

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

KÖMÜR YAKITLI BİR TERMİK SANTRALİN SİSTEM MODELLEMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tanılay ÖZDEMİR

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

KÖMÜR YAKITLI BİR TERMİK SANTRALİN SİSTEM MODELLEMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tanılay ÖZDEMİR
(301121028)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK

OCAK 2015

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301121028 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Tanıl**
ÖZDEMİR ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten
sonra hazırladığı “**KÖMÜR YAKITLI BİR TERMİK SANTRALİN SİSTEM**
MODELLEMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile
sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Üner ÇOLAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. Filiz BAYTAŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Şükrü BEKDEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**
Savunma Tarihi : **20 Ocak 2015**

ÖNSÖZ

Öncelikle bu çalışmada ve yüksek lisans öğrenimim boyunca, bilgi ve tecrübesiyle bana yol gösteren sayın Prof. Dr. Üner ÇOLAK’a teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans süresince maddi yardımları ile desteklerini sürdüren TÜBİTAK kurumuna teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da, beni eğitim hayatım dahil her süreçte destekleyen aileme teşekkür ederim.

Ocak 2015

Tanılay Özdemir
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. KÖMÜR İLE ÇALIŞAN TERMİK SANTRALLERİN YAPISI	5
2.1 Termik Santrallerin Çalışma Prensibi	7
2.1.1 Rankine çevriminin incelenmesi	7
2.1.1.1 İdeal Rankine çevriminin termodinamik olarak incelenmesi.....	8
2.1.1.2 Gerçek Rankine çevriminin termodinamik olarak incelenmesi	10
2.1.2 Rankine çevriminin ısı veriminin hesaplanması	11
2.1.3 Rankine çevrimi verim değerinin iyileştirilmesi	11
2.1.3.1 Ara ısıtma	12
2.1.3.2 Ara buhar alma	14
2.1.3.3 Açık besleme suyu ısıtıcısı.....	14
2.1.3.4 Kapalı besleme suyu ısıtıcısı	16
2.2 Bir Termik Santrali Oluşturan Elemanlar ve Özellikleri	18
2.2.1 Pompalar	18
2.2.1.1 Kazan besleme pompası	19
2.2.1.2 Yoğuşum suyu pompası	19
2.2.1.3 Soğutma suyu pompası	19
2.2.2 Buhar türbini ve jeneratör	19
2.2.2.1 Buhar türbinini oluşturan parçalar	22
2.2.2.2 Stator	22
2.2.2.3 Rotor.....	22
2.2.2.4 Jeneratör	23
2.2.3 Kondenser (Yoğuşturucu)	23
2.2.4 Buhar kazanı	25
2.2.4.1 Ocak	26
2.2.4.2 Dram.....	26
2.2.4.3 Cehennemlik	26
2.2.4.4 Kızdırıcı.....	26
2.2.4.5 Ekonomizör	27
2.2.4.6 Hava Isıtıcısı.....	27
3. FLOWNEX SE PROGRAMI İLE MODELLEME.....	29
3.1 Flownex SE Programı	29

3.2 Programı Oluşturan Önemli Kavramlar	30
3.2.1 Sınır koşulu	31
3.2.2 Nod	32
3.2.3 Komponentler.....	33
3.2.3.1 Pompalar.....	33
3.2.3.2 Türbinler.....	34
3.2.3.3 Kazan ve ara ısıtıcı	36
3.2.3.4 Valfler.....	37
3.2.3.5 Yoğuşturucu	38
3.2.4 Designer (Dizayner) ve action (aksiyon) kullanımı	42
4. ÖRNEK SANTRALİN KARARLI HALDE MODELLENMESİ	45
4.1 Santral Çalışma Koşulları.....	45
4.2 Flownex SE Programı ile Örnek Santralin Akış Şemasında Belirtilen Değerlere Göre Kararlı Durumda Modellenmesi.....	48
4.2.1 Buhar kazanı ve ara ısıtıcının tasarlanması	49
4.2.2 Kısılma vanası (1-1a)	52
4.2.3 Yüksek basınç türbini (YBT)	54
4.2.4 Kısılma vanası (6-6a)	57
4.2.5 Orta basınç türbini (OBT)	58
4.2.6 Alçak basınç türbini (ABT).....	61
4.2.7 Degazör	65
4.2.8 Yüksek ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları	67
4.2.9 Kondenser (Yoğuşturucu)	71
4.2.10 Pompalar.....	74
4.2.11 Santral veriminin hesaplanması	78
5. ÖRNEK SANTRALİN DİNAMİK HALDE MODELLENMESİ	83
5.1 Buhar Kazanı Çıkış Sıcaklığının Artırılması.....	83
5.2 Yoğuşturucu Soğutma Suyu Sıcaklığının Değiştirilmesi.....	87
5.3 BSP ve KP Devir Sayısının Değiştirilmesi	92
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	99
KAYNAKLAR.....	103
EKLER.....	105
ÖZGEÇMİŞ.....	109

KISALTMALAR

ABI	: Alçak Basınç Isıtıcısı
ABT	: Alçak Basınç Türbini
A-USC	: İleri Düzey Ultra Kritik Üstü
BSP	: Besleme Suyu Pompası
BSPT	: Besleme Suyu Pompası Türbini
CM	: Düzeltilmiş Kütlesel Debi
CS	: Düzeltilmiş Hız
ITE	: Isı Transferi Elemanı
KN	: Kritik Nokta
KP	: Yoğuşturucu Pompası
KÜİD	: Kömür Üst Isıl Değeri
NPEB	: Net Pozitif Emme Basıncı
OBT	: Orta Basınç Türbini
ÖF	: Ölçeklendirme Faktörü
PR	: Basınç Oranı
sb	: Sızdırmazlık Buharı
SC	: Geleneksel Kritik Üstü
TEİAŞ	: Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
TTK	: Türkiye Taşkömürü Kurumu
USC	: Ultra Kritik Üstü
yb	: Yardımcı Buhar
YBI	: Yüksek Basınç Isıtıcısı
YBT	: Yüksek Basınç Türbini
YP	: Yükseltici Pompa

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	: Sınır koşullarında birlikte kullanılabilen değerler.....	31
Çizelge 4.1	: Santrali oluşturan noktaların termodinamik özellikleri.....	47
Çizelge 4.2	: Buhar kazanı verileri.	50
Çizelge 4.3	: Ara ısıtıcı verileri.....	51
Çizelge 4.4	: 1-1a Kısılma vanası verileri.	54
Çizelge 4.5	: YBT verileri.	56
Çizelge 4.6	: Ara kızdırıcı verileri.	58
Çizelge 4.7	: OBT verileri.	60
Çizelge 4.8	: ABT verileri.	63
Çizelge 4.9	: Ön ısıtıcılara giden akışkanlarda oluşan ısı kayıpları.....	65
Çizelge 4.10	: Degazör verileri.	67
Çizelge 4.11	: Alçak ve yüksek basınç ısıtıcıları verileri.	70
Çizelge 4.12	: Yoğuşturucu verileri.	74
Çizelge 4.13	: Çevrimde kullanılan pompalarının özellikleri.....	77
Çizelge 4.14	: Çevrimde kullanılan pompaların verileri.	78
Çizelge 5.1	: Kritik üstü buhar kazanları basınç,sıcaklık ve malzeme bilgileri.	83
Çizelge 5.2	: 700 °C kazan sıcaklığı için santral verileri.	86
Çizelge 5.3	: Soğutma suyu sıcaklığı değişiminin santral gücü ve verimine etkisi.	92
Çizelge 6.1	: Kararlı durumda program tarafından hesaplanan santral verileri.....	99
Çizelge A.1	: Isı transfer elemanı tasarım parametreleri.	106
Çizelge A.2	: İki fazlı tank elemanlarına ait kütle ve enerji kaynakları.	107
Çizelge A.3	: Referans değişken devirli pompa eğrisinin özellikleri.	108

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Dünya elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar	5
Şekil 2.2	: Türkiye’de elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar	6
Şekil 2.3	: Türkiye kurulu gücünü oluşturan kaynaklar	6
Şekil 2.4	: İdeal Rankine çevrimi akış şeması.	8
Şekil 2.5	: İdeal Rankine çevrimi T-s diyagramı	9
Şekil 2.6	: Gerçek Rankine çevriminin T-s diyagramı	10
Şekil 2.7	: İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin şematik gösterimi.	12
Şekil 2.8	: İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin T-s diyagramı	12
Şekil 2.9	: Açık besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi şematik gösterimi.	14
Şekil 2.10	: Açık besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevriminin T-s diyagramı	15
Şekil 2.11	: Kapalı besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi şematik gösterimi.	16
Şekil 2.12	: Kapalı besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi T-s diyagramı	16
Şekil 2.13	: Termik santrali oluşturan elemanların şematik gösterimi	18
Şekil 2.14	: Santralde bulunan önemli pompa çeşitleri	18
Şekil 2.15	: Yüksek basınç türbininin eksenel kesiti.	20
Şekil 2.16	: Aksiyon ve reaksiyon türbinlerinin karşılaştırılması.....	21
Şekil 2.17	: Yüzey tipli çift geçişli bir kondenserin önden ve yandan görünüşü	23
Şekil 2.18	: Kondenser ve soğutma kulesinden oluşan bir çevrim	24
Şekil 2.19	: Su ve alev borulu kazanların şematik olarak gösterimi.....	25
Şekil 2.20	: Dramın yapısı	26
Şekil 3.1	: Flownex programı ara yüzü.....	30
Şekil 3.2	: Boru elemanında akış.	30
Şekil 3.3	: İdeal Rankine çevrimi.	31
Şekil 3.4	: Sınır koşulu elemanı.	31
Şekil 3.5	: Nod elemanı	32
Şekil 3.6	: 2 ayrı fazın bulunduğu tank.....	32
Şekil 3.7	: Sabit ve değişken devirli pompalar.	33
Şekil 3.8	: Örnek bir pompa eğrisi.	34
Şekil 3.9	: Grafikli ve grafiksiz türbinler	34
Şekil 3.10	: Örnek bir türbin eğrisi.	35
Şekil 3.11	: Akış direnç elemanı.	36
Şekil 3.12	: Kısıtlayıcı eleman.	37
Şekil 3.13	: Flownex’te oluşturulmuş bir kondenser.	38
Şekil 3.14	: İki fazlı tank elemanı.	39
Şekil 3.15	: Boru elemanı.	39
Şekil 3.16	: Isı transferi elemanı.	40
Şekil 3.17	: İletim ve taşınım yoluyla ısı transferi yapan iki eleman	40
Şekil 3.18	: Isı transferinin direnç yöntemiyle gösterimi.	40
Şekil 3.19	: İletim ile ısı transferinde katmanlar.....	41
Şekil 3.20	: Nusselt sayısının hesaplandığı grafik	42
Şekil 3.21	: Örnek bir dizayner arayüzü.	43

Şekil 3.22 : Örnek bir aksiyon arayüzü.....	44
Şekil 4.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali'nin akış şeması	46
Şekil 4.2 : Buhar kazanı kontrol hacmi.....	49
Şekil 4.3 : Programda tasarlanmış buhar kazanı.....	50
Şekil 4.4 : YBT Kısılma vanası kontrol hacmi.....	52
Şekil 4.5 : Flownex ile akışın bölünmesi.....	53
Şekil 4.6 : YBT kontrol hacmi.....	54
Şekil 4.7 : Flownex üzerinde YBT'nin gösterimi.....	55
Şekil 4.8 : OBT Kısılma vanası kontrol hacmi.....	57
Şekil 4.9 : OBT kontrol hacmi.....	58
Şekil 4.10 : OBT'nin program üzerinde gösterimi.....	59
Şekil 4.11 : ABT kontrol hacmi.....	62
Şekil 4.12 : Program ile oluşturulmuş ABT.....	62
Şekil 4.13 : Degazör kontrol hacmi.....	65
Şekil 4.14 : Programda oluşturulmuş degazör tankı.....	67
Şekil 4.15 : YBI kontrol hacmi.....	68
Şekil 4.16 : ABI kontrol hacmi.....	68
Şekil 4.17 : Programda oluşturulmuş ABI ve YBI.....	70
Şekil 4.18 : Kondenser kontrol hacmi	72
Şekil 4.19 : Programda oluşturulmuş yoğuşturucu.....	73
Şekil 4.20 : KP kontrol hacmi.....	74
Şekil 4.21 : YP kontrol hacmi.....	75
Şekil 4.22 : BSPT ve BSP'nin oluşturduğu kontrol hacmi.....	76
Şekil 4.23 : KP,YP,BSPT ve BSP'nin Flownex ile gösterimi.....	78
Şekil 4.24 : Flownex ile oluşturulmuş program akış şeması.....	80
Şekil 4.25 : Örnek santral çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı.....	81
Şekil 4.26 : Örnek santralin Flownex arayüzündeki görünümü.....	82
Şekil 5.1 : Kazan ve ara kızdırıcı çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimi.....	84
Şekil 5.2 : Kazan sıcaklığının yükselmesi ile türbin güçlerinin zamana göre değişimi.....	85
Şekil 5.3 : Kazan çıkış sıcaklığının santral verimine etkisi.....	86
Şekil 5.4 : Yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	87
Şekil 5.5 : Soğutma suyu sıcaklığı ve yoğuşturucu ısı transferi miktarı arasındaki ilişki.....	88
Şekil 5.6 : Soğutma suyu sıcaklığının artırılması ile türbin güçlerinin değişimi.....	88
Şekil 5.7 : Soğutma suyu sıcaklığının artırılmasının yoğuşturucu basıncına etkisi.....	89
Şekil 5.8 : Yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	90
Şekil 5.9 : Soğutma suyu sıcaklığı ve yoğuşturucu ısı transferi miktarı arasındaki ilişki.....	90
Şekil 5.10 : Soğutma suyu sıcaklığının azalması ile türbin güçlerinin değişimi.....	91
Şekil 5.11 : Soğutma suyu sıcaklığının azaltılmasının yoğuşturucu basıncına etkisi.....	92
Şekil 5.12 : KP için oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi (n=2500 dev/dak).....	93
Şekil 5.13 : KP için oluşturulmuş η - ΔP eğrisi (n=2500 dev/dak).....	93
Şekil 5.14 : KP devir sayısı ile kütleli debi miktarı arasındaki ilişki.....	94
Şekil 5.15 : KP devir sayısı ile santral verimi arasındaki ilişki.....	95
Şekil 5.16 : BSP için oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi (n=2500 dev/dak).....	95
Şekil 5.17 : BSP için oluşturulmuş η - ΔP eğrisi (n=2500 dev/dak).....	96

Şekil 5.18 : BSP devir sayısı ile enerji tüketimi arasındaki ilişki.....	97
Şekil 5.19 : BSP devir sayısı ile kütleli debi miktarı arasındaki ilişki.	98
Şekil 5.20 : BSP devir sayısı ile santral verimi arasındaki ilişki.	98

KÖMÜR YAKITLI BİR TERMİK SANTRALİN SİSTEM MODELLEMESİ

ÖZET

Enerji, insan hayatının her aşamasında kullanılması zorunlu bir unsur haline gelmiştir. Nüfus artışı başta olmak üzere gelişen sanayileşme ve teknoloji çağının bir etkisi olarak enerjiye duyulan ihtiyaç artmaktadır. Bu ihtiyacı karşılama amaçlı kurulmuş enerji dönüşüm santralleri, enerji kaynaklarından elde edilen ısı, mekanik ya da potansiyel enerjiyi elektrik enerjisine çevirirler. Ülkemizde bulunan yeraltı kaynaklarının yetersizliği dolayısıyla enerji üretiminin büyük çoğunluğu dış ülkelerden temin edilen kaynaklar ile karşılanır. Ülkemizin ekonomik yönden dışa bağımlılığının azaltılması ve halihazırda yerli enerji üretim kaynağı olarak bulunan kömür rezervlerinden faydalanılması için kömür ile çalışan termik santrallerin kurulması önemlidir.

Dünya enerji üretiminde en çok kullanılan enerji kaynağı kömürdür. Kömür, yapısı gereği dünyanın çoğu bölgesinde rastlanabilen bir yeraltı madenidir. Özellikle düşük ısı değerine sahip linyit kömürü, santrallerde elektrik üretimi amaçlı kullanılmaktadır. Ülkemiz elektrik üretiminin %14'ü yerli kömür, %12,3'ü ise ithal kömür ile sağlanmaktadır. Bu bağlamda kömür yakıtlı santrallerin iyi analiz edilmesi ve verim artırma uygulamalarıyla birlikte ülkemizin sahip olduğu kömür rezervinin ihtiyatlı biçimde kullanımı elzemdir.

Yapılan bu tez çalışmasında kömürün dünyada ve ülkemizdeki elektrik üretimine katkısından kısaca bahsedilmiş, kömür yakıtlı termik santrallerin çalışma prensibi ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Bir termik santralin verim değerinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Kömür yakıtlı bir termik santrali oluşturan elemanlar ve görevleri hakkında gerekli bilgiler verilmiştir. Çalışmada kullanılan Flownex SE modelleme programı ve programın işleyiş biçiminden bahsedilmiştir.

Örnek bir termik santrali oluşturan elemanlar, belirtilen değerler doğrultusunda ayrı ayrı modellenmiştir. Oluşturulan modeller birleştirilerek santral çevrimi tamamlanmış ve santral verileri üzerinde yapılan uyarlamalar yardımı ile sistemin kütle ve enerji dengesi sağlanmıştır. Çevrimin zamandan bağımsız kararlı hal durumu için enerji analizi yapılmış, her bir komponente ait güç veya ısı değerlerinin gerçek duruma uygun olduğu gözlemlenmiştir.

Program tarafından hesaplanan veriler doğrultusunda elektrik enerjisine çevrilen toplam türbin gücü 603 MW, kazanda suya aktarılan enerji 1272,6 MW, kondenserde dışarı atılan ısı miktarı 657,7 MW, toplam pompa gücü -3,5 MW, besleme suyu pompası türbini gücü 16,6 MW ve bu türbin ile tahrik edilen pompanın gücü -16,4 MW olarak bulunmuştur.

Santralde kazana gitmekte olan akışkana ön ısıtma yapılmıştır. Alçak basınç ısıtıcılarında 169,4 MW ısı akışkana aktarılmıştır. Yüksek basınç ısıtıcılarında ise 192,5 MW ısı akışkana aktarılmıştır. Böylece kazana gitmekte olan suya türbinlerden

çekilen ara buharlar aracılığıyla toplam 361,9 MW ön ısıtma yapılarak kazan giriş sıcaklığı 276,3 °C'ye çıkartılmış ve santral verimi artırılmıştır.

Buhar kazanında harcanan yakıt enerjisi, santralde kullanılan kömürün üst ısı değeri ve saniyede yakılan kömür miktarına bağlı olarak 1433 MW bulunmuştur. Yukarıda hesaplanan değerler doğrultusunda, kararlı hal durum analizi sonucunda toplam santral verimi %41,84 olarak hesaplanmıştır.

Flownex ile kararlı hal için oluşturulmuş santral çevriminin dinamik analizi yapılmak üzere; yoğunlaştırıcı soğutma suyu sıcaklığı, buhar kazanı çıkış sıcaklığı, yoğunlaştırıcı pompası devir sayısı ve besleme suyu pompası devir sayısı değişken olarak belirlenmiş ve zamana bağlı davranışlarının çevrim üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Yapılan dinamik analiz sonucunda yoğunlaştırıcı soğutma suyu sıcaklığının 5 °C artırılması ile santral veriminin %41,28'e düştüğü, aynı miktarda azaltılması durumunda ise %42,4'e çıktığı gözlemlenmiştir. Buhar kazanı çıkış sıcaklığının ultra kritik üstü kazan sıcaklık değeri olan 600 °C'ye çıkartılması durumunda santral veriminin %42,36'ya yükseldiği, ileri düzey ultra kritik üstü kazan sıcaklık değeri olan 700 °C'ye çıkartıldığında ise santral veriminin %44,12'ye ulaştığı görülmüştür.

Yoğunlaştırıcı pompası devir sayısının 100 dev/dak artırıldığı durumda santral verimi %41,66'ya düşmüş, aynı miktarda azaltılması durumunda ise santral verimi %42 olarak hesaplanmıştır. Besleme suyu pompası devir sayısının 100 dev/dak artırılması ile santral verimi %41,29'a düşmüş, aynı miktarda azaltıldığında ise santral veriminin %42,46 değerine ulaştığı gözlemlenmiştir.

SYSTEM MODELLING OF A COAL FIRED POWER PLANT

SUMMARY

Energy has become a mandatory property at every stage of human life. It is a feature that improves our standard of lives. We need energy for everything, to use developing technology, power our homes, even to feed us. Increasing population, industrialization and the development of technology led to rapid growth in demand for energy. Energy conversion plants are established to meet the energy requirement. They convert heat energy that is obtained from fossil fuels into electrical energy. The large part of the electricity generation in our country are met by the resources that come from outside. Coal based power plants are important to reduce our economical dependence on foreign countries and benefit from the domestic coal reserves in the energy production.

Recent researches have been doing for renewable energy power plants since fossil fuels are finite and can not be used in several decades. Renewable energy will play an important role in electricity generation in the future. However, it is currently not common in use due to the high initial investment cost, low power generation and thermal efficiency amount. Even if they are effective and cheap, there should be power plants to achieve sustainability in energy production.

Development level and economical status of countries are determined by the amount of energy consumption and production. Turkey is 65th in the world and last in Europe with the 1,551 kg of oil equivalent consumption per capita according to the data obtained from central bank in 2012. Insufficiency of the energy production in our country can be inferred from these data. It is necessary to take advantage of thermal power plants since each one may increase installed power of our country between 1 and 2 percentage.

Coal is the most widely energy source for the generation of electricity in the world. It is an underground mine that can be found in most parts of the world due to its physiological structure. Coal can be classified in many ways. Lignite, one of the coal types, has the lowest rate of carbon. Therefore, it is most useful for the generation of electricity at coal fired power plants. In our country 14 percent of electricity production is provided by domestic coals, while 12,3 percent provided by imported coals. In this context, coal fired power plants must be analyzed well and plant efficiency should be increased with the diverse applications.

In this thesis, status of coal in electricity generation has been briefly discussed. Coal fired thermal power plants operating principles were mentioned in detail. The main cycle of a thermal power plant which is ideal Rankine cycle was examined thermodynamically and the studies were done to improve cycle efficiency. Essential information about the elements that constitute a coal based power plant were given. The task of these elements in the system was described.

Flownex SE modelling program was used to model a coal fired power plant. The elements that compose this program were described in detail. The design criteria of

these elements had been explained. A sample coal based power plant was modeled step by step with the help of modelling program Flownex SE. These steps were told particularly to understand how it works. Nominal operating conditions of the sample plant were used as data. As a result, the models that created for each element were combined and plant cycle was completed as required.

The datas of a sample plant were adapted to created plant cycle so that energy and mass balance were provided. Energy analysis was performed for steady state case. The designed power plant datas were obtained same in accordance with the analysis that is made by Fownex SE. All the components completing a plant; power consumer, power generator, heat rejector and heat extractor systems power and heat values were observed via the modelling program.

Consequently, steady state analysis results of each components were found as below. Total turbine power output converted into electrical energy was calculated as 603 MW. The amount of energy transferred to the water in steam boiler was found as 1272,6 MW. Heat rejection at the condenser was found as 657 MW. Total energy consumed by the pump are -3,5 MW. Feedwater pump drive turbine power output was calculated as 16,6 MW. Feedwater pump power output was found as 16,4 MW.

The fluid which goes to the boiler was exposed to preheating process at different pressures. 169,4 MW energy transferred to the working fluid through the low pressure feedwater heaters. Also, 192,5 MW energy supplied to the working fluid through the high pressure feedwater heaters. Thus, the working fluid was exposed to 361,9 MW total preheating process via the steams that extracted from different stages of turbines. Therefore inlet temperature of steam boiler was increased to 276,3 °C also plant efficiency was increased by using feedwater heaters.

Fuel energy burned in the boiler was calculated 1433 MW with the help of the coal higher heating value and the amount of coal burned in seconds. As a result of steady state analysis, total plant efficiency was calculated as 41,84% in accordance with the values found above.

Steady state analysis were done for the sample power plant so that Flownex can be used for dynamic analysis by removing boundary conditions. After that process, specified input conditions of some components have to choose as variables. In this study, these were determined as condenser cooling water temperature, steam boiler outlet temperature, condensate pump speed and feed water pump speed. Dynamic analysis were done to investigate the time-dependent behavior of these variables and observe their influences on power plant cycle.

In this thesis, four different scenarios analysed in detail based on the results of a dynamic analysis made by Flownex SE. In the first scenario, the influence of the boiler outlet temperature on power plant efficiency was investigated. Steam boiler outlet temperature was increased up to super critical boiler temperature which is 600 °C. Therefore, power plant efficiency was increased to 42,36%. There is a direct proportion between steam boiler outlet temperature and power plant efficiency so that high temperature resistant materials are being developed to increase the plant efficiency. As an imaginary study, boiler outlet temperature was accepted 700 °C which is the advanced ultra super critical boiler temperature and examined that the plant efficiency had reached 44,12%. However, today it would be quite costly to obtain the materials that resist 700 °C in power plant. Although this is a method that increasing the efficiency of plant cycle, it will cause very high amount of initial investment cost in todays condition. With this study, it was understood that power

plant efficiency could be achieved about 45% just by increasing the boiler temperature. By using the other enhancement applications, there would be 50% efficient coal fired power plants in the future.

In the second scenario, the effect of the condenser cooling water temperature to the power plant efficiency was examined. 5 °C increment in condenser cooling water temperature caused power plant efficiency to decrease 41,28%. On the other hand, same amount of temperature decrease raised the plant efficiency to 42,4%. As shown from Scenario- 2, 10°C reduction in the cooling water temperature caused an increase on power plant efficiency of 1,12%. However, applications to increase the cycle efficiency by reducing the cooling water temperature is limited since the water temperature can not be reduced below 0 °C.

In the third scenario, the relationship between the condensate pump speed and plant efficiency was examined. As a result, 100 rpm increase in the pump speed caused 1376,54 tones of mass flow at condensate pump per hour so the efficiency of plant had decreased to 41,66%. Same amount of pump speed decrease caused 1235,42 tones of mass flow at condensate pump per hour so that the efficiency of plant had increased to 42%.

In the fourth scenario, feedwater pump speed was changed and its impact on power plant efficiency was observed. In conclusion, 100 rpm increase in the pump speed caused 1766,24 tones of mass flow at feedwater pump per hour, thereby the efficiency of power plant had decreased to 41,29%. Same amount of decrement in pump speed caused 1596,92 tones of mass flow at feedwater pump per hour so the efficiency of power plant had become 42,46%. Entire pump calculations were done by using scaling method to the pump curves that are generated from Flownex SE. It can be inferred from case 3 and 4 that the using optimum pump speed is effective on the plant efficiency and must be well analyzed.

In this thesis, energy analysis of a sample coal fired power plant was made by using steady state analysis method. Also 4 different scenarios were created by the help of dynamic analysis and methods to increase the power plants efficiency were discussed. In the light of these analyses, it is understood that there are lots of ways to increase the efficiency of coal fired power plants by rearranging some input parameters but the price of these adjustments must be decreased as the technology develops.

1. GİRİŞ

Günümüz teknolojisinde, insanlığın bulunduğu her yerde elektrik enerjisine gereksinim vardır. Enerji üzerine yapılan araştırmalar ile başta sanayileşme ve artan dünya nüfusunun neden olduğu yüksek enerji tüketim ihtiyacının ilerleyen zamanda nasıl karşılanacağı belirlenmeye çalışılmaktadır.

Dünya enerji ihtiyacının büyük bir bölümü fosil yakıtların enerji dönüşüm santrallerinde yakılmasıyla elde edilir. Fosil yakıtlar arasından en çok kullanılan enerji üretim kaynağı geniş bulunma alanı ve düşük fiyatı ile kömürdür. Bu nedenle kömür ile çalışan termik santrallerin kapsamlı analizi yapılmalı, verim artırmaya yönelik uygulamalar ile aynı miktar kömürden daha fazla elektrik enerjisi üretimi sağlanmalıdır.

Günümüzde ülkelerin ekonomik gelişmişliğinin en büyük göstergelerinden biri elektrik üretim ve tüketim miktarı olmuştur. Gelişmiş veya gelişmekte olan bir ülkenin kişi başına düşen enerji tüketim miktarı yüksek olmalıdır. TEİAŞ kurumunun Türkiye Elektrik Üretim ve İletim İstatistikleri Raporu'na göre (2013), "Türkiye'de kişi başına düşen elektrik tüketim miktarı 3049 kWh olarak hesaplanmıştır" (s.27). Bu değer çoğu Avrupa ülkesine göre oldukça düşüktür. Elektrik enerjisini kendi kaynaklarıyla üretebilen bir ülkenin ekonomik olarak dışa bağımlılığı azalır. Bu nedenle hem yerel enerji kaynaklarıyla üretilen enerji miktarının hem de genel olarak ülkemizin kurulu enerji gücünün artırılması ekonomik açıdan önemlidir.

Fosil yakıtların sonsuz olmaması ve belirli bir süre sonra tükenecek olmasından dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına yönelik kapsamlı çalışmalar yapılmaktadır. Geleceğin enerji üretiminde önemli bir rol oynayacak yenilenebilir enerji; günümüzde yüksek ilk yatırım maliyeti, düşük verim ve düşük güç üretimi nedeniyle tercih edilmemektedir. Yenilenebilir enerji santrallerinin sahip olduğu bu olumsuzluklar giderilse bile enerji üretiminde sürekliliğin ve güvenilirliğin sağlanması için kömür santrallerinin bulunması zorunludur.

1.1 Tezin Amacı

Kömür yakıtlı bir termik santralin belirtilen veriler doğrultusunda kararlı halde modellenmesi ve enerji analizinin yapılmasıdır. Modellenen santral çevrimi üzerinde dinamik analiz yapılarak, değişken girdi verileri karşısında santralin gösterdiği davranışı gözlemlemektir.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde kömür santrallerinin dinamik modellenmesiyle ilgili sınırlı sayıda yayına rastlanmıştır. Bu yayınlardan yapılan tez çalışmasıyla uyumlu olanlar aşağıda sunulmaktadır.

Oko ve Wang, 2014 yılında, kömür yakıtlı kritik altı bir termik santralin dinamik modellenmesi ve analizi isimli bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, 500 MW'lık kömür yakıtlı kritik altı bir termik santralin dinamik modeli, gPROMS programı vasıtasıyla termodinamiğin birinci yasasına; kütle, ısı ve momentum korunumuna uygun olarak geliştirilmiştir. Ayrıca santralin kararlı hal modeli; regülatör valfi aracılığıyla, %100, %94,4, %80 ve %70 yük seviyelerinin karşılık geldiği; 500, 472, 400 ve 350 MW santral güç değerleri için ayrı ayrı oluşturulmuştur. Sonuç olarak, farklı yük seviyeleri için oluşturulan model, %5'in altında hata oranıyla elde edilmiştir [1].

2014 yılında, Espatolero ve arkadaşları, kritik üstü kömür yakıtlı termik santrallerin besleme suyu ısıtıcıları üzerine bir takım verim iyileştirme çalışmaları yapmışlardır. Bu çalışmada, buhar çevrimi verimini artırmak üzere ara ısıtma noktasının üzerinde bir ısıtıcı kullanılarak, kazana girmekte olan suyun sıcaklığı artırılmış ve bu işlem aynı zamanda ara ısıtıcı basıncının düşmesine de neden olmuştur. Bu yöntemin kazan tasarım ve maliyetine olumlu etkisi olduğu belirtilmiştir. Kritik üstü santrallerde degazör sıcaklığının kritik altı santrallere oranla daha fazla olduğu, ayrıca ana çevrimdeki yoğuşmuş akışkan basıncının da kritik üstü santrallerde daha yüksek olduğu belirtilerek, yoğuşurucu çıkışı ve degazör girişi arasındaki ısı enerjisi potansiyelinin kritik üstü santrallerde daha fazla olması nedeniyle, düşük basınçlı besleme suyu ısıtıcılarının sayısının artırılabilceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca, yüksek basınç ve alçak basınç ısıtıcılarının belirli kademelerinden akış tahliye edilerek, drenaj pompaları aracılığıyla direkt olarak son ısıtıcıların girişine

basılmıştır. Bu yöntemler yardımıyla kazan giriş sıcaklığı 290 °C'ye kadar çıkartılmış ve santral net verimi % 46,05 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışma sonucunda, çevrime eklenen bir alçak basınç besleme suyu ısıtıcı, iki ayrı drenaj pompası ve dolaylı baca gazı ısı geri kazanım sistemi kullanımı ile toplam santral verimi %0,7 oranında artırılmış, yapılan maliyet analizi ile bu düzenlemelerin ekonomik açıdan uygun olduğu gözlemlenmiştir [2].

Wróblewski ve arkadaşları, 2013 yılında, kömür yakıtlı ultra kritik üstü termik santrallerin soğutma sistemi üzerine bir çalışma yaparak, uygun yoğunlaştırıcı basıncı seçiminin, termal çevrim verimini artıran önemli bir faktör olduğunu belirtmişlerdir. 900 MW'lık ultra kritik üstü bir termik santralin soğutma sistemini oluşturan temel parametreler tanımlanmış ve sistemin analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, yoğunlaştırıcı basıncındaki 0,5 kPa'lık bir basınç düşüşünün, verimi %0,1 oranında artırdığı gözlemlenmiştir [3].

Bir başka çalışmada, 2014 yılında, Yu ve arkadaşları tarafından organik Rankine çevriminin (ORC) kararlı halde ve dinamik modellenmesi, VMGSim adlı simülasyon programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, sistemin kararlı hal modeli, komponentler bir ORC oluşturacak biçimde konumlandırılarak oluşturulmuştur. Bu komponentlerin sıcaklık, basınç ve debi gibi tasarım parametreleri örnek santralden elde edilmiştir. ORC 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, ORC'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 [4].

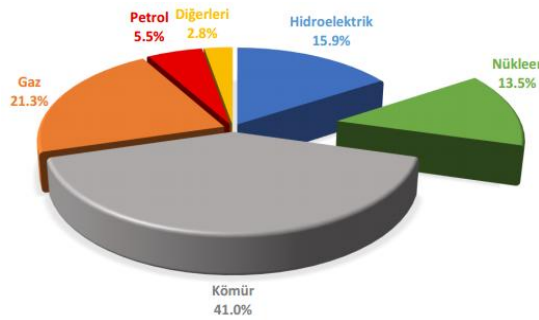
Kaushik ve arkadaşları, 2011 yılında yapılan bir çalışmada, termik santrallerin enerji ve ekserji analizi üzerine bir araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada, 10, 11, 12, 13, 14, 15 MPa kazan basınç değerleri için, kazan çıkış sıcaklığı 400 °C'den, 590 °C'ye kadar artırılmış ve enerji veriminin %38'den, %45 değerine kadar arttığı gözlemlenmiştir [5].

2. KÖMÜR İLE ÇALIŞAN TERMİK SANTRALLERİN YAPISI

Termik santraller, yakıtın kimyasal enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Kömür yakıtlı termik santrallerde kömürün görevi çevrim suyunu ısıtarak kızgın buhar oluşturmaktır. Kazanda oluşturulan kızgın buharın türbinleri döndürmesi ile jeneratörde elektrik enerjisi üretilir.

Mevcut üretim seviyeleri ile dünya görünür kömür rezervlerinin ortalama 120 yıllık bir sürede tüketileceği tahmin edilmektedir. Buna karşılık görünür petrol ve doğalgaz rezervlerinin tükenme ömürlerinin mevcut üretim seviyeleri ile sırasıyla 45 ve 60 yıl süreceği tahmin edilmektedir [6]. Bu değerler kömür santrallerinin güvenilirliğini artırmakta ve dünyada elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar arasında birinci seçenek olmasını sağlamaktadır.

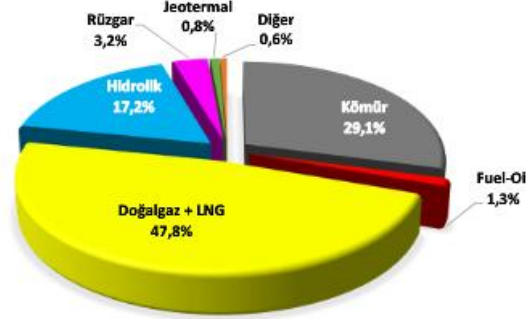
Kömür yüksek emisyon değerlerine sahip olmasına rağmen dünya ve Türkiye enerji üretiminde büyük bir paya sahiptir. Şekil 2.1'deki grafik incelendiğinde dünya genelinde elektrik üretmek için en çok kullanılan kaynağın %41 ile kömür olduğu görülür. Kömürü %21,3 ile doğalgaz izlemektedir.



Şekil 2.1 : Dünya elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar [7].

Ülkemizde elektrik üretmek amaçlı kullanılan temel kaynaklar kömür, doğalgaz ve yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Elektrik üretiminde doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santrallerinin kullanımı Türkiye ve dünya üzerinde büyük bir artış göstermiştir. Bunun temel sebebi kombine çevrim santrallerinin kömür santrallerine oranla sahip olduğu yüksek verim ve düşük emisyon değerleridir. Ülkemiz doğalgaz kaynağı açısından dışa bağımlı olduğu için enerjinin devamlılığı ve güvenliği

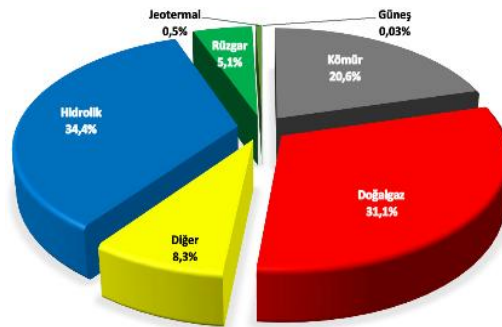
açısından kömür yakıtlı santrallerinin önemi büyüktür. 2014 yılı Eylül ayı sonu itibarıyla kaynak bazında ülkemiz elektrik enerjisi üretim oranlarını gösteren grafik Şekil 2.2’de belirtilmiştir.



Şekil 2.2 : Türkiye’de elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar [8].

Grafik incelendiğinde ülkemiz elektrik üretiminin %29,1’lik kısmının kömür yakıtlı santraller ile elde edildiği görülmektedir. 2014 yılı Eylül ayı verilerine göre ülkemiz elektrik enerjisi kurulu gücü toplam 68230 MW’tır. Ülkemiz kurulu gücüne yerli kaynakların katkısı %53 ile 36157 MW olurken ithal kaynaklarla çalışan santrallerin kurulu güce katkısı ise %47 ile 32073 MW olarak belirtilmiştir.[8]

Mevcut kurulu gücümüzün %34,4’ü hidrolik, %31,1’i doğal gaz, %20,6’sı kömür, % 5,1’i rüzgar ve %8,3’ü ise diğer kaynaklardan oluşmaktadır. Bu değerler Şekil 2.3’teki grafik üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 2.3 : Türkiye kurulu gücünü oluşturan kaynaklar [8].

Günümüzde çevreye uyumlu ve sıfır emisyon hedefli temiz kömür teknolojileri, karbondioksit tutma ve depolama teknolojileri dünyanın birçok ülkesinde hızla geliştirilmektedir. Kömür yakan santrallerde yeni yakma teknolojileri uygulanarak santral verimi artırılmakta, kömürle birlikte biyokütle ve organik atıklar yakılarak birim maliyet düşürülmekte ve CO₂, NO, SO_x emisyonları azaltılmaktadır [9].

2.1 Termik Santrallerin Çalışma Prensibi

Termik santraller enerji dönüşümünün gerçekleştiği sistemlerdir. Bir termik santralde kullanılan yakıtın sahip olduğu kimyasal enerji ısı enerjisine, bu ısı enerjisi mekanik enerjiye, mekanik enerji de elektrik enerjisine çevrilir. Kömür yakıtlı bir termik santrali iki ayrı çevrimde inceleriz.

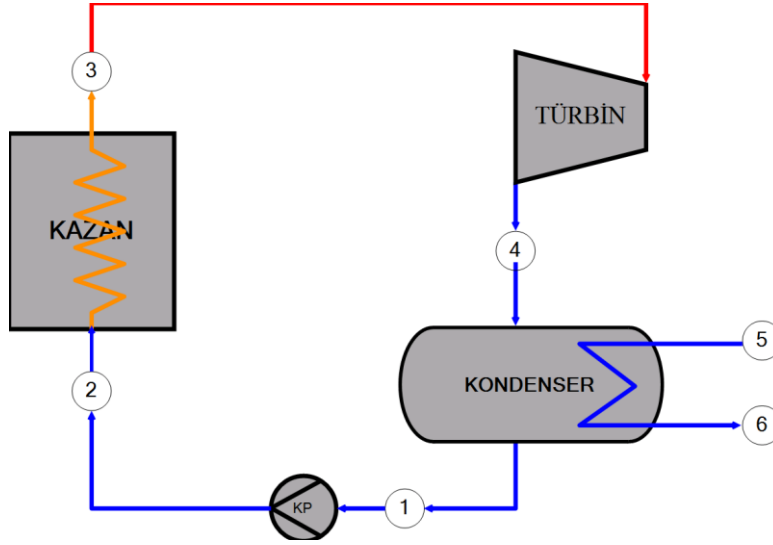
Birincisi santralin ana çevrimini oluşturan, üzerinde santral verimini artırmaya yönelik iyileştirmeler yapılmış Rankine çevrimidir. Bu çevrimde akışan olarak demineralize edilmiş su kullanılır. Santralde elektrik üretimini sağlayan bu çevrim, en az 5 ana eleman olan pompa, kazan, jeneratör, türbin ve yoğuşturucudan oluşmalıdır.

İkinci çevrim buhar türbininden çıkan suyun yoğuşturulması için kullanılır. Bu çevrimde akışkan soğutma suyu, soğutma suyu pompası ile basılır ve kondenserden geçen ana çevrim suyunun yoğuşması sağlanır. Isınan soğutma suyunun ise soğutma kulesi aracılığıyla ısısı alınır. Deniz veya nehir gibi doğal su kaynakları, termik santrallerde soğutma suyu olarak kullanılabilir. Bu durumda soğutma kulesi kullanımına gerek kalmaz. Isınan su doğal dengeyi sağlamak üzere tekrar deniz veya nehire aktarılmalıdır.

Termik santraller birçok elemandan oluşan karmaşık sistemlerdir. Bu karmaşık yapının anlaşılabilmesi için Rankine çevriminin termodinamik olarak incelenmesinin yanı sıra çevrimi oluşturan temel elemanların da ayrı ayrı analiz edilmesi gerekir.

2.1.1 Rankine çevriminin incelenmesi

Rankine çevrimi suyun; pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu kullanılan bir çevrimi tamamlamasıyla oluşur. Elektrik üretiminin sağlanması için türbin bir şaft ile jeneratöre bağlıdır. Akışkan olarak su kullanılan çoğu elektrik üretim sistemleri Rankine çevriminden faydalanır. Çevrimin şematik diyagramı Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : İdeal Rankine çevrimi akış şeması.

Pompada suyun basıncının kazan basıncına artırılması sağlanır. Kazanda akışkanın sıcaklığı artırılır ve sıvı fazdan gaz fazına geçiş sağlanır. Türbinde basıncı ve sıcaklığı yüksek olan kızgın su buharının sahip olduğu yüksek enerji, türbin kanatlarının döndürülmesi için kullanılır. Bu mekanik enerji jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Çevrimin tamamlanması için türbinden çıkan akışkanın sıvı fazına dönmesi gerekmektedir. Bu yoğusturucu adı verilen ısı değıştiricisinde sağlanır.

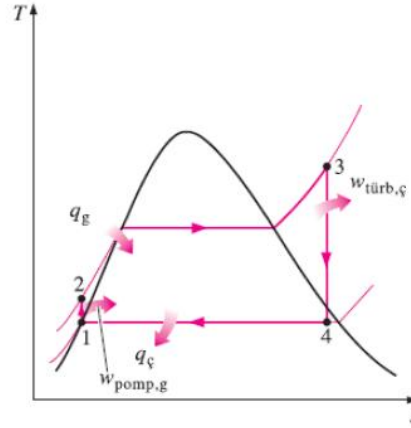
Buhar çevriminin termodinamik olarak incelenmesine, sistemin ideal şartlarda çalıştığı varsayılarak başlanır. Bu durumda pompadaki sıkıştırma ve türbindeki genişleme işleri sabit entropide (izentropik), kazan ve yoğusturucudaki ısı alışverişinin ise sabit basınçta (izobarik) gerçekleştiği kabul edilir. Ayrıca çevrim elemanları ile dış ortam arasında olabilecek ısı kayıpları da ihmal edilir.

2.1.1.1 İdeal Rankine çevriminin termodinamik olarak incelenmesi

Buhar çevrimini oluşturan elemanlar sürekli akışlıdır. Bu durumda Rankine çevrimi, dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan kapalı bir çevrimdir. Buharın kinetik ve potansiyel enerji değışimi ihmal edildiğinde, sürekli akışlı açık sistem için enerji korunumu denklemi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$(2.1)$$

Bu formülden yola çıkarak Şekil 2.5'te belirtilmiş sıcaklık-entropi (T-s) diyagramına sahip bir ideal Rankine çevrimi termodinamik açıdan inceleyebiliriz.



Şekil 2.5 : İdeal Rankine çevrimi T-s diyagramı [10].

1-2: Pompada izentropik sıkıştırma gerçekleşir. İdeal çevrimde sıkıştırma işleminin sabit entropide gerçekleştiği varsayılır. Pompanın çevreyle ısı etkileşimi olmadığı kabul edilir. Sürekli akışlı açık sistem için enerji korunum denkleminde göre pompada tüketilen iş aşağıdaki şekilde yazılır.

(2.2)

2-3: Kazanda ısı alımı gerçekleşir. İdeal şartlarda bunun sabit basınçta olduğu kabul edilir. Kazanda iş etkileşimi yoktur. Bu durumda sürekli akışlı açık sistem için enerji korunum denklemi aşağıdaki gibidir.

(2.3)

3-4: Türbinde izentropik genişleme meydana gelir. İdeal çevrimde genişleme işleminin sabit entropi değerinde gerçekleştiği düşünülür. Türbinin çevreyle herhangi bir ısı etkileşimi olmadığı kabul edilir. Bu durumda sürekli akışlı açık sistem için enerji korunum denklemi aşağıdaki şekilde yazılır.

(2.4)

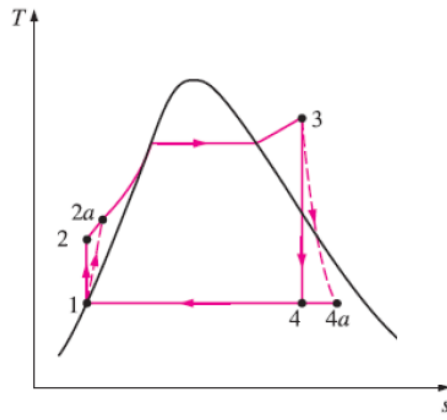
4-1: Yoğuşturucuda ısı atımı gerçekleşir. İdeal çevrimde bu işlemin sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilir. Yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur. Bu durumda sürekli akışlı açık sistem için enerji korunum denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

(2.5)

2.1.1.2 Gerçek Rankine çevriminin termodinamik olarak incelenmesi

Gerçek Rankine çevriminde, kazanda basınç düşüşü oluşacaktır. Türbinde genişleme boyunca tersinmezlikten dolayı entropi değeri artacak ve türbin çıkış entalpi değeri daha yüksek olacaktır. Bu durumda türbinde yapılan iş, ideal çevrime oranla daha az bulunur.

Yoğusturucuda basınç düşüşü gerçekleşecektir. Pompada sıkıştırma boyunca entropi değeri artacak ve pompa çıkışındaki entalpi değeri artacaktır. Bu durumda pompada tüketilen iş, ideal çevrime oranla daha fazla olur. Gerçek Rankine çevriminin entropi-sıcaklık diyagramı Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : Gerçek Rankine çevriminin T-s diyagramı [10].

Bu durumda pompada tüketilen iş ve pompa verimi;

$$(2.6)$$

$$(2.7)$$

olur. Kazanda alınan gerçek ısı;

$$(2.8)$$

formülüyle hesaplanır. Türbinde üretilen gerçek iş ve türbin verimi;

$$(2.9)$$

$$(2.10)$$

olarak bulunur. Yoğuşturucudan atılan gerçek ısı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır.

(2.11)

2.1.2 Rankine çevriminin ısı veriminin hesaplanması

Rankine çevriminin ısı verimi net iş alınan ısıya oranıyla bulunur.

————— (2.12)

Net iş pompada tüketilen işin türbinde üretilen işten çıkartılmasıyla elde edilir. Bu aynı zamanda çevrime giren ısı ile çevrimden çıkan ısı arasındaki farka eşittir.

- - - = - - - (2.13)

Bu durumda ideal Rankine çevriminin ısı verimi;

————— (2.14)

olarak bulunur.

Bir termik santralde verim değeri oldukça önemlidir. Verimi yüksek bir santral aynı miktar yakıt ile daha fazla enerji üretir. Bu nedenle santrallere yönelik yapılan bilimsel araştırmalarda, önceliğin santral verim değerinin iyileştirilmesi yönünde olması beklenir.

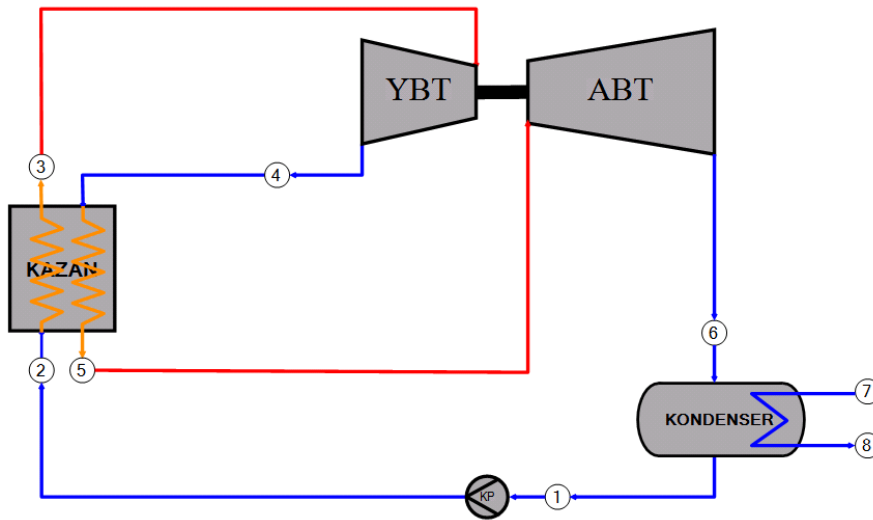
2.1.3 Rankine çevrimi verim değerinin iyileştirilmesi

Termik santrallerde, Rankine çevrimi üzerinde iyileştirmeler yapılmadığı takdirde santral verim değeri oldukça düşük bulunur. İdeal Rankine çevriminden oluşan bir termik santral tasarlandığı kabul edilse bile verim değerinin %45 dolaylarında olduğu bilinmektedir.

Özellikle kömür ile çalışan termik santrallerin sahip olduğu verim değerlerini, Rankine çevrimi üzerinde yapılan basit termodinamik temelli uygulamalar ile yükseltmek mümkündür. Bu uygulamalardan en çok kullanılan iki tanesi ara ısıtma ve ara buhar almadır.

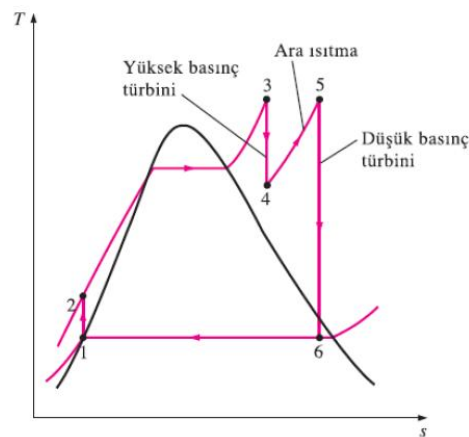
2.1.3.1 Ara ısıtma

Rankine çevriminde türbin çıkışındaki buharın kazana gönderilip yeniden ısıtılması ve buharın o basınç değerindeki yeni bir türbine gönderilmesi işlemidir. Yeniden ısıtma işleminin yaklaşık olarak eski kazan çıkış sıcaklığı değerine kadar yapılması tavsiye edilir. En uygun ara ısıtma basıncı ise çevrimin en yüksek basıncının dörtte biri olarak kabul edilir. Şekil 2.7’de ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin şematik gösterimi.

Şematik gösterimde belirtilen noktalardan oluşan çevrim sıcaklık entropi diyagramı Şekil 2.8'deki gibidir.



Şekil 2.8 : İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin T-s diyagramı [10].

Ara ısıtmalı Rankine çevriminde, basit Rankine çevriminde bulunan elemanların yanı sıra ara ısıtıcı ve alçak basınç türbini bulunmaktadır. Bu durumda alçak basınç türbini kullanımıyla çevrim boyunca üretilen iş miktarı, ara ısıtıcı kullanımıyla da

çevrimde suya verilen ısı miktarı artış gösterir. Şekil 2.7’de şematik olarak gösterilmiş ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimi için oluşturulmuş enerji korunum denklemleri aşağıda belirtilmiştir.

Kazanda suya verilen ısı;

(2.15)

bulunur. Türbin gücü aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır;

(2.16)

Yoğuşturucuda dışarı atılan ısı miktarı;

(2.17)

Pompada tüketilen güç miktarı şu şekilde hesaplanır.

(2.18)

Bu durumda çevrim verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

(2.19)

Günümüz güç santrallerinde, bir kademe ara ısıtmanın uygulanması, buhara verilen ortalama sıcaklığı yükselttiği için çevrimin verimini %4-5 arasında artırmaktadır. Fakat iki kademedan daha fazla ara ısıtma yapılması ekonomik değildir. İkinci kademedede sağlanan verim artışı birinci kademedede sağlananın yarısıdır. İki kademeli ısıtma genellikle kritik basıncın (22.09 MPa) üzerindeki basınçlarda çalışan güç santrallerinde söz konusudur [10].

Ara ısıtma işleminin yapıldığı bir Rankine çevriminde kazan düzeneğine eklemeler yapılmalıdır. Ayrıca her ara ısıtma işleminden sonra yeni türbin kullanımı zorunludur. Örneğin iki ara ısıtmalı bir buhar çevriminde yüksek, orta ve alçak basınç türbinleri bulunmalıdır. Bu durumda hesaba katılması gereken bir başka unsur da kullanılan türbinlerin ve kazanda yapılan düzenlemelerin getirdiği ilk yatırım ve bakım onarım maliyetleri olmalıdır.

2.1.3.2 Ara buhar alma

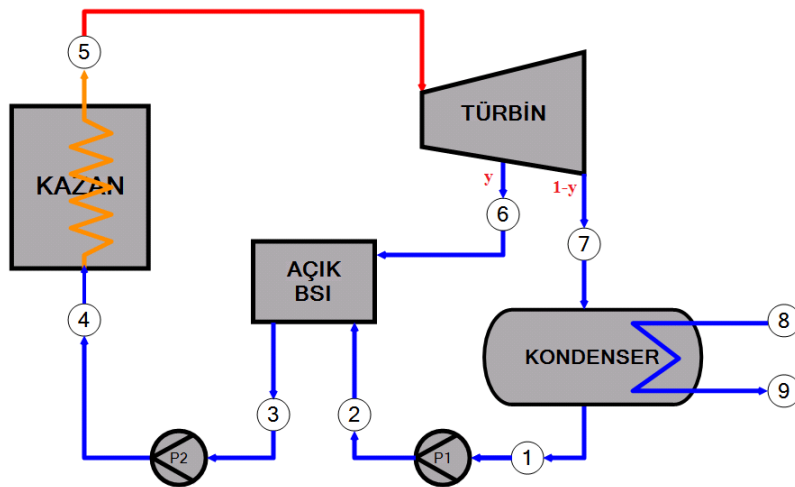
Türbinin belirli bir kademesinden buhar çekilip kazan besleme suyuna ön ısıtma yapılması işlemine denir. Besleme suyu devreleri kullanılarak bir türbinde 3-4 ayrı kademedeki basınç değerlerinden ara buhar alma işlemi yapılabilir.

Kondenserdeki yoğuşturucu sularının sıcaklığı, onları doğrudan kazanda kullanmak için çok düşüktür. 30-35 °C sıcaklığında olan bu yoğuşturucuların doğrudan besleme suyu olarak kullanılmaları, kazanda zararlı gerilmelere yol açar ve düşük verimle çalışmalarına neden olur. Yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar üreten kazanlarda, besleme suyunda bulunan havanın oksijeni önemli sorunlara neden olabilir. Besleme suyu devreleri, besleme suyunda çözünmüş halde bulunan oksijeni çıkararak kazanda korozyona engel olur ve düşük sıcaklıktaki yoğuşturucu suyunun sıcaklığını artırarak kazanda oluşabilecek zararlı gerilmeleri engeller [11].

Ara buhar alma işlemi iki ayrı besleme suyu devresi yardımıyla yapılabilmektedir. Bunlar iki akışın doğrudan karıştığı açık besleme suyu ısıtıcısı ve karışmadığı kapalı besleme suyu ısıtıcısıdır.

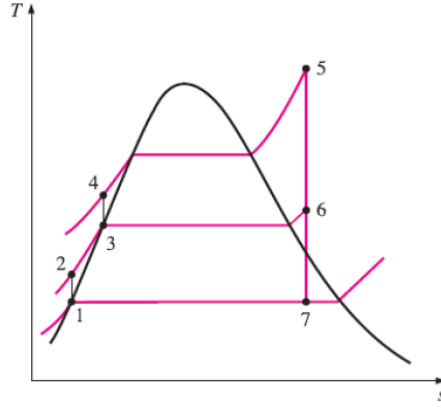
2.1.3.3 Açık besleme suyu ısıtıcısı

Türbinden çekilen ara buharın yoğuşturucudan gelen suyla açık ön ısıtıcıda karışması ve enerjisini bu suya iletmesi ile yapılan ön ısıtma işlemine denir. Bu yöntem ile kazanda harcanan yakıt enerjisi azaltılır ve çevrim verimi artırılır. Açık besleme suyu ısıtıcılı ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.9'daki gibidir.



Şekil 2.9 : Açık besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi şematik gösterimi.

Çevrimin sıcaklık entropi diyagramı Şekil 2.10'da belirtilmiştir.



Şekil 2.10 : Açık besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevriminin T-s diyagramı [5].

Bu çevrim, ideal Rankine çevriminden farklı olarak açık besleme suyu ısıtıcısı ve pompa elemanlarını içerir. Çevrimin kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

Kütle korunumu;

$$(2.20)$$

—

$$(2.21)$$

denklemleri ile ifade edilir. Kazanda suya aktarılan ısı ;

$$(2.22)$$

olarak bulunur. Türbin gücü;

$$(2.23)$$

bulunur. Pompalarda tüketilen iş;

$$(2.24)$$

bulunur. Yoğuşturucuda dışarı atılan ısı miktarı;

$$(2.25)$$

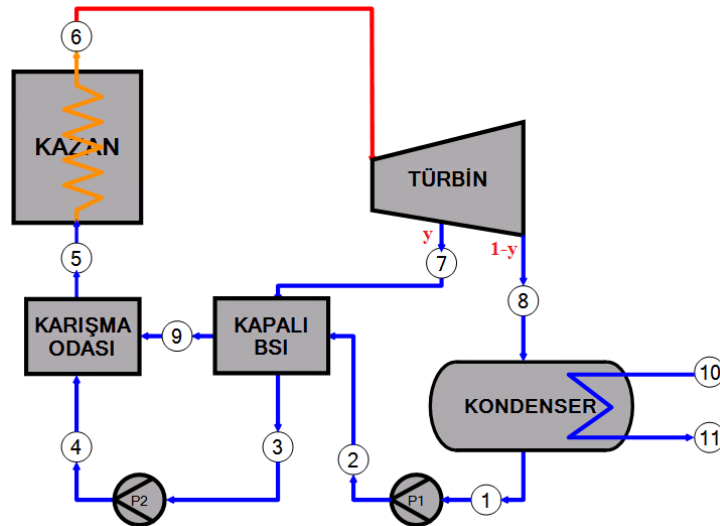
Açık besleme suyu ısıtıcısında karışan iki akışkan daha sonra bir pompa yardımıyla kazana basılır. Bu tip ön ısıtıcıların avantajı, ısı transferi işlemi için ısı değiştiricisi kullanılmamasıdır. Sıvı ve gaz fazındaki su bir ortamda karışır ve ısı transferi

gerçekleşir. Kapalı besleme suyu ısıtıcılarına göre en büyük dezavantajları, her sistemde bir pompa bulunması gerekliliğidir.

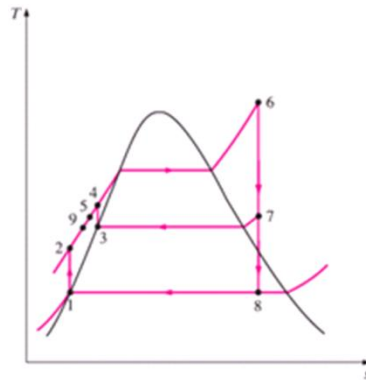
2.1.3.4 Kapalı besleme suyu ısıtıcısı

Türbinden alınan yüksek basınç ve sıcaklıktaki ara buhar kapalı besleme suyu ısıtıcısına girer. Burada yoğuşturucudan gelen düşük basınç ve sıcaklıktaki kazan besleme suyu ile buhar arasında ısı transferi gerçekleşir ve suya ön ısıtma yapılır.

Bu sistemde yoğuşturucudan gelen akışkan bir boru içerisinde geçmektedir. Yani türbin ara kademesinden alınmış buhar ile karışmamaktadır. Bu durumun farklı basınç değerlerinin korunması dolayısıyla pompa kullanma zorunluluğunu ortadan kaldırması büyük bir avantajdır. Kapalı besleme suyu ısıtıcılı ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.11’de, sıcaklık-entropi diyagramı ise Şekil 2.12’de belirtilmiştir.



Şekil 2.11: Kapalı besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi şematik gösterimi.



Şekil 2.12 : Kapalı besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimi T-s diyagramı [10].

Kapalı besleme suyu ısıtıcılı Rankine çevrimin kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

Kütle korunumu;

(2.26)

—

(2.27)

denklemleri ile ifade edilir. Kazanda suya aktarılan ısı ;

(2.28)

olarak bulunur. Türbin gücü;

(2.29)

bulunur. Pompalarda tüketilen iş;

(2.30)

bulunur. Yoğuşturucuda dışarı atılan ısı miktarı;

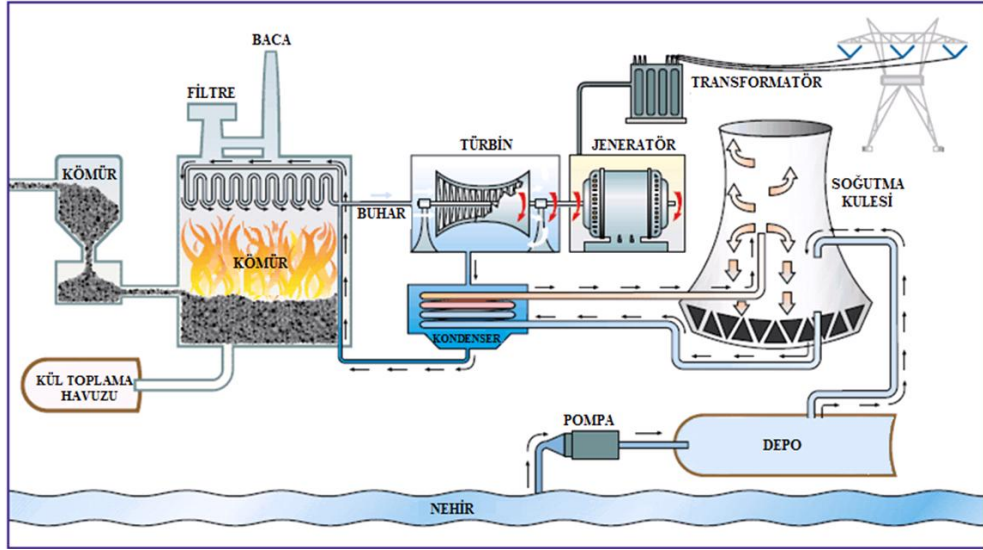
(2.31)

Kapalı besleme suyu ısıtıcılarında iki akışkan ısı transferi sonrasında karışım odasında birleşir. Kapalı besleme suyu ısıtıcılarında, boru düzenekleri ve karışım odası kullanıldığı için ilk yatırım ve bakım onarım maliyeti yüksektir. Isı transferi verimliliği açık sistemde, kapalı sisteme oranla daha fazladır. Bunun nedeni kapalı sistemde kullanılan boru düzeneğinin, boru et kalınlığı dolayısıyla ısı iletimini azaltmasıdır.

Basit Rankine çevriminin verimini artırmak amaçlı uygulanan ara ısıtma ve ara buhar alma sistemleri santrallerde beraber kullanılır. Ara ısıtmanın kullanımı sınırlıdır fakat ara buhar alma işlemi birçok kez uygulanabilmektedir. İki yöntemin de ilk yatırım ve bakım onarım maliyeti iyi analiz edilmeli, ısı verim artışının Carnot verimi ile sınırlandırıldığı unutulmamalıdır.

2.2 Bir Termik Santrali Oluşturan Elemanlar ve Özellikleri

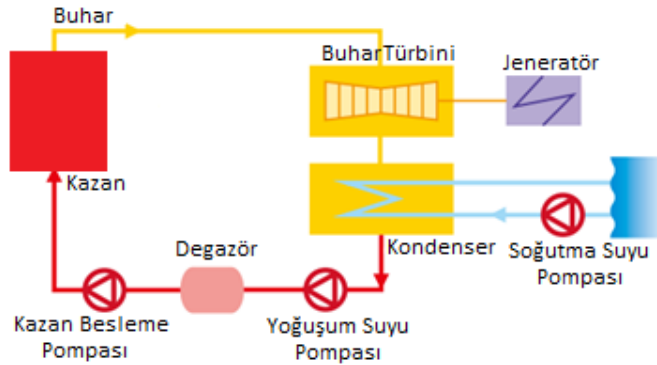
Termik santraller, çeşitli mekanik komponentler ile enerji döngüsünün tamamlanıp, elektrik üretiminin sağlandığı karmaşık sistemlerdir. Bu döngüyü sağlayan Rankine çevrimi bir önceki bölümde incelenmiştir. Bu bölümde ise santralin çalışma prensibinin daha iyi anlaşılabilmesi için onu oluşturan komponentlerin özellikleri anlatılacaktır. Şekil 2.13'te bir termik santrali oluşturan elemanlar şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Termik santrali oluşturan elemanların şematik gösterimi [12].

2.2.1 Pompalar

Bir sıvıya enerji kazandıran ve bir yerden başka bir yere taşınmasını sağlayan sistemlere pompa denir. Pompalar sistemde akışkanın dolaşımını sağlar ve sıvının basıncını yükseltirler. Bir termik santralde, buhar çevriminin tamamlanması için gerekli birçok pompa çeşidi vardır. Bunlardan önemli olanları Şekil 2.14'te gösterilmiştir. Pompa çeşitleri şematik gösterimde görevlerine göre adlandırılmıştır.



Şekil 2.14 : Santralde bulunan önemli pompa çeşitleri [13].

2.2.1.1 Kazan besleme pompası

Buhar kazanına su göndermek için kullanılan pompa türüdür. Su çevrimin en yüksek basınç değerine, buhar kazanı basınç değerine ulaşır. Bu değer sistemin kritik üstü ve ya kritik altı olmasına göre değişkenlik gösterir. Pistonlu ya da santrifüj pompa çeşidi kullanılabilir fakat kazanların işletme basıncı yükseldikçe, pistonlu pompa kullanımı zorlaşır. Bunun nedeni kazanda meydana gelebilecek ve kazan yapısına zarar verebilecek şiddetli titreşimlerin oluşmasıdır. Bunu engellemek için genellikle kademeli santrifüj pompa kullanımı tercih edilir [11].

2.2.1.2 Yoğuşum suyu pompası

Yoğuşturucu yoğuşum suyunun degazöre ulaşmasını sağlayan pompalara denir. Genellikle santrifüj pompa çeşidi kullanılır. Yüksek debi değerlerine ulaşabilirler. Buhar türbiniyle ya da elektrik motoruyla çalıştırılırlar. Buhar türbiniyle çalıştırılan pompa, elektrikli pompanın yedeği durumundadır [14].

2.2.1.3 Soğutma suyu pompası

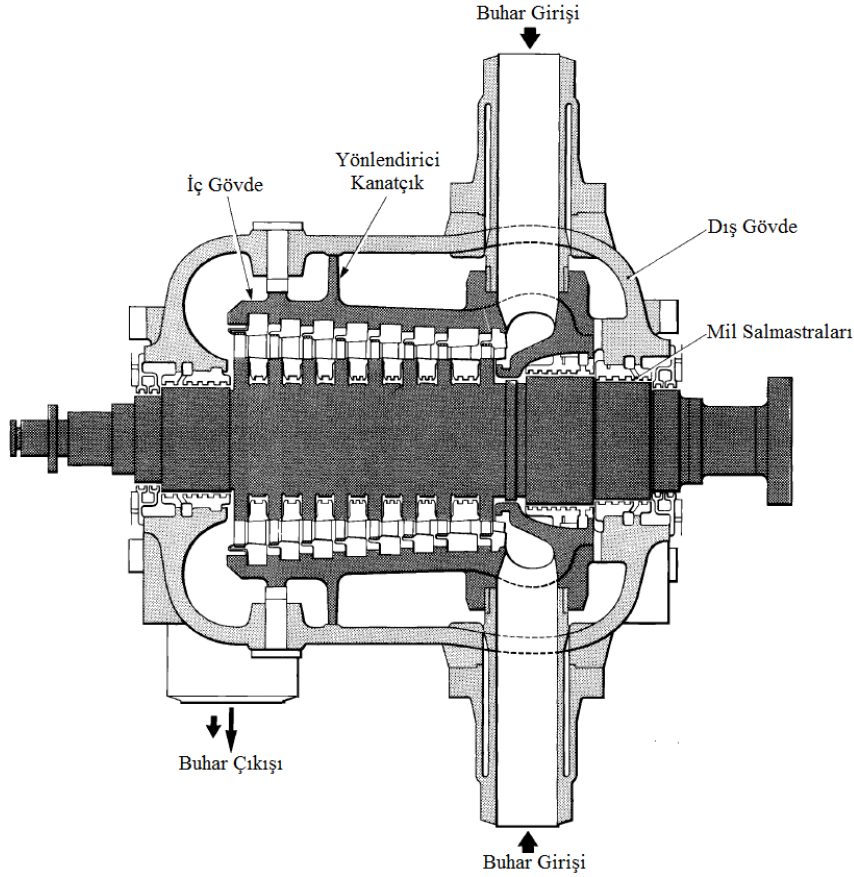
Suyun kondenser ile soğutma kulesi veya soğutma suyu kaynağı (deniz veya nehir) arasında dolanımını sağlar. Düşük devir değerlerine sahip, yatay, çift emişli ve salyangozlu santrifüj pompaların kullanımı tercih edilir [14].

2.2.2 Buhar türbini ve jeneratör

Yüksek basınç ve sıcaklık değerine sahip buharın sahip olduğu kinetik enerjinin, mekanik enerjiye dönüştürüldüğü sistemlere buhar türbini denir. Türbinden elde edilen mekanik enerji jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Dünya üzerindeki elektrik üretiminin önemli bir bölümü buhar türbinleri vasıtasıyla yapılmaktadır.

Modern bir tasarıma sahip olsa bile, bir tane çok basamaklı türbin kullanarak buharın sahip olduğu bütün enerjiyi verimli şekilde kullanmak imkansızdır. Kömür yakıtlı termik santrallerde yüksek, orta ve alçak basınç değerine sahip türbinler kullanılır. Bu türbinlerdeki kanatlar basınç düştükçe genişler, hatta alçak basınç türbini, tek bir türbinden oluşursa çok büyük olacağı için aynı enerjiyi sağlayan birkaç türbinden meydana gelebilir. Bütün türbinler tek bir mil üzerine monte edilebilir fakat genellikle alçak basınç türbini, kanat uçlarına etki eden kuvveti azaltmak için, daha düşük hızla dönen farklı bir mil üzerinde bulunur [15].

Şekil 2.15'te yüksek basınçta çalışan bir türbin yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.15 : Yüksek basınç türbininin aksenel kesiti [16].

Buharın ısı enerjisinin iş veya mekanik enerjiye dönüşümü, başlıca aksiyon ve reaksiyon türbininde gerçekleşir. Aksiyon türbininde buharın basıncı nozullarda düşürülür ve hızı yükseltilir. Böylece buharın potansiyel enerjisi, kinetik enerjiye dönüştürülmüş olur. Bu olay sırasında buharın hızı, entalpi düşümüne bağlı olarak, 1500 m/s'ye ulaşabilir. Buhar bu yüksek hızla, merkezinden mile bağlı bir diskin çevresinde bulunan kanatlara çarparak onlara bir aksiyon kuvveti uygular. Milin döndürülmesinde esas olarak aksiyon kuvvetinden yararlanıldığı için bu tür makinelere aksiyon türbinleri denir [17].

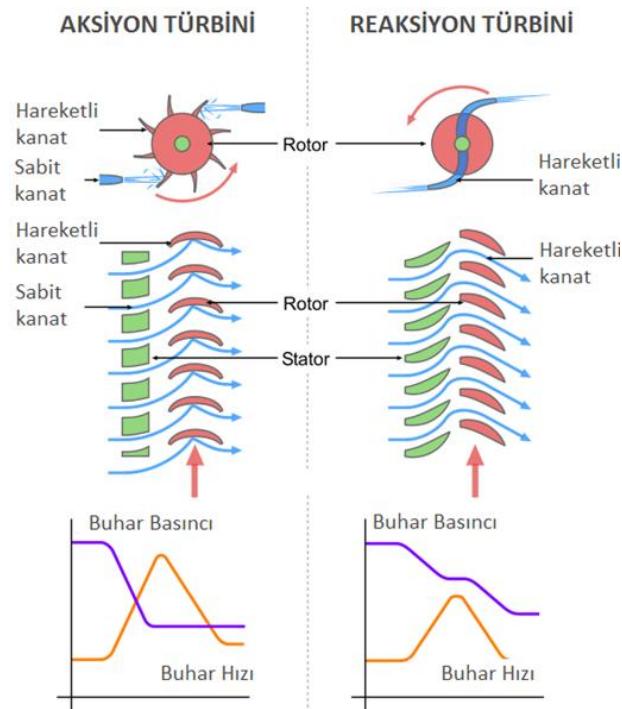
Aksiyon türbinlerinde buhar basıncı sadece nozullarda düştüğü için, hareketli ve hareketsiz kanatların ön ve arka yüzleri arasında, kuramsal olarak basınç farkı yoktur. Çünkü aksiyon türbinleri hareketli kanatlarının profilleri, dikey eksenlerine göre simetriktir [17].

Reaksiyon türbinlerinde ise nozul bulunmaz, fakat basınç düşümü, nozula benzeyen hareketsiz kanatlarda gerçekleşir. Bu tip türbinlerde, buhar önce hareketsiz kanatlara

girer, basıncının bir bölümünü yitirir ve hız kazanır. Bu kazanılan hız değeri hiçbir zaman aksiyon türbinlerinde buharın nozuldan çıkışı sırasında kazandığı hız kadar yüksek olamaz. Hareketsiz kanatlardan genişleyerek geçen buharın hızı hareketli kanatlara çarpma nedeniyle düşer. Bu arada hareketli kanatların şekli nedeniyle buhar basıncı da bir miktar düşer. Hareketli kanatların ön ve arka yüzleri arasında, bu kanatların şekil yapısından kaynaklanan önemli bir basınç farkı bulunur. Hareketli kanatların buhar giriş tarafındaki basıncın, çıkış tarafındaki basınçtan büyük olması nedeniyle rotor, buhar giriş tarafından egzoz tarafına doğru itilir [17,18].

Reaksiyon türbinlerinde buhar basıncı hem hareketsiz hem de hareketli kanatlarda düşmektedir. Hız değeri ise hareketsiz kanatlarda yükselmekte ve hareketli kanatlarda düşmektedir. Bu nedenle, gerçekte hareketsiz ve hareketli kanatlar, bir bakıma aksiyon türbinlerinin nozulları gibi çalışmaktadır. Böylece, basınç kademe kademe düşürülerek, kondenser basıncına kadar indirilir [17].

Reaksiyon türbinlerinde basamak ısı düşüşleri aksiyon türbinlerine göre daha düşüktür. Bu nedenle aynı buhar koşullarında aynı gücü elde etmek için basamak sayısı aksiyona göre daha fazladır [18]. Şekil 2.16'da aksiyon ve reaksiyon türbinlerinin karşılaştırılmasının yapılmıştır.



Şekil 2.16 : Aksiyon ve reaksiyon türbinlerinin karşılaştırılması [14].

2.2.2.1 Buhar türbinini oluşturan parçalar

Bir buhar türbini rotor ve statordan oluşmaktadır. Rotor türbinin hareketli kısmıdır. Mil, hareketli kanatlar, tekerlekler, tanburlar ve kavramalardan oluşur. Stator ise sabit kısmı oluşturur. Karter, ara kanat aynaları, meme ve sabit kanatlar, salmastralar ve yatakların bulunduğu kısımdır [19].

2.2.2.2 Stator

Karter türbinlerin en dış kısmını oluşturur. Alt ve üst karterden meydana gelir. Türbinin dış kuvvetlere karşı korunmasını sağlar. Ara kanat aynaları sadece aksiyon türbininde bulunur. İki basınç basamağının birbirinden ayrılmasını sağlar. Meme veya sabit kanatlar, buharın basınç enerjisinin kinetik enerjiye dönüştürüldüğü ve hareketli kanatlara uygun bir açı ve hızla gönderilmesini sağlayan elemanlara denir [19].

Salmastralar ise türbine giren buharın basamaklardaki boşluklardan veya rotorun karterden dışarı çıktığı yerlerden kaçmasını azaltmak için kullanılırlar. Bir buhar türbininde, türbin milini taşıyan taşıyıcı yataklar ve türbin içerisinde oluşan eksenel kuvvetleri karşılayan eksenel yataklar kullanılmaktadır [19].

2.2.2.3 Rotor

Hareketli kanatlarda mekanik enerji elde edilir. Elde edilen bu mekanik enerji tekerlekler vasıtasıyla mile iletilir. Basamak sayılarının çok olduğu reaksiyon türbinlerinde tanburlar kullanılır. Böylece türbin boyu küçük tutulabilir ve basamak çıkış hızından da olabildiğince yararlanılmış olur. Kavramalar ise millerini döndürecekleri makinaya ya da aynı mile bağlı diğer türbine bağlamaya yarar. Rijit veya esnek tipte yapılabilirler [19].

İki ara ısıtmalı buhar çevriminden oluşan bir santralde yüksek, orta ve alçak basınç olmak üzere üç ayrı basınç kademesine sahip türbin bulunmalıdır. Türbinde yapılan iş, kazanda çıkış sıcaklığına ve türbin verimine bağlı olarak değişir. Kazan basınç ve sıcaklık değeri kritik noktanın üzerine ulaşılabilirdiğinde, verim ve türbinden elde edilen enerji miktarı artmaktadır; ancak bu değer malzeme dayanımıyla sınırlanmıştır.

Türbinde oluşan kayıpları iç ve dış kayıplar olarak iki grupta toplayabiliriz. İç kayıplar; sabit kanat kaybı, hareketli kanat kaybı, çıkış kaybı, tekerlek sürtme kaybı,

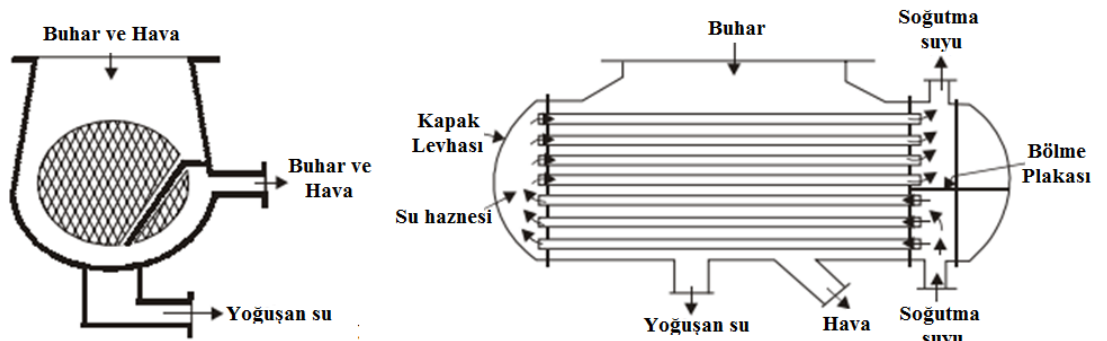
rüzgarlama kaybı ve aralık kaçak kaybıdır. Dış kayıplar ise mekanik kayıplar, dış salmastra kaybı ve ısıtım kaybıdır [18]. Bu kayıplar türbin verimini düşürerek enerji üretimini azaltır. Bu yüzden türbinlerin periyodik bakımlarının yapılması oldukça önemlidir.

2.2.2.4 Jeneratör

Türbin mili ya da milleri, mekanik dönme hareketini elektrik enerjisine çeviren jeneratöre bağlıdır. Jeneratörler kömür yakıtlı termik santraller dahil olmak üzere birçok elektrik santralinde, güç şebekesine alternatif akım sağlamak üzere tasarlanmışlardır. Voltaj, trafo yardımıyla kolaylıkla artırılıp azaltılabildiği için alternatif akım kullanımı tercih edilmiştir. Uzak mesafelere elektrik iletmek üzere yüksek voltaj ve düşük akım değeri tercih edilir. Voltaj değeri tüketiciye ulaştırılmadan önce trafo ile düşürülmektedir [15].

2.2.3 Kondenser (Yoğusturucu)

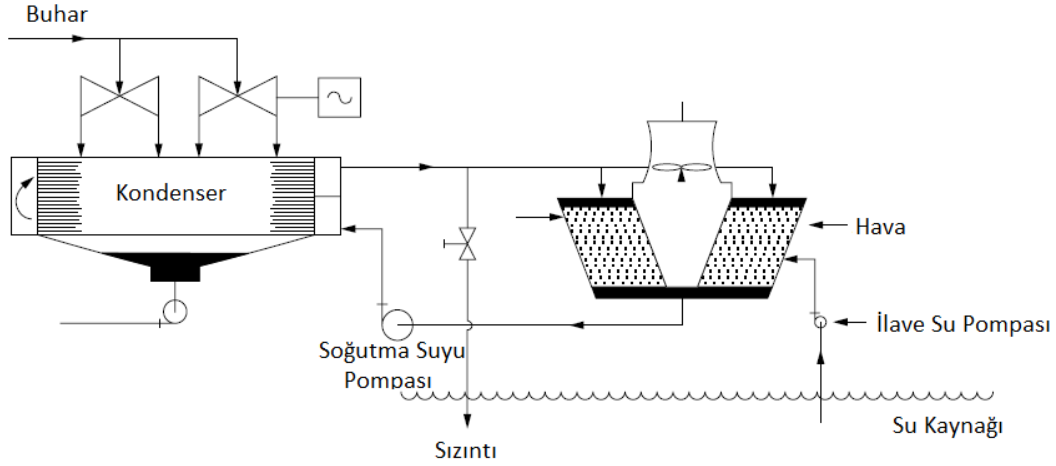
Yoğusturucu, türbinden çıkan çürük buharın sıvı hale gelmesini sağlayan bir tür ısı değıştiricisidir. Yoğuşum aşaması bir termik santralde çevrimin tamamlanması için gereklidir. Eğer türbin çıkışındaki buhar direkt olarak buhar kazanına basılmak istenseydi, türbinde üretilecek güçten daha fazla basma gücüne ihtiyaç duyulurdu. Ayrıca termodinamiğin ikinci yasasına göre, termodinamik çevrime verilen ısı değeri tamamı işe dönüştürülemez, bir kısmı dışarı atılmalıdır. Kondenser de çevrimde ısının dışarı atıldığı kısımdır [20].



Şekil 2.17 : Yüzey tipli çift geçişli bir kondenserin önden ve yandan görünüşü [15].

Şekil 2.17’de yüzey tipli çift geçişli bir kondenserin önden ve yandan resmi gösterilmiştir. Termik santrallerde genellikle yüzey tipli kondenser kullanılır. Bunlara huzme borulu ısı değıştiriciler de denir. Bu sistemlerde yoğuşan buhar ve onu soğutmak için kullanılan su birbirine karışmaz. Türbinden gelen ıslak buhar

yoğuşturucuya girer ve içinden soğutma suyu geçen borulara çarparak enerjisini ona aktarır ve yoğuşur. Isınan soğutma suyu soğutma kulesine gönderilirken yoğuşmuş su kondenserin altında bir haznede toplanır. Yoğuşturucu pompasıyla ön ısıtıcılara basılan su ara ısıtma ve ara buhar almada kullanılmış buhar ve sular ile birlikte degazör tankında toplanır. Degazörde toplanan su ise kazan besleme pompası yardımıyla kazana gönderilir. Şekil 2.18’de çift geçişli yüzeyli tip bir yoğuşturucu ile soğutma kulesinden oluşan bir çevrim gösterilmiştir.



Şekil 2.18 : Yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşan bir çevrim [20].

Yoğuşturucunun yapılışında dikkat edilecek en büyük hususlar; istenilen vakumun mümkün olan en ufak soğutma yüzeyiyle temin edilmesi ve elde edilen yoğuşum suyu sıcaklığının da doyma değerinden pek fazla düşük olmamasıdır. Bunu temin etmek için boruların içindeki soğutma suyu hızını yüksek tutmak gerekir. Bu suretle boru dirençleri de arttığından soğutma suyu pompasının gücünün bir miktar büyütülmesi icap eder [21].

Yoğuşturucu basıncı 1 atmosfer basıncının altındadır yani yoğuşturucularda vakum ortamı bulunur. Bu vakum ortamının mümkün olan en küçük soğutma yüzeyiyle sağlanması maliyet açısından önemlidir. Aynı alanı kaplayan malzemeyle daha yüksek soğutma yüzeyi sağlanabilmesi için soğutma suyu yoğuşturucu içinde en az iki kere yön değiştirmelidir [21].

Yoğuşturucudaki yoğuşmayı sağlayan soğutma suyu bu işlem sonrasında ısınır. Yoğuşturucuda tekrar kullanılabilmesi için soğutulması gerekir. Bu işlem soğutma kulelerinde sağlanır. Deniz veya göl gibi soğutma suyu kaynağına sahip santrallerde soğutma kulesi bulunmaz. Isınan su doğrudan kaynağa bırakılır ve yenisi alınır. Bu

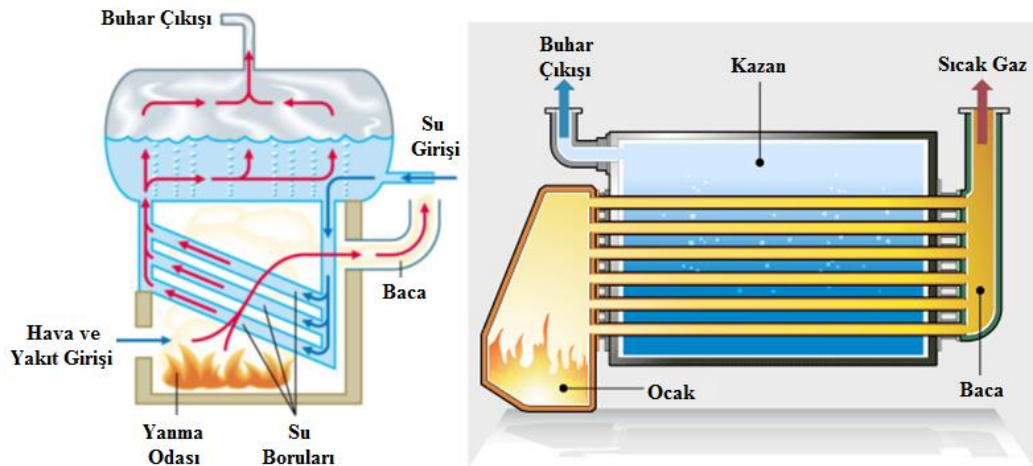
yaklaşık 10 °C sıcaklığı artmış ve arıtılmış suyun doğal dengesi bozmasına yol açar. Bu açıdan soğutma kulelerinin kullanımı önemlidir.

2.2.4 Buhar kazanı

Yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisini suya aktararak buhar üretimini sağlayan sistemlerdir. Kazanda üretilen yüksek basınç ve sıcaklığa sahip buhar, türbin kanatlarının döndürür ve elektrik üretimini sağlar. Buhar kazanları suyun sirkülasyonu, çalışma sıcaklık ve basıncı, imalat malzemesi ve yakıt çeşidi gibi özelliklere göre sınıflandırılabilir. Termik santraller gibi büyük kapasitelere ihtiyaç duyulan işletmelerde genel olarak su borulu ve alev-duman borulu kazan tipi kullanılır.

Su borulu kazanlarda, içinde su bulunan boruların dışından yanma ürünü alev ve duman geçer. Alev-duman borulu kazanlarda ise yanma sonucu oluşan buhar boruların içinden geçerek o sırada etrafından geçen suya enerjisini verir ve onu su buharına dönüştürür. Alev borulu kazanların yatırım maliyeti düşüktür. Su hacimleri fazladır fakat suyun dolaşımı yavaştır. Bu nedenle sistemdeki buhar ihtiyacını karşılamaları zaman alabilir. Su borulu kazanlarda ise borular alev borulu kazana göre daha ufaktır. Bu nedenle yüksek basınç değerlerine rahatlıkla çıkılabilir. Su borulu kazanların verimi daha yüksektir. Buhar ihtiyacını hızlıca karşılayabilirler ve aynı ağırlıktaki alev borulu kazana göre daha az metal ağırlığı içerirler. Alev borulu kazanlar ise daha düşük basınç değerlerine sahip olmasına rağmen patlamaya daha elverişlidir [22].

Aşağıda su ve alev borulu kazanların yapısı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.19 : Su ve alev borulu kazanların şematik olarak gösterimi [23,24].

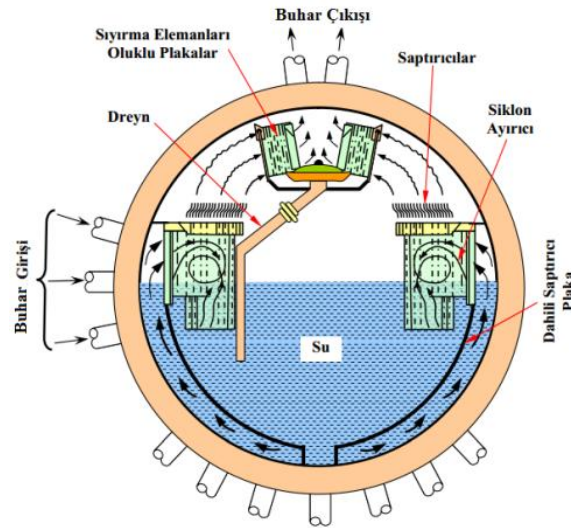
Buhar kazanlarını oluşturan elemanlar ve görevleri aşağıdaki gibidir.

2.2.4.1 Ocak

Yakıtın yakıldığı ve buhar oluşumu için gerekli ısı enerjisinin sağlandığı kısımdır. Alev borulu kazanlarda bulunan silindirik tip ocaklara külhan denir [25].

2.2.4.2 Dram

Su borulu kazanlarda bulunur. Üretilen buhar ile suyun depolandığı yerdir. Yoğunluk farkından dolayı buhar yukarı çıkar. Böylece dramda buhar ve su ayrı durumda bulunur. Şekilde bir dramın iç görünüşü verilmiştir [25].



Şekil 2.20 : Dramın yapısı [25].

2.2.4.3 Cehennemlik

Yanmanın tamamlanmasını ve alev ve dumanların borulara yönlendirilmesini sağlar. Kazanın en sıcak yerlerinden birisi olduğu için yanmamış karbon artıkları burada yanar. Alev-duman borulu kazanlarda görülür [25].

2.2.4.4 Kızdırıcı

Kızgın buharın özellikleri mükemmel gazlara yaklaşır; nem içermez, doymuş buhar sıcaklığına gelinceye kadar yoğunlaşmaz. Doymuş buhardaki kullanılabilir ısı tümüyle basınca bağlıdır fakat kızgın buharda, kızdırma derecesiyle orantılı miktarda ilave ısı bulunur. Daha fazla enerjiye sahip olmasından dolayı kazanlarda doymuş buhar kızdırılır. Bu işlem kızdırıcı adı verilen elemanda yapılır. Kızdırıcı sabit basınç

değerinde doyma sıcaklığının aşılması ve buharın kızdırılmasının meydana geldiği kısımdır [26].

2.2.4.5 Ekonomizör

Su kazana girmeden önce ön ısıtma işleminin yapıldığı kısımdır. Bu şekilde kazanda verilmesi gereken enerji miktarı düşürülür. Suya yapılan ön ısıtmayı sağlayan sıcaklık baca gazından sağlanır. Ekonomizörler ile kazan sisteminde verim artışı ve yakıt tasarrufu elde edilir [26].

2.2.4.6 Hava Isıtıcısı

Bir hava ısıtıcısının görevi, atılacak yakıt gazındaki ısıyı geri kazanmak ve havayla fırına göndererek yakıt tasarrufu sağlamaktır [26].

3. FLOWNEX SE PROGRAMI İLE MODELLEME

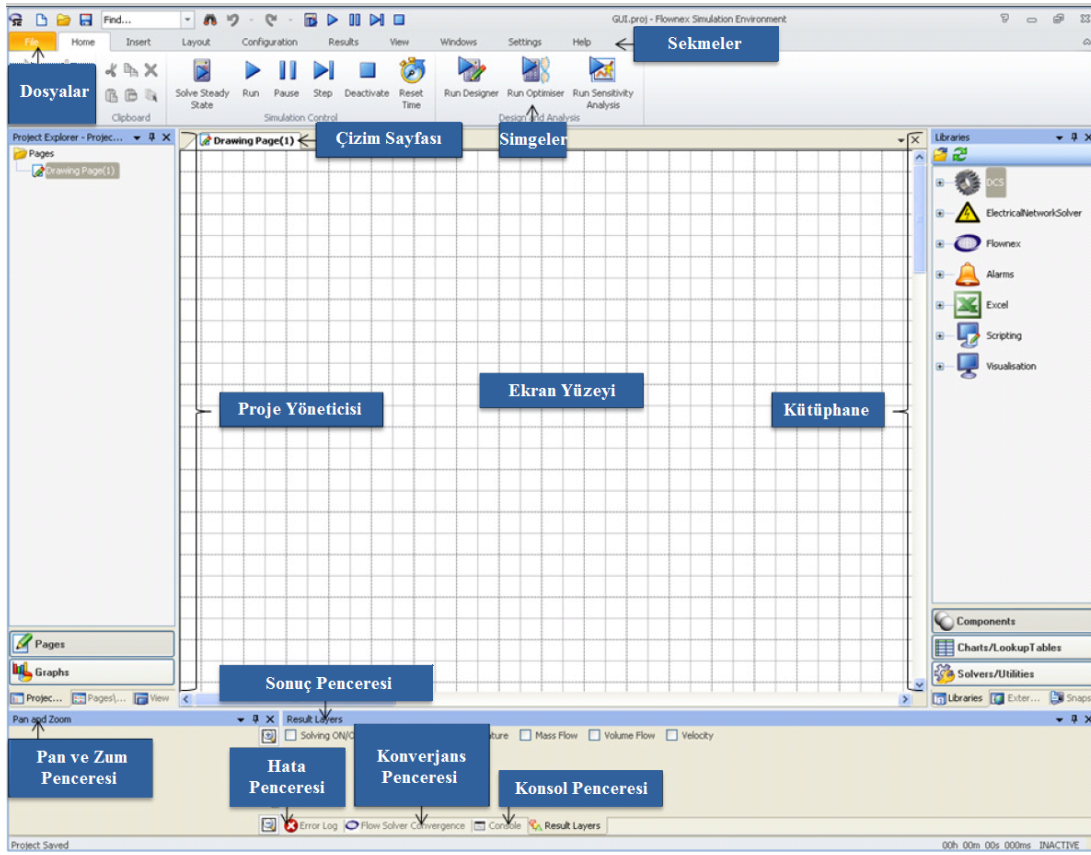
3.1 Flownex SE Programı

Flownex SE termal akışlı sistemlerin tasarımı, simülasyonu ve optimizasyonu için kullanılan bir programdır. Başta gaz, buhar veya kombine çevrim santralleri olmak üzere nükleer santraller, gaz ve sıkıştırılmış hava çevrimi, ısı değiştiriciler ve benzin dağıtım ağı gibi çeşitli termal akışlı sistemlerin tasarlanması için kullanılır.

Flownex SE programı ile sistemin kararlı hal veya dinamik hal analizi yapılabilir. Termik santrallerin kararlı hal modeli, her çevrim elemanının ayrı ayrı tasarlanması ve bunların çevrime uygun sırayla birleştirilmesiyle oluşturulur. Bu durumda çevrim elemanlarının sahip olduğu basınç, sıcaklık gibi değerlerin zamana göre değişimi önemli değildir. Bu değerler anlık olarak hesaplanır. Bu yöntem ile çevrimdeki enerji ve kütle dengesi hesaplanabilir ve ekserji analizi yapılabilir. Dinamik hal analizi yapabilmek için öncelikle sistemin kararlı halde modellenmesi gerekir.

Dinamik modellemede ise sistemin zamana karşı değişimi incelenir. Kararlı durumda tasarlanmış sistemde bulunan sınır koşulları dinamik analizde ortadan kaldırılır. Böylece sistem değerleri zamanla değişkenlik gösterebilir. Oluşturulmuş model ile santralde meydana gelen bir problem incelenebilir ve problemin nerede ve nasıl oluştuğu belirlenebilir. Dinamik modellemenin en önemli avantajı; çeşitli senaryolar oluşturarak sistemin zamana bağlı davranışını gözlemleyebilmektir.

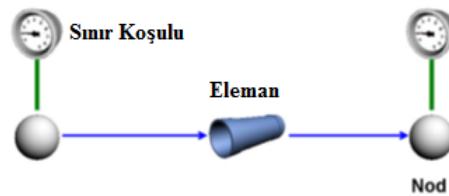
Programın çalışma ara yüzü Şekil 3.1'deki gibidir.



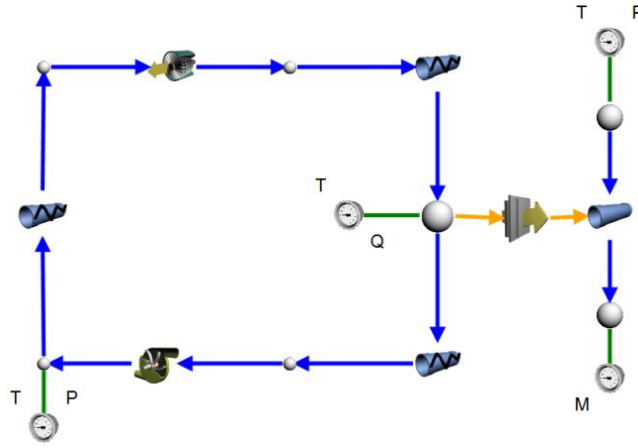
Şekil 3.1 : Flownex programı ara yüzü [27].

3.2 Programı Oluşturan Önemli Kavramlar

Bir termik santralin Flownex SE ile modellenmesi için öncelikle bir çevrim oluşturulmalıdır. Bir çevrim oluşturmak için en az üç elaman gereklidir. Bunlar sınır koşulları, nodlar ve komponentlerdir. Çevrimler ihtiyaca göre açık veya kapalı ya da basit veya karmaşık yapılarda oluşturulabilirler. Şekil 3.2’de Flownex SE programında oluşturulmuş basit bir akış düzeneği, Şekil 3.3’te ise ideal Rankine çevrimi gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Boru elemanında akış.



Şekil 3.3 : İdeal Rankine çevrimi.

3.2.1 Sınır koşulu

Komponentlerden önce veya sonra konularak onların giriş ve çıkış değerlerini istenilen sınır koşullarına sabitleyen elemandır. Sınır koşulu elemanı Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Sınır koşulu elemanı.

Sıcaklık, basınç, entalpi, kuruluk derecesi ve kütleli debi değerleri sınır koşulu kullanarak tanımlanabilir. Bir komponente en fazla 3 sınır koşulu tanımlanabilir. Bir sınır koşulunda ise en fazla 2 özellik belirtilebilir. Bu özelliklerden hangi ikisinin bir arada kullanılabileceği Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 : Sınır koşullarında birlikte kullanılabilen değerler [22].

	BASINÇ	SICAKLIK	KURULUK DERECESİ	ENTALPİ	DEBİ KAYNAĞI
1	X	X			
2	X		X		
3		X	X		
4		X			X
5					X
6	X				
7	X			X	
8				X	X

Sınır koşulları sistemin kararlı halde modellenmesinde sıklıkla kullanılır. Buna karşın dinamik analizi yapılan bir sistemde bulunmaları halinde sonuca etki ederler.

Bu nedenle zamana bağılı analizi yapılan sistemlerde bütün sınır koşulları kaldırılmalıdır.

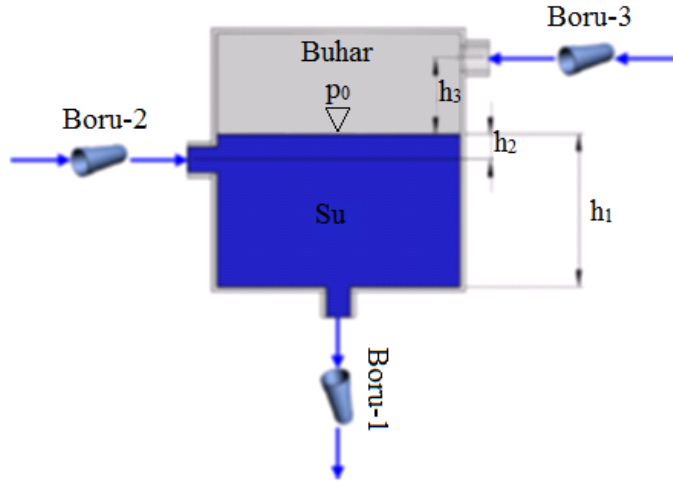
3.2.2 Nod

Nodlar, sınır koşullarının komponentlerin giriş ya da çıkışlarına eklenmesiyle veya iki ayrı komponentin birleşmesi sırasında kendiliğinden oluşurlar. İstenildiği takdirde hacim, yükseklik ve çap gibi geometrik değerler verilerek tank görevinde kullanılabilirler. 2 fazlı akışlarda sıvı ve gaz fazlarını birbirinden ayırmak için iki fazlı tank olarak da kullanılabilirler. Tankta bulunan suyun yüksekliği; suyun kuruluk derecesine, tankın çapına ve hacmine göre ayarlanabilir. Nod elemanı programda Şekil 3.5'teki gibi görünmektedir.



Şekil 3.5 : Nod elemanı .

Hacim kesri, iki fazlı depolarda kullanılması gereken bir diğer özelliktir. Sıfır olması akışkanının sıvı olduğunu, bir olması ise buhar fazında olduğunu gösterir. Şekil 3.6'da hacim kesri kullanılmış bir nod resmedilmiştir.



Şekil 3.6 : 2 ayrı fazın bulunduğu tank.

Burada P_0 tank içerisindeki suyun basıncını; h_1, h_2 ve h_3 ise boruların su yüzeyiyle arasındaki yükseklik farkını belirtir. İkinci borudan noda gelen ve birinci borudan çıkan suyun kuruluk derecesi sıfırdır, yani doymuş sıvı halindedir. Üçüncü boruya giden buharın ise kuruluk derecesi birdir, yani doymuş buhardır. Flownex'in bu ayrımı yapabilmesi için hacim kesri 0 veya 1 olarak mutlaka belirtilmelidir.

Tank içerisinde iki ayrı fazda akışkan bulunmasının neden olduğu bir dinamik yükseklik farkı vardır. Şekil 3.6'daki örnekte asıl basınç değeri P_0 'a eşit olmasına rağmen, her noktanın basıncı, yükseklik değerine göre aşağıdaki denkleme bağlı olarak artmakta ya da azalmaktadır. Örneğin birinci boru için basınç değeri

(3.1)

olacaktır. Burada ilk borunun basıncını, akışkanın yoğunluğunu, g yerçekimi ivmesini, h ise akışkanın yüzeye göre yüksekliğini belirler. Bu denklemin hesaplamalarda etkin olması için 'apply dynamic height' özelliği seçilmelidir. Aksi takdirde bütün noktadaki basınçlar P_0 değerine eşit kabul edilir. Yatay tasarlanmış tanklarda yükseklik farkının az olması basınç değerlerinin de az oranda değişmesine yol açar. Bu durumda yükseklik farkı ihmal edilebilir ancak dikey tasarımlar için kullanılması gerekmektedir.

3.2.3 Komponentler

Flownex SE programı, termik santrallerin modellenmesi amaçlı kullanılsa da genel olarak çoğu termal sistemin modellenmesi için kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Bu nedenle kazan, kondenser gibi bazı elemanlar birkaç komponentin birleştirilmesiyle veya benzer elemanların kullanılmasıyla oluşturulmuştur.

Bu bölümde bir santralin modellenmesi için gerekli olan ekipmanlardan bahsedilecektir. Bu ekipmanların sistemde nasıl kullanıldıkları ve hangi denklemlere göre tasarlandıkları anlatılacaktır.

3.2.3.1 Pompalar

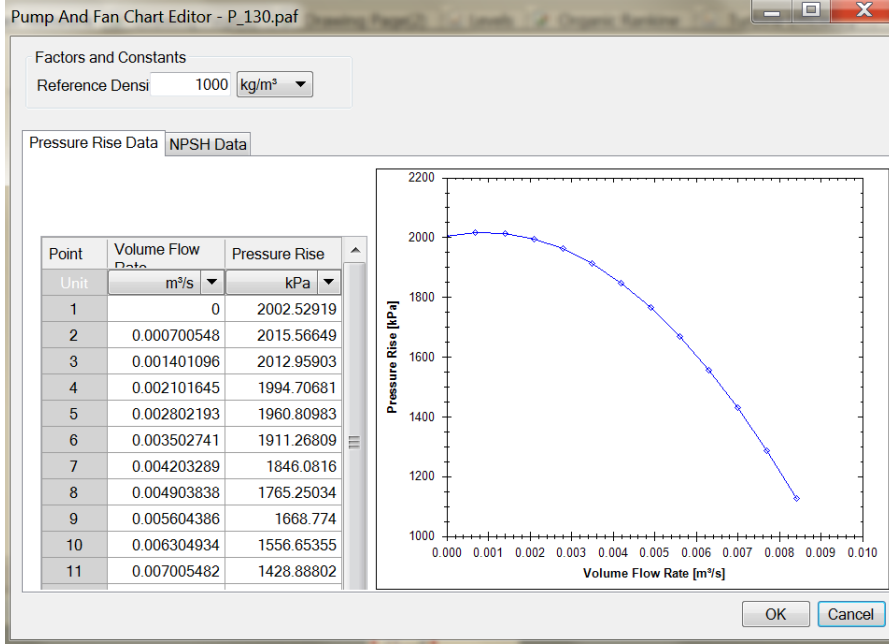
Program değişken ve sabit devirli olmak üzere 2 ayrı pompa türünün tasarlanmasına olanak sağlar. Bu pompaların görünümü Şekil 3.7'deki gibidir.



Şekil 3.7 : Sabit ve değişken devirli pompalar.

Pompadaki basınç artışı ve hacimsel debi arasındaki ilişki, pompa eğrisi yardımıyla hesaplanır. Bu eğri $\Delta P-Q$ (basınç farkı ve hacimsel debi eğrisi) veya NPEB-Q (Net pozitif emme basıncı ve hacimsel debi) eğrisi verilerinden oluşturulabilir. Eğri

oluştururken referans yoğunluk değerinin, akışkanın giriş yoğunluğu alınması tavsiye edilir. Flownex programında hazırlanmış örnek bir pompa eğrisi Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Örnek bir pompa eğrisi.

Pompa eğrisi iki farklı yöntem yardımıyla oluşturulabilir. Eğer akışkanın hacimsel debi değerlerine karşılık gelen basınç farkları biliniyorsa, ΔP -Q grafiğinin kullanımı tercih edilir. Bu değerlerden sadece birkaçı biliniyorsa, bu durumda hazır bir eğrinin değerleri ölçeklendirme yöntemiyle grafiğe uydurulmalıdır.

3.2.3.2 Türbinler

Program grafikli ve grafiksiz olmak üzere Şekil 3.9’da gösterilmiş olan iki çeşit türbin kullanımına izin verir.



Şekil 3.9 : Grafikli ve grafiksiz türbinler

Grafikli türbinin performansı aşağıda sıralanmış değişkenlere bağlıdır.

(3.2)

Burada;

PR = Basınç oranı ,

= İzentropik verim,

CM = — (Düzeltilmiş kütleli debi),

CS = — (Düzeltilmiş hız),

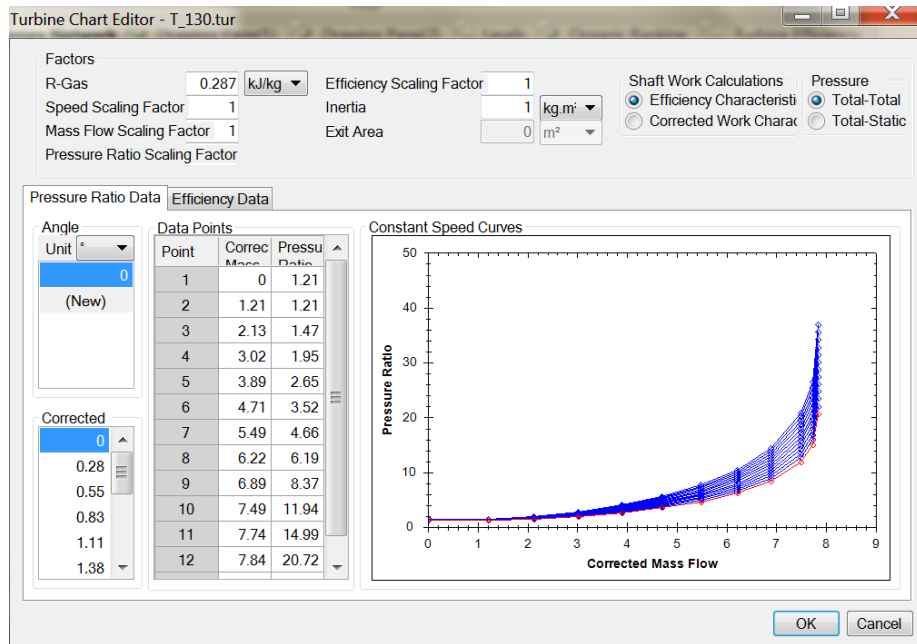
= Giriş basıncı (bar),

= Giriş sıcaklığı (°C),

= Türbinden geçen kütleli debi (kg/s),

N = Türbin devir sayısı (dev/dak),

değerini gösterir. Flownex'te bu parametreler yardımıyla grafikli türbin eğrisi hazırlanabilir. Şekil 3.10'da örnek bir türbin eğrisi gösterilmiştir



Şekil 3.10 : Örnek bir türbin eğrisi.

Flownex'te CS, CM, ve PR değerleri kullanarak hazırlanmış çeşitli eğriler bulunmaktadır. Bir türbin eğrisinin Flownex'te 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 değerlerini sağlamak üzere hazır

eğriler üzerinde ölçeklendirme yöntemiyle bir türbin tasarlanabilir fakat türbin tasarımının grafiksiz türbin elemanı ile yapılması hesaplamalar açısından daha elverişli olacaktır.

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 tasarlayıcı tarafından girilmelidir. Türbine giriş ve türbinden çıkış değerleri belli ise ideal koşul ile gerçek koşul karşılaştırılabilir. Bu durumda izentropik verim, gerçek Rankine çevrimi bölümünde olduğu gibi hesaplanmalıdır. 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 aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

(3.3)

Bu denklemde C_k , β ve α basınç düşümü sabitleri; ρ ortalama sıcaklık ve basınçtaki ortalama yoğunluk; Q ise hacimsel debidir. İlk hesaplamada eğer belirtilmiş bir veri bulunmuyorsa $C_k = 1$ ve $\beta = 2$ alınır. Türbinde istenen basınç farkına uygun α değeri belirlenerek türbin tasarlanır.

3.2.3.3 Kazan ve ara ısıtıcı

Flownex programı içerisinde kazan adında bir eleman bulunmamaktadır. Kazanda gerçekleşen ısı alımı program üzerinde Şekil 3.11’de görülen akış direnç elemanı kullanılarak gösterilir.



Şekil 3.11 : Akış direnç elemanı.

Akış direnç elemanı; ısı değiştiriciler, valfler, borular gibi elemanlardaki basınç düşümünü modellemek için kullanılır. Girdi olarak sabit bir ısı transfer değeri verilmesi halinde ise kazana dönüşür. Kazanın tasarlanması için kazanda yanma sonucu açığa çıkan enerji ve kazan veriminin bilinmesi gerekir. Bu değerlerin çarpımı suya verilen enerjinin tanımıdır.

Flownex'te bu tasarımın yapılabilmesi için kazan çıkış sıcaklığının bilinmesi yeterlidir. Dizayner programı yardımıyla kazan çıkış sıcaklığını sağlayan ısı girdisi hesaplanır. Bu değer kazanda suya aktarılan enerjiye eşittir. Bu değer kazan verimine bölünmesiyle kazanda yanma sonucu oluşan enerji hesaplanabilir. Ara ısıtıcı da kazan ile aynı şekilde tasarlanır.

Akış direnç elemanı, çevrimde boru olarak da kullanılabilir. Boruda veya kazanda oluşması istenen basınç düşüşü üç farklı yöntem ile hesaplanabilmektedir. Bunlar ikinci dereceden denklem yöntemi, karekök yöntemi ve lineer yöntemdir. İkinci dereceden denklem yönteminde basınç düşüşü şu formülle hesaplanır.

(3.4)

Burada;

A_f = Akış admitansı,

A_{sf} = Akış admitansı ölçeklendirme faktörü,

A_0 = Açıklık,

= Basınç farkı,

değerlerini gösterir. Bir girdi değeri olan A_f 'nin kazandaki basınç düşüşüne göre ayarlanması gerekir. Akış admitans değeri yükseltildikçe basınç kaybı sıfıra yaklaşır. İdeal şartlarda tasarım yapılıyorsa veya basınç düşüşünün olmaması isteniyorsa bu değer 10^6 olarak kabul edilmelidir.

3.2.3.4 Valfler

Flownex üzerinde birçok valf türü bulunur. Buna karşılık vana elemanı olarak kısıtlayıcıların kullanımı tercih edilmiştir. Santral tasarımında bütün vanaların tasarımı, boşaltım katsayılı kısıtlayıcı (restrictor with discharge coefficient) kullanılarak yapılmıştır. Kısıtlayıcı eleman Şekil 3.12'de görüldüğü gibi temsil edilir.



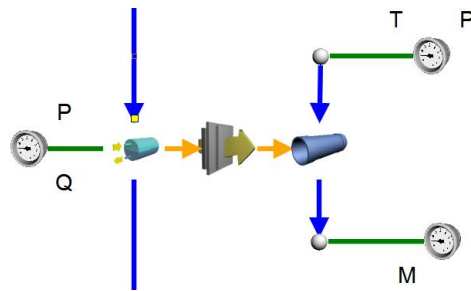
Şekil 3.12 : Kısıtlayıcı eleman.

Valfler akışın bölünmesini sağlarlar. Boşaltım katsayılı kısıtlayıcılarda üç önemli girdi değeri vardır. Bunlar geometrik uzunluk, boşaltım katsayısı ve açıklık değerleridir. Boşaltım katsayısı bir olarak kabul edilir. Geometrik uzunluk ve açıklık değerleri akışın bölünmesi için kullanılır.

Açıklık değeri 0 ile 1 arasında değişir. Sistemden geçen debiyi istenilen oranda azaltmak veya artırmak için kullanılır. Geometrik uzunluklar ise çap ve alan olarak ikiye ayrılır. Kütleli debi değeri çapın karesiyle alanın ise kendisiyle doğru orantılı olarak artar veya azalır. Valfte akış istenilen oranda bölünmelidir. Kısıtlayıcıların çap ve alan değerleri bu oran elde edilecek şekilde belirlenmelidir. Bu işlemin deneme yanılma yöntemiyle yapılması oldukça zordur. Flownex buna karşılık ‘designer’ yöntemini geliştirmiştir. Bu yöntemden santral modelleme aşamasında, 3.2.4 numaralı bölümde, ayrıca bahsedilecektir.

3.2.3.5 Yoğuşturucu

Programda çeşitli ısı değiştiricisi tasarımları bulunmaktadır. Bunlar evaporatör, reküperatör, huzme borulu ve kanatçıklı borulu tiplerdir. Yoğuşturucuda iki fazlı akış ve vakum ortamı bulunmak zorundadır. Bu ortam programda bulunan hazır ısı değiştiricileri ile sağlanamadığı için kondenser tasarımında birkaç eleman birlikte kullanılmıştır. Bunlar iki fazlı tank, ısı transfer elemanı ve boru elemanıdır. Şekil 3.13’te bu üç eleman yardımıyla Flownex’te oluşturulmuş bir yoğuşturucu gösterilmiştir.



Şekil 3.13 : Flownex’te oluşturulmuş bir kondenser.

İki fazlı tank

İki fazlı tank, nod ile aynı özellikleri taşır. Akışkan buhar veya sıvı halde bulunabilir. Silindirik dikey, silindirik yatay veya çokgen şeklinde tasarlanabilir. Hacim, çap ve yükseklik değerlerinden ikisinin belirtilmesi gerekir. İki fazlı tankta bulunan akışkanın kap içindeki yükseklik seviyesi önemlidir. Bu değer kuruluk derecesi ile

değişiklik gösterir. İstenilen yükseklik seviyesini veren kuruluk derecesinin hesaplanması önemlidir. İki fazlı deponun Flownex üzerindeki gösterimi Şekil 3.14'teki gibidir.



Şekil 3.14 : İki fazlı tank elemanı.

Nod bölümünde belirtildiği üzere iki ayrı fazın bir arada bulunduğu durumda hacim kesri özelliğinin kullanılması gerekir. Tank çıkışında sistem pompaya bağlıdır. Pompaya gelen akışkanın doymuş sıvı olması için çıkış hacim kesri sıfır seçilmelidir. Dikey tanklarda yükseklik farkının basınç etkisi de hesaplanmalıdır.

Boru elemanı

Santrallerde komponentler arası akış borular yardımıyla sağlanır. Akışın yönlendirilmesini ve tamamlanmasını sağlayan borular Flownex programında farklı amaçlarda kullanılabilmektedir. Borular boyunca sağlanan ısı transferi çevreye ya da başka bir komponente ısı transfer elemanı yardımıyla aktarılabilir. Boru elemanı programda Şekil 3.15'teki gibi gösterilir.



Şekil 3.15 : Boru elemanı.

Boru geometrisi; duvar kalınlığı, uzunluk ve çap değerleri ile belirlenir. Boru kayıpları ise sertlik değeri ve K kayıp faktörü kullanılarak hesaplanır. Sertlik değeri katalogdan seçilebilir veya direkt olarak tanımlanabilir. Çap değeri belirtilmiş bir borunun K kayıp faktörü ise K-Hesaplayıcı programı içerisinde seçilir. Flownex'te boru kullanımı çok fazla girdi değerine ihtiyaç olduğu için tercih edilmez. Boru elemanı yerine aynı basınç düşüşünün sağlandığı bir akış direnç elemanı kullanılır.

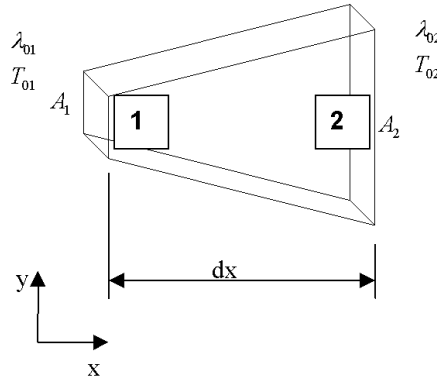
Isı transfer elemanı (ITE)

Elemanlar arası ısı transferinin modellenmesi için kullanılırlar. Flownex programında, yoğunlaştırıcı ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları, ITE yardımıyla tasarlanır. ITE ile iletim, taşınım ve radyasyon tipi ısı transferi modellenmesi yapılabilir. ITE program üzerinde Şekil 3.16'daki gibi gösterilmektedir.



Şekil 3.16 : Isı transferi elemanı.

Genellikle radyasyon ile ısı transferi ihmal edilir ve hesaplamalar iletim ve taşınım ile ısı transferleri için yapılır. Şekil 3.17’de iki eleman arasında gerçekleşen ısı transferi örneği verilmiştir.



Şekil 3.17 : İletim ve taşınım yoluyla ısı transferi yapan iki eleman [28].

Burada;

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

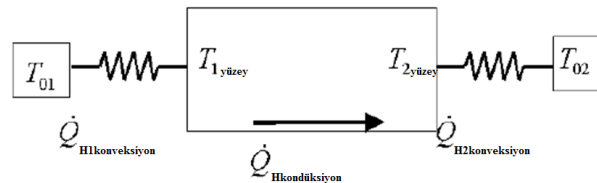
λ_0 = Yüzeyin taşınım ile ısı iletim katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$),

T_0 = Dış ortam sıcaklığı (K),

dx = Isı transferi elemanının uzunluğu (x yönündeki kalınlığı),

değerlerini belirtir. Isı transferi formülleri direnç yöntemi yardımıyla hesaplanır.

Direnç yöntemi Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18 : Isı transferinin direnç yöntemiyle gösterimi [28].

Buradaki toplam ısı transferi aşağıda belirtilen formüller yardımıyla hesaplanabilir.

$$(3.5)$$

$$\text{---} \quad (3.6)$$

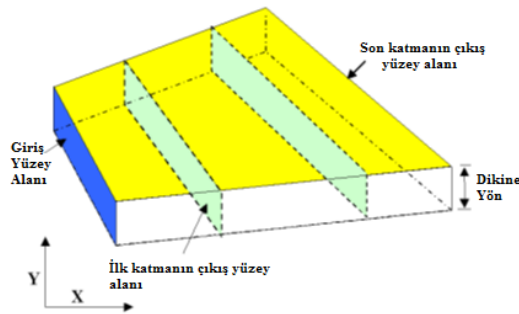
$$\text{---} \quad (3.7)$$

$$(3.8)$$

$$(3.9)$$

$$\text{---} \quad (3.10)$$

İletim ile ısı transferinde giriş ve çıkış ısı transfer alanı bilinmelidir. Bu değer kullanıcı tarafından belirtilir. Eğer ısı transferi en az biri boru olan elemanlar arasında gerçekleşiyorsa, önce veya sonra gelen boruda belirtilmiş alan değeri kullanılabilir. Alan belirlendikten sonra iletim ile ısı transferi gerçekleşen kaç katman olduğu ve bu katmanların geometri ve malzeme bilgileri girilmelidir. Şekil 3.19'da örnek bir tabaka gösterilmiştir.

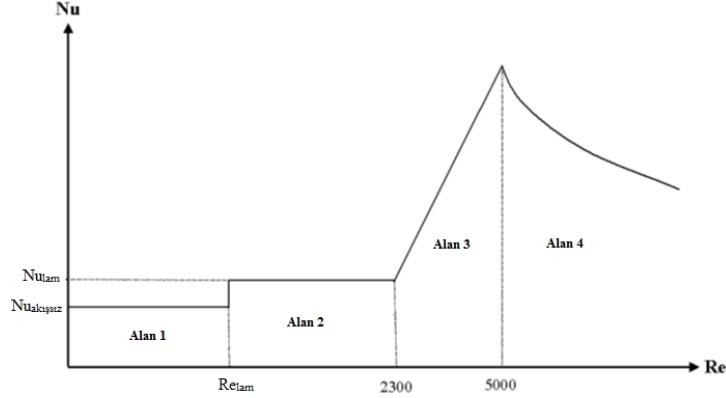


Şekil 3.19 : İletim ile ısı transferinde katmanlar [28].

Taşıyım ile ısı transferinde, iletim ile transferinde belirlenmiş alan kullanılır ya da yeni bir alan değeri girilir. Taşıyım ısı iletim katsayısı program tarafından hesaplanabilir, biliniyorsa direkt olarak belirtilebilir. Bu katsayının program tarafından hesaplanması için hidrolik çap, reynolds, akışsız nusselt ve laminar nusselt gibi boyutsuz sayıların değerleri belirtilmelidir.

Taşıyım ısı iletim katsayısını hesaplamak için gerekli Nusselt boyutsuz sayısı Şekil 3.20'de görüldüğü gibi 4 farklı bölgede hesaplanabilir. Birinci bölgedeki Nusselt sayısı kullanıcının taşıyım olmayan ortam için belirlediği Nusselt sayısına eşittir.

İkinci bölgede laminar Reynolds sayısına göre belirlenmiş Nusselt sayısı değeri kullanılır. Buna Reynolds sayısı 2300 oluncaya kadar izin verilir. Dördüncü bölgede nusselt sayısı Dittus Boelter korelasyonu kullanarak hesaplanır. Üçüncü bölgede ise ikinci ve dördüncü bölgeler arasında lineer interpolasyon yapılarak Nusselt sayısı hesaplanır [28].



Şekil 3.20 : Nusselt sayısının hesaplandığı grafik [28].

Türbülanslı akıştaki Nusselt değeri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$(3.11)$$

Burada;

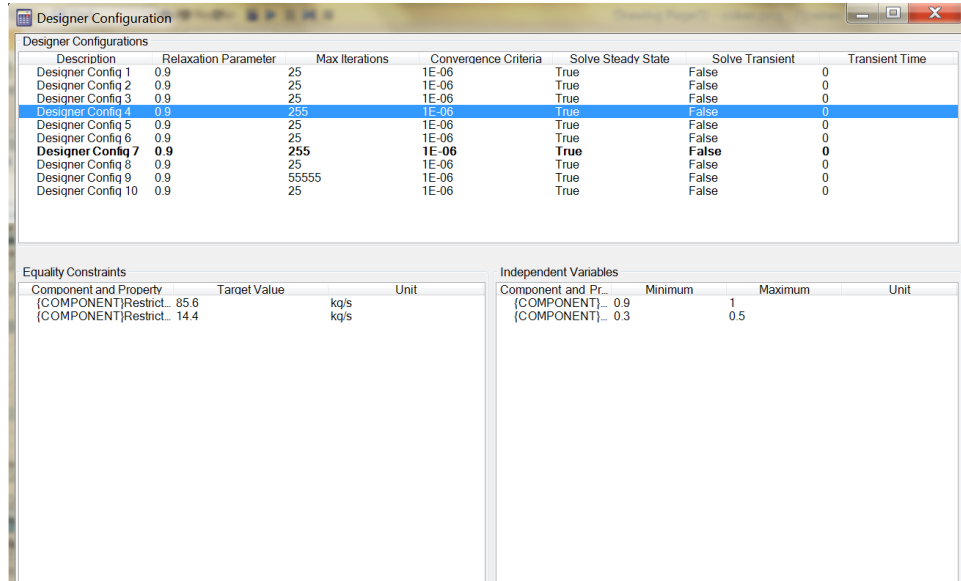
Re = Reynolds sayısı,

Pr = Prandtl Sayısı,

C_n ve m ise sabit katsayılarıdır. Dittus Boelter korelasyonuna göre C=0,023; m=0,8 ve n ise soğuma durumunda 0,3; ısınma durumunda 0,4 olarak kabul edilmiştir [28].

3.2.4 Designer (Dizayner) ve action (aksiyon) kullanımı

Flownex ile santral çevrimi modellenirken en çok kullanılan özellik dizaynerdir. Dizayner ile herhangi bir komponentin girdi değerini belirlenen bir aralıkta değiştirebiliriz. Dizayner bulunması istenen sonucu veren girdi değerini, iterasyon yardımıyla hesaplar. Kütle ve enerji dengesinin oluşturulması, kazan çıkış sıcaklığı ve kütleli debi miktarının ayarlanması gibi bir çok işlemde kullanılmaktadır. Şekil 3.21’de dizayner özelliği kullanılmış bir örnek gösterilmiştir.

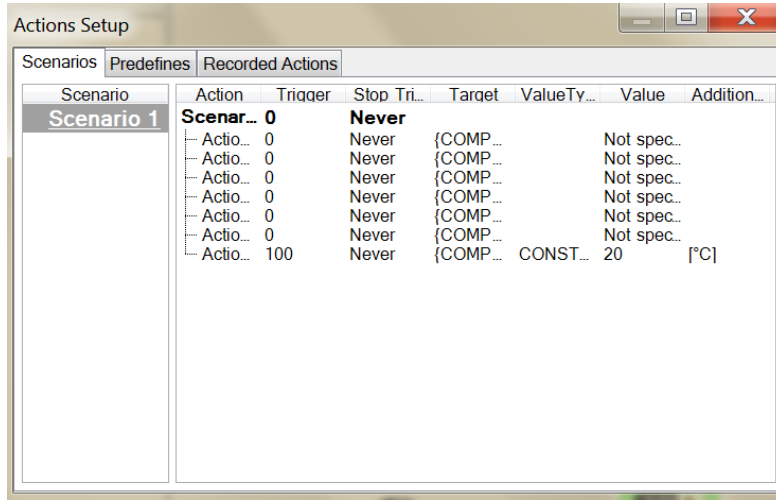


Şekil 3.21 : Örnek bir dizayner arayüzü.

Bu örnekte 100 kg/s debili bir akış dizayner ile ikiye bölünmüştür. İstenen debi değeri hedef kısmına girilir. Debinin değişmesini sağlayan bağımsız değişkenlerden biri seçilir. Bu örnekte bu değişken açıklık olarak seçilmiştir. Değerin iterasyon yapılması istenen aralık girilir. Program dizayneri kullanarak açıklık değerini belirtilen aralıktaki değiştirir ve hedeflenen kütleli debiyi bulmaya çalışır. Bu değer genellikle en fazla 25 iterasyon sonucunda bulunur. Bu yöntemi kullanarak kütle kaynağı ya da enerji kaynağı oluşan yerlerdeki debileri ve enerjileri sıfıra eşitleyebiliriz. Böylece enerji ve kütle korunumu sağlanır.

Aksiyon özelliği genellikle 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 koşullar sistem çalıştırdıktan sonra aksiyon özelliği ile kaldırılır.

Aksiyon sınır koşullarının kaldırılmasının dışında değiştirilmesi için de kullanılabilir. Şekil 3.22'de konuyla ilgili bir örnek gösterilmiştir. Örnekteki ilk 6 aksiyon, sınır koşullarının kaldırılmasını sağlar. Sonuncu aksiyon ise belirlenmiş bir zaman diliminde yani 100. saniyede, belirtilmiş bir sınır koşulunu sabit bir değere 20°C'ye eşitlemiştir. Bu durumda 100. saniyeden sonra çevrimdeki değerlerin değişimi incelenebilir. Bu özellik santralin herhangi bir yerinde oluşabilecek sorunların sistemi nasıl etkileyeceğini gözlemlemek için kullanılabilir.



Şekil 3.22 : Örnek bir aksiyon arayüzü.

4. ÖRNEK SANTRALİN KARARLI HALDE MODELLENMESİ

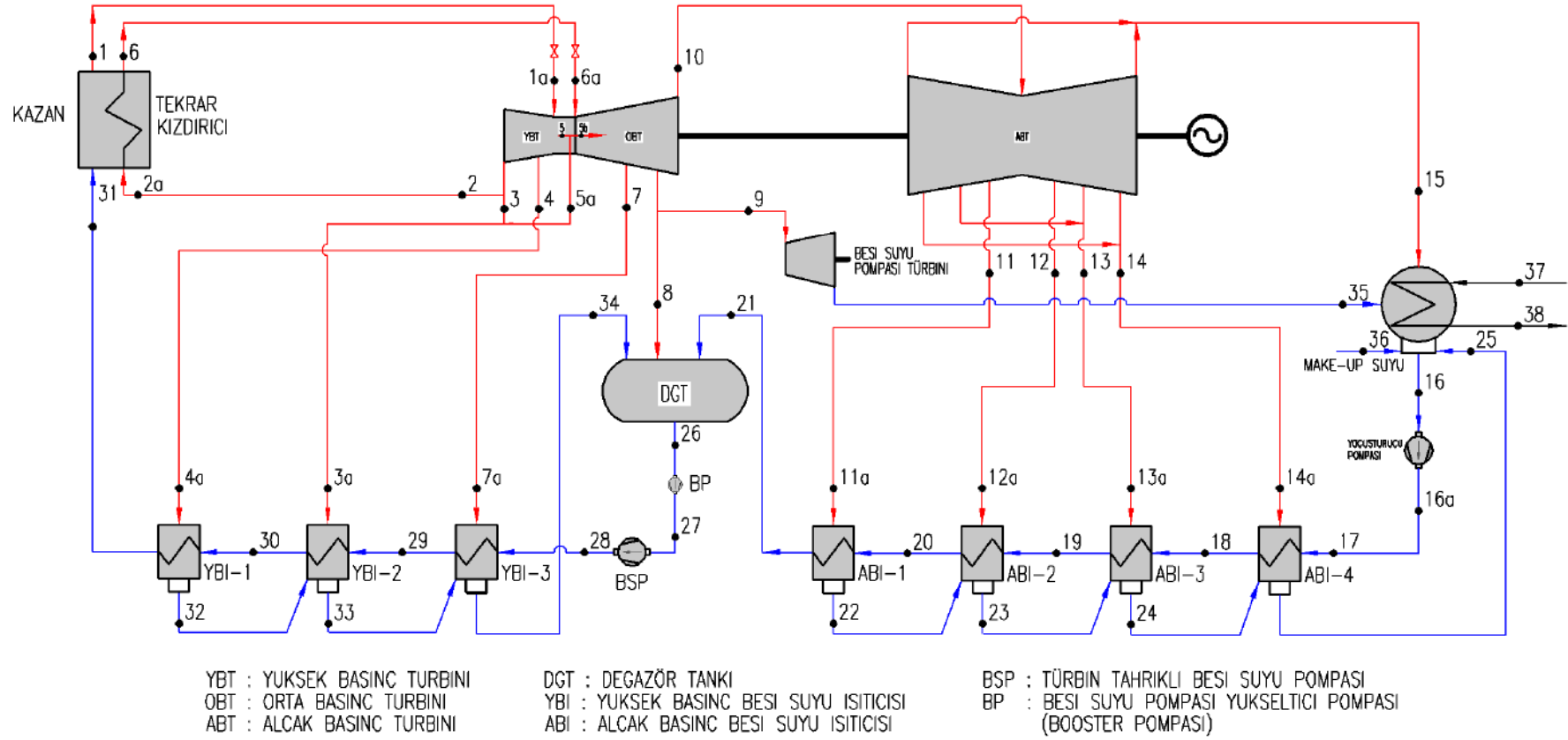
4.1 Santral Çalışma Koşulları

Santral Hatay ili İskenderun ilçesinde, Diler Holding'e bağlı Atlas Elektrik Üretim A.Ş. tarafından kurulmuştur. İlk 600 MW olarak belirlenen santral kapasitesinin ikinci ünitenin kurulmasıyla birlikte 1200 MW değerine ulaşacağı öngörülmüştür [29].

Santralde kritik-üstü, Benson tipi tek geçişli, değişken basınçlı, tek kademe ara kızdırıcılı, tek yanma odalı bir kazan kullanılmıştır. Yakıt olarak ortalama 6000 kcal/kg alt ısı değerine sahip ithal kömür kullanılmıştır [29]. Hesaplamalarda ise 6298,02 kcal/kg üst ısı değeri baz alınmıştır.

Buhar türbini tandem tip, üç silindir bileşenli ve yoğuşmalı tiptedir. Türbin üzerinde kazana giden suya ön ısıtma yapmak ve yoğuşma suyunda kullanmak için ara çekişler bulunur [29].

Santralde çevrim suyu yer altı su kaynaklarıyla, soğutma suyu ise deniz suyundan sağlanmaktadır [29]. Atlas İskenderun Termik Santrali akış şeması Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Santral akış şemasında belirtilen noktaların özellikleri ise Çizelge 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali'nin akış şeması [29].

Çizelge 4.1 : Santrali oluşturan noktaların termodinamik özellikleri [29].

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
0	0	1,013	20	84,013
1	1683,91	251,3	571	3404,407
1a	1682,36	242	566	3398,8
2	1438,5	43,11	313,3	2988,7
2a	1438,5	41,34	310,3	2985,976
3	118,41	43,11	313,3	2988,716
3a	131,65	41,82	324,61	3023,31
4	95,84	61	359,5	3068,2
4a	95,84	59,15	357,5	3067,103
5	20,23	175,89	518,92	3332,7
5a	13,24	175,89	518,92	3332,7
5b	6,99	175,89	518,92	3332,7
6	1438,5	39,39	569	3604,259
6a	1438,5	38,8	566	3597,9
7	71,4	21,6	476	3413,4
7a	71,4	20,97	71,4	3411,837
8	68,46	10,54	370,8	3201,3
9	82,93	10,02	358,87	3176,965
10	1221,62	10,54	370,8	3201,3
11	93,31	4,65	269,4	3202,412
11a	93,31	4,46	266	2995,983
12	42,12	1,25	140,5	2755,657
12a	42,12	1,18	136	2747,177
13	52,38	0,6	86	2635,656
13a	52,38	0,57	86	2633,467
14	45,49	0,204	60,4	2492,104
14a	45,49	0,19	59,3	2489,248
15	988,98	0,049	32,52	2331,7
16	1307,69	0,049	32,52	136,264
16a	1307,69	35	33	141,442
17	1307,69	34	33,4	143,02
18	1307,69	19,4	56,5	238,1
19	1307,69	19,1	81,9	344,3
20	1307,69	19,1	101,6	427,2
21	1307,69	19	144,5	609,4
22	93,31	1,304	107,2	449,5
23	135,43	0,638	87,5	366,4
24	187,81	0,22	62,1	260
25	233,3	0,07	37,43	156,72
26	1683,9	10,02	180	763,18
27	1683,9	18	180,4	765,338

Çizelge 4.1 (devam) : Santrali oluşturan noktalarının termodinamik özellikleri [29].

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
28	1683,9	264	185,5	800,4
29	1683,9	263	214,8	928,7
30	1683,9	262	253	1101,6
31	1683,9	261	276,3	1212
32	95,84	45,863	258,6	1127,883
33	227,5	23,371	220,4	945,491
34	298,9	12,828	191	811,9
35	82,93	0,059	35,85	2454,8
36	0	2	20	84,106
37	81214,833	2,4	20	84,144
38	81214,833	1,7	27	113,355
yad.b.YBT	10,52	9	320	3096,733
yad.b.OBT	1,08	9	300	3054,324
SBD	1,4	4	297,31	3061,6

4.2 Flownex SE Programı ile Örnek Santralin Akış Şemasında Belirtilen Değerlere Göre Kararlı Durumda Modellenmesi

Bir termik santralin modellenmesi için gerekli girdi değerleri Şekil 4.1'deki akış şemasında verilmiştir. Santralin kararlı durum analizi bu değerlerin her elemanın girdi ve çıktı değerlerine eşitlenmesiyle sağlanır. Bu durumda her komponent ayrı ayrı incelenmeli ve uygun değerleri verecek şekilde tasarlanmalıdır.

Bu çalışmada örnek bir santral verileri programa uygun hale getirilerek kullanılmıştır. Bu düzenlemenin temel sebebi değerlerin virgülden sonraki basamaklarının yeterli hassasiyeti sağlamamasıdır. Veriler sistemdeki kütle ve enerji dengesini bozmayacak şekilde düzenlenmiştir ve düzenleme yapılamayan yerlerde oluşan kütle kaynakları bölüm içerisinde belirtilmiştir.

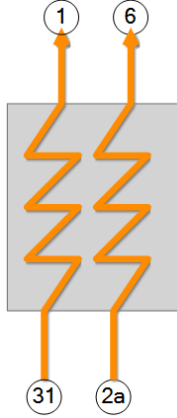
Kuruluk derecesinin bulunduğu durumlarda sıcaklık ve basınç değerlerini kullanarak entalpi değerinin bulunması olanaksızdır. Bu durumda ek olarak kuruluk derecesinin de bilinmesi gerekir. Entalpi değeri ve basıncın bilinmesi durumunda ise istenen bütün değerler program tarafından hesaplanabilir. Bu yüzden modelleme aşamasında akış şemasında belirtilen değerlerden sıcaklık yerine entalpi değerleri seçilmiştir.

Noktadaki değerlerin tablolarla gösteriminde ve hesaplamalarda kullanılan veriler, çevrim oluşturulduktan sonra programdan aktarılmıştır. Bu yüzden tasarım aşamasında kullanılan santral verilerinden az da olsa farklılık göstermektedir.

Karışıklığa sebep olmaması için, anlatım boyunca çevrim tamamlandıktan sonraki verilerin kullanımına yer verilmiştir.

4.2.1 Buhar kazanı ve ara ısıtıcının tasarlanması

Buhar kazanı ve ara ısıtıcının Flownex yardımıyla modellenmesi için akış direnç elemanı kullanılır. Buhar kazanı ve ara ısıtıcının oluşturduğu kontrol hacmi programda oluşturulmuş ve Şekil 4.2'deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Buhar kazanı kontrol hacmi.

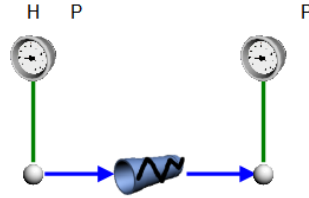
Kazanda kızgın buhar elde etmek üzere, kazana 1683,9 ton/saat debi değerine sahip yüksek basınçlı su gönderilmiştir. Akış diyagramına göre ise kazanda 1683,91 ton/saat debisinde kızgın buhar elde edilmiştir. Bu durumda programda olası bir kütle kaynağı ile karşılaşmamak için kazana giren ve çıkan kütleli debi değerleri 1683,9 ton/saat olarak kabul edilmiştir.

Akış direnç elemanı kazan olarak tasarlanmak üzere seçilir. Girişe entalpi ve basınçtan oluşan bir sınır koşulu elemanı, çıkışa ise basıncı belirten bir sınır koşulu elemanı yerleştirilir. Akış direnç elemanında kütleli debiyi belirleyen akış kabulu elemanı programı oluşturan önemli kavramlar bölümünde belirtilmişti. Akış kabulu başlangıç için 1 seçilir ve sistem çalıştırılır. Bu durumda sistem belirtilen akış kabulu değeri ve basınç farkını kullanarak bu değerlere uygun bir debi hesaplar. Bu değeri 1683,9 yapan akış kabulu değeri ise dizayner kullanarak bulunur.

Dizaynerde hedef bölümüne akış direnç elemanının debi değeri eklenir ve 1683,9 ton/saat değerine ayarlanır. Bağımsız değişken olarak ise akış kabulu değeri eklenir ve uygun bir aralık seçilir. Dizayner çalıştırılarak istenen debi değerini sağlayan akış kabulu iterasyon ile bulunur. Dizayner başlangıçta 25 iterasyon yapmaya ayarlıdır.

25 iterasyonun az kaldığı uygulamalarda bu değer artırılabilir. Kazan debi değeri, dizayner kullanarak 10^{-6} hassasiyette sağlanmıştır.

Buhar kazanında kütle dengesi sağlandıktan sonra, çıkış entalpi değerine göre kazandaki ısı alımı hesaplanır. Bu durumda çıkış sınır koşulu olarak 1 noktasının entalpi değeri girilir ve sistem çözülür. Bir Flownex elemanı üzerinde en fazla üç adet sınır koşulu olabileceği, 3.2 numaralı programı oluşturan önemli kavramlar bölümünde belirtilmişti. Dördüncü sınır koşulu olarak eklenen entalpi sistemin çözümlenmesini engellemez, fakat bulunduğu nodda bir enerji kaynağı oluşumuna yol açar. Bu enerji kaynağı bize doğrudan kazanda suya verilen ısı miktarını gösterir. Bu değer ısı girdisi olarak akış direnç elemanına eklenir ve buhar kazanı oluşturulur. Buhar kazanının program üzerinde görünümü Şekil 4.3'teki gibidir.



Şekil 4.3 : Programda tasarlanmış buhar kazanı.

Bu tasarım parametrelerine göre buhar kazanının girdi ve çıktı değerleri program tarafından Çizelge 4.2'deki gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2 : Buhar kazanı verileri.

Nokta	Kütlesel Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
31	1683,897237	26100,01498	1211,890179	276,2266084
1	1683,897237	25130,01799	3404,410371	571,0577499

1 noktasındaki entalpi değerini sağlayan ısı girdisi 1025549,637 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer buhar kazanında suya kazandırılmış enerjiyi gösterir. Buhar kazanında kömürün yakılmasıyla oluşan enerji ise saniyede tüketilen kömür miktarı ile santralde kullanılan ithal kömürün üst ısı değeri (KÜİD)'nin çarpılmasıyla elde edilir.

(4.1)

Ara ısıtıcının tasarımı yapılırken buhar kazanında yapılan işlemler aynı şekilde uygulanır. Ara ısıtıcıya yüksek basınç türbininden çıkan buhar gelmekte ve enerji kazanarak orta basınç türbinine girmektedir. Ara ısıtıcıya ait veriler Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 : Ara ısıtıcı verileri.

Nokta	Kütlesel Debi(t/sa)	Basınç(bar)	Entalpi(kj/kg)	Sıcaklık(°C)
2a	1438,499066	41,3399747	2985,97387	310,2883136
6	1438,499066	39,3899771	3604,257157	568,9626091

6 noktasındaki entalpi değerini sağlayan ısı alımı 247063,373 kW olarak program tarafından hesaplanmıştır. Bu durumda kazan ve yeniden ısıtıcıda suya aktarılan ısı miktarı;

(4.2)

olarak hesaplanır. Kazanda kaybolan enerji miktarı;

(4.3)

olarak bulunur. Bu durumda kazan verimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

(4.4)

Santral verilerine göre kazanda suya aktarılan enerji şu şekilde hesaplanır.

(4.5)

Bu değere göre kazanda kaybolan enerji;

(4.6)

olarak bulunur. Kazanın gerçek verimi ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

(4.7)

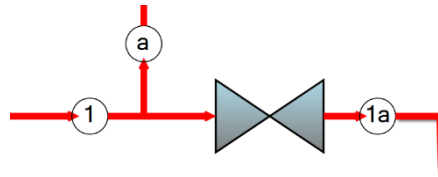
Bu durumda Flownex ile tasarlanmış buhar kazanı elemanında oluşan kazan verimi hata oranı;

(4.8)

olarak bulunur.

4.2.2 Kısılma vanası (1-1a)

Buhar kazanında oluşturulmuş kızgın buhar bir kısılma vanasından geçerek yüksek basınç türbinine (YBT) aktarılır. Kısılma işlemini gösteren kontrol hacmi Şekil 4.4'teki gibi oluşturulmuştur.



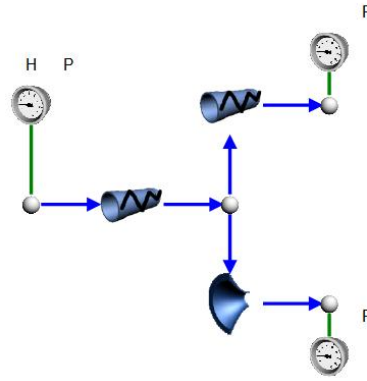
Şekil 4.4 : YBT Kısılma vanası kontrol hacmi.

Bu işlem program üzerinde akış direnç elemanı kullanarak gösterilmiştir. Santral tarafından verilen giriş ve çıkış koşulları incelendiğinde 1 ve 1a noktalarının kütleli debi değerlerinin farklı olduğu görülür. Bu durumda kazandan çıkan buharın bir kısmının kısılma işlemi öncesinde ayrılması gerekir. Bu işlem programda bulunan boşaltım katsayılı kısıtlayıcı eleman yardımıyla yapılabilir.

Akışın ikiye bölünmesi dizayner kullanarak yapılır. Kısılma vanasına gelen akış için kütle dengesi aşağıdaki gibi oluşturulur.

(4.9)

Bu durumda 1,54 ton/saat kütleli debiye sahip akışın vanaya gelmeden ayrılması gerektiği görülür. Kısıtlayıcı ve akış direnç elemanı yardımıyla akışın bölünmesi sağlanır. Akış direnç elemanında çıkış basıncına göre akış kabulü değeri değiştirilerek, kütleli debi istenen değere getirilir. Kısıtlayıcı elemanı için 0,1 metre çap değeri belirlenmiştir. Dizayner programı ile 1,54 ton/saat debiyi sağlayan açıklık değeri bulunur. Şekil 4.5'te bu yöntem yardımıyla ikiye ayrılmış akış gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Flownex ile akışın bölünmesi.

Burada kazandan gelen akışkanın çıkış sınır koşulu kaldırılır. Bunun sebebi sistemin bu noktadaki basınç ve sıcaklık gibi değerleri sonradan eklenen elemanlara göre az da olsa değiştirilerek ayarlamasıdır. Ayrıca bir çevrimde sınır koşulu verilmiş noktanın o değeri sabit tutmaya çalışması, o noktada mutlaka bir kütle ya da enerji kaynağı oluşmasına yol açacaktır. Bu yüzden çevrim oluşturulurken uç uca eklenen elemanların son nodları dışında sınır koşulu belirtilmez. İstisnai olarak ısı değiştiricilerinin bulunduğu yerlerde yapılan sınır koşulunun sabitlenmesi işleminden degazör bölümünde ayrıca bahsedilecektir.

Dizayner kullanımıyla akışın kütle dengesi sağlanmıştır. Enerji dengesinin oluşturulması için vana giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri incelenir. Verilen entalpi değerlerinden entalpinin 5,607 kJ/kg değerinde düştüğü hesaplanmıştır. Kısılma işlemi boyunca entalpi değerinin yaklaşık olarak sabit olduğu kabul edilir. Bundan dolayı entalpi düşüşünün temel nedeninin ısı kaybı olduğu kabul edilmiştir. 1a

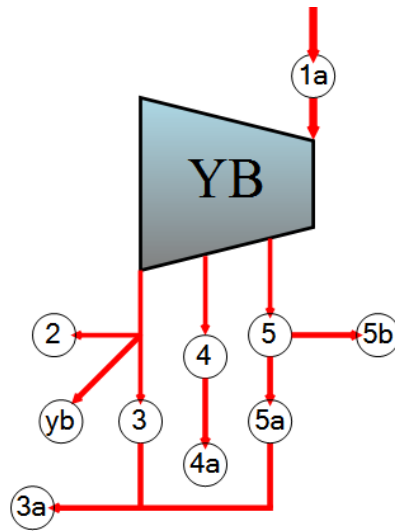
noktasının entalpi değerini sağlayan ısı kaybı değeri program tarafından 2620,237 kW olarak belirlenmiştir. Kısılma işlemine ait program tarafından hesaplanan veriler Çizelge 4.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 : 1-1a Kısılma vanası verileri.

Nokta	Kütlesel Debi(t/sa)	Basınç(bar)	Entalpi(kj/kg)	Sıcaklık(°C)
a	1,539994912	19999,9763	3404,410371	552,8199808
1a	1682,357242	24200,0209	3398,803444	566,0583797

4.2.3 Yüksek basınç türbini (YBT)

Buhar kazanında üretilmiş yüksek basınçtaki kızgın buhar, bir kısılma vanası vasıtasıyla ilk olarak YBT'ye gönderilir. YBT'de buhar 2 ayrı kademeden çekilir ve buhar kazanına gitmekte olan suyu ısıtmak için gönderilir. YBT'yi ve ara buhar alma aşamalarını gösteren kontrol hacmi Şekil 4.6'daki gibidir.



Şekil 4.6 : YBT kontrol hacmi.

YBT'de mekanik iş elde etmek üzere, türbine 1682,36 ton/saat debi değerinde kızgın buhar gönderilmiştir. Kütle dengesinin sağlanması için aynı miktar buhar, türbinden dışarı çıkmalıdır. Bu durumda türbin için kütle dengesi aşağıdaki gibi yazılır ve YBT'den alınan yardımcı buhar miktarı bulunur.

$$(4.10)$$

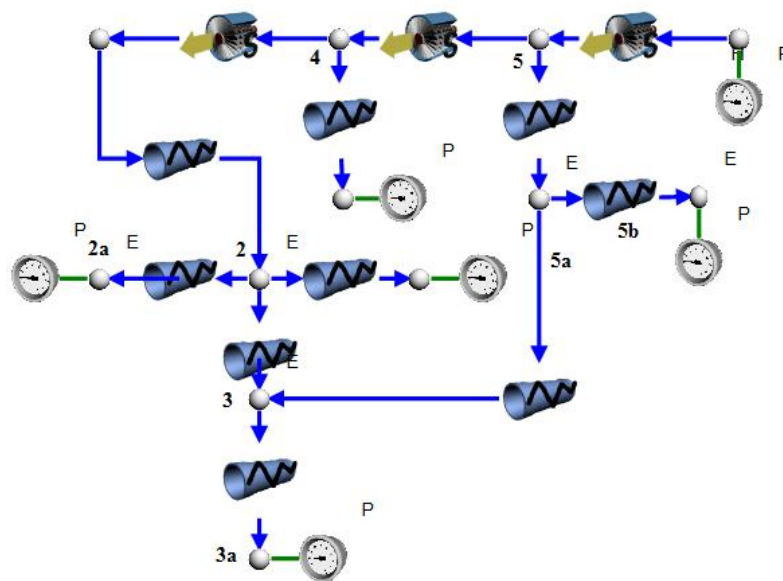
$$(4.11)$$

Türbinlerde sızdırmazlığın sağlanması ve degazör tankının ısıtılması amacıyla YBT'den alınan yardımcı buhar kullanılır.

Flownex programında ara buhar alma işlemi tek bir türbin üzerinde gösterilememektedir. Bu nedenle YBT için 1a-5, 5-4 ve 4-2 noktalarının değerlerine sahip 3 ayrı türbin tasarlanır. Program üzerinden YBT olarak tasarlanmak üzere grafiksiz türbin elemanı seçilir. Girdi olarak sınır koşulu elemanı ile entalpi ve basınç değeri seçilir. Çıkış değeri olarak ise basınç değerini sağlayan bir sınır koşulu elemanı yerleştirilir. Türbinde istenen kütleli debiyi elde etmek için kayıp katsayısı yöntemi seçilmiştir. Bu katsayılar C_k , β ve α 'dır. YBT için $C_k=1$, $\beta=3$ olarak belirlenir. α değeri ise dizayner yardımıyla debi miktarını sağlayacak şekilde hesaplanır.

Türbin çıkışında akışkanın sahip olduğu entalpi değeri, türbinin izentropik verimine göre değişmektedir. Her bir türbinin izentropik verimi, çıkış entalpi değerini sağlayacak şekilde dizayner yardımı ile bulunur. Bulunan entalpi değerlerinin gerçek verilere yakınlığı, türbin gücünün daha az hata oranıyla hesaplanmasını sağlayacağından önemlidir.

Türbinlerden ayrılan buharların tasarımı akış direnç elemanı ile yapılır. Dizayner kullanarak kütle dengesi oluşturulur. Oluşan ısı kayıpları çıkış entalpi değerlerini sağlayacak şekilde ayarlanır. Bu işlemler sonucunda YBT ve kütleli debi dağılımı program üzerinde Şekil 4.7'deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Flownex üzerinde YBT'nin gösterimi.

Türbinden ara buhar alma işleminde, akış direnç elemanı boyunca basınç farkı oluşmaması istenen yerlerin çıkış nodunda tanımlanmış bir yükseklik değeri bulunur. Bunun sebebi basınç farkı olmayınca akışkanın boru içerisinde hareket edememesi ve programın debi değerini sıfır hesaplamasıdır. Verilen negatif bir yükseklik değeri akış oluşturulması için yeterlidir.

Türbinlere ve türbin çıkış noktalarına ait program tarafından hesaplanmış veriler Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.5 : YBT verileri.

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
2	1438,499066	4311,158979	2988,718126	313,2927219
3	118,4088216	4310,996031	2988,718126	313,2908863
4	95,83965059	6099,994034	3068,201242	359,5198802
5	20,22998554	17589,05299	3332,702391	518,9519912
2a	1438,499066	4133,99747	2985,97387	310,2883136
3a	131,6488031	4182,001305	3023,295144	324,5984738
4a	95,83965059	5914,999879	3067,102135	357,4928785
5a	13,23998147	17589,00063	3332,722003	518,9583578
5b	6,99000407	17589,00081	3332,722003	518,9583578
yb1	9,379718566	4299,998123	2988,698514	313,1599159

Birinci YBT için 5 noktasının entalpi değerini veren izentropik verim 0,647 olarak program tarafından hesaplanmıştır. Bu durumda türbin gücü, programdaki türbin sonuç verileri arasından 30890,440 kW olarak okunur.

İkinci YBT için 4 noktasının entalpi değerini sağlayan izentropik verim 0,883 olarak program tarafından hesaplanmıştır. Türbin gücü ise türbin sonuç verileri arasından 122120,714 kW olarak okunur.

Üçüncü YBT için 2 noktasının entalpi değerini veren türbin izentropik verimi 0,918 olarak hesaplanmıştır. Bu türbinin gücü 34590,038 kW olarak türbin sonuç kısmından okunur.

Bu durumda üç türbin için de okunan güç değerleri toplanarak YBT’nin gücü 187601,192 kW bulunur. YBT’nin gerçek gücü, Çizelge 4.1’de belirtilmiş santral verileri doğrultusunda aşağıdaki gibi hesaplanır.

(4.12)

$$30890 \text{ kW}$$

(4.13)

(4.14)

(4.15)

Böylece Flownex programı yardımıyla tasarlanmış YBT'deki hata payı;

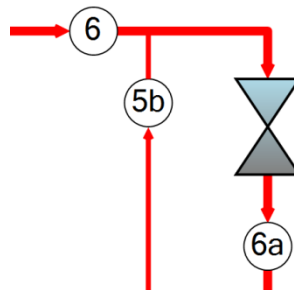
(4.16)

olarak bulunur.

Ara çekişler ile kazana gönderilen suyu ısıtmak için kullanılan buharların çıkış entalpi değerini sağlayan ısı kaybı, 4-4a noktaları için -29,26 kW olarak program tarafından hesaplanmıştır.

4.2.4 Kısılma vanası (6-6a)

YBT'de enerjisini kaybeden buhar, ara ısıtıcı ile ısıtılır ve kısılma vanası yardımıyla orta basınç türbinine (OBT) iletilir. Kısılma işlemini gösteren kontrol hacmi Şekil 4.8'deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 4.8 : OBT Kısılma vanası kontrol hacmi.

Kısılma vanasına gelen akış için kütle dengesi aşağıdaki gibi oluşturulur.

(4.17)

Kısılma işlemi sonucunda 6a noktasının verileri programdan Çizelge 4.6'daki gibi okunur.

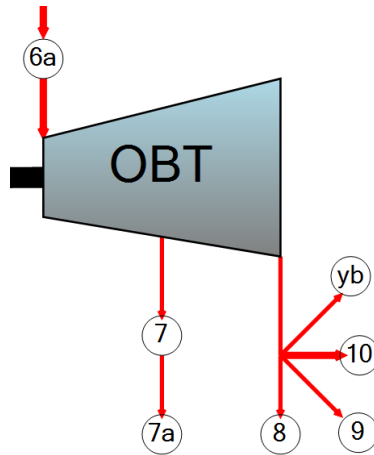
Çizelge 4.6 : Ara kızdırıcı verileri.

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
6a	1445,48907	3879,997729	3597,89817	565,9512633

5b noktasında gelen akışkanın basıncı, OBT giriş basıncına eşitlenmiştir. 6a noktasındaki entalpi değerinin elde edilmesi için program tarafından hesaplanan ısı kaybı 2026,02 kW'a eşittir.

4.2.5 Orta basınç türbini (OBT)

Ara ısıtıcıda sıcaklığı artırılmış kızgın buhar, bir kısılma vanası vasıtasıyla OBT'ye gönderilir. OBT'de buhar 7 numaranın bulunduğu noktadan çekilir ve besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Türbin çıkışında ise akışkan; degazör, besi suyu pompası türbini, ABT ve OBT yardımcı buharı olarak kullanılmak üzere dörde ayrılır. OBT akış dağılımını gösteren kontrol hacmi Şekil 4.9'daki gibidir.



Şekil 4.9 : OBT kontrol hacmi.

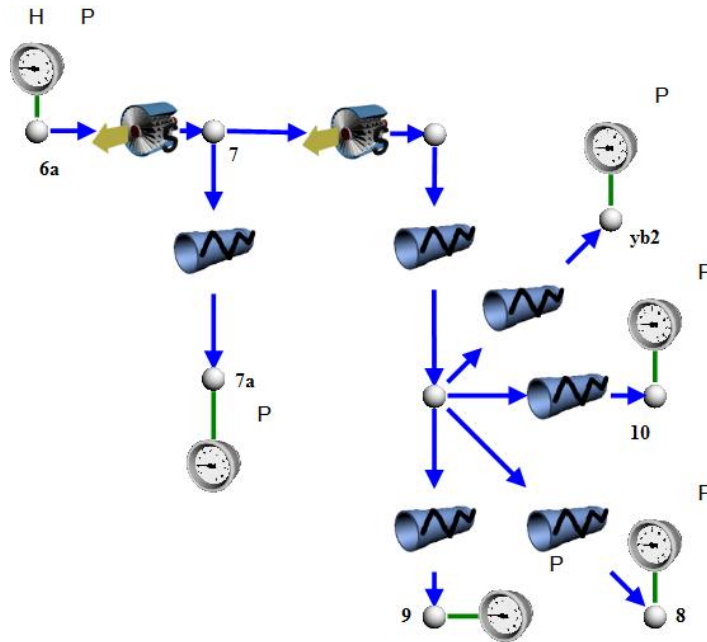
OBT'de iş elde etmek üzere, ara ısıtıcıdan türbine 1438,5 ton/saat debi değerinde kızgın buhar gönderilmiştir. Aynı zamanda YBT'nin ilk kademesinden çekilmiş 6,99 ton/saat debisinde buhar, OBT rotorunun soğutulması için gönderilmiştir. OBT için

kütlesel debi ve enerji dengesinin sağlanması açısından, 5b noktasından çekilen buharın türbin güç ve kütle dengesinin hesaplanması aşamasında dikkate alınması gerektiği anlaşılmıştır. Bu durumda türbin için kütle dengesi aşağıdaki gibi yazılır ve OBT'den alınan yardımcı buhar miktarı bulunur.

$$(4.18)$$

$$(4.19)$$

OBT, iki farklı türbin elemanı kullanılarak oluşturulur. Türbinlerin, ilk önce kütlesel debileri kayıp katsayılarına ve basınç düşümüne bağlı olarak hesaplanır. Burada C_k , β ve α katsayılarından iki tanesi sabit bir değer kabul edilir ve üçüncü katsayı dizayner ile kütlesel debi miktarını karşılayacak değere ayarlanır. Akış direnç elemanı yardımıyla ön ısıtıcılara, alçak basınç türbinine, degazöre, besleme suyu pompasına gönderilecek ve yardımcı buhar olarak santral çevriminde kullanılacak buharın kütlesel dağılımı yapılır. Bu şekilde oluşturulmuş bir OBT, Flownex üzerinde Şekil 4.10'daki gibi gösterilir.



Şekil 4.10 : OBT'nin program üzerinde gösterimi.

Türbin noktalarına ait program tarafından hesaplanmış veriler Çizelge 4.7'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.7 : OBT verileri.

Nokta	Kütlesel Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
7	71,39936451	2159,999396	3413,398421	475,9746821
8	68,45984402	1053,98448	3201,298501	370,7533414
9	82,93001126	1001,999786	3176,964128	358,8570264
10	1222,280057	1053,979174	3201,298501	370,7533361
6a	1445,48907	3879,997729	3597,89817	565,9512633
7a	71,39936451	2096,999998	3411,835404	474,9233499
yb2	0,419793392	1053,979809	3201,298501	370,7533415

Birinci OBT için 7 noktasının entalpi değerini sağlayan türbin izentropik verimi 0,885 olarak dizayner tarafından hesaplanmıştır. Yukarıda belirtilen değerler doğrultusunda ilk OBT'nin gücü 74081,214 kW olarak okunur.

İkinci OBT için 8 ve 10 noktalarının entalpi değerini sağlayan izentropik verim değeri dizayner tarafından 0,942 olarak hesaplanmıştır. Türbin gücü sonuç verileri bölümünden 80956,755 olarak okunur.

Bu durumda iki ayrı grafiksiz türbin elemanı kullanılarak tasarlanan OBT'nin toplam gücü 155037,97 kW olarak bulunur. Santral verilerine göre türbin gücü şu şekilde hesaplanır.

(4.20)

(4.21)

(4.22)

Bu durumda hata oranı;

(4.23)

olarak bulunur.

Yukarıda, 5b noktasından OBT'ye gönderilen buharın, türbindeki güç üretimine katkıda bulunduğu düşünülerek hesaplamalar yapılmış, bu duruma uygun hata oranı değeri olarak hesaplanmıştır. 5b noktasından alınan buharın enerji üretiminde bulunmaması ve rotor soğutma ya da başka amaçla kullanıldığı durumdaki gerçek türbin gücü değeri ve hata oranı değeri ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

(4.24)

(4.25)

(4.26)

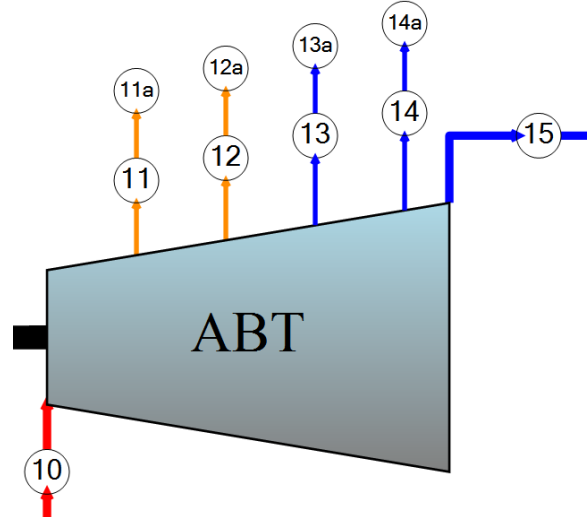
(4.27)

Ara buhar alma ile yüksek basınç besleme suyu ısıtıcılarına gönderilen 7 noktasındaki buharın, basınç ve enerji kaybettiği Çizelge 4.1'deki verilerden anlaşılmaktadır. Bu durumda 7a noktasının entalpi değerini sağlayan ısı kaybı değeri program tarafından 31 kW olarak hesaplanmıştır. Besleme suyu pompası türbinine gönderilen akışkanın ise 9 noktası için verilen entalpi değerine ulaşması için 560,569 kW değerinde enerji kaybetmesi gerekmektedir.

4.2.6 Alçak basınç türbini (ABT)

OBT'de kullanılmış buhar alçak basınç türbinine gönderilir. ABT'de 11, 12, 13 ve 14. noktalardan ara buhar alma işlemi ile buhar alçak basınç besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Türbinden çıkan belirli bir kuruluk derecesine sahip düşük

basınçlı buhar ise kondensere yönlendirilir. ABT ve ara buhar alma işlemlerinin gösterildiği kontrol hacmi Şekil 4.11’de verilmiştir.

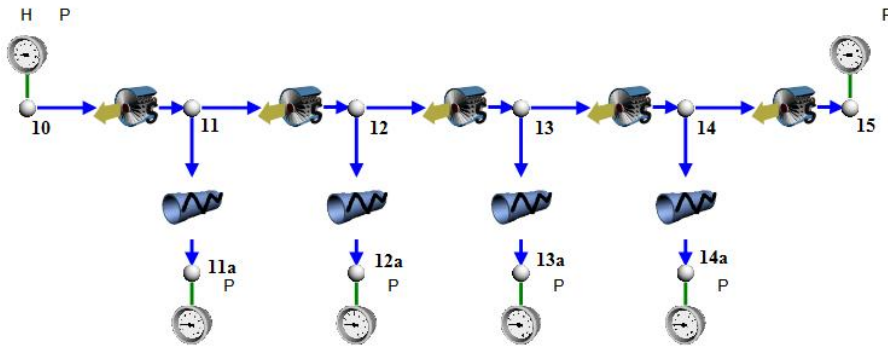


Şekil 4.11: ABT kontrol hacmi.

OBT’den gönderilmesi gereken buhar kütlesi aşağıdaki kütleli debi eşitliği yazılarak bulunur.

$$(4.28)$$

ABT boyunca 4 ayrı kademedan buhar çekildiği için programda 5 farklı türbin tasarımı yapılır. Türbinlerin basınç farkı ve debi değerlerine uygun α kayıp katsayısı dizayner programı tarafından bulunur. Çıkış entalpi değerlerini sağlayan izentropik verimleri hesaplanır. Dizayner ile uygun debi değerlerini sağlayan akış admitans değeri hesaplanır ve akış dağılımı oluşturulur. ABT programda Şekil 4.12’de görüldüğü gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.12 : Program ile oluşturulmuş ABT.

Türbin noktalarına ait program tarafından hesaplanmış veriler Çizelge 4.8'deki gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8 : ABT verileri.

Nokta	Kütlesel Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
10	1222,280057	1053,979174	3201,298501	370,7533361
11	93,30992287	464,9994859	3002,410429	269,4362065
12	42,12000763	125,000022	2755,655988	140,4899212
13	52,38001569	59,99999682	2635,655124	85,92596427
14	45,49002552	20,40000186	2492,103147	60,48644024
15	988,9800849	4,9	2331,699121	32,51484242
11a	93,30992287	445,9999678	2995,981745	266,0369893
12a	42,12000763	118,0000012	2747,175997	135,9878817
13a	52,38001569	57,00000062	2633,466196	84,61531665
14a	988,9800849	19,00000064	2489,247183	58,95337125

Birinci ABT için 11 noktasının entalpi değerini veren türbin izentropik verimi 0,911 olarak dizayner tarafından hesaplanmıştır. Çizelge 4.8'de belirtilen debi ve entalpi değerlerine göre program tarafından hesaplanmış türbin gücü 67526,915 kW olarak türbin elemanın sonuçlar bölümünden okunur.

İkinci ABT için 12 noktasının entalpi değerini veren izentropik verim değeri 0,884 olarak hesaplanmıştır. Türbin gücü sonuç verileri bölümünden 77382,882 kW olarak okunur.

Üçüncü ABT için 13 noktasının entalpi değerini veren izentropik verim değeri 0,943 olarak hesaplanmıştır. Türbin gücü 36228,608 kW olarak okunur.

Dördüncü ABT için 14 noktasının entalpi değerini sağlayan izentropik verim 0,869 olarak bulunur. Türbin gücü 41250,055 kW olarak okunur.

Beşinci ABT için 15 noktasının entalpi değerini veren izentropik verim 0,832 olarak hesaplanmıştır. Türbin gücü ise 44065,653 kW olarak okunur.

Bu durumda beş farklı türbin ile oluşturulmuş ABT'nin toplam gücü 266454,113 kW olarak bulunmuştur. Santral verileri doğrultusunda ilk önce kütle dengesi oluşturulmuş duruma göre türbin gücü hesaplanacak ve hata oranı bulunacaktır. İkinci olarak ise hiçbir değişiklik yapılmadan, verilen değerler kullanılarak güç ve bağıl hata hesaplamaları yapılacaktır.

Türbinlerin her birinden elde edilen güç değeri aşağıdaki gibi bulunur.

(4.29)

(4.30)

(4.31)

(4.32)

(4.33)

(4.34)

Bu durumda hata oranı;

(4.35)

olarak bulunur. Aynı hesaplamalar kütleli debi ayarlamasının yapılmadığı, verilerin çizelge 3.2’de bulunduğu gibi kabul edildiği durum için yapılacak olursa güç değeri;

olarak bulunur ve hata oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

(4.36)

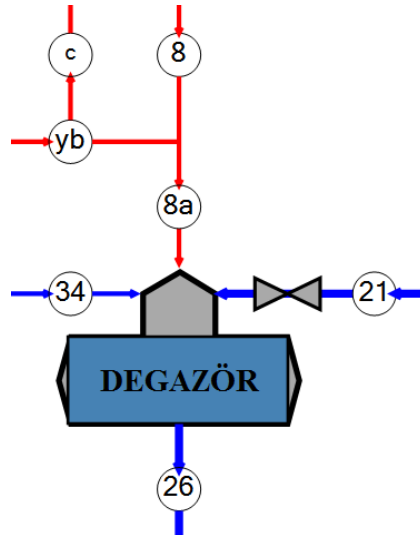
ABT'den ara buhar alma yöntemiyle, alçak basınç besleme suyu ısıtıcılarına gönderilen buharın ısıtıcıya ulaştığı durumdaki entalpi değerleri yukarıdaki tabloda gösterilmişti. Bu durumu sağlayan ısı kayıpları program tarafından hesaplanmış ve Çizelge 4.9'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.9 : Ön ısıtıcılara giden akışkanlarda oluşan ısı kayıpları.

Nokta	Enerji Kaybı (kW)
11-11a	166,628
12-12a	99,216
13-13a	31,849
14-14a	36,088

4.2.7 Degazör

Yüksek basınç ısıtıcılarında (YBI) ısıtma amaçlı kullanılmış su ve alçak basınç ısıtıcılarında (ABI) ön ısıtma yapılmış su, içerisinde bulunan eriyik gazların giderilmesi amacıyla degazöre gönderilir YBT'den alınmış yardımcı buharın bir kısmı ve OBT'den alınan buhar ise tankı ısıtma amaçlı degazöre gönderilir. Degazör tankı için oluşturulmuş kontrol hacmi Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 : Degazör kontrol hacmi.

Degazörün kütle dengesi yazılarak YBT'den alınan yardımcı buharın, ne kadarının degazöre gönderildiği aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$(4.37)$$

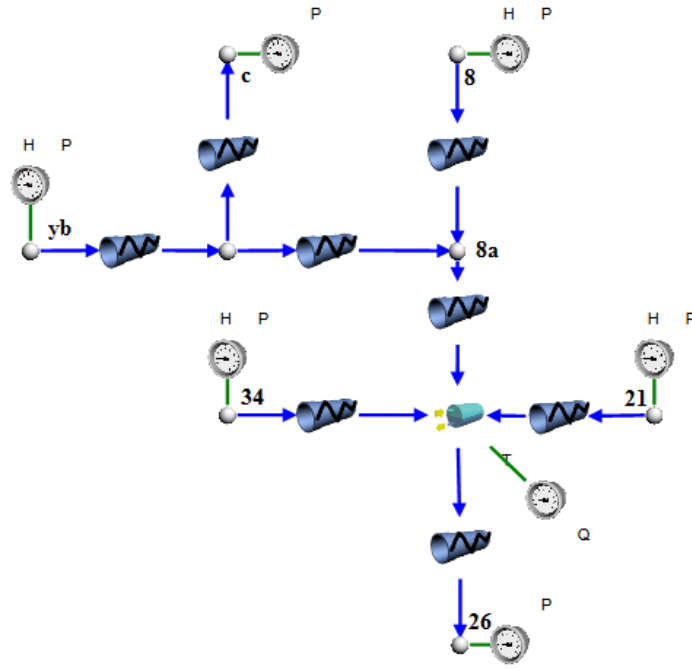
(4.38)

Degazör çıkışındaki debi miktarı kütle dengesinin elde edilmesi için 1683,89 ton/saat olmalıdır. 1683,9 ton/saat olarak verilen bu değerin sağlanması için degazörde 0,01 ton/saat lik bir kütle kaynağı oluşur. Degazörün çevrime eklenmesiyle bu kütle kaynağı diğer noktalara dağıtılır ve 0,00202 kg/s değerine düşer. Kütle kaynağının bulunduğu noktada enerji kaynağı da oluşur. Degazördeki enerji kaynağı 1,962 kW olarak hesaplanmıştır. Bu kaynakların çevrime etkisi küçüktür ve ihmal edilebilir.

Flownex ile degazör tasarımı iki fazlı tank elemanı yardımıyla yapılır. Tankın kararlı hal ile zamandan bağımsız çözüm durumu için, başlangıç sıcaklık ve kuruluk derecesi değeri mutlaka belirtilmelidir. Degazör tankına üç ayrı giriş mevcuttur. Bu durumda tanka doğru basınç farkı nedeniyle bir akış oluşması için tank basıncı, gelen akışkanların basıncından düşük belirlenmelidir. Bu basınç değerini sağlayan sıcaklık değeri; 0,03 kuruluk derecesi için 180,033 °C olarak belirlenmiştir.

Tankın geometrisi seçenekler arasından silindirik dikey olarak seçilmiştir. 2m çapında ve 50 m³ hacmindeki tankın su seviyesi kuruluk derecesine göre değişir. Su seviyesi 0,03 kuruluk derecesi için 2,52 m olarak program tarafından hesaplanmıştır.

Hacim kesrinden 3.2.2 Nod bölümünde bahsedilmiştir. Degazör tankı için hacim kesri yüksek sıcaklıktan gelen 8a noktası için 1 seçilirken diğer noktalar için 0 alınmalıdır. Hacim kesrinin 0 seçilmesi sadece sıvı fazın degazörden ayrılacağını, 1 seçilmesi ise sadece gaz fazının degazöre alınacağını gösterir. Degazör çıkışında akışkan besleme suyu pompasıyla yüksek basınç besleme suyu ısıtıcılarına basılacağı için sıvı fazda olmalıdır. Bu durumda degazör ve degazöre gelen akışlar, program tarafından Şekil 4.14'teki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 4.14 : Programda oluşturulmuş degazör tankı.

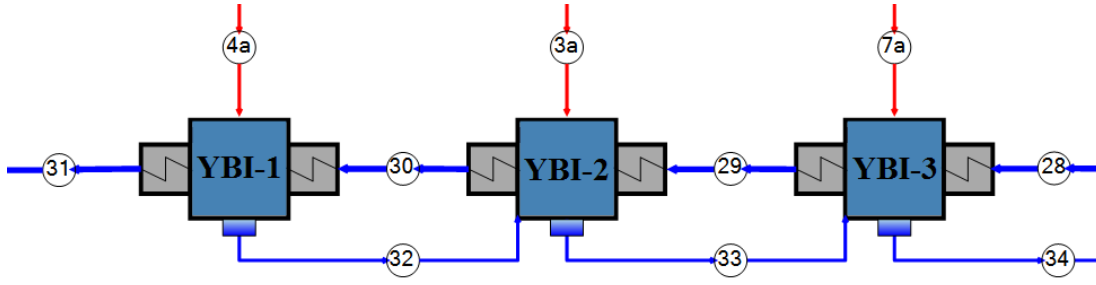
Degazör tankı açık besleme suyu ısıtıcısı gibidir. Isı transferi doğrudan temas ile gerçekleşir. Bu yüzden Flownex ile ısı transfer elemanı kullanılmadan oluşturulur. Degazör tankı ve kütleli debi dağılımına ait program tarafından hesaplanmış veriler Çizelge 4.10 üzerinde gösterilmiştir.

Çizelge 4.10 : Degazör verileri.

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
8	68,45984402	1053,9845	3201,2985	370,753341
21	1307,690897	1900,0012	609,400589	144,490157
26	1683,897237	1002,0001	763,224772	179,964843
34	298,8899895	1282,7805	811,900045	190,992679
8a	77,30984168	1052,9998	3176,96125	359,315632
yb1	9,379718566	4299,9981	2988,69851	313,159916
c	0,529720896	4298,9992	2988,69851	313,148663

4.2.8 Yüksek ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları

Degazörden çıkan su besleme suyu pompası ile yüksek basınç ısıtıcılarına (YBI) gönderilir. OBT ve YBT'den alınan kızgın buharlar, kazana gitmekte olan suya ön ısıtma yapar. YBI'lerden oluşan kontrol hacmi Şekil 4.15'teki gibidir.



Şekil 4.15 : YBI kontrol hacmi.

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcıları için kütle dengesi şu şekilde yazılır.

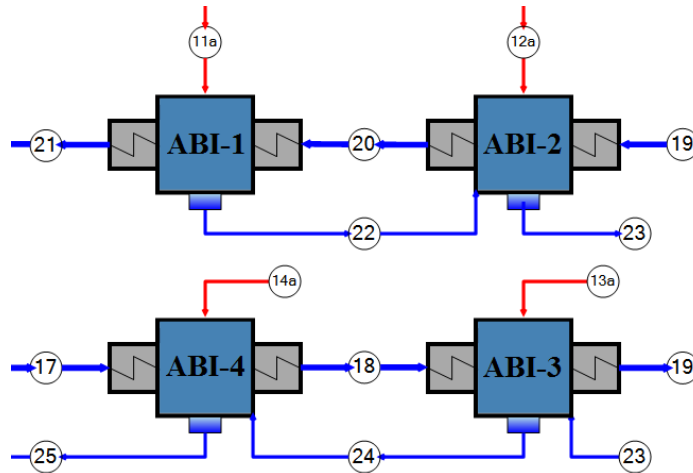
$$(4.39)$$

$$(4.40)$$

$$(4.41)$$

$$(4.42)$$

Yoğuşturucudan çıkan su, yoğuşturucu pompasıyla alçak basınç besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Burada ABT'den çekilen buharlarla degazöre gitmekte olan suya ön ısıtma yapılır. ABI'ları gösteren kontrol hacmi Şekil 4.16'daki gibidir.



Şekil 4.16 : ABI kontrol hacmi.

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları için kütle dengesi şu şekilde yazılır.

(4.43)

(4.44)

(4.45)

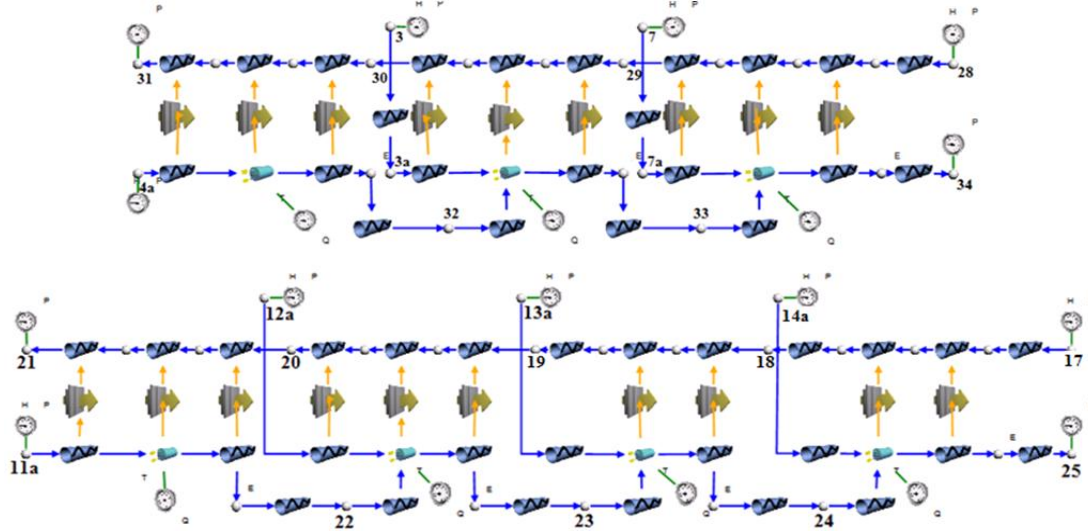
(4.46)

(4.47)

Isıtıcıların program ile tasarımı iki fazlı tank ve ısı transfer elemanı yardımıyla yapılır. Isı transfer elemanından Bölüm 3.2’de bahsedilmişti. Bu elemanda girdi değeri olarak iletim alanı, malzeme bilgisi, taşınım alanı ve ısı iletim katsayısı belirtilmelidir. Bu özellikler bilinmediği için dizayner yardımıyla istenen ısı transferi miktarına uygun değerler atanmalıdır. Her bir ısıtıcı için iki ya da üç ısı transfer elemanı kullanılmalıdır. Bunun sebebi programın iki fazlı akışta oluşan ısı transferini hesaplayamamasıdır.

İlk olarak akışkan kızgın buhar ise, kuruluk derecesini bire eşitleyen ısı transferi elemanı tasarlanır. Eğer ısıtıcıya giren akışkanın kuruluk derecesi 1’den küçük ise, ısı transferi elemanı kullanımı gerekmez. Kuruluk derecesi 1 ya da birin altında olan akışkan iki fazlı tanka girer. Tankın sıcaklığı ve kuruluk derecesi degazörde olduğu gibi sabitlenmiştir. Bu yüzden tankta bir enerji kaynağı oluşur. İkinci ısı transfer elemanı bu enerji kaynağını 0 yapacak seviyede ısıнын tanktan ayrılmasını sağlar. Son eleman ise çıkış entalpisini verecek şekilde tasarlanır. Bu yöntem ile türbin ara kademelerinden alınmış yüksek sıcaklıktaki buhar, kazana gönderilen suyu ısıtmakta kullanılır.

Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'daki kontrol hacimlerinde gösterilen noktalar, Çizelge 4.1'de belirtilmiş santral verilerini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Flownex programı ile oluşturulan yüksek ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları Şekil 4.17'de gösterilmiştir.



Şekil 4.17 : Programda oluşturulmuş ABI ve YBI.

Ön ısıtıcıların noktalara göre özelliklerini gösteren tablo, Çizelge 4.11'de verilmiştir.

Çizelge 4.11 : Alçak ve yüksek basınç ısıtıcıları verileri.

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
17	1307,690897	3399,9998	143,019983	33,402482
18	1307,690897	1940,0013	238,993811	56,6967908
19	1307,690897	1910,0012	345,083425	82,0454546
20	1307,690897	1909,9712	427,696824	101,701775
21	1307,690897	1900,0012	609,400589	144,490157
22	93,31003743	130,40001	449,501707	107,183403
23	135,429981	63,800002	366,400174	87,4704867
24	187,8099965	22	260,000211	62,1067744
25	233,3000478	7,0000017	156,720305	37,4130299
28	1683,897237	26400,015	800,399929	185,515995
29	1683,897237	26300,01423	928,6906056	214,8642435
30	1683,897237	26200,01467	1101,518405	252,9755062
31	1683,897237	26100,01498	1211,890179	276,2266084
32	95,83999998	4586,299995	1127,883678	258,5748209
33	227,4900006	2337,099933	945,4920032	220,3936235
34	298,8899895	1282,780525	811,9000448	190,9926788

Program tarafından oluşturulmuş alçak basınç besleme suyu ön ısıtıcısında suya verilen enerji 169411,598 kW olarak okunur. Santral verilerine göre alçak basınç ön ısıtıcısında alınan ısı miktarı;

(4.48)

olarak hesaplanır. Bu durumda alçak basınç ısıtıcısı için hata oranı;

(4.49)

bulunur. Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısında suya verilen enerji 192474,249 kW olarak okunur. Santral verilerine göre yüksek basınç ön ısıtıcısında alınan ısı miktarı ve buna bağlı hata oranı aşağıda hesaplanmıştır.

(4.50)

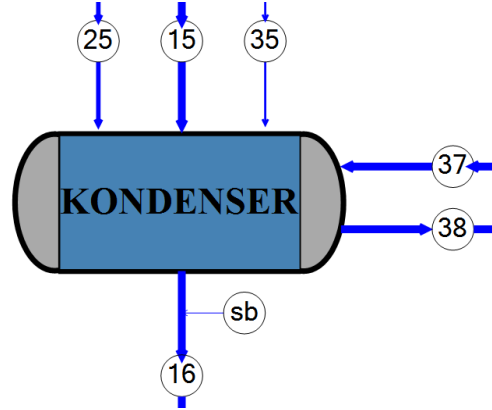
(4.51)

Isı transfer elemanlarının tasarım parametreleri ve iki fazlı tank elemanlarında oluşan kütle ve enerji kaynakları sırasıyla EK A.1 ve EK A.2’de belirtilmiştir.

4.2.9 Kondenser (Yoğuşturucu)

Türbinde enerjisi kullanılan buhar, belirli bir kuruluk derecesinde yoğuşturucuya ulaşır. Burada yoğuşturucu ısı eşanjörü görevi görür ve akışkanın sıvı fazına ulaşmasını sağlar. Bu işlem soğutma suyu yardımıyla yapılır. Yoğuşturucuya ABI’da kullanılmış su, besleme suyu pompası türbininde (BSPT) kullanılmış akışkan ve ABT’de kullanılmış çürük buhar gönderilir. ABT’de sızdırmazlığı sağlamak için

kullanılan sızdırmazlık buharı (sb) ise yoğuşturucu çıkışına iletilir. Yoğuşturucu için kontrol hacmi Şekil 4.18'deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 4.18 : Kondenser kontrol hacmi

Kondenser kütle dengesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$(4.52)$$

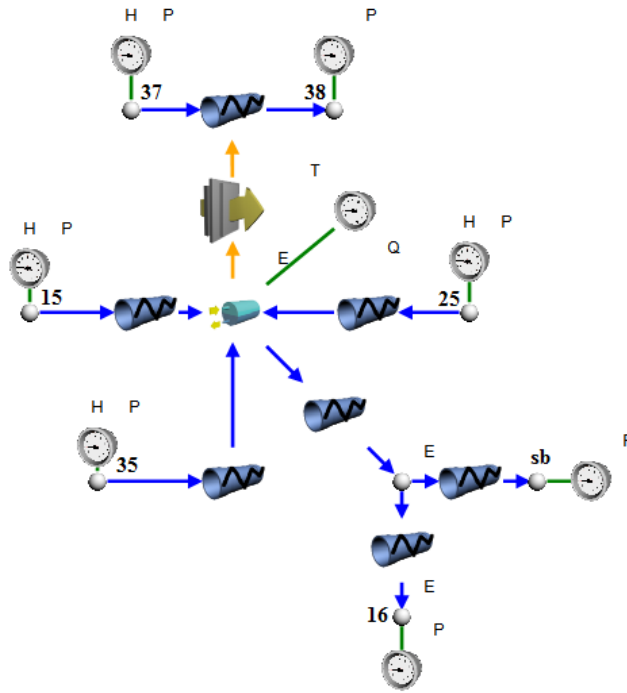
$$(4.53)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki debi miktarı kütle dengesinin sağlanması için 107,7 ton/saat olmalıdır. 1907,69 ton/saat olarak verilen bu değeri elde etmek için degazörde 0,01 ton/saat lik bir kütle kaynağı oluşur. Degazörün çevrime eklenmesiyle bu kütle kaynağı diğer noktalara dağıtılır ve 0,002406kg/s değerine düşer. Kütle kaynağının bulunduğu noktada oluşan enerji kaynağı ise -0,28 kW olarak hesaplanmıştır. Bu kaynakların çevrime etkisi küçüktür ve ihmal edilebilir düzeydedir.

Flownex ile yoğuşturucu tasarımı iki fazlı tank elemanı yardımıyla yapılır. Degazör ve ön ısıtıcılarda olduğu gibi tankın kuruluk derecesi ve sıcaklık değeri başlangıç koşulu için sabit kabul edilmelidir. Yoğuşturucu için kuruluk derecesi 0,003 ve sıcaklık ise 4,9 kPa yoğuşturucu basıncını belirlenen kuruluk derecesinde sağlayan 32,5148 °C olarak seçilmiştir.

Tankın geometrisi seçenekler arasından silindirik dikey olarak seçilmiştir. 5m çapında ve 1000 m³ hacmindeki tankın su seviyesi kuruluk derecesine göre değişir.

Yoğuşturucu soğutma suyunun giriş entalpi ve basınç değeri ve çıkış basınç değeri verilir. Uygun kütleli debiyi sağlayan akış kabulü değeri bulunur. Isı transfer elemanı yardımıyla çıkış entalpisini sağlayan ısı transferi gerçekleştirilir. Yoğuşturucu tasarımı Flownex üzerinde Şekil 4.19'daki gibi gösterilmiştir.



Yoğuşturucu kapalı besleme suyu ısıtıcısı ile aynı özellikleri gösterir. Isı transferi borular yardımıyla, akışkanlar arasında temas olmadan gerçekleşir. Bu nedenle tasarım yapılırken ısı transfer elemanı kullanılmalıdır. Buradaki ısı transfer elemanı, iki fazlı tanktaki kuruluk derecesi ve sıcaklık sınır koşullarının sabit tutulmasından dolayı oluşan enerji kaynağını sıfırlayacaktır. Yoğuşturucu tasarımında kullanılan noktaların, program tarafından hesaplanmış termodinamik özellikleri Çizelge 4.12’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.12 : Yoğuşturucu verileri.

Nokta	Kütleli Debi (t/sa)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Sıcaklık (°C)
15	988,9800849	4,9	2331,699121	32,51484242
16	1307,690897	102,0000049	136,3424922	32,51689586
25	233,3000478	7,000001685	156,7203053	37,41302995
35	82,93001126	5,899999894	2454,799418	35,85269151
37	81214,8315	240	84,144	20,00242288
38	81214,8315	170	113,3052858	26,99064947
sb	2,4895092	-	-	-

Yoğuşturucuda akışkandan atılan enerji ısı transferi elemanından 657869.142 kW olarak okunur. Santral verilerine göre yoğuşturucuda dışarı atılan enerji;

(4.54)

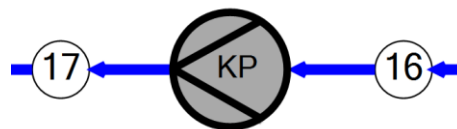
olarak bulunur. Bu durumda yoğuşturucu için hata oranı;

(4.55)

olarak bulunur.

4.2.10 Pompalar

Santral çevriminde, suyun basınçlandırarak taşınmasını sağlayın 3 ayrı ana pompa bulunmaktadır. Bunlar kondenserde yoğunlaşan suyu pompalayan yoğuşturucu pompası (KP), degazör çıkışında akışkanı besleme suyu pompasına yönlendiren yükseltici pompa (YP) ve akışkanı alçak basınç ön ısıtıcılara yönlendiren besleme suyu pompalarıdır (BSP). KP'nin oluşturduğu kontrol hacmi Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



Şekil 4.20: KP kontrol hacmi.

KP için kütle dengesi;

(4.56)

olarak yazılır. Pompada tüketilen iş program tarafından -2464,764 kW olarak hesaplanmıştır. Santral verilerine göre pompanın harcadığı enerji;

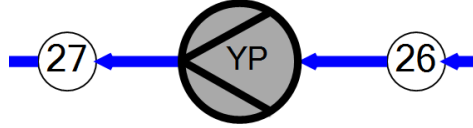
(4.57)

-

bulunur. Bu durumda KP güç değeri için hata oranı;

(4.58)

YP'nin oluşturduğu kontrol hacmi Şekil 4.21'de belirtilmiştir.



Şekil 4.21 : YP kontrol hacmi

YP için kütle dengesi;

(4.59)

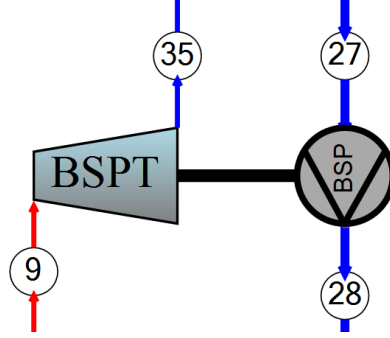
olarak yazılır. YP'de tüketilen iş program tarafından 988,458 kW olarak hesaplanmıştır. Santral verilerine göre YP'nin harcadığı enerji;

(4.60)

bulunur. Bu durumda yoğunlaştırucu pompası güç değeri için hata oranı;

(4.61)

olarak hesaplanır. BSP ve pompanın güç tüketimini karşılamak için kullanılan BSPT'nin oluşturduğu kontrol hacmi Şekil 4.22'deki gibidir.



Şekil 4.22 : BSPT ve BSP'nin oluşturduğu kontrol hacmi.

BSPT ve BSP için kütle dengesi;

(4.62)

(4.63)

olarak yazılır. Program tarafından BSP'de tüketilen enerji 16400,193 kW, BSPT'de üretilen enerji ise 16635,869 kW olarak hesaplanmıştır. BSPT, OBT'den çekilen ara buhar ile çalışmaktadır. BSP'yi çalıştıran güç bu türbin tarafından sağlanır. Türbinin program aracılığıyla hesaplanan izentropik verim değeri 0,784'tür. BSP ve BSPT'nin Flownex ile hesaplanan güç değerleri karşılaştırıldığında, türbinde üretilen gücün pompanın çalıştırılması için yeterli olduğu görülmüştür. Çizelge 4.1'de belirtilen santral verilerine göre, pompanın harcadığı enerji ve türbin gücü aşağıdaki gibi hesaplanır.

(4.64)

(4.65)

Bu durumda hata oranları;

(4.66)

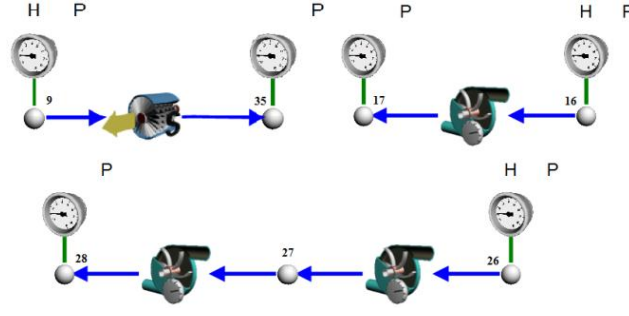
(4.67)

olarak bulunur. Flownex ile pompa tasarımı değişken devirli pompa elemanı yardımıyla yapılır. Program içerisinde hazır pompa grafikleri mevcuttur. Bu değerler ölçeklendirme yöntemiyle tasarlanacak pompaya uygun hale getirilir. EK-A.3'te referans pompa eğrisinin özellikleri belirtilmiştir. Bu eğri yardımıyla oluşturulmak istenen pompaya uygun ölçeklendirme verileri hesaplanır. Bu işlem için gerekli veriler basınç artışı, basınç artışı ölçeklendirme faktörü, yoğunluk, hidrolik verim, hacimsel debi ve hacimsel debi ölçeklendirme faktörüdür. Santralde kullanılan pompaların özellikleri Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.13 : Çevrimde kullanılan pompalarının özellikleri.

Pompa	Hacimsel Debi(m ³ /s)	Basınç Farkı(kPa)	Basınç Farkı ÖF	Hacimsel Debi ÖF	Özkütle(kg/m ³)	Hidrolik Verim
YP	0,542	798	6,116	38,988	863,122	0,438
BSP	0,527	24600	188,545	37,935	887,064	0,79
KP	0,365	3400	26,059	26,268	994,848	0,44

Pompalar ve BSPT program aracılığıyla Şekil 4.23'teki gibi oluşturulur ve sisteme eklenir.



Şekil 4.23 : KP,YP,BSPT ve BSP'nin Flownex ile gösterimi.

Pompaların noktalara göre termodinamik özellikleri Çizelge 4.14'te belirtilmiştir.

Çizelge 4.14 : Çevrimde kullanılan pompaların verileri.

Nokta	Kütlesel Debi(t/sa)	Basınç(kPa)	Entalpi(kj/kg)	Sıcaklık(°C)
9	82,93001126	1001,9998	3176,96413	358,857
16	1307,690897	102	136,342492	32,5169
17	1307,690897	3399,9998	143,019983	33,40248
26	1683,897237	1002,0001	763,224772	179,9648
27	1683,897237	1800,0013	765,337995	180,4269
28	1683,897237	26400,015	800,399929	185,516
35	82,93001126	5,89999999	2454,79942	35,85269

4.2.11 Santral veriminin hesaplanması

Santral verimi çevrimdeki net işin, kazanda harcanan enerjiye oranıyla bulunur. Çevrimde iş yapan elemanlar türbinler iken, enerji tüketen elemanlar ise pompalardır. Türbin işi;

$$(4.68)$$

olarak bulunur. Jeneratör verimi 0,99 kabul edilirse, santraldaki net enerji üretimi aşağıdaki gibidir.

$$(4.69)$$

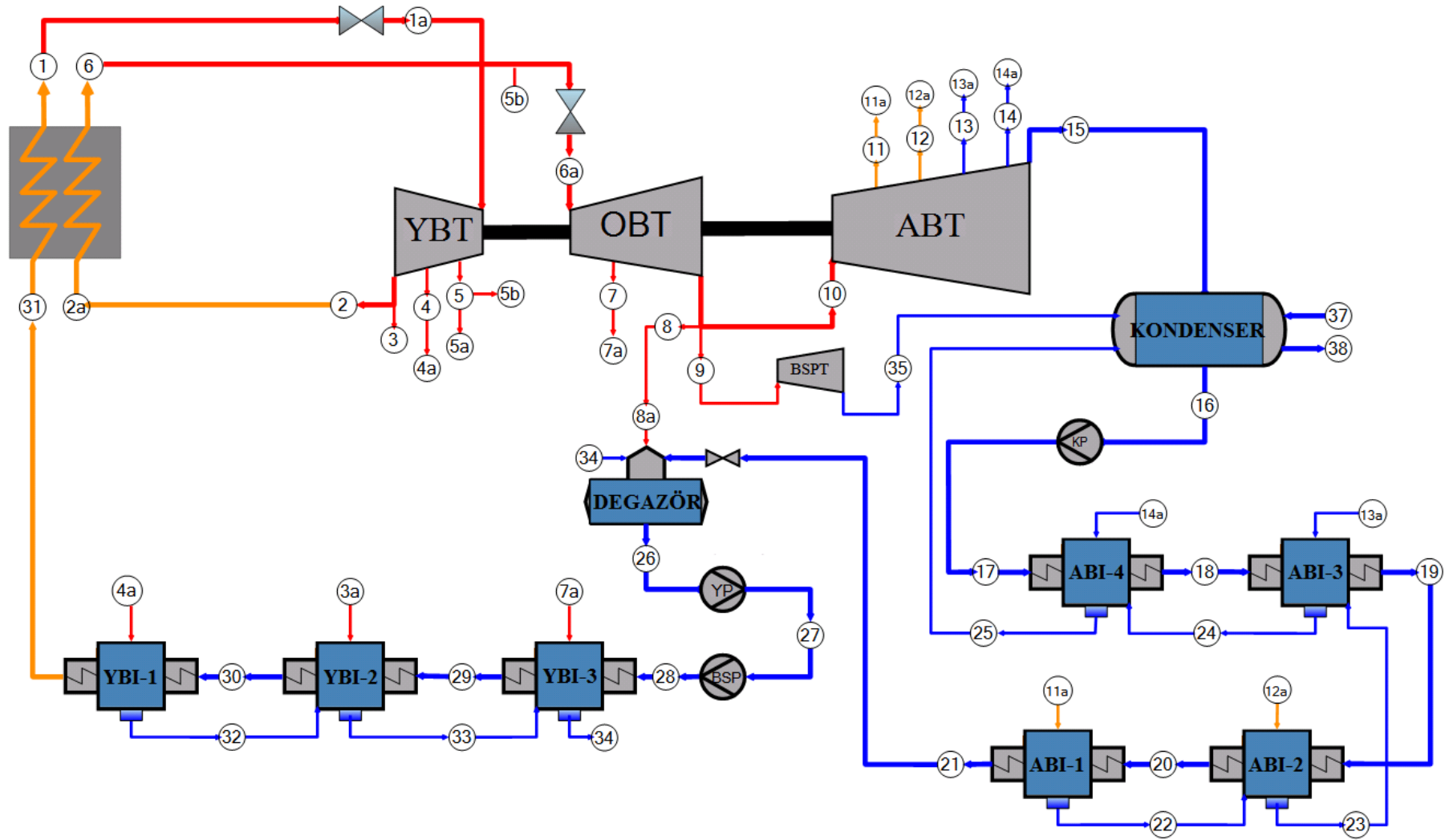
Net iş;

$$(4.70)$$

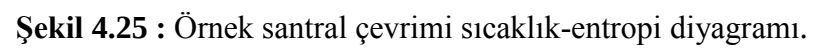
olarak bulunur. Bu durumda santral verimi 2.12 numaralı denklem aracılığıyla;

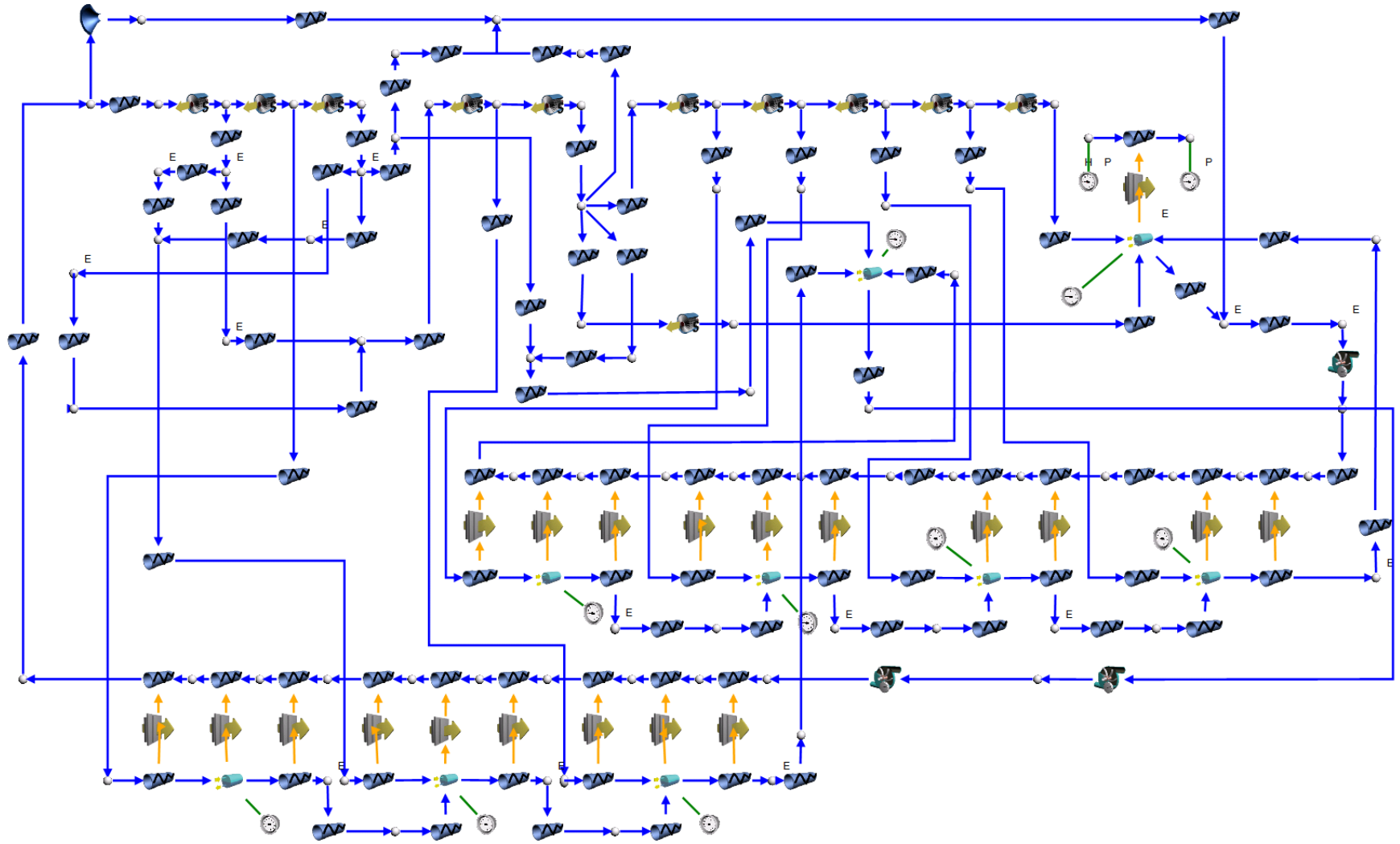
olarak hesaplanır.

Santral çevrimini oluşturan, Flownex programı vasıtasıyla ayrı ayrı Çizelge 4.1 verilerine uygun olarak oluşturulan komponentler birleştirilerek, kömür yakıtlı örnek bir termik santral oluşturulmuştur. Bu santralin akış şeması, Flownex programında bulunan yardımcı elemanlar aracılığıyla Şekil 4.24'teki gibi oluşturulmuştur. Akış şemasında belirtilen noktalardan önemli olanları, Şekil 4.25'deki sıcaklık-entropi diyagramında belirtilmiştir. Örnek santralin program arayüzündeki görünümü ise Şekil 4.26'daki gibidir.



Şekil 4.24 : Flownex ile oluşturulmuş program akış şeması.





Şekil 4.26 : Örnek santralin Flownex arayüzündeki görünümü.

5. ÖRNEK SANTRALİN DİNAMİK HALDE MODELLENMESİ

Örnek santralin zamandan bağımsız kararlı durum için analizi Bölüm 4'te yapılmıştır. Bu bölümde ise aksiyon elemanı yardımıyla kararlı durum için kullanılmış sınır koşulları kaldırılacak ve çeşitli seneryolar oluşturularak sistemin zamana bağlı dinamik analizi yapılacaktır.

5.1 Buhar Kazanı Çıkış Sıcaklığının Artırılması

Santral çevriminin en yüksek sıcaklığına kazanda ulaşılır. Santrallerde kazan sıcaklığının artırılması ile daha fazla elektrik üretilebilir. Buhar kazanları çıkış sıcaklıklarına göre kritik üstü (süper-kritik) veya kritik altı (sub-kritik) olarak isimlendirilirler. Kritik üstü buhar kazanlarında çıkış sıcaklığı ve basıncı kritik noktanın (KN) üzerindedir (KN: 221 bar ve 374 °C). Günümüzde kritik üstü buhar santralleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek sıcaklık ve basınç değerlerinde çalışabilecek dayanıklı malzemeler geliştirilerek, kritik üstü santrallerde üretilen enerji ve santral verimi artırılabilir.

Kritik üstü buhar kazanları; geleneksel kritik üstü (SC), ultra kritik üstü (USC) ve ileri düzey ultra kritik üstü (A-USC) olarak 3 ayrı katagoride incelenebilir [30]. Bu kazan tiplerinde görülmesi beklenen basınç ve sıcaklık değerleri ve malzeme bilgileri Çizelge 5.1'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.1 : Kritik üstü buhar kazanları basınç,sıcaklık ve malzeme bilgileri [30].

Tipi	Kazan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Kazan Basıncı (Bar)	Ara Kızdırıcı Basıncı (Bar)	Malzeme
SC	<590	250	45	Ostenitli ve ferritli paslanmaz çelik
USC	590-620	250	50	Ostenitli ve akma dayanımı artırılmış ferritli paslanmaz çelik
A-USC	700-760	345	76	Nikel temelli alaşımlar

Çizelge 5.1'de 620 ve 700 °C aralığına ait değerler belirtilmemiştir. A-USC buhar kazanının çıkış sıcaklığının düşük olması verim değerini düşürecektir ve nikel alaşım malzemesinin kullanımı, yüksek fiyatı nedeniyle ekonomik olarak uygun bir seçenek

olmayacaktır. Bu yüzden nikel alaşımlı A-USC kazanların 700'den düşük sıcaklık değerleri için (en az 650°C) kullanılmaması önerilir [30].

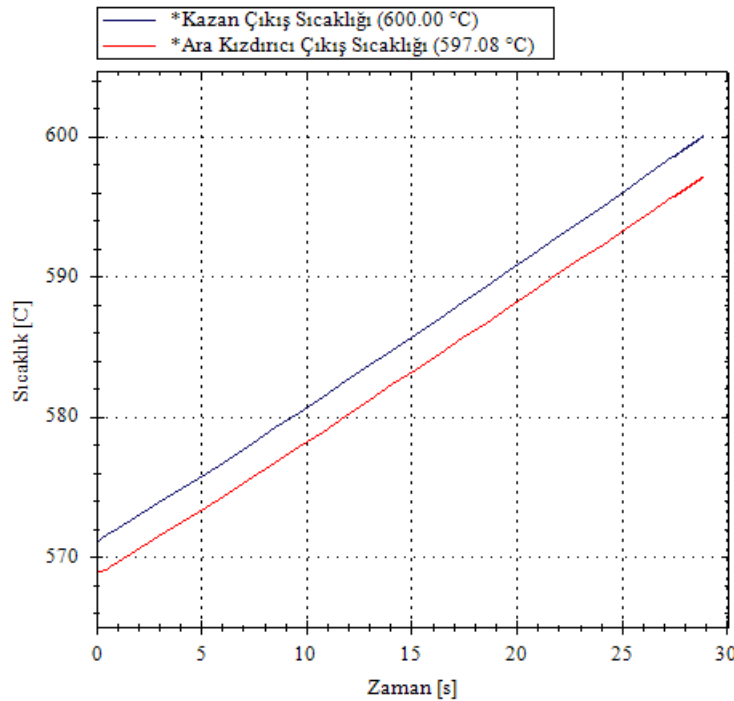
Örnek santral 571 °C ve 261 bar kazan sıcaklık ve basıncı; 41,34 bar ara kızdırıcı basıncı ile geleneksel kritik üstü termik santral sınıfına girmektedir. Kararlı durumda, kazanda suya aktarılan enerji miktarı 1025,55 MW, kazan çıkış sıcaklığı ise 571 °C olarak hesaplanmıştı. Dinamik analizde ise kazandaki enerji transferinin, aşağıda oluşturulmuş lineer denkleme bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır.

(5.71)

M=1 için, kazan çıkış sıcaklığını 600 °C yapan ısı transferi miktarı;

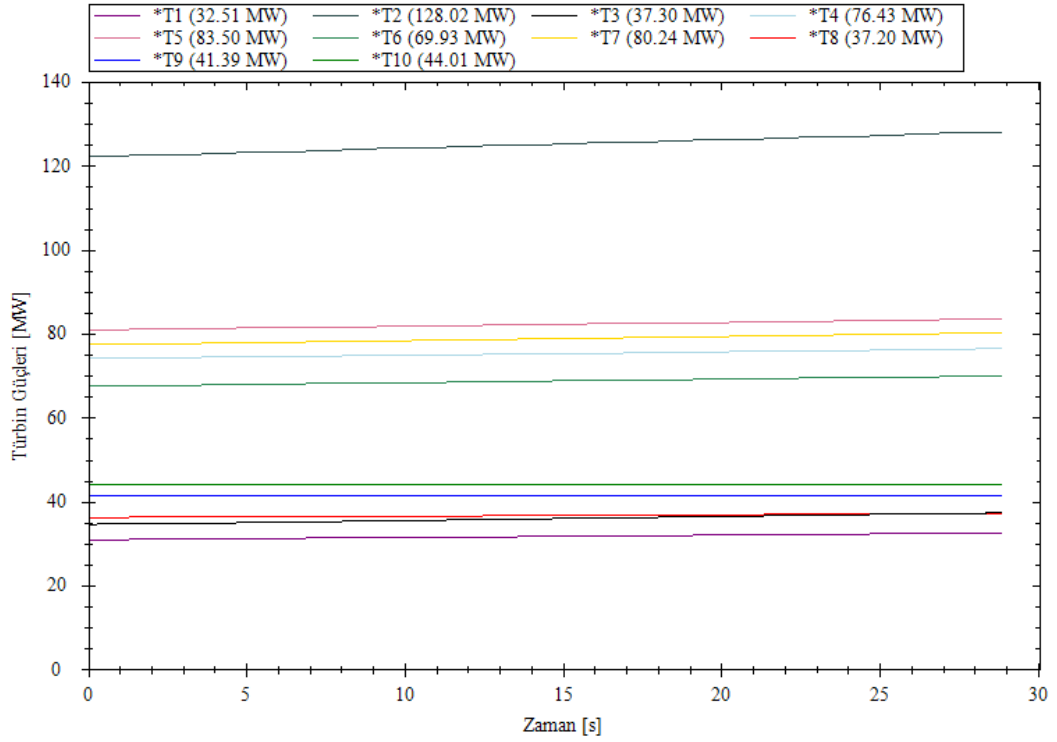
$$Q_{\text{son}} = 1054,42 \text{ MW}$$

olarak hesaplanmıştır. Kazan ve ara kızdırıcı çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimi Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Kazan ve ara kızdırıcı çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimi.

Kazan çıkış sıcaklığının artırılması sonucu türbinlerde elde edilen güç miktarında artış gözlemlenmesi beklenmektedir. Program yardımıyla tasarlanmış 10 ayrı türbinde meydana gelen güç artışının zaman göre değişimi Şekil 5.2'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 : Kazan sıcaklığının yükselmesi ile türbin güçlerinin zamana göre değişimi.

Kazan çıkış sıcaklığının zamanla lineer olarak 29 °C artırılması ile türbinden elde edilen toplam güç 4.69 numaralı denklemden;

$$P_{\text{türbin}} = 630,53 \text{ MW}$$

olarak hesaplanır. 609,1 MW olan toplam türbin gücünün 21,4 MW arttığı gözlemlenmiştir. Elektrik enerjisine çevrilen güç ise 4.70 numaralı denklem aracılığıyla;

olarak hesaplanır. Yeni durum için kazanda suya aktarılan enerji 4.2 numaralı denklem yardımıyla;

olarak bulunur. Kazanda harcanan yakıt enerjisi ise kazan verimi sabit kabul edilerek aşağıdaki formül yardımıyla;

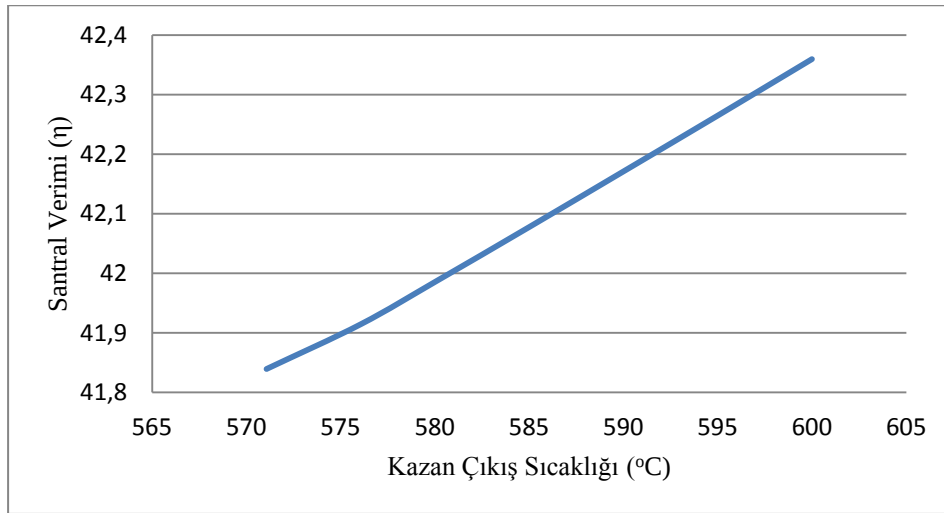
$$\text{---} \quad (5.72)$$

olarak bulunur. Yoğuşturucu pompası ve yükseltici pompasına ait toplam güç tüketim değeri ise 3,453 MW değerinden; 3,456 MW değerine yükselmiştir. Bu durumda santral net işi 4.71 numaralı denklem kullanılarak;

$$620,77 \text{ MW}$$

olarak bulunur. Bu değerler doğrultusunda yeni santral verimi 4.72 numaralı denklem kullanılarak;

olarak hesaplanır. Santral veriminin sıcaklık artışıyla değişimini gösteren grafik Şekil 5.3'teki gibidir.



Şekil 5.3 : Kazan çıkış sıcaklığının santral verimine etkisi.

Örnek santralin kazan sıcaklığı 600 °C'ye artırılarak ultra kritik üstü santral sıcaklığı elde edilmiş ve çevrim verimi % 0,52 artırılmıştır. Bu sıcaklığın ileri düzey-ultra kritik üstü buhar kazanı sıcaklığı olan 700 °C'ye çıkartılması durumunda çevrim elemanlarının çalışma değerleri program tarafından hesaplanmış ve Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 : 700°C kazan sıcaklığı için santral verileri.

Kazan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Jeneratör Gücü (MW)	Toplam Pompa Gücü (MW)	Kazanda Suyu Aktarılan Enerji (MW)	Santral Verimi
700.01	694.94	-3.45	1144.78	44.12

Bu durumda santral verimi yaklaşık olarak %2,3 artmıştır. Bu verim artışı ciddi oranda enerji tasarrufu sağlayacak olsa da kullanılacak nikel alaşımlı malzemenin

neden olacağı yüksek yatırım maliyeti de dikkate alınması gereken ciddi bir parametredir.

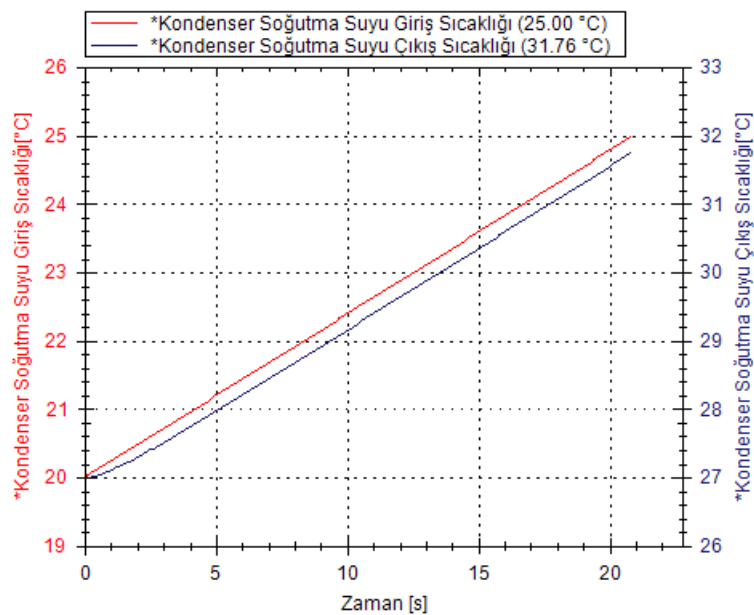
5.2 Yoğuşturucu Soğutma Suyu Sıcaklığının Değiştirilmesi

Yoğuşturucu soğutma suyu, dış ortamda bulunan bir depodan alınır. Bu yüzden soğutma suyu sıcaklığı, ortam sıcaklığına göre değişkenlik göstermektedir. Ülkemizde dış ortam sıcaklığı konum ve mevsim şartlarına göre -45 °C'den 45 °C'ye kadar farklılık gösterebilmektedir.

Yoğuşturucu soğutma suyu, türbinden çıkan çürük buharın enerjisini alır ve çürük buharı sıvı fazına dönüştürür. Bu durumda soğutma suyu ne kadar düşük sıcaklıkta olursa, soğutma işlemi o kadar verimli olacaktır. Bu bağlamda örnek santral için 20 °C olan yoğuşturucu soğutma suyu giriş sıcaklığı 15 °C ve 25 °C arasında değiştirilerek santralin davranışı incelenmiştir. Sıcaklık artışının lineer olduğu ve aşağıdaki denkleme göre değiştiği varsayılmıştır.

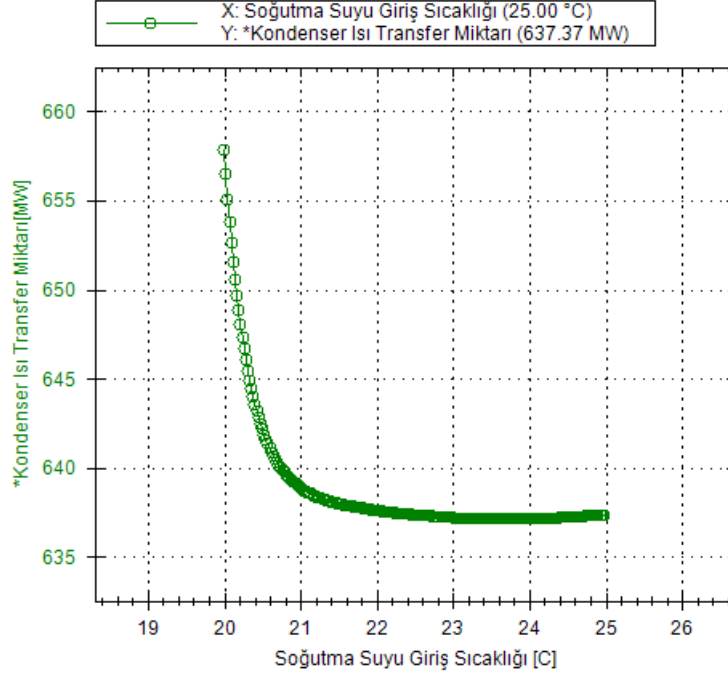
(5.73)

Burada M değeri 1 alınırsa, $T_{\text{son}} = 25$ °C değeri 20,9 saniye sonunda elde edilir. Bu süreçte yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişimi Şekil 5.4'teki grafikte belirtilmiştir.



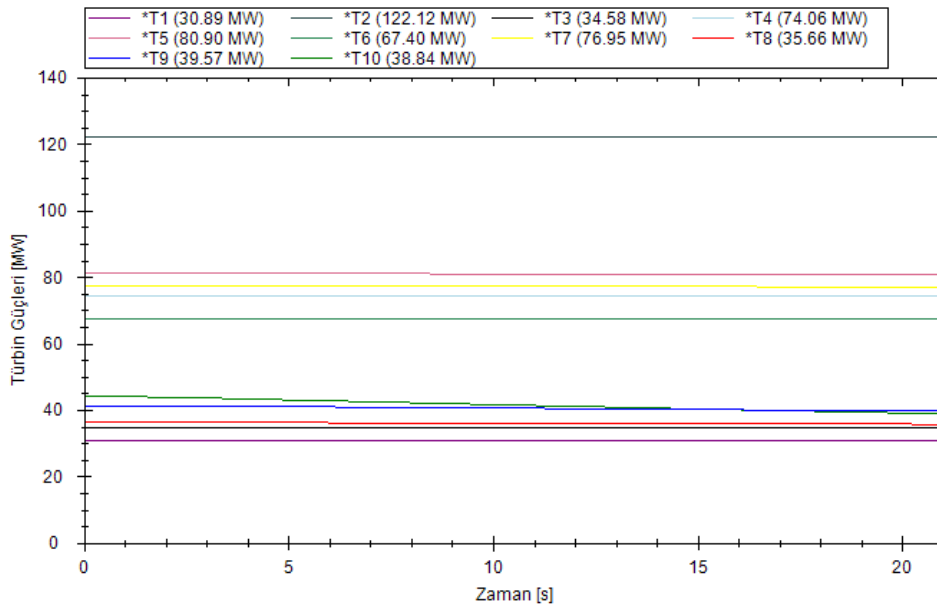
Şekil 5.4 : Yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi.

Şekil 5.4'te görüldüğü üzere soğutma suyu sıcaklık farkı 7 °C'den 6,76 °C'ye düşmüştür. Bunun temel nedeni sıcaklık arttıkça özgül ısı (c_p) artmasıdır. Yoğuşturucuda meydana gelen ısı transferinin artan soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi Şekil 5.5'teki gibidir.



Şekil 5.5 : Soğutma suyu sıcaklığı ve yoğuşturucu ısı transferi miktarı arasındaki ilişki.

Soğutma suyu sıcaklığının yükselmesinin türbin güçlerine etkisi aşağıdaki Şekil 5.6'da belirtilmiştir.



Şekil 5.6 : Soğutma suyu sıcaklığının artırılması ile türbin güçlerinin değişimi.

Bu durumda özellikle ABT'yi oluşturan 9 ve 10 numaralı türbinlerde meydana gelen güç düşümü sonucunda toplam türbin gücü 4.69 numaralı denklemden;

$$P_{\text{türbin}} = 600,97 \text{ MW}$$

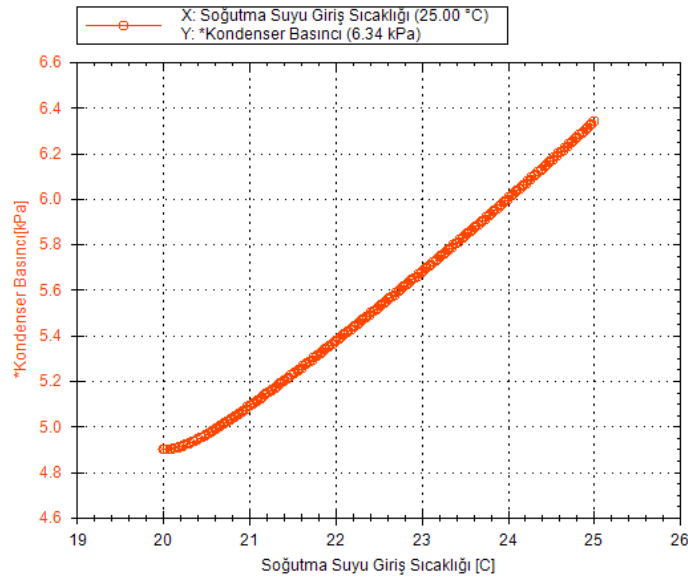
olarak hesaplanır. 609,1 MW olan toplam türbin gücünün 8,13 MW azaldığı gözlemlenmiştir. Elektrik enerjisine çevrilen güç ise 4.70 numaralı denklem yardımıyla;

olarak hesaplanır. Kazanda harcanan yakıt enerjisi ve pompada tüketilen enerjinin aynı olduğu yeni durum için net iş 4.71 numaralı denklemden;

$$591,51 \text{ MW}$$

olarak bulunur. Bu değerler doğrultusunda yeni santral verimi 4.72 numaralı denklem kullanılarak;

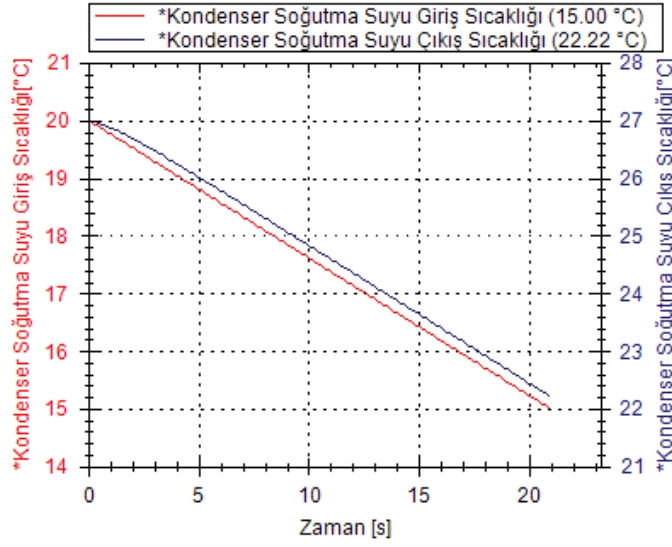
olarak hesaplanır. Soğutma suyu sıcaklığının 5 °C artmasıyla santral verimi %0,56 azalmıştır. Bu azalmanın temel nedeni zamanla yoğuşturucu basıncının artmasıdır. Sıcaklık ve yoğuşturucu basıncı arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 5.7'deki gibidir.



Şekil 5.7 : Soğutma suyu sıcaklığının artırılmasının yoğuşturucu basıncına etkisi.

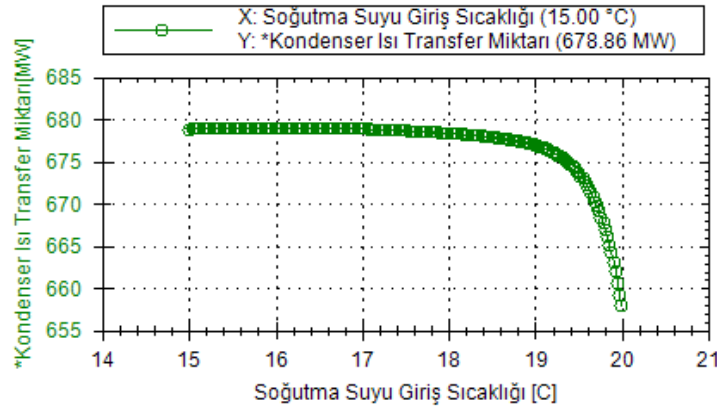
Yoğuşturucu soğutma suyu giriş sıcaklığının 15 °C olduğu durumu incelemek için 5.3 numaralı denklemden M değeri -1 olarak alınır. Soğutma suyu giriş sıcaklığı 15

°C olana kadar lineer olarak düşürülür. Bu süreçte yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimi Şekil 5.8’de belirtilmiştir.



Şekil 5.8 : Yoğuşturucu soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi.

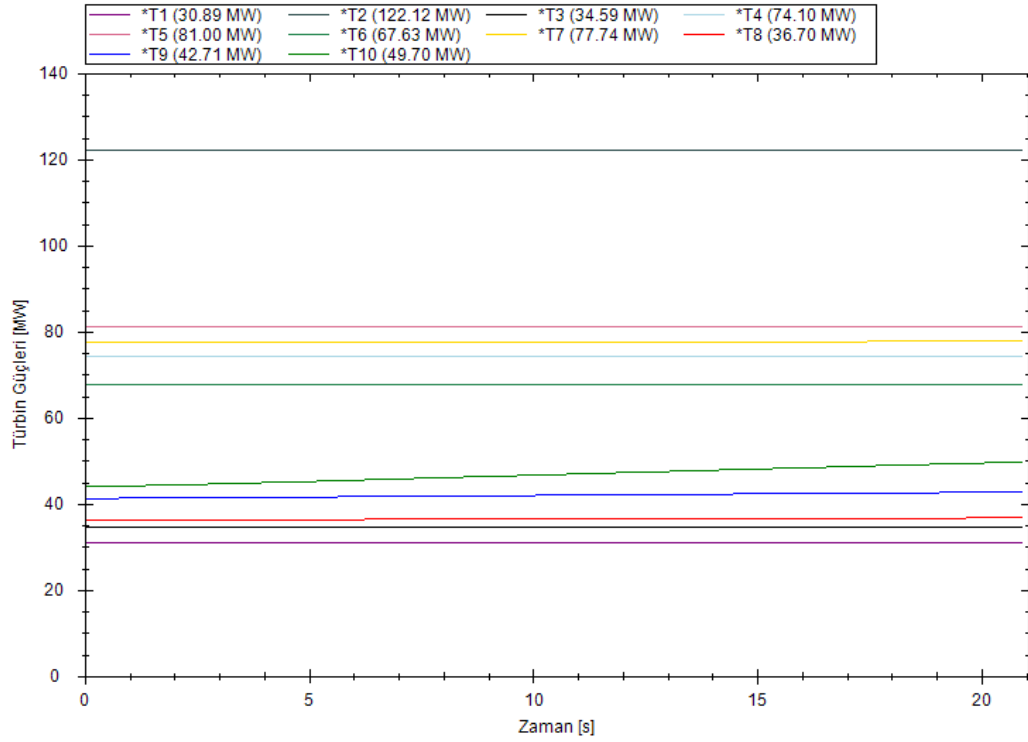
Yukarıdaki şekilden yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklık farkının 7°C’den 7,22°C’ye yükseldiği görülmektedir. Bunun temel nedeni sıcaklık azaldıkça özgül ısı (c_p) artmasıdır. Yoğuşturucu ısı transfer miktarının azalan soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi Şekil 5.9’da gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Soğutma suyu sıcaklığı ve yoğuşturucu ısı transferi miktarı arasındaki ilişki.

Soğutma suyu sıcaklık azaldıkça, yoğuşturucuda oluşan ısı transferi belirli bir değere kadar artmış; daha sonra ise 678,9 MW dolaylarında sabit kalmıştır.

Soğutma suyu sıcaklığının düşmesi özellikle 9 ve 10 numaralı yoğuşturucuya yakın türbinlerde güç artışına neden olacaktır. Türbin güçlerinin zamanla değişimini gösteren grafik Şekil 5.10’daki gibidir.



Şekil 5.10 : Soğutma suyu sıcaklığının azalması ile türbin güçlerinin değişimi.

15 °C soğutma suyu giriş sıcaklığı için türbin gücü 4.69 numaralı denklemden;

$$P_{\text{türbin}} = 617,2 \text{ MW}$$

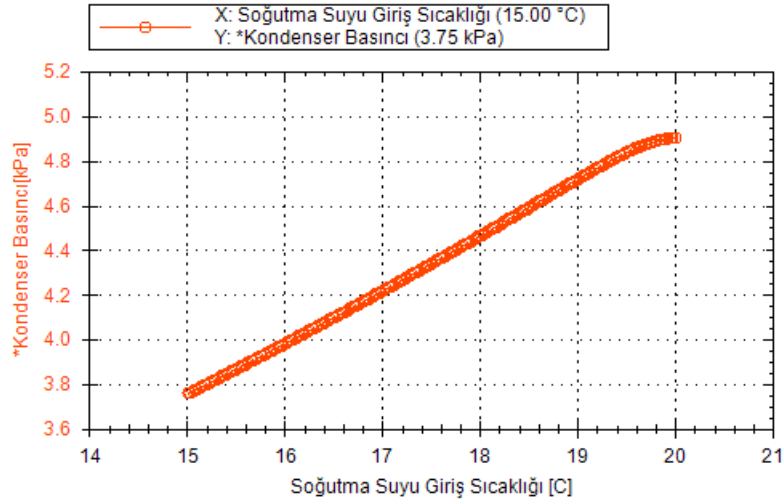
olarak hesaplanır. Elektrik enerjisine çevrilen güç ise 4.70 numaralı denklem yardımıyla;

olarak hesaplanır. Kazanda harcanan yakıt enerjisi ve pompada tüketilen enerjinin aynı olduğu yeni durum için net iş 4.71 numaralı denklemden;

$$\text{MW}$$

olarak bulunur. Bu değerler doğrultusunda yeni santral verimi 4.72 numaralı denklem kullanılarak;

olarak hesaplanır. Soğutma suyu sıcaklığının 5°C azaltılmasıyla santral verimi % 0,56 artırılmıştır. Bu artışın temel nedeni yoğuşturucu basıncındaki düşüştür. Soğutma suyu sıcaklığın azaltılmasıyla yoğuşturucu basıncı arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 : Soğutma suyu sıcaklığının azaltılmasının yoğuşturucu basıncına etkisi.

Soğutma suyu sıcaklığının 15 °C ve 25 °C arasında değiştirilmesi ile elde edilen jeneratör ve pompa güçleri ile verim değerlerini gösteren tablo Çizelge 5.3'teki gibi oluşturulmuştur.

Çizelge 5.3 : Soğutma suyu sıcaklığı değişiminin santral gücü ve verimine etkisi.

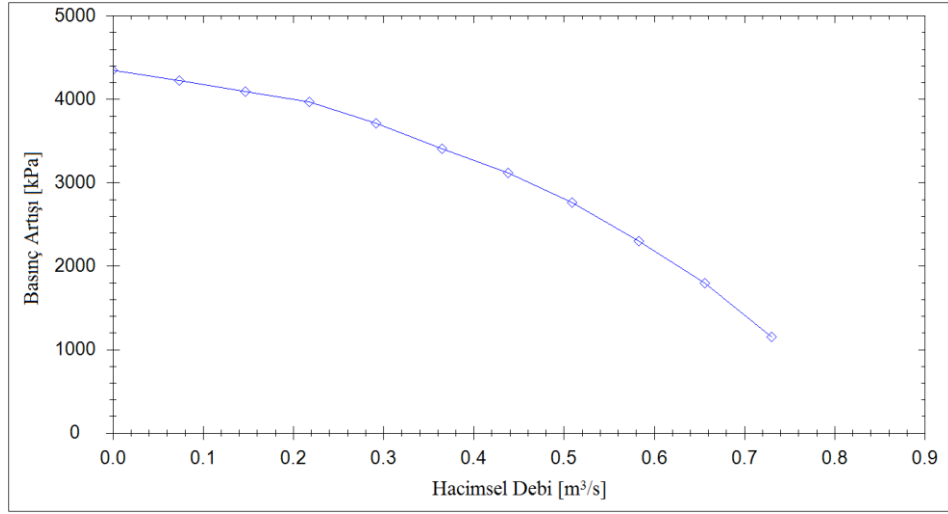
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı (°C)	Jeneratör Gücü (MW)	Pompa Gücü (MW)	Santral Verimi
25	594,96	3,45	41,28
24	596,65	3,45	41,4
23	598,34	3,45	41,51
22	600,07	3,45	41,64
21	601,8	3,45	41,76
20	603	3,45	41,84
19	604,22	3,45	41,92
18	605,93	3,45	42,04
17	607,66	3,45	42,16
16	609,35	3,45	42,28
15	611,03	3,46	42,4

5.3 BSP ve KP Devir Sayısının Değiştirilmesi

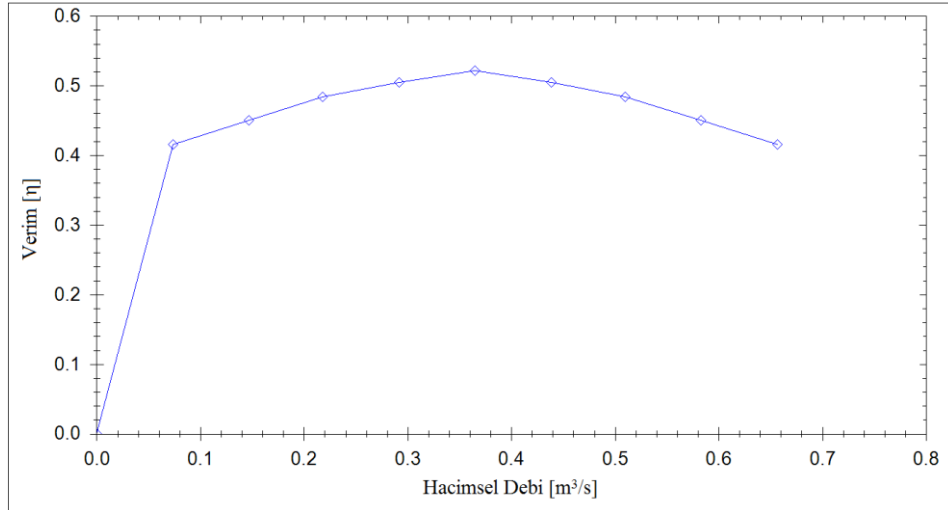
Santralde kullanılan üç ana pompa elemanından ikisi olan BSP ve KP, santralde üretilen net işe dolayısıyla da santral verimine etki eden en önemli iki pompa çeşitidir. Bu bölümde dinamik analiz yöntemiyle BSP ve KP devir sayıları değiştirilecek ve santral çevrimine etkileri incelenecektir.

KP, kondenserde yoğuşturulan suyun basınçlandırılarak ABI'lara iletimini sağlar. KP'nin Flownex ile tasarımı, Çizelge 4.1'de belirtilen pompa çıkış basınç ve

entalpisine denk gelen hacimsel debi ve hidrolik verim hesaplanarak yapılır. $n=2500$ dev/dak için KP'nin Flownex'te oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi Şekil 5.12'de, η - ΔP eğrisi ise Şekil 5.13'te verilmiştir.



Şekil 5.12 : KP için oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi ($n=2500$ dev/dak).



Şekil 5.13 : KP için oluşturulmuş η - ΔP eğrisi ($n=2500$ dev/dak).

Şekil 5.12 ve 5.13'te gösterilen pompa eğrileri 2500 dev/dak pompa deviri için geçerlidir. KP üzerinde aksiyon elemanı yardımıyla, hız değişiminin çevrime etkisinin incelenebilmesi için pompa verilerine en az 2 farklı devir sayısında oluşturulmuş, basınç farkı ve verimin hacimsel debiyle ilişkisini gösteren pompa eğrileri eklenmelidir. Bu durumda EK A.3'te gösterilmiş değişken devirli pompa eğrisi kullanılarak, $n=2100$ ve $n=2900$ dev/dak değerleri için Çizelge 4.13'te belirtilen ölçeklendirme faktörü aracılığıyla 2 ayrı pompa eğrisi daha oluşturulmuştur.

3 farklı devir sayısına da uygun eğriler oluşturulduktan sonra KP'de oluşması gereken basınç farkı, verim ve hacimsel debi değerlerini sağlayan devir sayısı dizayner ile hesaplanır ve $n_{KP}=2533$ dev/dak olarak bulunur.

KP devir sayısının aşağıdaki lineer denkleme bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır.

(5.4)

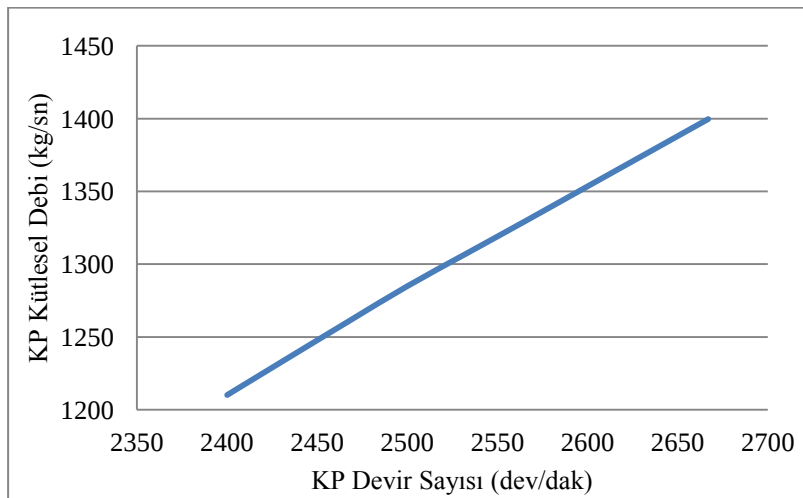
Burada $M=1$ ve $n_{ilk}=n_{KP}$ olarak alınmıştır. Bu durumda KP'de 100sn sonra gerçekleşen 100 dev/dak'lık bir artış, çevrim verilerini şu şekilde etkiler.

KP'den geçen kütleli debi miktarının 1307,69 ton/saat'den; 1376,54 ton/saat'e yükseldiği görülür. Bu durumda pompalarda tüketilen iş miktarını 3,8 MW değerine çıkmıştır. Aynı zamanda santral elektrik üretimi 600,72 MW değerine gerilemiştir. Bu değerler doğrultusunda santral veriminin 0,18 azalarak %41,66 olduğu görülür.

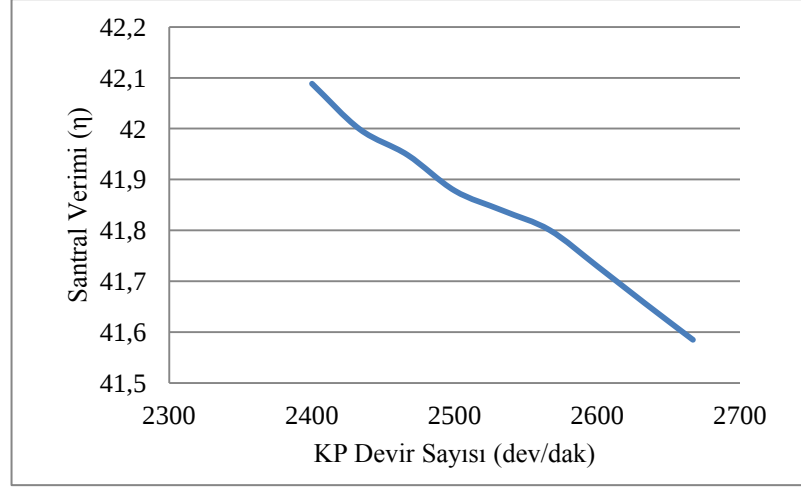
M katsayısının -1 alındığı durumda KP devir sayısında gerçekleşen 100 dev/dak'lık düşüşün çevrim verilerine etkisi şu şekildedir.

KP'den geçen kütleli debi miktarı 1235,42 ton/saat'e düşmüş; bu düşüş pompalarda tüketilen güç miktarının 0,3 MW azalarak 3,15 MW olmasına yol açmıştır. Santraldeki elektrik üretim miktarı ise 605,45 MW'a yükselmiştir. Bu değerlere göre santral verimi 0,16 artarak %42 olmuştur.

KP devir sayısı ile kütleli debi arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 5.14'te; KP devir sayısı ile çevrim verimi arasındaki ilişkiyi gösteren grafik ise Şekil 5.15'te belirtilmiştir.

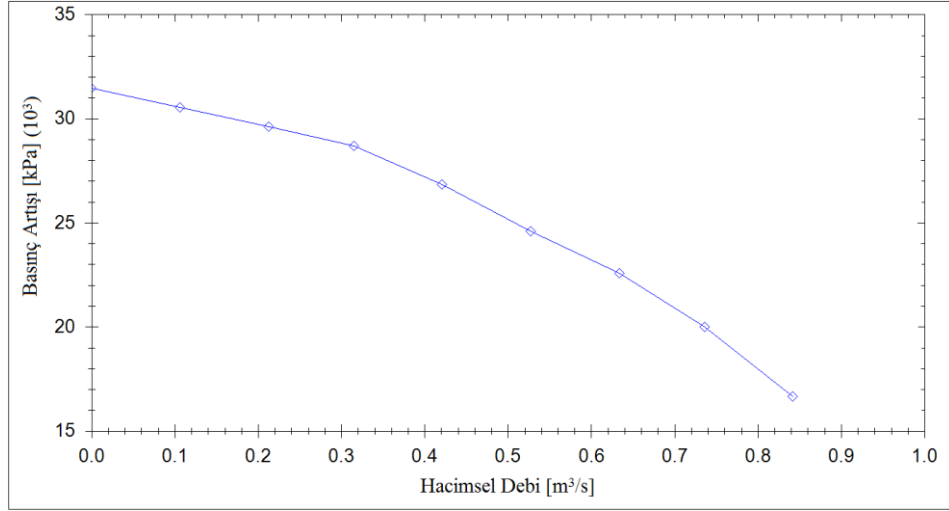


Şekil 5.14 : KP devir sayısı ile kütleli debi miktarı arasındaki ilişki.

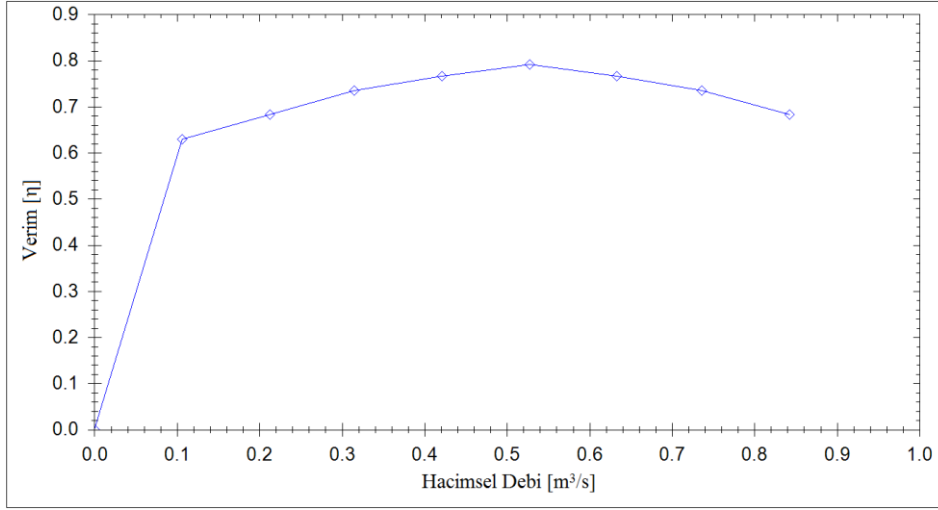


Şekil 5.15 : KP devir sayısı ile santral verimi arasındaki ilişki.

BSP, degazörde zararlı gazlardan arındırılmış suyun basınçlandırılarak YBI'lara iletimini sağlayan pompalardır. Bu pompalar BSPT tahriklidir ve harcadığı enerji bu türbin tarafından karşılanır. Flownex ile tasarımı KP'de olduğu gibi Çizelge 4.1'de belirtilen pompa çıkış basınç ve entalpisine denk gelen hacimsel debi ve hidrolik verim hesaplanarak yapılmıştır. 2500 dev/dak devirli BSP için Flownex'te oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi ve η - ΔP eğrisi sırayla Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de belirtilmiştir.



Şekil 5.16 : BSP için oluşturulmuş ΔP -Q eğrisi (n=2500 dev/dak).



Şekil 5.17 :BSP için oluşturulmuş η - ΔP eğrisi ($n=2500$ dev/dak).

Şekil 5.16 ve 5.17’de gösterilen pompa eğrileri 2500 dev/dak pompa devri için geçerlidir. 2100 ve 2900 dev/dak devir sayısı için, belirli hacimsel debi değerlerine karşılık gelen basınç farkı ve verim değerleri Çizelge 4.13’te gösterilen ölçeklendirme faktörü ve referans pompa verileri yardımıyla hesaplanır.

BSP devir sayısının 5.4 numaralı denkleme göre lineer olarak değiştiği kabul edilmiştir. Burada $M=1$ ve $n_{ilk} = n_{BSP} = 2500$ dev/dak’dır. Bu durumda BSP’de 100sn sonra gerçekleşen 100 dev/dak’lık bir artış, çevrim verilerini şu şekilde etkiler.

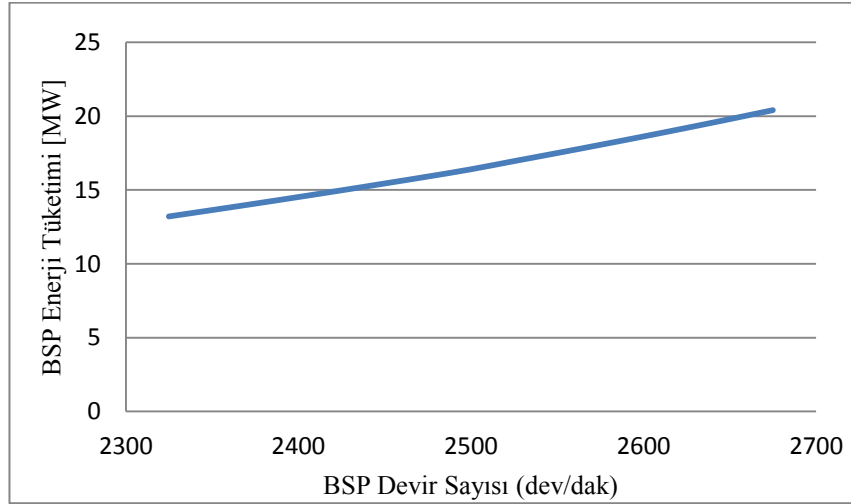
BSP’den geçen kütleli debi miktarının 1683,9 ton/saat’den; 1766,24 ton/saat’e ulaştığı görülür. Bu durumda KP ve YP’de tüketilen enerji miktarı 3,46 MW değerine çıkmıştır. Pompa işinin çok az değişmesinin (0,01 MW) nedeni BSP’deki güç değişiminin çevrime etkisinin olmamasıdır. BSP için gerekli enerji ihtiyacı, BSPT tarafından karşılanmaktadır.

BSP’de gözlemlenen kütleli debi artışı, çevrimdeki diğer komponentlere de etki eder. Buhar kazanında yakılan kömür miktarı ve ısı değeri bilindiği için, kazanda suya verilen enerji sabittir. Bu nedenle buhar kazanından birim zamanda geçen su miktarındaki artış, kazan çıkış sıcaklığını 545 °C dolaylarına düşürecek ve jeneratörde üretilen enerji miktarının 595,1 MW olmasını sağlayacaktır. Bu değerler neticesinde santral veriminin %0,55 azalarak %41,29’a gerilediği görülür.

M katsayısının -1 alındığı durumda BSP devir sayısında gerçekleşen 100 dev/dak’lık azalmanın çevrim verilerine etkisi şu şekildedir.

BSP'den geçen kütleli debi miktarı 1596,92 ton/saat'e düşmüş; bu düşüş KP ve YP'de tüketilen güç miktarını neredeyse hiç etkilememiştir. Kütleli debideki azalma kazan çıkış sıcaklığının 600 °C civarına çıkmasını ve santraldeki elektrik üretim miktarının 612,4 MW'a yükselmesini sağlar. Bu değerlere göre santral verimi %0,62 artarak %42,46'ya ulaşmıştır.

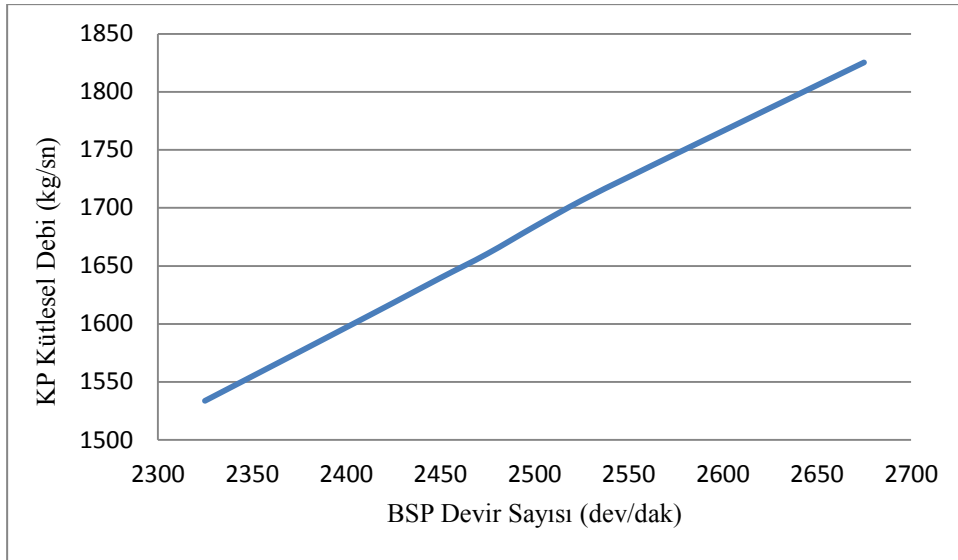
BSP devir sayısının değiştirilmesinin, BSP enerji tüketimine etkisini gösteren grafik Şekil 5.18'de verilmiştir.



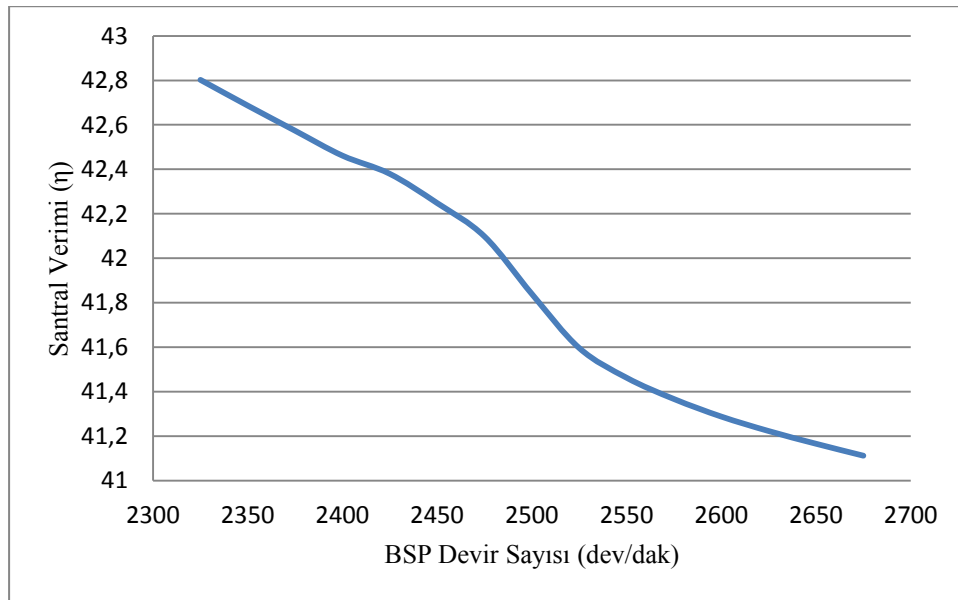
Şekil 5.18 : BSP devir sayısı ile enerji tüketimi arasındaki ilişki.

BSPT, kararlı halde ($n_{BSP}=2500$ dev/dak) 16,64 MW'lık enerji tüketen bir pompayı çalıştırabilecek kapasitededir. BSP devir sayısının artırılması ile BSP'de tüketilen enerji miktarı artmakta ve BSPT'nin karşılayabileceğinden fazla değerlere ulaşmaktadır. BSP için yapılan dinamik analizde, BSP'de tüketilen enerji miktarının, pompanın çalıştırıldığı devir değeri farketmeksizin, BSPT tarafından karşılandığı kabul edilmiştir.

BSP devir sayısının, aksiyon elemanı yardımıyla lineer olarak zamana bağlı değişiminin, BSP kütleli debi miktarına etkisini gösteren grafik Şekil 5.19'da; santral verimine etkisini gösteren grafik ise Şekil 5.20'de belirtilmiştir.



Şekil 5.19 : BSP devir sayısı ile kütlesel debi miktarı arasındaki ilişki.



Şekil 5.20 : BSP devir sayısı ile santral verimi arasındaki ilişki.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Örnek santralin Çizelge 4.1’de belirtilen veriler doğrultusunda kararlı hal durumu için enerji analizi Flownex SE programı aracılığıyla yapılmış ve Çizelge 6.1’de gösterilen veriler elde edilmiştir.

Çizelge 6.1 : Kararlı durumda program tarafından hesaplanan santral verileri

Komponent	Güç(MW)	Isı(MW)
YBT	187,6	
OBT	155	
ABT	266,5	
BSPT	16,6	
KAZAN		1272,6
YOĞUŞTURUCU		-657,9
ABI		169,4
YBI		192,5
YP	-1	
KP	-2,5	
BSP	-16,4	

Program tarafından hesaplanan veriler doğrultusunda elektrik enerjisine çevrilen toplam türbin gücü 603 MW, kazanda suya aktarılan enerji 1272,6 MW, yoğunlaştırucuda dışarı atılan ısı miktarı 657,7 MW, toplam pompa gücü -3,5 MW, besleme suyu pompası türbini gücü 16,6 MW, bu türbin ile tahrik edilen pompanın gücü -16,4 MW olarak bulunmuştur.

Santralde kazana gitmekte olan akışkana yapılan ön ısıtma ile alçak basınç ısıtıcılarında 169,4 MW; yüksek basınç ısıtıcılarında ise 192,5 MW ısı akışkana aktarılmıştır. Alçak ve yüksek basınç ısıtıcılarında, buhar kazanına gitmekte olan suya, türbinlerin ara kademelerinden çekilen ara buharlar yardımıyla toplam 361,9 MW ön ısıtma yapılarak kazan giriş sıcaklığı 276,3 °C’ye yükseltilmiş ve çevrim verimi artırılmıştır.

Kazanda harcanan yakıt enerjisi, santralde kullanılan kömürün üst ısıl değeri ve saniyede yakılan kömür miktarına bağlı olarak 1433 MW bulunmuştur. Yukarıda

hesaplanan değerler doğrultusunda toplam santral verimi %41,84 olarak hesaplanmıştır.

Kararlı hal modellemesi yapılan sistemin; kazan çıkış sıcaklığının artırılması, yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığının değiştirilmesi, KP ve BSP devir sayılarının değiştirilmesi karşısında sistem davranışının incelenmesi amacıyla dinamik analizi yapılmış ve aşağıdaki veriler elde edilmiştir.

İlk olarak buhar kazanı çıkış sıcaklığı, ultra kritik üştü kazan sıcaklığı olan 600 °C'ye arttırıldı. Bu sıcaklığı sağlayan yakıt enerjisi 1465,5 MW olarak 5.2 numaralı denklem aracılığıyla hesaplanmıştır. Jeneratör elektrik üretim miktarının 624,2 MW değerine yükselmesi santral verimini %42,36'ya çıkarmıştır. Buhar kazanının 700 °C sıcaklığına ulaşabilen nikel alaşımlı malzemelerden yapıldığı ön görölerek yapılan dinamik analiz sonucunda jeneratörde üretilen elektrik miktarının 694,8 MW'a, çevrim veriminin ise %44,12'ye ulaştığı gözlemlenmiştir.

Kazan ıkış sıcaklığının artırılması türbinlerde daha fazla entalpi düşümü sağlayarak elektrik üretimini ve santral verimini artırır. Bu uygulama ile santral verimi artırılmıştır fakat yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzeme kullanımının getirdiği ilk yatırım maliyeti iyi hesaplanmalıdır. Kazan ıkış sıcaklığının 5°C artırılması ile santral verimi yaklaşık olarak %0,1 artmaktadır. Bu çalışmada, sadece kazan çıkış sıcaklığının günümüz malzeme dayanımı oranınca artırılarak, kömür yakıtlı bir termik santralde %45 verim değerine ulaşılabildiği gözlemlenmiştir.

İkinci olarak yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı değiştirilmiş ve çevrim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Soğutma suyu sıcaklığının 25 °C olmasıyla yoğuşturucu basıncı 6,34 kPa'a yükselmiştir. Yoğuşturucu basıncının artması ile türbindeki entalpi düşümü ve çevrim veriminin azalması beklenir. Dinamik analiz sonucunda jeneratörde üretilen elektriğin 595 MW'a, santral veriminin ise %41,28'e düştüğü gözlemlenmiştir. Soğutma suyu sıcaklığının 15 °C'ye düşürüldüğü durumda ise yoğuşturucu basıncı 3,75 kPa' a düşmüş, elektrik üretimi 611 MW'a, santral verimi %42,4'e ulaşmıştır. Yoğuşturucu basıncının düşmesi türbindeki entalpi farkını artırarak santral gücü ve veriminin artmasını sağlamıştır. Soğutma suyu sıcaklığı doğrudan evre sıcaklığıyla bağlantılıdır. Yapılan dinamik analiz sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda tamamen aynı özelliklere sahip iki ayrı kömür yakıtlı termik santralden, dış ortam sıcaklığı daha düşük olanda daha fazla elektrik üretimi

olacağı ve santral veriminin daha yüksek olacağı söylenebilir. Hesaplamalara göre soğutma suyu sıcaklığındaki 5 °C'lik bir düşüş ile santral verimi %0,5 dolaylarında artırılabilir. Ancak bu yöntem, doğa tarafından suyun donma sıcaklığı olan 0 °C ile sınırlandırılmıştır.

Üçüncü olarak yapılan dinamik analizde KP devir sayısı değiştirilerek santral çevrimine etkisi incelenmiştir. KP devir sayısının 100 dev/dak artırılmasıyla pompadan geçen kütleli debi miktarı 1376,54 ton/saat'e ulaşmıştır. Kütleli debideki artış pompada harcanan enerji miktarını 3,8 MW'a çıkarırken, jeneratörde üretilen elektrik miktarını 600,7 MW'a düşürmektedir. Jeneratörde üretilen enerji miktarındaki düşüşün, buhar kazanından birim zamanda geçmekte olan kütle sayısındaki artış nedeniyle kazan çıkış sıcaklığını düşürmesinden kaynaklandığı görülmüştür. Sonuç olarak santral verimi %41,66'ya gerilemiştir. KP devir sayısının 100 dev/dak azaltılması, pompadan geçen kütleli debinin 1235,42 ton/saat'e düşmesine; kütleli debinin azalması ise pompada tüketilen enerji miktarının 3,15 MW'a azalmasına yol açmıştır. KP kütleli debi miktarındaki azalma buhar kazanına da yansır. Kazanda suyu verilen enerji miktarı değiştirilmediği için kütleli debideki azalma kazan çıkış sıcaklığının artmasına ve jeneratörde üretilen enerjinin 605,5 MW'a, çevrim veriminin ise %42'ye ulaşmasını sağlar.

Dördüncü senaryoda, BSP devir sayısı değiştirilerek santral çevrimine etkisi gözlemlenmiştir. Hesaplamalarda BSP'nin enerji tüketim miktarı devir sayısına göre değişiklik göstermektedir. Bu sebeple BSPT'nin her durumda BSP'yi çalıştıracak enerjiyi sağladığı kabul edilmiştir. BSP devir sayısındaki 100 dev/dak'lık artış ile pompadan geçen kütleli debi miktarı 1766,24 ton/saat'e yükselmiştir. Bu durumda santraldaki net enerji üretimine etki eden KP ve YP enerji tüketim değerleri 3,46 MW'ta sabit kalırken, BSP enerji tüketimi 18,62 MW değerine çıkmıştır. Kütleli debi miktarındaki artış kazan çıkış sıcaklığını azaltarak jeneratör elektrik üretimini 595,1 MW değerine, santral verimini ise %41,3'e düşürmektedir. BSP devir sayısının 100 dev/dak azaltılması, pompadan geçen kütleli debi miktarını 1596,92 ton/saat'e, pompa enerji tüketimini ise 14,5 MW'a düşürmüştür. Kütleli debideki azalma, çıkış sıcaklığını artırarak jeneratörde üretilen enerjiyi 612,4 MW'a, çevrim verimini ise %42,46 değerine ulaştırır. Pompa devir sayısı, kütleli debi miktarıyla doğru orantılıdır. 3. ve 4. senaryolarda yapılan dinamik analizde görüldüğü üzere, pompa devir sayısı çevrim verimini değiştirebilen bir faktördür ve santral verimini yüksek

tutmak için gerekli optimum pompa devir sayısı, gerekli debi miktarına bağı olarak iyi bir şekilde analiz edilmelidir.

Sonuç olarak bu tezde, kararlı hal modelleme yöntemiyle kömür ile çalışan örnek bir termik santralin enerji analizi yapılmış ve dinamik analiz ile 4 farklı senaryo oluşturularak santral verimini artırma yolları ele alınmıştır. Bu çalışma ile kömür ile çalışan termik santrallerin modernleştirilerek verim artırma uygulamalarının üzerinde durulması gerektiği vurgulanmış ve aynı miktar yakıt ile daha fazla enerji üretmenin hem çevresel, hem de fosil yakıtların verimli kullanımı açısından önemi anlatılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte yüksek yatırım maliyetine çözüm bulunarak, %50-55 verim değerlerine ulaşabilen kömür yakıtlı termik santrallerin kurulabileceği, kömür yakıtlı termik santrallerin bugün olduğu kadar gelecekte de önemli ve güvenli bir enerji kaynağı olacağı yapılan çalışmalar sonucunda öngörülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Oko, E., Wang, M.** (2014). Dynamic modelling, validation and analysis of coal-fired subcritical power plant. *Fuel*, Volume 135, Pages 292-300
- [2] **Espatolero, S., Romeo, L. M., Cortes, C.** (2014). Efficiency improvement strategies for the feedwater heaters network designing in supercritical coal-fired power plants. *Applied Thermal Engineering*, Volume 73, Issue 1, Pages 449-460.
- [3] **Wróblewski, W., Dykas S., Rulik S.** (2013). Selection of the cooling system configuration for an ultra-critical coal-fired power plant. *Energy Conversion and Management*, Volume 76, Pages 554-560.
- [4] **Proctor, M. J., Yu W., Young B. R.** (2013). Steady State and Dynamic Modeling of an Organic Rankine Cycle.
- [5] **Kaushik, S.C., SivaReddy V., Tyagi, S.K.** (2011). Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 15, Issue 4, Pages 1857-1872.
- [6] **TTK** (2013). Türkiye Taşkömürü Kurumu, Taşkömürü Sektör Raporu 2013.
- [7] **Yıldız, T.** (2014). 2015 Yılı Bütçe Sunumu. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanı Sayın Taner Yıldız'ın 2015 Yılı Bütçesini TBMM Plan ve Bütçe Komisyonu'na Sunuş Metni TBMM, Ankara, Türkiye, 13 Kasım.
- [8] **SGB** (2014). Strateji Geliştirme Bakanlığı, *Dünya ve Ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü*. Elektronik Dergi, s.19, 24.
- [9] **Özbayoğlu, G.** (2011). Enerji Üretiminde Kömürün Geleceği ve Türkiye'de Durum. *Atılım Üniversitesi İz Dergisi*, 13, 48-49
- [10] **Çengel, Y. ve Boles, M.A.** (2007). Thermodynamics: An Approach, 5th Edt., McGraw – Hill Inc., Chapter 10: Vapor and Combined Power Cycle, Pages 551-605.
- [11] **Küçükşahin, F.** (2007). Buhar ve Gaz Türbinleri, Birsen Yayınevi Ltd. Şti., İstanbul, Bölüm 4: Buhar ve Besleme Suyu Sistemleri, Sf. 225-356.
- [12] **Url-1** < <http://water.usgs.gov/edu/wuupt-coalplant-diagram.html> >, alındığı tarih 21.08.2014.
- [13] **Url-2** < <http://www.torishima.co.jp/en/pdf/products/power.pdf> >, alındığı tarih 11.05.2014.
- [14] **Url-3** < <http://www.ignou.ac.in/upload/Unit-2-58.pdf> >, alındığı tarih 01.09.2014.
- [15] **Breeze, P.** (2014). Power Generation Technologies, 2nd Edt., Elsevier Ltd., Oxford, Chapter 3: Coal-fired Power Plants, Pages 29-65.

- [16] **Littler D. J. (Edt.)** (1991). Turbines, Generators and Associated Plant, 3rd Edt., Pergamon Press plc., Oxford, Chapter 1: The steam turbine, Pages 1-123.
- [17] **Küçükşahin, F.** (2007). Buhar ve Gaz Türbinleri, Birsen Yayınevi Ltd. Şti., İstanbul, Bölüm 2: Buhar Türbinlerinin Çalışma İlkeleri, Sf. 61-176.
- [18] **Bekdemir, Ş.** (2011). Termik Makina (Turbo) Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [19] **Öztürk R.** (2007). Turbo Makineleri Konstrüksiyonu Ders Notları, 2. Baskı, Yıldız Teknik Üniversitesi, Üniversite Yayın No: YTÜ.MK.DN-07.0787 / Fakülte Yayın No: MK.MKM-07.002, İstanbul.
- [20] **Dorf R.C. (Edt.)** (2005). The Engineering Handbook, 2nd Edt., CRC Press LLC, Florida, Chapter IX: Fuels and Energy Conversion, 71, Power Plants.
- [21] **Eyice S.** (1963). Isı Ekonomisi, Cilt 1, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, Bahis XV: Kondenserler, Sf. 343-385.
- [22] **Nag, P. K.** (2008). Power Plant Engineering, 3rd Edt., New Age International (P) Ltd., New Delhi, Chapter 5: Steam Generator, Pages 179-194.
- [23] **Teir, S.** (2002). Basics of Steam Generation, Helsinki University of Technology Department of Mechanical Engineering, Energy Engineering and Environmental Protection Publications, *Steam Boiler Technology* eBook, Espoo 2002.
- [24] **Url-4** < <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/steam2.htm> > alındığı tarih 05.10.2014.
- [25] **MEGEP** (2008). Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi, Kimya Teknolojisi, Kazanlar, Ankara.
- [26] **Beşergil, B.** Temel İşlemler, Güç Üniteleri, Kazanlar ve Yardımcı Sistemler, e-Makale.
- [27] **Flownex SE** (2013). Flownex SE General User Manual for Version 8.2.1.2028.
- [28] **Flownex SE** (2013). Flownex SE Theory Manual for Version 8.2.1.2028.
- [29] **Sahin H.E.** (2012). Kritik-Üstü Tip Bir Buharlı Güç Santralının Enerji ve Ekserji Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- [30] **Zhang, D. (Edt.)** (2013). Ultra-Supercritical Coal Power Plants, 1st Edt., Woodhead Publishing Ltd., Cambridge, Chapter 4: Materials for boilers operating under supercritical steam conditions, 2013, Pages 81-103.

EKLER

EK A.1 : Isı transfer elemanı tasarım parametreleri

EK A.2 : İki fazlı tank elemanlarındaki kütle ve enerji kaynakları

EK A.3 : Referans değişken devirli pompa eğrisinin özellikleri

EK A.1**Çizelge A.1 : Isı transfer elemanı tasarım parametreleri.**

Eleman	Alan (m²)	Giriş Taşınım Katsayısı (W/m²×K)	Çıkış Taşınım Katsayısı (W/m²×K)	Toplam Isı Transferi (kW)
ITE-K	6000	26336	25000	657869
ITE-1	158	2000	2000	6608
ITE-10	531	3000	5000	5579
ITE-11	620	6000	2550	7276
ITE-12	900	15549	10000	42214
ITE-13	700	5755	1500	2142
ITE-14	300	3700	15000	8164
ITE-15	1200	14234	12000	62891
ITE-16	550	2668	6700	9784
ITE-17	200	2300	4135	12140
ITE-18	700	7750	10000	38928
ITE-19	500	5095	3000	8936
ITE-2	600	10088	10000	55107
ITE-3	400	2000	1123	4288
ITE-4	236	317	1380	774
ITE-5	750	7000	10000	26695
ITE-6	300	1175	3000	2541
ITE-7	900	7129	10000	33747
ITE-8	500	2654	5000	4790
ITE-9	1000	7217	10000	29283

EK A.2

Çizelge A.2 : İki fazlı tank elemanlarına ait kütle ve enerji kaynakları.

Eleman	Kütle Kaynağı (kg/s)	Enerji Kaynağı (kW)
ABI-1	0,000103283	0,178084744
ABI-2	-1,00995E-06	-0,006182659
ABI-3	1,78065E-05	0,065010199
ABI-4	1,43017E-05	-0,002580735
Degazör	0,002022754	1,962656134
Yoğuşturucu	-0,002405802	0,279339825
YBI-1	0,000194621	5,374105403
YBI-2	0,000232851	-0,946665256
YBI-3	-0,000178806	-4,20015997

EK A.3**Çizelge A.3 :** Referans değişken devirli pompa eğrisinin özellikleri.

n=1900		n=2500		n=2900		
Q (m ³ /s)	ΔP (kPa)	Q (m ³ /s)	ΔP (kPa)	Q (m ³ /s)	ΔP (kPa)	η
0	93,195	0	166,77	0	220,725	0
0,0028	88,29	0,0028	161,865	0,0028	215,82	0,6
0,0056	83,385	0,0056	156,96	0,0056	210,915	0,65
0,0083	78,48	0,0083	152,055	0,0083	206,01	0,7
0,0111	73,575	0,0111	142,245	0,0111	196,2	0,73
0,0139	61,803	0,0139	130,473	0,0139	179,523	0,754
0,0167	49,05	0,0167	119,682	0,0167	171,675	0,73
0,0194	29,43	0,0194	105,948	0,0194	161,865	0,7
0,0217	19,62	0,0222	88,29	0,0222	146,169	0,65
—	—	0,025	68,67	0,025	126,549	0,6
—	—	0,0278	44,145	0,0278	107,91	—
—	—	—	—	0,0306	78,48	—
—	—	—	—	0,0333	49,05	—

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Tanılay Özdemir

Doğum Yeri ve Tarihi: Adapazarı/15.03.1991

Adres: Türkali mah. Meddah İsmet sok. Apt. No: 9-11 D: 8 Beşiktaş/İSTANBUL

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği