Action 2	0	Never	{COMPONENT}...		Not specified	
	Action 3	0	Never	{COMPONENT}...		Not specified	
	Action 4	0	Never	{COMPONENT}...		Not specified	
	Action 1 (1)	0	Never	{COMPONENT}...	LINE	-0.01, 34	[°C], > 30, < 34

Şekil 4.3 : Modelin “action” ekran görüntüsü.

“Aksiyon” özelliği, sınır koşullarının kaldırılmasının dışında değiştirilmesi için de kullanılabilir. Şekil 4.3’de oluşturulan modelin dinamik analizi için hazırlanmış değişken koşulları görülmektedir. İlk 4 aksiyon, sınır koşullarının kaldırılmasını sağlar. Sonuncu aksiyon ise belirlenmiş bir zaman diliminde, belirtilmiş bir sınır koşulunun değiştirilmesini sağlamıştır. Bu özellik sayesinde meydana gelecek sorunlar, mevsim değişimlerinin etkisi kolayca model üzerinde incelenebilir.

4.2.2 Komponentlerin kullanımı ve tasarımı

4.2.2.1 Sınır koşulu elemanı

Sınır koşulu elemanı çevrimdeki sınır koşullarını belirlemek amaçlı kullanılır. Sınır koşul elemanı simgesi Şekil 4.4’de gösterilmiştir. Sınır koşul elemanları sadece nodlara eklenerek noktanın sınır koşulları belirlenebilmektedir. Bir komponent için 3 adet sınır koşulu tanımlanabilir. Bunlar; sıcaklık, basınç, entalpi, kuruluk derecesi veya kütleli debi değerlerinden biri olabilir.



Şekil 4.4 : Sınır koşulu elemanı.

Bir sınır koşulunda ise en fazla 2 adet özellik belirtilebilir. Bu özelliklerin beraber kullanılabilme kombinasyonları da Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 : Aynı nod için kullanılabilen sınır koşullarının kombinasyonu [32].

	Basınç	Sıcaklık	Kuruluk Derecesi	Entalpi	Debi
Kombinasyon 1	•	•			
Kombinasyon 2	•		•		
Kombinasyon 3		•	•		
Kombinasyon 4		•			•
Kombinasyon 5					•
Kombinasyon 6	•				
Kombinasyon 7	•			•	
Kombinasyon 8				•	•

Sadece basınç veya debinin belirli olduğu durumlarda, gerekli olan akışkan debisinin koşullarının belirlenmesidir.

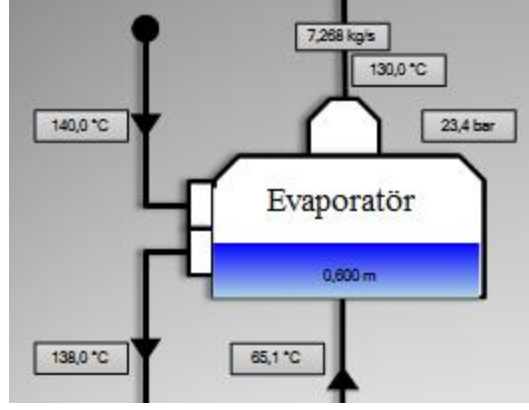
4.2.2.2 Nod – iki fazlı tank

Nodlar, komponentlerin son noktası ve sınır koşullarının bağlandığı elemanlar olmakla birlikte, tezde kullanılan modelde olduğu gibi tank olarak da kullanılabilir. Tanka ait geometrik bilgiler girilerek, kondenser ve evaporatörde kullanılan iki fazlı akış için tasarlanmış tanklar designer kullanılmasıyla tanka ait çap, hacim, kuruluk derecesi gibi değerlerle sıvı yüksekliği vb. gibi datalar belirlenebilir. Nod elemanının Flownex SE’de simgesi Şekil 4.5’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.5 : Nod elemanı.

Tanklar dikey ve yatay olarak tasarlanılabildiği gibi ısı girdisinde direk yapılabildiği elemanlardır. Fakat bu, dinamik analiz yapılması durumunda sağlıklı sonuçlara sebep olacaktır. Nod elemanlarında aynı zamanda kütle, momentum ve enerji korunumu da hesaplanmaktadır. Şekil 4.6’da modeldeki iki fazlı tankı temsil eden nodun detayı görülmektedir.



Şekil 4.6 : Nod ile tasarlanmış iki fazlı tank.

Tankın tasarımı sırasında bir diğer belirtilmesi gereken unsur ise hacim kesridir. Sıfır olduğunda akışkanın sıvı, bir olması durumunda ise buhar fazında olduğu anlaşılır. Bu özellik türbin girişindeki akışkanın buhar fazına ayarlanmasında tasarımcıya yardımcı olmaktadır.

4.2.2.3 Akış direnç elemanı

Akış direnç elemanı; ısı değiştiricileri, valfler, boru gibi elemanlardaki basınç düşüşünü modellemek için kullanılırlar. Aynı zamanda sınırlı geometrik bilgiye sahip komponentlerin modellenmesi veya karışık sistemlerde çözümleme zamanını azaltmak amaçlı kullanılırlar. Şekil 4.7’de akış direnç elemanının Flownex programında kullanılan simgesi gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Akış direnç elemanı.

Akış direnç elemanı, ısı girdisinin yapılmasıyla kazan olarak tasarlanabileceği gibi boru olarak da tasarlanabilir. Komponentler arası akışın yönlendirilmesi bu şekilde sağlanır. Boru görevi gören akış direnç elemanı kullanılarak, boru geometrisi ve kayıp faktörleri gibi çok fazla girdiye ihtiyaç duyulmadan model tasarlanılabilmektedir. Boruda oluşması istenen basınç düşüşü denklem 4.1 ile hesaplanır.

$$\Delta p_0 = \frac{\dot{m} \dot{m}}{\rho A_f A_{sf} A_0} + \rho g \Delta z \quad (4.1)$$

Bu denklemde;

\dot{m} = Kütlesel debi,

Δp_0 = Basınç farkı,

A_f = Akış admitansı,

A_{sf} = Akış admitansı ölçeklendirme faktörü,

A_0 = Açıklık terimlerini belirtir.

Akış admitans değeri büyüdükçe, basınç kaybı azalır. İdeal şartlardaki tasarımlar için ise basınç kaybının sıfıra çok yakın değerlerde ayarlanması akış admitans değerinin çok yüksek seçilmesi ile elde edilir.

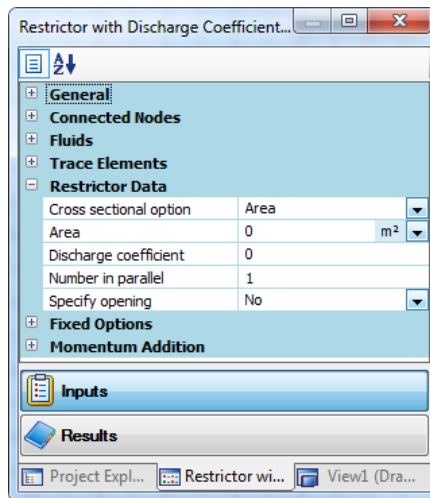
4.2.2.4 Kısıtlayıcı eleman

Modelleme sırasında valf yerine Şekil 4.8 ile gösterilen kısıtlayıcı eleman kullanılmıştır.



Şekil 4.8 : Kısıtlayıcı eleman.

Kısıtlayıcı eleman komponenti tasarlanırken, geometrik uzunluk ve boşaltım katsayısı değerleri belirlenerek, debi “designer” programının da yardımıyla belirlenir. Programda kısıtlayıcı eleman girdi değerlerinin atandığı bölüm, Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Kısıtlayıcı eleman giriş değerleri arayüzü.

Bu şekildeki;

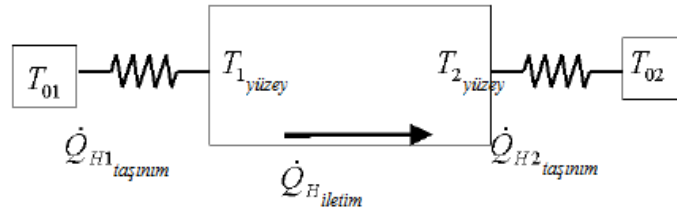
1 ve 2 = Isı transfer elemanının giriş ve çıkış bölümleri,

λ_0 = Yüzeyin taşınım ile ısı iletim katsayısı [W/m²K],

T_0 = Dış ortam sıcaklığı [K],

dx = Isı transferi elemanının uzunluğu (x yönündeki kalınlığı) ifadelerini gösterir.

Şekil 4.12’de hem iletim hem de taşınım için meydana gelen ısı transfer yolu şematik olarak belirtilmiştir.



Şekil 4.12 : İletim ve taşınım durumları için meydana gelen ısı transfer yolunun şematik görünümü [32].

İki eleman arasındaki ısı transferi, Flownex tarafından sırasıyla aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{H1\text{taşınım}} = \lambda_{01} A_1 (T_{01} - T_{1\text{yüzeý}}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{H\text{iletim}} = \frac{k_x A}{dx} (T_{1\text{yüzeý}} - T_{2\text{yüzeý}}) \quad (4.4)$$

$$A = \frac{A_1 + A_2}{2} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{H2\text{taşınım}} = \lambda_{02} A_2 (T_{2\text{yüzeý}} - T_{02}) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{H1\text{taşınım}} = \dot{Q}_{H\text{iletim}} = \dot{Q}_{H2\text{taşınım}} \quad (4.7)$$

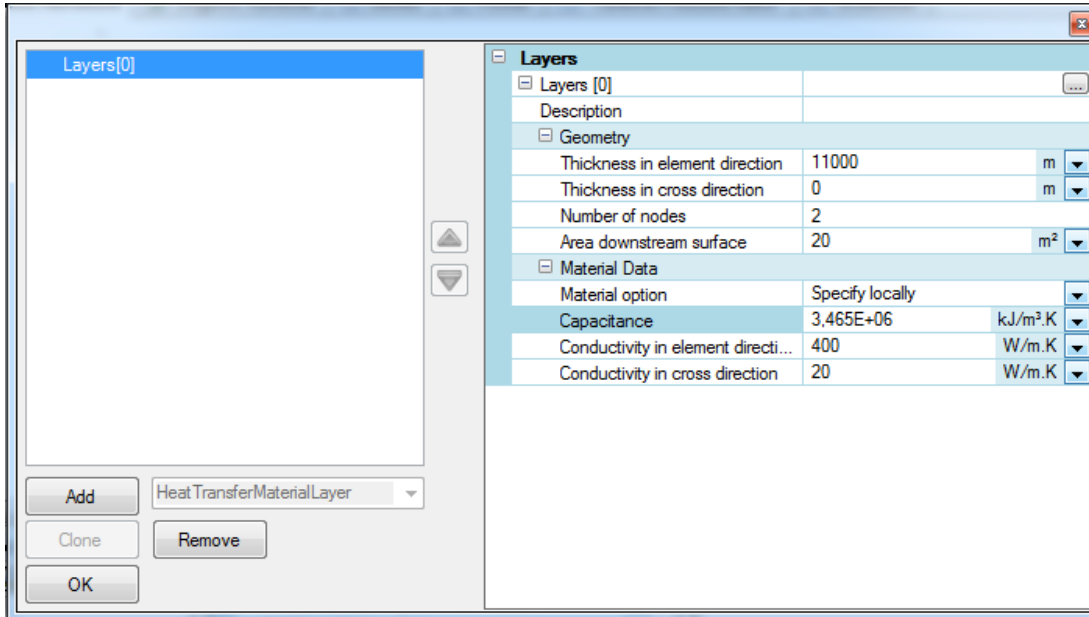
Toplam ısı transferi denklem 4.3 ve denklem 4.7'nin yeniden düzenlenmesi sonucu denklem 4.8 ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{H\text{toplam}} = \frac{(T_{01} - T_{02})}{\frac{1}{\lambda_{01} A_1} + \frac{1}{\lambda_{02} A_2} + \frac{dx}{k_x A}} \quad (4.8)$$

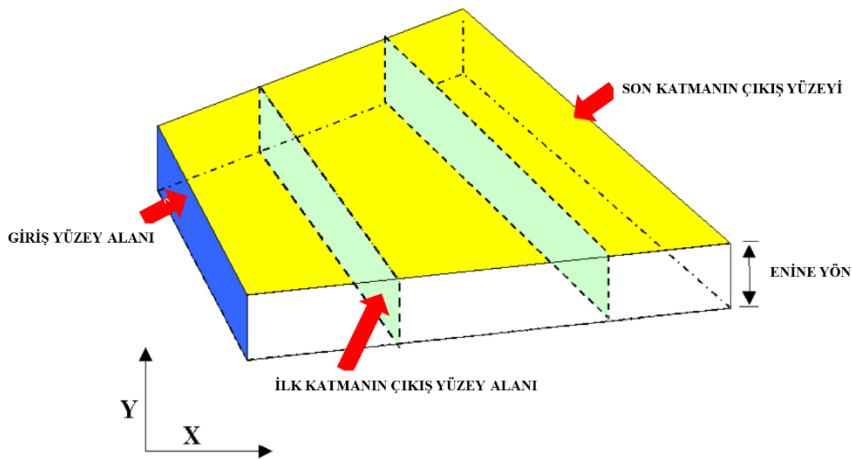
Flownex programında, özel sabit taşınım ile ısı iletim katsayı değerleri seçilebileceği gibi tek fazlı akış için bu değerler programa hesaplatılabilir. Tasarımcı aynı zamanda, Nusselt, Reynold sayıları ve Dittus Boelter sabitlerinin program tarafından atanan varsayılan durumdaki değerlerden farklı olması durumunda, laminer akış için Nusselt

sayısı ve Reynold sayısını, türbülanslı akış için ise Dittus Boelter sabitini belirleyebilir.

Isı transferi komponenti tasarlanırken, iletim ile ısı transferinde giriş ve çıkış ısı transfer alanı kullanıcı tarafından girilmelidir. Alan belirlendikten sonra iletim ile meydana gelecek ısı transferinin gerçekleştiği katman sayısı ve bu katmanların geometri ve malzeme bilgileri Şekil 4.13’de görüldüğü gibi kullanıcı tarafından girilip analiz yapılabilmekte veya mevcut tipler seçilebilmektedir. Şekil 4.14’de örnek bir tabaka gösterilmiştir.

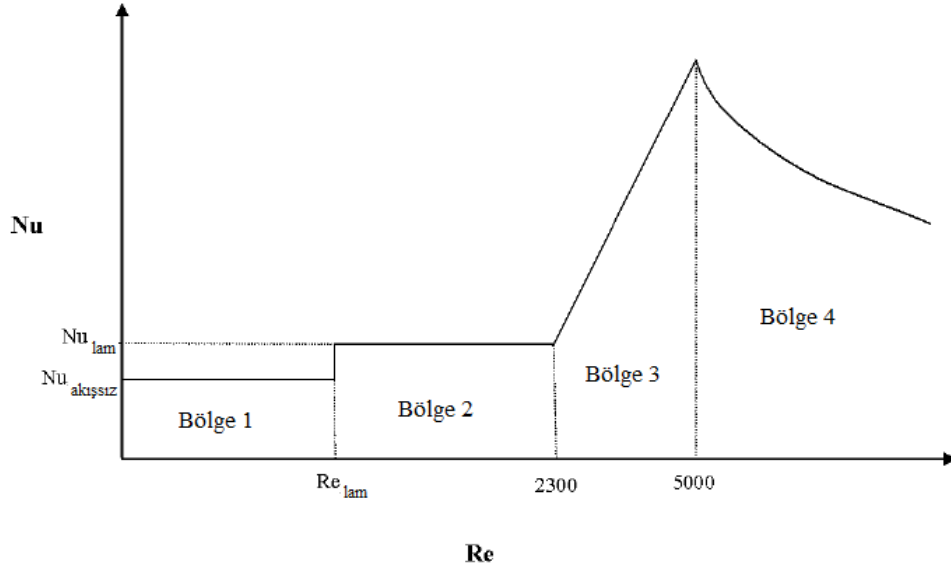


Şekil 4.13 : Örnek bir ısı transferi elamanı tasarım arayüzü.



Şekil 4.14 : İletim ile ısı transferinde tasarlanan katmanların şematik gösterimi [32].

Isı transferinin diğer bir çeşidi olan taşınım için ise, yeni bir alan değeri girilebilir veya iletim için belirlenmiş alan kullanılabilir. Ayrıca bu değer, Flownex programı tarafından da hidrolik çap, Reynolds, akışsız Nusselt ve laminar Nusselt boyutsuz sayılarının değerlerinin bilinmesi durumunda hesaplanabilir. Taşınım ısı iletim katsayısını belirlemek için gerekli olan Nusselt ve Reynolds sayıları ise, Şekil 4.15'den de detaylı görülebileceği gibi 4 bölge için ayrı ayrı hesaplanabilir.



Şekil 4.15 : Nusselt sayısının hesaplandığı grafik [32].

Birinci bölgedeki Nusselt sayısı, taşınım olmayan ortam için belirlenen Nusselt sayısına eşittir. İkinci bölgede ise Reynolds sayısı değeri 2300 olana kadar laminar akışta Reynolds sayısına göre belirlenmiş, Nusselt sayısı değeri kullanılır. Dördüncü bölgede Nusselt sayısı Dittus Boelter korelasyonu kullanarak hesaplanır. Üçüncü bölgede ise ikinci ve dördüncü bölgeler arasında lineer interpolasyon yapılarak Nusselt sayısı hesaplanır [32].

Zorlanmış türbülanslı taşınım için kullanılan Dittus Boelter tipi korelasyon hesabı denklem 4.9'da gösterildiği gibidir.

$$Nu(\text{Türbülanslı}) = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (4.9)$$

Bu denklemdeki sabitler;

- C sabiti, daire şeklindeki borular için 0,023,
- m sabiti, daire şeklindeki borular için 0,8,
- n sabiti, akışkanın ısıtılması durumunda 0,4, soğutulması durumunda 0,3 alınır.

4.2.2.6 Isı eşanjörü elemanı

Flownex, ısı eşanjörü elemanındaki ısı transferini etkenlik transfer birimi sayısı (ϵ -NTU) metodunu kullanarak hesaplar. Termodinamiğin birinci kanununa dayanan etkenlik transfer birimi yöntemi, ısı eşanjörü tasarımında enerjinin niteliğini, üretilen düzensizliği ve bunların sonucu oluşan maliyeti dikkate almamaktadır. Bu yöntemin major avantajı ise, çıkış sıcaklığı ya da karışık geometri bilgilerine ihtiyaç duymadan ısı transferini hesaplatır. Bir ısı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise LMTD yöntemini kullanmak için deneme-yanılma yoluna gitmek gerekir. Bu gibi durumlarda, etkenlik-NTU yöntemi adı verilen farklı bir yöntemin kullanılması daha uygundur. Programda, ısı eşanjörü elemanının birincil ve ikincil şematik gösterimi Şekil 4.16'daki gibidir.



Şekil 4.16 : Isı eşanjörü elemanı.

Etkenlik değeri kullanıcı tarafından girilebileceği gibi program tarafından birincil ve ikincil taraftaki kütle akış oranının fonksiyonu olarakta belirlenebilir. Isı eşanjörü boyunca meydana gelen basınç düşümü ise denklem 4.10 ile hesaplanır. Bu denklemdeki sabit değerler kullanıcı tarafından verilebileceği gibi “designer” özelliği sayesinde de hesaplatılabilir.

$$\Delta p_0 = C_k \cdot \rho^\beta Q^\alpha \emptyset \quad (4.10)$$

Bu denklemde;

C_k , β , α = Empirik basınç kayıp sabitleri,

ρ = Ortalama basınç ve sıcaklığa bağlı ortalama yoğunluk [kg/m^3],

Q = Yoğunluğa bağlı hacimsel debi [m^3/s],

\emptyset =İki fazlı basınç düşümü çarpanı (Lockheart-Martinelli metodu ile hesaplanır.) olarak tanımlanır.

Isı eşanjörüne ait gerçek ısı geçişi denklem 4.11 ile elde edilir.

$$\dot{Q}_H = \epsilon \dot{m} (h_{i,\min} - h_{i,\max}) \quad (4.11)$$

Isı değiştiricinin performansı denklem 4.12'de verildiği gibi ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}=UA\Delta T_m F \quad (4.12)$$

Bu denklemdeki;

U = Isı değiştiricinin ısı transfer katsayısı [$\text{kW}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$],

A = İki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi [m^2],

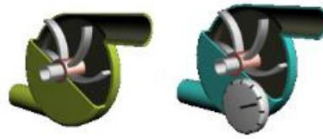
ΔT_m = Sıcaklık farkı [ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, $^\circ\text{C}$],

F = Isı değiştirici için düzeltme katsayısını göstermektedir.

ϵ = Etkenlik katsayısı olarak tanımlanmıştır.

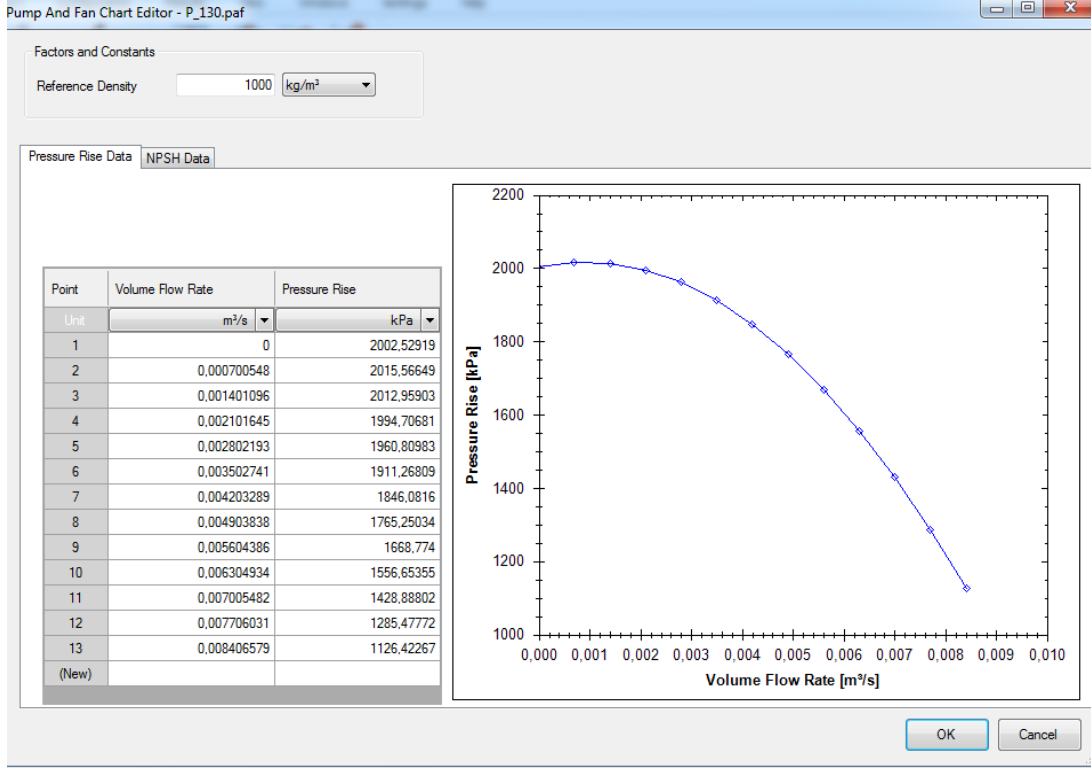
4.2.2.7 Pompa

Model hazırlanırken, yapılacak analizde belirlenen değişkenlere göre pompa seçimi iki şekilde yapılabilir. Bunlar Şekil 4.17’de de görüleceği gibi sırasıyla, dinamik analiz sırasında pompadaki devir değişimlerini hesaba katmak için kullanılan değişken devirli pompa ve pompanın sadece belirli bir devri için grafik dataların girildiği sabit devirli pompadır.



Şekil 4.17 : Değişken ve sabit devirli pompa şematik gösterimi.

Pompa için oluşturulan eğri ile basınç artışı–hacimsel debi arasındaki ilişki kurulur. Program basınç artışını lineer interpolasyon ile hesaplar. Pompa için oluşturulabilecek Flownex ekran görüntüsü olan Şekil 4.18’de görüldüğü gibi iki farklı grafik vardır. Bunlardan biri basınç artışı-hacimsel debi grafiği (ΔP - Q) diğeri ise net pozitif emme yüksekliği – hacimsel debi ($NPSH$ - Q) grafiğidir. Pompaya ait grafiğin tüm değerleri bilinmediği model tasarımlarında, kararlı durumdaki basınç farkına karşılık gelen hacimsel debiden yola çıkılarak, uygun pompa grafiği kullanıcı tarafından belirlenebilir. Bununla birlikte pompadan geçen akışkanın yoğunluğunun da girilmesi gerekmektedir.



4.2.2.8 Türbin

Flownex programında grafiksiz ve grafikli olmak üzere 2 çeşit türbin vardır. Performans özellikleri ile karakterize edilebilen türbin gibi dinamik turbo makinelerin performansı, Flownex programında basınç oranı, düzeltilmiş kütle akışı, düzeltilmiş hız, kılavuz kanat açısı, izentropik verim veya düzeltilmiş iş parametrelerinin fonksiyonu olarak hesaplanır.

$$f(\text{PR}, \eta, \text{CM}, \text{CS}) = 0 \quad (4.14)$$

Bu terimler; aşağı denklemlerle formülize edilirler.

$$\text{PR} = \frac{P_{0i}}{P_{0e}} \quad (4.15)$$

$$\text{CM} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{0i}}}{P_{0i}} \quad (4.16)$$

$$\text{CS} = \frac{N/60}{\sqrt{T_{0i}}} \quad (4.17)$$

$$\text{CW} = \frac{\dot{W}}{P_{0i}\sqrt{T_{0i}}} \quad (4.18)$$

$$\eta = \frac{\left(\frac{P_{0i}}{P_{0e}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_{0e}}{T_{0i}}\right)^{-1}} \quad (4.19)$$

Bu denklemlerdeki;

PR = Basınç oranı,

P_{0i} = Türbin girişindeki toplam basınç [bar],

P_{0e} = Türbin çıkışındaki toplam basınç [bar],

CM = Düzeltilmiş kütleli debi,

T_{0i} = Türbin girişindeki toplam sıcaklık [K],

T_{0e} = Türbin çıkışındaki toplam sıcaklık [K],

\dot{m} = Türbinden geçen kütleli debi [kg/s],

CS = Düzeltilmiş hız,

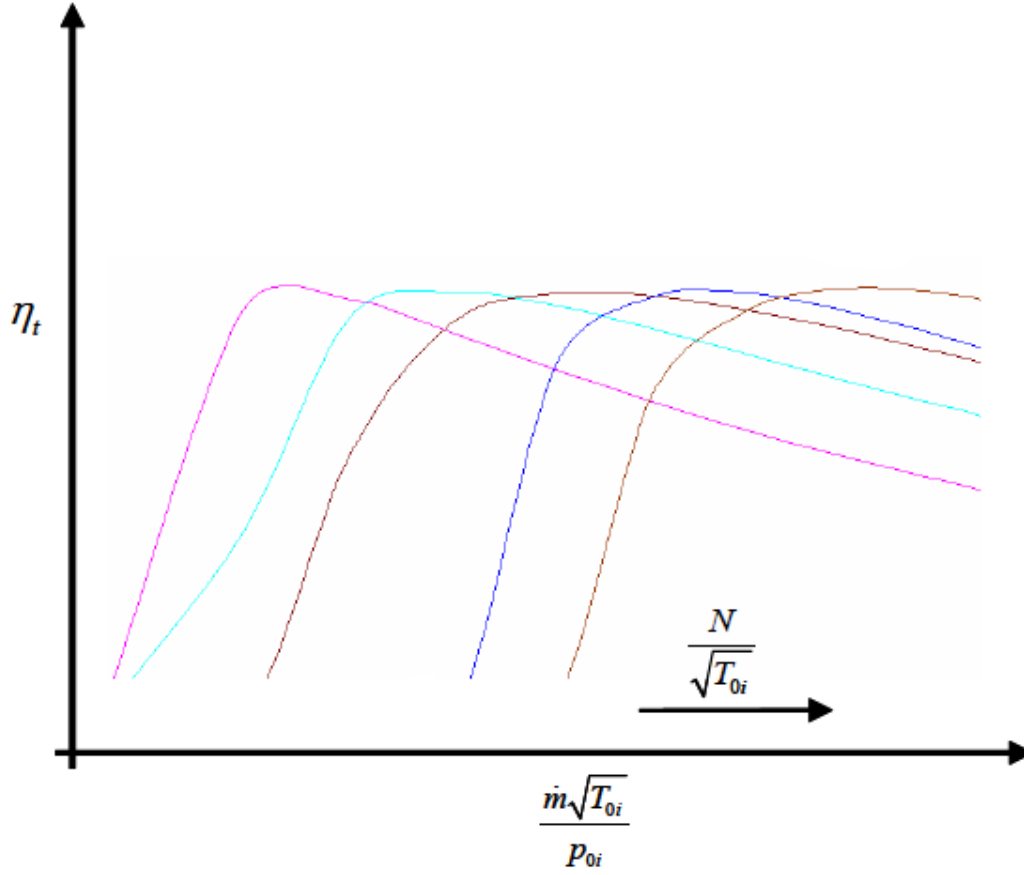
N = Türbin devir sayısı [dev/dak],

\dot{W} = Türbin işi [kW],

$\gamma = \frac{C_p}{C_v} =$ Isı kapasitesi oranı (İzentropik genişleme faktörü),

$C_p =$ Sabit basınçtaki ısı kapasitesi [kJ/kg-K],

$C_v =$ Sabit hacimdeki ısı kapasitesi [kJ/kg-K] şeklinde tanımlanır.

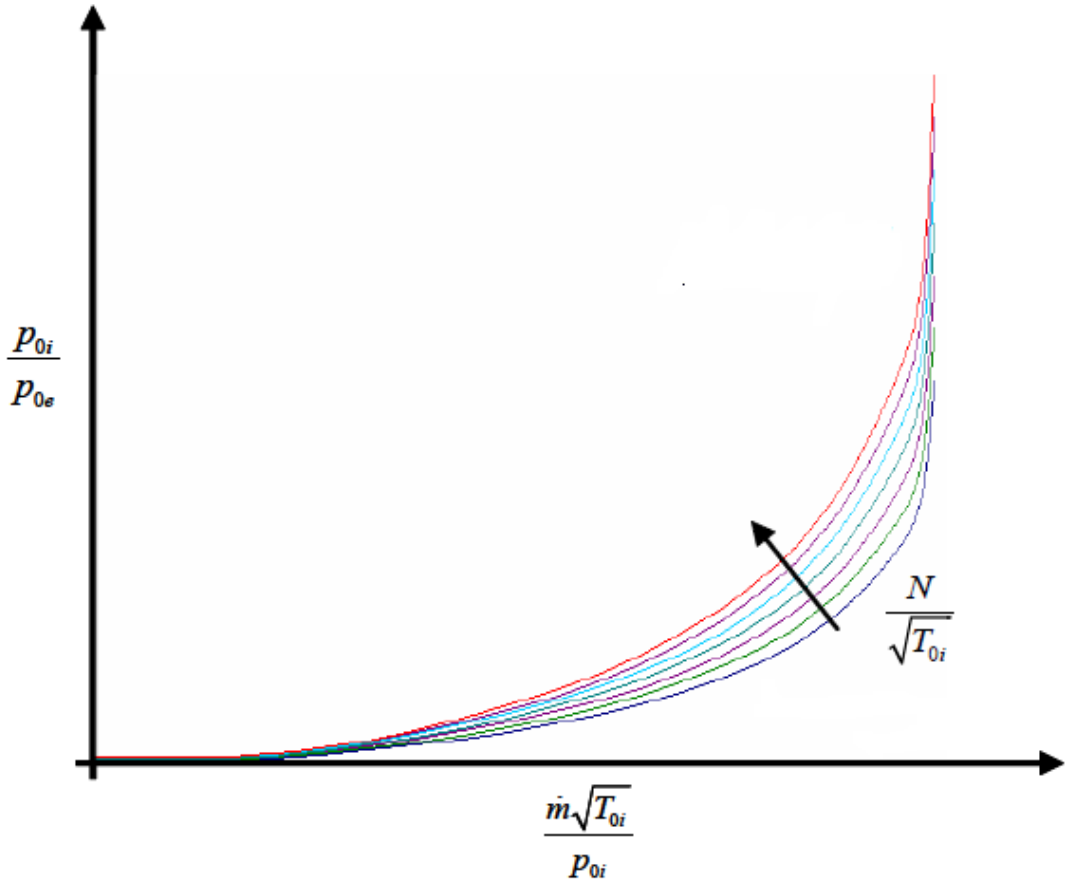


Şekil 4.19 : Türbin genel verimlilik eğrisi [31].

Türbinde boyunca meydana gelen toplam basınç düşümü denklem 4.20 ile hesaplanır.

$$\Delta p_0 = P_{0i} \left[1 - \left(\frac{P_{0i}}{P_{0e}} \right)^{-1} \right] \quad (4.20)$$

İzentropik verim Şekil 4.19'da, P_{0i}/P_{0e} basınç oranı ise Şekil 4.20'de görüldüğü gibi, düzeltilmiş kütleli debiye karşılık gelen düzeltilmiş hız değerine göre belirlenir. Şekillerdeki oklar yönünde düzeltilmiş hız değerinin arttığı gösterilmektedir.



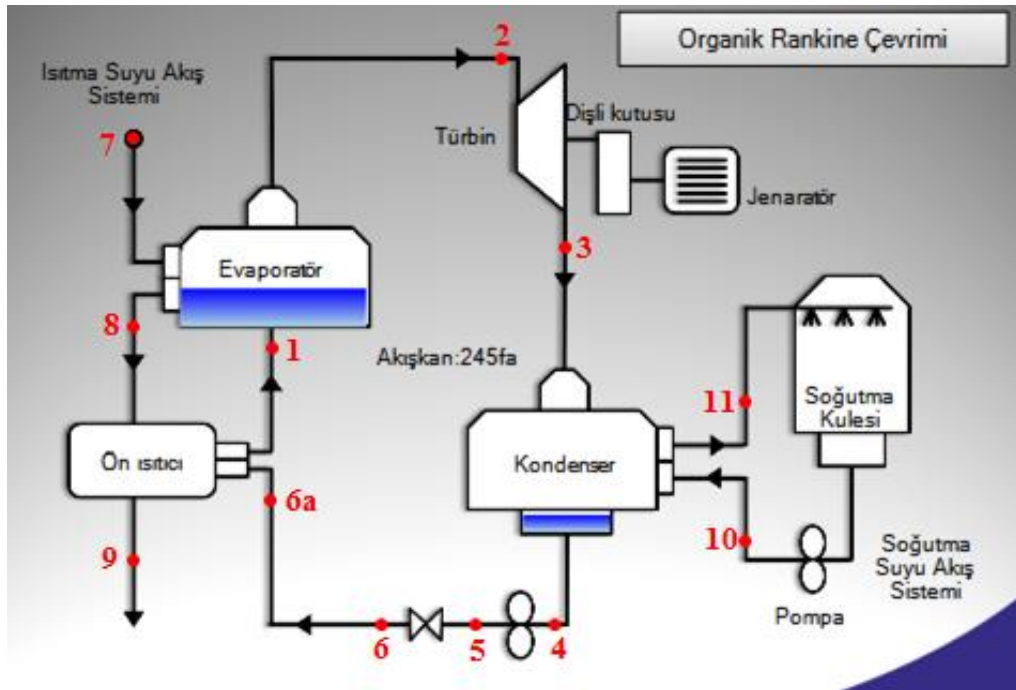
Şekil 4.20 : Türbin basınç oranı özelliği.

Flownex bankasında CS, CM, η ve PR değerleri kullanarak hazırlanmış çeşitli eğriler de mevcuttur. Bir türbin eğrisinin Flownex programında tasarlanabilmesi için, türbinin farklı CS değerlerinde ölçülmüş, CM değerlerine karşılık gelen PR ve verim değerlerinin bilinmesi gerekir. Flownex bazı türbinler için bu hesaplamaları yaparak hazır türbin eğrileri oluşturmuştur. İstenen CS, CM, PR ve η değerlerini sağlamak üzere hazır eğriler üzerinde ölçeklendirme yöntemiyle bir türbin tasarlanabilir.

Ayrıca türbin tasarımı grafiksiz türbin elemanı ile de yapılabilir. Grafiksiz türbin elemanı, türbindeki sıcaklık ve basınç düşüşünün bazı belirlenmiş katsayı değerleri ile modellenmesini sağlar. Bunlar boşaltım katsayısı ve kayıp-daralma katsayısıdır. Grafiksiz türbinde izentropik verim kullanıcı tarafından girilmelidir. Türbine giriş ve türbinden çıkış değerleri belli ise ideal koşul ile gerçek koşul karşılaştırılabilir ve izentropik verimi hesaplanabilir. Grafiksiz türbin için basınç düşümü hesabı yapılırken kayıp katsayısı kullanmak daha uygundur. Diğer katsayı değerlerinde türbinin geometrik özelliklerinin de hesaba katılması tasarımı zorlaştırır. Türbinde oluşan toplam basınç düşümü de denklem 4.10 yardımıyla hesaplanır ve türbin istenen basınç farkına uygun değer belirlenerek tasarlanır.

5. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN KARARLI HALDE FLOWNEX PROGRAMINDA TASARIMI

İstenilen analizleri yapabilmek için Flownex programı ile 250 kW güç çıkışlı demo bir Organik Rankine çevrimi tasarlanmıştır. Demo model, Organik Rankine çevriminde kullanılacak ısının kaynağı jeotermal enerji olarak tasarlanmıştır. 7 noktasındaki giriş sınır şartları belirlenmiş 0,675 kg/s debili bir jeotermal ısı kaynağı sayesinde ısı transferi evaporatörde gerçekleşmekte ve türbin girişinde gerekli akışkan kalitesi yakalanmaktadır. Organik Rankine çevrim veriminin düşük olduğu düşünüldüğünde, bunu arttırmak ve tasarruf amaçlı evaporatör öncesi çevrim akışkanına ön ısıtma yapılmaktadır. Pompa girişindeki akışkanın kalitesini belirlemek amaçlı kondenserdeki ısı transferi 100 kg/s debili soğutma akışkanı ile sağlanmaktadır. Çevrim akışkanı, 5.1 bölümünde anlatılan sebeplerle R245fa seçilmiş, kararlı durum için çevrimin kütleli debisi 7,268 kg/s olarak belirlenmiştir. Şekil 5.1’de Organik Rankine çevrimi modeli gösterilmektedir. Bu model her bir noktanın girdi değeri girilerek her eleman için ayrı ayrı tasarlanıp uç uca eklenerek oluşturulmaktadır.



Şekil 5.1 : Organik Rankine çevrimi modeli akış şeması.

Noktalardaki kütle ve enerji denkliği de “designer” sayesinde sağlanmaktadır. Tasarım sırasında belirtilen noktalar için girilen değerler Çizelge 5.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 5.1 : Çevrimi oluşturan noktaların termodinamik özellikleri.

Nokta	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
1	2.361,2	65,1	287,7
2	2.346,0	130,0	487,7
3	250,5	59,5	453,3
4	314,0	40,0	252,6
5	2.478,3	40,9	254,3
6	2.463,3	40,9	254,3
6a	2.361,2	40,8	254,2
7	361,5	140,0	2.733,4
8	361,5	138,0	580,6
9	361,5	52,6	220,6
10	101,0	34,0	142,5
11	96,0	37,5	157,1

5.1 Model Çevrim Akışkanının Seçilmesi

Modelleme sırasında çevrim akışkanın seçimi kilit öneme sahip olmakla birlikte bu konuda çok fazla sayıda araştırma yapılmıştır. Akışkan genel karakteristikleri, ilgili çalışmalardan alınarak özetlenmiştir:

- Verilen ısı kaynağı için mümkün olduğunca en yüksek çevrim verimi ve güç çıkışı değerlerine ulaşacak yüksek termodinamik performansa sahip olmalıdır.
- Türbin girişinde, türbinin zarara uğramasından kaçınmak için doymuş buhar karakteristikli akışkan oluşturulmalıdır. Bunu sağlayabilmek amaçlı pozitif eğimli veya izentropik doymuş buhar eğrisine sahip akışkanın seçimi önemlidir.
- Yüksek basınçlarda çalışmak yatırım maliyetini ve sistemde karmaşıklığı arttırdığı için, basınç değerlerini komponentler için belirlenen maksimum çalışma basınçlarına uydurabilecek akışkan seçimi önemlidir.
- Özellikle organik akışkanlar, yüksek sıcaklıklarda bozunur ve ayrışır. Bu sebeple maksimum ısı kaynak sıcaklığında kimyasal kararlılığını koruyabilecek akışkan seçilmelidir.

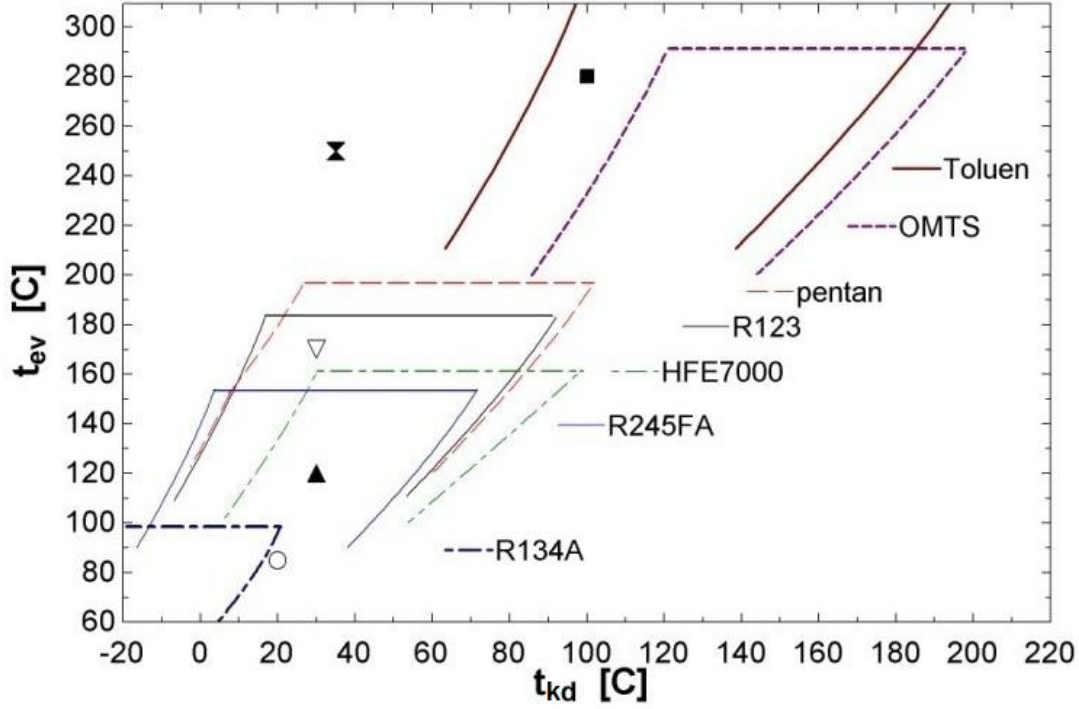
- Düşük akışkanlık ve yüksek termal iletkenliğe sahip olarak iyi ısı transfer özelliklerine sahip olmalıdır.
- Kondenserdeki en düşük basınç değerinin, havanın çevrim içine sızmasını engellemek için atmosfer basıncından yüksek olmasını sağlayacak akışkan seçilmelidir.
- Akışkan seçiminde çevre etkilerini de düşünmek önemlidir. Akışkanın toksisite ve alevlenme noktası bilinmeli, sera etkisi düşük olmalıdır. Seçim yapılırken ozon tüketme potansiyeli de göz ardı edilmemelidir.
- Kolay temin edilmeli ve düşük bütçeli olmalıdır.

Jeotermal sistemler için yapılmış akışkan seçme çalışmalarına ait literatür bilgisi Çizelge 5.2’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Akışkan seçimi literatür çalışmaları.

Yazar	Uygulama Tipi	Kondenser Sıcaklığı	Evaporatör Sıcaklığı	Düşünülen Akışkanlar	Önerilen Akışkanlar
(Hettiarachchi et al., 2007)	Jeotermal	30°C	70 – 90°C	Amonyak, n-Pentane, HCFC-123, PF5050	Amonyak
(Saleh et al., 2007)	Jeotermal	30°C	100°C	Alkanlar, Florlanmış alkanlar, Eterler, Florlanmış etelerler	RE134, RE245, R600, HFC-245fa, R245ca, R601
(Borsukiewicz-Gozdur & Nowak, 2007)	Jeotermal	25°C	80 – 115°C	Propilen, R227ea, RC318, R236fa, ibutan, HFC-245fa	Propilen, R227ea, HFC-245fa

Şekil 5.2’de yapılan akışkan seçimi ile ilgili yapılan tüm çalışmalar yardımıyla oluşturulmuş grafik görülmektedir. Bu grafikte evaporatör sıcaklığı (T_{ev}) – kondenser sıcaklığı (T_{kd}) değerlerinin birleşim noktası düşünülerek genel anlamda hangi akışkanın seçilmesi gerektiği konusunda fikir sahibi olunabilir. Aynı zamanda yapılacak analizlerde, ısı kaynağı sıcaklığının yükseltilmesi düşünüldüğünde verimdeki artışıdaki değişimlerin de akışkan sıvısıyla alakalı olduğu grafikten okunabilmektedir.



Şekil 5.2 : T_{ev}/T_{kd} ilişkisine bağlı akışkan seçim grafiği [30].

Çalışma şartları ve termodinamik performans göz önüne alındığında, çevrim akışkanı HFC-245fa seçilmiştir. Mollier diyagramı EK A.2’de belirtilmiştir. Kimyasal ismi 1,1,1,3,3-pentafloropropan, molekül formülü $CF_3CH_2CHF_2$ olan HFC-245fa akışkanına ait başlıca termodinamik özellikler Çizelge 5.3’de belirtilmiştir.

Çizelge 5.3 : HFC-245fa akışkanı başlıca termodinamik özellikleri.

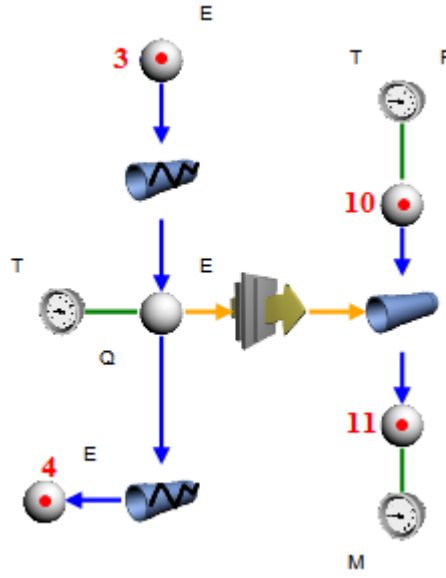
Özellik	Değer
Molekül ağırlığı	134
Kaynama noktası (1,01 bar basınçta)	15,3°C
Donma noktası (1,01 bar basınçta)	-107°C
Kritik sıcaklık	154,05°C
Kritik basınç	36,4bar
Buhar fazındaki yoğunluk	5,921 kg/m ³
Sıvı fazdaki yoğunluk	1339 kg/m ³
Sıvı fazdaki ısı kapasitesi	1,36 kJ/kg-K
Buhar fazındaki ısı kapasitesi	0,8931 kJ/kg-K
Sıvı fazdaki termal iletkenliği	0,081 W/m-K
Buhar fazındaki termal iletkenliği	0,0125 W/m-K
Sıvı fazdaki viskozite	402,7 mPa.s
Buhar fazındaki viskozite	10,3 mPa.s

5.2 Kondenser Tasarımı

Kondenserde, türbin çıkışında belirli bir kuruluk derecesine sahip olan akışkanın ısısını transfer edip, pompa girişinde sıvı faza ulaşması amaçlanır. Çevrimdeki akışkanın kondenser giriş ve çıkış debileri denklem 5.1’deki gibi eşit olacaktır.

$$\dot{m}_{\text{giriş}} = \dot{m}_{\text{çıkış}} \quad (5.1)$$

Çevrimdeki HFC-245fa akışkanın kondenser girişi (\dot{m}_3) ve çıkışı debileri (\dot{m}_4) 7,268 kg/s, soğutma suyunun kondenser giriş (\dot{m}_{10}) ve çıkış debileri (\dot{m}_{11}) ise 100 kg/s olacak şekilde kondenser ünitesi Şekil 5.3’deki gibi modellenmiştir.



Şekil 5.3 : Flownex programında kondenser ünitesinin modeli.

Flownex ile kondenser tasarımı yapılırken, iki fazlı tank komponenti yerine kullanılan nod, kuruluk derecesi ve sıcaklık değerine göre sınır koşulu ile sınırlandırılır. Tasarım sırasında tank 3 metre çapında ve 6 m³ hacminde silindirik yatay geometride belirlenmiştir. Program ile tank sıvı yüksekliğinin 1 m olduğu durumdaki kuruluk derecesi 0,026 olarak bulunmuştur. Aynı zamanda tanka ait sıcaklık sınır koşulu ise 40 °C olarak belirlenmiştir. Kullanılan akış admitans değerleri ile çevrime ait kütleli debi değerine ulaşılır.

Kondenserdeki ısı transferi ısı transfer elemanı ile sağlanır. Isı transferi sırasında enerji denklğini sağlamak amacıyla gereken ısı transfer katsayısı programa “designer” fonksiyonu ile hesaplatılır. Program yardımıyla enerji kaynağını sıfır yapacak ısı iletim katsayısı değeri 6615,63 W/m²K olarak bulunur. Son olarak ise

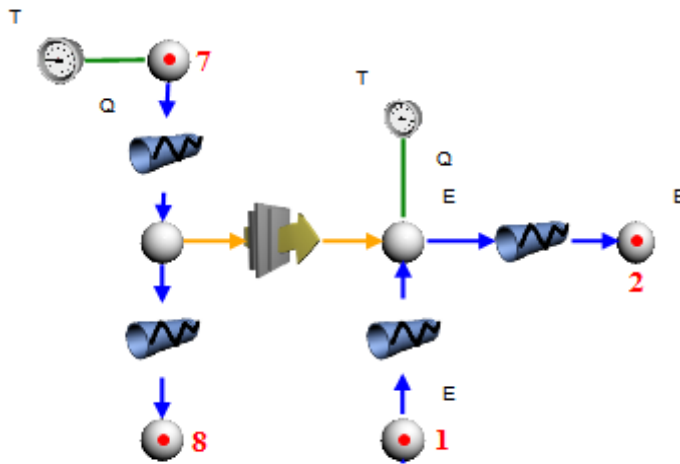
kondenserden dışarıya atılan enerji, değerler denklem 5.2’de yerine konarak denklem 5.3 hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{m}_{245\text{fa}}(h_{\text{yoğçıkış}} - h_{\text{yoğgiriş}}) = \dot{m}_{\text{soğutma}}(h_{10} - h_{11}) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = (142,5 - 157,1) \text{ (kJ/kg)} \times 100 \text{ (kg/s)} = -1459,3 \text{ kW} \quad (5.3)$$

5.3 Evaporatör Tasarımı

Evaporatörde, pompa çıkışında sıvı fazda olan akışkanın ısı transferi yardımıyla, türbin girişinde buhar fazına ulaşması amaçlanır. Çevrimdeki akışkanın evaporatör giriş ve çıkış debileri denklem 5.1’deki gibi eşit olacaktır. Çevrimdeki HFC-245fa akışkanın evaporatör girişi (\dot{m}_1) ve çıkışı debileri (\dot{m}_2) 7,268 kg/s, ısıtma suyunun evaporatör giriş (\dot{m}_7) ve çıkış debileri (\dot{m}_8) ise 0,675 kg/s olarak modellenmiştir.



Şekil 5.4 : Flownex programında evaporatör ünitesinin modeli.

Flownex ile evaporatör tasarımı yapılırken, iki fazlı tank komponenti yerine kullanılan nod, kuruluk derecesi ve sıcaklık değerine göre Şekil 5.4’de gösterildiği üzere sınır koşulu ile sınırlandırılır. Tasarım sırasında tank 1,2 metre çapında ve 2 m³ hacminde silindirik yatay geometride belirlenmiştir. Program ile tank sıvı yüksekliğinin 0,6 m olduğu durumdaki kuruluk derecesi 0,142 olarak bulunmuştur. Aynı zamanda tanka ait sıcaklık sınır koşulu ise 130 °C olarak belirlenmiştir. Kullanılan akış admitans değerleri ile çevrime ait kütleli debi değerine ulaşılır.

Evaporatörde ısı transferi kondenserdeki gibi ısı transfer elemanı ile sağlanır. Evaporatörün tasarımında kondenserdekinden biraz farklı olarak “designer” ile iki

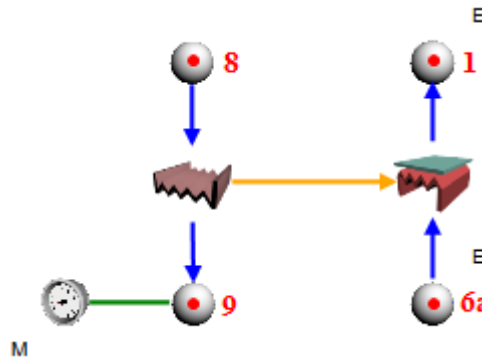
birbirine bağı şart belirlenir. Bunlardan biri ısı transferi sırasında enerji denkleğini sağlamak amacıyla gereken ısıtıcı akışkanın kütleli debisinin hesaplanması diğeri ise evaporatör çıkış sıcaklığını 138 °C yapacak ısı transfer katsayısının belirlenmesidir. Program yardımıyla hesaplamalar sonucu bu şartları sağlayacak değerlerden, ısı iletim katsayısı değeri 2.221,2 W/m²K, ısıtma suyu debisi de 0,675 kg/s olarak bulunur. Veriler denklem 5.4'te belirtilen eşitlikte yerine konularak denklem 5.5'te evaporatörden alınan enerji elde edilir.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{245fa} (h_{buhçıkış} - h_{buhgiriş}) = \dot{m}_{ısıtma} (h_7 - h_8) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{buh} = (2733,4 - 580,6) \text{ (kJ/kg)} \times 0,675 \text{ (kg/s)} = 1454,1 \text{ kW} \quad (5.5)$$

5.4 Isı Eşanjörü Tasarımı

Modelde ısı eşanjörü elemanı evaporatöre giriş öncesi akışkana ön ısıtma yapmak ve ısı transferini kademeli olarak sağlamak için kullanılmıştır. Burada evaporatöre henüz girmemiş olan akışkan, ısıtıcı kaynağın evaporatörden çıkan çürük ısını kullanarak bir ön ısıtmaya tabi tutulur. 9 noktasında ise ısıtıcı akışkan 52,6 °C'de gerekli ısı transferini yapmış olarak başka amaçlarda kullanılmak üzere sistemi terk eder. Şekil 5.5'de program tarafından tasarlanan ısı eşanjör ünitesinin modeli görülmektedir.



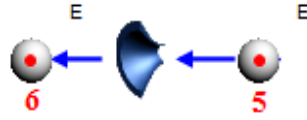
Şekil 5.5 : Flownex programında ısı eşanjörü ünitesinin modeli.

Isı eşanjörünün tasarım sırasında gerekli basınç düşümünü elde etmek için C_k , β , α basınç sabitleri sırasıyla; 10, 1 ve 2 olarak kabul edilmiştir. Etkinlik faktörü ise 0,88 olarak belirlenmiştir. Bu katsayılar göre, ön ısıtma ile çevrim akışkanına aktarılan enerji, denklem 4.11 kullanılarak 243,1 kW bulunur.

Etkinlik faktörünün 0,88 olması, ideal durumla kıyaslandığında evaporatör öncesindeki giriş sıcaklığının yaklaşık 3 °C daha düşük olmasına sebep olur.

5.5 Kısıtlayıcı Tasarımı

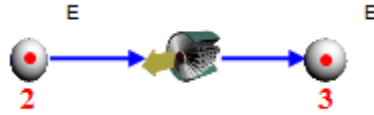
Şekil 5.6’da görülen valfin modellenmesi sırasında gerekli olan girdilerden geometrik uzunluk çap değeri 0,05 m, boşaltım katsayı değeri ise gerekli debiyi yakalayabilmek için program yardımıyla bulunan 0,594 olarak belirlenmiştir. Basınç düşümü denklem 4.2’ye göre hesaplanıp, 5 noktasında 2.478,3 kPa değerinden 6 noktasında 2.463,3 kPa değerine düşmüştür.



Şekil 5.6 : Flownex programında kısıtlayıcı eleman modeli.

5.6 Türbin Tasarımı

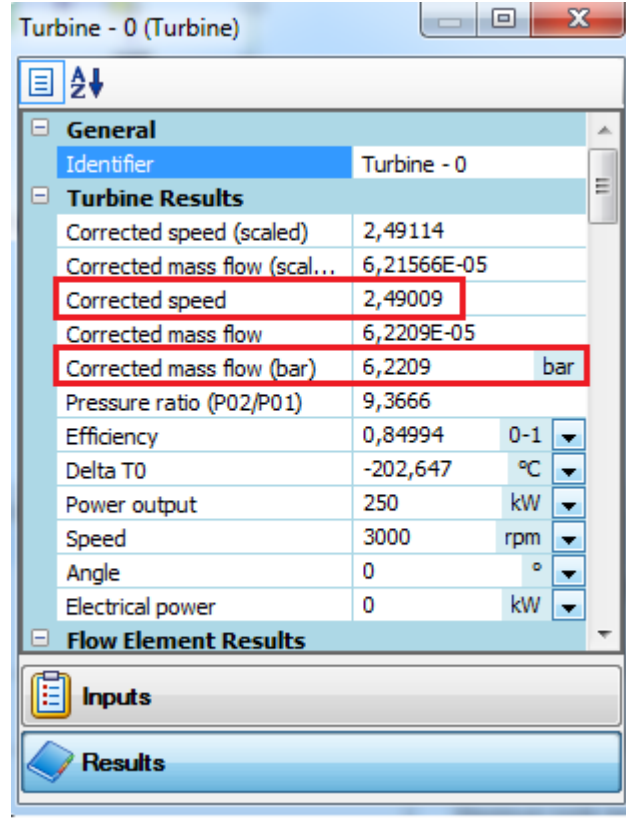
Türbin tasarımı Şekil 5.7’de görüldüğü gibi grafikli türbin özelliği kullanarak yapılmıştır. Türbin girişinde (2 noktasında) akışkanın kuruluk derecesi 1 olarak ayarlanmıştır.



Şekil 5.7 : Flownex programında türbin modeli.

Tasarlanan türbinin kararlı durumdaki $N=3000$ dev/dak , $T=130$ °C değerleri için denklem 4.17’ye göre elde edilen CS değeri 2,49, denklem 4.16’ya göre elde edilen CM değeri $6,22 \text{ kg/s} \cdot \sqrt{(\text{K})/\text{bar}}$ olarak Şekil 5.8’de görülmektedir. Organik Rankine çevrimi modelinde kullanılmak üzere belirlenen türbinin, gerekli olan performans eğrilerinden olan düzeltilmiş kütle akışı-basınç oranı grafiği Şekil 5.9’da, program tarafından oluşturulan çevrimdeki türbin modelinin kararlı durumdaki sonuç değerlerinin basınç oranı eğrileri üzerindeki yeri Şekil 5.10’da gösterilmiştir. Düzeltilmiş kütle akışı-izentropik verim grafiği Şekil 5.11’de, program tarafından oluşturulan çevrimdeki türbin modelinin kararlı durumdaki sonuç değerlerinin

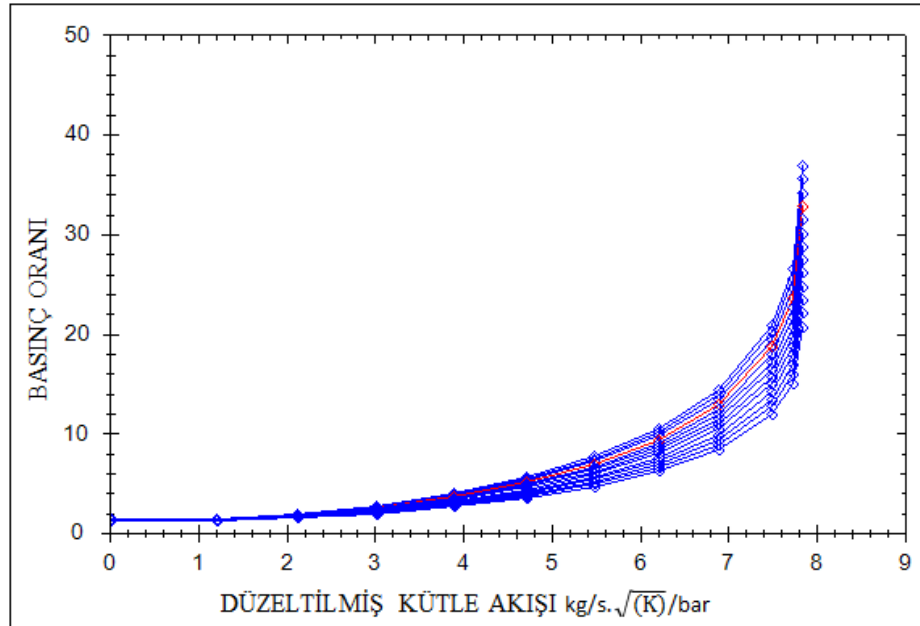
izentropik verim eğrileri üzerindeki yeri ise Şekil 5.12’de gösterilmiştir. Kırmızı renkli eğriler mevcuttaki kararlı durumun eğrisini temsil etmektedir.



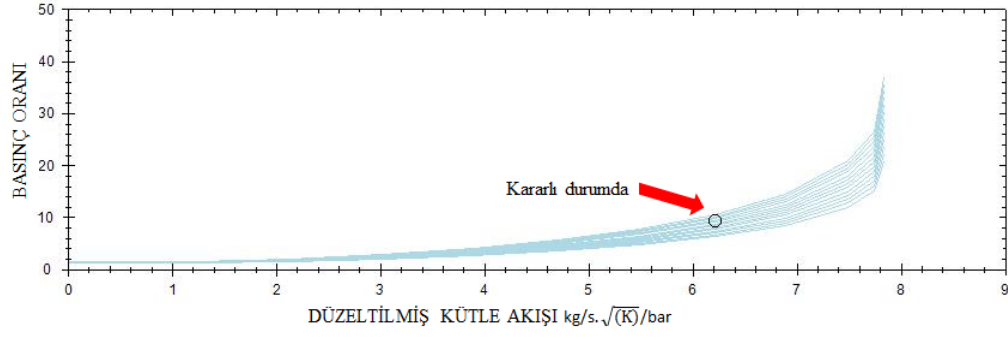
General	
Identifier	Turbine - 0
Turbine Results	
Corrected speed (scaled)	2,49114
Corrected mass flow (scal...)	6,21566E-05
Corrected speed	2,49009
Corrected mass flow	6,2209E-05
Corrected mass flow (bar)	6,2209 bar
Pressure ratio (P02/P01)	9,3666
Efficiency	0,84994 0-1
Delta T0	-202,647 °C
Power output	250 kW
Speed	3000 rpm
Angle	0 °
Electrical power	0 kW
Flow Element Results	
Inputs	
Results	

Şekil 5.8 : Flownex arayüzünde türbinin kararlı haldeki sonuç değerleri.

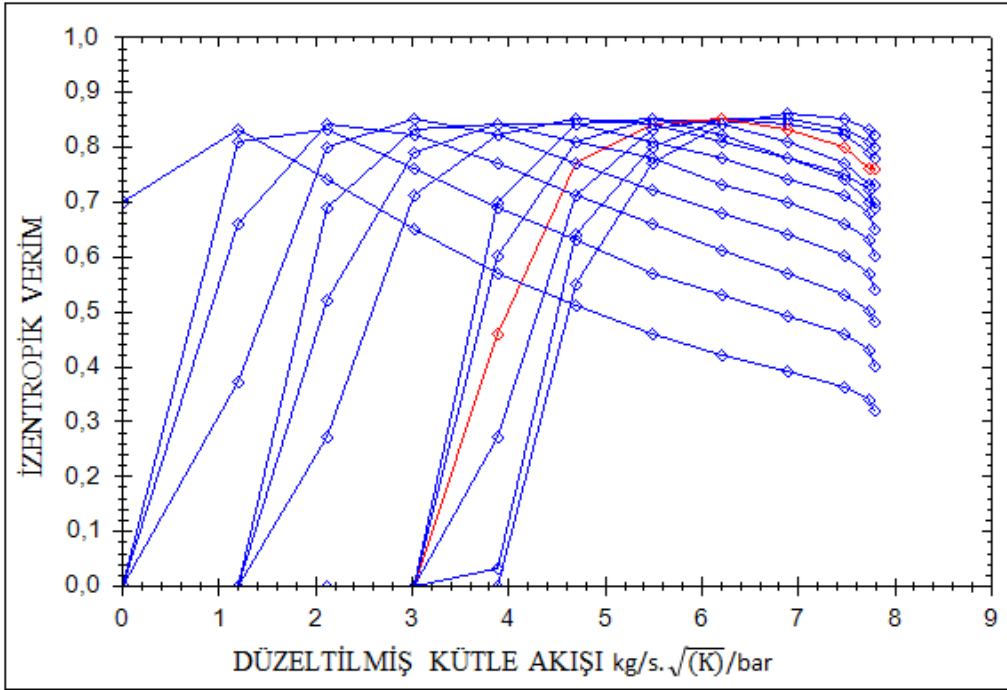
Türbin oluşturulurken kullanılan eğri değerleri EK A.1’de belirtilmiştir.



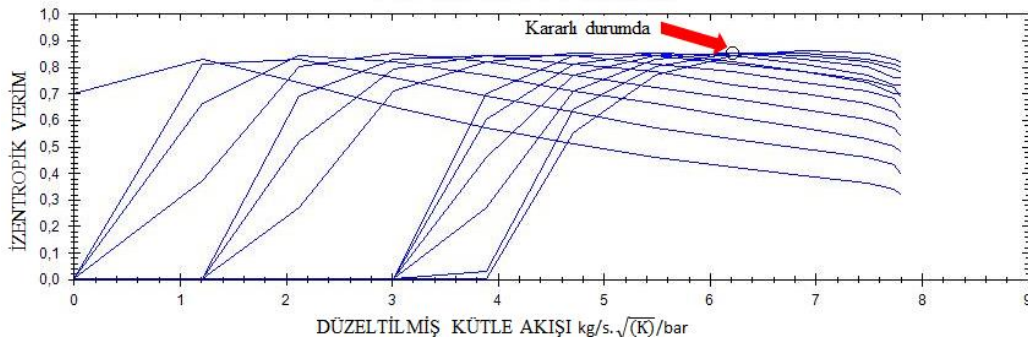
Şekil 5.9 : Türbinin düzeltilmiş kütle akışı-basınç oranı performans eğrileri.



Şekil 5.10 : Kararlı durumdaki CS=2,49, basınç oranı= 9,37 değerlerinin düzeltilmiş kütle akışı-basınç oranı eğrileri üzerindeki yeri.



Şekil 5.11 : Türbinin düzeltilmiş kütle akışı-izentropik verim performans eğrileri.



Şekil 5.12 : Kararlı durumdaki CS= 2,49, izentropik verim= 0,85 değerlerinin düzeltilmiş kütle akışı-izentropik verim eğrileri üzerindeki yeri.

Türbin tasarlanırken belirlenen CS= 2,49 değeri için türbinin performans değerleri Çizelge 5.4'te belirtilmiştir.

Çizelge 5.4 : CS =2,49 değeri için hesaplanan türbin performans değerleri.

Düzeltilmiş Kütle Akışı kg/s. $\sqrt{(K)/bar}$	Basınç Oranı	İzentropik Verim
0	1,33	0,00
1,21	1,33	0,00
2,13	1,75	0,00
3,02	2,54	0,00
3,89	3,66	0,46
4,71	5,06	0,77
5,49	6,90	0,84
6,22	9,38	0,85
6,89	12,89	0,83
7,49	18,66	0,80
7,74	23,57	0,76
7,84	32,82	0,76

Türbinde üretilen güç denklem 5.6'da yerine konularak denklem 5.7'de hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{m}_{245fa} (h_2 - h_3) \quad (5.6)$$

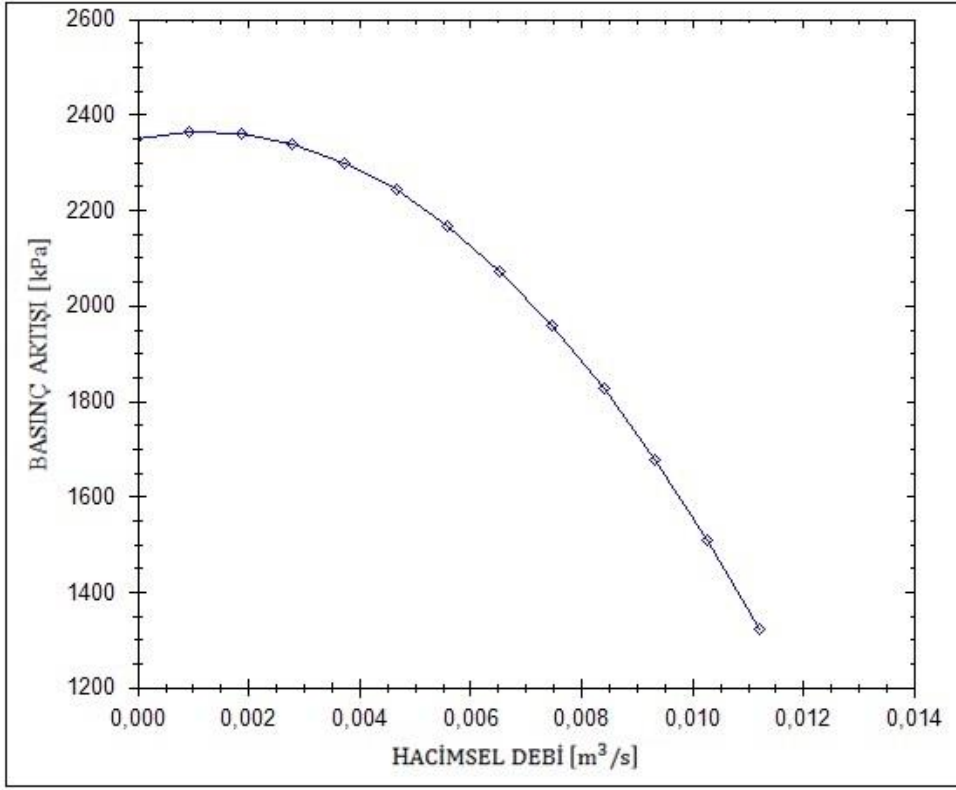
$$\dot{W}_{\text{türbin}} = (487,7 - 453,3) (\text{kJ/kg}) \times 7,268 (\text{kg/s}) = 250,0 \text{ kW} \quad (5.7)$$

5.7 Pompa Tasarımı

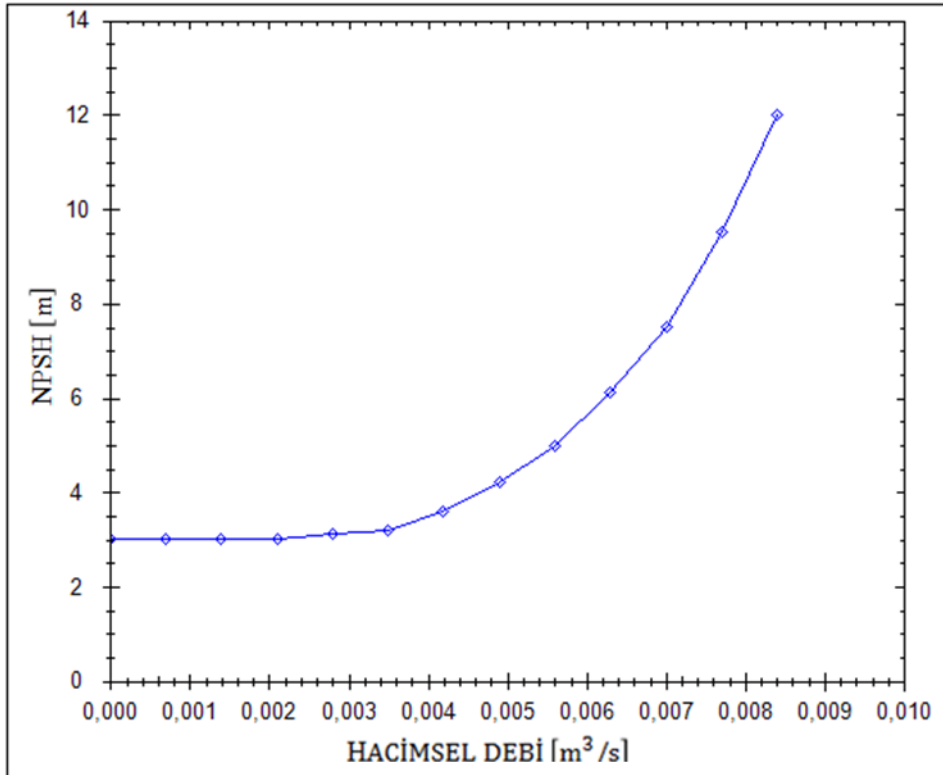
Şekil 5.13'de görülen pompa sabit devirli seçilmiş olup, programda mevcut olan hazır pompa performans eğrileri, tasarlanan çevrimin kütleli debi ve basınç değerlerine göre ölçeklendirme yapılarak belirlenmiştir. Tasarımı yapılan pompanın performans eğrileri Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de gösterilmiş olup bu eğrileri oluşturan değerler Çizelge 5.5'de belirtilmiştir.



Şekil 5.13 : Flownex programında pompa modeli.



Şekil 5.14 : Pompanın hacimsel debi-basınç artışı performans eğrisi.



Şekil 5.15 : Pompanın hacimsel debi-NPSH performans eğrisi.

Çizelge 5.5 : Pompa performans eğrileri için belirlenen değerler.

Hacimsel Debi [m ³ /s]	Basınç Artışı [kPa]	NPSH [M]
0,0000	2.002,53	3,00
0,0007	2.015,57	3,00
0,0014	2.012,96	3,00
0,0021	1.994,71	3,00
0,0028	1.960,81	3,10
0,0035	1.911,27	3,20
0,0042	1.846,08	3,60
0,0049	1.765,25	4,20
0,0056	1.668,77	4,98
0,0063	1.556,65	6,10
0,0070	1.428,89	7,50
0,0077	1.285,48	9,50
0,0084	1.126,42	12,00

Pompanın harcadığı enerji, denklem 5.8’de yerine konularak denklem 5.9’da hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{245fa} (h_4 - h_5) \quad (5.8)$$

$$\dot{W}_{pompa} = (252,6 - 254,3) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \times 7,268 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = -12,1 \text{ kW} \quad (5.9)$$

5.8 Çevrim Veriminin Hesaplanması

Organik Rankine çevriminin demosu olarak Flownex programında hazırlanan modelin kararlı analizi yaptırılmış olup, program tarafından herhangi bir uyarı veya hata alınmamıştır. \dot{W}_{net} ; türbinde üretilen işin pompada tüketilen işten çıkarılması sonucu elde edilir. Bu denklem 5.10’da belirtilmiş, değerler yerine konularak denklem 5.11’de hesaplanmıştır. Sisteme alınan ısı ise modeldeki ısı transfer elemanı ve ısı eşanjörünün sisteme verdiği ısıların toplamı ile denklem 5.12’de belirtilmiş, veriler yerine konularak denklem 5.13’te hesaplanmıştır. Çevrim genel verimi denklem 5.14 göz önüne alınarak hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_{245fa} [(h_2 - h_3) - (h_5 - h_4)] \quad (5.10)$$

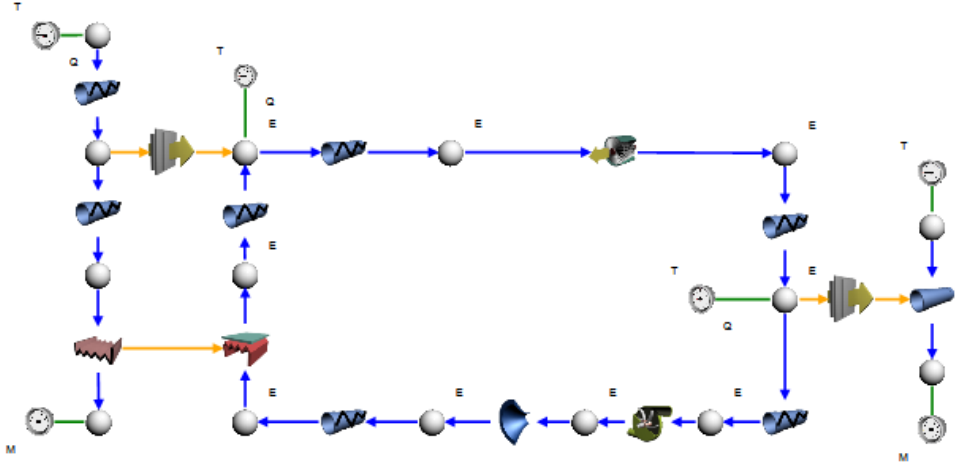
$$\dot{W}_{net} = 250,0 \text{ kW} - 12,1 \text{ kW} = 237,9 \text{ kW} \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_{alınan} = \dot{m}_{245fa} [(h_2 - h_1) + (h_1 - h_{6a})] \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{alınan} = 1454,1 \text{ kW} + 243,1 \text{ kW} = 1697,2 \text{ kW} \quad (5.13)$$

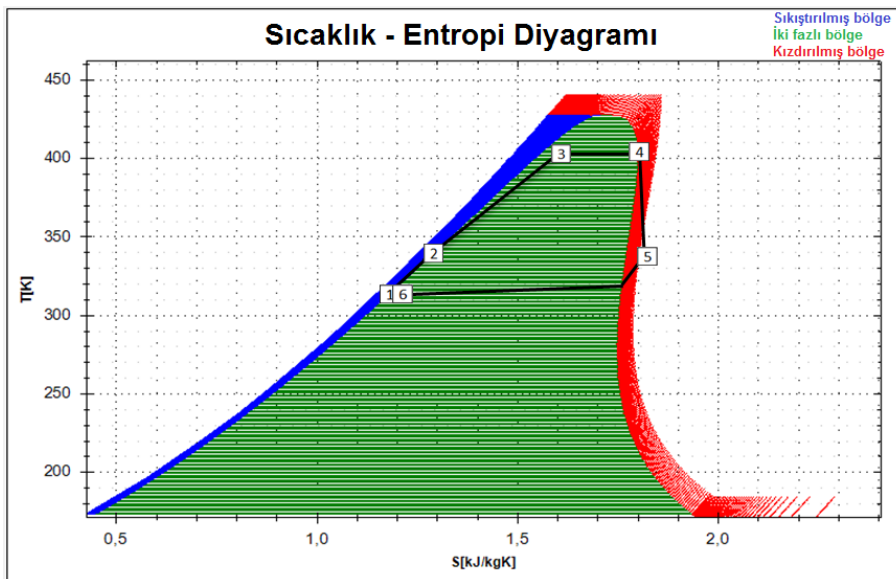
$$\eta_{\text{çevrim}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{alınan}}} = \frac{237,9}{1697,2} = 0,1402 \quad (5.14)$$

Sistemin çevrim verimi kararlı halde %14 olarak bulunur. Çevrimi oluşturan komponentler Flownex SE programında aşama aşama birleştirilip Organik Rankine çevriminin Şekil 5.16'da görülen programın çalışma ekranında belirtilen model oluşturulmuştur.



Şekil 5.16 : Organik Rankine çevriminin Flownex programında oluşturulan modeli.

Şekil 5.17'de ise, HFC-245fa akışkanına ait sıcaklık-entropi grafiği üzerinde çevrimin noktalarının yerleri gösterilmiştir. Grafik üzerinde pompa (1), eşanjör çıkışı (2), evaporatör (3), türbin girişi (4), türbin çıkışı (5) ve kondenser (6) noktaları gösterilmiştir.



Şekil 5.17 : HFC-245fa T-S grafiği ve model çevrimin analizi.

6. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN DİNAMİK DURUMDA FLOWNEX PROGRAMINDA ANALİZİ

Bu bölümde modellenmiş ve kararlı durum için analizi yapılmış çevrimin, geçici ani durumu için, sınır şartları kaldırılacak ve belirlenen senaryo üretilip sistemdeki değişimler incelenecektir. Bu Flownex SE programının aksiyon özelliği ile yapılacaktır. Soğutma suyu sıcaklığı azaltılarak, türbin gücü artırılıp sistem verimini iyileştirecek analizler üzerinde durulacaktır.

Endüstride soğutma yapmak amacıyla kullanılan soğutma suları görevlerini yerine getirmeleri esnasında ısınır, yani sıcaklıkları artar. Bu ısınan sular soğutma kulelerinde soğutulup tekrar kullanılmak üzere kondensere gönderilir. Genelde suyun devamlı ve ucuz şekilde temin edilemediği hallerde, soğutma kulesi kullanılarak suyun soğutulup tekrar kullanılması yoluna gidilir. Soğutma kulesinin işletileceği bölgenin iklim şartları, kulede soğutulan suyun soğutulabileceği en düşük sıcaklığın, yaş termometre sıcaklığı olması açısından önemlidir. Bölgedeki mevsim şartlarına göre meydana gelecek sıcaklık farklılıkları ise soğutma suyu sıcaklığını doğrudan etkilemektedir. Soğutma suyundaki sıcaklık ne kadar düşük olursa çevrim verimi de o denli yüksek olacaktır. Bu sebeple örnek çevrim için mevcutta 34 °C olan soğutma suyu sıcaklığının 31,5 °C'ye düşürülmesi dinamik olarak analiz edilecek ve sistemin davranışı incelenecektir. Sıcaklık düşüşünün lineer olduğu ve denklem 6.1'e göre yapıldığı varsayılmıştır.

$$T_{\text{hedef}} = Mt + T_{\text{ilk}} \quad (6.1)$$

Bu eğrideki;

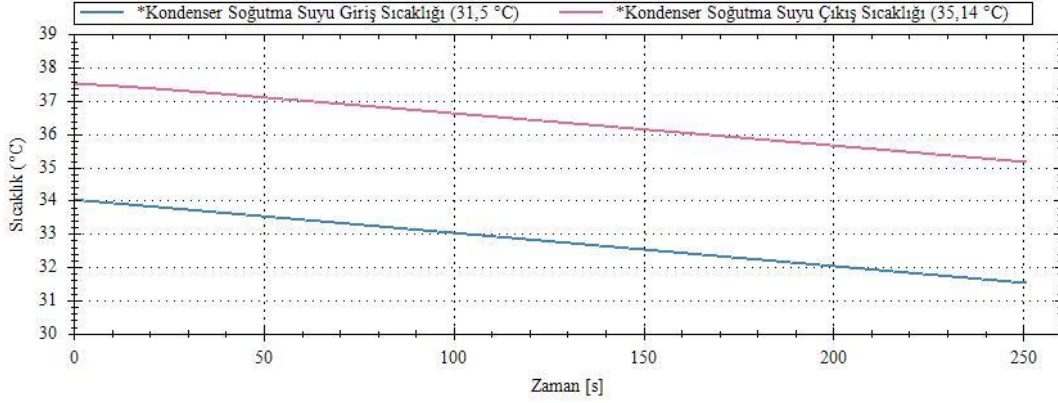
T_{hedef} değeri; ulaşmak istenen son sıcaklığı gösterir ve 31,5 °C olduğu varsayılmıştır.

M değeri; hedeflenen sıcaklığa ulaşmakta kullanılan eğrinin eğimini gösterir ve -0,01 alınmıştır.

t değeri; anlık zamanı temsil etmektedir.

T_{ilk} değeri; kararlı durumda belirlenmiş olan sıcaklığı temsil eder ve 34 °C'dir.

Bu denkleme göre; dinamik analizde hedeflenen sıcaklık değerine 250 saniye sonunda ulaşılır. Şekil 6.1’de kondenserdeki soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişim grafiği görülmektedir.

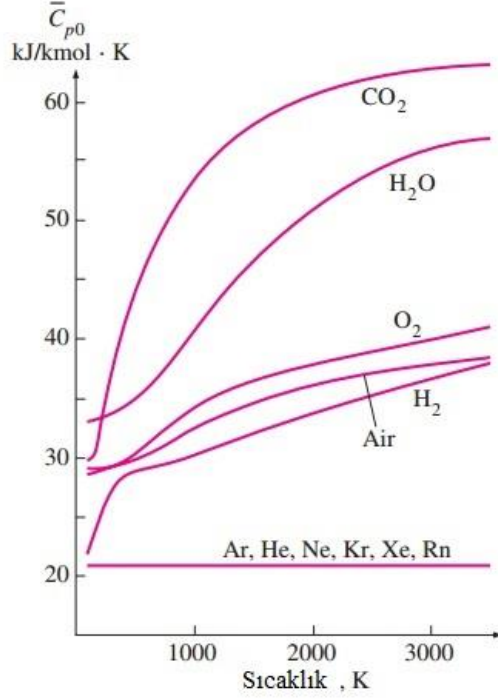


Şekil 6.1 : Kondensere giren çıkan soğutma suyu sıcaklıklarının zamanla değişimi.

Kararlı durumdaki soğutma suyu çıkış ve giriş sıcaklık farkı 3,5 °C iken, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının hedeflenen değere ulaşması durumunda sıcaklık farkı 3,64 °C değerine ulaşmaktadır. Bu artışın ana nedenleri denklem 6.2’de görüldüğü üzere sıcaklığın azalmasının özgül ısı (C_p) değerini azaltacağı ve çevrimde meydana gelen debi değişimlerinin dinamik analizde istenilen ısı transferini yakalaması için sıcaklıkta meydana getirdiği değişikliklerdir. Gerçek gazların düşük basınçlarda özgül ısıları mükemmel-gaz özgül ısısı veya sıfır basınç özgül ısısı olarak adlandırılır ve \bar{C}_{p0} ile gösterilir.

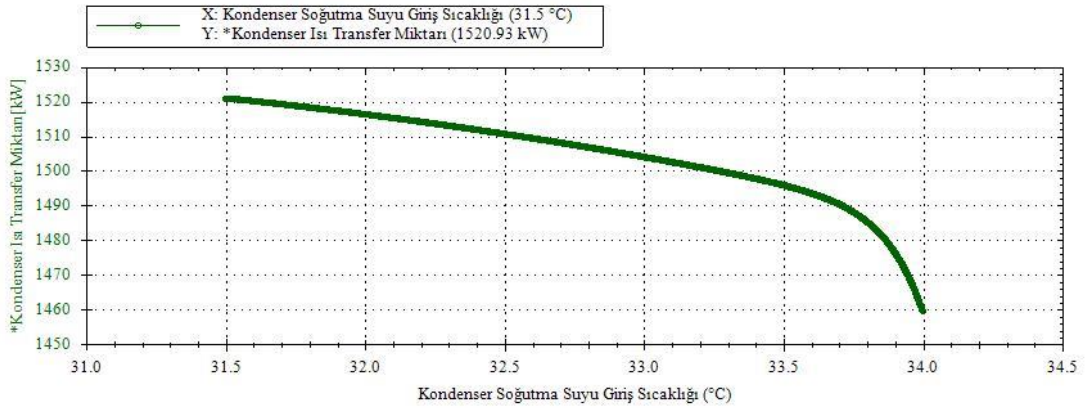
$$\bar{C}_{p0}=a+bT+cT^2+dT^3 \quad (6.2)$$

Su buharı için bu denklemdeki a, b, c ve d sabitleri çalışma sıcaklığı aralıklarına göre sırasıyla; 32,24, $0,1923 \times 10^{-2}$, $1,055 \times 10^{-5}$, $-3,595 \times 10^{-9}$ olarak alınacaktır. Şekil 6.2’de ise detaylı olarak sıcaklığın azalması ile özgül ısı değerinde meydana gelen değişim görülmektedir.



Şekil 6.2 : Sıcaklık-özgül ısı değişim grafiği.

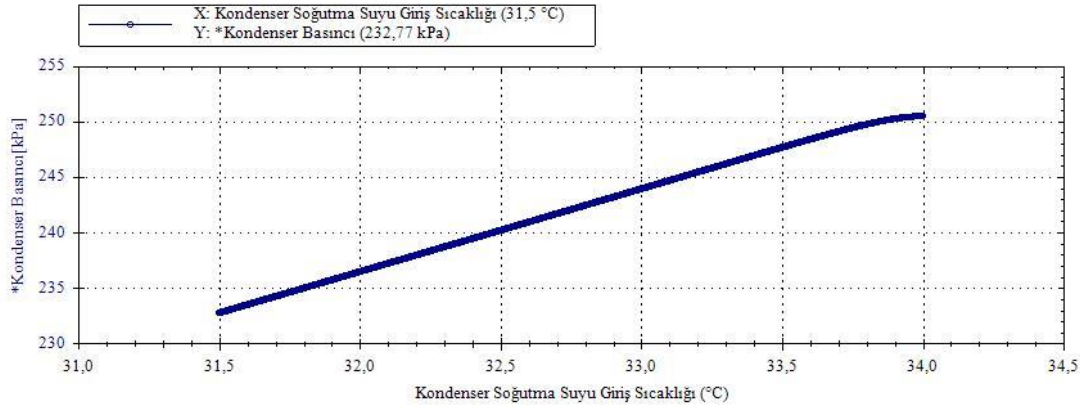
Bununla birlikte soğutma suyu sıcaklığındaki değişim, kondenserde meydana gelen ısı transferine de Şekil 6.3’de gösterildiği gibi etki etmiştir. Sıcaklığın azalmasıyla birlikte ısı transferinde meydana gelen artış çok fazla iken, hedeflenen 31,5 °C değerine yaklaşılmaya başlandığında artış eğimi azalmış ve hedef değerinde 1.521 kW’lık bir ısı transferi meydana gelmiştir.



Şekil 6.3 : Soğutma suyu sıcaklığı-kondenserde meydana gelen ısı transferi grafiği.

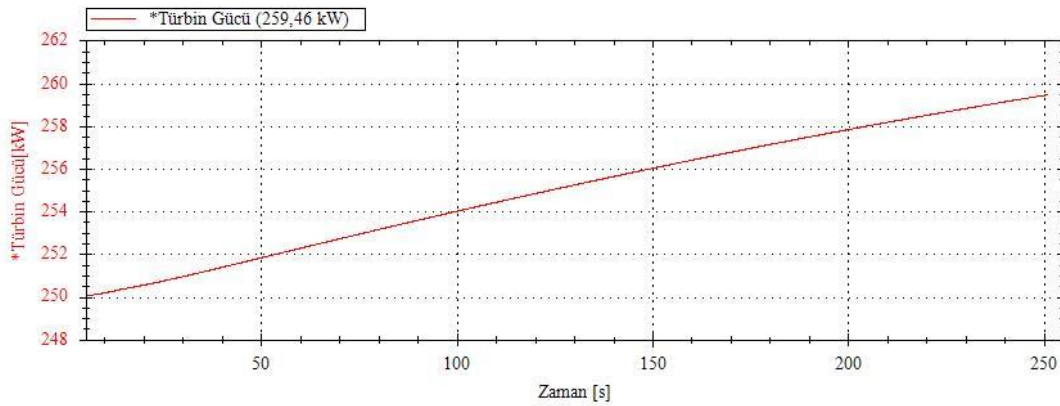
Çevreden yoğuşturucuya hava sızmayacak ve bu sebeple türbinde hasara meydan açmayacak düzeyde yoğuşturucu basıncının düşümü de verimi arttıran etmenlerdendir. Yoğuşturucu çalışma basıncının düşürülmesi, akışkanın sıcaklığını da düşürür. Bu da çevrimden ısı çekilen ortalama sıcaklığın düşmesi anlamına gelir.

Şekil 6.4, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının düşmesiyle kondenser çalışma basıncında meydana gelen düşümü göstermektedir.



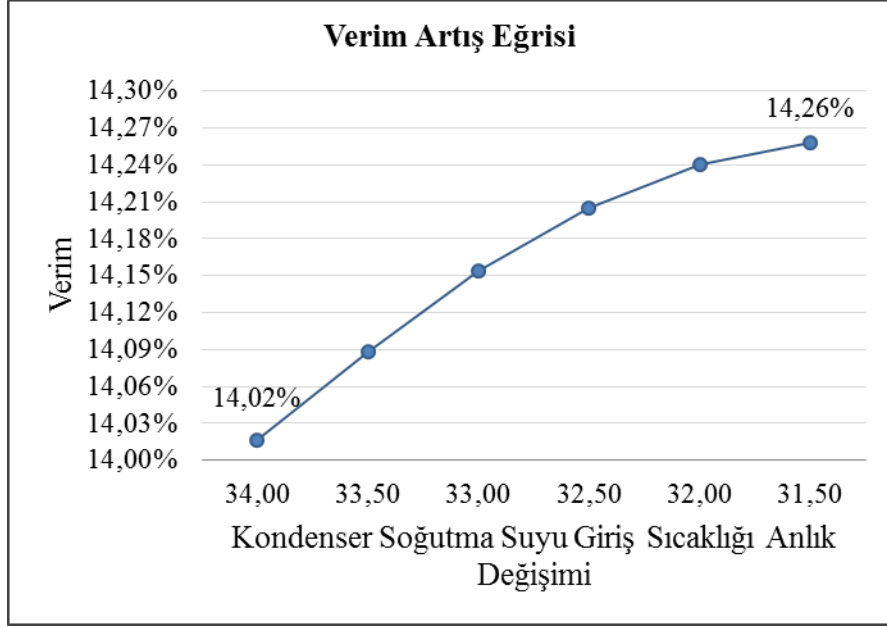
Şekil 6.4 : Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı-kondenser çalışma basıncı grafiği.

Soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesinde ki asıl amaç; çevrim veriminin artmasını incelemektir. Bunun için dolaylı yoldan türbin gücündeki artışın incelenmesi gerekmektedir. Türbin gücünün zamanla değişim grafiği Şekil 6.5’de verilmiştir. Kondenser soğutma suyu sıcaklığının 250 s içindeki lineer azalışına karşılık türbin gücü eğrisi, zamanla artan bir eğriyle karşılık vermektedir. 250 s sonunda kondenser soğutma suyu 31,5 °C değerine ulaştığında türbin gücü 259,5 kW değerine ulaşmıştır.



Şekil 6.5 : Türbin gücünün zamanla değişim grafiği.

Denklemler 5.7’ye göre yapılan hesaplamalar sonucu yeni çevrim verimi %14,26 olarak bulunmuştur. Şekil 6.6’da görüldüğü üzere, soğutma suyu sıcaklığındaki anlık 2,5 °C azalma sonucu çevrim veriminde yaklaşık %0,24 artış olduğu saptanmıştır.



Şekil 6.6 : Model veriminin değişim grafiği.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde jeotermal enerji elektrik üretimi ve ısıtmada direk kullanılmak üzere en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Dünya genelindeki toplam kurulu kapasitesi 12,7 GWe'dir. Bu değerin 2050 yılı sonunda toplamda 140 GWe değerine çıkması beklenmektedir. Eğer tahminler tutarsa, bu değer bize dünya elektrik üretiminin %8,3'lük kısmının jeotermal enerjiyle sağlanacağını ve bununla yılda 1.000 milyon ton CO₂ emisyonunun azaltılması demek olacağını belirtir. Yapılan araştırmalar sonucu 2006 yılından günümüze kadar Türkiye'de jeotermal enerji alanında büyük gelişmeler kaydedildiği bilgisine ulaşılmış ve dünyada jeotermal alanda en hızlı büyüyen ülke konumuna geçtiğimizi göstermiştir. MTA tarafından günümüze kadar 227 jeotermal alan keşfedilmiştir. Şuan için jeotermal enerjiden elektrik üretimi 614 MWe değerlerine ulaşmış, 2023 sonu için ise 1.250 MWe değerlerine ulaşacağı öngörülmektedir. Bu veriler bize, ileriki yıllarda özellikle Türkiye için jeotermal enerjinin kullanım alanlarının yayılacağı ve elektrik üretiminde etkinliğinin artacağını göstermektedir. Bu sebeple, jeotermal enerji kullanımının yapılacağı sistemlerden maksimum verimlilik eldesi önemli konuma gelecektir.

Suya göre daha düşük sıcaklıkta kaynayan organik akışkanların kullanıldığı Organik Rankine çevrimleri, sıcaklıkları 50 ile 350 °C arasında değişen jeotermal enerji kaynakları için kusursuzca uyarlanabilir. Günümüzde Organik Rankine çevrimleri, %20'lere varan yüksek verimliliklere ulaşmıştır. Bununla birlikte verimlilik değerlerinin güçlü bir şekilde jeotermal kaynak sıcaklığı ve ortam sıcaklığı ile ilintili olduğu sonuçlarına varılmıştır. Tezde de belirtildiği gibi, sisteme uygun çalışma akışkanının seçimi de önemli etmenlerden biri haline gelmiştir.

Bu çalışma sayesinde düşük enerjili ısı kaynaklarının kullanılarak, düşük verimlerle de olsa elektrik üretiminin mümkün olduğu gözlenmiş oldu. Model, ısıtma kaynağı jeotermal enerji düşünülerek tasarlanmıştır.

Analiz yapmak amacıyla oluşturulan demo modelin kararlı hal ve dinamik hal analizleri Flownex SE programı yardımıyla yapılmıştır. Kararlı durum için,

HFC-245fa akışkanın kullanıldığı Organik Rankine çevriminde türbin gücü 250 kW, evaporatörden organik akışkana aktarılan enerji 1.454,1 kW, ön ısıtma amacıyla kullanılan ısı eşanjöründen organik akışkana aktarılan enerji 243,1 kW, kondenserden dışarı atılan enerji 1.459,3 kW ve pompada harcanan güç 12,1 kW olarak bulunmuştur. Çevrimin genel çevrim verimi ise %14 olarak belirlenmiştir.

Dinamik analizlerde çevre ve iklim şartlarındaki değişikliklerde doğrudan soğutma suyunda meydana gelen sıcaklık farklılıklarının çevrim verimlerini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Demo modelimizde soğutma suyundaki 2,5 °C'lik azalış anlık olarak senaryolanmış ve çevrimin anlık tepkisi incelenmiştir. Soğutma suyundaki 2,5 °C'lik azalış, çevrim verimini %0,24 arttırmıştır. Kondenser giriş ve çıkış sıcaklık farkları 3,5 °C iken, dinamik analiz sonucunda bunun 3,64 °C değerine çıktığı görülmüştür. Bu sonuca sebep olan en önemli etmenlerin sıcaklık düşüşüyle meydana gelen özgül ısı değerinin düşmesi ve sistemde meydana gelen kütleli debideki değişimin olduğu kanısına varılmıştır. Kondenser giriş sıcaklığının azalmasının, ısı transferi ve kondenser basıncında meydana getirdiği davranış farklılıkları incelenmiştir. Kondenserden atılan ısının 1.521 kW değerine çıktığı görülmüştür. Kondenser basıncı da 250,5 kPa'dan 232,8 kPa değerine düşmüştür. Kondenser basıncında meydana gelen bu düşüş aynı zamanda akışkanın sıcaklığını düşürür. Bu da çevrimden çekilen ortalama sıcaklığın düşürülmesi anlamına gelir. Böylece yoğunlaştırıcı basıncının düşürülmesi çevrimin ısı verimi arttırmaktadır. Kondenser giriş sıcaklığının 34 °C'den 31,5 °C'ye düşürülmesinin kurgulandığı senaryonun dinamik analizi boyunca türbin çıkış gücünün 250 kW'dan 259,5 kW değerine ulaştığı da görülmüştür. Bunun sonucunda dış ortam sıcaklıklarının düşük olduğu mevsim dönemlerinde çevrim verimlerinin artacağı kanısı desteklenebilir.

Sonuç olarak, jeotermalin günümüzdeki yeri, önemi, hedefleri belirlenmiş, Organik Rankine çevriminin düşük enerjili kaynaklardan enerji elde etmek için ideal bir yöntem olduğu Flownex SE programının çalışma mantığına da değinilerek yapılan analizler ve düşünülen senaryolar sonucu gösterilmiş oldu.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<http://www.teias.gov.tr/TürkiyeElektrikİstatistikleri/istatistik2014/istatistik2014.htm>>, erişim tarihi 05.11.2015.
- [2] **Türkyılmaz, O.** (2015). Ocak 2015 İtibariyle Türkiye'nin Enerji Görünümü Raporu. *Bülten Dergisi*, 200, 2-20.
- [3] **Koç, E. & Şenel, M.C.** (2013). Dünyada ve Türkiye'de Enerji Durumu - Genel Değerlendirme. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 639, 32-44.
- [4] **Roy, J.P., Mishra, M.K. & Misra, A.** (2010). Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle, *The 3rd International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection*, Dublin, Ireland: August 11-14.
- [5] **Proctor, M. J., Yu, W. & Young, B.R.** (2013). Steady State and Dynamic Modeling of An Organic Rankine Cycle, *6th International Conference on Process Systems Engineering*, Kuala Lumpur, Malaysia: June 25-27.
- [6] **Taylor, L., Water, M. & Krumdieck, S.** (2013) Development of a Low Temperature Geothermal Organic Rankine Cycle, *35th New Zealand Geothermal Workshop: 2013 Proceedings*, Rotorua, New Zealand: November 17-20.
- [7] **Al-Weshahi, M.A., Latrash, F., Anderson, A. & Agnew, B.** (2014). Working Fluid Selection of Low Grade Heat Geothermal Organic Rankine Cycle (ORC). *International Journal of Thermal Technologies*, 4, 6-12.
- [8] **Guzović, Z., Sakoman, I. & Lončar, D.** (2014). Influence of Working Fluid on ORC with Low Temperature Geothermal Source – Case Study Geothermal Power Plant “Babina Greda”, *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Orlando, Florida, USA: July 14-16.
- [9] **Musbaudeen, O.B.** (2012). Modeling and Performance Evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) with R245FA as Working, *ASME 6th Conference on Energy Sustainability*, San Diego, California, USA: July 23-26.
- [10] **İnce, U.** (2005). *A Case Study of Material Testing For Corrosion In Low Temperature Geothermal Systems*. (Master Thesis). Izmir Institute of Technology, The Graduate School of Engineering and Science, İzmir.
- [11] **Şimşek, Ş., Şamilgil, E. & Akkuş, M.** (1991). Türkiye'nin Jeotermal Enerji Potansiyeli ve Yararlanma Olanakları, *Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, Ankara, Türkiye: Kasım 23-26.
- [12] **Ültanır, M.Ö.** (1998). 21. Yüzyıla Giderken Türkiye'nin Enerji Stratejisinin Değerlendirilmesi (Rapor No. 239). İstanbul: TÜSİAD Kurumsal Raporu.

- [13] **Kervankıran, İ.** (2012). Afyonkarahisar İlinde Jeotermal Enerji Kullanımı ve Sorunları. *Marmara Coğrafya Dergisi*, 25, 108-126.
- [14] **Url-2** <http://www.maden.org.tr/resimler/ekler/20ad4d76fe97759_ek.pdf>, erişim tarihi 01.11.2015.
- [15] **Arslan, S., Darıcı, M. & Karahan, Ç.** (2011). Türkiye'nin Jeotermal Enerji Potansiyeli, Jeotermal Enerji Semineri, (ss.21-28). İzmir, Türkiye: Makina Mühendisleri Odası Yayını.
- [16] **Satman, A.** (2011). Jeotermal Enerjinin Doğası, Jeotermal Enerji Semineri, (ss.3-17). İzmir, Türkiye: Makina Mühendisleri Odası Yayını.
- [17] **Url-3** <<http://jeotermal.balikesir.edu.tr/#>>, erişim tarihi 5.10.2015.
- [18] **Arnorsson, S.** (2000). *Isotopic and Chemical Techniques in Geothermal Exploration, Development and Use*. Vienna, Austria: IAEA.
- [19] **Koçak, A.** (2001). Türkiye'de Jeotermal Enerji Aramaları ve Potansiyeli, *TMMOB Türkiye III. Enerji Sempozyumu*, (ss.293-304). Ankara, Türkiye: Aralık 5-7.
- [20] **Url-4** <<http://www.gonder.org.tr/wp-content/uploads/2014/06/JEOTERMAL-ENERJİ-Ayşegül-Çetin.pdf>>, erişim tarihi 14.9.2015.
- [21] **IEA** (2012). International Energy Agency, Electricity Generation of OECD Countries Report. Paris: IEA.
- [22] **DEKTMK** (2014). Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 2014 Enerji Raporu. Ankara : DEKTMK
- [23] **İlgar, R.** (2005). Ekolojik Bakışla Jeotermal Kaynaklara Dualist Yaklaşım. *Elektronik Sosyal Bilimler Dergisi*, 13, 88-98.
- [24] **Haklıdır, F.S.** (2008). Türkiye'deki Jeotermal Alanlar ve Bu Alanlardaki Farklı Güncel Uygulamalara Bakış, *VII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, UTES'2008*, İstanbul, Türkiye: Aralık 17-19.
- [25] **Kaya, T.** (2015). Jeotermal Potansiyelimiz. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 664, 24-29.
- [26] **Url-5** <http://www.mta.gov.tr/v2.0/daire-baskanliklari/enerji/index.php?id=jeotermal_potansiyel>, erişim tarihi 02.10.2015.
- [27] **Url-6** <<http://www.mta.gov.tr/v2.0/daire-baskanliklari/enerji/index.php?id=haritalar>>, erişim tarihi 12.10.2015.
- [28] **Satman, A.** (2015). Türkiye'de Enerji ve Jeotermal Yeri, *12.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye: Nisan 8-11.
- [29] **Özden, H. & Paul D.** (2011). Organik Rankine Çevrim Teknolojisiyle Düşük Sıcaklıktaki Kaynaktan Faydalanılarak Elektrik Üretimi, Örnek Çalışma: Sarayköy Jeotermal, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye: Nisan 13-16.
- [30] **Quoilin, S.** (2011). *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. (Doctoral Thesis). University of Liege, Faculty of Applied Science, Belgium.

- [31] **Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. & Lemort, V.** (2013). Renewable and Sustainable Energy Reviews, *Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems* (Vol. 22, ss.168-186). Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/journal/13640321/22/supp/C>
- [32] **Flownex SE** (2013). Flownex SE Library Manual for Version 8.2.1.2028.

EKLER

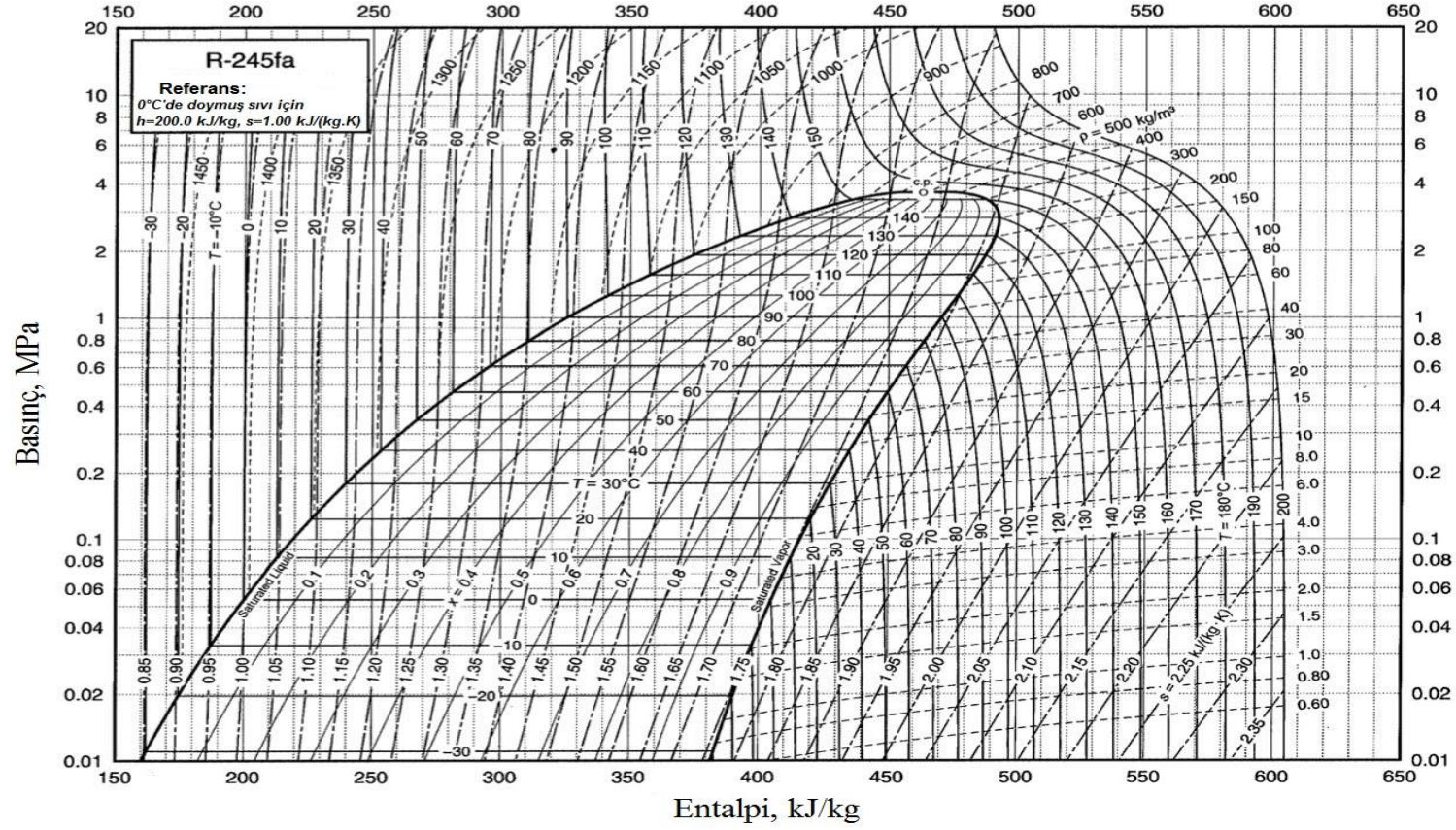
EK A.1 : Türbin eğri değerleri

EK A.2 : HFC-245fa Mollier diagram Şeması

EK A.1**Çizelge A.1 : Türbin için CM ve CS değerlerine göre belirlenen basınç oranları.**

CM	CS = 0	CS = 0,28	CS = 0,55	CS = 0,83	CS = 1,11	CS = 1,38	CS = 1,66	CS = 1,94	CS = 2,21	CS = 2,49	CS = 2,77	CS = 3,04	CS = 3,32
0,00	1,21	1,22	1,24	1,25	1,26	1,28	1,29	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,38
1,21	1,21	1,22	1,24	1,25	1,26	1,28	1,29	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,38
2,13	1,47	1,50	1,53	1,56	1,59	1,62	1,66	1,69	1,72	1,75	1,78	1,81	1,85
3,02	1,95	2,02	2,08	2,15	2,21	2,28	2,34	2,41	2,47	2,54	2,61	2,67	2,74
3,89	2,65	2,76	2,87	2,98	3,10	3,21	3,32	3,43	3,55	3,66	3,77	3,88	4,00
4,71	3,52	3,69	3,86	4,03	4,20	4,38	4,55	4,72	4,89	5,06	5,23	5,40	5,58
5,49	4,66	4,91	5,16	5,41	5,66	5,91	6,15	6,40	6,65	6,90	7,15	7,40	7,65
6,22	6,19	6,55	6,90	7,26	7,61	7,96	8,32	8,67	9,03	9,38	9,73	10,09	10,44
6,89	8,37	8,87	9,37	9,87	10,38	10,88	11,38	11,88	12,39	12,89	13,39	13,89	14,40
7,49	11,94	12,69	13,43	14,18	14,93	15,67	16,42	17,16	17,91	18,66	19,40	20,15	20,89
7,74	14,99	15,94	16,89	17,85	18,80	19,75	20,71	21,66	22,61	23,57	24,52	25,47	26,43
7,84	20,72	22,06	23,41	24,75	26,10	27,44	28,79	30,13	31,47	32,82	34,16	35,51	36,85

EK A.2



Şekil A.1 : HFC-245fa Mollier diagram şeması.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Okan AĞIRKAYA
Doğum Tarihi ve Yeri : 14.03.1989 / Kocaeli
E-Posta : agirkayao@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği / Metalurji ve Malzeme Mühendisliği