

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ « FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR PETROL TANKERİ BUHAR GÜÇ SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Abdurrahman Nuri ÇİÇEK

Anabilim Dalı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Programı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

EKİM 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ « FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR PETROL TANKERİ BUHAR GÜÇ SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Abdurrahman Nuri ÇİÇEK
(508051001)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Eylül 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Ekim 2009

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ (İTÜ)
Prof. Dr. Selma ERGİN (İTÜ)**

EKİM 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, 17 MW'lık güç üreten buhar tesisine sahip bir ham petrol tankerinin güç üretim sisteminin ekserji analizi yapılmıştır. Bu analiz aşamasında Cycle Tempo adlı termodinamik analiz yapan paket programda tesisin modeli oluşturulup incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Öncelikle hayatın her alanında olduğu gibi okul hayatım boyunca da desteklerini esirgemeyen aileme minnettarlığımı sunarım. Bu çalışmanın her aşamasında bana yol gösteren hocam Prof. Dr. Oğuz Salim Söğüt'e teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2009

Abdurrahman Nuri ÇİÇEK
Gemi İnşaat ve Gemi Makineleri
Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMALAR.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
2. GEMİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ	5
2.1 Makineleşme Öncesi	6
2.2 Makineleşme	6
2.3 Pistonlu Buhar Makineleri.....	6
2.4 Buhar Türbinleri.....	7
2.4.1 Buhar türbinlerinin sınıflandırması.....	7
2.4.2 Gemilerde buhar türbinleri.....	8
2.5 Nükleer Güçlü Buhar Türbinleri.....	10
2.6 Pistonlu Dizel Makineler	10
2.7 Gaz Türbinleri.....	12
2.8 Gemi Güç Üretim Sistemlerinin Karşılaştırılması	13
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	15
4. ISIL GÜÇ TESİSLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	31
4.1 Isıl Güç Tesislerinin Enerji Analizi.....	31
4.2 Isıl Güç Tesislerinin Ekserji Analizi	32
4.2.1 Kazanda yanma ve ısı transferi	35
4.2.2 Türbinlerde genişleme prosesi	36
4.2.3 Pompalardaki sıkıştırma prosesi	37
4.2.4 Eşanjör, buhar üreticisi, ısıtıcı, soğutucular ve yoğuşturucu ısı geçişi.....	38
4.3 Basit Bir Rankine Çevrimi ve Hesaplama Örneği	39
4.3.1 Hesaplama sonuçları.....	41
5. CYCLE TEMPO PROGRAMI.....	45
5.1 Uygulama Alanları	45
5.2 Program İçinde Kullanılan Ekipmanlar	45
5.2.1 Kazan (Tip 1)	49
5.2.2 Ara kızdırma (Tip 2).....	50
5.2.3 Türbin (Tip 3)	50
5.2.4 Yoğuşturucu (Tip 4)	52
5.2.5 Besi suyu ısıtıcısı (Tip 5).....	53
5.2.6 Gazsızlaştırma ünitesi (Tip 7).....	54
5.2.7 Pompa (Tip 8)	54
5.2.8 Nokta (karıştırıcı ve ayırıcı) (Tip 9-11).....	55

5.2.9 Kaynak/Kuyu (Tip 10)	56
5.2.10 Vana (Tip 14).....	57
5.2.11 Jeneratör (Tip G).....	58
5.3 Programın Kullanılışı ve Çalışma Prensipleri	58
5.4 Basit Rankine Çevriminin Modellenmesi ve Enerji-Ekserji Analizi.....	63
6. 17 MW’LIK GEMİ BUHAR TESİS MODELİNİN OLUŞTURULMASI.....	81
6.1 Tesis İçindeki Komponentler	81
6.2 Tesis Modelinin Normal Çalışma Koşullarında Oluşturulması	83
6.3 Tesis Modelinin Dizayn Harici Çalışma Koşullarında Oluşturulması	86
6.4 Yoğuşturucu Isıl Denge Modeli	88
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	91
7.1 Cycle Tempo Programında Yapılan Analizler	91
7.2 Tesisin Normal Çalışma Koşullarında Elde Edilen Sonuçlar	91
7.3 Soğutma Suyu Sıcaklığı Değişiminin Tesisin Performansı Üzerindeki Etkisi	93
7.4 Referans Çevre Sıcaklığı Değişiminin Tesisin Performansı Üzerindeki Etkisi	97
7.5 Öneriler	99
KAYNAKLAR	101
EKLER	103

KISALTMALAR

CTP	: Cycle Tempo Programı
DTU	: Delft Teknoloji Üniversitesi
TUHH	: Technische Universität Hamburg-Harburg (Teknik Üniversite)
USS	: United States Ship (Amerikan Deniz Gücü)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Çevrimin ekipman giriş ve çıkışlarında termodinamik özellikler.....	40
Çizelge 4.2 : İkinci Yasa analizi sonuçları.....	42
Çizelge 4.3 : Birinci ve İkinci Yasa analizlerinin sonuçları.....	43
Çizelge 5.1 : CTP ekipman listesi, sistem eşitliği ve semboller [19].....	46
Çizelge 5.2 : Hesaplamaya başlamak için bilinen değerler.....	70
Çizelge 5.3 : 15°C deki hava şartları (Çevre Şartları).....	71
Çizelge 5.4 : Ekipmanları ekserji verimleri.....	79
Çizelge 7.1 : İkinci Yasa analizi sonuçları.....	92
Çizelge 7.2 : Birinci ve İkinci Yasa analizi sonuçları.....	93
Çizelge A.1 : Normal çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri.....	108
Çizelge A.2 : Dizayn harici çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri ($\Delta T_{hot}=7^{\circ}C$).....	110
Çizelge B.1 : Normal çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri.....	112
Çizelge B.2 : Dizayn harici çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri($\Delta T_{hot}=7^{\circ}C$).....	114

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Geleneksel sevk sistemini kullanan bir balıkçı teknesi [6].....	5
Şekil 2.2: Parsons'un paralel akışlı buhar türbini.....	9
Şekil 2.3: Dizel makine ile sevk edilen geminin makine dairesi.....	10
Şekil 2.4: Modern gemilerde kullanılan dizel makine.....	11
Şekil 2.5: USS <i>Spruance</i> askeri savaş gemisinin dört gaz türbininden biri tamir edilirken (1975).....	12
Şekil 3.1: Enerji, entropi ve ekserji alanlarının kesişimi [10].....	16
Şekil 3.2: Ghazlan Güç Santralinin buhar çevrimi [13].	17
Şekil 3.3: Kazan çıkış basıncına göre performanstaki değişim [13].	18
Şekil 3.4: Ara kızdırma çıkış sıcaklığına göre performansdaki değişim[13].	19
Şekil 3.5: 6 adet Ara kızdırma çıkış sıcaklığına göre performansdaki değişim[13]. ..	19
Şekil 3.6: Besi suyu ısıtıcısı sayısının performans üzerindeki etkisi [13].	20
Şekil 3.7: Güç tesisindeki tersinmezliklerin (%) dağılımı [14].	21
Şekil 3.8: Al-Hussein Güç Santrali'nin şematik diyagramı [16].	22
Şekil 3.9: Referans çevre sıcaklığının değişiminin sistemin ana komponentlerindeki ekserji yıkım oranına etkisi [16].	23
Şekil 3.10: Referans çevre sıcaklığının değişiminin sistemin ana komponentlerindeki ekserji verimine olan etkisi [16].....	24
Şekil 3.11: Hamedan Buharlı Güç Santrali'nin şematik diyagramı [17].....	25
Şekil 3.12: Farklı yüklerde çalışan tesisin komponentlerindeki tersinmezlik oranları [17].	25
Şekil 3.13: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda kazanın ekserji verimi [17].	26
Şekil 3.14: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda türbinin ekserji verimi [17].	26
Şekil 3.15: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda yoğunlaştırıcıdaki tersinmezlik [17].	27
Şekil 3.16: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda santralin toplam ekserji verimi [17].	27
Şekil 3.17: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre çıkış sıcaklığının değişimi [18].	28
Şekil 3.18: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre yoğunlaştırıcı vakum basıncının değişimi [18].	29
Şekil 3.19: Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak tesisin net güç çıkışının değişimi [18].	29
Şekil 3.20: Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak birinci yasa veriminin değişimi [18].	30
Şekil 4.1 : Örnek ısıtıcı güç tesisi.	39
Şekil 4.2 : Çevrimde tersinmezliklerin dağılımı.	41
Şekil 4.3 : Güç tesisinin Birinci ve İkinci Yasa analizi sonuçlarının karşılaştırması.	44
Şekil 5.1 : Kazan için simge ve giriş-çıkış bilgileri [20].....	49
Şekil 5.2 : Ara kızdırma için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	50
Şekil 5.3 : Türbin modeli için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].....	51
Şekil 5.4 : Yoğunlaştırıcı için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	52
Şekil 5.5 : Besi suyu ısıtıcısı için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	53
Şekil 5.6 : Gazsızlaştırma ünitesi için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	54

Şekil 5.7 : Pompa için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].....	55
Şekil 5.8 : Nokta için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].....	55
Şekil 5.9 : Kaynak/Kuyu için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].....	56
Şekil 5.10 : Vana için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	57
Şekil 5.11 : Jeneratör için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].	58
Şekil 5.12 : CTP ilk açılış ekranı.	59
Şekil 5.13 : CTP çalışma sayfası.	60
Şekil 5.14 : Cycle-Tempo Programı ile hazırlanan basit bir Rankine çevrimi.....	61
Şekil 5.15 : Basit Rankine çevrimi için oluşturulan sistem matrisi.	62
Şekil 5.16 : Örnek alınan Rankine çevrimi.	63
Şekil 5.17 : Ekipmanların çalışma sayfasına yerleştirilmesi.....	64
Şekil 5.18 : Cycle-Tempo Programı ile hazırlanmaya başlanan çevrim.....	65
Şekil 5.19 : Türbinler arasındaki shaftın çekilmesi.	65
Şekil 5.20 : Tüm ekipmanlar sayfası üzerinde hazırlanmış durumda.....	66
Şekil 5.21 : Kazan ile Y.B. Türbini arasındaki borulama.	67
Şekil 5.22 : İki ekipman arası borulama.	68
Şekil 5.23 : Çevrimin bütün halde Cycle Tempo modeli.....	69
Şekil 5.24 : Cycle Tempo programına türbinlerde üretilen gücün girdilenmesi.	70
Şekil 5.25 : Modelin sorunsuz çalıştığını gösteren pencere.....	72
Şekil 5.26 : Çevrimin çözümünü özetleyen bilgi penceresi.	73
Şekil 5.27 : Örnek modelin çözülmüş hali.	74
Şekil 5.28 : Sistem için enerji ve ekserji verimleri.	75
Şekil 5.29 : Çevrimin enerji dengesi.....	75
Şekil 5.30 : Bütün borular için termodinamik veriler.....	76
Şekil 5.31 : Bütün borulardaki kayıplar.....	77
Şekil 5.32 : Bütün borulardaki enerji ve ekserji akışı.....	77
Şekil 5.33 : Çevrimdeki ekserji değerleri.....	78
Şekil 5.34 : Çevrimin T-s diyagramı.	80
Şekil 6.1 : Bir ham petrol tankerinin 17 MW'lık buhar tesis şeması [21].....	82
Şekil 6.2 : Tesisin normal çalışma koşullarında Cycle Tempo programında oluşturulan modeli.	84
Şekil 6.3 : Tesisteki türbinlere ait genişleme grafiği [21].....	85
Şekil 6.4 : Tesis için dizayn harici çalışma koşullarında Cycle Tempo programında oluşturulan modeli.	87
Şekil 6.5 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre yoğunlaştırucu vakum değerinin..... değişimi.	89
Şekil 7.1 : Tesisde tersinmezliklerin dağılımı	91
Şekil 7.2 : CTP yoğunlaştırucu ekipmanının içerik penceresi	94
Şekil 7.3 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Birinci Yasa veriminin değişimi... ..	94
Şekil 7.4 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre İkinci Yasa veriminin değişimi.....	95
Şekil 7.5 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Wnet (net güç çıkışının) değişimi.....	95
Şekil 7.6 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Toplam Tersinmezliklerin değişimi.....	96
Şekil 7.7 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Sistemin Isıl Veriminin (%) değişimi.....	96
Şekil 7.8 : CTP'de çevre şartlarının girdilendiği ekran.....	97
Şekil 7.9 : Farklı çevre sıcaklıklarında Kazan ekserji verimi.....	98
Şekil 7.10 : Farklı çevre sıcaklıklarında Türbinin (No:3) ekserji verimi.....	98
Şekil 7.11 : Farklı çevre sıcaklıklarında yoğunlaştırucudaki ekserji yıkımı.....	99

Şekil A.1 : Normal çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model.....	105
Şekil A.2 : Dizayn harici çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$)	106
Şekil A.3 : Normal çalışma koşullarında CTP modelinin T-s diyagramı.....	107

BİR PETROL TANKERİ BUHAR GÜÇ SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Termodinamikte, tersinmezlikler enerji dönüşümü sırasında oluşan düzensizliklerden kaynaklanmaktadır. İç enerji, ısı enerjisi ve kimyasal enerji, düzensizliklerin çok olduğu enerji türleridir. Bu enerjilerin dönüşümü sırasında, enerjinin önemli bir kısmı tersinmezliklere, yani kullanılmayan enerji olarak harcanmaktadır. Yanma olayları bu enerjilerin bütününe kapsadığından gemilerdeki kazanlar ve bununla birlikte buhar tesislerinde tersinmezlikler büyük boyutta olmaktadır. Bu nedenle kazanlar ve buhar sistemlerindeki kullanılabilirlik, yani ekserji analizi oldukça önem arz etmektedir. Bu analiz neticesinde sistemlerin optimizasyonu ve geliştirilmesi mümkün olacaktır.

Buhar gücü 18. yüzyıldan beri gemi güç üretim sistemlerinde kullanılmaktadır. Pistonlu buhar makineleri ile başlanmış, sonraları daha verimli ve az yer kaplayan buhar türbinleriyle geliştirilmiştir. Günümüzde içten yanmalı makineler kadar sık kullanım alanına sahip değildir. Fakat büyük güç gereksinimlerini karşılayabildikleri için büyük tonajlı gemilerde özellikle gemi bünyesinde elektrik motoru kullanılmayan LNG/LPG gibi özel yük gemilerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Buhar, bugün olduğu gibi gelecekte de gemi güç üretim sistemlerindeki yerini koruyacağı görülmektedir.

Bu çalışmada, 17 MW gücünde buhar tesisine sahip bir ham petrol tankeri incelenmiştir. Bu gemide buhar, hem türbinlerde genişletilerek gemi güç üretimi ve tahriki için hem de kargo tanklarının ısıtılması ve gemide buhardan yararlanan diğer servisler için kullanılmıştır. Gemi makine dairesinin içindeki tam yükte güç üreten buhar türbinli bu sistem için ekserji analizi yapılarak sistemde meydana gelen tersinmezlikler hesaplanmıştır. Bu çalışmada hesaplamalar için *Cycle-Tempo* adındaki *Delft Teknik Üniversitesi* tarafından hazırlanan bir termodinamik analiz programı kullanılmıştır. Çalışmada programın işlevselliğini örneklemek için basit bir Rankine çevrimi modellenip ve sonuçları gösterilecektir. Daha sonra üstünde uğraşılan buhar tesisinin modelini oluşturup enerji ve ekserji analizi yapılacaktır. Sonuçları değerlendirilip hem sistem genelinde hem de her bir komponent için tersinmezlik incelenecektir. Çevrimdeki yoğunlaştırıcının ısıl denge modeli çıkarılacak ve soğutma suyu sıcaklığının performans üzerine olan etkileri incelenecektir. Geminin farklı çevre sıcaklıklarında ve farklı yüklerde çalışma şartlarında performansı gözden geçirilmiştir.

EXERGY ANALYSIS OF A CRUDE OIL CARRIER STEAM PLANT

SUMMARY

In thermodynamics, irreversibility is originated from disorders forming during energy conversion. Internal energy, thermal energy, intrinsic energy and chemical energy are the energy types where disturbances are abound in. During conversion of these energies, the considerable portion of energy is wasted for irreversibility i.e. as unused energy. Since combustion events cover the whole of these energies, the irreversibility in boilers in the ships as well as steam plants become very large. Therefore, the availability in boilers and steam systems i.e. exergy analysis become fairly more of an issue. As a consequence of this analysis, optimization and development of systems can be possible.

Since the 18th century, steam power has been used in power production systems of ship. Utilisation of steam power has been started with piston steam engines and developed later on with more efficient steam turbines occupy quite smaller space. Those have, at the present day, no frequent usage area as internal combustion engines. But since it is capable of satisfying large scale power requirements, steam power is frequently being used in the large tonnage vessels, in which the usage of electric motor / engine is not permitted especially on board of special LNG / LPG cargo ships. As it is now, it is seen that, steam shall keep its place and importance in future, in the ship power production systems.

In this study, a crude oil tanker which has 17 MW power steam plant has been examined. The steam in this ship both was used for power production and propulsion of the vessel and meanwhile, by taking advantage of steam, for heating of cargo tanks and other ancillary services in the ship as well. The irreversibility occurred in the system has been calculated by carrying out on exergy analysis for this system having steam turbine, working at full load in the vessel's engine room. For computations in this study a thermodynamic analysis program named the Cycle-Tempo which has been developed by the Delft Technical University was employed. In order to exemplify the functionality of the program in our study, a simple Rankine cycle was modeled and its results have been demonstrated. Afterwards, an exergy analysis is performed by setting a conceptual model of the steam plant and thereafter assessing the conclusions thereof, while scrutinizing irreversibility both throughout the system and for each component. The influence of the cooling water temperature on the thermal efficiency of a conceptual model is studied through an energy and exergy analysis based on the first and second law of thermodynamics to gain some new insights into the plant performance. The effects of the load variations and ambient temperature are calculated in order to obtain a good insight into this analysis.

1. GİRİŞ

Sınırlı rezervlere sahip olan dünyada, enerji talebini azaltmak için enerjiyi verimli kullanmak gerekmektedir. Özellikle enerji tüketimi yüksek olan tesislerde, enerjinin verimli kullanılması, enerji maliyetini düşüreceği gibi, kayıp enerjiyi geri kazanmak için yapılan sistemlerin maliyetlerini de en aza indirmiş olacaktır. Ayrıca fosil yakıt yakılan sistemlerde enerji dönüşümü sırasında, çevreye atılan zararlı emisyonların minimum miktarda olması çevreyi de daha az kirletecektir [2]. Enerji dönüşüme uğrarken çeşitli süreçlerden geçer. Bu süreçler termodinamik kanunlarına göre incelenir ve enerji dönüşüm sistemleri buna göre boyutlandırılır. Bunun için enerjinin korunumunu ifade eden Termodinamiğin Birinci Yasası ile birlikte, sistemlerdeki kullanılabilir enerji miktarını da belirleyebilmek için, araştırmacılar Termodinamiğin II. Yasasına göre de sistemleri incelenmeye alırlar [3]. Özellikle bir enerji sisteminin yapabileceği maksimum yararlı iş analiz edilir ve sistemin kullanılabilirliği buna göre belirlenir. Bir sistemin kullanılabilirliği, enerji dönüşüm sırasında meydana gelen tersinmezliklere bağlıdır. Tersinmezlikler, sistemin iş yapma yeteneğini azaltacağından, sistemlerde tersinmezliklerin az olması istenir. Buradan anlaşılacağı üzere, enerjinin ancak bir kısmı kullanılabilir. Enerjinin kullanılabilen kısmı *Ekserji* olarak adlandırılır ve Termodinamiğin İkinci Yasası ile açıklanır. Tersinmezlikler, enerji dönüşümü sırasında oluşan düzensizliklerden dolayı meydana gelmektedir. İç enerji, ısı enerjisi ve kimyasal enerji, düzensizliklerin çok olduğu enerji türleridir. Bu enerjilerin dönüşümü sırasında, enerjinin önemli bir kısmı tersinmezliklere, yani kullanılmayan enerji olarak harcanmaktadır [4]. Yanma olayları, bu enerjilerin bütününe kapsadığından, kazanlarda ve makinelerdeki tersinmezlikler büyük boyutta meydana gelmektedir [5]. Bunun için kullanılabilirlik, yani ekserji analizi oldukça önem arz etmektedir. Bu çalışma kapsamında değinilecek konular ve yapılacak analizler aşağıda bölümler halinde anlatılmıştır.

İlk bölümde kısaca gemi güç üretim sistemlerinin neler olduğu tanıtılacaktır. Gemi güç üretim sistemlerini kara sistemlerinden ayıran en önemli özellik üretilen gücün hem elektrik enerjisi olarak hem de gemi sevki için kullanılmasıdır. Tarihsel süreç

içerisinde çok çeşitli yöntemlerle ve makinelerle güç elde edilmeye çalışılmıştır. Özellikle buhar türbinlerinin gemilerdeki kullanım alanı ve kullanıma elverişliliği üzerinde durulacaktır. Neticede Cycle Tempo programında kurulup incelenecek olan gemi güç üretim modeli üç kademeli buhar türbinlerinden güç elde eden bir Rankine çevrimidir.

İkinci bölümde literatür araştırmasına yer verilecektir. Buhar türbinli güç üretim sistemlerinin termodinamik analizleri, buhar türbin modellerinde farklı yaklaşımlar, kombine çevrimler için enerji ve ekserji analizleri, nükleer tesislerdeki buhar türbini uygulamaları ve termodinamik modellemeleri, farklı güç çıkışlarında çalıştırılan tesislerin verim incelemeleri ve yoğunlaştırıcı soğutma suyunun çevrim üzerindeki etkilerinin incelendiği diğer çalışmalar gözden geçirilmiştir.

Termodinamik teorik temel üçüncü bölümde detaylandırılacaktır. Enerji ve ekserji analizine ilişkin hesaplamaların yapılabilmesi için çevrimde bulunan her ekipman için yararlı iş, tersinir iş, tersinmezlikler ve bunların türetimleri anlatılmıştır. Anlatılan teorik temel basit bir Rankine çevrimi üzerinde uygulanmış ve sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur.

Dördüncü bölümde, Delft Teknoloji Üniversitesi tarafından geliştirilen bir termodinamik analiz programı olan Cycle Tempo 5.0 tanıtılmıştır. Programın kullanılışı, çalışma mantığı ve menüleri hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Programın işlevselliğini anlayabilmek ve çıktı sonuçlarını karşılaştırabilmek için bölüm 3'te tablolar halinde çözülen çevrimin aynısı program içerisinde modellenmiş ve çözülmüştür. Analiz sonuçları programda oluşturulan tablolar ve grafikler halinde sunulmuştur.

Çalışmanın son bölümünde, 17 MW güç üreten buhar tesisine sahip petrol tankerinin seyir halindeyken ekipmanların giriş ve çıkışlarında okunan sıcaklık, basınç ve kütle debilerini gösteren mevcut tesis şeması incelenmiştir. Geminin seyir halinde olduğu bilindiğinden liman ve servis sistemlerinin kullanılmadığı öngörülmüştür. Şema üzerinde hakkında bilgi verilmemiş olan ve program içinde kurgulanamayacak ekipmanlar, sistemin enerji dengesini koruyarak çevrimden çıkarılmıştır. Böylece tesisin CTP modeli için sadeleştirilmiş şeması ortaya çıkartılmıştır. Bu şemaya göre CTP modeli hazırlanmış, enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Daha sonra

yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak parametrik bir çalışma yapmak için CTP modeli dizayn harici (off design) çalışma koşullarına göre tekrar modellenmiştir. Yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığının değişimine bağlı olarak sistemden çekilen net gücün değişimi, tersinmezliklerin değişimi, birinci ve ikinci yasa verimlerinin değişimi incelenmiştir.

2. GEMİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

Gemiler ve tekneler için güç üretim sistemleri basit bir kürekten en büyük dizel motorlara kadar çok çeşitlilik gösterir. Bu sistemler; insan gücüyle, rüzgâr gücüyle ve mekanik güç ile sevk olmak üzere üç kategoriye ayrılır. İnsan gücü ile sevkte uzun sopa ve kürek kullanılır. Hala bazı bölgelerde insan gücüyle tekne sevk ettirilmektedir. Günümüzde insan gücü ya ufak teknelerde ya da yelkenli teknelerde yardımcı güç olarak kullanılır (Şekil 2.1). Yelkenli gemi sevk 19. yüzyıla kadar önemli bir sevk yöntemi idi. Günümüzde artık gezi ve spor amaçlı kullanılmaktadır.



Şekil 2.1: Geleneksel sevk sistemini kullanan bir balıkçı teknesi [6].

Mekanik sevk sistemleri genellikle bir makine tarafından döndürülen pervaneden meydana gelir. Bu amaçla ilk kez buhar makineleri kullanılmıştır. Ama daha sonra çoğunlukla süratli gemilerde 2 ve 4 zamanlı dizel motorlar, dıştan takmalı motorlar ve gaz türbinleri bu makinelerin yerini almıştır. Elektrik motorları da zaman zaman denizaltı gibi özel araçlarda kullanılmaya başlanmıştır. Nükleer reaktörler bazı uygulamalarda savaş gemileri ve buz kıran gemilerinin güç üretiminde kullanılmıştır.

2.1 Makineleşme Öncesi

19. yüzyılın başlarında buhar makinelerinin gemi güç üretiminde uygulanır hale gelmesine kadar, yelkenli tekneler rüzgâr ile kadırgalarda kürek ile sevk edilmeye devam ediyordu. Makineleşmeden önce ticaret gemilerinde her zaman yelken kullanılırdı. Kadırgalar manevra yetenekleri ve hızları sayesinde deniz savaşlarında üstünlük sağlamışlardır. Daha sonraları savaş gemilerinde büyük ateşli silahlar (toplar, mancınıklar vb.) kullanılmaya başlanmasıyla birlikte savaş gemilerindeki manevra yeteneği ikinci plana düştü. Bu da yelkenden güç alan savaş gemilerini ön plana çıkardı [14].

2.2 Makineleşme

1774'te James Watt'ın buhar makinesini geliştirmesinden sonra, 1776'da Fransız Claude François 13 m'lik bir tekneye bir Watt buhar makinesi taktı. 1802'de İskoç mühendis William Symington (1763-1831), krank donanımlı ilk yandan çarklı gemiyi yapmayı başardı. 1807'de, Robert Fulton *Clermont* adlı 45 m'lik teknesine bir Boulton ve Watt buhar makinesi taktı. *Clermont* ilk yolculuğunda, 4,5 m'lik çark kanatlarıyla New York'tan Albany'e gidip geldi ve bu 240 km'lik uzaklığı 62 saatte aldı [6].

Bu ilk başarılı buharlı gemi sayesinde denizlerde yeni bir çağ başlamıştır. Gemilerin makine ile sevk uygulanabilirlik kazanmış ve bunu takip eden yıllarda gelişerek devam etmesi sağlanmıştır.

2.3 Pistonlu Buhar Makineleri

Piston motorlu buhar gemilerinin gelişimi karmaşık bir işlemdi. İlk buhar gemilerinde yakıt olarak odun kullanılmaya başlandı. Daha sonra kömür ve fuel oil tercih edildi. İlk örnek gemilerin kışında veya yanlarında itmeyi sağlamak için bir çark vardı. Bu oldukça az verimli bir sistemdi. Daha sonra gemi kışında vida tipi pervaneler kullanılmaya başlandı.

İlk başarılı ticari gemi Robert Fulton tarafından 1807'de Amerika da gerçekleşti. Bu bir nehir gemisiydi. Bunu daha sonra Avrupa'daki gelişmeler takip etti. Buhardan güç üretimi ile sevk 19. yüzyılın yarısından sonra dikkate değer ilerlemeler yaşandı. Gemi kazanlarında deniz suyunun kullanımı buhar yoğuşturucularının gelişimiyle birlikte ortadan kalktı. Bu daha yüksek buhar basınçlarının elde edilmesini sağladı.

Böylece motorlardan daha fazla verim alındı. Motor gücünün iletimi anlamında verimi artıracak gelişmeler oldu. Çark yerini daha verimli olan pervanelere bıraktı [6].

2.4 Buhar Türbinleri

Genelde enerji santrallerinde kullanılır, fosil yakıt (petrol veya doğal gaz) veya nükleer yakıttan alınan enerji ile buhar elde edilir. Buharın türbin kanatçıklarına çarparak döndürmesi ve türbin çıkışında elde edilen dönme ile enerji elde edilir. Buharın potansiyel enerjisini, kinetik enerjiye ve kinetik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren güç ünitesidir. Çalışma prensibi: Sabit kanada giren buharın basınç ve sıcaklığı düşürülür. Buna karşılık buhar belirli bir hız kazanır. Hız kazanmış olan buhar hareketli kanatlara çarparak mekanik enerji üretilir [7].

2.4.1 Buhar türbinlerinin sınıflandırması

a) Çalışma prensibine göre

Çalışma prensibine göre aksiyon ve reaksiyon türbinleri olmak üzere ikiye ayrılır. Aksiyon türbinlerinde basınç ve sıcaklık düşüşü, başka bir deyişle ısı düşüşü sadece sabit kanatlarda yapılırken, Reaksiyon türbinlerinde hem sabit, hem de seyyar yani hareketli kanatlarda yapılır.

b) Basamak sayısına göre

Tek basamaklı ve çok basamaklı olmak üzere ikiye ayrılır. Düşük buhar basıncı ve sıcaklığında çalışan küçük güçlü türbinler tek basamaklı olabilir. Ve bunlar sadece aksiyon tipte yapılır. Tipik örneği Laval Türbini'dir. Büyük güçlü türbinler çok basamaklı yapılır ve hem aksiyon hem de reaksiyon tipte olabilir.

c) Buhar akış doğrultusuna göre

Eksenel ve radyal olmak üzere ikiye ayrılır. Eksenel akışlı türbinlerde, buharın türbin içinde akış doğrultusu türbin mili eksenine paralel iken, radyal tiplerde diktir. Türbinler daha çok eksenel, nadiren de radyal tip olarak yapılır.

d) Kullanım yerlerine göre

Kara ve gemi tesisi olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Kara türbinlerinde genellikle devir sayısı sabittir ($n = \text{sabit}$). En fazla kullanıldığı alanlar termik santraller ve endüstridir.

Gemi türbinlerinde devir sayısı değişkendir. Gemilerde türbinin ana görevi, pervane miline hareket vermektir. Bunun yanında, geminin ihtiyacı olan elektriğin üretiminde de kullanılırlar. Türbinli gemilerde redüktör kullanılarak pervane devri 200÷300 dev/dak'ya düşürülür. Türbin devir sayıları daha yüksektir ve genellikle 3000 dev/dak'nın üzerindedir. Pervaneyi bu devirde çalıştırırsak, pervane verimi düşer. Bu nedenle araya bir redüktör yerleştirilir. Buhar türbini yapısı gereği sadece tek yönde döner, tersine döndürülemez. Halbuki gemilerde hem ileri, hem de daha kısa süreli olmak üzere geri (gemicilik deyiimiyle: tornistan) hareket vardır. Bu hareketleri sağlamak için türbinli gemilerde üç tip sistem kullanılır.

e) Çalışma koşullarına göre

Kondensasyonlu, karşı basınçlı, ara buhar almalı ve çift basınç türbini olmak üzere dört gruba ayrılır.

Kondensasyonlu türbinlerde türbinde buharın çıkış basıncı (P_0) atmosfer basıncının altındadır ($P_0 < P_{atm}$). Bu, türbin çıkışına kondenser adını verdiğimiz ısı eşanjörü yardımıyla buharın yoğunlaştırılmasıyla sağlanır. Bütün güç türbinleri (Santral ve Gemi) bu şekilde yapılırlar.

Karşı basınçlı türbinlerde çıkış basıncı atmosfer basıncının üzerindedir ($P_0 > P_{atm}$). Özellikle elektrik ve ısınin beraber kullanıldığı (kojenerasyon) endüstri türbinleri bu tipte yapılırlar. Burada elektrik üretmenin yanında tesisin ihtiyacı olan ısıda türbinden çıkan nispeten yüksek basınç ve sıcaklıktaki buharla sağlanır.

Ara buhar almalı türbinler endüstri tipi türbinlerdir. Bu türbinlerde, belirli basamaklardan çekilen buhar ile proses ısısı üretilir.

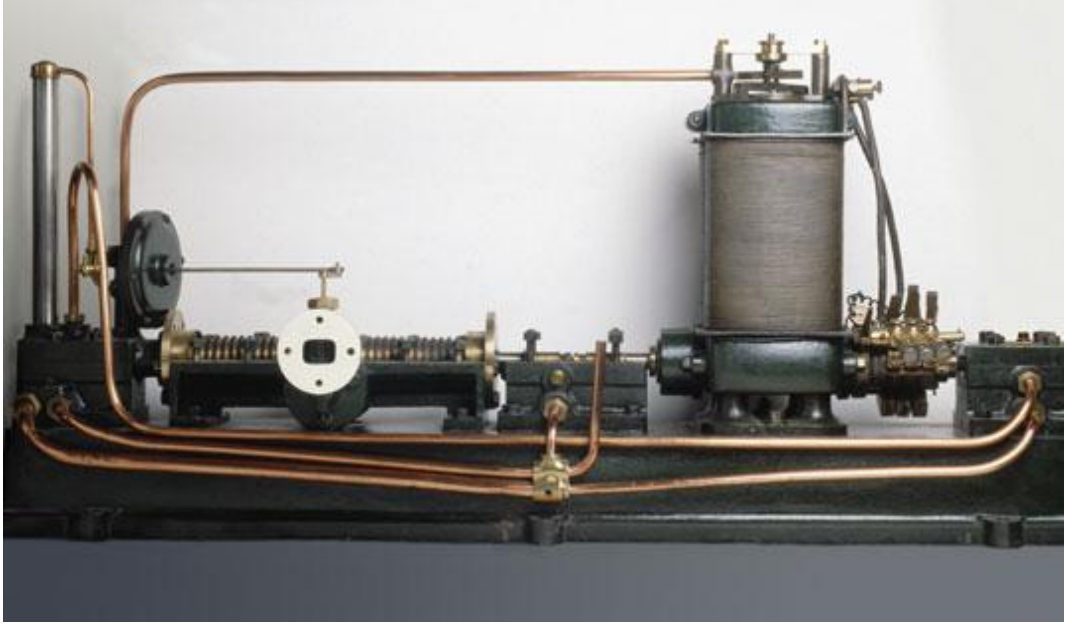
Çift basınç türbinlerde türbinin iki noktasından buhar girişi yapılır. Ana girişten taze buhar, diğer girişten ise herhangi bir kaynaktan sağlanan daha düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar türbine girer.

2.4.2 Gemilerde buhar türbinleri

Gemilerde kullanılan buhar türbinleri Sir Charles Algernon Parsons tarafından geliştirilmiştir. Parsons yeni türbin motorunun patentini Nisan 1884 yılında almıştır. Elektrik jeneratörü kullanarak buhar gücünü doğrudan elektrik enerjisine dönüştürmeyi başardı. 1894'te buhar türbin gücünü kullanan ilk gemi SS Turbinia denize indirildi ve 34 mile kadar hız yaptı. Bu olay 20. yüzyılın ilk yarısında yüksek

hızlı deniz taşımacılığının önünü açmıştır. Pistonlu buhar makinelerinin artık kullanılmayacağını göstergesi olmuştur. Şekil 2.2’de Parsons’ın paralel akışlı buhar türbin modeli görülmektedir.

İlk önce savaş gemilerinde daha sonra ticaret gemilerinde de uygulanmaya başlandı. 20. yüzyılın ilk yıllarında fuel oil daha fazla tercih edilmeye başlandı ve buharlı gemilerde yakıt olarak kullanılan kömürün yerini aldı. Bu sayede yakıt depolamak için kullanılan hacim azaltılmış oldu.



Şekil 2.2: Parsons’un paralel akışlı buhar türbini.

20. yüzyılın ikinci yarısında yakıt masraflarının artması ile birlikte buhar türbinlerinin kullanımı neredeyse terk edildi. 1960’tan sonraki yeni gemilerde dizel motorlar kullanıldı. Buhar türbinleri inşa edilen en son büyük yolcu gemisi Fairsky 1984’te denize indirildi.

Benzer şekilde birçok buhar gemisi yakıt verimini artırmak için kullanılan makinelerini değiştirme yoluna gitmiştir. 1968’de inşa edilen Queen Elizabeth 2 adlı yolcu gemisinin buhar türbinleri 1986’da dizel elektrik sevk sistemiyle yer değiştirildi. En son buhar türbinleriyle inşa edilen yeni gemiler nükleer gücün kullanıldığı özel amaçlı teknelerdir. Aynı zamanda LNG ve kömür taşıyan ticari gemilerde taşıdıkları kargo kendi yakıtları olarak kullanılırdı.

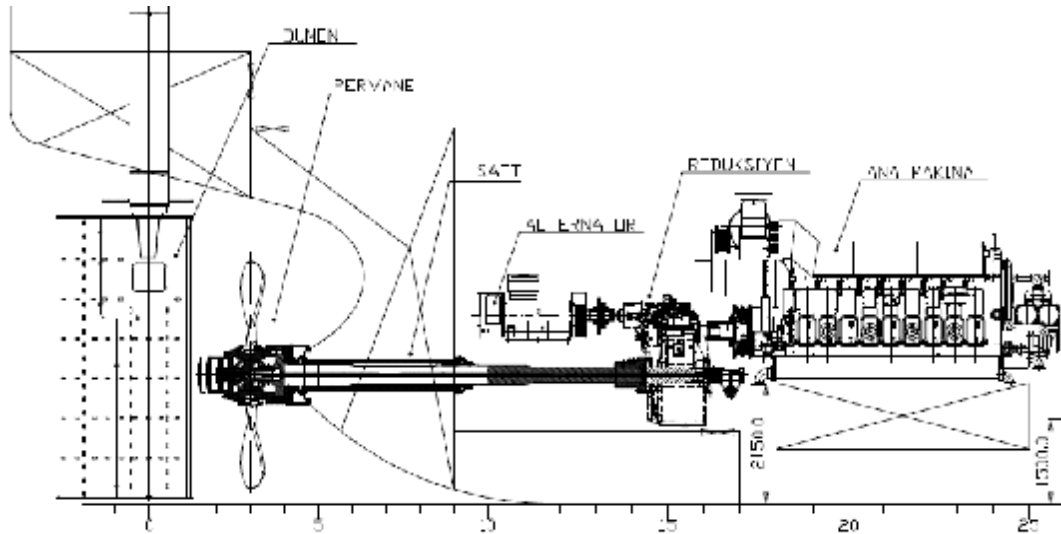
2.5 Nükleer Güçlü Buhar Türbinleri

Bu teknelerde nükleer reaktörden ısı transferi yoluyla su buhar haline dönüştürülür ve türbine gönderilir. Emniyet gereksinimleri ve atık nükleer maddelerin saklanması nedeniyle nükleer güç özel tekneler haricinde nadiren kullanılır. Denizaltılarda uzun süre boyunca sessiz gitme ve yüksek hızlarda hareket etme yeteneği sağlar. Askeri amaçlı olmayan nükleer güç (75,000 BG) ile sevk edilen gemilere en iyi örnek Arktika sınıfı buz kırıcı gemilerdir.

Ticari gemilerde geleneksel güç üretim sistemleriyle karşılaştırıldığında nükleer buhar türbinlerinin ekonomik olmadığı kanıtlanmıştır.

2.6 Pistonlu Dizel Makineler

Modern gemilerin %99'unda pistonlu dizel makineler kullanılır. Mil üzerinde dönen krankşaft düşük hızlı motorlar için doğrudan pervaneye güç verebilir. Bir şanzıman vasıtasıyla orta ve yüksek hızlı motorlara veya bir alternatör ve elektrik motoru vasıtasıyla dizel elektrikli teknelere güç verir. Şekil 2.3'te bir yük gemisinin dizel makine ile oluşturulmuş sevk sistemi görülmektedir.



Şekil 2.3: Dizel makine ile sevk edilen geminin makine dairesi.

Gemilerde kullanılan pistonlu motorlar ilk olarak 1903'te dizel elektrik tahrikli bir nehir tankeri olan Vandal adlı gemide servise konuldu. Dizel motorlar önceleri buhar türbinlerinden daha çok verimli çalıştı. Fakat makinelerin güç-hacim oranı ikinci derecede öneme sahipti.

Günümüzde dizel motorlar kabaca üç şekilde sınıflandırılır:

- **Çalışma sistemleri** : 2 zamanlı veya 4 zamanlı
- **Yapısı** : Piston kafası, gövde veya piston
- **Hızı** : düşük hızlı (300 dev/dak'ya kadar)
orta hızlı (300-900 dev/dak arası)
yüksek hızlı (900 dev/dak üzeri)

En modern ticaret gemilerinde hem düşük hızlı iki zamanlı makineler hemde orta hızlı ve dört zamanlı makineler kullanılmaktadır [8].

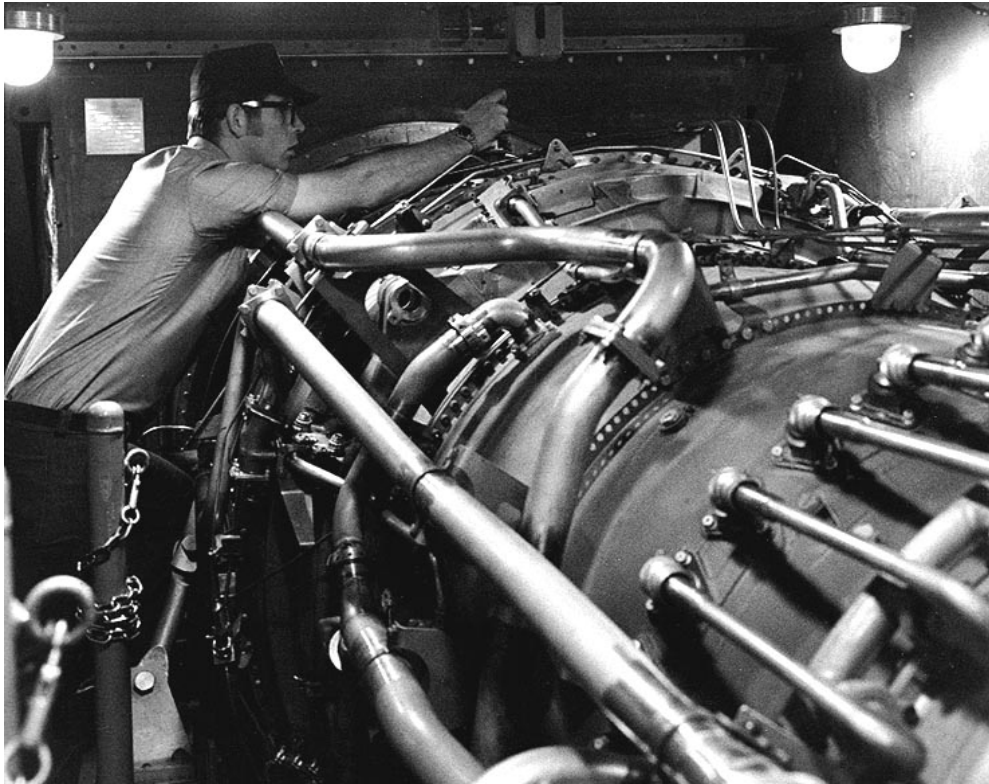
Farklı makine tiplerinin boyutları yeni inşa gemilerde kullanmak üzere önemli bir seçim kriteri olarak görülmektedir. Düşük hızlı iki zamanlı makineler daha yüksektir fakat genişlik ve uzunluk olarak dört zamanlı orta hızlı dizel makinelere göre daha az alan kaplarlar. Feribotlar da ve yolcu gemilerinde alanların değerlendirilmesi çok önemlidir. Bu gemiler genellikle birden çok orta hızlı makine kullanır ve iki zamanlı makinelerin ihtiyaç duyduğundan daha uzun ve daha alçak bir makine daireleri vardır. Çoklu makine kurulumu makinelerden gelen mekanik hataların artmasına neden olmasına rağmen, uzun çalışma şartlarında daha yüksek verim kazandırır. Şekil 2.4'te modern yük gemisinin makine dairesi görülmektedir.



Şekil 2.4: Modern gemilerde kullanılan dizel makine.

2.7 Gaz Türbinleri

1960'tan beri inşa edilen birçok savaş gemisinde sevk için gaz türbinleri kullanıldı. Gaz türbinleri genellikle diğer motor tipleriyle kombine bir şekilde kullanılır. Son olarak *Queen Mary 2* gemisinde dizel makinelere ek olarak gaz türbinleri kurulmuştur. Düşük güç çıkışlarındaki düşük termal verimlerinden dolayı gemilerin normal seyrinde dizel makineler çalışır. Gaz türbinleri ise yüksek hız ihtiyacında kullanılmak üzere bulundurulurlar. Fakat yolcu gemilerinde gaz türbinlerinin kullanılmasının ana nedeni, çevresel dengenin duyarlı olduğu alanlarda ve limanlarda gaz emisyon değerlerinin düşük olmasıdır. Bazı savaş gemilerinde ve birkaç büyük gezi teknesinde gaz türbinlerinin verimini artırmak için buhar türbinlerini kombine çevrim içinde kullanılır. Gaz türbinlerinin egzozundaki atık ısıdan yararlanılarak kaynatılan su, buhar olarak türbini harekete geçirir. Böyle kombine sistemlerdeki termal verim dizel makinelerin verimine eş veya biraz daha yüksek olabilir. Fakat, gaz türbinleri için gerekli yakıtın kalitesi ve maliyetinin, dizel makinelerin kullandıklarından çok daha yüksek olması, işletme maliyetleri hala çok yüksektir. Şekil 2.5'te gemilerde kullanılan bir gaz türbini görülmektedir.



Şekil 2.5: USS *Spruance* askeri savaş gemisinin dört gaz türbininden biri tamir edilirken (1975).

2.8 Gemi Güç Üretim Sistemlerinin Karşılaştırılması

Pervaneyi tahrik etmek için uygun bir tesis seçimi birçok faktöre bağlıdır. 20. yüzyılın başlarına kadar sıkça kullanılan çok silindirli buhar makinesinin birçok avantajı vardır. Bu makine çok kolay kontrol edilebilir ve ters yönde çalıştırılması kolaydır. Verimli hız güç aralığı özellikle tek pervaneli gemilerde kullanılan büyük pervaneler ile aynıdır. Bu makinelerin işletilmeleri ve bakımları basittir. En büyük gücün sınırlı olması, verim düşüklükleri ve üretilen güç başına ağırlıkları dezavantajlarını oluşturmaktadır [9].

Buhar türbini yüksek gücü verimli olarak üretir. Bununla beraber verimli devir hızı, normal pervane devirlerinin çok üstündedir ve devir düşürme dişli grubu gerektirirler. Geminin tornistan yapması için tesise ayrı bir türbin eklenmelidir. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki buharı en uygun verimle kullanabilir veya düşük basınçlı buhar kullanımı için de dizayn edilebilirler.

Dizel motoru kolaylıkla kontrol edilebilir ve ters yönde çalıştırılabilir. Küçük bir hacim işgal eder ve çok verimlidir, ancak bir buhar tesisinden daha yüksek kaliteli bir yakıt ve daha çok yağlama yağı gerektirir. Öncelikle sabit tork makinesi olduklarından pervane dizaynı makine karakteristiklerine mümkün olduğu kadar uyum sağlayacak şekilde yapılmalıdır.

Uçaklardan adapte edilen gaz türbinleri savaş gemilerinde sevk makineleri olarak kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinin öncelikle ağırlığın önemli olduğu yüksek performanslı tekneler için uygun olduğu düşünülmüştür. Firkateyn ve destroyerlerde kombine makine konfigürasyonlarında güç çıkışı arttırmak için kullanılmıştır. Modern gaz türbinlerinin dayanıklılığı, güvenilirliği ve termik verimlerindeki artış askeri uygulamalar için önemli bir sevk makinesi durumuna gelmelerine yol açmıştır.

Ticari denizcilik alanında gaz türbinlerinin kullanımı çok daha sınırlıdır. Bununla beraber yakın geçmişte havacılıktan adapte edilen gaz türbinlerinin ticari gemilerde artan sayıda kullanıldığı görülmektedir. Gaz türbinlerinin ticari gemilerdeki uygulamaları hızlı ve yüksek kapasitede insan ve araç taşımacılığında yoğunlaşmaktadır. Gaz türbinlerinin bu yüksek performans teknelerinde artan kullanımının başlıca sebepleri, bu makinelerin düşük ağırlığı, küçük hacimleri, daha uzun periyotlarda kullanılabilirlikleri, düşük yatırım harcamaları, düşük egzoz emisyonları ve kabul edilebilir işletme masraflarıdır.

Nükleer yakıtlı tesislerin en büyük avantajı fosil yakıtlı tesislere kıyasla daha uzun dayanıklılıkları nedeniyle arttırılmış seyir yarıçaplarıdır. Sevk yakıtının kısa sürelerde yenilenmesi gereksiniminin yok edilmesi özellikle askeri operasyonlar açısından çok önemlidir. Bu fayda ekonomik olarak ticari gemi işletmeciliğine genişletilememektedir. Yüksek ilk yatırım maliyeti ile yakıtın pahalılığının yanında tesisin işletilmesi için gerekli olan çok iyi eğitilmiş personel gereksinimi işletme maliyetlerine eklenmelidir.

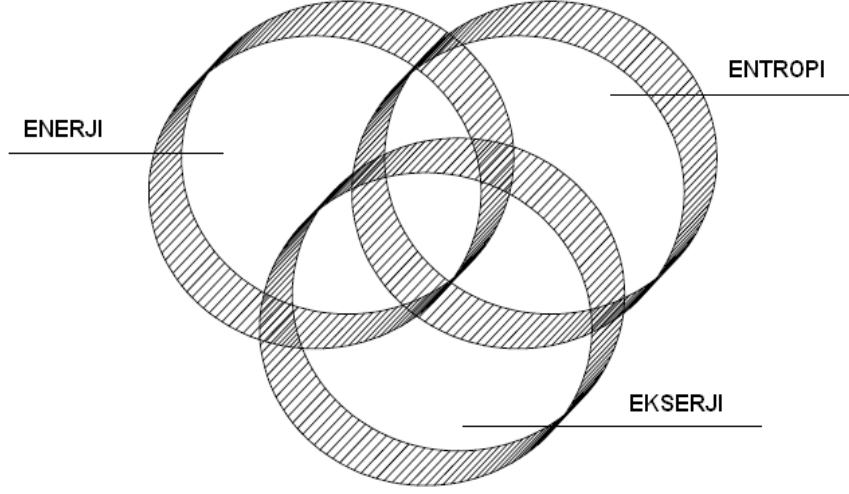
Turbo-elektrik ve dizel-elektrik tahrik sistemleri bazı özel tesisler için çok avantajlı olabilirler. Dişli aktarmalı veya doğrudan tahrik sistemlerine göre daha yüksek ilk maliyetleri ve az da olsa verim düşüklükleri karşısında, kontrol kolaylığı ve pervanenin güç-devir karakteristiklerine verimli uyum sağlama gibi avantajları vardır.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, Buhar güç santralleri için yapılan Termodinamiğin 1. ve 2. Kanun esaslı termodinamik analizler, bilgisayar yazılımı ile yapılan analizler, buhar türbini sistemlerinin modellenmesinde yeni yaklaşımlar, çevrimde bulunan yoğunlaştırıcı ekipmanının ısıl denge modelinin oluşturulması ile ilgili literatürde yer alan çalışmalardan bazıları özetlenmektedir.

İbrahim Dinçer ve Yunus A. Çengel'in 2001 yılında gerçekleştirdikleri makalede [10] enerji, entropi, ve ekserji kavramlarının bütün bilim ve mühendislik dallarına uygulanabileceği vurgulanmıştır. Bu nedenle bu çalışma, geniş bir kapsamda, bu kavramların ve farklı yaşam destek sistemleri arasındaki farklılıklarının daha iyi anlaşılabilmesi için bir bilgi birikimi oluşturma amacındadır. Ayrıca temel prensipleri, genel tanımları ve pratik uygulamaları da içermektedir. Enerji, entropi ve ekserjinin ve bunların ısıl mühendislikteki rollerinin önemli yönlerini vurgulamak amacıyla bazı açıklayıcı örnekler sunulmuştur.

Bu makale termodinamiğin enerji, entropi ve ekserji alanları ile kesiştiği noktaya odaklanmakta ve özellikle bu üç alanın kesişimini vurgulamaktadır. Şekil 3.1'de makalenin kapsamı ekserji, entropi ve enerji alanlarının kesişimi gösterilmiştir. Entropi ve ekserjinin diğer alanlarda da (istatistik ve enformasyon teorisi gibi) kullanıldığı ve bu nedenle enerjinin alt kümeleri olmadıkları unutulmamalıdır. Ayrıca, bazı enerji biçimleri (mil işi) entropi içermez ve bu yüzden entropi enerji alanının sadece bir kısmına karşılık gelmektedir. Bunun gibi, ekserji de, bazı sistemler (atmosferik koşullardaki hava gibi) enerji içerip ekserji içermediği için enerji alanının sadece bir kısmına karşılık gelmektedir. Çoğu termodinamik sistem (enerji santralindeki buhar gibi) enerji, entropi ve ekserji içerdiği ve bu yüzden bu üç alanın kesişiminde yer alması gerektiği gösterilmiştir. Makale temel bilgilerin kavranması için temel bir kaynak niteliğindedir.



Şekil 3.1:Enerji, entropi ve ekserji alanlarının kesişimi [10].

G.P. Verkhivker ve B.V. Kosoy'un 2000 yılında gerçekleştirdikleri makalede [11], güç üreten ve tüketen araçların ısı performansının hem dizayn hem de operasyon aşamasında iyileştirilebileceği anlatılmıştır. Ekserji ve ekonomik analizin bir arada yapılması gerektiği bu durum için bir çözüm olarak görülmüştür. Geleneksel güç santrallerinin ve nükleer güç santrallerinin performansı ekserji analizine dayalı olarak karşılaştırılmıştır. Çalışmada sistemin performans katsayısı tarafından nükleer güç santralının toplam verimin belirlenmesi hedeflenmiştir.

Ekserji yıkım analizi, ekserjinin kimyasal dönüşümle ısıya geçmesi ardından ısının iş akışkanına geçmesi ve ısıtıcılardaki ısı transferiyle birlikte tersinmezliklerin bir bütün olduğunu göstermiştir. Ekserji yıkımının azaltılmasının türbine giden iş akışkanının termodinamik parametre değerlerinin ve ısıtıcılardaki sıcaklık farkının azaltılmasıyla mümkün olacağı gösterilmiştir.

J.H. Horlock, J.B. Young ve G. Manfrida'nın 2000 yılında Journal of Engineering for Gas Turbines and Power'da yayınlanan makalesinde [12], çevrim rasyonel verim ifadesi anlatılmıştır. Açık çevrim rasyonel verimi ifadesi tamamen güç santralinden gerçek şaft iş çıkışının tersinir proseten elde edilen maksimum işe oranına dayanmaktadır. Yine de farklı müdahaleler ideal tersinir prosese uygulanabilir. Rasyonel verim değeri değişeceği gibi elde edilen maksimum iş değeri de değişecektir.

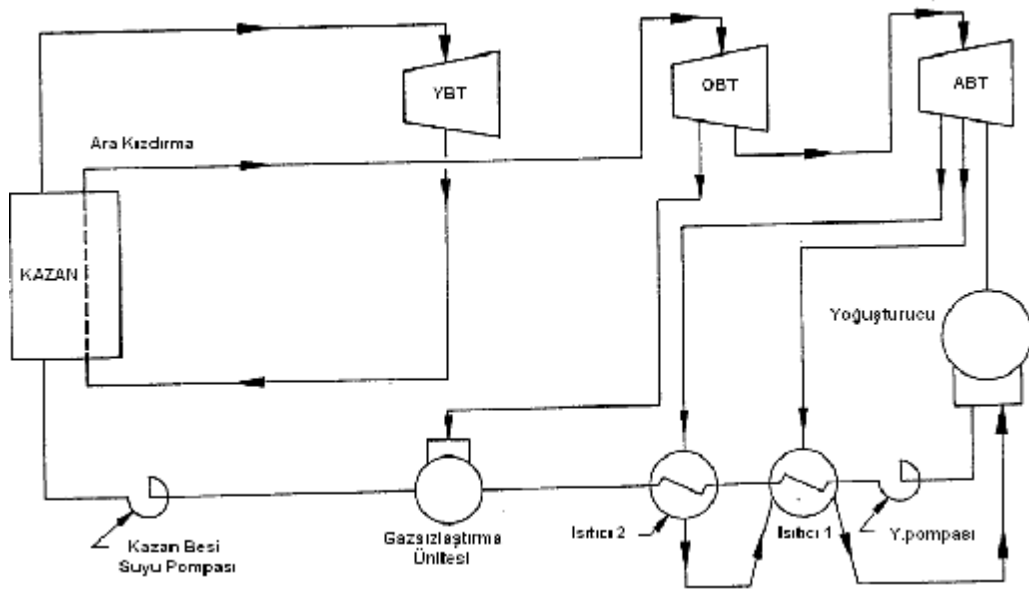
Bu çalışmada rasyonel verimliliğin üç tanımı tartışılıp açıklayıcı hesaplar sunulmuştur. Burada türetilen verimler arasındaki farkların küçük fakat dikkate değer olduğu gösterilmiştir (denklemler 3.1-3.2).

$$\eta_d = \eta_c(1 + \beta) \quad (3.1)$$

$$\eta_b = \frac{\eta_d}{1 + \beta - \alpha} = \eta_c \frac{1 + \beta}{1 + \gamma} \equiv \eta_c(1 + \alpha) \quad (3.2)$$

β , α ve γ verim hesabındaki düzeltme terimleridir.

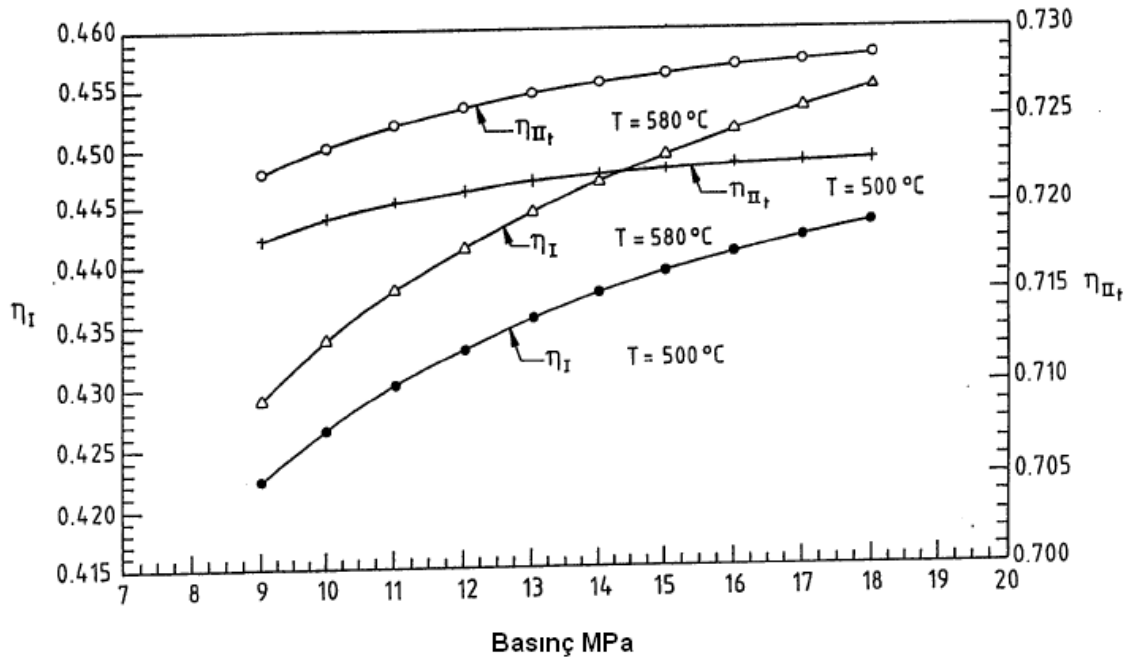
Jamil Jarallah A. Al-Bagawi'nin 1994 yılında gerçekleştirdiği lisans tez çalışmasında, güç üretim santralindeki türbinlerin çeşitli operasyonel koşullar altında çalıştırılması anlatılmıştır. Şekil 3.2'de Ghazlan güç santralinin ana bileşenleriyle oluşturulmuş çevrim modeli gösterilmiştir. Santral termodinamiğin birinci yasasına ve ikinci yasasına göre analiz edilmiştir. İki performans arasındaki karşılaştırma çevrimin verimini artırmak için fırsat olduğunu göstermiştir. Tesisin ana bileşenleriyle yapılan ekserji analizinde her ekipman için ekserji kayıpları hesaplanmıştır.



Şekil 3.2: Ghazlan Güç Santralinin buhar çevrimi [13].

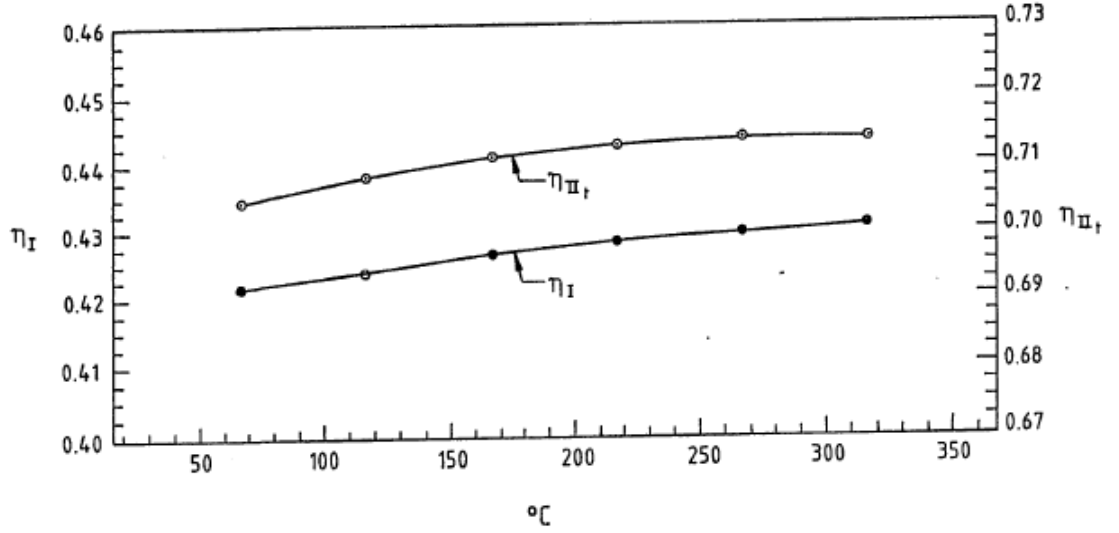
Bu analizin sonucunda santralin verimini artıracak alternatif yerleşimler göz önünde bulundurulmuştur. Çalışmada öncelikle güç çevrimi için parametrik hesaplamalar yapılabilmesi için çevrimin bileşenlerini içeren bir bilgisayar programı yazılmıştır.

Çevrimde kazan buhar çıkış basıncı ve sıcaklığının değişimi, tek ara ısıtmalı, ara kızdırma kademesinin buhar çıkış basıncı ve sıcaklığının değişimi, ara kızdırma kademesine giden buharın türbinin ikinci kademesinden çekilmesi ve besı suyu ısıtıcı sayısının değişmesi gibi parametre değişimlerinin çevrim verimi ve tersinmezlik oranı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 3.3'te iki farklı kazan çıkış sıcaklığında kazan çıkış basıncının değişimine bağılı olarak birinci ve ikinci yasa verimlerinin değişimi gösterilmiştir.



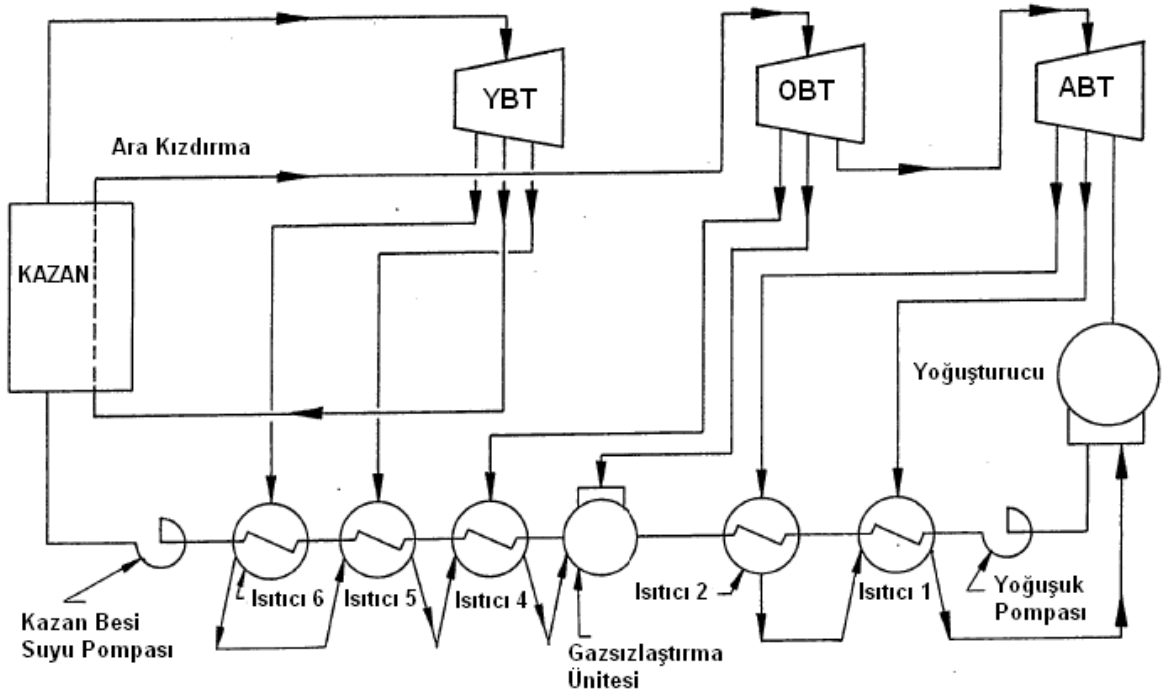
Şekil 3.3:Kazan çıkış basıncına göre performanstaki değişim [13].

Şekil 3.3'ten de anlaşılacağı gibi düşük çıkış basınçlarında birinci ve ikinci yasa verimleri düşme eğilimi göstermektedir. Genel olarak yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta daha büyük verimlerin elde edildiği görülmektedir. Şekil 3.4'te ara kızdırma sıcaklık değişiminin birinci ve ikinci yasa verimleri üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

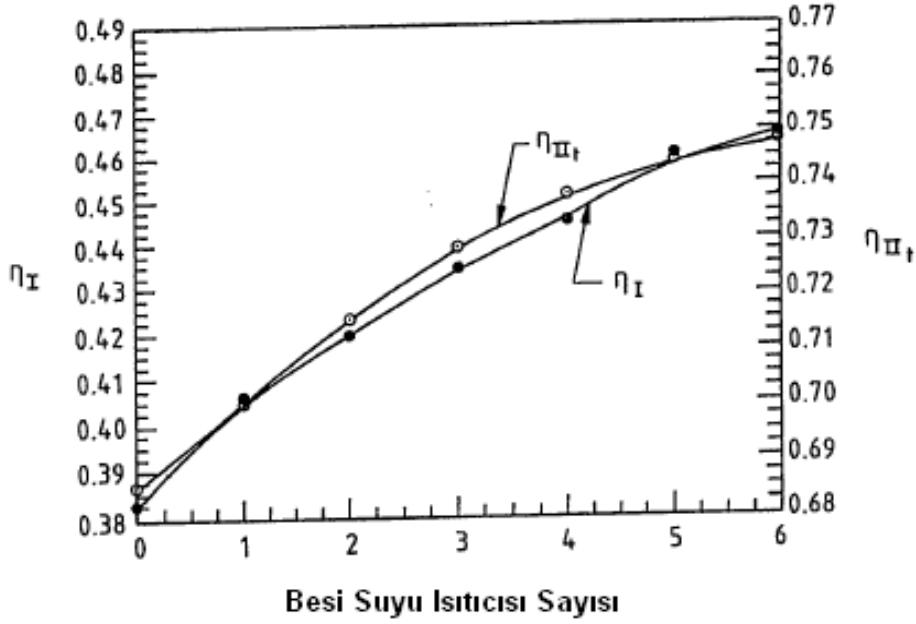


Şekil 3.4:Ara kızdırma çıkış sıcaklığına göre performansdaki değişim[13].

Ara kızdırma çıkış sıcaklığı düşümüne doğru orantılı olarak birinci ve ikinci yasa verimlerinin de düştüğü açıkça görülmektedir. Çalışmada besi suyu ısıtıcılarının sayısının performansa etkilerini incelemek için sisteme ısıtıcılar ilave edilmiştir. Şekil 3.5'te çevrime eklenen 6 adet besi suyu ısıtıcısı gösterilmiştir. Bu sistemin birinci ve ikinci yasa verimleri üzerindeki etkisi Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.5: 6 adet Ara kızdırma çıkış sıcaklığına göre performansdaki değişim[13].



Şekil 3.6: Besi suyu ısıtıcısı sayısının performans üzerindeki etkisi [13].

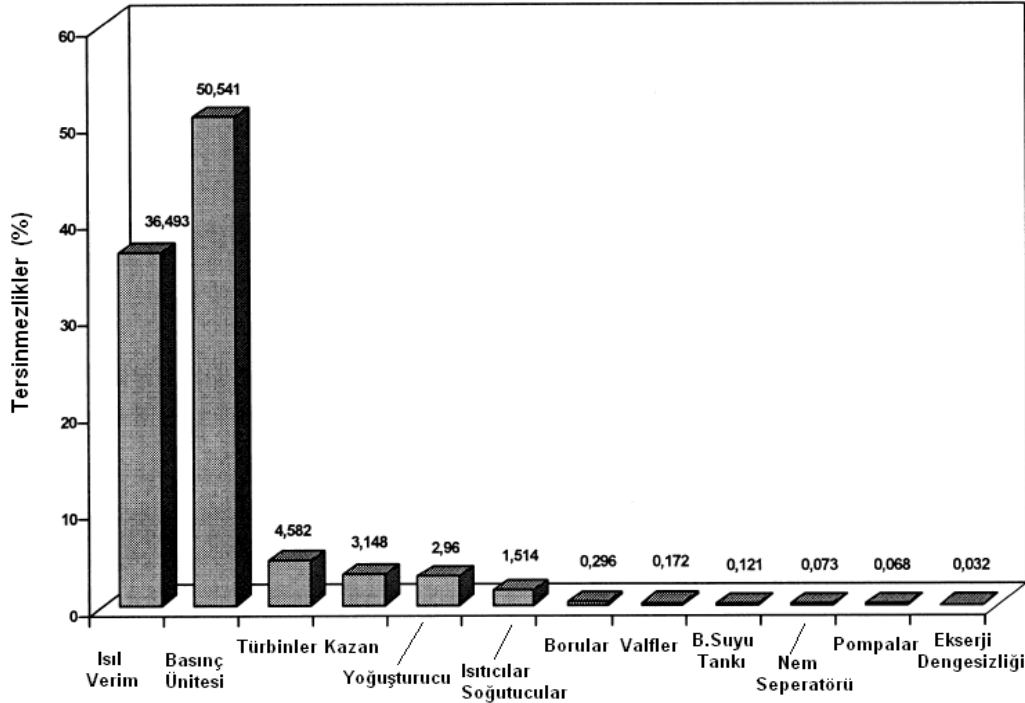
Çevrim üzerindeki parametrik çalışmanın sonucunda,

- 3 adet besli suyu ısıtıcısının ilave edilmesi türbin çevrimi verimini %3 artırmıştır.
- Kazan çıkış sıcaklığının %10 artırılması türbin çevrim verimini %0.5 artırmıştır.
- Kazan çıkış basıncını 12 MPa'dan 18MPa'a çıkarmak türbin çevrim verimini %1 artırmıştır.
- Ara kızdırma sıcaklığını 100 K artırılması türbin çevrim verimini %0.44 artırmıştır.
- Ara kızdırma için yüksek basınç türbininin ilk kademesinden çekilen buharın optimum basıncı 3.83 MPa olarak hesaplanmıştır. Fakat gerçek çevrimde bu değer 2.85 MPa'dır. Hesaplanan optimum basınç değerinde çevrimin toplam verimi %0.05 oranında artıracaktır.

Jamil Jarallah A. Al-Bagawi'nin çalışmasında çevrim komponentlerinin çeşitli operasyonel koşullar altında çalışmasının hem türbin çevriminin hem de çevrimin toplam verimi üzerinde göz ardı edilemeyecek etkileri olduğu gösterilmiştir.

Ahmet Durmayaz ve Hasbi Yavuz'un 2000 yılında gerçekleştirdiği makalesinde [14] Türkiye ve Çin'de maksimum 1500 MW ısıl gücünde Basıncılı Su Reaktörü (PWR) Nükleer Güç Santrali yapılması amaçlanmıştır. Bu çalışmada ısıl gücün nerede ve ne kadar kayba uğrayacağı sorusuna cevap aranmıştır. Santral için ekserji yıkımı

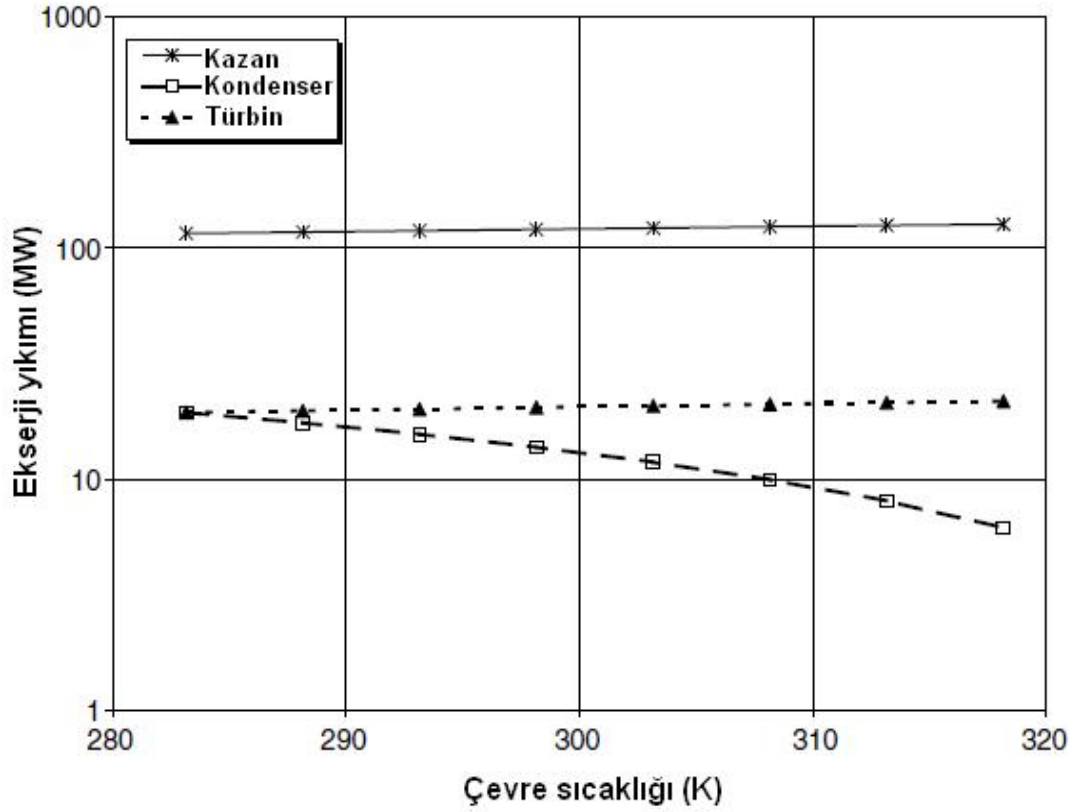
değerlendirmesi reaktörün basınç ünitesinin tüm sistem içerisinde en verimsiz ekipman olduğunu göstermiştir. Şekil 3.7’de yapılan ekserji analizi sonucunda nükleer güç tesisindeki tersinmezliklerin dağılımı (%) gösterilmiştir.



Şekil 3.7: Nükleer Güç Tesisindeki tersinmezliklerin (%) dağılımı [14].

M.A.Rosen ve D.S.Scott’ın 1986 yılında gerçekleştirip ve aynı yıl Kanada Nükleer Derneğinin 7. Yıllık Konferansı’nda sundukları makalelerinde termodinamik proseslerinin performans analizinde enerji ve ekserji analizlerinin ikisine birden ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır. Ekserji analizinin enerji analizine göre daha anlamlı ve aydınlatıcı sonuçlar verdiği belirtilmiştir [15]. Nükleer teknoloji için ekserji analizinin mevcut operasyon performansını geliştirmek, gelecekte yapılacak çalışmaların optimizasyonunda gerçekten belirleyici bir etken olabileceği anlatılmıştır. Enerji analizinin aksine ekserji analizinde tesis ısı ve faydalı iş şeklinde değerlendirilgi için ısı ve gücün birlikte ele alındığı kojenerasyon tesislerinde ekserji analizine yapılması gerektiği vurgulanmıştır.

Isam H. Aljundi’nin 2009 yılında Applied Thermal Engineering’de yayınlanan makalesinde Ürdün’de bulunan Al-Hussein Güç Santrali’nin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Güç santralinin modeli Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Çalışmanın öncelikli amacı sistem komponentlerinin ayrı ayrı analiz edilmesi, enerji ve ekserji

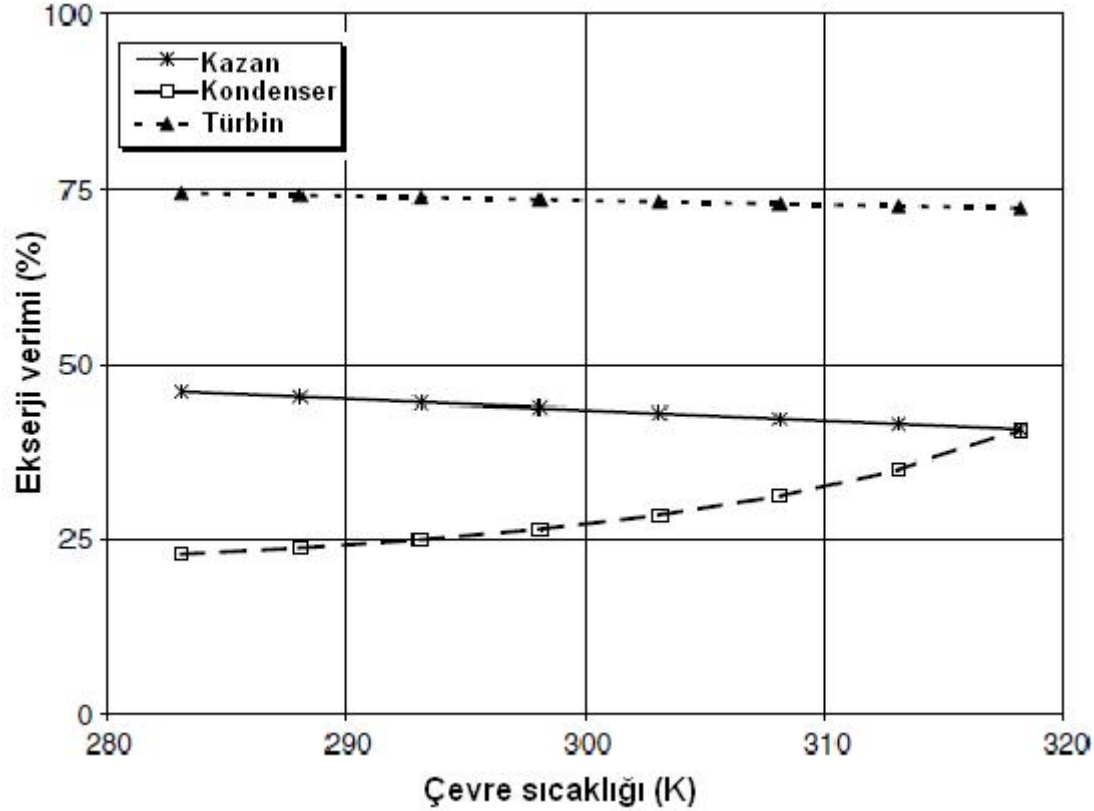


Şekil 3.9: Referans çevre sıcaklığının değişiminin sistemin ana komponentlerindeki ekserji yıkım oranına etkisi [16].

Şekil 3.9’da görüldüğü gibi çevrimdeki ekserji yıkımı kazanda çok yüksek miktarda gerçekleşmiştir. Çevre sıcaklığı değişiminin türbin ve kazandaki ekserji yıkımı üzerindeki etkisinin az olduğu gösterilmiştir. Sistemdeki ekserji yıkımının %77 gibi yüksek bir oranı kazanda gerçekleşmektedir. Çevre sıcaklığının artması kondenserde gerçekleşen ekserji yıkımını gözle görülür bir miktarda azaltmıştır.

Çalışmada ekserji yıkımı ile birlikte komponentlerin farklı çevre sıcaklıklarında ekserji verimleri de hesaplanmıştır. Şekil 3.10’da çevre sıcaklığının değişiminin sistemin ana komponentlerindeki ekserji verimine olan etkisi grafik olarak çizilmiştir. Bu grafikte kondenser ve türbinin çevre sıcaklığı değişimine göre verimlerinde ciddi farkların olduğu gösterilmiştir. Kazanda ise tam tersine gerek ekserji yıkımı gerekse ekserji veriminin, çevre sıcaklığına fazlaca duyarlı olmadığı gösterilmiştir. Çevrimde büyük miktarda ekserji yıkımının kazanda gerçekleşmesinin başlıca nedeni olarak, yanma odasındaki kimyasal reaksiyonlardan kaynaklanan bir yıkım olduğu söylenmiştir. Yanma havasının ara ısıtılması ve hava-yakıt oranının azaltılması ile yanma odasının verimsizliğinin azaltılabileceği anlatılmıştır.

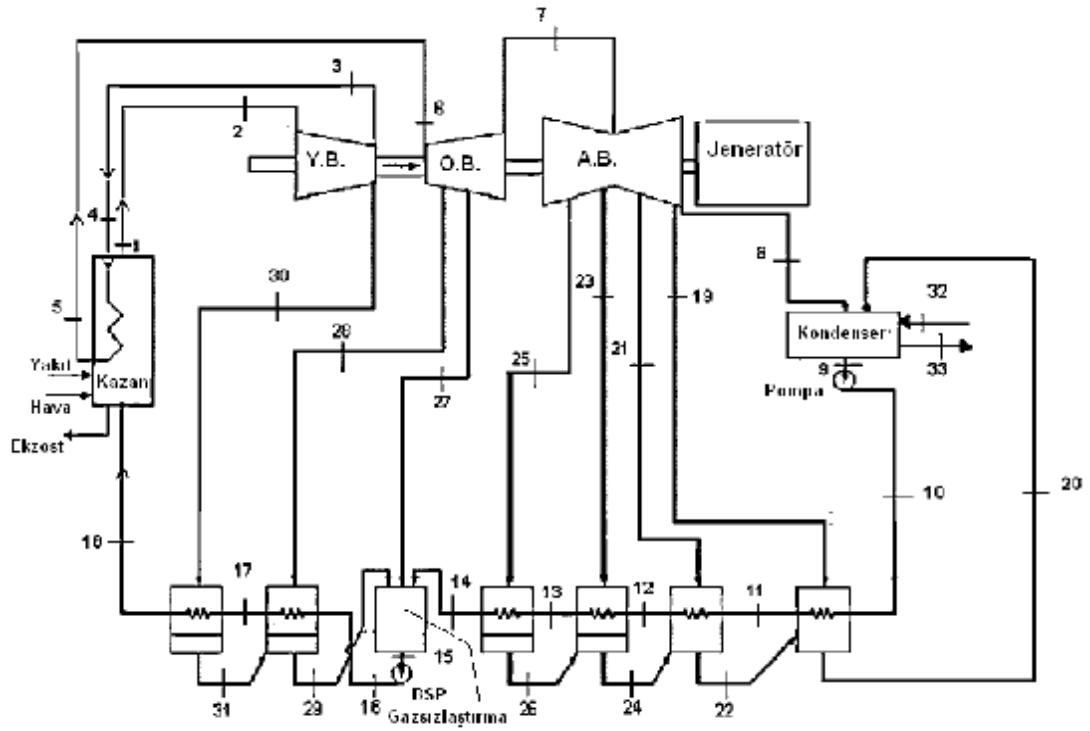
Çevrimdeki her komponentin ekserji verimi ve ekserji yıkımı yüzdesinin çevre sıcaklığına bağlı olarak değişmesine rağmen sonuçta kazan sistemdeki tersinmezliğin ana kaynağı olarak tespit edilmiştir.



Şekil 3.10: Referans çevre sıcaklığının değişiminin sistemin ana komponentlerindeki ekserji verimine olan etkisi [16].

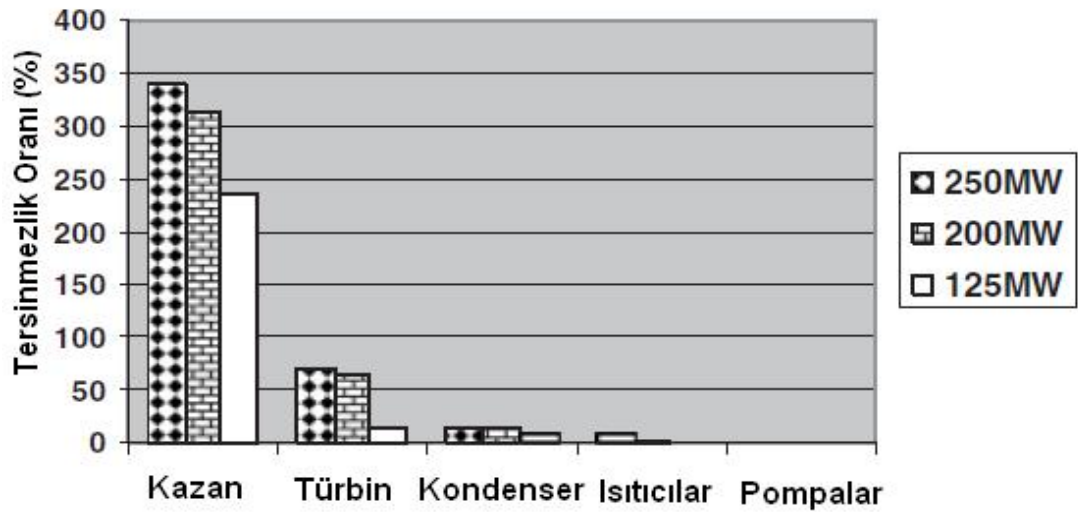
Bu makalede yapılan parametrik çalışma bu tezin kapsamında yapılacak olan 17 MW'lık gemi güç üretim buhar tesisin modeli için uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Mohammad Ameri, Pouria Ahmadi ve Armita Hamidi'nin 2008 yılında gerçekleştirdikleri ve 2009 yılında International Journal of Energy Research'e sundukları makalelerinde [17] İran'da bulunan Hamedan Buharlı Güç Santrali'nin enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizi yapılmıştır. Buna ek olarak yük değişiminin ve çevre sıcaklığının çevrim analizi üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.11: Hamedan Buharlı Güç Santrali'nin şematik diyagramı [17].

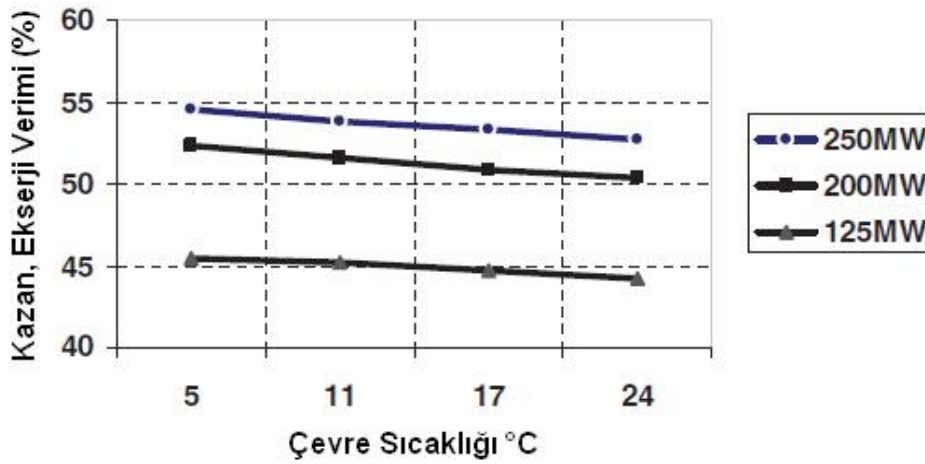
Şekil 3.11'de analizi yapılmış olan sistemin şematik diyagramı gösterilmiştir. Öncelikle çevrim içerisinde bulunan komponentlerdeki tersinmezlik oranı farklı yüklerde çalışan sistem için hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Şekil 3.12'de grafiksel olarak sunulmuştur.



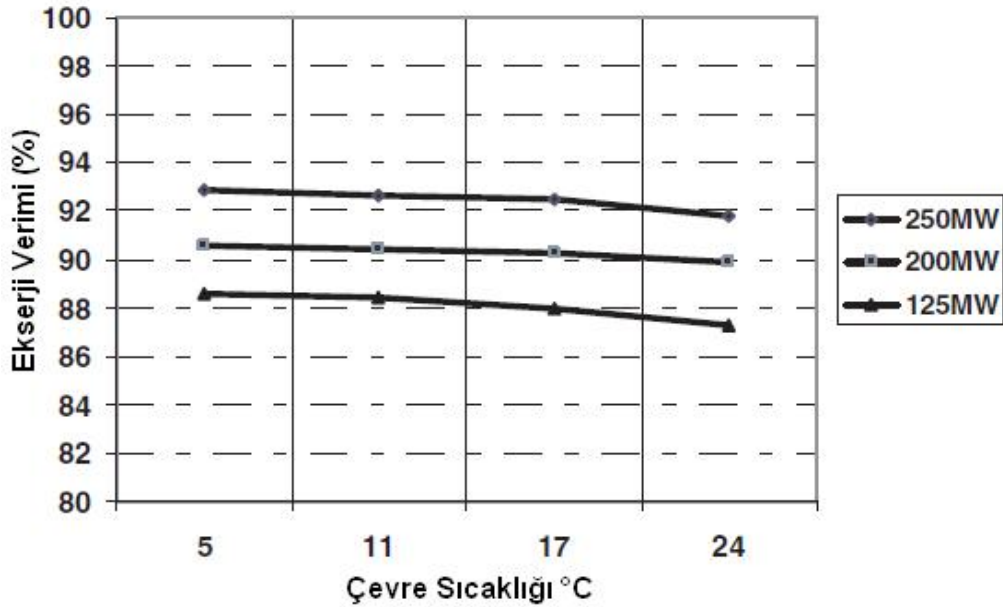
Şekil 3.12: Farklı yüklerde çalışan tesis komponentlerindeki tersinmezlik oranı [17].

Tersinmezliklerin kazanda daha fazla olduğu ve yük değişiminin daha çok kazanın tersinmezliği üzerinde etkili olduğu gösterilmiştir. Kondenserde ise analiz sonucunda %5’den daha az bir ekserji kaybı olduğu görülmüştür. Bu durumda çevrimi iyileştirmek için kazan sisteminin üzerinde durulması gerektiğine dikkat çekilmiştir.

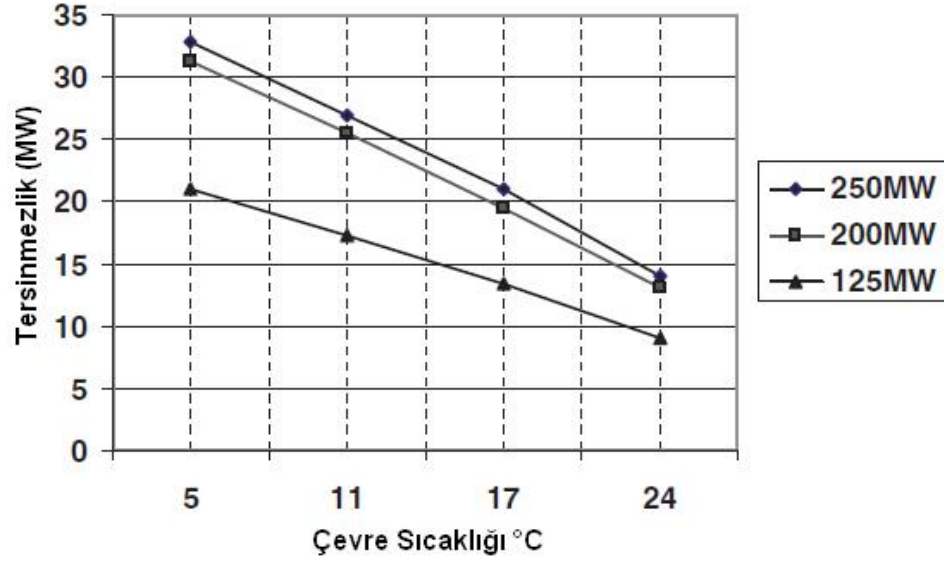
Çalışmada çevre sıcaklığı 5°C’den 24°C’ye kadar artırılarak çevrimdeki tersinmezliğin ve ekserji veriminin komponent bazındaki değişimi incelenmiştir (Şekil 3.13-15).



Şekil 3.13: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda kazanın ekserji verimi [17].

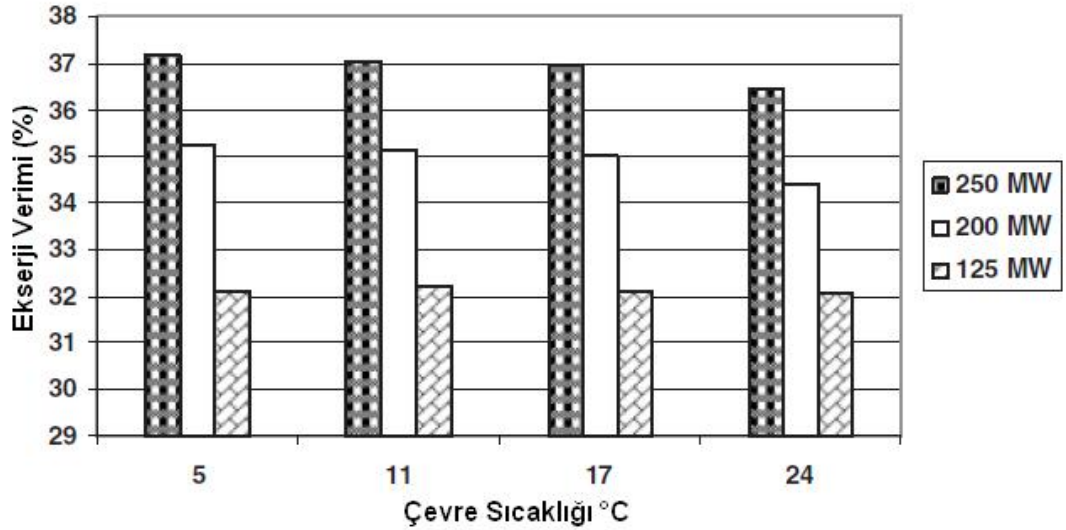


Şekil 3.14: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda türbinin ekserji verimi [17].



Şekil 3.15:Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda yoğuşturucudaki tersinmezlik [17].

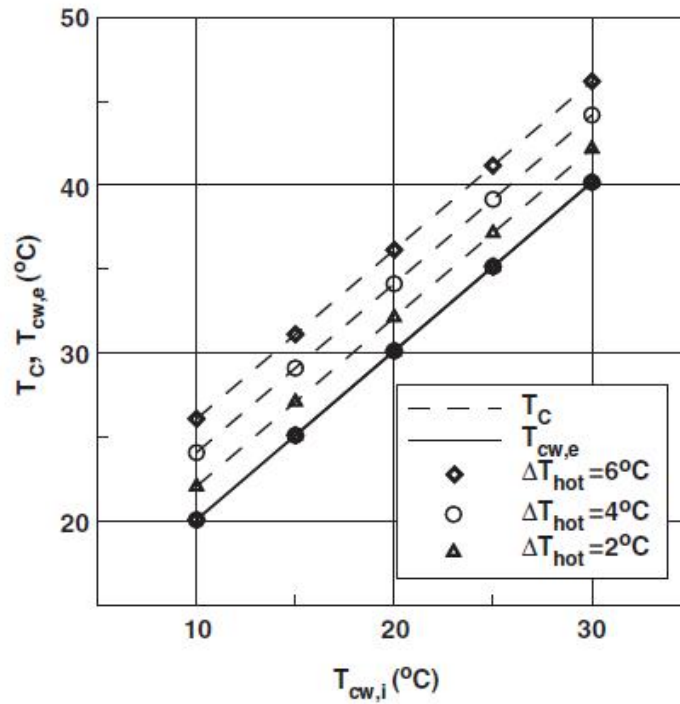
Şekil 3.16’da yük ve çevre sıcaklığı değişimine göre santralin toplam ekserji verim grafiği çizilmiştir. Çevre sıcaklığı artışının toplam ekserji verimini %1 oranında azalttığı görülmektedir. Buna ek olarak, yük artışının ise ekserji verimini %5 oranında artırdığı görülmektedir. Bu durumda yük değişiminin çevre sıcaklığı değişiminden daha etkili olduğu gösterilmiştir.



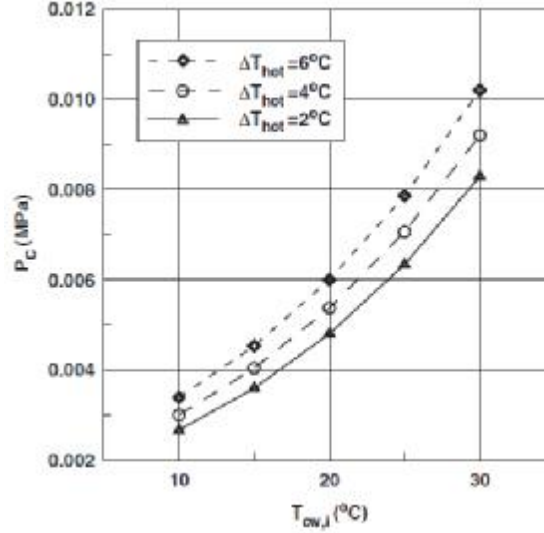
Şekil 3.16: Farklı yüklerde ve sıcaklıklarda santralin toplam ekserji verimi [17].

Bu makalede yapılan parametrik çalışma bu tezde incelenen model üzerinde uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuş ve sonuçları tartışılmıştır.

Ahmet Durmayaz ve Oğuz Salim Söğüt'ün 2006 yılında gerçekleştirdiği ve aynı yıl International Journal of Energy Research'e sundukları makalelerinde [18] yoğunlaştırıcı için bir ısı denge modeli kurulmuştur. Modelin amacı soğutma suyu giriş sıcaklığı ile yoğunlaştırıcı vakumu arasında bir fonksiyon oluşturmaktır. Oluşturulan bu fonksiyonun algoritması burada yapılacak çalışma içinde kullanılmış ve soğutma suyu giriş sıcaklığına ($T_{cw,i}$) karşılık yoğunlaştırıcı vakumu (P_C) ve yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutma suyunun sıcaklık ($T_{cw,e}$) değeri elde edilmiştir. Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de hesaplanan değerler arasında grafikler çizilmiştir.

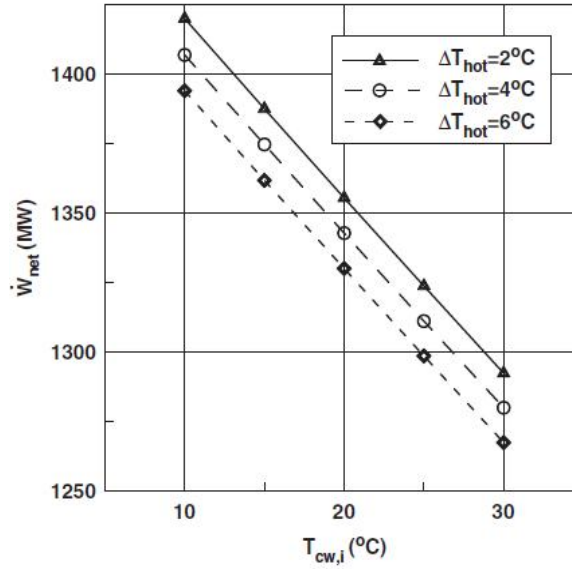


Şekil 3.17: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre çıkış sıcaklığının değişimi [18].



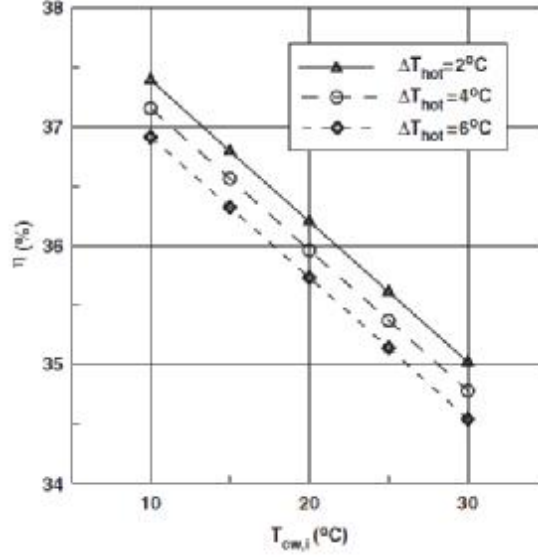
Şekil 3.18: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre yoğunlaştırucu vakum basıncının değişimi [18].

Bu çalışmada kondenser modeli $T_c = T_{cw,e} - \Delta T_{hot}$ (ΔT_{hot} , çürük buhar ve soğutma suyu çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı tanımlar.) ifadesine göre hazırlanmıştır. Makalede yapılan parametrik çalışma sonucunda tesisin net güç çıkışının soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 3.19'da grafik olarak çizilmiştir.



Şekil 3.19: Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak tesisin net güç çıkışının değişimi [18].

Bu çalışmada örnek tesis üzerinde yalnızca enerji analizi yapılmıştır. Şekil 3.20'de soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak birinci yasa veriminin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.20: Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak birinci yasa veriminin değişimi [18].

Şekillerden açıkça görülüyor ki soğutma suyu sıcaklığının artışına hem tesisin net güç çıkışı hem de birinci yasa verimi tam ters bir etki ile düşerek karşılık vermişlerdir. Bu makalede yapılan parametrik çalışma bu tezin kapsamında yapılacak olan 17 MW'lık gemi güç üretim buhar tesisin modeli için uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafiksel sonuçlar halinde verilmiştir.

Yapılan literatür taraması sonucunda kara buhar tesisleri için çok sayıda enerji, ekserji analizi ve parametrik çalışmaların yapıldığı görülmüştür. Buna karşılık daha önce gemi buhar tesisinde ekserji analizinin uygulandığı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Okyanus aşırı çalışan büyük petrol ve yük gemileri çok çeşitli hava ve deniz koşullarında çalışmaktadırlar. Gemiler tropik sulardan arktik sulara yaptığı seyir boyunca farklı deniz suyu sıcaklıklarında yüzmelerinden dolayı soğutma suyu değişken sıcaklıklarda yoğunlaştırıcıya girecektir. Geminin çalıştığı sulara göre içinde bulunduğu çevre şartları ve buna bağlı olarak tesisten çekilen yük değişecektir. Bu bilgilerden yola çıkarak gemi buhar tesislerinde yük değişiminin, soğutma suyu ve çevre sıcaklığının performans üzerindeki etkisinin görülebileceği buna ek olarak tersinmezliklerin değişiminin izlenebileceği yeni bir uygulama yapılmasının gerekli olduğu düşünülmüştür.

4. ISIL GÜÇ TESİSLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin Birinci Yasası, kavram olarak evrende enerjinin yok edilemeyeceği, form değiştirerek veya transfer edilerek korunacağı ilkesini ortaya koyar. Diğer yandan, yok edilebilir bir büyüklük ile çalışmak fikri de kolay anlaşılabilir olması açısından yararlıdır. Bu fikir enerjiye değil Termodinamiğin İkinci Yasası kavramı olan ve kütle, enerji ve entropi dengesi eşitlikleriyle geliştirilen ekserjiye uygulanabilir. Bunun mühendislik uygulamalarında ise genelde bir kontrol hacminde bir boyutlu olduğu varsayılan akışkan akışı için birim zamandaki ekserji dengesi eşitliği ile analiz gerçekleştirilir. Bir ısı güç tesisinde farklı ünitelerin giriş ve çıkışlarındaki akışkan üzerinde birim zamandaki enerji ve ekserji akışının hesaplanmasında kullanılan bazı eşitlikler ile bu ünitelerdeki yararlı iş, tersinir iş, tersinmezlik ve bunların türetimleri aşağıda ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur [19].

4.1 Isıl Güç Tesislerinin Enerji Analizi

Isıl güç tesislerinin enerji analizi, “bir sistemin hal değişimi esnasında çevresi ile etkileşimlerinin sadece iş veya ısı geçişi şeklinde olabileceği ve bu etkileşmelerin net etkisinin ise enerji olarak isimlendirilen bir termodinamik özelliğin değişimi olduğu” ifadelerinde elde edilen ve sistemin hal değişimi için Termodinamiğin Birinci Yasası olarak isimlendirilen enerjinin korunumu ilkesine dayanır. Isıl güç tesislerinin enerji analizlerinde amaç, enerji talebinin azaltılması ve bu talebin mümkün olan maksimum ısı verim ile karşılanmasıdır. Ancak, ısı güç tesisinin “elde edilen net işin alınan net ısıya oranı” olarak tanımlanan birinci yasa verimi, iş ve ısının birlikte talep edildiği birleşik ısı-güç tesisleri gibi kompleks sistemlerde kolayca, etkin bir şekilde uygulanamaz. Birinci yasa verimi ayrıca, yakıt kaynaklarının korunumunda ve yararlanılmasında başlıca rolü oynayan ekserji kavramını da tamamen ihmal eder, ayrıca yakıt kayıplarının minimize edilmesi ve yakıt ekonomisi hususunda herhangi bir bilgi içermez. Birden fazla giriş ve çıkışı olan bir kontrol hacminde daimi (sürekli) akışta Hal Değişimi için Termodinamiğin Birinci Yasası, birim zamanda enerji dengesi göz önüne alınarak,

$$\dot{Q} - \dot{W}_{kh} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} (h_{\zeta} + V_{\zeta}^2 / 2 + gz_{\zeta}) - \sum_g \dot{m}_g (h_g + V_g^2 / 2 + gz_g) \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eşitlik (3.1)'de yer alan Q birim zamandaki net ısı geçişi, W_{kh} kontrol hacmi için birim zamandaki net iş geçişi, m kütleli debi, h entalpi, V akış hızı, g yerçekimi ivmesi ve z yüksekliktir. ζ ve g alt indisleri sistemin çıkışı ve girişi anlamında kullanılmaktadır.

4.2 Isıl Güç Tesislerinin Ekserji Analizi

Ekserji, çevresel parametrelerin referans olarak kabul edilmesi varsayımıyla, enerjinin belirli bir formundan elde edilen maksimum teorik iştir. Bu kavramın başlıca kullanımı, enerjinin kastedilen belirli bir formunun azalmasının muhasebesiyle (bilançosunun çıkartılması) yani ekserji dengesinin sağlanmaya çalışılmasıyla gerçekleştirilmekte ve bu ekserji analizi olarak isimlendirilmektedir. Ekserji analizi, “bir sisteme geçen ısıнын tamamen işe dönüştürülmesinin olanaksız olduğunu” ifade eden Termodinamiğin İkinci Yasası’na dayanır.

Birden fazla giriş ve çıkışı olan bir kontrol hacmi ile P_0 basıncı ve T_0 sıcaklığındaki bir rezervuar (ısı ve iş alışverişiyle basıncı ve sıcaklığı değiştirmeyen depo) gibi davranan çevresi arasında, daimi akışta bir hal değişimi esnasında ısı geçişi söz konusu olabilir. Bu hal değişimi için Termodinamiğin İkinci Yasası

$$\dot{S}_{üre} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} s_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g s_g + \dot{Q}_{\zeta ev} / T_0 \quad (4.2)$$

şeklinde yazılabilir. Eşitlik (4.2)'de bulunan $\dot{S}_{üre}$ terimi kontrol hacmi içinde hal

değişimi esnasında tersinmezlik nedeniyle birim zamandaki entropi üretimi, $\sum_g \dot{m}_g s_g$

ve $\sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} s_{\zeta}$ terimleri sırasıyla kütle giriş çıkışıyla kontrol hacmine giren ve kontrol

hacminden çıkan entropi, $\dot{Q}_{\zeta ev} = -Q$ terimi ani sıcaklığı T_0 olan sistem sınırında

birim zamandaki ısı geçişi, $\dot{Q}_{\zeta ev} / T_0$ terimi ise ısı geçişi nedeniyle olan entropi transferidir. Eşitlik (4.1) ve (4.2)'deki ısı geçişi terimlerini yok ederek ve akışkanın potansiyel ve kinetik enerji değişimlerini ihmal ederek

$$\dot{W}_{kh} = \dot{W}_y \cong \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_0 s_g) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} (h_{\zeta} - T_0 s_{\zeta}) - T_0 \dot{S}_{üre} \quad (4.3)$$

elde edilebilir ki bu, hal değişimi esnasında birim zamanda yapılan gerçek iştir. Daimi akışta hal değişimi söz konusu olan üniteler için seçilen kontrol hacimlerinin sınırlarının bu ünitelerin gerçek fiziksel sınırlarına eşit kabul edilmesi, böylece sistem sınırının değişmez olması, sistem ile çevresi arasında ayrıca bir iş etkileşiminin olmaması nedenleriyle, W_y aynı zamanda birim zamanda yararlanılabilir iş olur.

Maksimum yararlanılabilir iş olan tersinir iş ise, $\dot{S}_{üre}$ entropi üretimi terimini sıfıra eşitleyerek

$$\dot{W}_{ter} = \dot{W}_{y.mak} = \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_0 s_g) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} (h_{\zeta} - T_0 s_{\zeta}) \quad (4.4)$$

şeklinde elde edilir. Eğer daimi akışta hal değişimi söz konusu olan ünite de akışkan için bir giriş ve bir çıkış varsa bu durumda bu kontrol hacmi için birim zamandaki tersinir iş

$$\dot{W}_{y.mak} = \dot{m} [(h_g - h_{\zeta}) - T_0 (s_g - s_{\zeta})] \quad (4.5)$$

olur. Bu durumda tersinir iş birim kütle için yazılırsa

$$w_{y.mak} = (h_g - h_{\zeta}) - T_0 (s_g - s_{\zeta}) \quad (4.6)$$

olarak elde edilir.

Sistemin basıncı, sıcaklığı, bileşimi, hızı ve yüksekliği çevreninkilerden farklı ise bu sistemden iş elde etme fırsatı söz konusu olur. Hal değişimi esnasında sistemin bu parametreleri çevreninkilere yaklaştıkça yani sistemin hali çevrenin haline yaklaştıkça bu fırsat azalır. Sistem ve çevresi birbirlerine nazaran durağan hale geldiklerinde aralarında bir denge oluşur. Sistemin bu haline ölü hal denir. Ölü halde sistem ve çevresi arasında mekanik, ısı ve kimyasal dengeler tesis edilmiş olur. Sistemin sırasıyla basınç, sıcaklık ve kimyasal potansiyelleri çevreninkilere eşit olur. Buna ek olarak çevrenin koordinatlarına nazaran sistem sıfır hıza ve yüksekliğe sahip olur. Bu koşullar altında, sistem ve çevresi arasında bir etkileşme ve değişim olasılığı kalmaz.

Ayrıca, bir sistem çevresinde referans olarak seçilen koordinatlara nazaran sıfır hızda ve sıfır yükseklikte iken bileşimi farklı olan çevresi ile sadece ısı ve mekanik denge koşullarında ise sistemin sınırlı ölü halde olduğu söylenir.

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda ekserji, fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşur. Bir sistemin makroskopik formda çevresine nazaran sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerjileri, ilke olarak, sistemin çevresine nazaran durağan hale gelmesine kadar tamamen işe çevrilebilirler ve bu nedenle, bunlar kinetik ve potansiyel ekserjilere karşılık gelirler. Bir sistem çevresinde referans olarak seçilen koordinatlara nazaran durağan varsayılabilirken, sistemin bir başlangıç halinde sınırlı ölü hale geçmesi esnasında elde edilen maksimum teorik yararlanılabilir iş fiziksel ekserji olarak adlandırılır. Bir sistem sınırlı ölü halden ölü hale, yani tamamen denge durumuna geçerken elde edilen maksimum teorik iş ise kimyasal ekserji olarak adlandırılır.

Fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserjilerin toplamı ısı-mekanik ekserji (yararlanılabilirlik) olarak adlandırılır ve ex ile gösterilir. Sistemin çevresine nazaran durağan olması, yani kinetik ve potansiyel ekserjilerin ihmal edilebilir düzeyde veya sıfır olmaları durumunda ısı-mekanik ekserji, fiziksel ekserjiye eşit olur ve bir akışkan akımı için giriş hali yerine mevcut olan hal (alt indis kullanılmaksızın) ve çıkış hali yerine ise sınırlı ölü hal ("0" alt indisi ile) seçilerek Eşitlik (4.6)'dan

$$ex \cong (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.7)$$

şeklinde elde edilebilir.

Isıl güç sistemlerinde yer alan ve ideal olduğu varsayılan birçok ünite için açık sistem belirli bir halden sınırlı hale geçiyorken analiz yapılabilir. Bu durumda, bir akışkan akımı için toplam ısı-mekanik ekserji akış hızı, kinetik ve potansiyel ekserji akış hızlarının ihmal ile toplam fiziksel ekserji akış hızına eşit olarak, Eşitlik (4.7) yardımıyla

$$\dot{Ex} \cong \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4.8)$$

şeklinde tanımlanabilir. Eşitlik (4.8)'deki T_0 , h_0 ve s_0 sırasıyla referans hal için sıcaklık, entalpi ve entropidir. Sonuç olarak, bir ünite daimi akışlı hal değişiminde birim zamandaki tersinir iş bir akışkan akımının ekserji akış hızı terimleriyle

$$\dot{W}_{y.mak} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} ex_{\zeta} = \sum_g \dot{Ex}_g - \sum_{\zeta} \dot{Ex}_{\zeta} \quad (4.9)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Ayrıca, akışkan akımının toplam enerji akış hızı da

$$\dot{E} \equiv \dot{m}(h - h_0) \quad (4.10)$$

olur. Aşağıdaki bölümde, toplam ekserji akış hızı yerine basitlik olması açısından toplam ekserji akış hızı terimi kullanılmaktadır. Ekserji akış hızının yararlılığı, Eşitlik (4.9)'un kontrol hacminin bir hal değişimi esnasında kontrol hacmi veya ünite için maksimum yararlanılabilir işi vermesi gerçeğinden kaynaklanmaktadır. Kontrol hacminde veya ünite de daimi akış hal değişiminde birim zamandaki tersinmezlik (kayıp yararlanılabilir iş) $\dot{I}$ ise tersinir iş ile yararlanılabilir iş arasındaki farktan

$$\dot{I} = \dot{W}_{y.mak} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{üre} \quad (4.11)$$

şeklinde elde edilir ki bu da gerçek hal değişimleri esnasında ekserji yıkımına veya kaybına eşdeğerdir.

Akışkan akımı üzerinde potansiyel ve kinetik enerji ve ekserji değişimleriyle ünitelerdeki ısı kayıplarının ihmal edilebilir olduğu varsayımı ile, bir ısı güç tesisinde bulunan kazan, türbinler, pompalar, eşanjörler, buhar üreteçleri, ısıtıcılar, soğutucular ve yoğuşturucular gibi daimi akış üniteleri için enerji ve ekserji denge eşitlikleri ve bunlarla ilgili birim zamandaki tersinmezlikler aşağıdaki gibi yazılabilir.

4.2.1 Kazanda yanma ve ısı transferi

Kazanda yanma reaksiyonu sonucunda yanma ürünlerinin sıcaklığı ve dolayısıyla ısı ekserjileri artar. Daha sonra ısı geçişi ile iş gören akışkanın sıcaklığı ve ısı ekserjisi arttırılır. Yanma sonunda açığa çıkan enerjinin tamamen iş gören akışkana transfer edildiği varsayılır ise adyabatik, şekil değiştirmeyen, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir varsayılan kazanda (kontrol hacminde) yanma sonucunda açığa çıkan enerji, Termodinamiğin Birinci Yasası'nın uygulamasından

$$\left(\dot{W}_{y.mak} \right)_{yan} \equiv \dot{m}_a (h_\zeta - h_g) = \dot{E}_\zeta - \dot{E}_g \quad (4.12)$$

olarak elde edilir. Aynı varsayım ile iş gören akışkandan elde edilebilecek maksimum yararlanılabilir iş ise Termodinamiğin İkinci Yasası'nın uygulamasından

$$\begin{aligned} \left(\dot{W}_{y.mak} \right)_a &= \dot{m}_a \left[(h_\zeta - h_g)_K - T_0 (s_\zeta - s_g)_K \right] \\ &= \dot{E}X_\zeta - \dot{E}X_g \end{aligned} \quad (4.13)$$

olarak elde edilir. Eşitlik (4.12) ve (4.13)'teki y_{an} ve a indisleri yanma reaksiyonu ve iş gören akışkanı ifade etmektedir. Buradan, K alt indis kazanı ifade etmek üzere, kazandaki tersinmezlik

$$\begin{aligned} \dot{I}_K &= \left(\dot{W}_{y.mak} \right)_{yan} - \left(\dot{W}_{y.mak} \right)_a \\ &= \left(\dot{E}_\zeta - \dot{E}_g \right) - \left(\dot{E}X_\zeta - \dot{E}X_g \right) \\ &= \dot{m}_a T_0 (s_\zeta - s_g)_K \end{aligned} \quad (4.14)$$

olarak elde edilir.

4.2.2 Türbinlerde genişleme prosesi

Termodinamiğin Birinci Yasasının uygulanmasından, t alt indis türbini ifade etmek üzere, bir adyabatik türbinde genişleme prosesi esnasındaki gerçek iş

$$\dot{W}_t = \left(\dot{W}_Y \right)_t = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (4.15)$$

şeklinde elde edilir. Bu hal değişimi esnasındaki tersinir iş türbin girişindeki ve çıkışındaki toplam ekserji akış hızı farkına eşittir ve

$$\left(\dot{W}_{y.mak} \right)_t = \sum_g \dot{E}X_g - \sum_\zeta \dot{E}X_\zeta \quad (4.16)$$

olur.

Buna göre, türbindeki genişleme prosesi için birim zamandaki tersinmezlik

$$\begin{aligned} \dot{I}_t &= \sum_i \dot{E}X_i - \sum_e \dot{E}X_e - \dot{W}_t \\ &= T_0 \left(\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i \right) \end{aligned} \quad (4.17)$$

olur.

Türbinin izantropik verimi

$$h_t = \frac{\left(\dot{W}_y \right)_t}{\left(\dot{W}_{y.mak} \right)_t} = \frac{\left(\dot{W}_t \right)}{\left(\dot{W}_{y.mak} \right)_t} \quad (4.18)$$

Ve türbin için ekserji verimi olarak da adlandırılan Termodinamiğin İkinci Yasası verimi

$$z_t = \frac{\dot{W}_t + \sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta}}{\sum_g \dot{E}x_g} \quad (4.19)$$

şeklinde tanımlanır.

4.2.3 Pompalardaki sıkıştırma prosesi

Termodinamiğin Birinci Yasası'nın uygulanmasından, pompaya birim zamanda giren iç enerji

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} \quad (4.20)$$

olarak elde edilir. Pompadaki sıkıştırma prosesi için birim zamandaki tersinmezlik ise

$$\dot{I}_p = \sum_g \dot{E}x_g - \sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta} - \dot{W}_p \quad (4.21)$$

olur.

Pompanın izantropik verimi

$$h_p = \frac{\left(\dot{W}_{y,ter} \right)_p}{\left(\dot{W}_y \right)_p} = \frac{\left(\dot{W}_{y,ter} \right)_p}{\dot{W}_p} \quad (4.22)$$

ve Termodinamiğin İkinci Yasası verimi

$$z_p = \frac{\sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta}}{\left| \dot{W}_p \right| + \sum_g \dot{E}x_g} \quad (4.23)$$

şeklinde tanımlanır.

4.2.4 Eşanjör, buhar üreticisi, ısıtıcı, soğutucular ve yoğuşturucu ısı geçişi

Isı geçişi etkileşimi esnasında varsayılan tersinir iş eşanjörler, buhar üreticileri, ısıtıcılar, soğutucular ve yoğuşturucularda birim zamandaki tersinmezliklere eşit olup, IG alt indisi ısı geçişini ifade etmek koşuluyla

$$\begin{aligned} \dot{I}_{IG} &= \left(\dot{W}_{ter} \right)_{IG} - \left(\dot{W}_y \right)_{IG} \\ &= \left(\dot{W}_{ter} \right)_{IG} = \sum_g \dot{E}x_g - \sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta} \end{aligned} \quad (4.24)$$

şeklinde elde edilebilir. Çünkü bu ünitelerdeki ısı geçişi esnasında üretilen yararlı iş yoktur.

$[(\dot{W}_y)_{IG} = 0]$ Bu ünitelerdeki ısı geçişi etkileşimine Termodinamiğin İkinci Yasası verimi

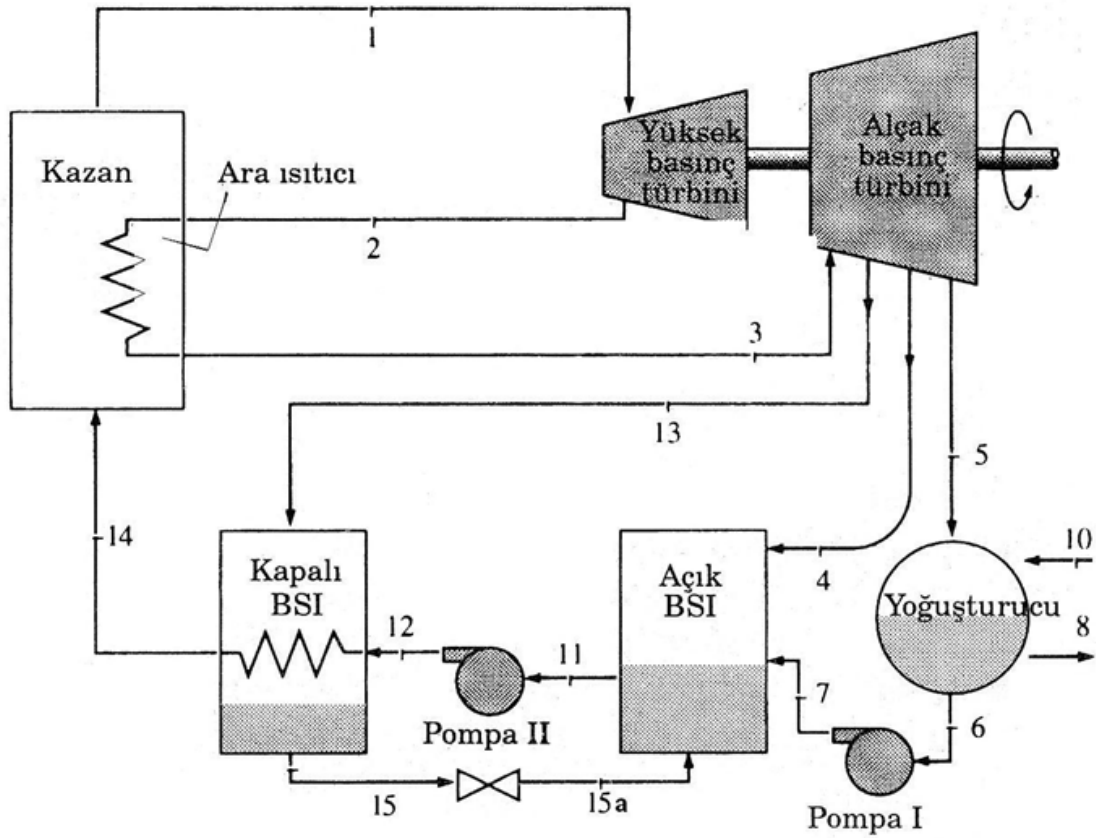
$$z_{IG} = \sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta} / \sum_g \dot{E}x_g \quad (4.25)$$

şeklinde tanımlanır.

4.3 Basit Bir Rankine Çevrimi ve Hesaplama Örneği

Uygulama amacıyla Şekil 4.1’ de gösterilen örnek bir Rankine çevrimi göz önüne alınmıştır. Model, Yunus A. Çengel’in “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” kitabının ikinci basımında bulunan 9.80 numaralı soru örnek olarak alınmıştır. Model üzerindeki numaralar sonraki bölümde anlatılacak Cycle Tempo modeli ile uyum sağlaması için değiştirilmiştir.

Şekil 4.1’de 1-15a ile verilen noktalar çeşitli ekipmanların giriş ve çıkışlarında akışkanın termodinamik özelliklerini belirlemek için numaralandırılmıştır. Örnek soruda verilen başlangıç değerleri ve termoninamik bağıntılar yardımıyla tüm noktalardaki termodinamik özellikler bulunmuştur. Çizelge 4.1’de tüm noktalardaki termodinamik özellikler tablo halinde verilmiştir. Ayrıca, birim kütle için enerji ve ekserji değerleri ile toplam enerji ve ekserji akış hızları da yukarıda türetilen eşitlikler yardımıyla hesaplanıp çizelge 4.1’de sunulmuştur. Bu analizde referans hal olarak 100 kPa basınç ve 15°C sıcaklıkta sıkıştırılmış sıvı su göz önüne alınmıştır. Buna göre, $T_0=288$ K, $h_0=63,08$ kJ/kg, $s_0=0,22445$ kJ/kgK olmuştur.



Şekil 4.1 : Örnek ısı gücü tesisi.

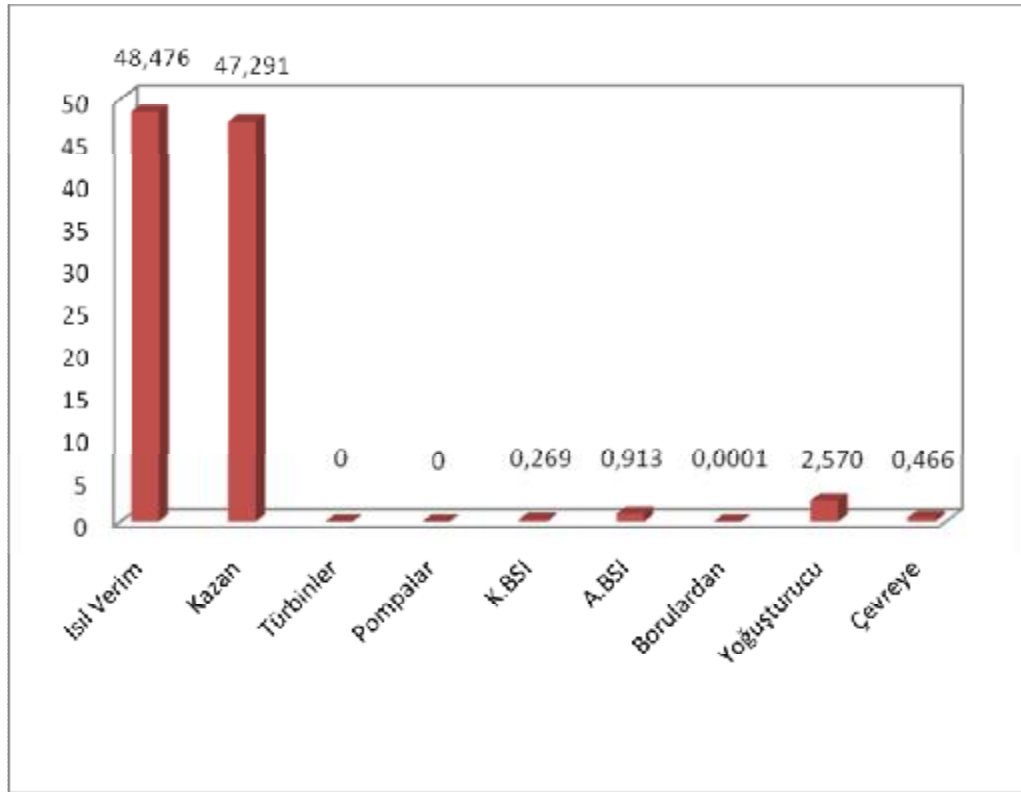
Çizelge 4.1 : Çevrimin ekipman giriş ve çıkışlarında termodinamik özellikler.

NO	Akış Debisi m kg/s	Basınç P MPa	Sıcaklık T °C	Kuruluk Derecesi X	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kgK	Enerji e kJ/kg	Ekserji ex kJ/kg	Toplam Enerji Akış Hızı E kW	Toplam Ekserji Akış Hızı Ex kW
1	35,488	15	600	Kızgın Buhar	3582,3	6,6776	3519,22	1660,713	124 890,079	58 935,376
2	35,488	1	196,935	Kızgın Buhar	2820,3	6,6776	2757,22	898,713	97 848,223	31 893,520
3	35,488	1	500	Kızgın Buhar	3478,5	7,7622	3415,42	1244,548	121 206,425	44 166,519
4	4,152	0,2	264,56	Kızgın Buhar	3000,36	7,7622	2937,28	766,408	12 195,869	3182,200
5	29,207	0,005	32,88	0,92	2367,5	7,7622	2304,42	133,548	67 304,328	3900,486
6	29,207	0,005	32,88	0	137,82	0,4764	74,74	2,178	2182,903	63,624
7	29,207	0,2	32,9	Sıkıştırılmış Sıvı	138,016	0,4764	74,936	2,374	2188,628	69,348
8	3082,673	0,1	20	Sıkıştırılmış Sıvı	84,01	0,29646	20,93	0,191	64 520,346	589,160
10	3082,673	0,1	15	Sıkıştırılmış Sıvı	63,08	0,22445	0,000	0,000	0,000	0,000
11	35,488	0,2	120,23	0	504,7	1,5301	441,62	65,593	15 672,211	2327,757
12	35,488	15	121,49	Sıkıştırılmış Sıvı	520,4028	1,5301	457,3228	81,296	16 229,472	2885,018
13	2,129	0,6	418,457	Kızgın Buhar	3312,41	7,7622	3249,33	1078,458	6918,733	2296,339
14	35,488	15	158,85	Sıkıştırılmış Sıvı	679,18	1,9144	616,1	129,394	21 864,157	4591,948
15	2,129	0,6	158,85	0	670,56	1,9312	607,48	115,936	1293,495	246,860
15a	2,129	0,2	120,23	0	670,56	1,9516	607,48	110,061	1293,495	234,350

4.3.1 Hesaplama sonuçları

Enerji ve ekserji analizine ilişkin hesaplamalar türetilen eşitlikler yardımıyla tamamlandıktan sonra tablolar ve şekiller halinde verilmiştir. Çizelge 4.2’de İkinci Yasa analizi ile elde edilen gerçek ve tersinir işler ile tersinmezliklerin dağılımı ayrıntılı olarak verilmiştir. Bu çizelgedeki bilgiler Şekil 4.2’de şematik olarak verilmiştir.

Çizelge 4.2’de verilen bilgilere bakıldığında ekserji kaybının en çok kazanda gerçekleştiği görülmektedir. Yoğuşturucu içerisinde ekserji yıkımı %2,570 oranda iken yoğuşturucudan çevreye geçen ekserjinin %0,466 oranda olduğu görülmektedir. Bu çevrimde borulardan olan ekserji kaybı ile çevreye olan ekserji kaybı %2,5701 oranına erişmektedir. Türbinlerin verimi 1 (%100) alınarak ekserji kaybı olmadığı varsayılmıştır ($\eta_T=1$).



Şekil 4.2 : Çevrimde tersinmezliklerin dağılımı.

Çizelge 4.3'te Birinci ve İkinci Yasa analizinden elde edilen sonuçlar özetlenmiştir. Buna göre çevrimin ısı verimi %48,476 olarak hesaplanmıştır. Birinci yasa analizi ile elde edilen sonuçlara göre yoğunlaştırucuda çevreye 64520,346 kW ısı enerjisi atıldığı bunda %51,05'lik bir orana karşılık geldiği anlaşılmaktadır.

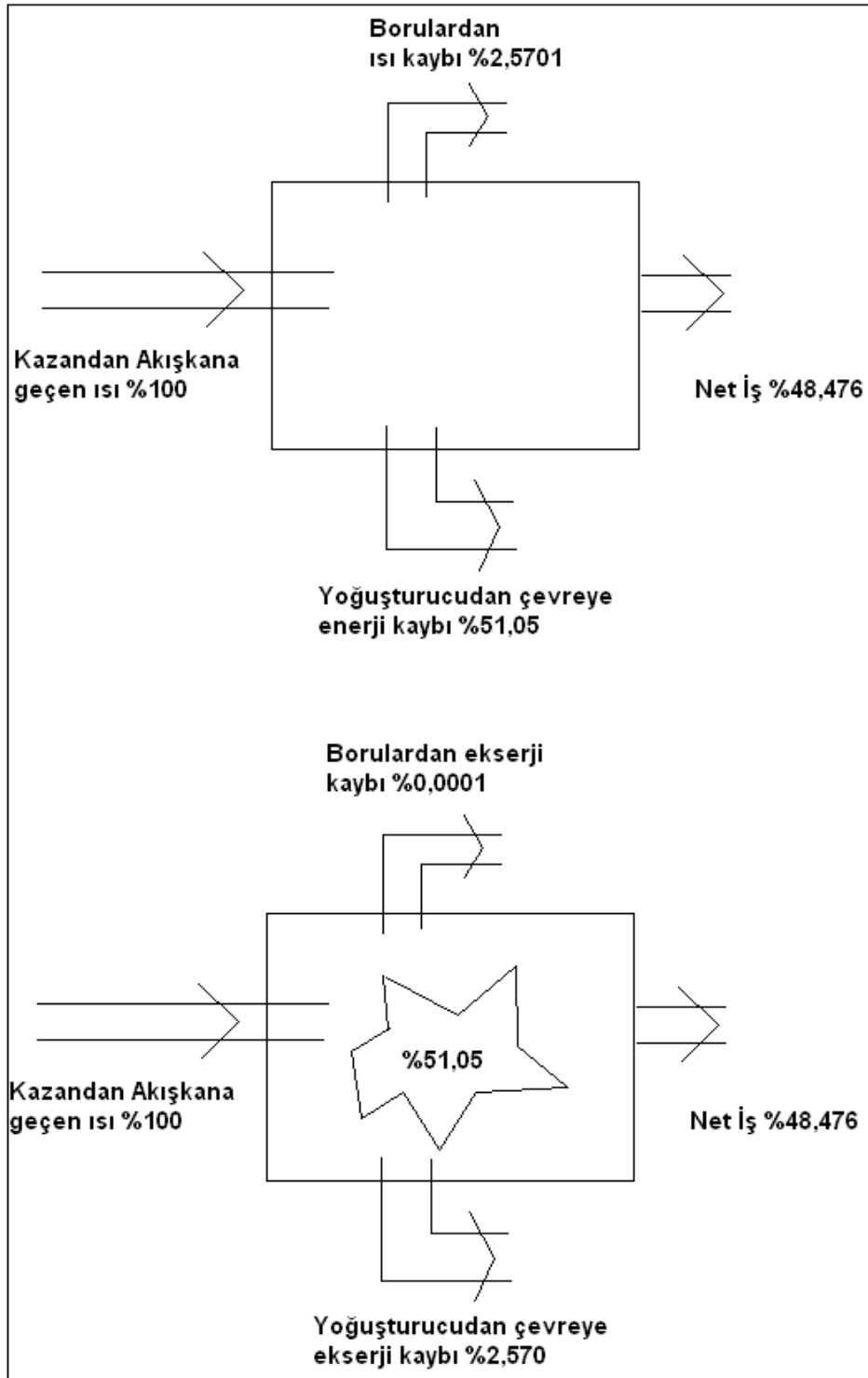
Birinci ve İkinci Yasa sonuçlarının karşılaştırması Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Şekil 4.3'te görüleceği gibi çevrimin ısı verimi %48,476, Birinci Yasa analizi ile elde edilen sonuçlara göre yoğunlaştırucudan çevreye =%51,051 oranda ekserji atılmaktadır. Oysa İkinci Yasa analizi sonuçları yoğunlaştırucudan çevreye %2,570 oranında ekserji kaybı olduğu, buna karşılık %51,051 oranda bir ekserji yıkımının ise çevrimi oluşturan ekipmanlardaki tersinmezliklerle gerçekleştiğini göstermektedir.

Çizelge 4.2 : İkinci Yasa analizi sonuçları.

	Gerçek İş kW	Tersinir İş kW	Tersinmezlik Değeri, kW	Tersinmezlik Oranı, %
Kazan+Ara Kızdırma	66 616,427	126 384,124	59 767,697	47,291
Türbin Y.B.	27 041,856	270 41,856	0,000	0,000
Türbin A.B.	34 787,495	34 787,495	0,000	0,000
Pompa I	-5,724	-5,724	0,000	0,000
Pompa II	-557,261	-557,261	0,000	0,000
Açık BSI	0,000	1158,141	1158,141	0,916
Kapalı BSI	0,000	342,549	342,549	0,271
Yoğuşturucu	0,000	3247,702	3247,702	2,570
Yoğuşturucu dan Çevreye	0,000	589,160	589,160	0,466
Borular			12,510	0,000
ARA TOPLAM			65117,759	
NET İŞ			61266,365	48,476
TOPLAM			126384,124	100

Çizelge 4.3 : Birinci ve İkinci Yasa analizlerinin sonuçları.

Kazan Isıl Gücü	126 384,124	kW
Türbin İşi (toplam)	61 829,351	kW
Pompa İşi (toplam)	-562,985	kW
Yoğuşturucu Tarafından Transfer Edilen Isı	-64 520,346	kW
Besi Suyu Net Isı Girişi	61 863,778	kW
Net İş	61 266,365	kW
Yaklaşık Toplam Isı Kayıpları	597,413	kW
Toplam Tersinmezlik	65 117,759	kW
Toplam Tersinmezlik + Net İş	126 384,124	kW
Toplam Hata	0,000	kW
Toplam Hata Oranı	0,000	%
Toplam Tersinmezlik Oranı	51,524	%
Sistemin Isıl Verimi	48,476	%



Şekil 4.3 : Güç tesisinin Birinci ve İkinci Yasa analizi sonuçlarının karşılaştırması.

5. CYCLE TEMPO PROGRAMI

Cycle Tempo Programı, DTU tarafından geliştirilmiştir. Cycle-Tempo, buhar üretimi, soğutma sağlayan ve elektrik enerjisi üreten ısı sistemlerinin termodinamik analizi ve optimizasyonunu yapan bir analiz programıdır [20]. CTP hem enerji hem de ekserji analizi yapabilmektedir. Konunun ilerleyen bölümlerinde programın bir örnek üzerinde kullanılışını incelenecek ve elde edilen çıktıları gözden geçirip sistem ile ilgili bilgi edinmiş olunacaktır.

5.1 Uygulama Alanları

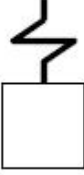
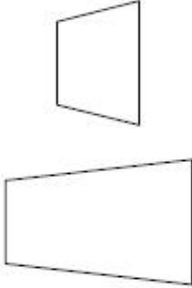
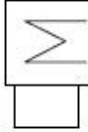
CTP’de buhar türbini çevrimleri, gaz türbini çevrimleri, yanma ve ısı transferi sistemleri, kömür ve biyokütle birleşik çevrimleri, yakıt hücreleri sistemleri, organik Rankine çevrimi, soğutma sistemleri ve ısı pompalarının incelemeleri yapılabilir.

5.2 Program İçinde Kullanılan Ekipmanlar

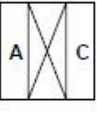
CTP vana, baca, boru ve termodinamik çevrim ekipmanlarının birbirlerine bağlantısını matematiksel olarak yaparak sonuçları kullanıcılara sunar. CTP modelinde kullanılan 16 ekipman tipi vardır. CTP’de kullanılan ekipman listesi Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.

CTP’de kod numaraları, enerji dengesi veya kütle dengesi hesabını temsil ederken M (mass) ve E (energy) kütle ve enerji denklemi girdisini temsil etmektedir. Sistem eşitliğinin anlamı CTP’nin hesaplamayı nasıl yapacağını ve hangi girdilere ihtiyacı olduğunu göstermektedir. CTP’de 30 tip farklı ekipman kullanılabilir. Aşağıdaki tabloda programda kullanılabilen bütün ekipmanlar gösterilmiştir. Fakat sadece incelenecek sistemde bulunan ekipmanlara ait detaylı bilgi verilmiştir. Programda kullanılan tüm ekipmanlar hakkında detaylı bilgiye programın rehberinden veya içindeki yardım bölümünden ulaşılabilir.

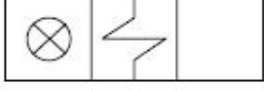
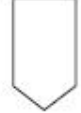
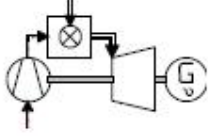
Çizelge 5.1 : CTP ekipman listesi, sistem eşitliği ve semboller [20].

Tip	İsim	Sistem Eşitliği	Sembol
1	Kazan	1M	
2	Ara Kızdırma	1M	
3	Türbin	1M	
4	Yoğuşturucu	2M / 2M + 1E (EEQCOD = 2; tip 6) (EEQCOD = 1; tip 12)	
5	Besi Suyu Isıtıcısı	2M + 1E	
6,12	Isı Değiştirgeci	2M/ 2M + 1P (EEQCOD = 2; tip 6) (EEQCOD = 1; tip 12)	
7	Gazsızlaştırma Ünitesi	1M + 1E	
8	Pompa	1M	
9,11	Nokta	1M/ 1M + 1E (EEQCOD = 2; tip 9) (EEQCOD = 1; tip 11)	

Çizelge 5.1 : (Devam) CTP ekipman listesi, sistem eşitliği ve semboller.

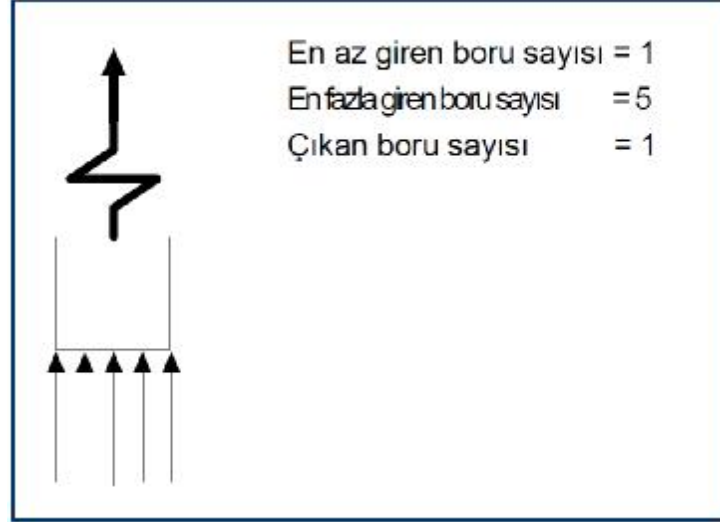
Tip	İsim	Sistem Eşitliği	Sembol
10	Kaynak / Kuyu	1M	
10	Isı Kuyusu	1M	
10	Baca	1M	
13	Yanma Odası	1M/ (EEQCOD = 2) 2M/ (EEQCOD = 1, or EEQCOD = 2	
14	Vana	2M	
15	Drum	1M+1E	
20	Dönüştürücü	2M/ (EEQCOD = 2) 2M + 1E (EEQCOD = 1)	
21	Yakıt Hücresi	2M/ (EEQCOD = 2) 2M + 1E (EEQCOD = 1)	
22	Nem Seperatörü	2M/ (EEQCOD = 2) 2M + 1E (EEQCOD = 1)	

Çizelge 5.1 : (Devam) CTP ekipman listesi, sistem eşitliği ve semboller.

Tip	İsim	Sistem Eşitliği	Sembol
23	Gazlaştırıcı	2 M / (EEQCOD = 2) 2 M + 1E (EEQCOD = 1)	
2	Gaz Temizleyici	2M	
26	Seperatör	2M	
27	Reaktör	1M	
28	Saturator	2M	
29	Kompresör	1M	
30	Gas Türbini	1M	
G	Jeneratör	-	
M	Elektrik Motoru	-	

5.2.1 Kazan (Tip 1)

CTP modelinde kullanılan bu ekipman, yalnızca çevrime ısı veren bir ekipman olarak modellendiğinden kapalı çevrimlerde kazan olarak kullanılır. Kazan; ekonomizer, evaporatör ve kızdırıcıdan oluşmaktadır. Baca gazı çıkışı hesaba katılmaz. Ara kızdırma ayrıca modellenmelidir. Kazan modeli için simgeler ve bilgiler Şekil 5.1’de yer almaktadır.



Şekil 5.1 : Kazan için simge ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Termodinamik özellikler kullanıcı tarafından girdilenebilir veya CTP bunu termodinamik bağıntılar yardımıyla hesaplayabilir.

Türbin ekipmanına: PIN, POUT, DELP, TIN, TOUT ve DELT standart olarak CTP’ye girdilenebilir.

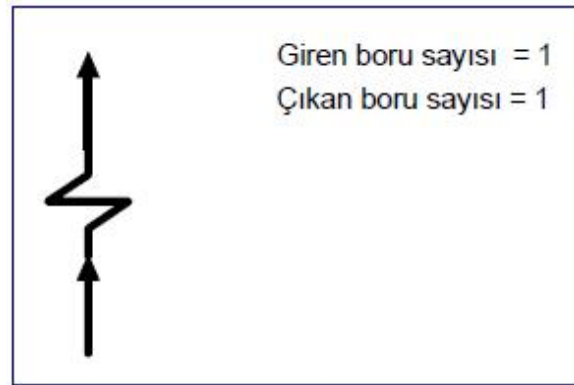
- PIN = Giriş basıncı [bar]
- POUT = Çıkış basıncı [bar]
- DELP = Basınç düşümü [bar]
- TIN = Giriş sıcaklığı [°C]
- TOUT = Çıkış sıcaklığı [°C]
- DELT = Sıcaklık farkı [°C]
- ESTMAS =Tahmini kütle akış oranı (kg/s) (default = UNKNOWN).
- ETHAB =Kazanın termal verimi (-) (default = 1.0). ETHAB sadece verim hesabında kullanılır.

- LHV =Yakıtın en düşük ısıtma değeri (kJ/kg) (default = UNKNOWN). LHV değerini girmek sadece ekserji hesaplaması için önemlidir.
- EXFUEL =Yakıtın ekserjisi (kJ/kg) (default = UNKNOWN).

Eğer LHV, EXFUEL ve ETHAB belirtilirse sistemin ekserji giriş ve ekserji verimi, aynı zamanda kazanın ekserji verimi de hesaplanacaktır.

5.2.2 Ara kızdırma (Tip 2)

CTP modelinde kullanılan bu ekipman, yalnızca kaynatma kabı olarak kullanılır. Baca gazı çıkışı hesaba katılmaz. Ara kızdırma modeli için simgeler ve bilgiler Şekil 5.2’de yer almaktadır.

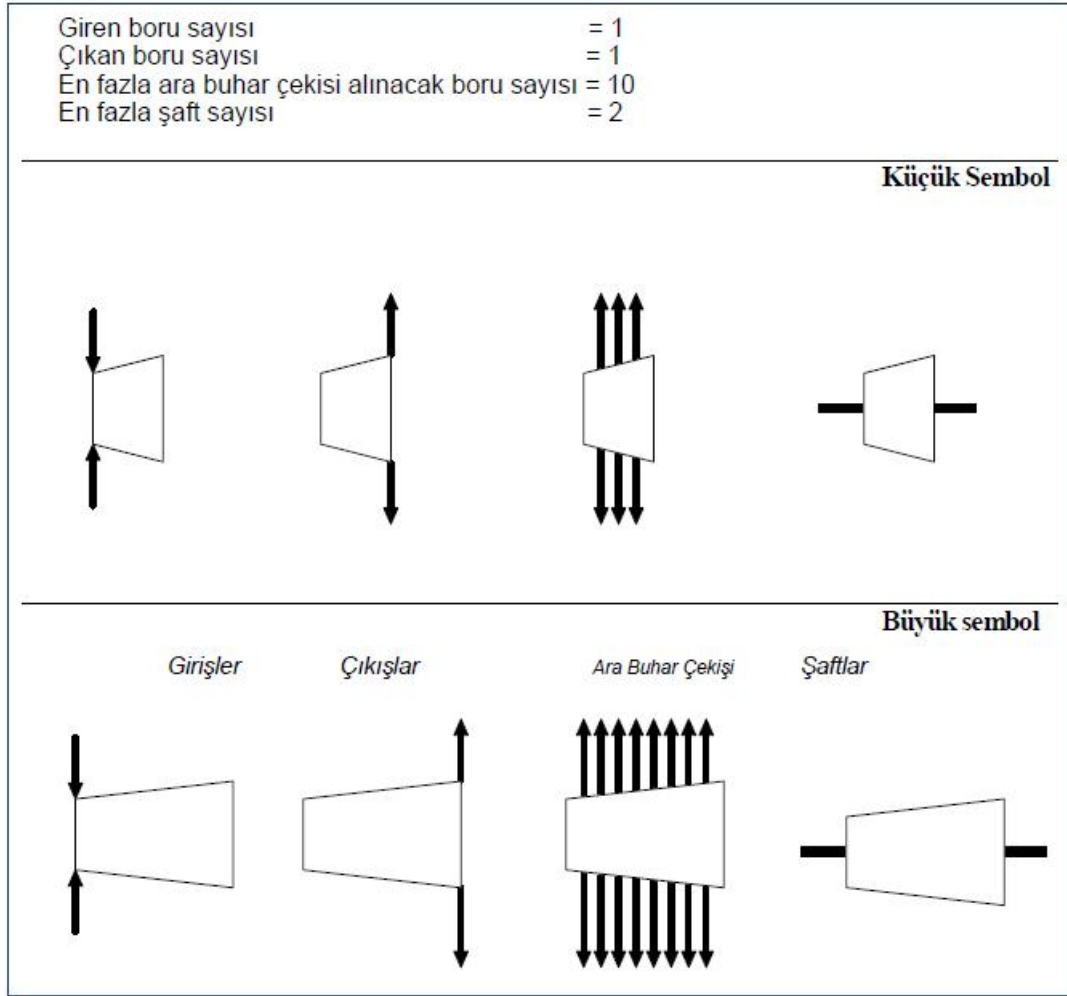


Şekil 5.2 : Ara kızdırma için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Türbin ekipmanına: PIN, POUT, DELP, TIN, TOUT ve DELT standart olarak CTP’ye girdilenebilir. Kazan için girilen LHV, EXFUEL ve ETHAB değerleri ara kızdırma ekipmanı içerisinde ayrı olarak girdilenebilir.

5.2.3 Türbin (Tip 3)

Programda şekilsel olarak iki tip türbin vardır. Türbinden ara buhar çekilme sayısına göre iki şekilden biri kullanılabilir. Kullanılan türbin tipleri, genel türbin olarak yani buhar türbini ve gaz türbini kod sıfır (TUCODE= 0) olarak tanımlanmıştır. Türbinin iç tasarım özellikleri bilinmediğinde, genel türbin özellikleri kabul edilir. Bu durumda kod sıfır olarak girdilenir. Türbinin iç verimi ve diğer özellikleri termodinamik yasalara ve bağıntılara göre hesaplanır. Türbin modeli için simgeler ve bilgiler Şekil 5.3’te yer almaktadır.



Şekil 5.3 : Türbin modeli için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

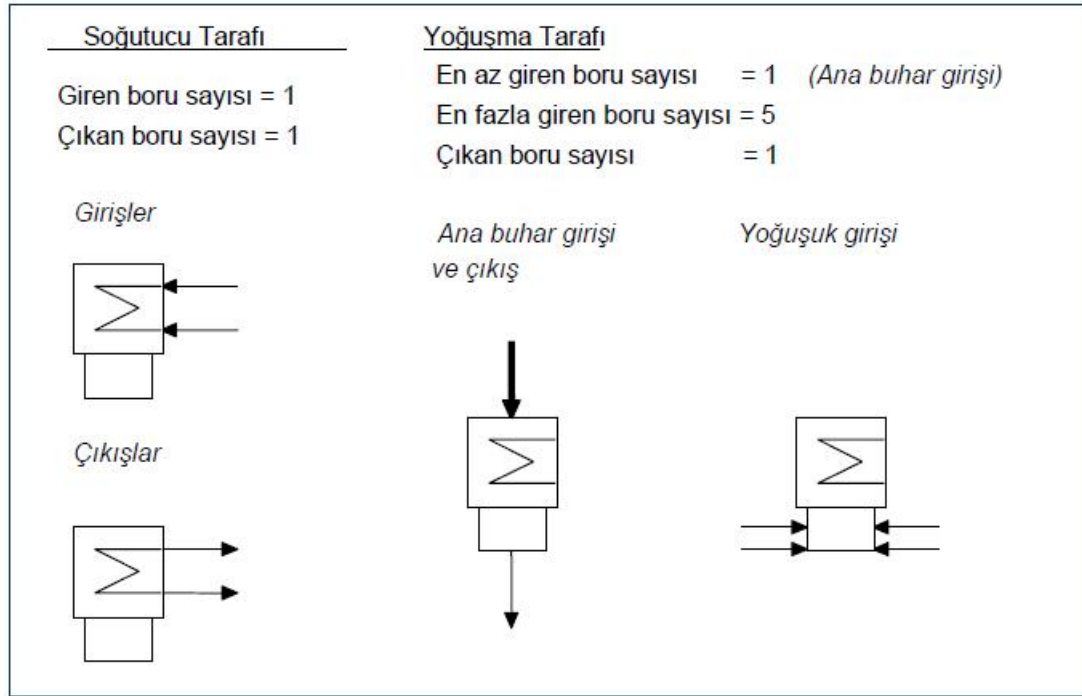
Seçilen ve kullanılan türbin tipine göre kullanılması gereken girdiler programın referans rehber dökümanında bulunmaktadır. Türbin için dizayn harici verilerinin girilebilmesi için ayrı bir girdi tablosu bulunmaktadır.

Türbin ekipmanına: PIN, POUT, DELP, TIN, TOUT ve DELT standart olarak CTP'ye girdilenebilir. Türbin sistem matrisine 1 kütle denklemi ekler.

- PIN = Giriş basıncı [bar]
- POUT = Çıkış basıncı [bar]
- DELP = Basınç düşümü [bar]
- TIN = Giriş sıcaklığı [°C]
- TOUT = Çıkış sıcaklığı [°C]
- DELT = Sıcaklık farkı [°C]

5.2.4 Yoğuşturucu (Tip 4)

Bu ekipman buhar türbin çevrimlerinin hesaplanması için tasarlanmıştır. Yoğuşturucuda dışardaki bir kaynaktan alınan soğutucu akışkan (bu çalışmada kullanılan modeller için su) ile su buharı yoğuşturulur. Yoğuşturulacak su buharı, doymuş buhar olarak girip yoğuşmuş su olarak sisteme döner. Yoğuşturucu modeli için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Sekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4 : Yoğuşturucu için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Örnek modelde yoğuşturucu kod 1 olarak kullanılmıştır. Yoğuşturucu için kod 1 kullanılması, enerji dengesinin bilindiği anlamına gelmektedir. Bu durumda hesap, kütle dengesini bulmak için yapılır. Dizayn harici koşullarında yani kütle dengesinin bilindiği şartlarda yoğuşturucu kodu entalpileri hesaplamak için kod 2 girilir. Yoğuşturucudan çıkan akışkanın yoğuşuk olduğunu belirtmek için ekipman içerisindeki SATCOD yoğuşma kodunun 0 olması gerekmektedir.

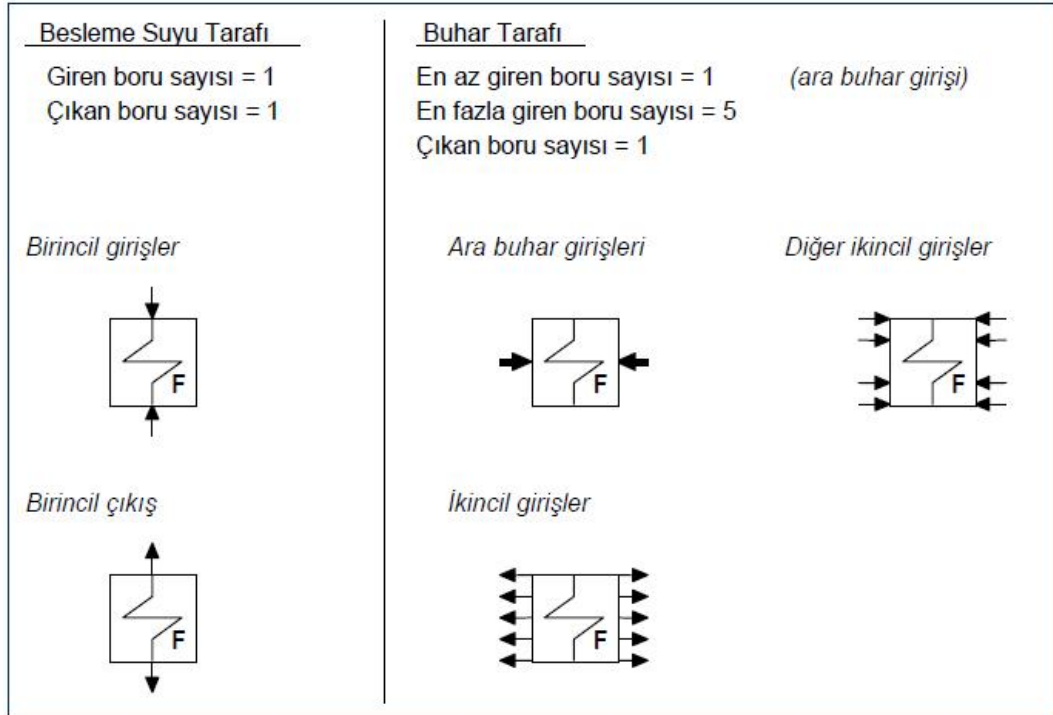
- EEQCOD = 1 - Enerji denklemi, kütle akışını hesaplamak için kullanılır. Enerji denklemi, sistem matrisine eklenecektir.
- EEQCOD = 2 - Enerji denklemi, giriş veya çıkış yerlerinin birindeki entalpiyi hesaplamak için kullanılır. Enerji denklemi, sistem matrisine eklenmeyecektir.

EEQCOD değeri belirtilmezse 1 olarak alınacaktır.

Yoğuşturucu ekipmanı için: PIN1, POUT1, DELP1, TIN1, TOUT1, DELT1, PIN 2, POUT2, DELP2, TIN2, TOUT1, DELT1 değerleri standart olarak CTP' ye girilebilir.

5.2.5 Besi suyu ısıtıcısı (Tip 5)

Türbinde genişleyen su buharı besleme suyunu ısıtmak için belirli bir türbin kademesinden çekilerek besleme suyu ısıtıcısına iştiraklenir. Kullanılan su buharı ısı değiştiriciden yoğuşmuş olarak veya belli bir kuruluk derecesine sahip olarak çıkar ve yoğuşmuş su tankına döner. Besleme suyu ısıtıcısı için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.5'te sunulmuştur.



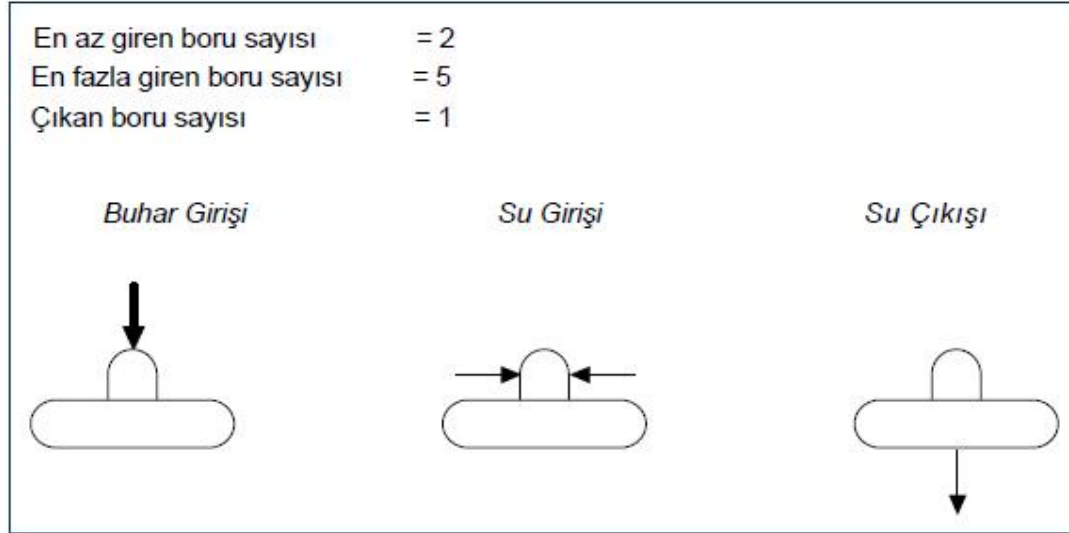
Şekil 5.5 : Besi suyu ısıtıcısı için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Besleme suyu ısıtıcısı için CTP'ye girdilenebilen parametreler ise; PIN1, POUT1, DELP1, TIN1, TOUT1, DELT1, PIN2, POUT2, DELP2, TIN2, TOUT2, DELT2 değerleridir.

Örnek modelde yoğuşturma kodu (SATCOD=0) sıfır olarak girdilenmiştir. Yoğuşturma kodunu sıfır olarak atamak, ısı değiştiricinin yoğuşma tarafında doymuş su var anlamını taşır ve TOUT2 veya DELTL CTP'ye girdilenebilir.

5.2.6 Gazsızlaştırma ünitesi (Tip 7)

Adından da anlaşılacağı gibi gazsızlaştırma ünitesi besleme suyunun toplandığı, oksijenin ve diğer gazların alındığı ekipmandır. Türbinin ara kademelerinden çekilen buhar üniteye alınarak gaz alma işleminde kullanılır. Gazsızlaştırma ünitesi sistem matrisine 1 kütle denklemi 1 de enerji denklemi ekler. Ünite için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.6’da sunulmuştur.

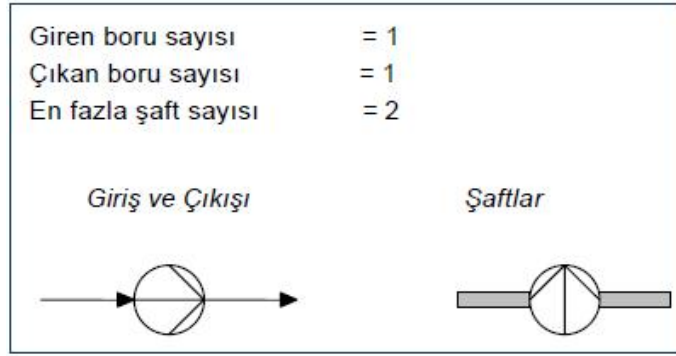


Şekil 5.6 : Gazsızlaştırma ünitesi için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Gazsızlaştırma ünitesi için: PIN, POUT, DELP, TIN ve TOUT standart olarak CTP’ye girdilenebilir. Bunlara ek olarak ekipmandaki enerji kaybı da (DELE) kW olarak girdilenebilir ekipman içerisine.

5.2.7 Pompa (Tip 8)

Örnek olarak alınan modelde, yoğunlaşmış suyun kazana dönüş hattında ve yoğunlaştırıcıya soğutma suyu sağlamakta kullanılırlar. Programa pompa için verim değeri girilmediği takdirde kendi içerisinde tanımlı olan güç-verim tablosundan pompanın verimini hesaplayacaktır. Programa mekanik verim ve elektrik motoru verimi verilmediği takdirde pompa için sistem otomatik olarak bu verimi 1 olarak kabul eder. Pompa için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.7’de sunulmuştur.



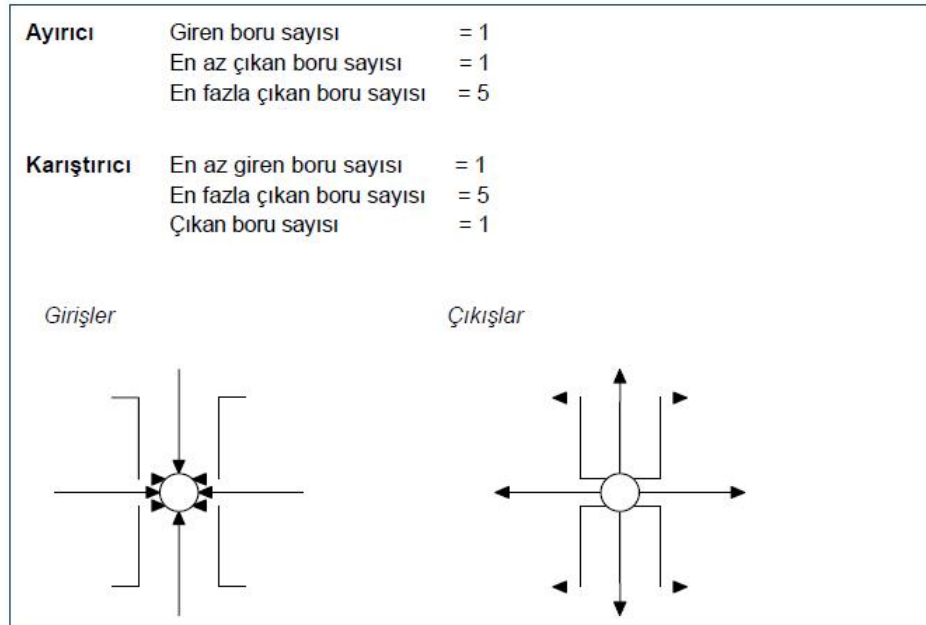
Şekil 5.7 : Pompa için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Pompa için CTP'ye girdilenebilen parametreler: PIN, POUT, DELP, TIN, TOUT ve DELT'dir. Aşağıda ifade edilen verim değerleri de pompaya girdilenebilir.

- ETHAI = İzantropik verim
- ETHAM = Mekanik verim
- ETHAE = Elektrik verimi

5.2.8 Nokta (karıştırıcı ve ayırıcı) (Tip 9-11)

Nokta ekipmanı akışın birleştirilmesi veya ayrıştırılması için kullanılır. Nokta için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.8'de sunulmuştur.



Şekil 5.8 : Nokta için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Enerji denklem kodunun değerine bağlı olarak enerji denklemini kullanmak için iki olasılık vardır.

EEQCOD = 1 (tip 11): enerji denklemi kütle debisinin oranını hesaplamak için kullanılır ve doğrudan sistem matrisine eklenir.

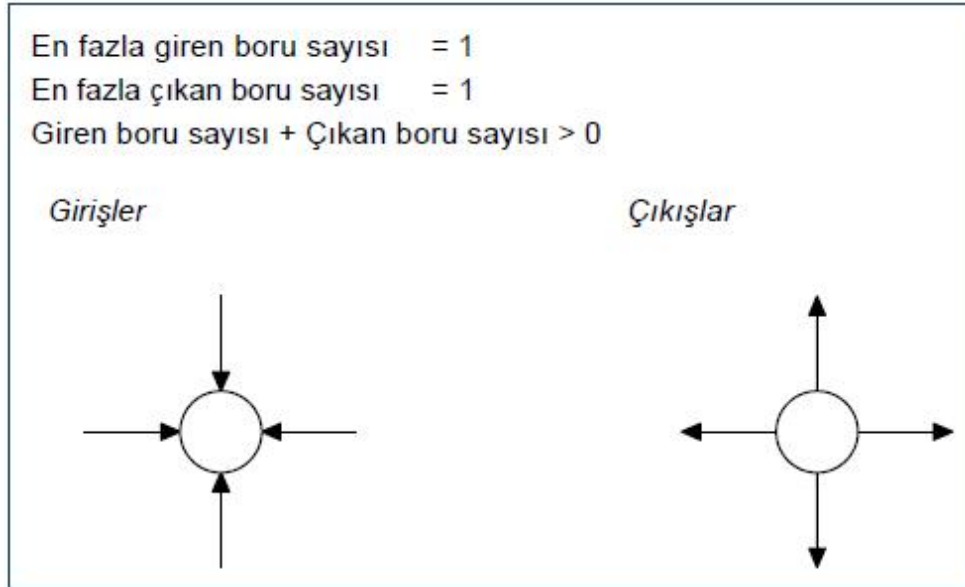
EEQCOD = 2 (tip 9) : enerji denklemi bilinmeyen entalpileri hesaplamak için kullanılır. Herhangi bir değer girdilenmediğinde kod 2 olarak farz edilir.

5.2.9 Kaynak/Kuyu (Tip 10)

Kaynak/Kuyu modeli aşağıdaki uygulamalar için kullanılır;

- Kütle giriş-çıkışları,
- Enerji giriş-çıkışı,
- Basınç düşümü (genişleme valfi),
- Sıcaklık tahmini,
- Akışkan bileşiminin değiştirilmesi.

Bu ekipman yoğuşturucudan ısı çekmek için kurulan yoğuşturucu soğutma suyu devresinde sıklıkla kullanılır. Kaynaktan çekilen düşük sıcaklıktaki su, yoğuşturucuda türbin çıkışındaki genişleyen buharı soğutup kaynak üzerine sıcaklığı artmış bir şekilde geri döner. Bu durumda kaynak kuyu görevini üstlenmiştir. Şekil 5.13'te kaynak/kuyu ekipmanının tipik kullanımı gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Kaynak/Kuyu için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Kaynak/Kuyu ekipmanının içerisindeki DELM ifadesine kütle (kg/s) olarak girdiildiği zaman, program sürekli olarak girilen miktar kütleyle prosese sokup veya

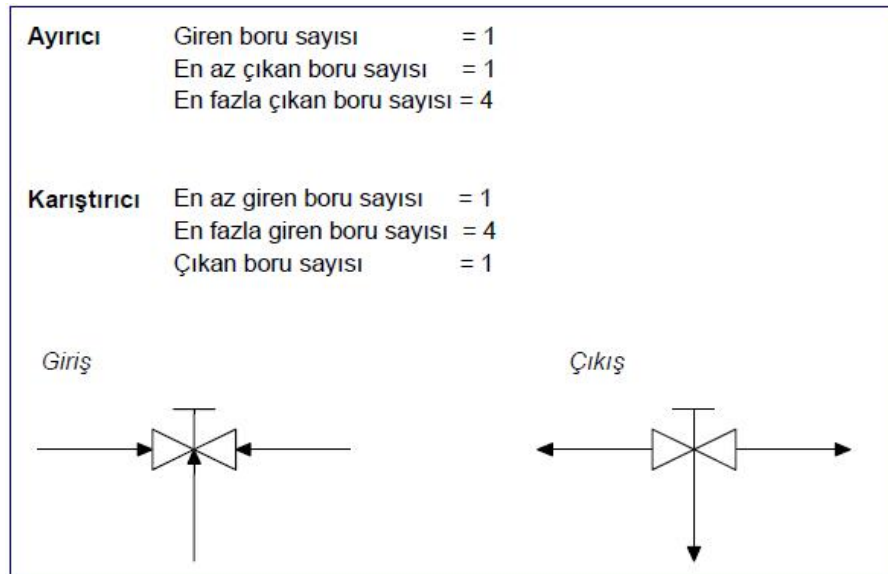
çıkıyor olarak algılayarak hatalı işlem yapar. Çevrimde sürekli kütle giriş-çıkışı olmayan noktalarda Kaynak/Kuyu içerisinde kütle değeri yazılmamalıdır.

Kaynak ekipmanı için: PIN, POUT, DELT, TIN, TOUT ve DELT standart olarak CTP'ye girilebilir. Kaynak için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.9'da sunulmuştur.

Çevrimi dizayn harici şartlarında çalıştırıldığı zaman çevrimdeki tüm ekipmanlara kütle debisi girdilenmelidir. Kaynak/Kuyu içerisinde ESTMAS olarak ifade edilen yere tahmini kütle debisi girdilenebilir. Program iterasyona başlamak için girilen bu değeri ilk değer olarak kabul eder.

5.2.10 Vana (Tip 14)

Vanalar CTP'de hem ayırıcı hem de karıştırıcı olarak kullanılmaktadır. Bu ekipmanın kullanılması sayesinde kendisine bağlantılı borulardan birinde kütle ve hacimsel debinin belirlenmesi sağlanır. Seçilen yöndeki boru için hem debi hem de o yönde oluşan basınç kaybı ekipman içerisine girdilenebilir. CTP'ye kütle tanımlanması suretiyle modelin tümünün kütle dengesi oluşturulabilir. Özellikle normal çalışma şartında oluşturulan çevrimlerin daha sonra dizayn harici çalışma koşullarında kütle dengesini sağlamak için sıklıkla kullanılan bir ekipmandır.



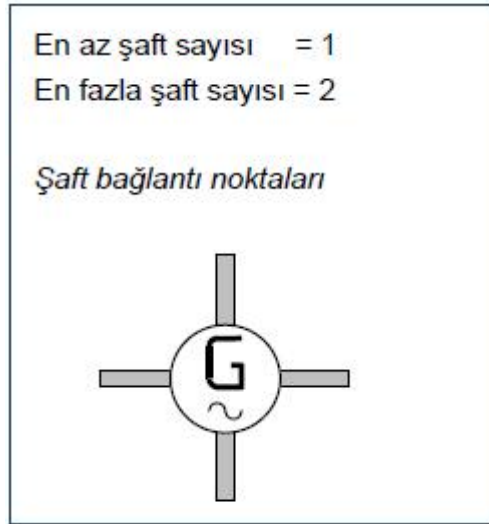
Şekil 5.10 : Vana için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

Bağlantılı olduğu borular arasında çalışacağı bir yön seçilmelidir ve ona göre veriler girdilenmelidir. Vana üçüncü bağlantı olmaksızın da kullanılabilir. Bu durumda bağlı

olduğu boru üzerindeki basınç düşümü ve debi değerleriyle çevrimin kütle dengesini değiştirir. Ayrıca karıştırıcı ve ayırıcıdan (*node*) farklı olarak sistem matrisine iki kütle denklemi ekler. Bu özelliği ileride dizayn harici olarak çalıştırılan bir çevrim için detaylı olarak anlatılacaktır. Bu ekipman için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.10'da sunulmuştur.

5.2.11 Jeneratör (Tip G)

Jeneratör mekanik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürüldüğü ekipmandır. Jeneratör mutlaka en az bir türbine bağlı olmalıdır. Çevrime eklenmese dahi program üretilen elektrik enerjisini hesaplayacaktır. Yalnızca, jeneratöre girdilen verim değeri üretilen gücü etkilemektedir. Bunun haricinde çevrimde kullanma zorunluluğu yoktur. Jeneratör için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri Şekil 5.11'de sunulmuştur.



Şekil 5.11 : Jeneratör için simgeler ve giriş-çıkış bilgileri [20].

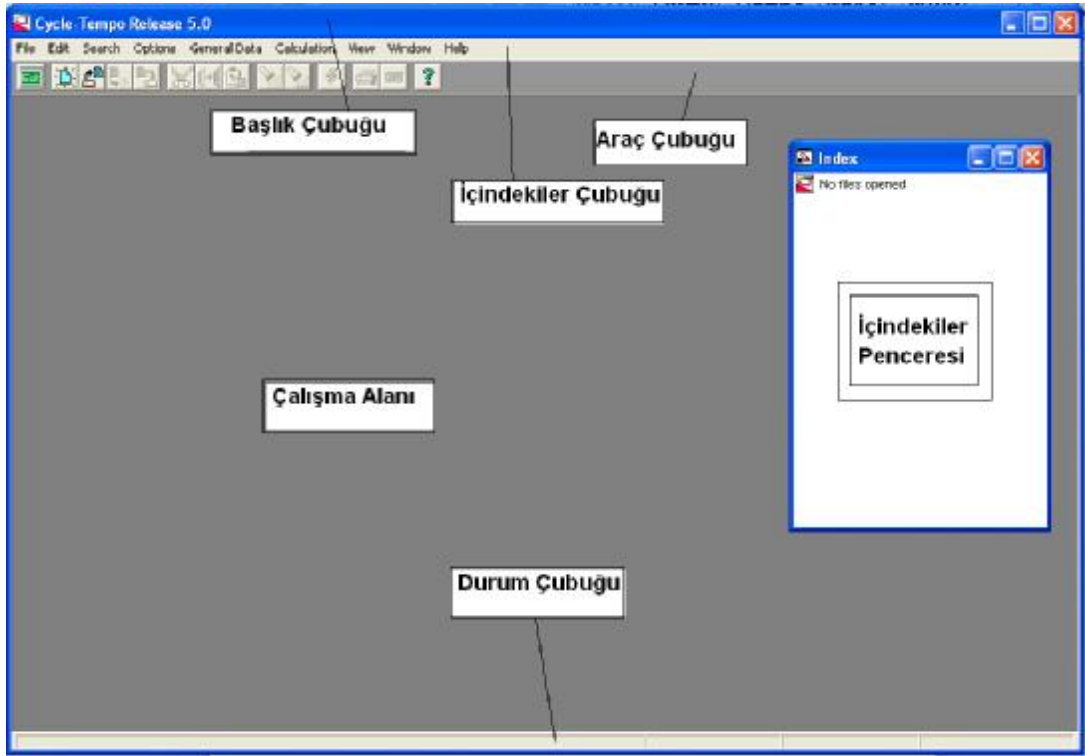
Jeneratör için CTP'ye girdilenebilen parametreler ise; ETAGEN, COSPHI, GENMVA, KTURB, KGEN, CPRATI değerleridir. Jeneratör verimi anlamına gelen ETAGEN değeri girdilendikten sonra diğer verilerin girilmesine gerek yoktur.

5.3 Programın Kullanılışı ve Çalışma Prensipleri

Programın kurulumuyla birlikte aynı zamanda programın tanıtım dokümanı, hakkındaki teorik açıklamaların bulunduğu ve programda hazırlanmış örneklerin içerisinde olduğu pdf dosyalarının kısayolları oluşturulmuştur. Programın

kullanılabilirliğini öğrenmek ve işlem kabiliyetini anlamak için bu dokümanlardan yararlanılabilir.

Programın kurulum aşaması tamamlandıktan sonra, masaüstünde oluşturulan kısayolu tıklanarak program başlatılır. Programın başlangıç ekranı Şekil 5.12’de görülmektedir. Program son derece sade bir ekran düzenine sahiptir ancak bunun yanında kısa zamanda basit ve işler sistemler oluşturulabilir. Programda Türkçe dil seçeneği yoktur. Fakat menüler, menü içerikleri ve yardım dosyaları sade bir İngilizceyle yazılmıştır.

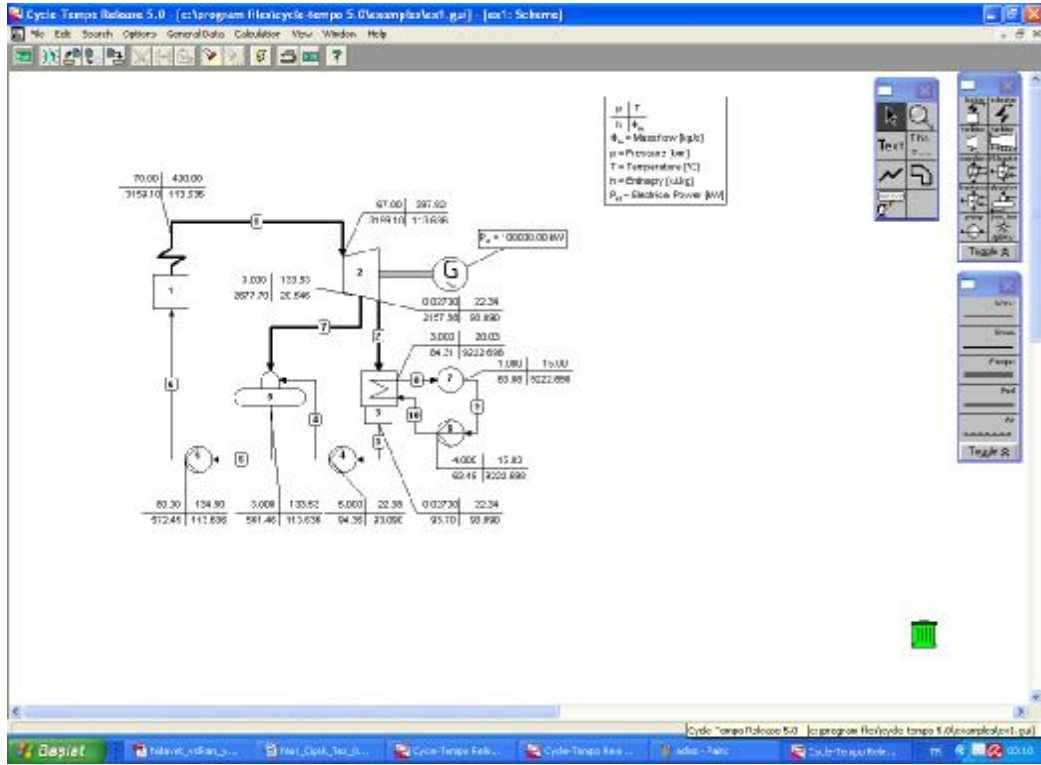


Şekil 5.12 : CTP ilk açılış ekranı.

CTP ana ekranı, başlık çubuğu (title bar), içindekiler çubuğu (menu bar), araç çubuğu (tool bar), çalışma alanı (working area), içindekiler penceresi (index window) ve durum çubuğundan (status bar) oluşmaktadır.

Programdan boş çalışma alanı yaratmak için araç çubuğunda sol başta yer alan File sekmesi içinde New seçeneğine basılır. Böylece CTP içinde sistem oluşturmaya hazır bir çalışma alanı açılmıştır. Bu yeni açılan dosya yapılacak çalışmanın ismi verilerek masaüstüne kayıt edilir. Başlık kutusunda, programın kayıt edilen ismi görünür. Örneğin [...\\desktop\\9_80_Rankine.gui].

İçindekiler çubuğunda, programı açma, kapama, yeni dosya oluşturma ve çıktıları alma gibi birçok seçenek bulunmaktadır. Çalışma sayfasında yakınlaştırma, uzaklaştırma gibi seçenekler diğer programlarda olduğu gibi içindekiler çubuğundaki sekmeler kullanılarak yapılmaktadır. Araç çubuğu, içindekiler çubuğunda bulunan kumandaların kısa yolları olarak gösterilmiş şeklindedir. Programdaki tüm kumandalar araç kutularında mevcuttur. CTP’de yaptırılacak her şey içindekiler penceresinin altında belirtilmiştir. Kullanıcı buradan modelini takip edebilir. Mevcut modellenmiş çalışma sayfası açıldığında kullanılan tüm araçlar Şekil 5.13’teki gibi ortaya çıkar.

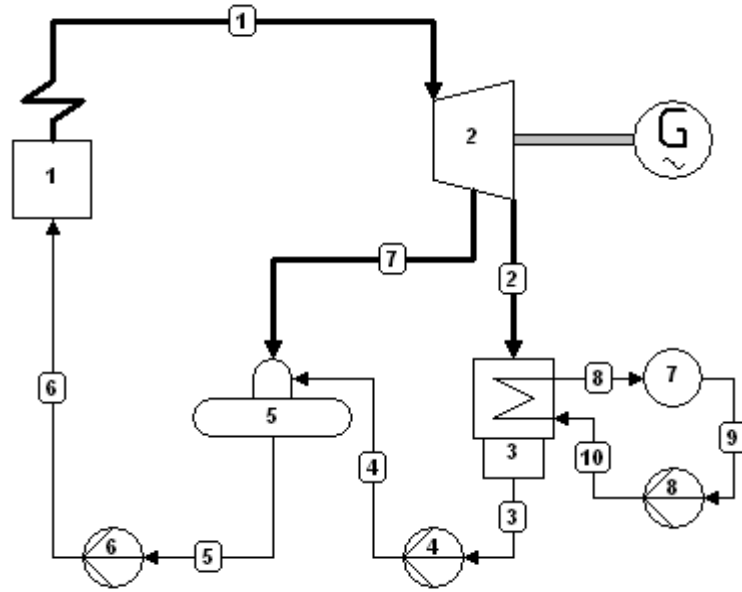


Şekil 5.13 : CTP çalışma sayfası.

CTP çalışma sayfasının sağında kalan kutulardan, modelin kurulacağı parçalar seçilerek çalışma alanına sürüklenir ve sistem kurulmaya başlanır. Bu ana ekipmanların birbirleri ile olan bağlantısı akışkan türüne göre boru listesi çubuğundan seçilir. Tüm bağlantılar yapıldıktan sonra, CTP modeli kurulmuş olur. CTP modelinin çalışmasını sağlamak için ekipmanların bilgileri girilmelidir. Daha sonra CTP modeli *çalıştır* komutu verilerek çalıştırılır.

Programın kullanılışı bir sonraki bölümde örnek bir model üzerinde adım adım anlatılacaktır.

İlerideki bölümde modellenecek olan daha fazla sayıda komponent içeren çevrimin kolay anlaşılabilmesi için işe öncelikle Basit Rankine çevrimi açıklanmalıdır. Kazanda ısınan su kızgın buhar olarak kazandan ayrılır. Kızgın buhar, elektrik üreticisi ile aynı mil üzerinde bulunan buhar türbininde genişler. Türbinden çıkan doymuş buhar sıvı karışımı, yoğuşturucuda yoğuşur. Yoğuşturucudan çıkan sıvı su, pompa ile gazsızlaştırma ünitesine basılır. Gazsızlaştırma ünitesinde gazlarından arındırılan su, besı suyu pompası ile kazana basılır. Kazan, türbin, kondenser, pompa ve havasızlandırma tankından oluşan basit bir Rankine çevrim modeli Şekil 5.14'teki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 5.14 : Cycle-Tempo Programı ile hazırlanan basit bir Rankine çevrimi.

Program hakkında detaylı bilgi vermeden önce yapılacak işin geneline kısaca değinmek gerekir. Modelimiz basit bir Rankine çevrimidir. Bu çevrim için program, kütle ve enerji dengesini, bir sistem matrisi olarak hazırlar. CTP'nin kurduğu matrisin çözülmesi ile akışkanların kütle debileri hesaplanır. Eşitlikler, Şekil 5.15'te görüldüğü gibi matrise işlenir.

Bileşen	No.	Boru numaraları												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
Kazan	1	-1					-1					m_1		0
Türbin	2	1	-1					-1				m_2		0
Yoğuşturucu	3		1	-1					-1		1	m_3		0
Yoğuşturucu (soğutma)	3								-1		1	m_4		0
Oksijensizleştirme Ünitesi	5				1	-1		1				m_5		0
Besi Suyu Pompası	6					1	-1					m_6		0
Soğutma Suyu Pompası	8									1	-1	m_7		0
Oksijensizleştirme Ünitesi	5				h_4	$-h_5$		h_7				m_8		0
Yoğuşturucu	3		h_2	$-h_3$					$-h_8$		h_{10}	m_9		0
Türbin	2	h_1	$-h_2$					$-h_7$				m_{10}		P_{tur}

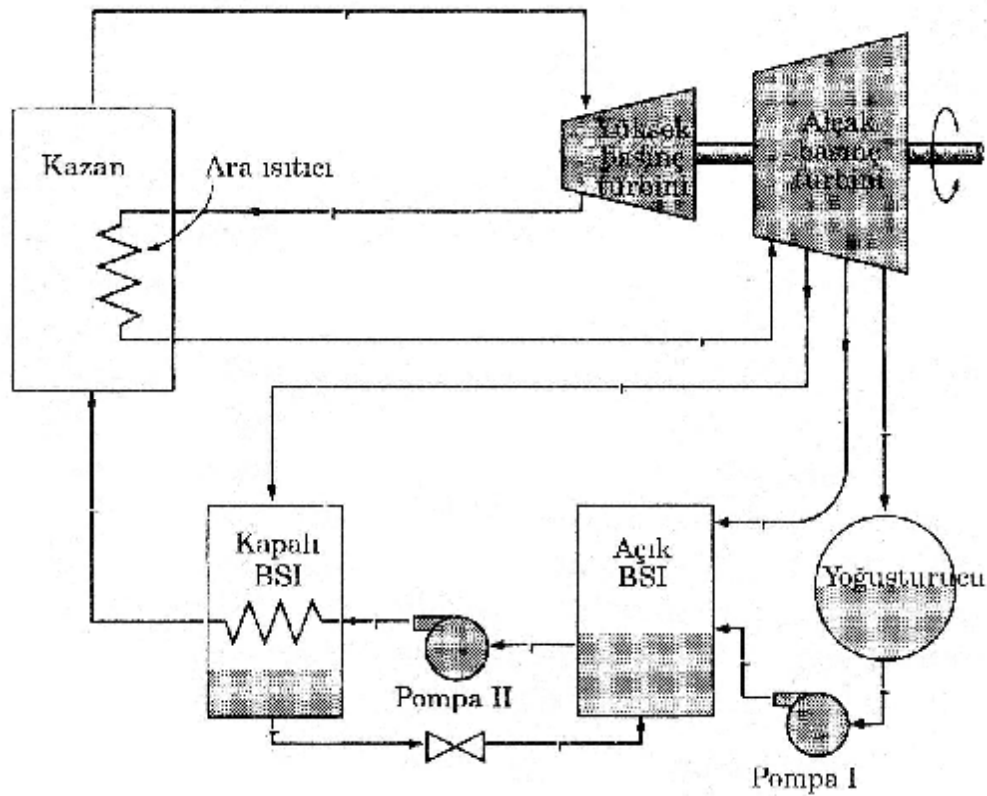
Şekil 5.15 : Basit Rankine çevrimi için oluşturulan sistem matrisi.

Şekil 5.15'te verilen eşitlikler kazanın kütle dengesi, türbinin kütle dengesi, yoğuşturucunun toplam kütle dengesi, yoğuşturucunun soğutucu tarafındaki kütle dengesi, gazsızlaştırma ünitesi için kütle dengesi, besi suyu pompası için kütle dengesi, soğutma suyu pompası için kütle dengesi, gazsızlaştırma ünitesinin enerji dengesi, yoğuşturucunun enerji dengesi ve türbinin enerji dengesi eşitlikleridir.

Şekil 5.15'te, ekipman isimleri ve numaraları yukarıdan aşağıya sıralanırken boru numaraları da soldan sağa doğru sıralanır. Şekil 5.15'te matris kurulurken ekipmana girenler (+), çıkanlar ise (-) olarak belirtilir. Enerji dengeleri yazılırken matris entalpi ve elektrik üreticisi gücü bellidir anlamı taşıyan (h) ve P_{tur} sembolleri ile giriş yapılır. Matris çarpımından, kütleli debileri teker teker bulunur. CTP, kütleli debilerini bulduktan sonra model verimlerini hesap eder. Programın verim tanımlamasına bir sonraki konuda değinilecektir.

5.4 Basit Rankine Çevriminin Modellenmesi ve Enerji-Ekserji Analizi

Örnek alacağımız model ara kızdırmalı, çift türbin kademesi bulunan, açık ve kapalı ısı değiştirgeçlerin olduğu basit bir Rankine çevrimidir. Yunus A. Çengel’in “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” kitabının ikinci basımında bulunan 9.80 numaralı soru örnek olarak alınmıştır. Şekil 5.16’da sistemin şematik devresi gösterilmiştir.

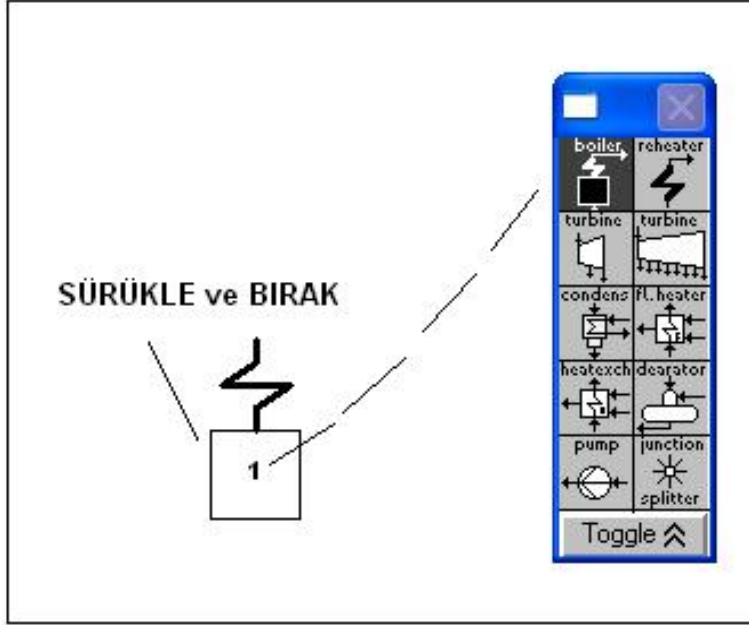


Şekil 5.16 : Örnek alınan Rankine çevrimi.

Daha önce tablo oluşturarak çözülen bu çevrim şimdi Cycle Tempo programı kullanılarak çözülecektir. Model basit bir Rankine çevrime göre biraz daha karmaşık görünse de çevrim mantığı iki sistem için de aynıdır. Modeli oluşturmak için kullanılacak bütün ekipmanlar daha önceki bölümlerde tek tek anlatılmıştır.

Çevrimde bulunan ekipmanlar çevrimdeki sırasına uygun olarak boş bir çalışma sayfası üzerinde yerleştirilmiş ve aralarındaki boru bağlantıları yapılmıştır. Daha önce açıp masa üstüne *9_80_rankine.gui* adıyla kaydedilen boş çalışma sayfasını açılmıştır. Çalışma sayfasının sağındaki kutulardan modelin ilk ekipmanı olan Kazan seçilip Şekil 5.17’de gösterildiği gibi sayfa üzerinde bir yere bırakılır ve

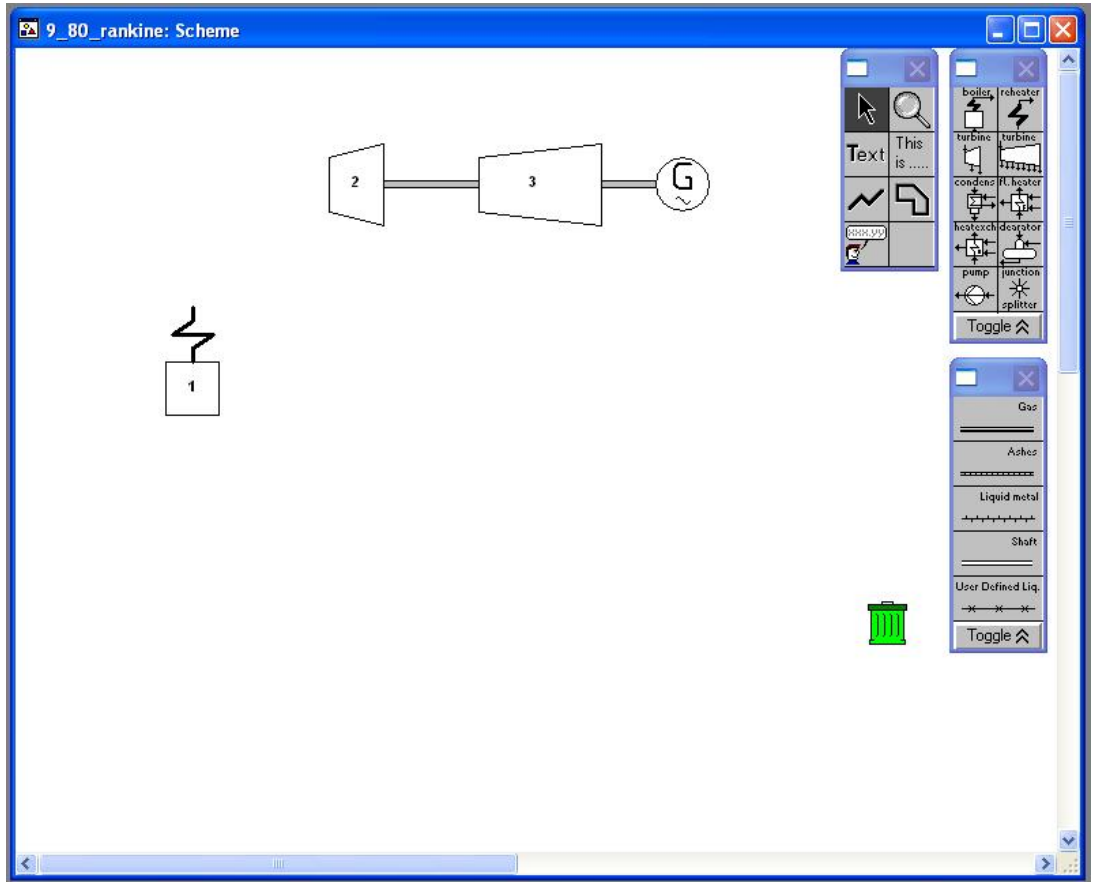
sürüklenerek yerleştirilir. Böylece çalışma sayfası üzerine çevrimin ilk ekipmanı yerleştirilmiş olur. Çevrim tamamen sayfa üzerinde oluşturuluncaya kadar ekipmanların içerisine herhangi bir değer girdilenmemelidir.



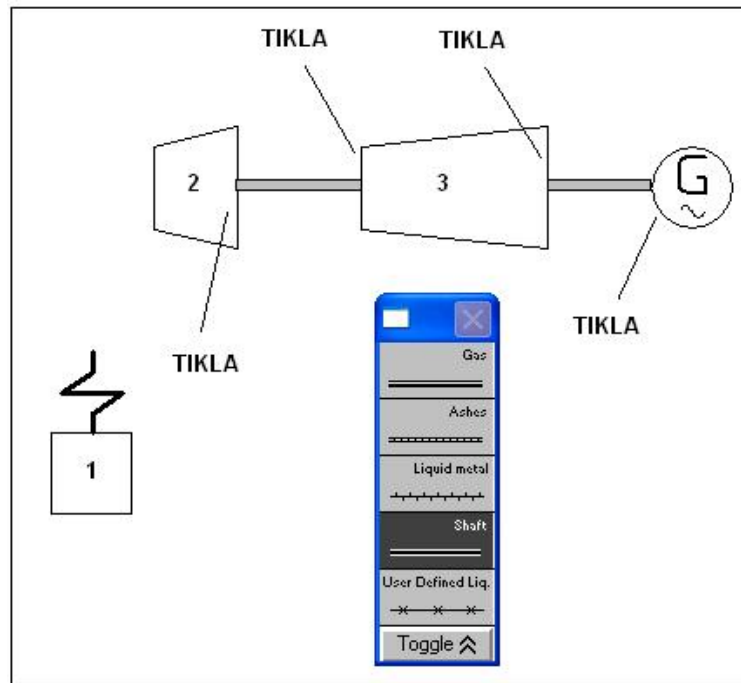
Şekil 5.17 : Ekipmanların çalışma sayfasına yerleştirilmesi.

Çevrimin ikinci ekipmanı olan türbin sürüklenerek sayfaya uygun bir şekilde yerleştirilir. CTP’de kullanılabilecek iki tip türbin sembolü vardır. Biri diğerinden şekilsel olarak daha büyük ve ara buhar çekilmelerinin rahat gösterilebilmesi için daha elverişlidir. Çevrimdeki ilk türbin olan yüksek basınç türbini üzerinde ara buhar çekimi olmadığı için küçük sembol kullanılır. Fakat aynı şafta bağlı alçak basınç türbininden iki yerde ara buhar çekimi bulunmaktadır. Bu nedenle büyük olan türbin sembolü seçilip çalışma sayfasına yerleştirilir. İki türbin de aynı şaft üzerinde güç üretimi için çalışır. İkisi ortak bir şaft üzerinde bir elektrik üreticisine yani jeneratöre bağlanmıştır. Programda jeneratör içinde ayrı bir gösterim vardır ve güç üretimini elde edebilmek için bu ekipmanın kullanılması şart değildir. Jeneratör elektrik üretim verimini girdilemek ve sistemin görselliğini tamamlamak için kullanılır. Şekil 5.18’deki gibi yan yana dizilen türbinler ve jeneratör aynı şafta bağlanır.

Sayfanın sağ alt köşesinde bulunan ve çeşitli bağlantı elemanları içeren kutudan şaft elemanı seçilir. Daha sonra birbirine bağlanmak istenen ekipmanlar bağlanacakları yönde seçilerek aralarındaki şaft bağlantısı Şekil 5.19’daki gibi yapılmış olur.



Şekil 5.18 : Cycle-Tempo Programı ile hazırlanmaya başlanan çevrim.

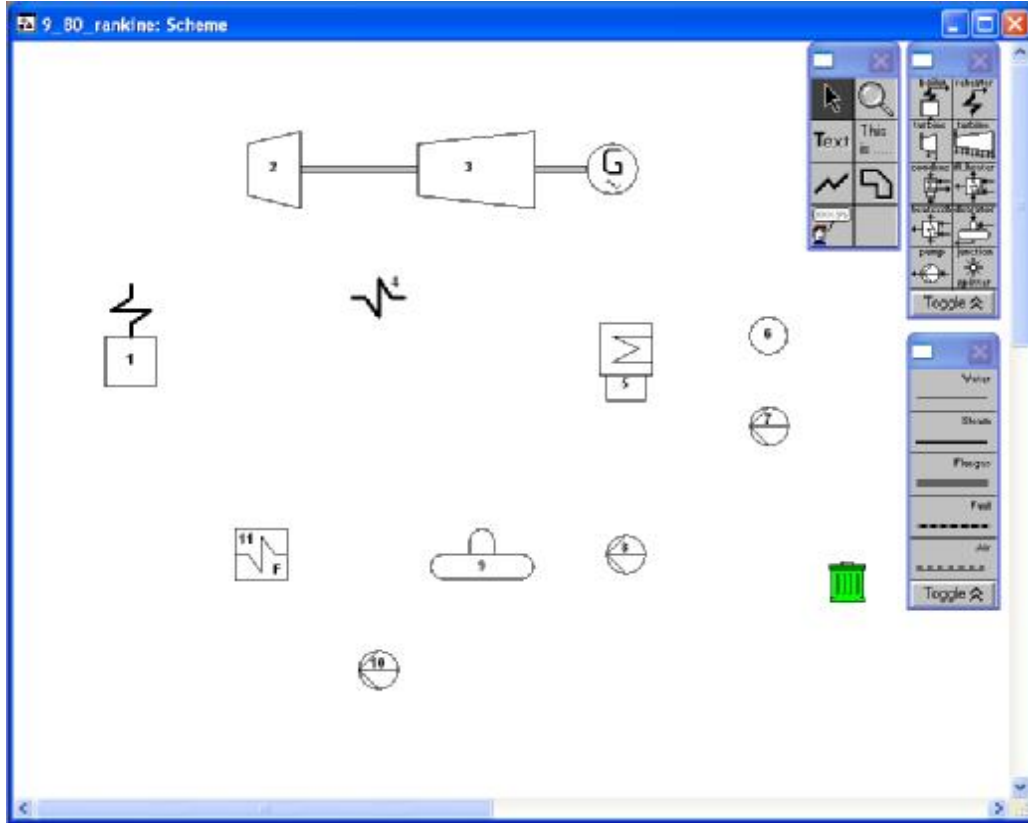


Şekil 5.19 : Türbinler arasındaki şaftın çekilmesi.

Çevrimdeki sıraya göre buhar, yüksek basınç türbininde genişledikten sonra ara kızdırma kademesinden geçirilip sıcaklığı artırıldıktan sonra alçak basınç türbinine gönderilmektedir. Ekipman kutusundan ara kızdırma seçilip sayfaya yerleştirilir. Ekipman seçili iken farenin sağ tuşuna tıklandığında kolaylıkla seçilen ekipmanın doğrultusu değiştirilebilir. Bu işlem özellikle pompaların yönünü belirlerken sıklıkla kullanılır.

Daha sonra sırasıyla yoğuşturucu ve onun soğutucu kısmıyla ilgili olan ekipmanlar seçilerek sayfaya yerleştirilir. Yoğuşturucunun soğutucu tarafında soğutucu akışkanı çekilen yeri programda kaynak olarak adlandırılır. Ve bir pompa yardımı ile kaynaktan soğutucu akışkanı alınıp yoğuşturucudan geçirildikten sonra sıcaklığı artan akışkan tekrar kaynak üzerine atılır. Bu durumda aynı ekipman kuyu görevi de görmüş olur.

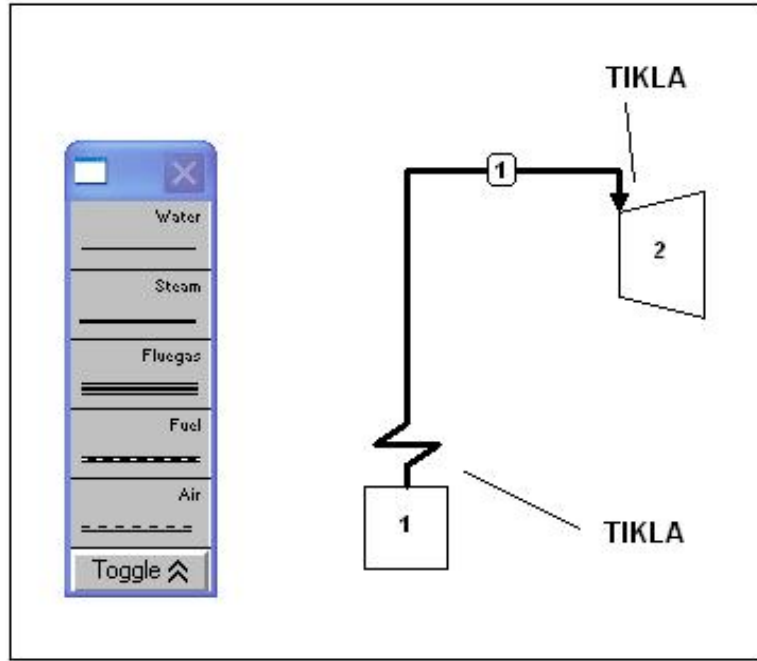
CTP’de açık tip besı suyu ısıtıcısı için gazsızlaştırma ünitesi, kapalı tip besı suyu ısıtıcısı için ise flash tip ısı değıştirgeci kullanılmaktadır. Bunlar da ekipman kutucuğundan seçilerek sayfaya yerleştirilir. Böylece sayfa üzerine kullanılan tüm ekipmanlar Şekil 5.20’de gösterildiğı gibi yerleştirilmiş olur.



Şekil 5.20 : Tüm ekipmanlar sayfası üzerinde hazırlanmış durumda.

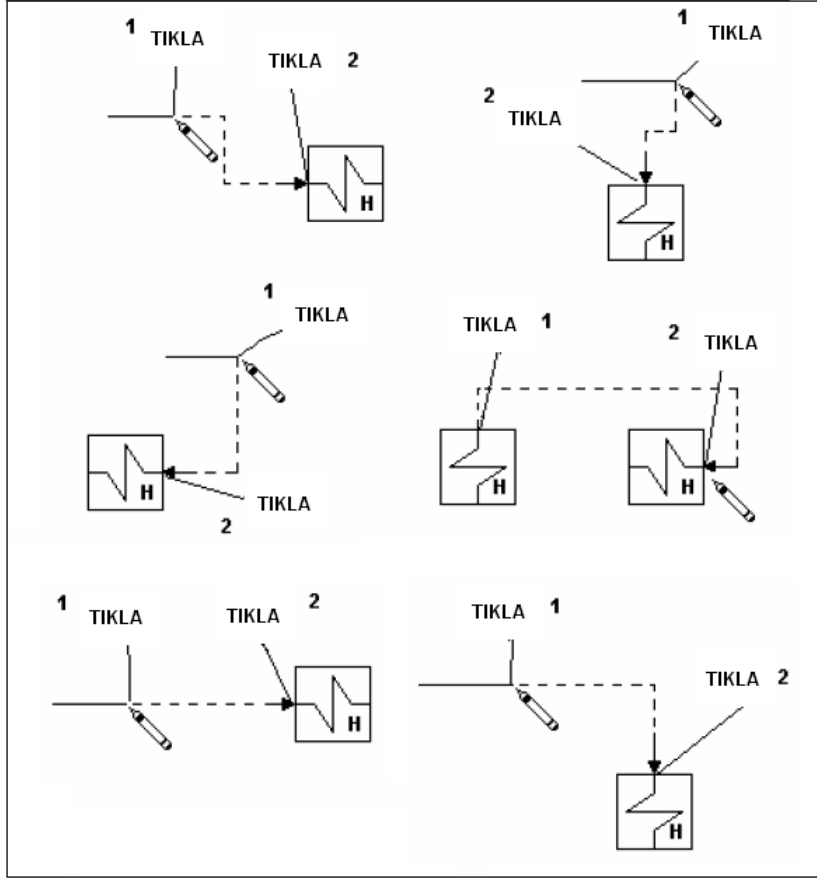
Şu ana kadar tüm ekipmanlar sayfa üzerine yerleştirilmesine rağmen aralarındaki boru bağlantıları yapılmamıştır. İki ekipmanı birbirine boru ile bağlamak için sayfanın sağ alt köşesinde bağlama elemanlarının yer aldığı kutucuktan borunun içindeki akışkana göre seçim yapılır.

İki ekipmanı birbirine bağlarken dikkat edilmesi gereken en önemli husus, bağlantı borusu içinde su mu yoksa buhar mı olduğuna karar vermektir. Tabi ki bu akışkanlar bu sistem için geçerlidir. Farklı sistemlerde, o sistemin kullandığı akışkan neyse ona göre seçim yapılmalıdır. Akışkanın belirlenmesinden sonraki iş, borunun iki ekipman arasına ekipmanların bağlantı yapılacak yönleri dikkate alınacak şekilde yerleştirilmesinden ibarettir. Şekil 5.21’de kazan ile yüksek basınç türbininin birbirine buhar borusu ile bağlanması gösterilmiştir.



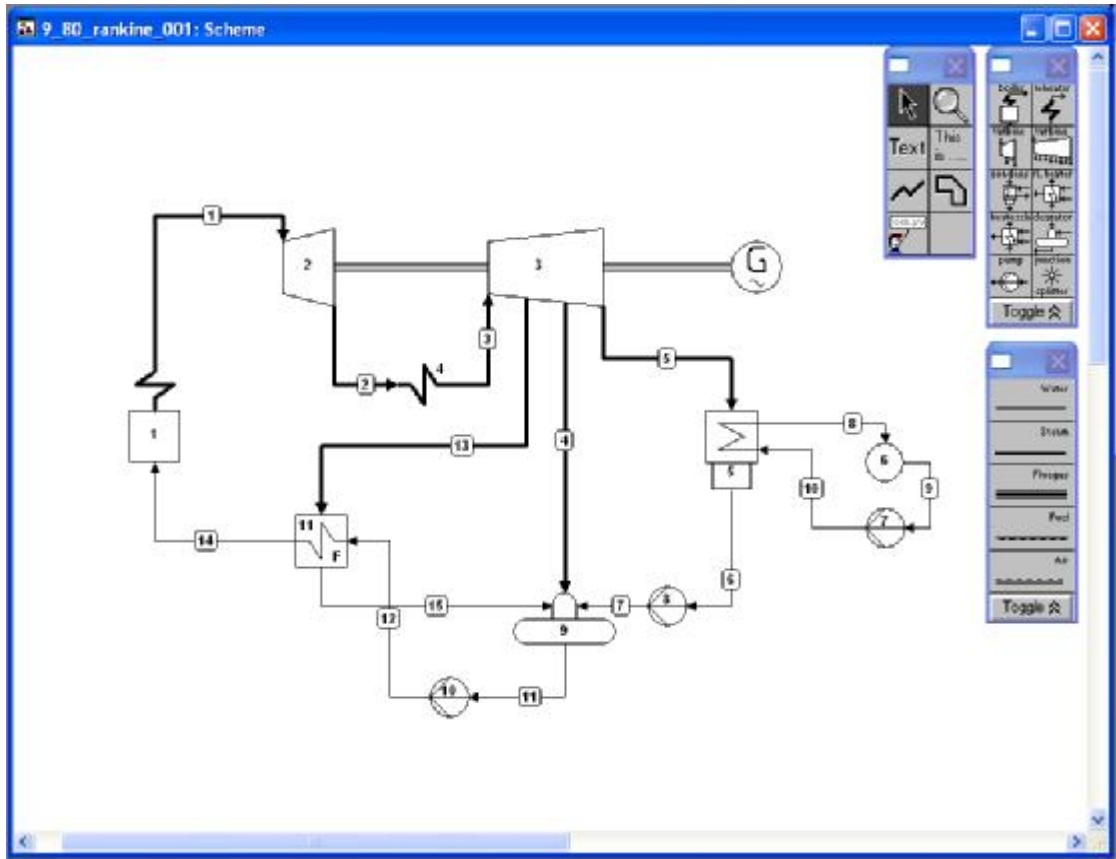
Şekil 5.21 : Kazan ile Y.B. Türbini arasındaki borulama.

Şekil 5.22’de ise iki ekipman arasındaki farklı bağlanma yolları gösterilmiştir. Özellikle çoklu giriş ve çıkış olan ekipman bağlantılarında dikkatli olunması gerekir.



Şekil 5.22 : İki ekipman arası borulama.

Suyun kazandan çıkarken kızgın buhar olarak yüksek basınç türbinine girdiği ve tüm türbin kademelerinde değişik sıcaklıklarda buhar olarak dolaştığı bilinmektedir. Ancak buhar yoğuşturucuda soğutularak suya dönüştürülmüştür. Çevrimde kazandan sonraki ekipmanlar yoğuşturucuya kadar buhar borusu olarak, yoğuşturucudan kazan girişine kadar ise su borusu olarak bağlanacaktır. Şekil 5.23'te çevrimin bütün halde CTP modeli gösterilmiştir. Bu aşamadan sonra modele unutulmuş bir ekipman eklenmek istenirse, modelde yeni ekipmanı yerleştirmek için bazı boru bağlantıları silinebilir. Bu durumda daha sonradan eklenen borular ve ekipmanların numaraları sistemdeki en son borunun ve ekipmanın numaralarından birer fazla olarak verilecektir. Bu, sistemin işleyişini etkilemez ancak sistemin sıralı olması daha sonradan kontrol aşamasında çevrimi takip etmek için yardımcı olacaktır.

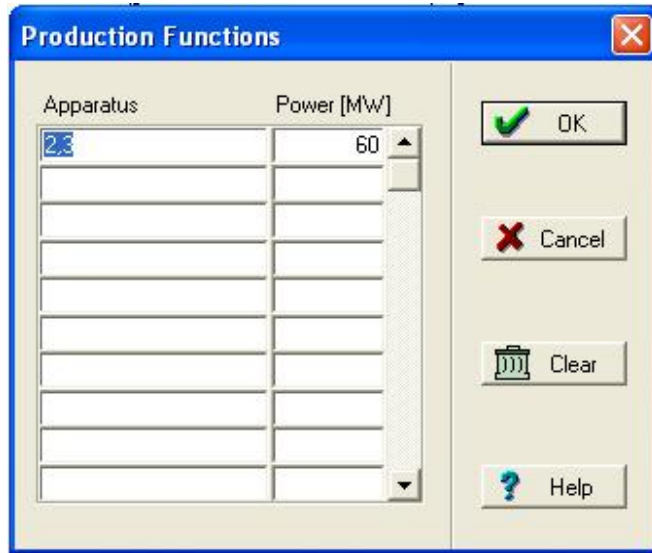


Şekil 5.23 : Çevrimin bütün halde Cycle Tempo modeli.

Mevcut sistem şemasına göre bütün ekipmanlarıyla birlikte çevrimin Cycle Tempo modeli kurulmuştur. Henüz çevrimdeki hiçbir ekipmana herhangi bir veri girdilenmemiştir.

Oluşturulan model, basit Rankine çevrimi olduğu için bir kerede oluşturulmuştur. Daha büyük sistemlerde çevrim en basit haliyle oluşturulup verilen değerlere göre çözüldükten sonra yeni ekipmanlar bir bir eklenmek suretiyle sistem komplike hale getirilir.

Bu sistemde güç üretimi iki türbinin toplamı olarak 60 MW verilmiştir. CTP, bu verilerle sistem matrisini oluşturur. 60 MW'lık türbinlerden elde edilen güç, araçlarda genel veri sekmesindeki üretim fonksiyonları kısmına girdilenmiştir. Bu Şekil 5.24'te gösterilmiştir.



Şekil 5.24 : Cycle Tempo programına türbinlerde üretilen gücün girdilenmesi.

Ekipmanlara girdilenecek başlangıç değerleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Hesaplamaya başlamak için bilinen değerler.

<u>Kazan</u>	<u>Türbin 2</u>
Çıkış Basıncı: 150 bar	Çıkış Basıncı: 10 bar
Çıkış Sıcaklığı: 600 °C	İzantropik Verim: 1
Isıl Verim: 1	<u>Türbin 3</u>
<u>Ara Kızdırma</u>	İzantropik Verim: 1
Çıkış Basıncı: 10 bar	<u>Jeneratör</u>
Çıkış Sıcaklığı: 500 °C	Jeneratör Verimi 1
Isıl Verim: 1	<u>Yoğuşturucu</u>
<u>Pompa 7</u>	Birincil taraftaki basınç düşümü: 1 bar
Çıkış Basıncı: 4 bar	İkincil taraftaki basınç düşümü: 0 bar
İzantropik Verim: 0.75	Soğutma suyunun Giriş Çıkış farkı: 5 °C
<u>Pompa 8</u>	İkincil taraftaki çıkış basıncı: 0.05 bar
Çıkış Basıncı: 2 bar	Yoğuşma Kodu SATCOD: 0
İzantropik Verim: 1	
<u>Pompa 10</u>	
Çıkış Basıncı: 150 bar	
İzantropik Verim: 1	

Çizelge 5.2 : (Devam) Hesaplamaya başlamak için bilinen değerler.

<u>Besi Suyu Isıtıcısı</u>	<u>Kaynak / Kuyu</u>
Birincil taraftaki basınç düşümü: 0 bar	Basınç Farkı: 1 bar
İkincil taraftaki basınç düşümü: 0 bar	Çıkış Basıncı: 1 bar
İkincil taraftaki basınç çıkışı: 6 bar	Soğutma Suyu Sıcaklığı: 15 °C
<u>Gazsızlaştırma Ünitesi</u>	<u>Üretim Fonksiyonu</u>
Basınç Farkı 0 bar	Güç Üretimi 60 MW

Yukarıda Çizelge 5.2’de verilen başlangıç verileri, çevrimdeki her ekipmanın üzerine çift tıklayarak açılan girdi pencerelerindeki yerlerine yazılmalıdır. Ekipmanlar içine veya borular içerisine gereksiz bilgi girilmemelidir. Çoğu zaman fazla bilgiler program tarafından kullanılmayacaktır, fakat bazen sonucu etkileyecek hatalara neden olabilir.

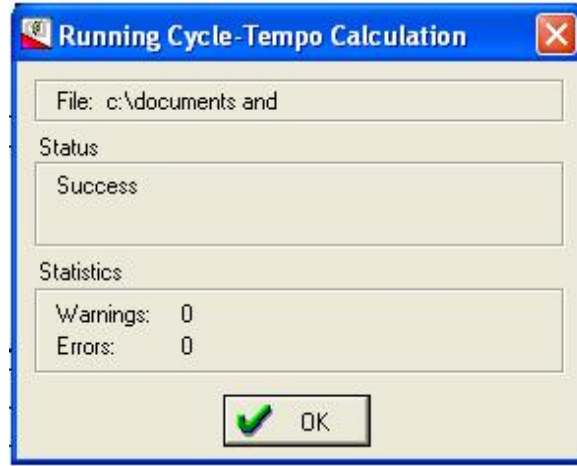
Programın çevrimdeki ekserji değerlerini hesaplayabilmesi için programda kullanılacak havanın özelliklerinin seçilmesi gerekmektedir. İçindekiler çubuğundaki *General Data* sekmesinin altında bulunan *Environment Definition* seçildiğinde açılacak pencerede hesaplama için istenen çevre şartları seçilir. Bu çevrim için seçilen çevre şartı Çizelge 5.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 5.3 : 15 °C deki hava şartları (Çevre Şartları).

15 °C deki Hava Şartları		
Basınç	= 1.01325 bar	
Sıcaklık	= 15 °C	
İçeriği :	Bileşenler	Mol %
	Ar	0.91
	CO ₂	0.03
	H ₂ O	1.68
	N ₂	76.78
	O ₂	20.60

Şu ana kadar girdilen değerler ve program içerisinde yapılan seçimler çevrim analizini yapmak, yani programı koşturmak için yeterlidir. İstenirse programa kullanıcı tarafından yazılan alt programcıklar yüklenebilir veya optimizasyon dataları verilerek programın çevrimi çözümlemesine katkıda bulunulabilir. Gerekli bilgiler programın referans rehberinden edinilebilir. Programın içerisinde bulunan yardım dosyaları ve program ile birlikte bilgisayara yüklenen tanıtım, teknik notlar ve örnek anlatımların bulunduğu metinler programın kullanılabilirliğini artırmaktadır.

Eldeki verimin uygun bir şekilde girdilenmesinden sonraki aşama programın koşturulmasıdır. Araç çubuğundaki sarı renkli şimşek sembolü çalıştırma tuşudur. Çevrim koşturulduğunda ilk aşamadaki bilgi penceresinde iterasyon sonrasında ne kadar hata veya uyarı verdiği Şekil 5.25'teki gibi gösterilir.

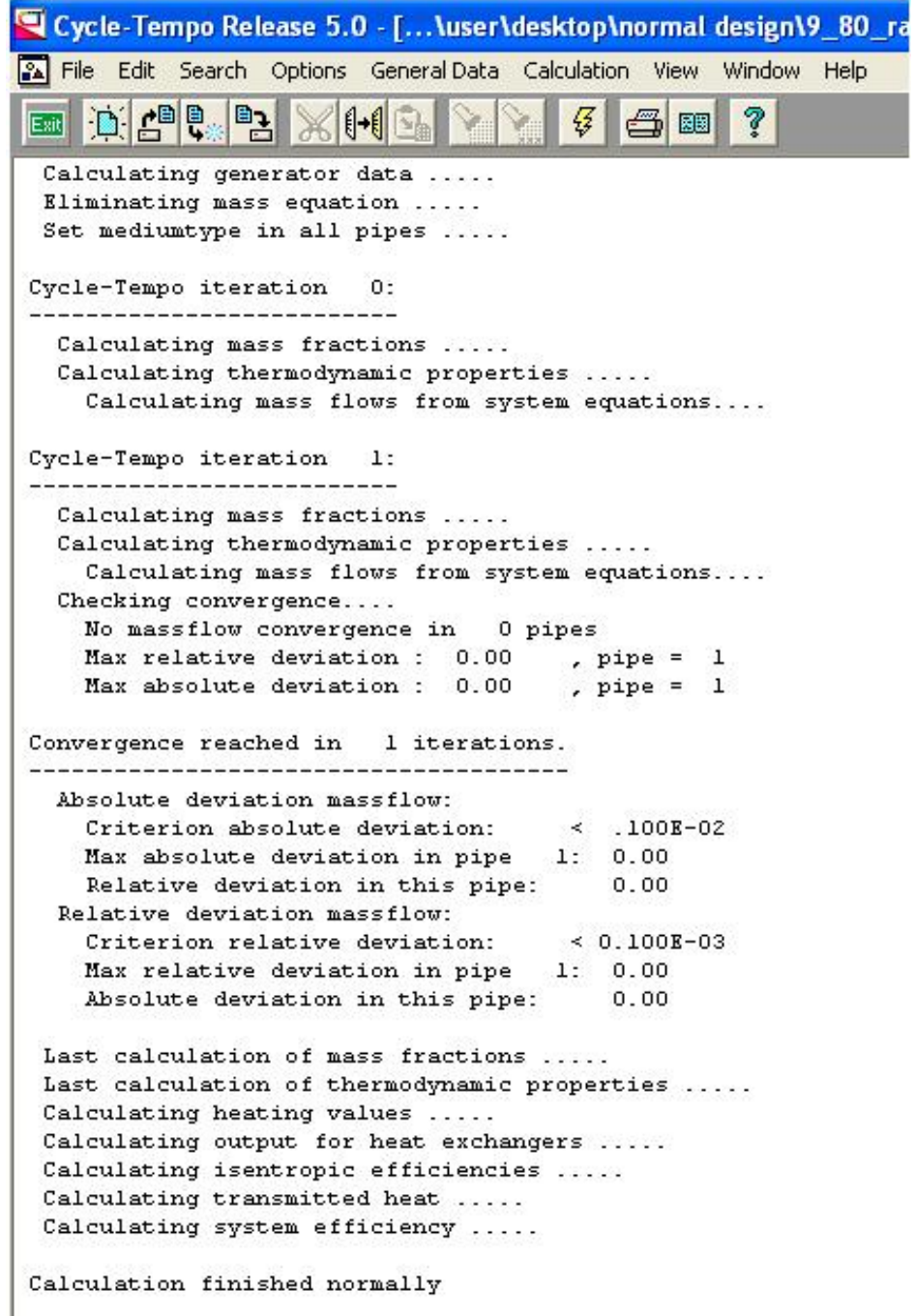


Şekil 5.25 : Modelin sorunsuz çalıştığını gösteren pencere.

CTP modeli, sorunsuz çalışıyorsa Şekil 5.25 ekranda görülür. Çevrimde ciddi mantık hataları olduğunda program bu ekranı görüntüleyemeden çökebilir. Bu durumda sistemde bulunan ana ekipmanlar üzerinde durulması ve girdilerin kontrol edilmesi gerekmektedir.

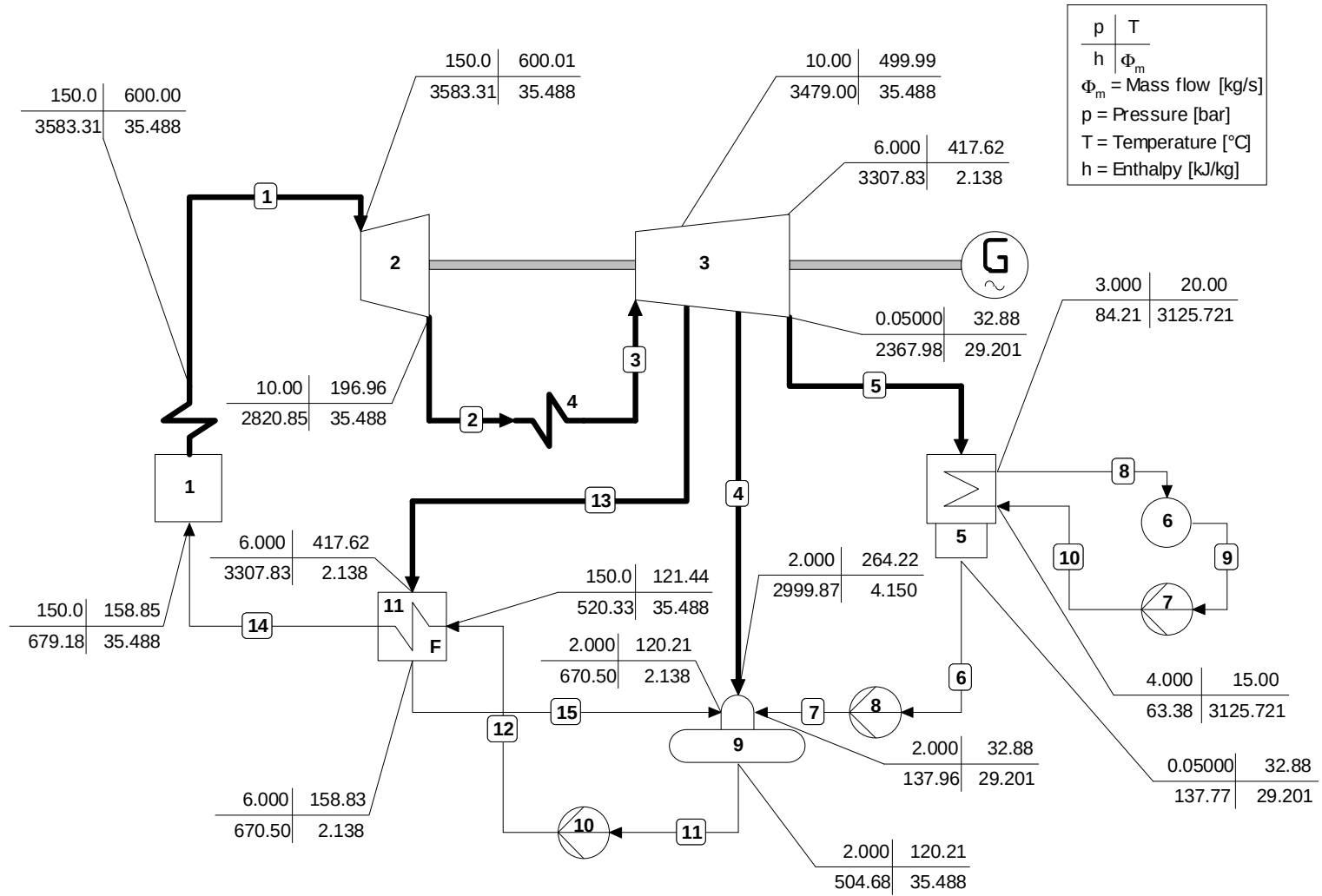
CTP'nin modeli hesaplarken oluşturduğu sistem matrisinin kurulmasında boru sayısı ile eşitlik sayısının aynı olmasına dikkat edilmelidir. Aksi halde sistem matrisi oluşamadığından program hata verecektir. CTP, sistem matrisinin çözümünde Gauss Eliminasyon yöntemini kullanır.

5.25'te görünen pencereden sonra Şekil 5.26'da verilen bilgi penceresi çalışma sayfasında gözükür. Modelde oluşacak olası hata ve uyarılar bu ekranda detaylı bir şekilde belirtilir.



Şekil 5.26 : Çevrimin çözümünü özetleyen bilgi penceresi.

Şekil 5.27'de Cycle-Tempo Programı örnek modeli çalıştırıldıktan sonra başlangıç değerleriyle birlikte gösterilmiştir. Program sorunsuz bir şekilde çalıştıktan sonra çevrim sonuçları görüntülenebilir.



Şekil 5.27 : Örnek modelin çözülmüş hali.

İçindekiler çubuğundaki View sekmesinin altında sistem hakkında bilgi sahibi olunabilecek birçok tablo bulunmaktadır. Şekil 5.28’de sistemin enerji ve ekserji verimleri verimleri tablosu gösterilmiştir.

9_80_rankine: System efficiencies							
delivered	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals	Exergy	Totals
				[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Absorbed	1	Boiler	1	103062.53		107557.68	
power	4	Reheater	2	23356.87		24375.60	
					126419.40		131933.28
Delivered	1	Generator	G	60000.00		60000.00	
gross power					60000.00		60000.00
Aux. power	7	Pump	8	1316.81		1316.81	
consumption	8	Pump	8	7.28		7.28	
	10	Pump	8	590.52		590.52	
					1914.60		1914.60
Delivered							
net power					58085.40		58085.40
Efficiencies	gross			47.461 %		45.478 %	
	net			45.947 %		44.026 %	

Enerji Değerleri Ekserji Değerleri

Şekil 5.28 : Sistem için enerji ve ekserji verimleri.

Şekil 5.29’da çevrimin enerji dengesi gösterilmektedir. Sıfırdan büyük değerler sistemden çevreye, sıfırdan küçük değerler ise çevreden sisteme olan enerji akışını göstermektedir. Enerji dönüşümü proses akışına bağlıdır. Bu demek oluyor ki mekanik ve elektrik kayıplarını içermemektedir.

9_80_rankine: Energy balance						
No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy)	Energy loss (HHV)	Energy loss (LHV)	
			[kW]	[kW]	[kW]	
1	Boiler	1	-103062.53	-103062.53	-103062.53	
4	Reheater	2	-23356.87	-23356.87	-23356.87	
2	Turbine	3	27058.44	27058.44	27058.44	
3	Turbine	3	34797.23	34797.23	34797.23	
5	Condenser	4	0.00	0.00	0.00	
11	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00	
9	Deaerator	7	0.00	0.00	0.00	
7	Pump	8	-1251.33	-1251.33	-1251.33	
8	Pump	8	-5.72	-5.72	-5.72	
10	Pump	8	-555.16	-555.16	-555.16	
6	Sink/Source	10	66375.95	66375.95	66375.95	
1	Pipe		0.00	0.00	0.00	
3	Pipe		0.00	0.00	0.00	
8	Pipe		0.00	0.00	0.00	
15	Pipe		0.00	0.00	0.00	
	Total:		0.00	0.00	0.00	

Entalpi ye bağlı Enerji Akışı Çevre Şartlarındaki Toplam Enerjiye bağlı Enerji Akışı

Şekil 5.29 : Çevrimin enerji dengesi.

CTP’de çevrim içerisindeki her bir boru içindeki akışkanın durumunu anlatan veriler bulunmaktadır. Şekil 5.30’da boruların içerisindeki akışkanların sahip olduğu termodinamik veriler gösterilmiştir. Çevrimdeki her borunun hem giriş hem de çıkışı için ayrı bir satır açılmıştır. Aynı boru üzerinde gerek basınç gerekse sıcaklık düşümü girdilenebileceği için borunun iki ucunda farklı termodinamik şartların oluşması olasıdır.

Ayrıca aşağıdaki tablo, çevrimi adım adım takip etmek için son derece faydalı bilgiler içermektedir. Programın içerisine fark edilmeden girdilenmiş yanlış veriler tablo dikkatlice okunduğunda ayrıştırılabilir.

9_80_rankine: Data for all pipes										
Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
1	WATERSTM	35.488	1.970	0.88441	150.0	600.00	3583.31	6.6798	1660.13	100.00
				0.88441	150.0	600.01	3583.31	6.6798	1660.13	100.00
2	WATERSTM	35.488	1.970	7.2500	10.00	196.96	2820.85	6.6797	897.68	100.00
				7.2500	10.00	196.96	2820.85	6.6797	897.68	100.00
3	WATERSTM	35.488	1.970	12.567	10.00	500.00	3479.00	7.7639	1243.42	100.00
				12.567	10.00	499.99	3479.00	7.7639	1243.42	100.00
4	WATERSTM	4.150	0.230	5.1139	2.000	264.22	2999.87	7.7639	764.29	100.00
				5.1139	2.000	264.22	2999.87	7.7639	764.29	100.00
5	WATERSTM	29.201	1.621	757.58	0.05000	32.88	2367.98	7.7639	132.40	92.04
				757.58	0.05000	32.88	2367.98	7.7639	132.40	92.04
6	WATERSTM	29.201	1.621	0.029356	0.05000	32.88	137.77	0.4763	2.13	0.00
				0.029356	0.05000	32.88	137.77	0.4763	2.13	0.00
7	WATERSTM	29.201	1.621	0.029354	2.000	32.88	137.96	0.4763	2.33	0.00
				0.029354	2.000	32.88	137.96	0.4763	2.33	0.00
8	WATERSTM	3125.735	173.505	3.1311	3.000	20.03	84.31	0.2968	0.38	0.00
				3.1312	2.000	20.05	84.31	0.2972	0.28	0.00
9	WATERSTM	3125.735	173.505	3.1285	1.000	15.00	63.08	0.2245	0.00	0.00
				3.1285	1.000	15.00	63.08	0.2245	0.00	0.00
10	WATERSTM	3125.735	173.505	3.1281	4.000	15.03	63.48	0.2248	0.30	0.00
				3.1281	4.000	15.03	63.48	0.2248	0.30	0.00
11	WATERSTM	35.488	1.970	0.037636	2.000	120.21	504.68	1.5301	65.38	0.00
				0.037636	2.000	120.21	504.68	1.5301	65.38	0.00
12	WATERSTM	35.488	1.970	0.037387	150.0	121.44	520.33	1.5301	81.03	0.00
				0.037387	150.0	121.44	520.33	1.5301	81.03	0.00
13	WATERSTM	2.138	0.119	1.1278	6.000	417.62	3307.83	7.7639	1072.25	100.00
				1.1278	6.000	417.62	3307.83	7.7639	1072.25	100.00
14	WATERSTM	35.488	1.970	0.038706	150.0	158.85	679.18	1.9147	129.07	0.00
				0.038706	150.0	158.85	679.18	1.9147	129.07	0.00
15	WATERSTM	2.138	0.119	0.0023527	6.000	158.83	670.50	1.9311	115.65	0.00
				0.14470	2.000	120.21	670.50	1.9316	109.74	7.53

Akışkanın Tipi

Belirlenmiş Çevre Şartlarına
Göre Ekserji Değerleri

Kuruluk Derecesi

Şekil 5.30 : Bütün borular için termodinamik veriler

Borularda gerçekleşen basınç ve sıcaklık düşümlerinden kaynaklanan kayıplar Şekil 5.31’de gösterilmiştir.

Toplam Basınç Düşümü

Pipe no.	Geogr. hght dif. [m]	Pr. drop hght dif. [bar]	Pr. drop fl. res. [bar]	Pressure drop [bar]	Temperature drop [°C]	Enthalpy drop [kJ/kg]	Entropy rise [kJ/kg.K]	Energy loss [kW]	Exergy loss [kW]
1	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.01	0.00	0.0000	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.00	0.0000	0.00	0.00
8	0.00	0.00	1.00	1.00	-0.02	0.00	0.0003	0.00	307.74
15	0.00	0.00	4.00	4.00	38.62	0.00	0.0205	0.00	12.65

Geometrik Yükseklik Farkı **Geometrik Yükseklik Farkı Nedeniyle Basınç Düşümü** **Akış Direnci Nedeniyle Basınç Düşümü** **Belirli Çevre Şartlarında Ekserji Değerleri**

Şekil 5.31 : Bütün borulardaki kayıplar.

Şekil 5.32’de borular içerisindeki enerji ve ekserji akışı gösterilmiştir.

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm. Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm. Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	124927.08	124927.08	0.00	58915.40	58915.40	0.00
2	97868.63	97868.63	0.00	31857.14	31857.14	0.00
3	121225.50	121225.50	0.00	44126.92	44126.92	0.00
4	12186.76	12186.76	0.00	3171.55	3171.55	0.00
5	67305.52	67305.52	0.00	3866.10	3866.10	0.00
6	2180.91	2180.91	0.00	62.21	62.21	0.00
7	2186.64	2186.64	0.00	67.94	67.94	0.00
8	66371.98	66371.98	0.00	1188.62	1188.62	0.00
9	3.97	3.97	0.00	-4.15	-4.15	0.00
10	1247.37	1247.37	0.00	934.37	934.37	0.00
11	15671.82	15671.82	0.00	2320.37	2320.37	0.00
12	16226.98	16226.98	0.00	2875.53	2875.53	0.00
13	6935.99	6935.99	0.00	2292.05	2292.05	0.00
14	21864.54	21864.54	0.00	4580.42	4580.42	0.00
15	1298.43	1298.43	0.00	247.22	247.22	0.00

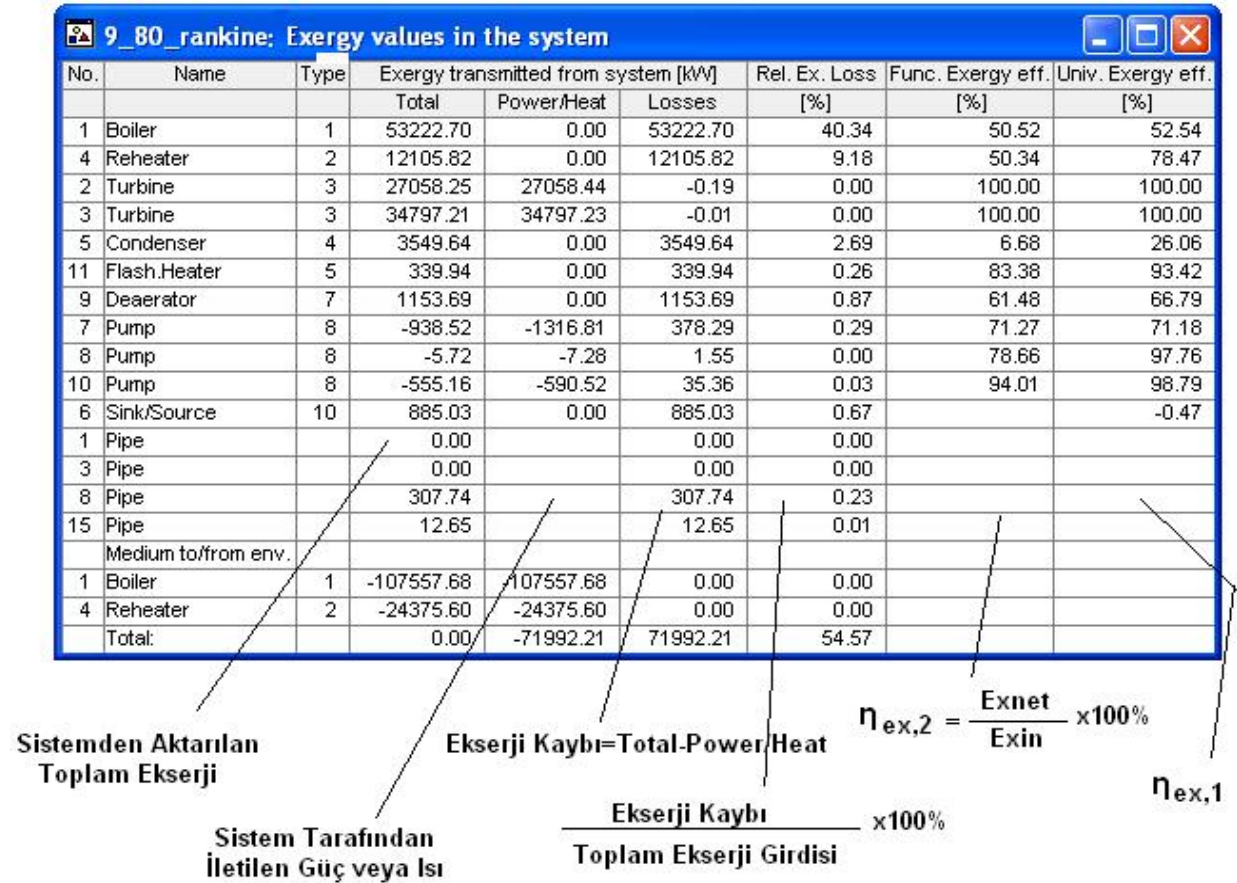
Giriş Şartı **Çıkış Şartı**

Enerji Akışı **Ekserji Akışı**

Toplam Enerji Akışı **Toplam Ekserji Akışı**

Şekil 5.32 : Bütün borulardaki enerji ve ekserji akışı.

CTP’de ayrı ayrı her bir komponent için enerji ve ekserji akışı bilgileri verilmektedir. Bu bilgilerden yararlanılarak sistem içindeki komponentlerde gerçekleşen ekserji yıkımının mertebesi rahatlıkla görülmektedir. Bu tablo sistem genelindeki veya komponent bazında ekserji yıkımını azaltmak için sistem optimizasyonuna olanak sağlar. Şekil 5.33’te çevrimdeki tüm komponentler için ekserji değerleri ve verimleri gösterilmektedir.



Şekil 5.33 : Çevrimdeki ekserji değerleri.

Yukarıdaki şekilde evrensel ve fonksiyonel olmak üzere iki farklı verim değeri görülmektedir. Fonksiyonel verim, çıkan yararlı ekserji bölü giren ekserji değerini ifade eder. Evrensel verim ise çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranından elde edilir. Genellikle fonksiyonel verim kullanılır, eğer o ifade edilmemişse evrensel verim kullanılır.

Programda kullanılan her ekipman için ayrı birer fonksiyonel verim tanımlanmıştır ve o formüle göre hesaplanır. Programın hesaplamada yararlandığı fonksiyon ve değerlerin bilinmesi programa daha hakim olmamıza yardımcı olur.

Çizelge 5.4'te çevrimde kullanılan ekipmanlar için fonksiyonel verim hesaplama yöntemi gösterilmiştir.

Çizelge 5.4 : Ekipmanları ekserji verimleri.

Tip	İsim	$\eta_{ex,1}$
1	Kazan	$\frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{Ex_{fuel}^{ch}}$
2	Ara Kızdırma	
3	Türbin	$\frac{P_{mech.}}{Ex_{in} - Ex_{out}}$
4	Yoğuşturucu	
5	Besi Suyu Isıtıcısı	$\frac{Ex_{p,out} - Ex_{p,in}}{Ex_{s,in} - Ex_{s,out}}$
7	Gazsızlaştırma Ünitesi	$\frac{\Phi_{m,p} \times ex_{out} - Ex_{p,in}}{Ex_{s,in} - \Phi_{m,s} \times ex_{s,out}}$
8	Pompa	$\frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{P_{mech./el.}}$

CTP'de tablolar halinde çevrimdeki her detayı öğrenmek mümkündür. Böylece ortaya çıkan sonuçlara göre çevrim içerisindeki her ekipmanın termodinamik dengesi çözülmüş olur. CTP, oluşturulan dosya üzerinde bazı girdileri değiştirip bu yeni girdilere göre çevrimi koşturulduğunda alınan sonuçlarla bir önceki sonuçları hızlıca karşılaştırma imkanı sağlar. CTP'de hazırlanmış çevrimin T-s Diyagramı Şekil 5.34'te gösterilmiştir. İstendiğinde tablo ve grafikler kullanıcı tarafından da değiştirilebilir.

Bu bölümde normal çalışma şartlarındaki basit bir Rankine çevrimi modellendi ve sonuçları tablolar halinde tek tek gösterildi. Program burda aktarılanlardan daha fazla iş yapma becerisine sahiptir. Bu konuda daha fazla bilgi edinmek için programın referans rehberinden yararlanılabilir.

6. 17 MW’LIK GEMİ BUHAR TESİS MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde 17 MW’lık buhar tesisine sahip bir ham petrol tankerinin güç üretim sistemi CTP’de modelellenip, enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilecektir. Ayrıca soğutma suyu sıcaklığı ve çevre şartları değiştirilerek bu parametrelerin güç çıkışına olan etkileri incelenecektir. Bu çalışmada konu edilen buhar tesisi TUHH tarafından yayınlanan ve Prof. Dr. O. Geisler’in ders notlarının toplandığı kitaptan alınmıştır [21]. Şekil 6.1’de geminin sahip olduğu buhar tesisi detaylı bir şekilde görülmektedir.

Bu tesiste buhar gücünden çok amaçlı olarak yararlanılmaktadır. Öncelikle buharın türbinlerde genişlemesiyle elde edilen güç hem pervanenin hem de sisteme hizmet eden pompaların tahriki için kullanılır. Güç çevriminden arta kalan veya çevrimden önce çekilen buhar, gemi güvertesinde servis amaçlı olarak ve ısıtma ihtiyacı olan bazı tanklarda (kargo tankları da dahil) ısıtma amacı ile kullanılmaktadır.

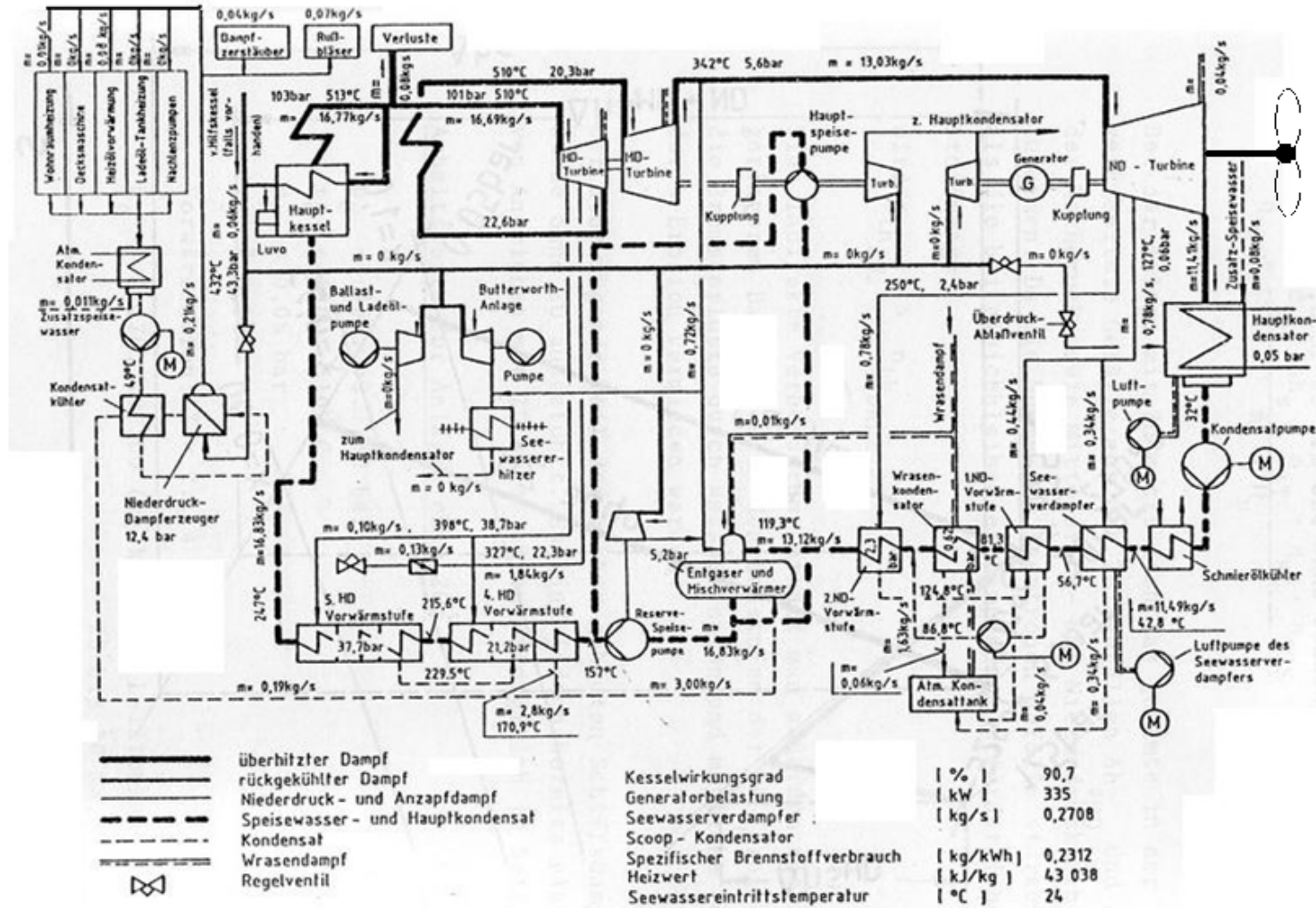
Her buhar tesisinde, oluşturulan buhardan maksimum faydalanmak esas alınarak sistemler geliştirilmektedir. Bu nedenle buhar, yoğuşturulmadan önce mümkün olabilecek tüm işlemlerde kullanılmaktadır.

Modellenecek buhar tesisini daha yakından tanımak için sistem içindeki komponentlerin neler olduğu ve tesis içerisindeki işlevleri incelenecektir.

6.1 Tesis İçindeki Komponentler

Basit anlamda oluşturulan bir buhar tesisi (Rankine çevrimi); kazan, türbin, kondenser, pompa ve havasızlandırma tankından oluşmaktadır. İncelenecek buhar tesisi için de aynı ana komponentler bulunmaktadır. Bu komponentler bir buhar tesisinin temel ögeleridir.

Fuel oil yakılan kazandan kızgın buhar elde edilir. Sistemde aynı milerle bağlı yüksek, orta ve alçak basınçlı olmak üzere üç adet türbin kademesi bulunmaktadır. Kızgın buhar önce yüksek basınç türbininde genişler ve türbin çıkışında ara kızdırmadan



Şekil 6.1 : Bir ham petrol tankerinin 17 MW'lık buhar tesis şeması [21].

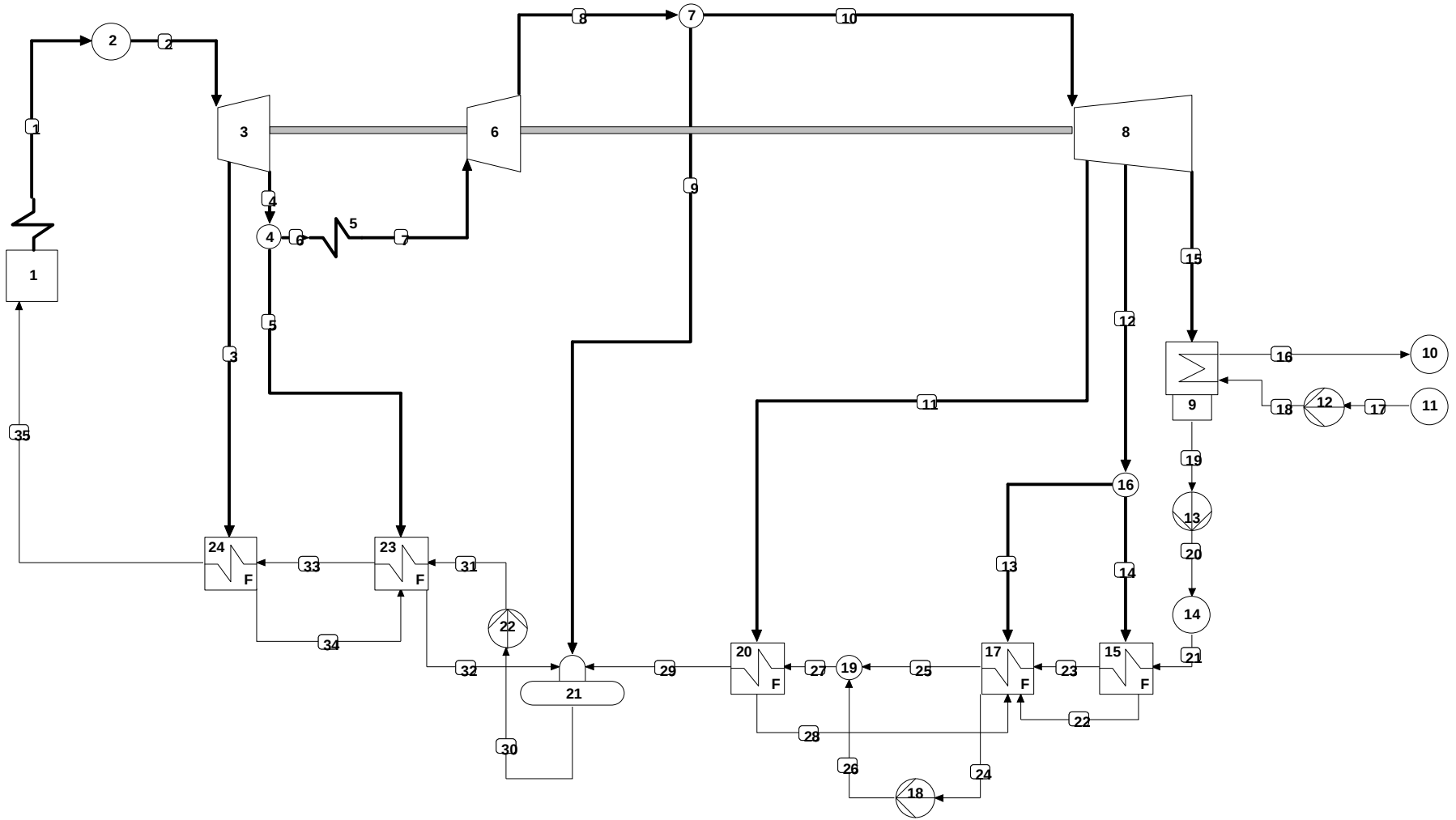
geçerek orta basınç türbinine ulaşır. Orta basınç türbininde genişleyerek türbin grubunun bağlı olduğu ortak mile güç aktarımı gerçekleşir. Orta basınç türbininden çıkan düşük sıcaklık ve basınçtaki buhar son olarak alçak basınç türbininde genişleyerek güç üretimi işleminden ayrılır. Arta kalan buhar kondenserden geçirilerek yoğunlaştırılır. Elde edilen yoğunlaşık ısıtıcı gruplarından geçerek havasızlandırma tankına pompa ile basılır. Türbin kademelerinden çekilen ara buharlarla ısıtılan buhar kızdırılmak üzere kazana geri döner. Böylece çevrim tamamlanmış olur. Gemi servisinde kullanılmak üzere çevrimin çeşitli kademelerinden bir miktar buhar çekilir. Türbinlerde genişleyen buhar, geminin yol almasını sağlayacak pervaneyi tahrik etmek için gerekli güç üretimini sağlamış olur.

6.2 Tesis Modelinin Normal Çalışma Koşullarında Oluşturulması

Şekil 6.1’de görülen buhar tesisinin modelini eldeki verilerle birebir olarak CTP içinde modellemek mümkün olmayacağı için sistem üzerinde (sistemin ana komponentlerini etkilemeyecek şekilde) bir takım sadeleştirmeler yapılmıştır.

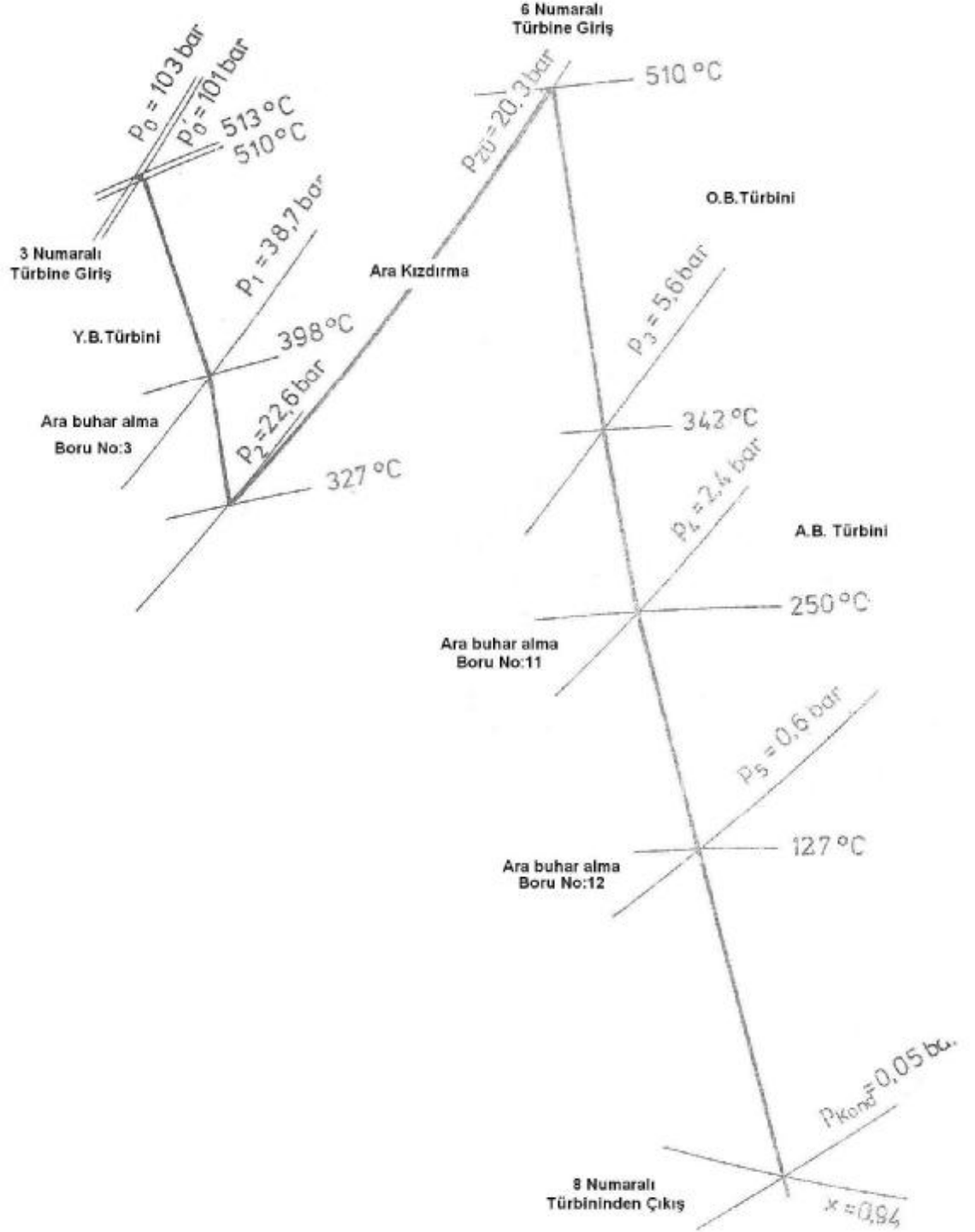
Geminin seyir haricinde (limanda ve kanal geçişlerinde) kullanılan sistemleri, gemi seyir halinde olduğu düşünüldüğü için ihmal edilmiştir. Bu durumda limanda servise girecek turbo jeneratörler ile onlara bağlı pompa ve ısıtıcıların kullanılmadığı kabul edilmiştir. Buharın gemide seyir esnasında diğer servisler için kullanılmadığı düşünülmüş servis buhar bağlantıları ve türbinlerdeki kayıplar ihmal edilmiştir. Yoğuşuk pompasının önünde bulunan yağlama yağı ısıtıcısı enerji dengesi bilinmediğinden sistemden çıkartılmıştır. Isıtıcı yerine CTP’de kaynak/kuyu ekipmanı konmuş ve iki ucundaki borular arasındaki entalpi dengesi ekipman içerisine girdilerek sistemin enerji dengesi sağlanmıştır. Genel olarak tesis diyagramında verilen sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı kalınmıştır. Çevrimde uyumsuzluk gösteren değerlerin yerine kütle ve enerji dengesine göre değer tayin edilmiştir.

Sonuç olarak sistem karakteristiğinde eksikliğe neden olmaksızın, tesis daha anlaşılır ve modellenebilir bir hale getirilmiştir. Tesisin normal çalışma koşullarında Cycle Tempo programında oluşturulan modeli Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2 : Tesisin normal çalışma koşullarında Cycle Tempo programında oluşturulan modeli.

Tesisteki türbinlere ait genişleme grafiği Şekil 6.3'te gösterilmiştir. Grafik üzerinden okunan değerler CTP modelindeki kazan, türbinler ve ara kızdırma ekipmanı içerisine girdilenmiştir. Çizelge A.1'de normal çalışma koşullarındaki CTP modelinde, CTP'ye giriş değerleri verilmiştir.



Şekil 6.3 : Tesisteki türbinlere ait genişleme grafiği [21].

Şekil 6.1 ve Şekil 6.3'te verilen bağlantı değerleri ile oluşturulan CTP modeline girdilenip sorunsuz bir şekilde çalıştırılmıştır. Şekil A.1'de CTP modelinin çözülmüş hali gösterilmiştir. Tesisin gerçek modeli ve CTP modeli üzerindeki termodinamik bilgiler incelendiğinde değerlerin birbirine yakın olduğu görülecektir. Yalnızca iki tesis arasındaki kütle debilerinde bazı farklılıklar göze çarpmaktadır. Oluşturulan CTP modelinde bazı ekipmanların ihmal edilmesi ve enerji dengesi bilinmeyen ekipmanların da farklı şekillerde modele girdilenmesi neticesinde iki sistem arasında kütle dengesinde ufak farklılıkların ortaya çıktığı düşünülmektedir. Bu dengesizlik CTP modelinde güç üretim fonksiyonunun 17MW güç çıkışına göre ayarlanması sayesinde, iki tesis arasındaki güç çıkışlarını daha az etkilemiştir. Şekil A.1'de normal çalışma koşullarında çalıştırılmış CTP model gösterilmiştir. Tesis için normal çalışma koşullarında hazırlanmış T-s diyagramı Şekil A.3'te gösterilmiştir.

6.3 Tesis Modelinin Dizayn Harici Çalışma Koşullarında Oluşturulması

Tesisin dizayn harici çalışması üretim fonksiyonundan bağımsız olarak çalışması anlamına gelmektedir. Böylece soğutma suyu sıcaklığı bir parametre olarak değiştirildiğinde tesisin performans değerleri buna bağlı olarak değişecektir. Öncelikle modeldeki türbinler, yoğuşturucu ve ısıtıcılar için dizayn harici veriler elde edilmelidir. Normal koşullarda çalıştırılan CTP modelinden tesisteki tüm ekipmanların kütle akış bilgilerinin depolandığı modelle aynı isme sahip *.pld* uzantılı bir dosya oluşmaktadır. Bu dosya tesisteki türbin, yoğuşturucu ve ısıtıcıların dizayn harici bölümlerine yüklenir. Böylece modele tüm kütle dengesi girdilenmiş olur. Çizelge A.2'de dizayn harici çalışma koşullarındaki CTP modeline, CTP'ye değer girişleri verilmiştir.

Programdan üretim fonksiyonu olan 17 MW değerini kaldırabilmek için modelde oluşturulan sistem matrisine bir adet fazladan kütle denklemi eklemek gerekmektedir. Bunu sağlayabilmek için Şekil 6.2'deki 4 numaralı nokta yerine Şekil 6.4'te bir vana konulmuştur. Vana içerisine 5 numaralı borudan geçen kütle debisi girdilenmiştir. Böylece sisteme bir adet kütle denklemi daha eklenmiş olur. Artık model üretim fonksiyonundan bağımsız olarak çalışabilmektedir.

Dizayn harici koşullarında çalıştırılmış CTP modeli Şekil A.2'de gösterilmiştir.

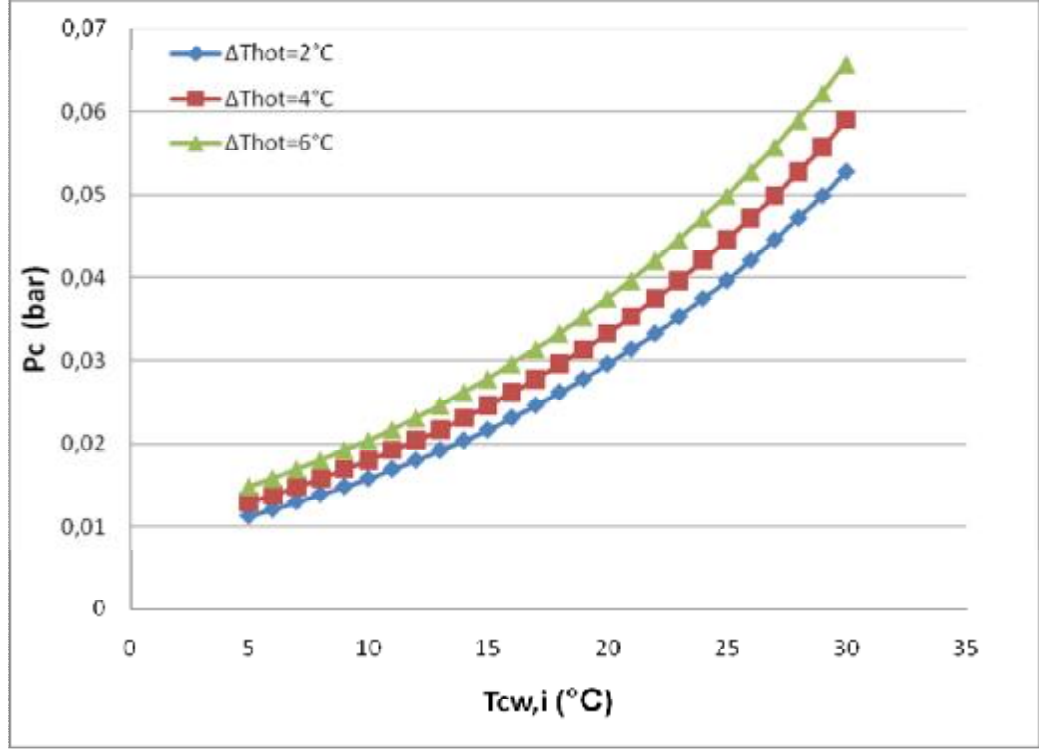
6.4 Yoğuşturucu Isıl Denge Modeli

Bu çalışmada kondenser için Durmayaz ve Söğüt [18] tarafından geliştirilen bir ısı dengesi modeli kullanılmıştır. Bu modelin amacı soğutma suyu giriş sıcaklığı ile kondenser vakumu arasında fonksiyonel bir ilişki oluşturmaktır. Literatürde benzer kondenser modelleri verilmiştir, ancak bu modellerde kondenser giriş ve çıkışlarında entalpi farkı sabit tutulmuştur. Gerçekte çürük buharın entalpisi basıncın bir fonksiyonudur. Bu problemi formüle etmek için çürük buhar basıncının ve karşılık gelen entalpinin tesbit edildiği iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Bu kondenser modeli için kabuller şunlardır: (i) çürük buhar ve soğutma suyu kütle debileri sabittir (ii) kondenserde çürük buhar geçişinde ve soğutma suyu geçişi tarafında basınç düşmesi yoktur, (iii) kondenserdeki doyma sıcaklığı ile soğutma suyu çıkış sıcaklığı arasındaki fark bir parametre olarak kullanılmıştır. Bunlara ek olarak, kondenser çıkışında her zaman doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir. Kondenser modelinin algoritması aşağıda verilmektedir:

- (i) Soğutma suyu giriş sıcaklığı, $T_{cw,i}$, için bir değer ataması yapınız ve soğutma suyu giriş entalpi değerini saptayınız.
- (ii) Soğutma suyu çıkış sıcaklığı, $T_{cw,e}$ için ilk değer ataması yapınız ve soğutma suyu çıkış entalpi değerini saptayınız.
- (iii) Soğutma suyuna aktarılan ısı miktarını hesaplayınız.
- (iv) Kondenser doyma sıcaklığını verilen bağıntıya göre hesaplayınız,
 $T_c = T_{cw,e} - \Delta T_{hot}$ (ΔT_{hot} , çürük buhar ve soğutma suyu çıkış sıcaklıkları arasında önceden belirlenmiş farkı ifade eder) ve karşılık gelen kondenser doyma basıncını, P_c saptayınız.
- (v) Kondenser çıkışındaki doymuş sıvının entalpi değerini ve çürük buharın entalpi değerini saptayınız.
- (vi) Çürük buhardan transfer edilen ısı miktarını hesaplayınız.
- (vii) (iii) ve (vi)'yı karşılaştırınız ve hatayı hesaplayınız.
- (viii) (ii)-(viii) adımlarını (vii)'de hesaplanan mutlak hata belirlenmiş değerden büyükse tekrarlayınız.

Şekil A.2'deki CTP modeli dizayn koşulu olarak kabul edilmiştir. Oluşturulan programın Matlab kodları Ek D.1'de sunulmuştur. Şekil 6.5'te belirli ΔT_{hot} değerleri

için soğutma suyu giriş sıcaklığına ($T_{cw,i}$) karşılık gelen yoğuşturucu vakumu değeri gösterilmiştir.



Şekil 6.5 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre yoğuşturucu vakum değerinin değişimi.

Tesisin dizayn harici çalışmasında (üretim fonksiyonundan bağımsız olarak) soğutma suyu giriş sıcaklığı bir parametre olarak değiştirilecektir. Buna bağlı olarak sistem performansındaki değişimler 7. Bölümde detaylı bir şekilde incelenmiştir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

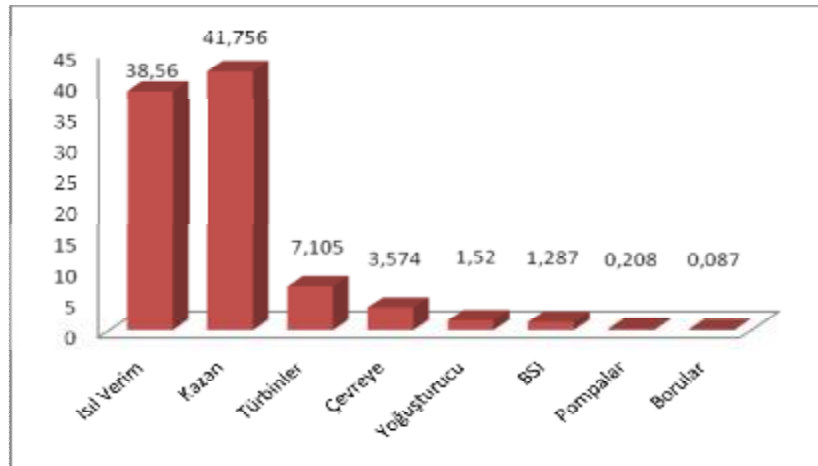
17 MW'lık buhar tesis CTP modeli hem normal çalışma hem de dizayn harici çalışma koşullarına göre oluşturulmuştur. Bütün model hatasız bir şekilde çalıştırıldığında borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri program tarafından hesap edilir. Tüm borulardaki akışkanlar için belirlenen termodinamik özellikler Çizelge B.1 ve B.2'de verilmiştir. Programa girdilenmeyen özellikler iterasyon yapılarak bulunur.

7.1 Cycle Tempo Programında Yapılan Analizler

Her iki çalışma koşulu içinde oluşturulan modeldeki tüm borularda akışkanların termodinamik özellikleri belirlendikten sonra, normal çalışma koşullarında tesisin tersinmezliklerinin dağılımı, birinci ve ikinci yasa verimi rahatlıkla hesaplanabilir. Tesisin dizayn harici çalışma koşullarında soğutma suyu değişiminin tesis performansı üzerindeki etkilerinin belirlenmesi mümkündür.

7.2 Tesisin Normal Çalışma Koşullarında Elde Edilen Sonuçlar

Tesiste normal çalışma koşullarında tersinmezliklerin dağılımı Şekil 7.1'de görsel olarak sunulmuştur.



Şekil 7.1: Tesiste tersinmezliklerin dağılımı.

Çizelge 7.1’de ve Şekil 7.1’de sunulan bilgilerden İkinci Yasa analizi ile elde edilen sonuçlara göre ekserji kaybının en fazla kazanda gerçekleştiği açıkça görülmektedir. Buna karşın yoğunlaştırucu içerisinde ekserji yıkımı %1,52 oranında iken yoğunlaştırucu tarafından çevreye geçen ekserjinin %3,574 oranında olduğu görülmektedir. Borulardan olan ekserji kaybı ile birlikte çevreye olan ekserji kaybı oranına erişmektedir. Tesisin ısı verimi %38,56 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.1: İkinci Yasa Analizi Sonuçları.

	Ekipman No :	Gerçek İş kW	Tersinir İş kW	Tersinmezlik Değeri, kW	Tersinmezlik Oranı, %
Kazan	1	18984	36 396,11	17 412,11	41,756
Ara Kızdırıcı	5	2899,35	5303,39	2404,04	5,765
Türbin	3	4852,43	5665,81	813,38	1,951
Türbin	6	4391,5	4761,38	369,88	0,887
Türbin	8	7756,06	9535,33	1779,27	4,267
Yoğuşturucu	9	0	633,71	633,71	1,520
Y.Çevreye	10	0	3346,87	3346,87	8,026
Çevreden Y.	11	0	-1856,41	-1856,41	-4,452
K BSI	15	0	57,52	57,52	0,138
K BSI	17	0	46,09	46,09	0,111
K BSI	20	0	115,46	115,46	0,277
K BSI	23	0	172,96	172,96	0,415
K BSI	34	0	65,05	65,05	0,156
A. BSI	21	0	79,70	79,70	0,191
Borular	-	-	-	36,26	0,087
Kuyular	-	0,00	57,55	57,55	0,138
Pompa	12	-687,39	-647,64	39,75	0,095
Pompa	13	-8,73	-5,69	3,04	0,007
Pompa	18	-1,46	-0,73	0,73	0,002
Pompa	22	-223,15	-180,04	43,11	0,103
ARA TOPLAM			25 620,07		
NET İŞ			16079,26		
TOPLAM			41 699,33		
			38,560		
			100,000		

Çizelge 7.2: Birinci ve İkinci Yasa Analizi Sonuçları.

Kazan Isıl Gücü	41 699,500	kW
Türbin İşi (toplam)	16 999,990	kW
Pompa İşi (toplam)	-920,730	kW
Yoğuşturucu ve kuyular tarafından transfer edilen ısı	-25 563,09	kW
Besi Suyu net ısı girişi	16 136,410	kW
Net İş	16 079,260	kW
Yaklaşık Toplam Isı Kayıpları	57,150	kW
Toplam Tersinmezlik	25 620,070	kW
Toplam Tersinmezlik + net iş	41 699,330	kW
Toplam Hata	0,170	kW
Toplam Hata Oranı	0,000004	%
Toplam Tersinmezlik Oranı	61,440	%
Sistemin Isıl Verimi	38,560	%

7.3 Soğutma Suyu Sıcaklığı Değişiminin Tesisin Performansı Üzerindeki Etkisi

Bu bölümde dizayn harici çalışma koşullarında kurulan CTP modeli üzerinde soğutma suyunun etkisi incelenmiştir. Oluşturulan yoğuşturucu ısıl denge modeli kullanılarak soğutma suyu sıcaklığına karşı bulunan yoğuşturucu vakum değeri CTP modelinde yoğuşturucu ekipman içerisindeki DELTH ve POUT2 ifadelerine girdilenmiştir. Şekil 7.2’de yoğuşturucu ekipmanının içerik penceresi gösterilmiştir. Soğutma suyu sıcaklığı 5°C’den 24°C’ye kadar 5°C aralıkla incelenmiştir.

Şekil 7.3, 7.4, 7.5, 7.6 ve 7.7’de soğutma suyu sıcaklığı değişimine bağlı olarak birinci yasa, ikinci yasa veriminin (η_1 , η_2) tesisin net güç (W_{net}) çıkışının, toplam tersinmezliklerin (%) ve sistemin ısıl veriminin değişimi gösterilmiştir.

Apparatus 9 Condenser

Apparatus statistics

No.:

Name:

Additional input data

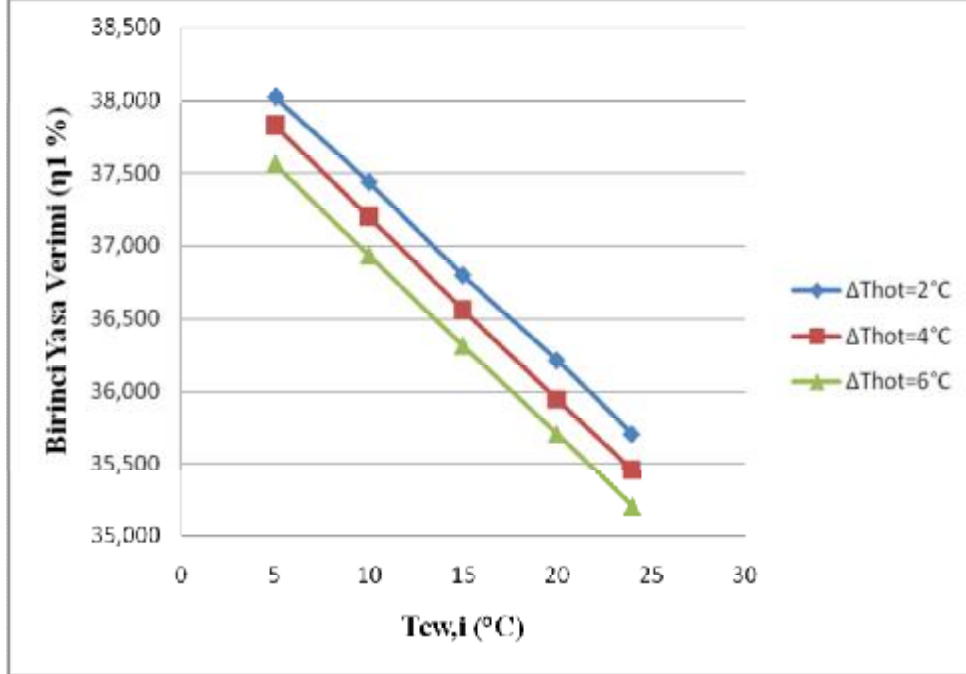
Input data

EEQCOD	1	-	TIN2		°C
PIN1		bar	TOUT2		°C
POUT1		bar	DEL2		°C
DELP1	0	bar	DELTL		°C
TIN1		°C	DELTH	7	°C
TOUT1		°C	SATCOD	0	-
DEL1		°C	DTSUBC		°C
DELE		kW			
RPSM		-			
PIN2		bar			
POUT2	0.05	bar			
DELP2	0	bar			

OK Cancel Clear Help

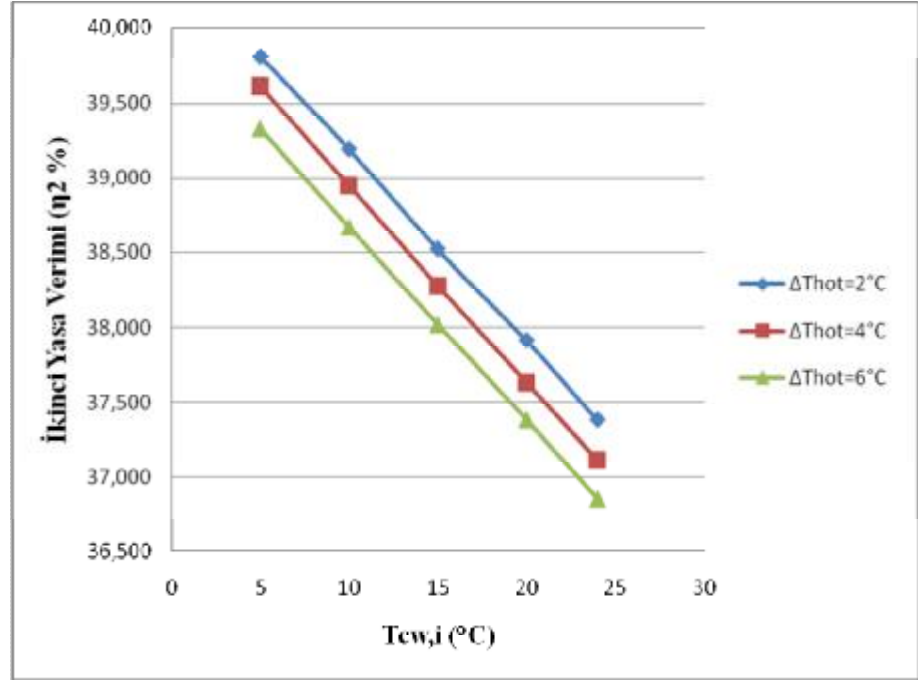
Şekil 7.2: CTP yoğuşturucu ekipmanının içerik penceresi.

Şekil 7.3'te soğutma suyu sıcaklığının artmasının birinci yasa verimi üzerinde ters etki yapmasıyla verimin azaldığı görülmektedir.

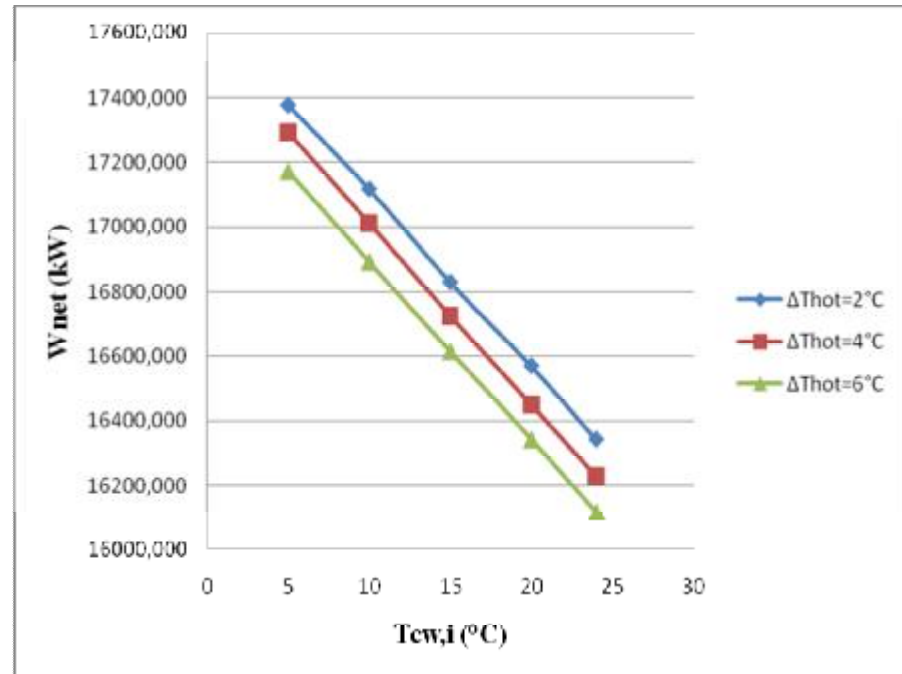


Şekil 7.3: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Birinci Yasa veriminin değişimi.

Şekil 7.4'te gösterilen soğutma suyu sıcaklığına göre ikinci yasa verimindeki değişim birinci yasa veriminde gerçekleşen değişimle karşılaştırıldığında oransal olarak iki verim değerinin de aynı oranda düştüğü görülmektedir.

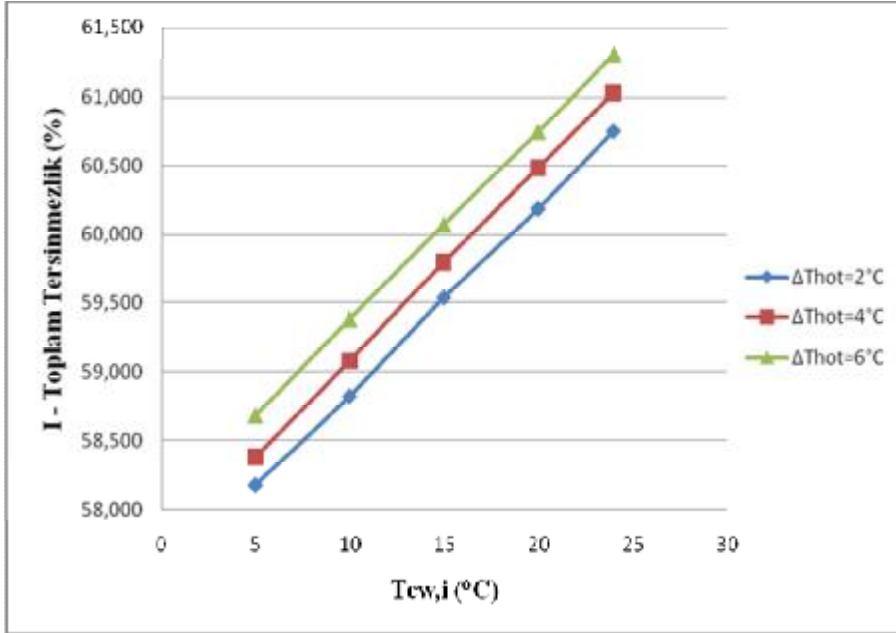


Şekil 7.4: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre İkinci Yasa veriminin değişimi.



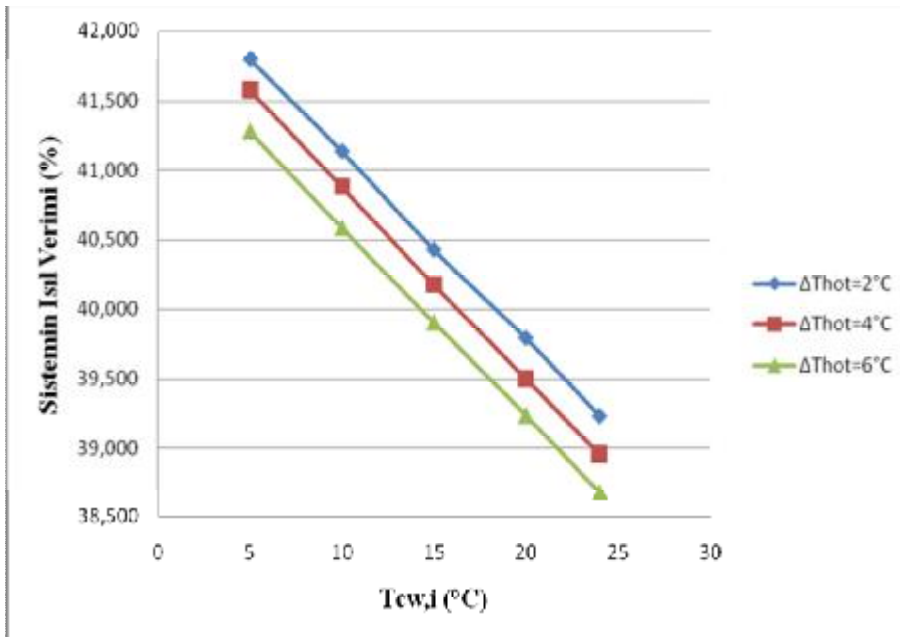
Şekil 7.5: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Wnet (net güç çıkışının) değişimi.

Şekil 7.5'e göre soğutma suyu giriş sıcaklığının tesisin net güç çıkışı üzerinde ciddi (W_{net}) etkisi olduğu görülmektedir. Geminin çalıştığı deniz suyu sıcaklığı gemi sevk performansında önemli değişikliklere neden olacaktır.



Şekil 7.6: Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Toplam Tersinmezliklerin değişimi.

Şekil 7.6'da tesisin toplam tersinmezliğinin (%) soğutma suyu giriş sıcaklığına karşı çok duyarlı olduğu görülmektedir. Soğutma suyu sıcaklığının artması ile sistemdeki toplam tersinmezliklerin de arttığı görülmektedir.



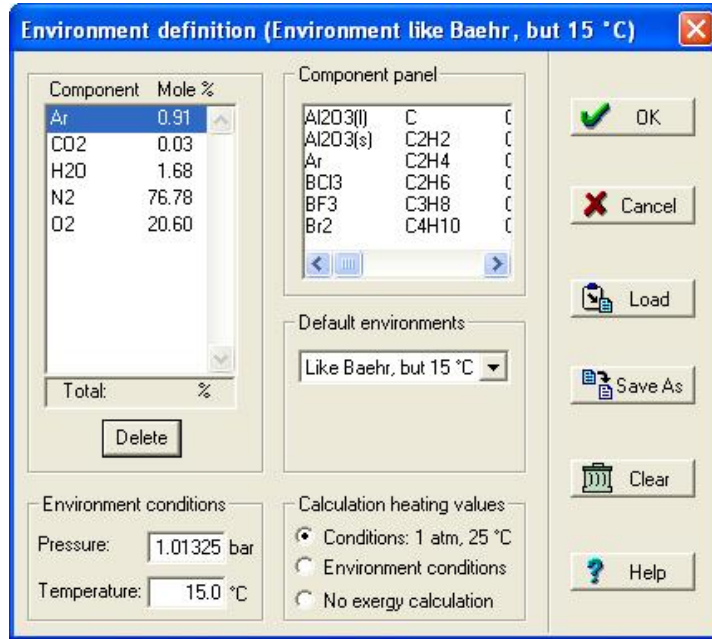
Şekil 7.7 : Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre Sistemin Isıl Veriminin (%) değişimi.

Şekil 7.7’de soğutma suyu giriş sıcaklığının değişiminin ısı verim üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça sistemin ısı veriminin düştüğü görülmektedir. Buna göre yoğuşturucuya giren suyun sıcaklığının artması nedeniyle türbinlerden çekilen güçte azalma olmuştur.

7.4 Referans Çevre Sıcaklığı Değişiminin Tesisin Performansı Üzerindeki Etkisi

Kıtalar arası seyir yapan gemiler seyirleri farklı çevre sıcaklıklarında çalışırlar. Bu bölümde referans alınan çevre sıcaklığının değişiminin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

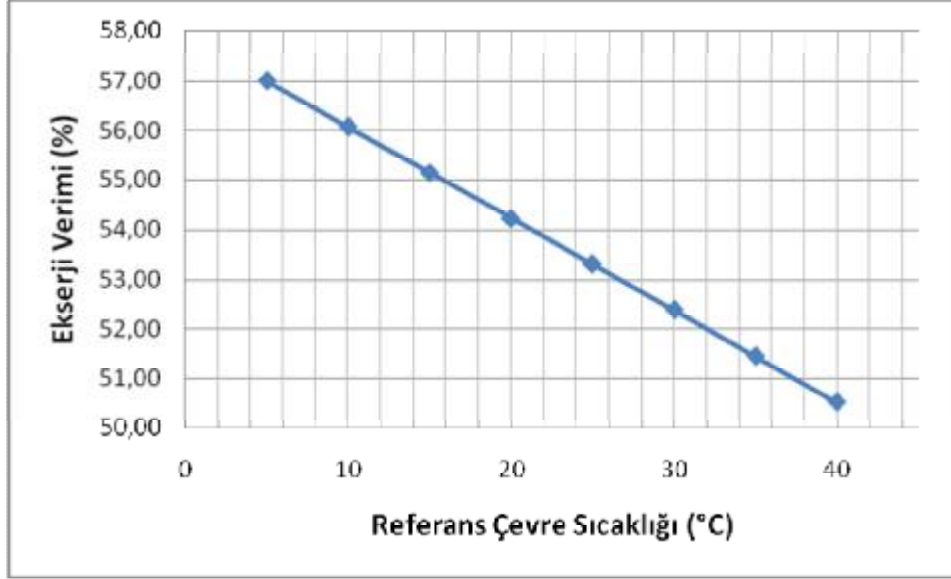
Çevre sıcaklığı değişiminin sistem performansı üzerindeki etkisi normal çalışma koşullarında kurulan CTP modeli üzerinde incelenmiştir. Program içerisinde bulunan genel veri bölümünde çevre şartlarının girdiildiği sekme açıldığında Şekil 7.8’deki içerik penceresi ekranda görülür. Çevre sıcaklığı 5°C’den 40°C’ye kadar 5°C aralıklarla incelenmiştir.



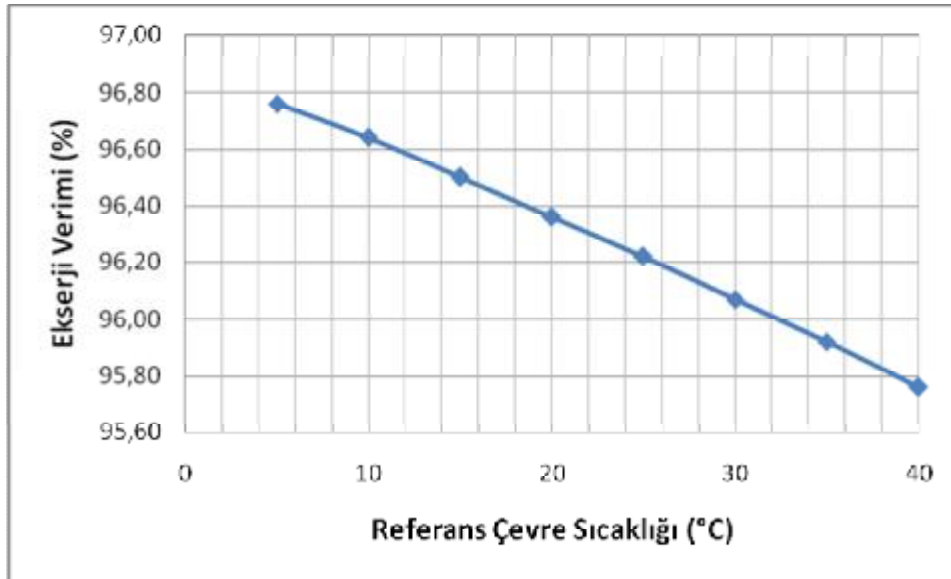
Şekil 7.8 : CTP’de referans çevre şartlarının girdiildiği ekran.

Şekil 7.9, 7.10 ve 7.11’de referans çevre sıcaklığı değişimine bağlı olarak türbin ve kazandaki ekserji veriminin değişimi (%) ve yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkımı (%) gösterilmiştir. Yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkımının değişimini

daha iyi anlamak için çevre sıcaklığı 5°C'den 30°C'ye kadar 5°C aralıkla incelenmiştir.

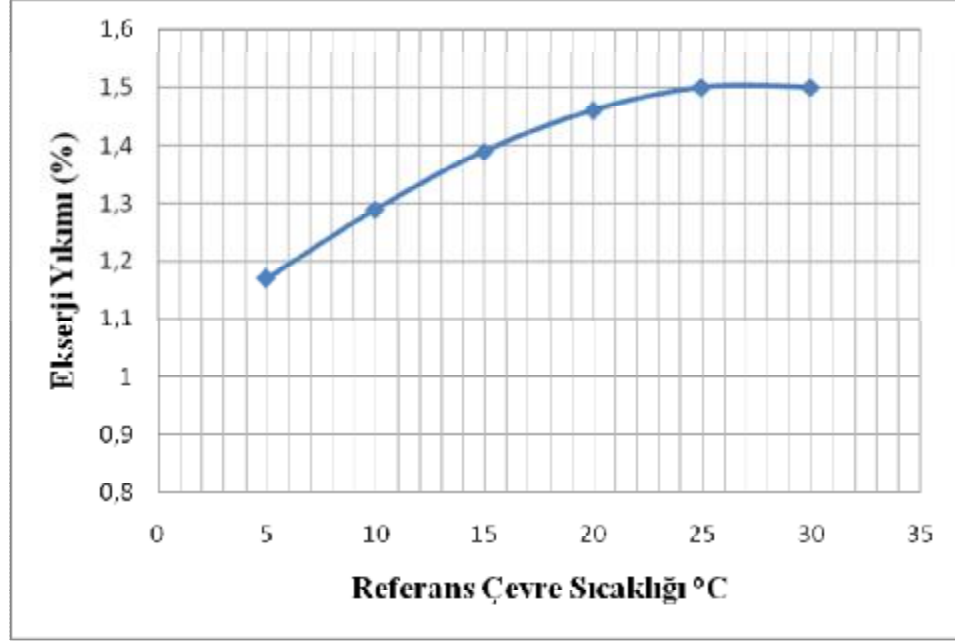


Şekil 7.9 : Farklı referans çevre sıcaklıklarında Kazan ekserji verimi.



Şekil 7.10 : Farklı referans çevre sıcaklıklarında Türbinin (No:3) ekserji verimi.

Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'da görüldüğü gibi çevre sıcaklığının artması kazan ve türbindeki ekserji verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Sonuç olarak tesisteki tersinmezlikler artmakta ve buna bağlı olarak ısı verim düşmektedir.



Şekil 7.11 : Farklı referans çevre sıcaklıklarında yoğuşturucudaki ekserji yıkımı.

Şekil 7.11’de farklı referans çevre sıcaklıklarında yoğuşturucudaki ekserji yıkımı gösterilmiştir. Referans çevre sıcaklığı değişimine bağlı olarak yoğuşturucudan çıkanların ekserji değer artımı yoğuşturucuya girenlerin ekserji değer artımından daha fazla olduğu anda, ekserji yıkımının azalmaya başladığı görülmektedir.

7.5 Öneriler

Soğutma suyu ve çevre sıcaklığının tesis performansı üzerindeki etkisi önceki bölümlerde sunulmuştur. Oluşturulan grafiklerden de görüldüğü gibi soğutma suyu ve çevre sıcaklığındaki değişimin tesis performansı üzerinde önemli etkileri vardır. Böylece geminin seyir boyunca bulunduğu deniz suyu ve çevre sıcaklık şartlarının gemi buhar tesisi üzerindeki etkileri dikkate alınmalıdır.

Günümüzde bilgisayar programları kullanılarak çok çeşitli alanlarda termodinamik analizler yapmak ve bunları kısa sürede sonuçlandırmak mümkün hale gelmiştir. Bu çalışmanın devamı olarak örnek alınan gemi tesisinin liman ve kanal geçişi çalışma koşullarındaki enerji ve ekserji analizi yapılabilir.

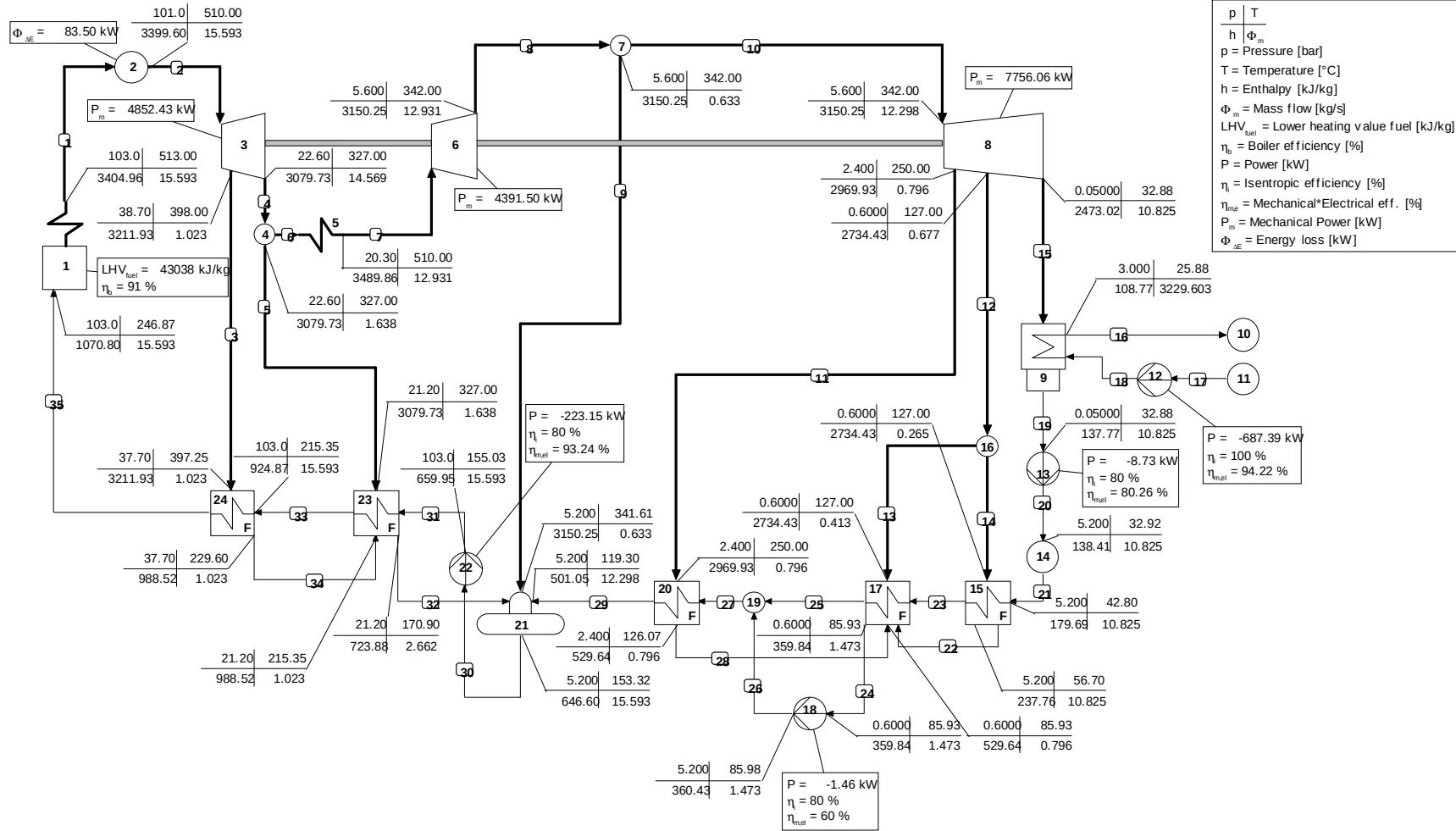
KAYNAKLAR

- [1] **Ozturk, H. H.**, 2006. Güneydoğu Anadolu Bölgesi için güneş ışıınımı ekserjisinin incelenmesi, GAP V. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı, 26-28 Nisan 2006, Şanlıurfa.
- [2] **Wall, G.** Exergy, Ecology and Democracy - concepts of a vital society. *In Proceedings of International conference on Energy Systems and Ecology (Eds J. Szargut et al.)*, 5–9 July, 1993, pp.111–121, Krakow, Poland, <http://www.exergy.se/goran/eed/index.html>.
- [3] **Ishida, M.**, 2001. Hierarchical structure of thermodynamics, Elsevier applied energy 67 (2000) 221-230.
- [4] **Rosen, M. A. and Dincer, I.**, 2003. Exergy–cost–energy–massanalysis of thermal systems and processes, Energy Conversion and Management 44 (2003) 1633–1651.
- [5] <<http://www.mmoistanbul.org/yayin/tesisat/72/5/>>, alındığı tarih 10.02.2009.
- [6] <<http://en.wikipedia.org/wiki/Ship>>, alındığı tarih 21.02.2009.
- [7] <<http://tr.wikipedia.org/wiki/Türbin>>, alındığı tarih 07.02.2009.
- [8] <<http://tr.wikipedia.org/wiki/Gemi>>, alındığı tarih 10.03.2009.
- [9] <<http://www.sualtigazetesi.com>>, alındığı tarih 013.02.2009.
- [10] **Dincer, I. and Cengel, Y. A.**, 2001. Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering, Received: 22 March 2001 / Accepted: 15 August Published: 21 August 2001.
- [11] **Verkhivker, G.P. and Kosoy, B.V.**, 2000. On the exergy analysis of power plants, Energy Conversion and Management 42 (2001) 2053-2059.
- [12] **Horlock, J.H., Young, J.B. and Manfrida, G.**, 2000. Exergy Analysis of Modern Fossil-Fuel Power Plants, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.
- [13] **Jamil Jarallah A. Al-Bagawi, J. J. A.**, 1994. Energy and exergy analysis of Ghazlan power plant, graduate study.
- [14] **Durmaz, A. and Yavuz, H.**, 2001. Exergy analysis of a pressurized-water reactor nuclear-power plant, Elsevier Applied Energy 69 (2001) 39-57.
- [15] **Rosen, M. A. and Scott, D. S.**, 1986. Energy and exergy analyses of a nuclear steam power plant, Canadian Nuclear Society 7th. Annual Conference 1986.
- [16] **Aljundi, I. H.**, 2009. Energy and exergy analyses of a steam power plant, Elsevier Applied Thermal Engineering 29 (2009) 324–328.

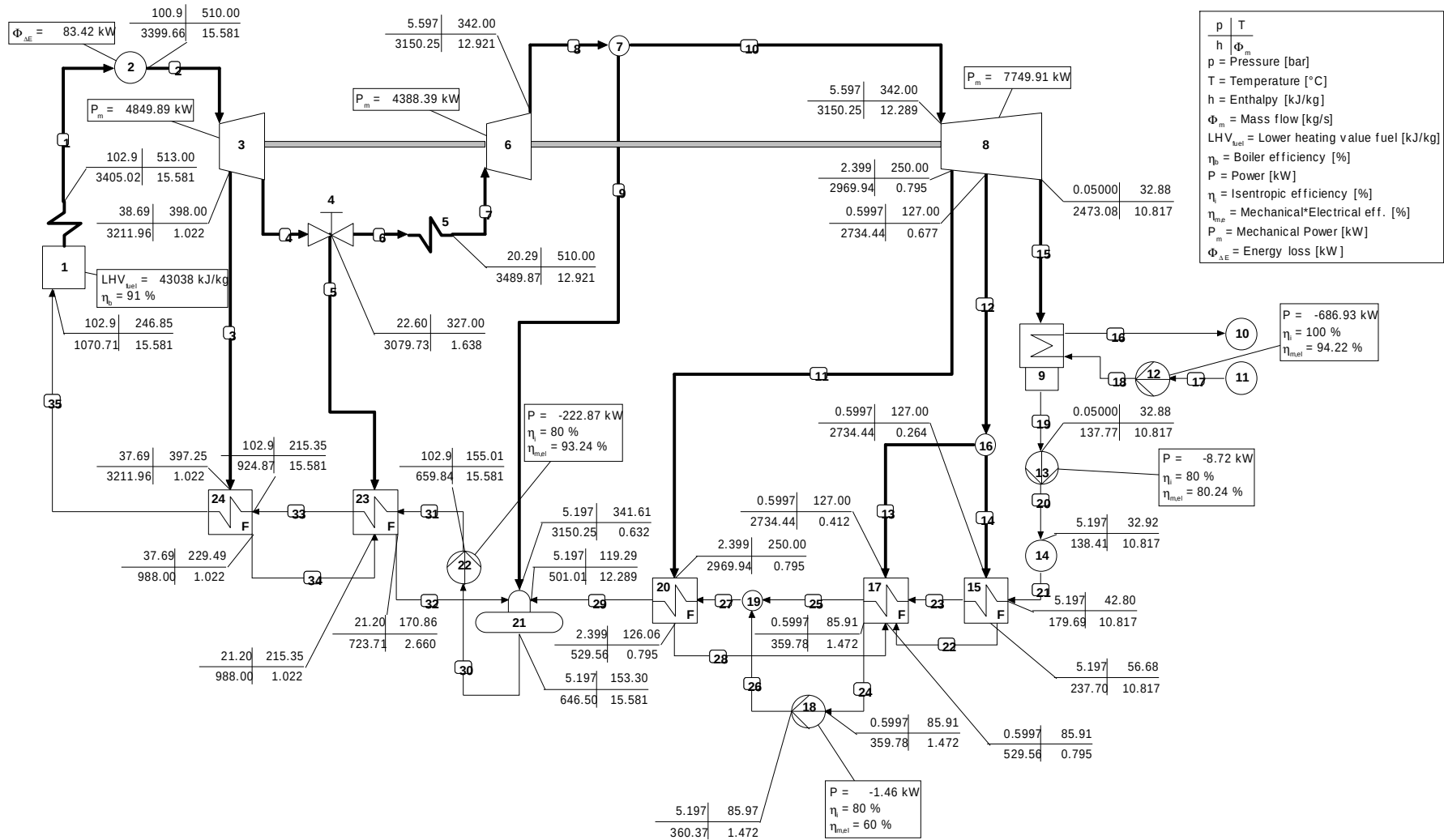
- [17] **Ameri, M., Ahmadi P. and Hamidi, A.,** 2009. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study, International Journal of Energy Research 2009; 33:499–512.
- [18] **Durmayaz, A. and Sogut, O. S.,** 2006. Influence of cooling water temperature on the efficiency of a pressurized-water reactor nuclear-power plant. International Journal of Energy Research 2006; 30:799–810.
- [19] **Durmayaz, A.,** 2001. Elektrik Enerjisi Üretimi Amaçlı Isıl Güç Tesislerinin Ekserji Analizi ve Önemi. II. Çevre ve Enerji Kongresi Bildiri Kitabı, MMO Yayın No: E/2001/289.
- [20] **Cycle Tempo release 5.0,** 2006: Delft University of Technology <www.cycle-tempo.nl>
- [21] **Geisler, O.,** 1993. Grundzüge Des Schiffsmaschinenbaus, TUHH.

EKLER

- EK A.1 :** Normal çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model.
- EK A.2 :** Dizayn harici çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).
- EK A.3 :** Normal çalışma koşullarında oluşturulan CTP modelinin T-s diyagramı.
- EK B.1 :** Normal çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri.
- EK B.2 :** Dizayn harici çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).
- EK C.1 :** Normal çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri.
- EK C.2 :** Dizayn harici çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).
- EK D.1 :** Yoğuşturucu için oluşturulan ısıl denge modelinin Matlab programı kodu ve $\Delta T_{\text{hot}} = 2,4$ ve 6°C için çözümleri.



Şekil A.1 : Normal çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model.



Şekil A.2 : Dizayn harici çalışma koşullarında Cycle Tempo Programında oluşturulan model ($\Delta T_{hot}=7^{\circ}\text{C}$).



Çizelge A.1 : Normal çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri.

Tür	Girdiler
Ekipman:	NO=1, TYPE=1, APNAME='Boiler', DELP=0, TOUT= 513, ETHAB=0.91, LHV= 43038, EXFUEL= 40856
Ekipman:	NO=2, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', PIN= 103, DELP= 2, TOUT= 510
Ekipman:	NO=3, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 2, TOUT= 327
Ekipman:	NO=4, TYPE=9, APNAME='Node', DELP=0
Ekipman:	NO=5, TYPE=2, APNAME='Reheater', PIN= 22.6, POUT= 20.3, TOUT= 510, ETHAB=0.91, LHV= 43038, EXFUEL= 42822.41
Ekipman:	NO=6, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 2, TOUT= 342
Ekipman:	NO=7, TYPE=9, APNAME='Node', DELP=0
Ekipman:	NO=8, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 2, ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=9, TYPE=4, APNAME='Condenser', EEQCOD= 1, DELP1=0, POUT2=0.05, DELP2=0, DELTH= 7, SATCOD=0
Ekipman:	NO=10, TYPE=10, APNAME='Sink/Source'
Ekipman:	NO=11, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', POUT= 1, TOUT= 24
Ekipman:	NO=12, TYPE=8, APNAME='Pump', POUT= 3, ETHAI= 1
Ekipman:	NO=13, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=14, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', DELP=0, DELH= 41.28
Ekipman:	NO=15, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, PIN2=0.6, DELP2=0, DELTH= 29.23
Ekipman:	NO=16, TYPE=9, APNAME='Node', DELP=0
Ekipman:	NO=17, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, PIN2=0.6, DELP2=0, DELTH= 4.63
Ekipman:	NO=18, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=19, TYPE=9, APNAME='Node'
Ekipman:	NO=20, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, PIN2= 2.4, DELP2=0, DELTH= 6.77
Ekipman:	NO=21, TYPE=7, APNAME='Deaerator', PIN= 5.2, DELP=0
Ekipman:	NO=22, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=23, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, PIN2= 21.2, DELP2=0, DELTL= 15.87, DELTH=0
Ekipman:	NO=24, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, PIN2= 37.7, DELP2=0, DELTL= 14.25, DELTH=0

Çizelge A.1 : (Devam) Normal çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri.

Tür	Girdiler
Ortam:	Pipe No = 17, Type = 'WATERSTM'
Ortam:	Pipe No = 1, Type = 'WATERSTM'
Boru:	NO=1, DELP =0
Boru:	NO=3, DELP = 1, TINL = 398
Boru:	NO=5, TINL = 327
Boru:	NO=9, DELP =0.4
Boru:	NO=11, TINL = 250
Boru:	NO=12, TINL = 127
Boru:	NO=13, TINL = 127
Boru:	NO=14, TINL = 127
Boru:	NO=28, DELPR = -1000
Boru:	NO=32, DELPR = -1000
Boru:	NO=34, DELPR = -1000
Üretim Fonksiyonu:	Apparatus numbers:3,6,8, Power=17
Çevre:	Default environment like Baehr, but 15°C Environment composition: Specie = AR CO2 H2O N2 O2 Mole % = 0.91 0.03 1.68 76.78 20.6 Environment pressure: 1.01325 bar Environment temperature: 15 °C Heating values calculated at 1 atm, 25 °C State functions for water/steam calculation: IAPWS Industrial Formulation 1997 (IAPWS-IF97)

Çizelge A.2 : Dizayn harici çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri

($\Delta T_{hot}=7^{\circ}\text{C}$).

Tür	Girdiler
Ekipman:	NO=1, TYPE=1, APNAME='Boiler', DELP=0, TOUT= 513, ETHAB=0.91, LHV= 43038, EXFUEL= 40856
Ekipman:	NO=2, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', DELP= 2, TOUT= 510, DELH= 5.36
Ekipman:	NO=3, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 1, TOUT= 327
Ekipman:	NO=4, TYPE=14, APNAME='Valve', DELP=0, PIPE= 5, FLOW= 1.694 kg/s
Ekipman:	NO=5, TYPE=2, APNAME='Reheater', PIN= 22.6, TOUT= 510, ETHAB=0.91, LHV= 43038, EXFUEL= 42822.4
Ekipman:	NO=6, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 1, TOUT= 342
Ekipman:	NO=7, TYPE=9, APNAME='Node', DELP=0
Ekipman:	NO=8, TYPE=3, APNAME='Turbine', GDCODE= 1, ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=9, TYPE=4, APNAME='Condenser', EEQCOD= 1, DELP1=0, POUT2=0.05, DELP2=0, DELTH= 7, SATCOD=0
Ekipman:	NO=10, TYPE=10, APNAME='Sink/Source'
Ekipman:	NO=11, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', POUT= 1, TOUT= 24
Ekipman:	NO=12, TYPE=8, APNAME='Pump', POUT= 3, ETHAI= 1
Ekipman:	NO=13, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=14, TYPE=10, APNAME='Sink/Source', DELP=0, DELH= 41.28
Ekipman:	NO=15, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, DELP2=0, DELTH= 29.23
Ekipman:	NO=16, TYPE=9, APNAME='Node', DELP=0
Ekipman:	NO=17, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, DELP2=0, DELTH= 4.63
Ekipman:	NO=18, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=19, TYPE=9, APNAME='Node'
Ekipman:	NO=20, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, SATCOD=0, DELP2=0, DELTH= 6.77
Ekipman:	NO=21, TYPE=7, APNAME='Deaerator', DELP=0
Ekipman:	NO=22, TYPE=8, APNAME='Pump', ETHAI=0.8
Ekipman:	NO=23, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, DELP2=0, DELTL= 15.87, DELTH=0
Ekipman:	NO=24, TYPE=5, APNAME='Flash.Heater', DELP1=0, DELP2=0, DELTL= 14.15, DELTH=0
Ortam:	Pipe No = 17, Type = 'WATERSTM'
Ortam:	Pipe No = 1, Type = 'WATERSTM'

Çizelge A.2 : (Devam) Dizayn harici çalışma koşullarındaki CTP modeline değer girişleri ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).

Tür	Girdiler
Boru:	NO=1, DELP =0
Boru:	NO=3, DELP = 1, TINL = 398
Boru:	NO=5, DELP = 1.4, TINL = 327
Boru:	NO=9, DELP =0.4
Boru:	NO=11, TINL = 250
Boru:	NO=12, TINL = 127
Boru:	NO=28, DELPR = -1000
Boru:	NO=32, DELPR = -1000
Boru:	NO=34, DELPR = -1000
Dizayn Harici:	Apparatus NO=3, DESVOL=0.53199,LBLEED= 4, 3, 2, PBLEED= 22.6, 38.7, 101, MBLEED= 15.04723, 15.04723, 16.10423, VBLEED=0.11668, 0.07577, 0.03303,
Dizayn Harici:	Apparatus NO=6, DESVOL= 2.34274,LBLEED= 8, 7, PBLEED= 5.6, 20.3, MBLEED= 13.35501, 13.35501, VBLEED=0.50172, 0.17542,
Dizayn Harici:	Apparatus NO=8, DESVOL= 6.37256,LBLEED= 15, 12, 11, 10, PBLEED=0.05, 0.6, 2.4, 5.6, MBLEED= 11.17988, 11.17988, 11.87943, 12.70147, VBLEED= 27.16561, 3.24034, 0.99768, 0.50172,
Dizayn Harici:	Apparatus NO=9, A= 3305.18
Dizayn Harici::	Apparatus NO=15, DESMAS(1)= 11.1799
Dizayn Harici::	Apparatus NO=17, DESMAS(1)= 11.1799
Dizayn Harici:	Apparatus NO=20, DESMAS(1)= 12.7015
Dizayn Harici:	Apparatus NO=23, DESMAS(1)= 16.1042
Dizayn Harici:	Apparatus NO=24, DESMAS(1)= 16.1042
Çevre:	Default environment like Baehr, but 15°C Environment composition: Specie = AR CO2 H2O N2 O2 Mole % = 0.91 0.03 1.68 76.78 20.6 Environment pressure: 1.01325 bar Environment temperature: 15 °C Heating values calculated at 1 atm, 25 °C State functions for water/steam calculation: IAPWS Industrial Formulation 1997 (IAPWS-IF97)

Çizelge B.1 : Normal çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri.

Boru No	Ortam	Kütle Debisi [kg/s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg,K]	Ekserji [kJ/kg]	K.Derecesi %
1	WATERSTM	15,593	103,0	513,00	3404,96	6,6251	1497,53	100.00
			103,0	513,00	3404,96	6,6251	1497,53	100.00
2	WATERSTM	15,593	101,0	510,00	3399,60	6,6266	1491,73	100.00
			101,0	510,00	3399,60	6,6266	1491,73	100.00
3	WATERSTM	1,023	38,70	398,00	3211,93	6,7820	1259,31	100.00
			37,70	397,25	3211,93	6,7934	1256,01	100.00
4	WATERSTM	14,569	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
5	WATERSTM	1,638	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			21,20	327,00	3079,73	6,8376	1111,07	100.00
6	WATERSTM	12,931	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
7	WATERSTM	12,931	20,30	510,00	3489,86	7,4547	1343,39	100.00
			20,30	510,00	3489,86	7,4547	1343,39	100.00
8	WATERSTM	12,931	5,60	342,00	3150,25	7,5539	975,18	100.00
			5,60	342,00	3150,25	7,5539	975,18	100.00
9	WATERSTM	0,633	5,60	342,00	3150,25	7,5539	975,18	100.00
			5,20	341,61	3150,25	7,5878	965,42	100.00
10	WATERSTM	12,298	5,60	342,00	3150,25	7,5539	975,18	100.00
			5,60	342,00	3150,25	7,5539	975,18	100.00
11	WATERSTM	0,796	2,40	250,00	2969,93	7,6239	774,69	100.00
			2,40	250,00	2969,93	7,6239	774,69	100.00
12	WATERSTM	0,677	0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
			0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
13	WATERSTM	0,413	0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
			0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
14	WATERSTM	0,265	0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
			0,60	127,00	2734,43	7,7463	503,94	100.00
15	WATERSTM	10,825	0,05	32,88	2473,02	8,1072	138,53	96.38
			0,05	32,88	2473,02	8,1072	138,53	96.38
16	WATERSTM	3229,603	3,00	25,88	108,77	0,3794	1,04	0.00
			3,00	25,88	108,77	0,3794	1,04	0.00
17	WATERSTM	3229,603	1,00	24,00	100,75	0,3532	0,57	0.00
			1,00	24,00	100,75	0,3532	0,57	0.00
18	WATERSTM	3229,603	3,00	24,00	100,95	0,3532	0,78	0.00
			3,00	24,00	100,95	0,3532	0,78	0.00
19	WATERSTM	10,825	0,05	32,88	137,77	0,4763	2,13	0.00
			0,05	32,88	137,77	0,4763	2,13	0.00
20	WATERSTM	10,825	5,20	32,92	138,41	0,4767	2,66	0.00
			5,20	32,92	138,41	0,4767	2,66	0.00

Çizelge B.1 : (Devam) Normal çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanları termodinamik özellikleri.

Boru No	Ortam	Kütle Debisi [kg/s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg,K]	Ekserji [kJ/kg]	K.Derecesi %
21	WATERSTM	10,825	5,20	42,80	179,69	0,6094	5,69	0.00
			5,20	42,80	179,69	0,6094	5,69	0.00
22	WATERSTM	0,265	0,60	85,93	359,84	1,1452	31,43	0.00
			0,60	85,93	359,84	1,1452	31,43	0.00
23	WATERSTM	10,825	5,20	56,70	237,76	0,7893	11,93	0.00
			5,20	56,70	237,76	0,7893	11,93	0.00
24	WATERSTM	1,473	0,60	85,93	359,84	1,1452	31,43	0.00
			0,60	85,93	359,84	1,1452	31,43	0.00
25	WATERSTM	10,825	5,20	81,30	340,76	1,0904	28,15	0.00
			5,20	81,30	340,76	1,0904	28,15	0.00
26	WATERSTM	1,473	5,20	85,98	360,43	1,1456	31,93	0.00
			5,20	85,98	360,43	1,1456	31,93	0.00
27	WATERSTM	12,298	5,20	81,86	343,12	1,0971	28,59	0.00
			5,20	81,86	343,12	1,0971	28,59	0.00
28	WATERSTM	0,796	2,40	126,07	529,64	1,5930	72,22	0.00
			0,60	85,93	529,64	1,6181	64,97	7.41
29	WATERSTM	12,298	5,20	119,30	501,05	1,5200	64,66	0.00
			5,20	119,30	501,05	1,5200	64,66	0.00
30	WATERSTM	15,593	5,20	153,32	646,60	1,8756	107,74	0.00
			5,20	153,32	646,60	1,8756	107,74	0.00
31	WATERSTM	15,593	103,00	155,03	659,95	1,8819	119,29	0.00
			103,00	155,03	659,95	1,8819	119,29	0.00
32	WATERSTM	2,662	21,20	170,90	723,88	2,0491	135,02	0.00
			5,20	153,32	723,88	2,0568	132,80	3.67
33	WATERSTM	15,593	103,00	215,35	924,87	2,4604	217,51	0.00
			103,00	215,35	924,87	2,4604	217,51	0.00
34	WATERSTM	1,023	37,70	229,60	988,52	2,6045	239,65	0.00
			21,20	215,35	988,52	2,6104	237,94	3.53
35	WATERSTM	15,593	103,00	246,87	1070,80	2,7498	280,05	0.00
			103,00	246,87	1070,80	2,7498	280,05	0.00

Çizelge B.2 : Dizayn harici çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).

Boru No	Ortam	Kütle Debisi [kg/s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg,K]	Ekserji [kJ/kg]	K.Derecesi %
1	WATERSTM	15,581	102,9	513,00	3405,02	6,6254	1497,51	100.00
			102,9	513,00	3405,02	6,6254	1497,51	100.00
2	WATERSTM	15,581	100,9	510,00	3399,66	6,6269	1491,71	100.00
			100,9	510,00	3399,66	6,6269	1491,71	100.00
3	WATERSTM	1,022	38,69	398,00	3211,96	6,7822	1259,27	100.00
			37,69	397,25	3211,96	6,7936	1255,97	100.00
4	WATERSTM	14,559	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
5	WATERSTM	1,638	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			21,20	325,51	3079,73	6,8376	1111,07	100.00
6	WATERSTM	12,921	22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
			22,60	327,00	3079,73	6,8095	1119,18	100.00
7	WATERSTM	12,921	20,29	510,00	3489,87	7,4550	1343,32	100.00
			20,29	510,00	3489,87	7,4550	1343,32	100.00
8	WATERSTM	12,921	5,597	342,00	3150,25	7,5542	975,11	100.00
			5,597	342,00	3150,25	7,5542	975,11	100.00
9	WATERSTM	0,632	5,597	342,00	3150,25	7,5542	975,11	100.00
			5,197	341,61	3150,25	7,5881	965,35	100.00
10	WATERSTM	12,289	5,597	342,00	3150,25	7,5542	975,11	100.00
			5,597	342,00	3150,25	7,5542	975,11	100.00
11	WATERSTM	0,795	2,399	250,00	2969,94	7,6242	774,62	100.00
			2,399	250,00	2969,94	7,6242	774,62	100.00
12	WATERSTM	0,677	0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
			0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
13	WATERSTM	0,412	0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
			0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
14	WATERSTM	0,264	0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
			0,5997	127,00	2734,44	7,7465	503,87	100.00
15	WATERSTM	10,817	0,05	32,88	2473,08	8,1074	138,54	96.38
			0,05	32,88	2473,08	8,1074	138,54	96.38
16	WATERSTM	3227,396	3,000	25,88	108,77	0,3794	1,04	0.00
			3,000	25,88	108,77	0,3794	1,04	0.00
17	WATERSTM	3227,396	1,000	24,00	100,75	0,3532	0,57	0.00
			1,000	24,00	100,75	0,3532	0,57	0.00
18	WATERSTM	3227,396	3,000	24,00	100,95	0,3532	0,78	0.00
			3,000	24,00	100,95	0,3532	0,78	0.00
19	WATERSTM	10,817	0,05	32,88	137,77	0,4763	2,13	0.00
			0,05	32,88	137,77	0,4763	2,13	0.00
20	WATERSTM	10,817	5,197	32,92	138,41	0,4767	2,66	0.00
			5,197	32,92	138,41	0,4767	2,66	0.00

Çizelge B.2 : (Devam) Dizayn harici çalışma koşullarında tüm borulardaki akışkanların termodinamik özellikleri ($\Delta T_{\text{hot}}=7^{\circ}\text{C}$).

Boru No	Ortam	Kütle Debisi [kg/s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg,K]	Ekserji [kJ/kg]	K.Derecesi %
21	WATERSTM	10,817	5,197	42,80	179,69	0,6094	5,69	0.00
			5,197	42,80	179,69	0,6094	5,69	0.00
22	WATERSTM	0,264	0,5997	85,91	359,78	1,1451	32,42	0.00
			0,5997	85,91	359,78	1,1451	32,42	0.00
23	WATERSTM	10,817	5,197	56,68	237,70	0,7891	11,92	0.00
			5,197	56,68	237,70	0,7891	11,92	0.00
24	WATERSTM	1,472	0,5997	85,91	359,78	1,1451	31,42	0.00
			0,5997	85,91	359,78	1,1451	31,42	0.00
25	WATERSTM	10,817	5,197	81,29	340,72	1,0903	28,14	0.00
			5,197	81,29	340,72	1,0903	28,14	0.00
26	WATERSTM	1,472	5,197	85,97	360,37	1,1454	31,92	0.00
			5,197	85,97	360,37	1,1454	31,92	0.00
27	WATERSTM	12,289	5,197	81,85	343,07	1,0970	28,58	0.00
			5,197	81,85	343,07	1,0970	28,58	0.00
28	WATERSTM	0,795	2,399	126,06	529,56	1,5928	72,20	0.00
			0,5997	85,91	529,56	1,6179	64,95	7.53
29	WATERSTM	12,289	5,197	119,29	501,01	1,5199	64,65	0.00
			5,197	119,29	501,01	1,5199	64,65	0.00
30	WATERSTM	15,581	5,197	153,30	646,50	1,8754	107,71	0.00
			5,197	153,30	646,50	1,8754	107,71	0.00
31	WATERSTM	15,581	102,9	155,01	659,84	1,8816	119,25	0.00
			102,9	155,01	659,84	1,8816	119,25	0.00
32	WATERSTM	2,660	21,20	170,86	723,71	2,0487	134,96	0.00
			5,197	153,30	723,71	2,0564	132,75	3.67
33	WATERSTM	15,581	102,9	215,35	924,87	2,4604	217,51	0.00
			102,9	215,35	924,87	2,4604	217,51	0.00
34	WATERSTM	1,022	37,69	229,49	988,00	2,6034	239,42	0.00
			21,2	215,35	988,00	2,6093	237,73	3.52
35	WATERSTM	15,581	102,9	246,85	1070,71	2,7496	280,00	0.00
			102,9	246,85	1070,71	2,7496	280,00	0.00

EK D.1

```
% Condenser pressure change with cooling water temperature
clear all;
close all;
clc;
% Constants
%
% Cooling water mass flow rate (kg/s)
M18=3329.488;
% Turbine discharge mass flow rate (kg/s)
M15=11.160;
% Condensate mass flow rate (kg/s)
M19=M15;
% Turbine entry conditions P(bar), T(oC) and isentropic efficiency
P12=0.6;
T12=127.0;
ETAS=0.8;
% Cooling water inlet and exit pressures (bar)
P18=3;
P16=P18;
%
Init_FluidProp;
Set_IF97_Water;
%
% Enthalpy and entropy at turbine inlet
H12=invoke(FP,'Enthalpy','PT', P12, T12);
S12=invoke(FP,'Entropy','PT', P12, T12);
%
% Cooling water inlet temperature
T18=[5:1:30];
%
% Delta_Thot
DT=6;
ERR=-1;
```

```

INCR=5;
for i=1:1:length(T18)
    % Enthalpy at cooling water entry
    H18=invoke(FP,'Enthalpy','PT', P18, T18(i));
    % Initial value for cooling water exit temperature
    T16=T18(i);
    while abs(ERR)>1e-4
        % Enthalpy at cooling water exit
        H16=invoke(FP,'Enthalpy','PT', P16, T16);
        % Enthalpy increase for cooling water
        DHW=H16-H18;
        % Heat transferred to cooling water
        QCONW=DHW*M18;
        % Saturation temperature for condenser (assumption!)
        TD=T16+DT;
        % Corresponding pressure in condenser
        PD=invoke(FP,'Pressure','TX', TD, 0);
        % Enthalpy at condenser exit (X=0 assumed)
        H19=invoke(FP,'Enthalpy','PX', PD, 0);
        % Enthalpy at turbine exit (isentropic)
        H15S=invoke(FP,'Enthalpy','PS', PD, S12);
        % Enthalpy at turbine exit (real)
        H15=H12*(1-ETAS)+ETAS*H15S;
        % Heat rejected by condensing steam
        QCONS=M15*(H15-H19);
        % Error in condenser heat balance
        ERR=QCONW-QCONS;
        if ERR<0
            T16=T16+INCR;
        else T16=T16-INCR;
            INCR=INCR/2;
        end
    end
    T16C(i)=T16;
    PCON(i)=PD;
    QCON(i)=QCONW;
end

```



```
        % Reset loop variables
        ERR=-1;
        INCR=5;
    end
    Table=[T18; T16C; PCON]
    %
    figure(1);
    plot(T18,PCON);
    Cleanup_FluidProp;
```

$\Delta T_{hot} = 6$

T18

T16

PC

Table =

Columns 1 through 10

5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000	11.0000	12.0000	13.0000	14.0000
6.8060	7.8084	8.8107	9.8129	10.8150	11.8171	12.8191	13.8211	14.8230	15.8249
0.0148	0.0158	0.0169	0.0180	0.0192	0.0204	0.0217	0.0231	0.0246	0.0262

Columns 11 through 20

15.0000	16.0000	17.0000	18.0000	19.0000	20.0000	21.0000	22.0000	23.0000	24.0000
16.8267	17.8285	18.8303	19.8320	20.8337	21.8354	22.8370	23.8386	24.8401	25.8417
0.0278	0.0296	0.0314	0.0333	0.0353	0.0375	0.0397	0.0421	0.0446	0.0472

Columns 21 through 26

25.0000	26.0000	27.0000	28.0000	29.0000	30.0000
26.8432	27.8447	28.8462	29.8476	30.8490	31.8504
0.0499	0.0528	0.0558	0.0590	0.0623	0.0658

$\Delta T_{hot} = 4$

T18

T16

PC

Table =

Columns 1 through 10

5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000	11.0000	12.0000	13.0000	14.0000
6.8031	7.8054	8.8077	9.8099	10.8121	11.8142	12.8162	13.8182	14.8202	15.8221
0.0130	0.0138	0.0148	0.0158	0.0169	0.0180	0.0192	0.0204	0.0217	0.0231

Columns 11 through 20

15.0000	16.0000	17.0000	18.0000	19.0000	20.0000	21.0000	22.0000	23.0000	24.0000
16.8239	17.8257	18.8275	19.8293	20.8310	21.8326	22.8343	23.8359	24.8375	25.8390
0.0246	0.0262	0.0278	0.0296	0.0314	0.0333	0.0353	0.0375	0.0397	0.0421

Columns 21 through 26

25.0000	26.0000	27.0000	28.0000	29.0000	30.0000
26.8406	27.8421	28.8435	29.8450	30.8464	31.8478
0.0446	0.0472	0.0499	0.0528	0.0558	0.0590

$\Delta T_{hot} = 2$

T18

T16

PC

Table =

Columns 1 through 10

5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000	11.0000	12.0000	13.0000	14.0000
6.8000	7.8024	8.8047	9.8070	10.8092	11.8113	12.8133	13.8153	14.8173	15.8192
0.0113	0.0121	0.0130	0.0139	0.0148	0.0158	0.0169	0.0180	0.0192	0.0204

Columns 11 through 20

15.0000	16.0000	17.0000	18.0000	19.0000	20.0000	21.0000	22.0000	23.0000	24.0000
16.8211	17.8229	18.8247	19.8265	20.8282	21.8299	22.8315	23.8332	24.8348	25.8363
0.0217	0.0231	0.0246	0.0262	0.0278	0.0296	0.0314	0.0333	0.0353	0.0375

Columns 21 through 26

25.0000	26.0000	27.0000	28.0000	29.0000	30.0000
26.8379	27.8394	28.8409	29.8424	30.8438	31.8453
0.0397	0.0421	0.0446	0.0472	0.0499	0.0528

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Abdurrahman Nuri ÇİÇEK

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul – 27.04.1982

Adres: Alanaldı cad. Serin Sk. Askent sitesi C blok no:19 İçerenköy / Ataşehir

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi: -