

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**LİNYİT YAKITLI TERMİK SANTRALLARDA ATILAN ENERJİLERİN
DEĞERLENDİRİLMESİ ve ISLAK BACA UYGULAMASININ İNCELENMESİ**

TANER CAN US

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. HASAN HÜSEYİN ERDEM**

İSTANBUL, 2014

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

LİNYİT YAKITLI TERMİK SANTRALLARDA ATILAN ENERJİLERİN
DEĞERLENDİRİLMESİ ve ISLAK BACA UYGULAMASININ İNCELENMESİ

Taner Can US tarafından hazırlanan tez çalışması 21.07.2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Enerji üretimindeki verimlilik günümüzde önemli derecede ilgi konusu olmuştur. Enerji üretim santralleri çok büyük güçlerde olduğu için en ufak bir verim artışı bile enerji üretim maliyetini ciddi oranda azaltabilir. Buna ek olarak bu verim artışı sayesinde yakılan yakıt miktarı da düşer. Enerji üretim santrallerinde yakılan yakıtların fiyatlarının da yıldan yıla çok hızlı değiştiği görülmektedir. Bütün bu etkenler enerji üretimindeki verimliliği çok önemli kılan faktörlerdir.

Enerji verimliliği kapsamında en önemli konulardan birisi atılan enerjilerden geri yararlanılmasıdır. Bir termik santral dikkate alındığında başlıca iki ekipmandan termodinamik zorunluluklar gereği büyük miktarlarda enerji atıldığı görülür. Bunlar baca ve kondenserdir. Kondenserde büyük oranlarda enerji atılsa da atılan enerjinin çevre şartlarına yakın olması geri kazanılmasını zorlaştırmaktadır. Ancak bacadan atılan gazların sıcaklığının kısmen yüksek olması, atılan enerjinin santral içinde uygun bir yerde geri kullanılmasını mümkün kılabilir.

Bu çalışmada, bir santral için baca gazından ısı geri kazanım sistemi kurularak, termodinamik, ısı transferi ve maliyet analizleri yapılmıştır. Çalışma kapsamındaki uygulama için Türkiye'deki bir santral seçilmiştir. Bu santralde kurulabilecek ısı geri kazanım sisteminden kazanılan enerji ile besleme suyunun ön ısıtılması sonucunda bu amaç için kullanılan ara buharın çekilmemesi ile türbinden çekilen ara buhar miktarı azalmış ve türbinden çıkan net güç artmıştır. Artan güç değerine bağlı olarak sistemin genel termik veriminin artışı ve sonucunda azalan özgül yakıt sarfiyatı miktarı hesaplanmıştır. Bu kâr değerlerine karşılık sistemdeki baca gazı basıncını artırmak için gerekli fan gücü, besleme suyu pompası gücü ve kondens pompası gücü hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların hepsi dikkate alınarak gerekli eşanjör maliyeti ve diğer ek maliyetler için bir ekonomik sınır belirlenmiştir.

Bu çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM'e ve tüm aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Temmuz, 2014

Taner Can US

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	7
BÖLÜM 2	
HESAPLAMA YÖNTEMLERİ	8
2.1 Modelin Tanıtılması	8
2.2 Kullanılan Yöntem ve Hesaplamaların Tanıtılması.....	11
2.2.1 Yakıt İçeriğine Bağlı Olarak Baca Gazının c_p 'sinin Hesaplanması	13
2.2.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanması	15
2.2.3 Baca Gazı Geri Kazanım Eşanjörü İçin Gerekli Alanın ve Basınç Kaybının Hesaplanması	16
2.2.4 Ek Baca Fan Gücünün Hesaplanması	21
2.2.5 Ek Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması	21
2.2.6 Ek Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması	23
2.2.7 Azalan Özgül Yakıt Sarfiyatının ve Santral Veriminin Hesaplanması .	25
2.2.8 Maliyet Analizi Hesaplaması	26

BÖLÜM 3

UYGULAMA	28
3.1 Teknik ve Ekonomik Veriler	28
3.1.1 Baca Gazı c_p 'sinin Hesaplamasında Kullanılacak Kabuller	28
3.1.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	30
3.1.3 BGGKE'de Alan ve Basınç Düşümünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	31
3.1.4 Fan Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	32
3.1.5 Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	32
3.1.6 Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	33
3.1.7 Özgül Yakıt Sarfiyatı-Santral Veriminin Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	33
3.1.8 Maliyet Analizi Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller	33
3.2 Hesaplamalar	33
3.2.1 Baca Gazı c_p Değerinin Hesaplanması	33
3.2.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanması	38
3.2.3 BGGKE İçin Gerekli Alan ve Basınç Düşümünün Hesaplanması	41
3.2.4 Artan Baca Fan Gücünün Hesaplanması	50
3.2.5 Artan Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması	52
3.2.6 Artan Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması	54
3.2.7 Azalan Özgül Yakıt Sarfiyatının ve Artan Santral Veriminin Hesaplanması	58
3.2.8 Maliyet Analizi Hesaplamaları	65
BÖLÜM 4	
SONUÇ VE ÖNERİLER	79
KAYNAKLAR	96
ÖZGEÇMİŞ	97

SİMGE LİSTESİ

$(\Delta T_m)_{ters}$	Karşıt akışlı eşanjör için logaritmik sıcaklık farkı
μ_h ve μ_{su}	Hava ve su için dinamik viskozite
μ_h ve μ_{su}	Hava ve su için dinamik viskozite
A	Toplam alan
A_{min}	Minimum kesit
$A_{ön}$	Isı değiştiricisi baca gazı tarafı ön yüzey kesit alanı
$A_{su,kesit}$	Su tarafındaki serbest kesit alanı
$A_{su,ön}$	Su tarafındaki ön yüzey kesit alanı
$BD_{net,iş}$	Net işin bugünkü değeri
be	BGGKE'siz durumdaki özgül yakıt sarfiyatı değeri
be_1	BGGKE'li durumdaki özgül yakıt sarfiyatı değeri
C	Karbon
CO_2	Karbondioksit
$C_{p,baca}$	Sabit basınçta baca gazının özgül ısısı
$C_{p,su}$	Suyun sabit basınçtaki özgül ısısı
$d_{h,baca}$	Baca gazı tarafı hidrolik çapı
$d_{h,su}$	Su tarafındaki hidrolik çap
$\dot{E}_{çıkan}$	Toplam çıkan enerji
$\dot{E}_{giren}$	Toplam giren enerji
e_s	Eskalasyon oranı
e_y	Yakıt eskalasyonu
F	Düzeltilme faktörü
F_y	Yakıt(linyit) fiyatı
H	Basma yüksekliği
H_2	Hidrojen
H_2O	Su
$h_{abt_çıkış}$	Alçak basınç türbini çıkış entalpisi
$h_{abt_çıkış}$	Alçak basınç türbini çıkış entalpisi
h_{baca_gazi}	Baca gazı tarafındaki toplam ısı taşınım katsayısı
$h_{çekilen_buhar}$	Türbinden çekilen ara buharın entalpisi
$h_{f,çekilen_buhar_basınç}$	Çekilen ara buhar basıncındaki doymuş sıvının entalpisi
$h_{kondenser,ç} = h_{f@42,7^\circ C}$	Kondenser çıkışındaki entalpi
$h_{kondenser,giriş}$	BGGKE'siz durumda abt'den çıkan akışkanın entalpisi
$h_{ss,giriş}$	BGGKE'siz durumda kondensere giren soğutma suyunun entalpisi

h_{su}	Su tarafındaki ısı taşınım katsayısı
H_u	Yakıt alt ısı değeri
I_e	Birim elektrik üretim kârı
K	Toplam ısı geçiş katsayısı
K_d	Toplam ısı geçiş katsayısı
k_h ve k_{su}	Hava ve su için ısı iletim katsayısı
L_f	Kapasite faktörü
$\dot{m}_1$	BGGKE'siz durumda kondensere gönderilen toplam debi
$\dot{m}_2$	BGGKE'li durumda kondensere gönderilen toplam debi
$\dot{m}_{baca}$	Baca gazı debisi
$\dot{m}_{\text{çekilen_buhar}}$	BGGKE'siz durumda türbinden çekilen ara buhar debisi
$\dot{m}_{\text{çıkan}}$	Toplam çıkan kütle
$\dot{m}_{\text{giren}}$	Toplam giren kütle
$\dot{m}_{\text{kondenser,\text{çıkış}}}$	BGGKE'siz durumda kondenserden çıkan kondens suyu debisi
$\dot{m}_{\text{kondenser,\text{giriş}}}$	BGGKE'siz durumda abt'den çıkan debi
$\dot{m}_{ss,\text{çıkış}}$	BGGKE'siz durumda kondenserden çıkan soğutma suyu debisi
$\dot{m}_{ss,\text{giriş}}$	BGGKE'siz durumda kondensere giren soğutma suyu debisi
$\dot{m}_{su}$	Su debisi
$\dot{m}_{\text{türbinden_çekilen_BGGKE}}$	BGGKE'li durumda türbinden çekilen ara buhar debisi
N_2	Azot
Nu_{su}	Su tarafındaki Nusselt sayısı
O_2	Oksijen
Pr_h ve Pr_{su}	Hava ve su için Prandtl sayısı
Q	Hacimsel debi
$\dot{Q}_{baca}$	Bacı gazından elde edilen ısı
$\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}}$	BSI'da suyun ısıtılması için ihtiyaç duyulan ısı
$\dot{Q}_{kazan}$	Kazandan akışkana verilen ısı
r	İskonto oranı
Re_{baca}	Baca gazı tarafındaki Reynolds sayısı
Re_{su}	Su tarafındaki Reynolds sayısı
S_2	Kükürt
SO_2	Kükürtdioksit
$St (Pr)^{2/3}$	Isı taşınım değeri
t	Süre
$T_{baca_çıkış}$	BGGKE'den çıkan baca gazı sıcaklığı
$T_{baca_giriş}$	BGGKE'ye giren baca gazı sıcaklığı
$T_{\text{ç}}$	Kondenserden çıkan soğutma suyu sıcaklığı
T_g	Kondensere giren soğutma suyu sıcaklığı
$T_{ks_çıkış}$	Kondens suyu çıkış sıcaklığı (BGGKE'den çıkan su sıcaklığı)
$T_{ks_giriş}$	Kondens suyu giriş sıcaklığı
$V_{l,d}$	Isı değiştiricisinin yaklaşık hacmi
$w_{\min}$	Minimum kesitteki hava hızı
$\dot{W}_{\text{net1}}$	BGGKE'li durumda elde edilen net iş
$w_{\text{ön}}$	Ön yüzey alanındaki hız
w_{su}	Su tarafındaki hız
β	Yüzey alanı yoğunluğu

γ	Özgöl ağırlık
Δbe	Özgöl yakıt sarfiyatındaki değişim
$\Delta \dot{m}$	BGGKE'li durumda kondensere gönderilen debideki artış
$\Delta \dot{m}_{ss}$	Artan soğutma suyu debi
ΔN_{fan}	Fan gücü artışı
$\Delta N_{kazan\check{c},t\ddot{u}rb\ddot{u}n}$	Türbindeki net güç artışı
$\Delta N_{kondens_pompa}$	Kondens pompası güç artışı
ΔN_{ss_pompa}	Soğutma suyu besleme pompasındaki güç artışı
ΔP	Basınç farkı
$\Delta P_{basın\check{c}_kayıp}$	BGGKE'deki basınç kaybı
η_{fan}	Fanın genel verimi
$\eta_{kondens_pompa}$	Kondens pompası genel verimi
η_{ss_pompa}	Soğutma suyu besleme pompası genel verimi
η_{the}	BGGKE'siz durumda santral genel termik verimi
η_{the1}	BGGKE'li durumda santral genel termik verimi
$\eta_{t\ddot{u}rb\ddot{u}n}$	Türbin genel verimi
$\eta_{t\ddot{u}rb\ddot{u}n}$	Türbin genel verimi
λ_s	Sürtünme kaybı
ρ_h ve ρ_{su}	Hava ve su için öz kütle
ρ_h ve ρ_{su}	Hava ve su için öz kütle

KISALTMA LİSTESİ

ABT	Alçak Basınç Türbini
BGGKE	Baca Gazı Isı Geri Kazanım Eşanjörü
BSI	Besleme Suyu Isıtıcısı
ESP	Elektrostatik Filtre
LÜVO	Hava Ön Isıtıcısı
OBT	Orta Basınç Türbini
YBT	Yüksek Basınç Türbini

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Türkiye’de birincil enerji talebinin yıllara göre değişimi.....	6
Şekil 1.2 Türkiye’de 2013 yılı ağustos ayı verilerine göre elektrik enerjisi üretiminde kaynakların dağılımı	6
Şekil 2.1 160 MW linyit yakıtlı elektrik üretim santral modeli	10
Şekil 2.2 BGGKE 1 sistemi modeli.....	10
Şekil 2.3 BGGKE 2 sistemi modeli.....	11
Şekil 2.4 Kompakt ısı değiştiricinin boyutları	18
Şekil 2.5 Kondensere giren ve çıkan debilerin şematik gösterimi.....	22
Şekil 2.6 Kondenser-soğutma kulesi şematik gösterimi.....	23
Şekil 4.1 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre türbine geri beslenen debinin değişimi	80
Şekil 4.2 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre türbinden çıkan net güç değişimi	81
Şekil 4.3 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre eşanjör alanının değişimi	82
Şekil 4.4 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre eşanjördeki basınç değerlerinin değişimi	83
Şekil 4.5 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre ek fan gücü değerlerinin değişimi	84
Şekil 4.6 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre kondens pompası gücü değerlerinin değişimi	85
Şekil 4.7 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre kondens pompası gücü değerlerinin değişimi	86
Şekil 4.8 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre net güç değerlerinin değişimi	87
Şekil 4.9 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre santral termik verimi değerlerinin değişimi	88
Şekil 4.10 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre özgül yakıt sarfiyatının değişimi	89
Şekil 4.11 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre özgül yakıt sarfiyatının yıllık kazanç değişimi	89
Şekil 4.12 BSI 2 yerine BGGKE kurulması durumunda net güce bağlı kazancın bugünkü değer toplamı	90

Şekil 4.13 BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güce bağlı kazancın bugünkü değer toplamları	91
Şekil 4.14 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda yıllık yakıt kazancın bugünkü değer toplamları	92
Şekil 4.15 BSI 2 yerine BGGKE kurulması durumunda net güc+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların bugünkü değer toplamları.....	93
Şekil 4.16 BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güc+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların bugünkü değer toplamları.....	93
Şekil 4.17 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güc+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların $I_e=5$ kr/kW _e h için bugünkü değer toplamları.....	94

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Bilinen bazı gazların mükemmel-gaz özgül ısıları.....	14
Çizelge 3.1 Kömürün kütleli bileşimleri	29
Çizelge 3.2 Yakıtın bileşenlerinin kütleli bileşimleri(külsüz ve nemsiz)	29
Çizelge 3.3 Baca gazlarının sıcaklığın fonksiyonu olarak mükemmel-gaz özgül ısıları	30
Çizelge 3.4 Türbin güç artışında kullanılacak bazı noktaların kütleli debi, entalpi, sıcaklık ve basınç değerleri	30
Çizelge 3.5 9.68-0.87 tip ısı değiştiricisinin geometrik ölçüleri	31
Çizelge 3.6 Baca gazının molar yüzdeleri	36
Çizelge 3.7 Baca gazının sıcaklığa bağlı c_{p_ort} değerleri	37
Çizelge 3.8 BSI 2 yerine BGGKE kullanılması durumunda türbin gücündeki artış.....	39
Çizelge 3.9 BSI 3 yerine BGGKE kullanılması durumunda türbin gücündeki artış.....	40
Çizelge 3.10 Baca gazı, BSI 2 ve BSI 3'ün fiziksel özellikleri.....	41
Çizelge 3.11 BSI 2 için toplam ısı taşınım katsayısı ve alan değerleri.....	46
Çizelge 3.12 BSI 3 için toplam ısı taşınım katsayısı ve alan değerleri.....	47
Çizelge 3.13 BSI 2 için basınç düşüşü hesabı.....	48
Çizelge 3.14 BSI 3 için basınç düşüşü hesabı.....	49
Çizelge 3.15 BSI 2 için artan fan gücü değerleri	50
Çizelge 3.16 BSI 3 için artan fan gücü değerleri	51
Çizelge 3.17 BSI 2 için kondens pompası güç artışı değerleri	53
Çizelge 3.18 BSI 3 için kondens pompası güç artışı değerleri	54
Çizelge 3.19 42,7°C için basınç ve entalpi değerleri.....	55
Çizelge 3.20 Kondensere giren soğutma suyunun sıcaklık ve basıncının bulunması...	56
Çizelge 3.21 BSI 2 için ek soğutma suyu pompası güçleri	57
Çizelge 3.22 BSI 3 için ek soğutma suyu pompası güçleri	58
Çizelge 3.23 BSI 2 için net güç artış değerleri	60
Çizelge 3.24 BSI 3 için net güç artış değerleri	61
Çizelge 3.25 BSI 2 için yeni verim değerleri	62
Çizelge 3.26 BSI 3 için yeni verim değerleri	63
Çizelge 3.27 BSI 2 için özgül yakıt sarfiyatı azalması değerleri.....	64
Çizelge 3.28 BSI 3 için özgül yakıt sarfiyatı azalması değerleri.....	65
Çizelge 3.29 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^\circ\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri.....	67
Çizelge 3.30 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^\circ\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı	68
Çizelge 3.31 BSI 2 için değişik baca gazı sıcaklıklarındaki yıllık yakıt kazancı değerleri	69

Çizelge 3.32	BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri.....	70
Çizelge 3.33	BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı	72
Çizelge 3.34	BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için toplam net kazançların bugünkü değerler toplamı.....	72
Çizelge 3.35	BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri.....	73
Çizelge 3.36	BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı	74
Çizelge 3.37	BSI 3 için değişik baca gazı sıcaklıklarındaki yıllık yakıt kazancı değerleri	75
Çizelge 3.38	BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri.....	76
Çizelge 3.39	BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı	77
Çizelge 3.40	BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için toplam net kazançların bugünkü değerler toplamı.....	78

**LİNYİT YAKITLI TERMİK SANTRALLARDA ATILAN ENERJİLERİN
DEĞERLENDİRİLMESİ ve ISLAK BACA UYGULAMASININ İNCELENMESİ**

Taner Can US

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Bu tez çalışmasında, termik santrallerden atılan enerjilerin geri kazanılarak değerlendirilmesinde kullanılabilecek bir yöntemin, teknik ve ekonomik analizi amaçlanmıştır. Bu amaçla gerekli olan hesaplama yöntemi oluşturularak Türkiye'deki bir linyit yakıtlı santralde uygulanması incelenmiştir. Bu santralin normal çalışma şartlarındaki kayıplarından olan baca gazından, ısı geri kazanılması amaçlanmıştır. Bunun için tasarlanan ısı geri kazanım eşanjörü sayesinde besleme suyunu ısıtmak için türbinden çekilen buhar debisi azaltılmıştır. Debideki artış sayesinde türbinden üretilen net güç ve santralin genel termik verimi artmıştır. Termik verimin artışına bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatı miktarı azalmıştır.

Yapılması öngörülen sistemden dolayı ek bir eşanjör maliyeti, baca gazı basıncında düşüş, kondens besleme suyu pompasında debi artışı ve soğutma suyu pompasında debi artışı beklenmektedir. Bu değerlerin hepsi yeni sistemin oluşturduğu maliyet giderleridir. Baca gazı basıncını artırmak için ek fan gücü, kondens pompasındaki artan debiyi basmak için ek pompa gücü ve soğutma suyu pompasındaki ek pompa gücü değerleri hesaplanmıştır.

Hesaplanan tüm değerlere bağlı olarak maliyet analizi ile eşanjör maliyeti ve diğer ek maliyetler için bir sınır değeri belirlenmiştir. Bu değerlerin ekonomik parametreler olan iskonto ve eskalasyon oranları için duyarlılık analizleri yapılmıştır.

Baca gazından elde edilebilecek geri kazanım değerinin faydalı olabileceği maliyet durumlarının olduğu görölmüştür. Sonuçlar bu maliyet durumlarının termodinamik şartlara ve sistemin bulunduğu şartlara bağlı olarak değiştiiğini göstermektedir. Türbinden çekilen buharın termodinamik şartlarına bağlı olarak, en ekonomik baca gazı çıkış sıcaklığının değişiklik gösterdiği belirlenmiştir. Tahmin edilebileceği gibi çekilen ara buharın termodinamik değerleri ne kadar iyi ise sistemden elde edilen kâr da o kadar fazla olur.

Anahtar Kelimeler: Islak Baca, Baca Gazından Isı Geri Kazanımı, Enerji Verimliliği

**EVALUATION OF ENERGY DISCARDED BY THERMAL PLANTS WORKING
WITH LIGNITE AND EXAMINATION OF IMPLEMENTATION OF WET STACK**

Taner Can US

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

The main goal of this thesis is to analyze the suitable method, seeking to recycle and reutilize of energy discarded out of thermal plants, in terms of economic and technical. To this end, an essential calculation method formed can be applied to a lignite fuel plant in Turkey in order to examine of the implementation of method. So that, by dint of heat recovery exchanger, steam flow rate withdrawn from turbine was decreased for heating up the feedwater. Due to the increment of steam flow rate, net power (effective capacity) produced from turbine and fertility of thermal efficiency in plant improved. Depending upon the improvement of the fertility of thermal efficiency, specific propellant consumption went down.

An incremental exchange cost, drop of flue gas pressure, increase of flow rate in condensate feedwater pump and increase of flow rate in cooling water pump is being expected owing to the system estimated to be set up. These rates all indicate to the provision for cost expenses generated by the new system. In order to increase the flue gas pressure, additional ventilator power was calculated, to hamper the increase of flow rate in condensate pump and additional power in cooling water pump were calculated as well. In terms of all these calculations, limit value was qualified for cost analysis together with exchange cost and estimated supplementary cost. For all those calculations have sensitive analysis performed in response to abatement and escalation rates as economic parameters.

Recovery value stem from flue gas was seen beneficial in order to benefit and cost analysis. The changes of Outcomes in costs are indicated according to thermodynamic circumstances and system itself. In accordance with thermodynamic circumstances of steam taken from the turbine, the most economical flue gas outlet temperature was determined to vary. As might be expected, the more thermodynamic values of taken steam bleed are decent, the more the profit acquired from the system is promising.

Keywords: Wet Stack, Heat Recovery from Flue Gas, Energy Efficiency

1.1 Literatür Özeti

Gang Xu, Shengwei Huang, Yongping Yang, Ying Wu, Kai Zhang ve Cheng Xu kazan atık baca gazından yararlanarak ısı geri kazanımı sağlamayı incelemişlerdir. Bu konuda tekno-ekonomik analiz ve optimizasyon yapmışlardır. İncelenen kömür yakıtlı santralde eksoz gazı sıcaklığının 120-150°C veya daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Baca gazından çıkan bu sıcak eksoz gazının toplam giren yakıtın verdiği enerjinin %3-8'ine denk geldiği belirtilmiştir. Bu nedenle bu atık baca gazının enerjisinin kullanılması düşünülmüştür. Bu amaçla 1000 MW'lık santral için atık baca gazının kullanılmasıyla oluşan net iş artışı ve kömür tüketiminin azalması hesaplanmıştır. Buna ek olarak ise, ısı değiştiricisi alanını ve basınç düşüşünden kaynaklanan ekstra fan gücü değerlerini hesaplanmışlardır. Sonuç olarak ise bu değerlere bağlı olarak tekno-ekonomik analiz yapmışlardır. [1]

Makalede Çin'deki toplam CO₂ salınımının yaklaşık %40'ının kömür yakıtlı santralden oluştuğu belirtilmiştir. Bu nedenle kömür yakıtlı santrallerde yapılacak herhangi bir iyileştirmenin Çin'deki enerji güvenliğini artıracak ve küresel ısınmaya yol açan gazların salınımının azaltılabileceği vurgulanmıştır. Onlar araştırma yapmak için santralde dört durum belirlemişlerdir. Ve en iyi etkiyi gösteren ısı değiştiricisinin, en yüksek basınçtan çekilen ısı değiştiricisi yerine kurulan yeni ısı değiştiricisinden elde edilebileceğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca hesaplamalarında baca gazının inebileceği en düşük sıcaklık değeri 90°C belirlemişler. Bunun nedeni bu sıcaklığın daha aşağısında bacada sülfürik asitten kaynaklanan aşınmaların olabileceği tehlikesidir. [1]

Chaojun Wang, Boshu He, Shaoyang Sun, Ying Wu, Na Yan, Linbo Yan ve Xiaohui Pei yaptıkları araştırmada 600 MW'lık bir santralde eksoz baca gazında ısı geri kazanımı sağlamak için düşük basınçlı bir ekonamazyer uygulaması tasarlamışlardır. Makalede araştırmacılar baca gazı kükürt gidericisine(FGD) girmeden önce, baca gazından ısı geri kazanımı yapmayı amaçlanmıştır. Beklentileri bir önceki makaleye benzer şekilde türbinden çekilen buharı türbine geri beslemek ve böylece net iş değerinde bir artış sağlamaktır. Makalede bu uygulamaya "ıslak baca" adı verilmektedir. Üç durum için enerji artışı, su geri kazanımı ve CO₂ emisyonu değerleri azalımı hesaplanmaya çalışılmıştır. Kare kanatlı serpantin borulu ve toplam ısı transfer katsayısı 37 W/m²K olan ısı değiştiricisi seçilmiştir. Bu ısı değiştiricisi için basınç kaybı 781 Pa bulunmuştur. Analizler sonucunda bu ıslak baca yöntemi fizibilite yönünden uygulanabilir bulunmuştur. Analiz sonuçları tam yük altında yapılmıştır. Geri kazanılan kömür eşdeğeri 2-4 g/kWh ve kurtarılan su değeri 25-35 t/h olarak bulunmuştur. Beklenildiği gibi CO₂ emisyon değerinin de azaldığı gözlemlenmiştir. [2]

B. Hebenstreit, R. Schnetzinger, R. Ohnmacht, E. Höftberger, J. Lundgren, W. Haslinger ve A. Toffolo biyokütle yakıt kullanan kazanlardaki atık baca gazından ısı pompası yardımıyla geri kazanım yapmayı araştırmışlar. Kazandan çıkan baca gazının entalpisinden yararlanarak bir ısı pompası vasıtasıyla yararlanmayı düşünmüşlerdir. Bu fikir etrafında bir model oluşturmuşlardır ve bu model üzerinde kütle ve enerji denkliklerini belirtmişlerdir. Bu model üzerindeki ısı pompasının işletme maliyetine, enerji verimine ve sera gazları emisyonuna etkisini araştırmışlardır. Bunun için dört adet biyokütle kullanan kazan seçilmiştir. Güçleri 10kW, 100kW, 1MW ve 10MW'dır. Bu modellere bağlı olarak işletme maliyetinin %2-13 arasında azaldığı, enerji veriminin %3-21 arasında arttığı görülmüştür. CO₂ emisyon değerleri ise 15.3–27.9 kg MWh⁻¹ arasında ölçülmüştür. [3]

Gang Xu, Cheng Xu, Yongping Yang, Yaxiong Fang, Yuanyuan Li ve Xiaona Song kömür yakıtlı ultra-süperkritik güç santrali için baca gazından atılan ısının geri kazanımını incelemişlerdir. Bunun için kullanılan genel yöntemin elektrostatik ayrıştırıcıdan(ESP) sonra kurulan düşük sıcaklık ekonamazyer olduğunu belirtmişlerdir. Bu yöntemle türbinden çekilen buhar miktarının azalacağını ve dolayısıyla net işin artacağını öngörmüşlerdir. Kullandıkları yöntem sayesinde ek güç artışını 9MW_e olarak

bulmuşlardır. Ayrıca önerdikleri yöntem ile yıllık 2,6 milyon dolarlık bir kazanç sağlayabileceklerini vurgulamışlardır. Son olarak ise ekserji yıkımı değerinin 34,1 MW_{th}'den 28,5 MW_{th}'ye düştüğünü belirtmişlerdir. [4]

Naijun Zhou, Xiaoyuan Wang, Zhuo Chen ve Zhiqi Wang düşük sıcaklıklı baca gazından ısı geri kazanımı için organik Rankine çevrimli bir sistem üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu sistemde iş akışkanı olarak R123 ve ısı değiştiricisi olarak kanatlı borulu tip seçilmiştir. LPG yakılarak üretilen düşük sıcaklıklı baca gazı sıcaklık 90-220°C sıcaklıkları arasında ayarlanmıştır. Evaporasyon basıncının, düşük sıcaklıklı bu baca gazının sıcaklığının ve aşırı ısıtma derecesinin çıkış performansına etkisi araştırılmıştır. Isı kaynağının (baca gazının) sıcaklığının belirli bir değerde sabit kalması durumunda evaporasyon basıncının artmasıyla birlikte ısı geri kazanım sisteminin veriminin düştüğü gözlemlenmiştir. Bu esnada sonuçlar çevrim veriminin, çıkış gücünün ve ekserji veriminin arttığını göstermiştir. İş akışkanının aşırı ısınma derecesinin sistem çıkış performansına etkisinin az olduğu belirtilmiştir. [5]

Literatür araştırmaları sonuçları baca gazından ısı geri kazanımı araştırmalarının az sayıda olduğunu göstermektedir. Bu nedenle baca gazından ısı geri kazanımı (ıslak baca uygulaması) alanında büyük bir araştırma ve geliştirme olanağı vardır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez linyit yakıtlı bir termik santralde enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla yapılmıştır. Santrallerde enerji geri kazanımı sağlamak için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bunlara baca gazından enerji geri kazanımı, besleme suyunun ön ısıtılmasıyla enerji geri kazanımı, ara kızdırma ile enerji geri kazanımı, santralde yakılan kömürün neminin alınması ile enerji geri kazanımı gibi çok sayıda örnek verilebilir. Bu geri kazanım yöntemlerinden besleme suyu ön ısıtılması ve ara kızdırma yöntemleri günümüzde hemen hemen bütün santrallerde bulunmaktadır. Ancak bu tezin amacı olan, baca gazından ısı geri kazanımı henüz tam anlamıyla tüm santrallerde uygulanmamaktadır.

Bu çalışmada, atık baca gazı kullanılarak bir eşanjör vasıtasıyla kondens suyunun ısıtılması amaçlanmıştır. Bu yöntem literatürde ıslak baca uygulaması da denilmektedir. Bu yöntem ile kondens suyunu ısıtmak için türbinden çekilen ara buhar

miktarı azalacak ve azalmaya bağılı olarak kazanılan buhar türbinden geçerek net işi artıracaktır. Bu artış verimde bir yükselme meydana getirecektir. Bu verim artışına bağılı olarak yakılan yakıt miktarı da azalacaktır ve sistemimize ek bir kazanç sağlayacaktır. Bu artışların yanında ek bir eşanjör maliyeti oluşacaktır. Ayrıca atık baca gazının eşanjörde kullanılmasından dolayı baca gazının basıncı düşecektir. Bu basınç düşümünü telafi etmek için fan daha çok güç harcamak durumunda kalacaktır. Bu iki maliyet giderine göre çok küçük kalacak ek bir kondens suyu besleme pompası ve soğutma suyu besleme pompası maliyetleri de oluşacaktır. Bu pompa maliyetlerinin oluşmasının sebebi türbine geri beslenen buhar debisindeki artıştır. Islak baca uygulaması olmayan durumda kondens suyunu ısıtmak için türbinden çekilen buhar, bu sistemin uygulanmasıyla türbine geri beslenmektedir. Bu da alçak basınç türbininden çıkan toplam debi değerini artıracaktır. Dolayısıyla bu ek pompa güçleri ortaya çıkacaktır.

Bu çalışmada, bir üst paragrafta anlatılan bütün değerlerin bulunması ve bunların sonucunda bütün sistemin verim, net iş değerlerinin nasıl değiştiğinin bulunması amaçlanmıştır. Son olarak ise bu kâr ve gider değerlerine bağılı olarak, maliyet ve duyarlılık analizi yapılarak bu sistemin uygulanabilirliği araştırılmıştır.

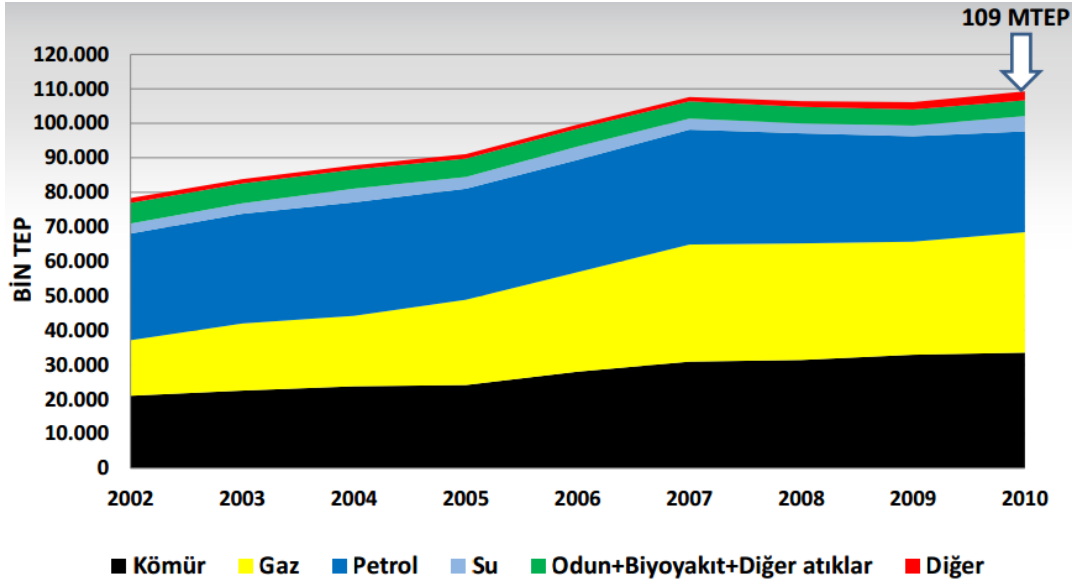
Küresel ısınma ve buna bağılı olarak iklim değişikliği bugün küresel ölçekte karşılaşılan en büyük sorunlardan birisidir. Bu sorun dünyamızda özellikle 1980'li yıllardan sonra gündeme gelmiştir. Bu konuda Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi(1992) ve Kyoto Protokolü(1997) imzalanmıştır. Bu anlaşmalarla sera gazı salınımlarını azaltmak için yasal zorunluluklar getirilmiştir. Bu konuda dünya çapında yenilenebilir enerjiyi destekleme politikaları yapılmıştır. Bundan daha önemli olan bir konuda kullanılan enerjinin daha verimli üretilmesidir.

Enerji geri kazanımına iki açıdan bakabiliriz. Birincisi sera gazı emisyonlarını azaltmak, ikincisi ise var olan kaynakların en etkili şekilde kullanılmasıdır. Çünkü kömür, doğalgaz, petrol, motorin gibi yenilenebilir olmayan bütün enerji kaynakları sınırlıdır. Ve günümüz teknolojisinde bunlar olmadan tüm dünyaya yetebilecek elektrik enerjisi üretebilmemiz söz konusu değildir. Bu nedenle bu kaynakların en verimli şekilde kullanılması şarttır.

Ülkemizdeki kömür rezervlerine bakacak olursak kalitesiz kömür yataklarına sahip olduğumuzu görebiliriz. Dünyadaki kömür rezervlerinin dağılımına baktığımızda sırasıyla en büyük rezervlerin ABD’de sonra Rusya ve üçüncü sırada Çin’de olduğunu görebiliriz. Bizim kömür rezervlerimiz ise onlarınkinin yanında çok azdır ve var olan kömürlerimizin de kalorifik değerleri çok düşüktür. Ülkemizdeki toplam linyit rezervi dünyadaki %1,6’sıdır. Ancak linyit ısı değeri düşük, kül ve nem miktarı fazla olan bir yakıttır. Alt ısı değerleri düşük olduğu için ülkemizde elektrik üretim santrallerinde kullanımı oldukça yaygındır. Bunun yanında ise alt ısı değeri daha yüksek olan taş kömürü ise ülkemizde daha azdır. Ülkemizdeki linyit rezervinin %46 gibi bir miktarı Afşin-Elbistan havzasında bulunmaktadır. Taş kömürü açısından bakacak olursak ise en büyük rezervimiz Zonguldak bölgesindedir. Buradaki toplam taş kömürü rezervimiz 1,332 milyar tondur, ancak bunun görünür rezervi ise 519 milyon ton civarındadır.[6]

Ülkemizdeki linyit rezervlerimizin alt ısı değerleri 1000-5000kcal/kg arasında değişmektedir. Bu rezervlerin %68 ise 1000-2000kcal/kg arasında, %23,5’i 2000-3000kcal/kg arasında, %5,1’i 3000-4000 kcal/kg arasında, %3,4’ü ise 4000-5000 kcal/kg arasında bulunmaktadır. Yani görünen o ki; linyit rezervlerimizin çoğunluğu düşük kalori değerlerine sahiptir. Bu nedenle linyit yakıtlı santrallerdeki enerji geri kazanımı ve verimliliği çok önemlidir.

Türkiye birincil enerji talebinin yıllara göre değişimi Şekil 1.1’de görülmektedir. Bu grafikte 2010 yılının sonu için birincil enerji talebinin %31’i kömürden, %32’si doğalgazdan, %27’si petrolden, %4’ü sudan ve geri kalanı diğer kaynaklardan sağlanmaktadır. Bu değerler bütün sektörlerdeki birincil enerji talebini ifade etmektedir. Burada ulaştırma, tarım, elektrik üretimi, meskenlerde kullanılan bütün yakıt türleri söz konusudur.



Şekil 1.1 Türkiye’de birincil enerji talebinin yıllara göre değişimi [6]

Bunun yanında ise 2013 yılı Ağustos ayı verilerine göre elektrik enerjisi üretiminde kaynaklara göre dağılımı Şekil 1.2’de gösterilmiştir. Bu tabloya bakıldığında en büyük payın %44 ile doğalgazda olduğu görülmektedir. Bu çalışmanın içeriği olan linyit yakıtların Türkiye toplam elektrik enerjisi üretiminde payının %11 olduğu görülmektedir. Bu azımsanacak bir rakam değildir. Ayrıca bu tez ile araştırılacak olan ıslak baca uygulaması bütün termik yakıtlı santralleri de kapsayabilmektedir. Dolayısıyla bu uygulama ülkemiz açısından çok önemli bir değer teşkil etmektedir. [6]



Şekil 1.2 Türkiye’de 2013 yılı ağustos ayı verilerine göre elektrik enerjisi üretiminde kaynakların dağılımı

Tüm bu sebeplerden dolayı termik santrallerde verimi az da olsa artırabilecek bir geri kazanım sistemi çok büyük önem arz etmektedir. Mutlaka bunun gibi geri kazanım sistemlerinin araştırılması ve geliştirilmesi sağlanmalıdır. Çünkü enerji üretiminde ne kadar tasarruf sağlarsak, elektrik üretim maliyetini o kadar düşürebiliriz. Her zaman için en ucuz enerji tasarruf edilen enerjidir.

1.3 Hipotez

Tasarımı yapılan santral için baca gazından önemli ölçüde kayıp olduğu düşünülmektedir. Bu kaybın sisteme kazandırılması için tasarlanan baca gazı ısı geri kazanımı eşanjörü ile belirli bir miktarda enerji geri kazanılacağı öngörülmektedir.

Bu çalışma ile kazanılan enerjinin bulunması için teorik hesaplamalar yapılmıştır. Türbin net gücündeki artış ve özgül yakıt sarfiyatındaki azalma değerleri bulunmaya çalışılmıştır. Bunun yanında ek fan gücü, ek kondens pompası gücü ve ek soğutma suyu pompası gücü hesaplanmaya çalışılmıştır. Sonuçta net kâra bağlı olarak maliyet ve duyarlılık analizi yapılmaya ve sonuçları irdelenmeye çalışılmıştır.

HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Bu ana başlık altında çalışmada kullanılacak model ve hesaplama yöntemleri tanıtılacaktır. Modelin tanıtılması için şekillerden yararlanılacaktır. Kullanılan bütün hesaplama yöntemleri bölümler halinde teker teker açıklanacaktır.

2.1 Modelin Tanıtılması

Bu bölümde hesaplamaların yapılacağı modeller açıklanacaktır. Bunun için var olan sistemin şematik çiziminden ve bunun yerine tasarlanacak yeni sistemlerin şematik çizimlerinden yararlanılacaktır.

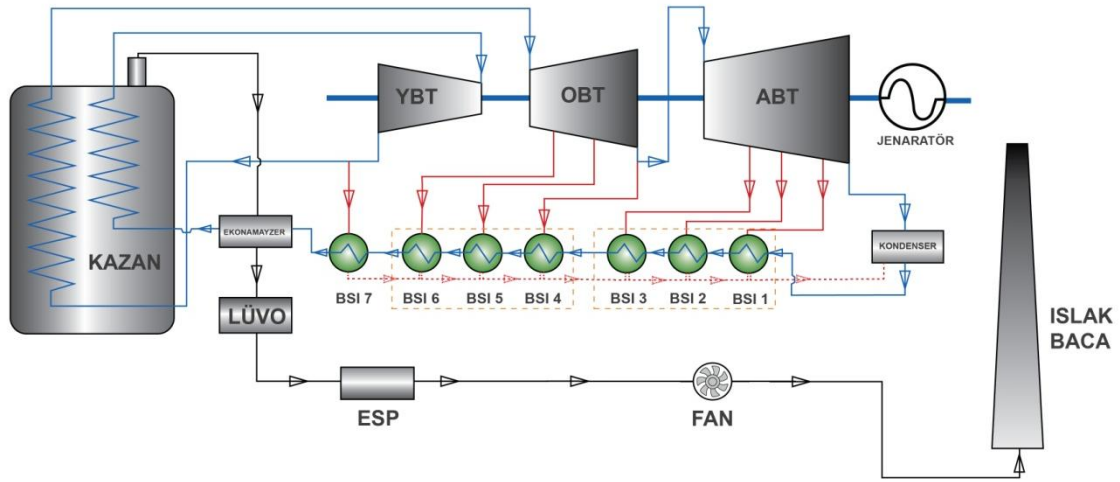
Baca gazından ısı geri kazanımı yapmak için tasarladığımız santralin net iş değeri 160 MW ve ısı oranı ise 7976,3 kJ/kWh seçilmiştir. Sistem ana hatlarıyla üç adet türbinden oluşmaktadır. Bunlar yüksek, orta ve alçak basınç türbinleridir. Buna ek olarak sistemimizde besleme suyu ısıtıcısı görevi yapan yedi adet ısı değiştiricisi vardır. Ayrıca kazana giren havanın ısıtılması için bir de hava ön ısıtıcısı bulunmaktadır.(Şekil 2.1)

Sistemin çalışmasını kısa bir şekilde açıklamak istersek şunları söyleyebiliriz. İlk olarak kazanda kızgın buhar fazına kadar kızdırılan buhar, yüksek basınç türbinine aktarılır. Burada güç üretilir ve yüksek basınç türbini çıkışında buharın büyük bir kısmı ara kızdırma için tekrar kazana beslenir. Geri kalan daha küçük bir kısmı ise besleme suyu ısıtıcısı 7'ye gönderilir. Daha sonra ara kızdırmadan gelen kızgın buhar sırasıyla orta basınç ve alçak basınç türbininden geçirilerek kondensere ulaşır. Bu esnada orta basınç ve alçak basınç türbinlerinin her birinden üçer adet ara buhar çekme işlemi yapılarak besleme suyunun ısıtılması amaçlanır. Besleme suyunun ısıtılmasının amacı santralin termik veriminin artırılması içindir. Şekil 2.1'de kondenserin soğutma suyu giriş kısmı

gösterilmemiştir. Bu kısım için sistemde bir soğutma kulesi vardır ve soğutma suyu burada soğutulur. Kondenserde soğutma kulesinden gelen akışkan çevrimden gelen su-buhar karışımı ile karışır. Modeldeki kondenser karışım tipi bir kondenserdir. Bu sayede su-buhar karışımı sıvı faza getirilir ve pompa vasıtasıyla basılır. Daha sonra buradan çıkan su besleme suyu ısıtıcılarından ve son olarak da ekonamayzerden geçirilerek kazana geri beslenir. Bu sayede çevrim tamamlanır. Sistemin ikinci kısmı olan baca gazını inceleyecek olursak, bu baca gazının ilk önce besleme suyunun ısıtılması için kullanılan ekonamayzerden geçtiği görülür. Daha sonra ise bu baca gazı, besleme havasının ısıtılmasında kullanılır. Bu kısımdan sonra ise baca gazı elektrostatik filtreden geçirilir ve basıncının bacadan çıkabilecek duruma getirilmesi için fandan geçirilir. Burada gerekli basınç değerinin sağlanması için fana ekstra güç verilir. Bu kısımdan sonra ise baca gazı bacaya verilir ve gazın bacadan çıkışı sağlanır.

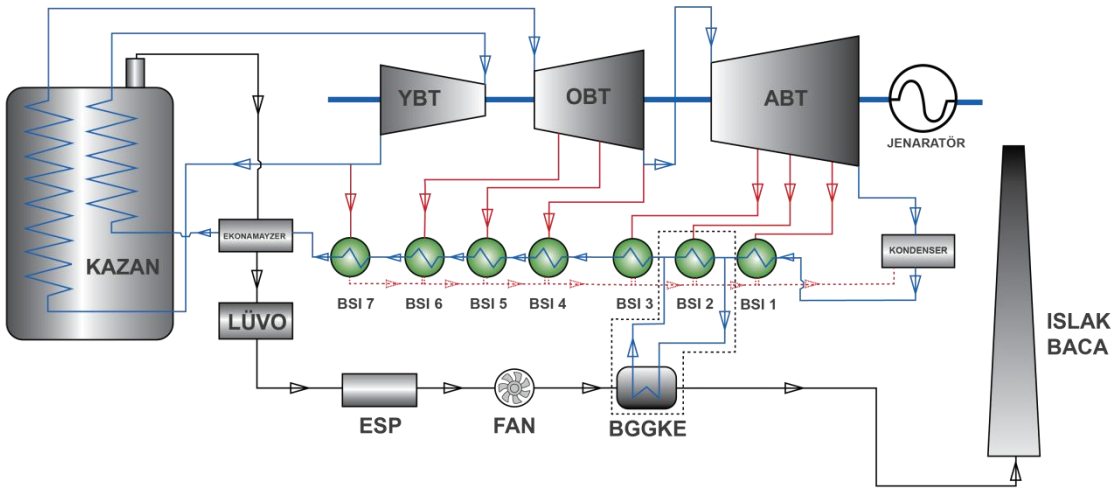
Sistemin şu anki durumunda BGGKE olarak gösterilen baca gazı geri kazanım eşanjörü bulunmamaktadır. Bunun eksikliği sistem için bir enerji kaybıdır. Çünkü çalışmadaki model için çıkan baca gazının sıcaklığı yaklaşık 136°C'dir. Burada geri kazanılarak sistemde kullanılabilir bir enerji potansiyeli bulunmaktadır. Bu enerjiyi geri kazanmak için sistemimizde 2 ve 3 numaralı besleme suyu ısıtıcıları seçilmiştir. Bu seçimde geri kazanılacak enerjinin sıcaklığı ile besleme suyunun sıcaklığı dikkate alınmıştır. Sırasıyla bu ısıtıcılar yerine baca gazı ısı geri kazanım eşanjörü kullanılmasıyla kazanılacak enerji değerleri hesaplanacaktır. Özetle sistemde BSI 2 yerine BGGKE kullanılması durumu ve BSI 3 yerine BGGKE kullanılması durumunda enerji kazançları hesaplanacaktır. Bu enerji artışlarının yanında sistemde ek giderler de oluşacaktır. Bunlar çalışmanın giriş kısmında da tanıtılmış olup ekstra baca fan gücü, eşanjör maliyeti ve diğer ek maliyetlerdir. Bunlara bağlı olarak yapılan hesaplama yöntemleri ve sonuçları daha sonraki bölümlerde açıklanmıştır.

Şekil 2.1'de 160MW linyit yakıtlı elektrik üretim santral modelinin şematik resmi görülmektedir. Burada LÜVO hava ön ısıtıcısı, BSI besleme suyu ısıtıcısı ve BGGKE baca gazı ısı geri kazanım eşanjörüdür. YBT, OBT ve ABT sırasıyla yüksek, orta ve alçak basınç türbinleridir.



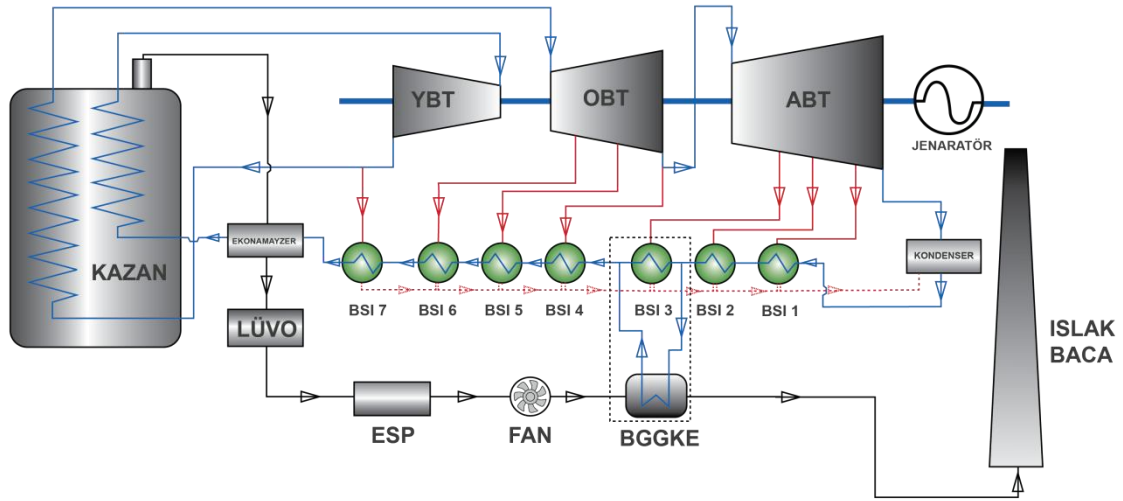
Şekil 2.1 160 MW linyit yakıtlı elektrik üretim santral modeli

Şekil 2.2’de BSI 2 yerine kurulan baca gazı ısı geri kazanım ısı eşanjörü(BGGKE) görülmektedir. Bu kısımda bu model için BGGKE 1 sistem modeli adı kullanılmıştır. Bu BGGKE sayesinde türbinden BSI 2 için çekilen ara buhar debi değeri azalacaktır. Bu azalan debi değeri türbine beslenen debiyi artıracaktır ve dolayısıyla santralde üretilen net güç değeri artacaktır.



Şekil 2.2 BGGKE 1 sistemi modeli

Şekil 2.3’de ise BSI 3 yerine kurulan baca gazı ısı geri kazanım eşanjörü görülmektedir. Bu kısımda bu model için BGGKE 2 sistem modeli adı kullanılmıştır. Bu tasarım Şekil 2.2’deki tasarım ile aynıdır. Ancak bu kısım için çekilen ara buharın termodinamik şartları BSI 2 için çekilen ara buhardan daha iyidir. Bu nedenle bu kısımda yapılacak sistemden daha fazla fayda sağlanacağı öngörülmektedir.



Şekil 2.3 BGGKE 2 sistemi modeli

Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'deki modeller üzerindeki hipotezimiz ise yeni yapılan baca gazı geri kazanım eşanjörü ile enerji verimliliğin artacağı yönündedir. Bu yeni sistemle birlikte türbinden çekilen buhar miktarı azalacak ve termik verim değeri artacaktır. Bu sayede yakıt alt ısı değeri sabitken verim arttığı için özgül yakıt sarfiyatı değerimiz de azalacaktır. Yani hem net işten hem de yakılan yakıt miktarının azalmasından kaynaklanan bir kazancımız olacaktır. Maliyetler açısından ise, ilk olarak karşımıza kurulacak olan yeni eşanjörün maliyeti çıkar. Bundan sonra ise yeni kurulan eşanjörde basınç azalacağından, buraya gelen baca gazının basıncının artırılması için ek bir fan gücü maliyeti karşımıza çıkar. Bu iki maliyetin yanında daha küçük olan kondens suyu besleme pompası maliyeti ve soğutma suyu pompası maliyeti karşımıza çıkar. Bunlar nedeni ise normale göre daha fazla akışkanın kondensere girmesi ve buranın çıkışında sisteme basılmasıdır. Bu iki pompa maliyetlerinin diğer maliyetlere nazaran daha küçük olması beklenmektedir.

2.2 Kullanılan Yöntem ve Hesaplamaların Tanıtılması

Bu kısımda kullanılacak yöntem ve bu yöntem için gerekli hesaplamalar tanıtılacaktır. Bu hesaplamalar her bir alt başlığın altında daha detaylı bir şekilde anlatılacaktır. Bu hesaplamaların tanıtılması bölümü değer göstermek yerine hesaplanış yöntemlerini göstermektedir. Hesaplamaların sonuçları Bölüm 3'de gösterilecektir.

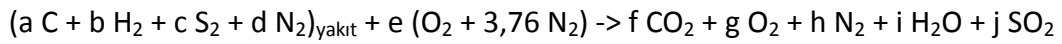
Kullanılacak yöntem olarak baca gazından ısı geri kazanım yöntemi seçilmiştir. Bu yöntemde sisteme baca gazından ısı geri kazanımı sağlamak için bir BGGKE seçilmesi gerekmektedir. Bu yöntemlerin modeller halinde şematik olarak gösterimleri Şekil 2.2 ve Şekil 2.3’de mevcuttur.

Bu yöntem için kullanılacak eşanjörün(BGGKE) ilk olarak BSI 2 yerine koyulduğu öngörülüp hesaplamalar yapılacaktır. Başka bir deyişle var olan sistemdeki BSI 2 nolu eşanjör yerine BGGKE koyulacağı öngörülerek hesaplamalar yapılacaktır. İlk durumdaki sistem için elimizde, linyitin kütleli içeriği bulunmaktadır ve çıkıştaki O₂’nin molar yüzdesi değerleri bilinmektedir. Bu değerlere bağlı olarak baca gazının sabit basınçtaki entalpisi bulunacaktır. Buradan hareketle BGGKE sistemi sayesinde elde edilebilecek net güç artışı hesaplanacaktır. Daha sonraki kısımda ise BGGKE için gerekli olan toplam alan değeri bulunacak ve buradan hareketle ekstra fan gücü değeri bulunacaktır. Daha sonraki kısımda ise net güç değerini bulurken hesaplanmış olan türbine geri beslenen buhar miktarından kaynaklanan, ekstra kondens suyu besleme pompası için güç artışı değeri bulunacaktır. Bu çalışmada artan çürük buhar debisi ile kondenser basıncının yükselmemesi için soğutma suyunun debisinin artırılması öngörülmüştür. Bu nedenle türbinden geçen debiye bağlı olarak soğutma kulesinden geçen debi değeri artacaktır. Bu artan debi değerine bağlı olarak soğutma suyu besleme pompasında da ek bir güç artışı olacaktır. Bu değer de, alttaki kısımlarda bulunacaktır. Son olarak ise türbin veriminin artışına bağlı olarak yakılan yakıt miktarı azalacaktır. Bu yakıt miktarının da bulunması gerekmektedir. Bütün bu değerler bulunduktan sonra sistem için maliyet analizi yapılacaktır. Ancak bu kısımda eşanjör fiyatını ve gerekecek ekstra maliyet değerlerini tam olarak bilemediğimiz için hesaplanan gelir ve giderlere bağlı olarak yıllara göre bugünkü değer toplamı ifadeleri bulunacaktır. Bu bugünkü değerlere bağlı olarak; eşanjör ve diğer maliyetlere göre kazanç sağlanacak bir referans ifadesi bulunacaktır. Eğer sistem için yapılacak eşanjör ve diğer maliyetler bu değerden az ise sistemimiz ekonomik olarak kazanç sağlayacaktır. Bu ifadelerin aynısı BSI 3 yerine BGGKE kullanılması için de hesaplanacaktır.(Şekil 2.3) Bütün bu hesaplamalar baca gazı çıkış sıcaklığının 90-132°C arasında üçer derece sıcaklık değişimi için yapılmıştır.

2.2.1 Yakıt İçeriğine Bağlı Olarak Baca Gazının c_p 'sinin Hesaplanması

Bu kısımda baca gazının sabit basınçtaki özgül ısısının hesaplanma yöntemi tanıtılacaktır. Bunun için yakıtın içeriğindeki bileşenlerden yararlanılarak kimyasal tepkime denklemi yazılacaktır ve buradaki bilinen değerlerden kimyasal tepkime çıkışındaki bileşenlerin molar miktarları bulunacaktır. Bu tepkimenin çıkanlar kısmındaki bileşenlerden yararlanılarak baca gazının özgül ısı değeri bulunacaktır.

Bu kısımdaki hesaplamaların yapılabilmesi için Yunus A. Çengel ve Michael A. Boles'in Termodinamik kitabından yararlanılmıştır. Yakıtın kimyasal içerikleri daha sonraki kabuller bölümünde ifade edilmiştir. Yakıtımıza bağlı olarak kimyasal tepkime ifadesini aşağıdaki gibi yazabiliriz.



Kimyasal tepkimedeki çıkanlar tarafındaki O_2 'nin molar yüzdesi bilinmektedir. (Bölüm 3.1) Ancak diğer çıkış gazlarının yüzdeleri bilinmemektedir. Yakıtın bileşimi için hesaplamalar aşağıdaki kısımlarda açıklanmaktadır. Bu bilinen değerlere göre denklemdeki a, b, c, d, e, f, g, h, i, j değerlerinin her biri bulunacaktır.

Kullanılan yakıt linyit olduğu için içeriğinde büyük bir miktar su(nem) bulunmaktadır. Buna göre yakıtın içeriğindeki nem miktarı 1kg için x ise geri kalan kısmı (1-x)'dir. Buradan yola çıkararak yakıt içeriğindeki bileşenlerin 1 kg yakıt için içeriği aşağıdaki gibi bulunabilir.

(1-x).%C $\rightarrow$ C'nin kütlesel miktarı (kg C/ kg_kmr)

(1-x).%H₂ $\rightarrow$ H₂'nin kütlesel miktarı (kg H₂/ kg_kmr)

(1-x).%S₂ $\rightarrow$ S₂'nin kütlesel miktarı (kg S₂/ kg_kmr)

(1-x).%N₂ $\rightarrow$ N₂'nin kütlesel miktarı (kg N₂/ kg_kmr)

Bu dört ifade ile 1 kg kömür içindeki her bir bileşenin kütlesel miktarı bulunur. Bu değerlerden molar değerlere geçmek için her bir terimi kendi molekül ağırlığına bölmek gerekir.

$\bar{C}$ $\rightarrow$ C'nin kütlesel miktarı/12 (kmol C/ kg_kmr)

$\bar{H}_2$ $\rightarrow$ H₂'nin kütlesel miktarı/2 (kmol H₂/ kg_kmr)

$\bar{S}_2 \rightarrow S_2$ 'nin kütleli miktarı/32 (kmol S_2 / kg_kömür)

$\bar{N}_2 \rightarrow N_2$ 'nin kütleli miktarı/28 (kmol N_2 / kg_kömür)

Bu değerlerinin dördünün toplamı, toplam molar bileşeni verir. Buradan her bir bileşenin molar yüzdesine geçmek istenirse; her bir bileşenin miktarını toplam molar bileşene bölünür ve bu sayede kimyasal tepkimedeki a, b, c ve d değerleri bulunabilir.

a $\rightarrow \bar{C} / (\bar{C} + \bar{H}_2 + \bar{S}_2 + \bar{N}_2)$ (molar %)

b $\rightarrow \bar{H}_2 / (\bar{C} + \bar{H}_2 + \bar{S}_2 + \bar{N}_2)$ (molar %)

c $\rightarrow \bar{S}_2 / (\bar{C} + \bar{H}_2 + \bar{S}_2 + \bar{N}_2)$ (molar %)

d $\rightarrow \bar{N}_2 / (\bar{C} + \bar{H}_2 + \bar{S}_2 + \bar{N}_2)$ (molar %)

Bu değerlere ek olarak g değeri de kabuller kısmında(Bölüm 3.1) belirtilmiştir. Bu bilinen değerlere göre kimyasal denge denkliği yazılırsa baca gazının molar bileşimi bulunur. Bu sayede f, h, i, j değerleri bulunur.

Baca gazının bütün bileşenlerinin molar bileşimi bilindiğine göre baca gazının c_p değeri bulunabilir. Bunun için yine Yunus A. Çengel ve Michael A. Boles'in Termodinamik kitabından yararlanılacaktır. Kitabın ilgili kısmında bazı gazların mükemmel-gaz özgül ısı değerlerini gösteren ampirik formüller vardır. Burada hesaplama yaparken $\bar{c}_p = a + b T + c T^2 + d T^3$ (T Kelvin ve $\bar{c}_p$ kJ/kmol K biriminde) formülü kullanılacaktır. [7]

Çizelge 2.1 Bilinen bazı gazların mükemmel-gaz özgül ısıları

	a	b	c	d
N_2	28,9	$-0,1571 \times 10^{-2}$	$0,8081 \times 10^{-5}$	$-2,873 \times 10^{-9}$
CO_2	22,26	$5,981 \times 10^{-2}$	$-3,5 \times 10^{-5}$	$7,469 \times 10^{-9}$
H_2O	32,24	$0,1923 \times 10^{-2}$	$1,055 \times 10^{-5}$	$-3,595 \times 10^{-9}$
H_2O	32,24	$0,1923 \times 10^{-2}$	$1,055 \times 10^{-5}$	$-3,595 \times 10^{-9}$
SO_2	25,78	$5,795 \times 10^{-2}$	$-3,812 \times 10^{-5}$	$8,612 \times 10^{-9}$

Çizelge 2.1'deki değerler belirtilen kaynaktaki sırasıyla verilmiştir. İhtiyaç duyulan bütün değerler Çizelge 2.1'de bulunmaktadır. Bu hesaplamalar her bir gaz için yapılacaktır. Ardından her bir gaz molekül ağırlıklarına bölünecek ve $c_{p,baca}$ (kJ/kgK)

değeri bulunacaktır. Bu adımdan sonra ise baca gazının $c_{p,baca}$ değeri her bir gazın molar yüzdesi ile çarpılıp toplanması sonucunda bulunacaktır. Bu $c_{p,baca}$ değerleri 90-132°C derece aralığında her bir üç derece artımı için teker teker bulunacaktır.

2.2.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanması

Bu kısımda ise BGGKE'nin kullanılmasıyla artacak olan türbin net güç değeri hesap yöntemi anlatılacaktır. Burada Bölüm 2.2.1'deki hesaplama yöntemi ile bulunan 90-132°C arasındaki c_p değerlerinden yararlanılacaktır. Baca gazının BGGKE'ye giriş sıcaklığı ve baca gazının debisi kabuller kısmında verilmiştir. Bu bilinen bilgilere göre 90-132°C aralığındaki her üçer derecelik artım için baca gazının verebileceği maksimum ısı miktarı aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{baca} = \dot{m}_{baca} \cdot c_{p,baca} \cdot (T_{baca_giriş} - T_{baca_çıkış}) \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'den her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için $\dot{Q}_{baca}$ değeri kW cinsinden hesaplanabilir. BGGKE'siz sistemde kondens suyuna ısı BSI 2 ya da BSI 3 nolu ısı değiştiricisinden verilmekteydi. BSI 2 yerine BGGKE koymak(BGGKE 1 modeli) ve aynı şekilde BSI 3 yerine BGGKE koymak(BGGKE 2 modeli) için ayrı ayrı hesap yapılacağından BGGKE'siz durumlarda bu iki ısı değiştiricisinden suya aktarılan ısıyı bulmak gerekir. Bu değer de BSI 2 ya da BSI 3'e giren buharın entalpisi, bu basınçtaki doyma sıcaklığındaki sıvı fazın entalpisi ve çekilen buharın debisi kullanılarak bulunur. Bunun yerine BSI 2 ya da BSI 3'e giren ve çıkan su entalpileri, c_{psu} değeri ve debi değeri kullanılarak da bulunabilir. Buradaki hesaplamalarda ilk yöntem kullanılacaktır.

$$\dot{Q}_{ihtiyaç} = \dot{m}_{çekilen_buhar} \cdot (h_{çekilen_buhar} - h_{f,çekilen_buhar_basınç}) \quad (2.2)$$

Denklem 2.2 sonucunda bulunan $\dot{Q}_{ihtiyaç}$ kW birimindedir. Sistemde suya aktarılan ısı($\dot{Q}_{ihtiyaç}$) ile baca gazından alınan ısı ($\dot{Q}_{baca}$) arasındaki farkın türbinden çekilen entalpi ve ısı değiştiricisinden çıkan entalpi farkına bölünmesi ile türbinden çekilen debi değeri bulunur. Bu ifadenin negatif işaretli çıkması demek, teorik olarak alınandan daha çok buharın türbine geri beslenebileceği demektir. Bu olay modeldeki çalışma şartları için olanaksızdır.

$$\dot{m}_{türbinden_çekilen_BGGKE} = \frac{\dot{Q}_{ihtiyaç} - \dot{Q}_{baca}}{h_{çekilen_buhar} - h_{f,çekilen_buhar_basınç}} \quad (2.3)$$

Sistemden gerçek durumda çekilen debi değerinden denklem 2.3’de bulunan debi(birimi kg/s) değerinin çıkarılmasıyla türbine geri gönderilen debi değeri bulunur. Bu debi değeri, türbinden çekilen kısımdaki entalpi ile alçak basınç türbinin çıkışındaki entalpi değerinin farkı ile çarpılırsa net iş değeri bulunur. Bu ifadeye türbin verimi ifadesinin de eklenmesi gerekir.

$$\Delta N_{\text{kazan } \zeta, \text{türbin}} = \eta_{\text{türbin}} \cdot \left(\dot{m}_{\text{çekilen buhar}} - \dot{m}_{\text{türbinden çekilen BGGKE}} \right) \cdot (h_{\text{çekilen buhar}} - h_{\text{abt_çıkış}}) \quad (2.4)$$

Denklem 2.4’de türbin işi kazancı değeri kW birimindedir. Burada anlatılan ifadeler 90-132°C aralığın her üçer derecelik artış için teker teker bulunmuştur.

2.2.3 Baca Gazı Geri Kazanım Eşanjörü İçin Gerekli Alanın ve Basınç Kaybının Hesaplanması

Bu kısımda yeni kurulan baca gazı ısı geri kazanım eşanjörü için gerekli alanın hesaplanma yöntemi ve buna bağlı olarak bulunan eşanjördeki basınç kaybının hesap yöntemleri açıklanacaktır.

Baca gazı ısı geri kazanım eşanjörü (BGGKE) için gerekli olan yüzey alanının hesaplanmasında Prof. Dr. Osman F. Genceli’nin ısı değiştiricileri kitabından yararlanılmıştır. Seçilecek olan ısı değiştiricisi bu kitabın ek kısmındaki 9.68-0.87 tipi kompakt ısı değiştiricisi olarak belirlenmiştir. Bu alanın hesaplanması için baca gazının istenilen her sıcaklık değeri için ρ , μ , k , Pr , ve c_p ’sinin bilmesi gerekir. Ancak bu değerler baca gazı için tam olarak belirlenemeyeceği (c_p hariç) için baca gazı mükemmel hava kabul edilmiş ve bilinmeyen değerlerin hesaplanması mükemmel havaya göre yapılmıştır. Bu yaklaşıma göre 90-132°C aralığındaki üçer artımlı her bir sıcaklık için bu değerler bulunmalıdır. Burada kullanılan ρ , μ , k ve Pr değerleri 136°C ile baca çıkış gazının sıcaklığının aritmetik ortalamasına göre belirlenmiştir. Bu değerler genellikle ara değer olacağından lineer interpolasyon yapılacaktır.

Gerekli olan hesaplamanın yapılması için ilk önce ısı değiştiricisinin kapasitesi belirlenmelidir. Bu daha önceki adımda $\dot{Q}_{\text{baca}}$ olarak her bir sıcaklık değeri için bulunmuştur. Seçilen 9.68-0.87 tip ısı değiştiricisi gerekli olan bütün veriler kabuller kısmında(Bölüm 3.1) belirtilmiştir. Bu bilinenlere göre hesaplamalar yapılabilir. İlk

olarak bir toplam ısı geçiş katsayısı değeri belirlenir. Daha sonra hata oranına göre değeri iterasyon ile düzeltililecektir ve bu hata oranının maksimum %5 olmasına izin verilecektir. Bu adımdan sonra düzeltme katsayısı F'in bulunması için gerekli olan P ve R değeri hesaplanacaktır. [8]

$$P = \frac{T_{ks_çıkış} - T_{ks_giriş}}{T_{Baca_giriş} - T_{ks_giriş}} \quad (2.5)$$

$$R = \frac{T_{Baca_giriş} - T_{Baca_çıkış}}{T_{ks_çıkış} - T_{ks_giriş}} \quad (2.6)$$

(ks: kondens suyu)

Denklem 2.5 ve denklem 2.6 ile baca gazının değışik çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak P ve R değeri bulunur. Bu ifadelere bağlı olarak da Frank P. Incropera ve David P. DeWitt'in Isı ve kütle geçişinin temelleri kitabındaki ilgili yerden F düzeltme katsayısı değeri okunur. [9]

Bu hesaplamadan sonra ise çapraz akışlı ısı değıştiricisi için logaritmik sıcaklık farkı ifadesi bulunur.(Denklem 2.7)

$$(\Delta T_m)_{ters} = \frac{(T_{Baca_giriş} - T_{ks_çıkış}) - (T_{Baca_çıkış} - T_{ks_giriş})}{\ln\left(\frac{(T_{Baca_giriş} - T_{ks_çıkış})}{(T_{Baca_çıkış} - T_{ks_giriş})}\right)} \quad (2.7)$$

Bu değerin de bulunmasıyla eşanjör kapasitesi, logaritmik sıcaklık farkı, toplam ısı iletim katsayısı(tahmin) ve düzeltme faktörü bulunmuş olunur. Bunlara göre gerekli ısı değıştiricinin yaklaşık alanı denklem 2.8'den bulunabilir.

$$A = \frac{\dot{Q}_{Baca}}{K.F. (\Delta T_m)_{ters}} \quad (2.8)$$

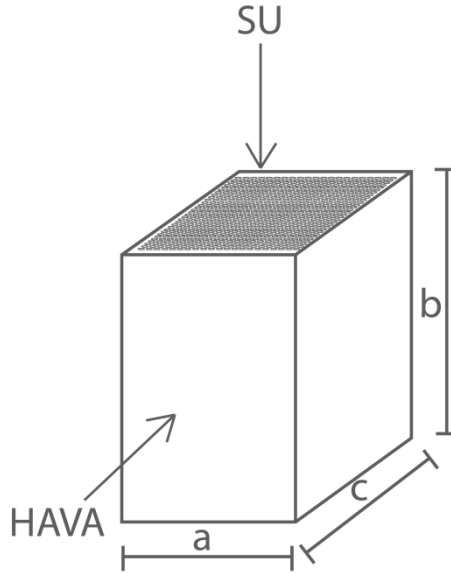
Denklem 2.8'den alan ifadesi m² biriminde bulunur. Yaklaşık alandan yaklaşık hacim ifadesine geçmek için ise ısı değıştiricinin yüzey alanı yoğunluğu değeri β kullanılır.

$$V_{1,d} = \frac{A}{\beta} \quad (2.9)$$

Denklem 2.9'den hacim ifadesi m³ biriminde bulunur. Isı değıştiricisine havanın girdiği ön yüzeydeki hız yaklaşık olarak w_{ön} = 20 m/s seçilmesi durumunda kesit alanı denklem 2.10'daki gibi m² biriminde bulunur.

$$A_{\text{ön}} = a \cdot b = \frac{\dot{m}_{\text{baca}}}{\rho_h \cdot w_{\text{ön}}} \quad (2.10)$$

h alt indisli bütün değerler havayı, buradaki model için baca gazını ifade etmektedir. Buradan a ve b değerleri bulunur. Model için bu değerler birbirine eşit kabul edilip doğrudan $A_{\text{ön}}$ 'ün karekökü alınıp bulunmuştur. Şekil 2.4'de a, b ve c değerleri ısı değiştiricinin kenar uzunluklarını göstermektedir.



Şekil 2.4 Kompakt ısı değiştiricinin boyutları

$V_{i,d} = a \cdot b \cdot c$ denklemi de yazılabilir. Bu denklemden c değeri bulunur. Gerçekte bu değerler a,b ve c'ye değeri atanarak yaklaşık olarak bulunacağından yeni durumdaki $V_{i,d}$ değeri ilk bulunandan biraz farklı çıkabilir. Bu durumda A değeri de aynı şekilde $(V_{i,d}) \cdot \beta$ ifadesinden bulunur. Ancak buradaki hesaplarda bu $V_{i,d}$ ve A değerleri değişmeyecektir.

Seçilen eşanjör tipi için $A_{\text{min}} / A_{\text{ön}} = 0,697$ 'dir. Buradan A_{min} değeri denklem 2.11 ile m^2 biriminde bulunur.

$$A_{\text{min}} = 0,697 \cdot A_{\text{ön}} \quad (2.11)$$

Minimum kesitteki hava hızı ise denklem 2.12 ile m/s biriminde bulunur.

$$w_{\text{min}} = \frac{\dot{m}_{\text{baca}}}{\rho_h \cdot A_{\text{min}}} \quad (2.12)$$

Buradan da minimum kesitteki Reynolds sayısı denklem 2.13'deki gibi bulunur.

$$Re_{\text{baca}} = \frac{\dot{w}_{\text{min}} \cdot d_{\text{h,baca}}}{\mu_{\text{h}}/\rho_{\text{h}}} \quad (2.13)$$

Bu Reynolds sayısı değerine bağlı olarak 9.68-0.87 tipi ısı değiştiricisi için $St (Pr)^{2/3}$ değeri ısı değiştiricileri kitabının ilgili kısmındaki grafikten okunur ve buna göre hava(baca gazı) tarafındaki ısı taşınım katsayısı değeri denklem 2.14'deki gibi $W/m^2 \cdot ^\circ C$ biriminde bulunur.

$$h_{\text{baca_gazi}} = St(Pr)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{k_{\text{h}}}{d_{\text{h,baca}}} \right) \cdot Re_{\text{baca}} \cdot Pr_{\text{h}}^{\frac{1}{3}} \quad (2.14)$$

Denklem 2.14'ün sonucu bulunduktan sonra baca gazının olduğu kısım için ısı taşınım katsayısı değeri bulunmuş olmaktadır. Bu adımdan sonra su tarafı için benzer eşitlikler yapılacaktır. Diğer bir deyişle kondens suyunun geçtiği kısım için ısı taşınım katsayısı bulunacaktır. Su tarafı için ilk olarak serbest kesit alanı denklem 2.15'deki gibi m^2 biriminde bulunur.

$$A_{\text{su_kesit}} = 0,184 \cdot A_{\text{su,\u00f6n}} \quad (2.15)$$

Denklem 2.15'deki 0,184 değeri su tarafı serbest kesit alanı/Su tarafı \u00f6n alanı ifadesinden gelmiştir. Bu değer seçilen eşanj\u00f6r tipine g\u00f6re değişebilir. Bu kesit alanı bulunduktan sonra su tarafındaki hız değeri de denklem 2.16'daki gibi m/s biriminde bulunabilir.

$$w_{\text{su}} = \frac{\dot{m}_{\text{su}}}{\rho_{\text{su}} \cdot A_{\text{su,kesit}}} \quad (2.16)$$

Su tarafındaki Reynolds sayısı ise denklem 2.17'deki gibi birimsiz olarak bulunur.

$$Re_{\text{su}} = \frac{w_{\text{su}} \cdot d_{\text{h,su}}}{\mu_{\text{su}}/\rho_{\text{su}}} \quad (2.17)$$

Nusselt sayısı denklem 2.18'deki eşitlikteki gibi yazılabilir.

$$Nu_{\text{su}} = 0,023 \cdot Re_{\text{su}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{su}}^{0,4} \quad (2.18)$$

Bu değer birimsiz bir sayıdır. Bu ifade su tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunmasında denklem 2.19'daki gibi kullanılacaktır. Bu ifadenin birimi $W/m^2 \cdot ^\circ C$ 'dir.

$$h_{\text{su}} = \frac{Nu_{\text{su}} \cdot k_{\text{su}}}{d_{\text{h,su}}} \quad (2.19)$$

Buraya kadar olan denklemlerin değerleri hesaplandığında hava tarafı ve su tarafı için taşınım ısı transfer katsayısı değerleri bulunmuş olmaktadır. Bu değerlerden eşanjörün toplam ısı transfer katsayısına geçmek için kanat etkenliği değeri kullanılır. Hava tarafındaki kanat etkenliği değer denklem 2.20 ve 2.21 yardımıyla bulunur.

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_{\text{baca_gazi}}}{b \cdot k} \right)^{1/2} \quad (2.20)$$

$$ml = m \cdot (4,05 \cdot 10^{-3}) \quad (2.21)$$

Denklem 2.21'deki ml değeri birimsiz bir değerdir. Buradaki $(4,05 \cdot 10^{-3})$ değeri ısı değiştiricisinin kanat yüksekliğidir. Ayrıca bu eşanjör tipi için r_o/r_i değeri $(1,5+4,05)/(1,5) = 3,7$ 'dir. Bu ml ve r_o/r_i değerine göre toplam kanat etkinliği değeri ilgili grafiklerden okunur ve böylece η_k değeri bulunur.

$$\eta = \eta_k \cdot \frac{A_k}{A} + \frac{A_0}{A} \quad (2.22)$$

Denklem 2.22 ile kanatlı yüzeyin toplam etkenliği bulunur. Buna ek olarak kirlilik, temas ve boru et kalınlığından olan ısı iletim dirençleri ihmal edilirse, dış yüzeye göre tanımlanmış toplam ısı geçiş katsayısı değeri denklem 2.23'deki gibi bulunur.

$$\frac{1}{K_d} = \frac{A}{h_{su} \cdot A_i} + \frac{1}{\eta \cdot h_{\text{baca_gazi}}} \quad (2.23)$$

Denklem 2.23'den K_d değeri çekilirse toplam ısı geçiş katsayısı değeri bulunur. Daha sonra bu değer ile ilk tahmin edilen toplam ısı değiştiricisi arasındaki sapma değeri %5'den fazla ise ilk tahmin değeri değiştirilip buraya kadar olan bütün hesaplamalar tekrar yapılır. Bu iterasyon sapma değeri %5'in altına düşene kadar devam eder. İterasyonun son bulması durumundaki toplam yüzey alanı ifadesi kurulacak olan eşanjörün(BGGKE'nin) yüzey alanıdır.

Bu bölümde şu ana kadar olan denklemlerdeki değerler bulunduktan sonra, eşanjör için basınç kaybı denklem 2.24'deki gibi Pa biriminde hesaplanabilir.

$$\Delta P_{\text{basınç_kayıp}} = \frac{(\dot{m}_{\text{baca}}/A_{\text{min}})^2}{\rho_h} \cdot \left\{ \left[\zeta_d + 1 - \left(\frac{A_{\text{min}}}{A_{\text{ön}}} \right)^2 \right] + \lambda_s \cdot \frac{A}{A_{\text{min}}} - \left[1 - \zeta_g - \left(\frac{A_{\text{min}}}{A_{\text{ön}}} \right)^2 \right] \right\} \quad (2.24)$$

Bu ifadede kullanılan λ_s değeri Re_{baca} değerine bağlı olarak 9.68-0.87 tipi eşanjör için çizilmiş olan grafikten okunur. ζ_d ve ζ_g değerleri ise dairesel kesitli boru demetine giriş ve çıkış basınç kayıpları isimli ekteki grafikten okunur. [8]

Buradaki hesaplamaların sonucunda BGGKE için gerekli olan yüzey alanı değeri ve bu sistemin kurulmasıyla baca gazında meydana gelen basınç düşüş değeri hesaplanır.

2.2.4 Ek Baca Fan Gücünün Hesaplanması

Fan gücünün hesaplanmasında bir önceki adımda bulunan basınç kaybı ifadesinden yararlanılacaktır. Fan gücünü(kW) hesaplamak için gerekli formül denklem 2.25’de verilmiştir.

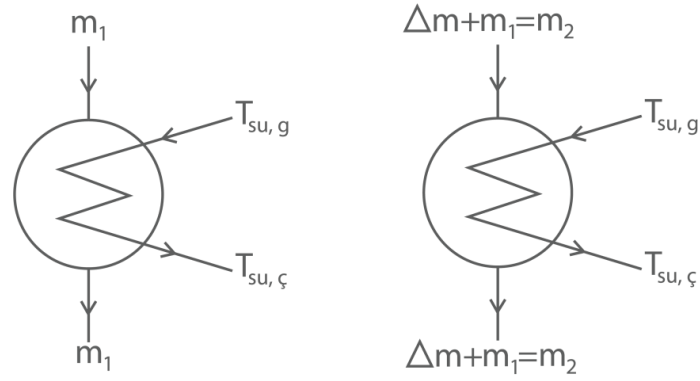
$$\Delta N_{\text{fan}} = \frac{\dot{m}_{\text{baca}} \cdot \Delta P_{\text{basınç_kayıp}}}{\rho_h \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{fan}}} \quad (2.25)$$

Bu denklemdeki $\dot{m}_{\text{baca}}$ değeri baca gazının kütleli debisidir. ρ_h ifadesi ise her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için baca gazının ortalama sıcaklığa göre özgül kütlelidir. Paydadaki 1000 ifadesi çıkan sonucu kW birimine çevirmek içindir. Son olarak η_{fan} ise fanın genel verimidir.

2.2.5 Ek Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması

Bu kısımda alçak basınç türbininden çıkan debinin artmasına bağlı olarak gereken ek kondens pompası gücünün hesaplanma yöntemi anlatılacaktır.

Bu kısımdaki pompa gücünün belirlenmesi için öncelikle türbine geri beslenen debi miktarının bilinmesi gerekir. Bu değer daha önceki türbinde üretilen net güç artışının hesaplanması başlığı(Bölüm 2.2.2) altında bulunmuştur. Bu değer bilindiğine göre kondens besleme suyu pompasının güç artışı hesaplanabilir.



Şekil 2.5 Kondensere giren ve çıkan debilerin şematik gösterimi

Şekil 2.5'teki soldaki resim BGGKE olmayan durumdaki alçak basınç türbininden kondensere giren ve çıkan debileri göstermektedir. Sağdaki şekil ise BGGKE'li durumda kondensere giren ve çıkan debileri göstermektedir. BGGKE ile türbine geri beslenen ek buhar debisi olmuştur ve bu artan buhar miktarı da alçak basınç türbininden çıkan toplam debi miktarını artırmıştır. Bu ifade denklem 2.26'daki gibi gösterilebilir.

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (2.26)$$

Bu $\Delta \dot{m}$ (kg/s) değeri çalışmadaki model için alçak basınç türbininden çıkan debinin artışını ifade eder. Bu artan debi, kondens suyunu basan pompada ekstra bir güç artışını gerekli kılar. Bu artan güç değeri de denklem 2.27'deki gibi W biriminde hesaplanır.

$$\Delta N_{\text{kondens_pompa}} = \frac{\gamma_{\text{su}} \cdot Q \cdot H}{\eta_{\text{kondens_pompa}}} \quad (2.27)$$

Denklem 2.27'deki γ değeri ($\rho \cdot g$) ifadesinden bulunur. Bu değer su için yaklaşık olarak ($9,81 \cdot 1000 = 9810 \text{ kg / m}^2\text{s}^2$) yazılabilir. Q ifadesi ise denklem 2.28'deki gibi m^3/s biriminde bulunur.

$$Q = \frac{\Delta \dot{m}}{\rho_{\text{su}}} \quad (2.28)$$

Son olarak ise H ifadesinin bulunmasını inceleyelim. Bunun için denklem 2.29 yazılabilir.

$$\Delta P = \rho_{\text{su}} \cdot g \cdot H \quad (2.29)$$

Denklem 2.29'dan H değeri çekilerek denklem 2.30 yazılabilir.

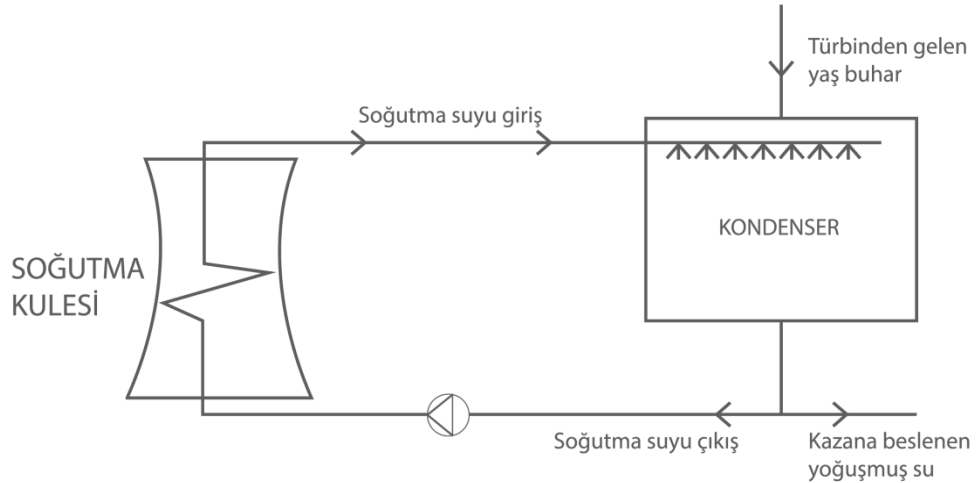
$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta P}{9810} \quad (2.30)$$

Denklem 2.30'daki H'nin birimi m'dir. Bu denklemin çözülebilmesi için ΔP basınç farkının bilinmesi gereklidir. Bu değer de BSI 2 ve BSI 3 türbinden çekilen buharın basınç değeri ile alçak basınç türbininden çıkış noktasının basıncı arasındaki farktır. Bu ifadeler santraller için bar cinsinden olabileceğinden, bu değerlerin 10^5 ile çarpılarak Pa birimine çevrilmesi gerekir.

Bütün bu değerleri denklem 2.27'de yerine koyarsak kondens pompası için gerekli güç artış değeri bulunmuş olur.

2.2.6 Ek Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması

Bu kısımda soğutma kulesine su besleyen soğutma suyu pompasındaki ek güç artış değeri hesaplama yöntemi tanıtılacaktır. Bu hesaplamanın gerekliliği türbin çıkışındaki debinin artmasıdır. Kondenser ve soğutma kulesi çiftinin şematik gösterimi Şekil 2.6'da görülmektedir. Bu kısımdaki hesaplamalarla bulunacak pompa gücü, soğutma kulesine giren debiyi basmak için gerekli olan artan pompa gücüdür.



Şekil 2.6 Kondenser-soğutma kulesi şematik gösterimi

Bir önceki hesaplama yönteminde kondens pompasının güç artışı değeri bulunmuştur. Buna sebep olan etken ise alçak basınç türbininden gelen debi değerinin artmasıydı. Artan bu debi kondenserin soğutma suyu kısmındaki pompada da gücü artıracaktır. Çünkü kondensere soğutma suyu besleyen kısımda bir soğutma kulesi vardır. Buradan gelen soğutma suyu kondenser içinde her iki akışkanın da karışması suretiyle suyun

yoğuşmasını sağlar. Ancak kondensere giren debi arttığından soğutma suyu besleme pompasından daha çok su beslenmesi gerekir. Bu da soğutma suyu pompasında ek bir güç artışına neden olur. Bu paragrafta anlatılan ifadeyi denklem 2.3'de görebiliriz. (ss = soğutma suyu) Buradaki $\dot{m}_{ss}$ debi ifadesi kg/s birimindedir.

$$\Delta \dot{m}_{ss} = \frac{\Delta \dot{m} \cdot (h_{\text{kondenser, giriş}} - h_{\text{kondenser, ç}})}{c_{p, su} \cdot (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}})} \quad (2.31)$$

Denklem 2.31'deki $h_{\text{kondenser, giriş}}$ değeri alçak basınç türbinin çıkışındaki entalpi değerini ifade etmektedir.

BGGKE olmayan durum için bu sistemin sırasıyla kütle ve enerji denkleğini yazılabilir. Kütle denkleği denklem 2.32 ve 2.33'de görülmektedir.

$$\dot{m}_{\text{giren}} = \dot{m}_{\text{çıkan}} \quad (2.32)$$

$$\dot{m}_{\text{kondenser, giriş}} + \dot{m}_{ss, giriş} = \dot{m}_{\text{kondenser, çıkış}} + \dot{m}_{ss, çıkış} \quad (2.33)$$

Buradaki ifadede $\dot{m}_{\text{kondenser, giriş}}$ debisi türbinden çıkıp kondensere giren debidir. Ancak $\dot{m}_{\text{kondenser, çıkış}}$ debisi ise BSI'lardan geçip sisteme geri dönen ve türbinden gelen suyun toplamıdır. Bu nedenle bu değer daha büyüktür. Çalışmadaki model için $\dot{m}_{\text{kondenser, çıkış}}$ değeri de bilinmektedir. Bu bilinenlere göre denklem 2.33'den $\dot{m}_{ss, giriş}$ debisi çekilebilir.

Şekil 2.6'da görülen sistem için enerji denkleği denklem 2.34 ve 35'deki gibi yazılabilir. Çalışmadaki model için suyun giriş ve çıkış sıcaklığı 42,7°C alınmıştır. Ayrıca soğutma suyunun çıkış sıcaklığı da 42,7°C kabul edilmiştir.

$$\dot{E}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{çıkan}} \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_{\text{kondenser, giriş}} \cdot h_{\text{kondenser, giriş}} + \dot{m}_{ss, giriş} \cdot h_{ss, giriş} = \dot{m}_{\text{kondenser, çıkış}} \cdot h_{f@42.7^{\circ}\text{C}} + \dot{m}_{ss, çıkış} \cdot h_{f@42.7^{\circ}\text{C}} \quad (2.35)$$

Denklem 2.35'deki debi değerleri denklem 2.33'den bulunacaktır. Denklem 2.35'deki $h_{f@42.7^{\circ}\text{C}}$ değeri termodinamik kitaplarının ilgili kısımlarından okunur. $h_{\text{kondenser, giriş}}$ değeri ise çalışmadaki model için belirlidir. Denklem 2.35'in çözümü ile $h_{ss, giriş}$ değeri bulunur. Bu değere bağlı olarak doymuş su tablolarındaki entalpi değerleri araştırılır. Bu değer 42,7°C'den küçük bir sıcaklığa karşılık gelen entalpiye eşittir. Bu değer enterpolasyon ile bulunur. Yapılan bu enterpolasyonun aynısı basınç değeri için de yapılır ve soğutma suyu giriş basınç değeri bulunur.

Bu aşamadan sonra yukarıda belirtilmiş olan denklem 2.31’de bulunan tüm değerler yerine konulur ve artan soğutma suyu debisi bulunur. Bu hesaplamadan sonra güç hesaplaması için bir önceki hesaplama yönteminde anlatılan ile aynı method kullanılacaktır.

$$\Delta N_{ss_pompa} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_{ss_pompa}} \quad (2.36)$$

$$Q = \frac{\Delta m_{ss}}{\rho_{su}} \quad (2.37)$$

Ek soğutma suyu pompası gücü değeri denklem 2.36 ve 2.37 kullanılarak bulunur. Q değerinin üzerine ısı ile karışmaması için nokta koyulmamıştır. Denklem 2.36’da H değeri hariç bütün değerler bilinmektedir. Bu H değeri de aynı bir önceki hesaplama yöntemindeki gibi bulunur. Bu değerin hesaplanması denklem 2.38’de gösterilmiştir ve birimi m’dir.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho_{su} \cdot g} = \frac{\Delta P}{9810} \quad (2.38)$$

ΔP basınç farkı değeri soğutma suyu girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkıdır. Şekil 2.6’da soğutma suyu çıkış olarak gösterilen yerdeki basınç değeri 42,7 °C’ye karşılık gelen doyma basıncı değeridir. Soğutma suyu giriş olarak gösterilen yerdeki basınç değeri ise yukarıda bulunan $h_{ss,giriş}$ entalpisine karşılık gelen basınç değeridir. Bunların birimi Pa cinsinde olmalıdır. Bu değerler de bilindiğine göre H değeri hesaplanabilir. Bulunan bu H değeri de denklem 2.36’da yerine koyulursa soğutma suyu pompa gücünde artış değeri bulunur.

2.2.7 Azalan Özgül Yakıt Sarfiyatının ve Santral Veriminin Hesaplanması

BGGKE’siz sistemin bir verim(η_{the}) değeri vardır. Çalışmadaki model için o değer kabuller kısmında gösterilecektir. BGGKE’li sistemde net iş değerinin artacağı ve bu artışın bulunması yöntemi yukarıdaki bölümlerde anlatılmıştı. Bu net işin artmasına bağlı olarak kazandan giren ısı sabit kabul edilirse verimde artış olacaktır. Kazanda verilen ısıl gücün sabit kalmasının nedeni ise besleme suyu sıcaklığının kazan girişinde hep aynı değerde kalmasıdır. Bu yeni verim değerini (η_{the1}) denklem 2.39’da gösterilmektedir.

$$\eta_{the\ 1} = \frac{\dot{W}_{net\ 1}}{\dot{Q}_{kazan}} \quad (2.39)$$

Özgöl yakıt sarfiyatı denklem 2.40'dak gibi kg/kW_eh biriminde bulunabilir.

$$be = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{the}} \quad (2.40)$$

Denklem 2.40'da H_u olarak gösterilen yakıt alt ısı değeri kJ/kg biriminde olmalıdır. Bu denkleme göre η_{the} değeri artarsa be değeri düşer. Buna göre yapılması düşünülen sistem için daha az yakıt yakma ile aynı ısı enerjisini kazandan elde edilebilir. BGGKE'li durumdaki değerler 1 alt indisi ile gösterilirse, özgül yakıt sarfiyatındaki azalma denklem 2.41'deki gibi kg/kW_eh biriminde bulunabilir.

$$be - be_1 = \Delta be = \frac{3600}{H_u} \left(\frac{1}{\eta_{the}} - \frac{1}{\eta_{the\ 1}} \right) \quad (2.41)$$

2.2.8 Maliyet Analizi Hesaplaması

Maliyet analizi hesaplaması, kurulması düşünülen baca gazı ısı geri kazanım eşanjörü için bir referans değeri oluşturması amacıyla yapılmıştır. Bu hesaplama yönteminde eşanjörün birim alanı için maliyet değeri, sistemde yapılacak değişikliklerin masrafları ve diğer ek masraflar tam olarak bilinmemektedir. Bunun yerine bilinen net güç ifadesindeki artış ve özgül yakıt sarfiyatının azalmasından kaynaklanan maliyet kazancı değerleri bilinmektedir. Bu bilinenlerin yıllara göre getirisinin bugünkü değeri toplamaları bulunacak ve bu değerler sayesinde ne kadarlık bir toplam maliyet yapılırsa bu sistemden kazanç sağlanacağı bulunmaya çalışılacaktır. Bunun yapılmasının nedeni eşanjörün birim alanı için maliyet değeri, sistemde yapılacak değişikliklerin masrafları(özellikle baca) ve diğer ek masraflar değerinin tam olarak bilinmemesidir.

Bu kısımda daha önce bulunmuş olan bütün hesap değerleri kullanılacaktır. Maliyet analizinde önemli olan nokta kazanç ve masrafların (giderlerin) belirlenmesidir. Çalışmadaki model için kazanç ifadeleri türbin net gücünün artması ve özgül yakıt sarfiyatının düşmesidir. Türbin net gücünün artması, sistem için daha çok elektrik enerjisi üretmek anlamına gelir. Bu değer doğrudan elektrik birim fiyatı ile ilişkilidir. Hesaplarda kullanılacak I_e değeri bir referans belirlemek amacıyla kullanılmış olup, birim elektrik üretim kârı olarak ifade edilebilir. Ayrıca bu değere eskalasyon da

eklenecektir. Buna göre türbin net güç artışından kaynaklanan kazancın yıllara göre bugünkü değer toplamını denklem 2.42'deki gibi hesaplanabilir.

$$BD_{\text{net,iş}} = \sum_{t=1}^n \Delta \dot{W} \cdot I_e \cdot 8760 \cdot L_f \cdot (1 + e_s)^t \cdot (1 + r)^{-t} \quad (2.42)$$

$$\Delta \dot{W} = \Delta N_{\text{kazanç ,türbin}} - \Delta N_{\text{fan}} - \Delta N_{\text{kondens _pompa}} - \Delta N_{\text{ss_pompa}} \quad (2.43)$$

Denklem 2.42'deki L_f değeri santral için kapasite faktörüdür. Yani yılın yüzde kaçını zaman aktif olarak çalıştığını gösterir. I_e , e_s , r ve t değerleri daha sonraki kabuller ve hesaplama sonuçlarının gösterildiği kısımlarda belirtilmiştir. Denklem 2.43'de ise net güç ifadesini bulabiliriz. Denklem 2.43'de türbindeki güç artışı, baca fanındaki ekstra güç ihtiyacı, kondens pompasındaki güç artışı ve soğutma suyu besleme pompasındaki güç artışı değerlerinin hepsi hesaba katılmıştır. Bu $\Delta \dot{W}$ değeri yıllara göre sabit kalmaktadır. Bu değeri artıran ifade $(1+e_s)^t$ ifadesidir.

Güç kazanım ve ihtiyaçlarının maliyet hesabına katılması denklem 2.42 ve 2.43'de belirtilmiştir. Denklem 2.44'de ise özgül yakıt sarfiyatından kaynaklanan maliyet kazancındaki artış değeri görülmektedir. Bütün değerler yine yıllara göre toplanıp bugünkü değer toplamı bulunacaktır. Yıllık değer olarak özgül yakıt sarfiyatının azalmasından kaynaklan ifade denklem 2.44'deki gibi yazılabilir.

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = \Delta b_e \cdot 8760 \cdot L_f \cdot \Delta \dot{W} \cdot F_y \quad (2.44)$$

Bu yıllık yakıt kazancına yakıt eskelasyonu ve iskonto oranı eklenirse bugünkü değerler olarak yıllara bağlı kazançlar bulunabilir. Bu ifade denklem 2.45'den hesaplanabilir.

$$BD_{\text{yakıt ,kazanç}} = \sum_{t=1}^n \text{Yıllık Yakıt Kazancı} \cdot (1 + e_y)^t \cdot (1 + r)^{-t} \quad (2.45)$$

Denklem 2.45 ile de özgül yakıt sarfiyatının azalmasından kaynaklanan kazancın bugünkü değerler toplamı bulunabilir.

Burada tanıtılan bütün hesaplama yöntemlerinin uygulanması Bölüm 3'de yapılacaktır.

BÖLÜM 3

UYGULAMA

Bu kısımda Bölüm 2’de belirtilmiş hesap yöntemlerinin uygulanması yapılacaktır. Bu hesaplamaların yapılması için ilk önce kabuller belirtilecektir. Ardından tüm hesaplama yöntemleri uygulanarak sonuçlar belirtilecektir.

3.1 Teknik ve Ekonomik Veriler

Bu kısımda çalışmadaki hesaplamaların yapılmasına olanak sağlayacak kabul değerleri verilecektir. Bu değerler Türkiye’de kurulu olan linyit yakıtlı bir elektrik üretim santralinden alınarak kabul edilmiştir. Bu santral için belirli noktaların değerleri, kabul olarak verilmiştir. Ayrıca hesaplamalarda kullanılacak diğer kabul değerleri de belirtilmiştir. Bir önceki hesaplama yöntemlerinin uygulanmasını kolaylaştırması açısından, kabul değerleri Bölüm 2.2’nin alt başlığındaki sıraya benzer olarak verilmiştir. Bütün hesaplamalarda baca gazı çıkış sıcaklıkları 90-132 °C arasında üçer derece artırılarak hesaplamalar yapılmıştır.

3.1.1 Baca Gazı c_p ’sinin Hesaplamasında Kullanılacak Kabuller

Bu kısımda ilk olarak yakıtın içeriği belirtilecektir. Ardından yakıt özgül ısısının(c_p) bulunması için gerekli tüm kabul değerleri verilecektir. Çizelge 3.1’de kömürün kütleli bileşim olarak nem ve yakıt değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.1 Kömürün kütlelesel bileşimleri

Kömür(linyit) içeriği	%
Nem	54
Yakıt	46

Çizelge 3.2 Yakıtın bileşenlerinin kütlelesel bileşimleri (külsüz ve nemsiz)

Yakıtın Bileşenleri	%
C	61
H ₂	5,68
S ₂	10,42
N ₂	22,68

Çizelge 3.1’de yakıtın kimyasal bileşim değerleri verilmiştir. Burada yakıtın %54’ünün nemden(sudan) oluştuğu, geri kalan %46’sının yakıt ise olduğu görülmektedir. Çizelge 3.2’de ise %46’lık yakıtın içerisindeki bileşenlerin kütlelesel miktarları görülmektedir.

Ayrıca baca gazı molar bileşiminin bulunabilmesi için kullanılacak baca gazı çıkışındaki O₂’nin de bileşimi bilinmelidir. Bu değer baca gazı için molar yüzde olarak %7,04 kabul edilmiştir.

Çizelge 3.3 Yunus A. Çengel ve Michael A. Boles’in Termodinamik kitabının ilgili kısmından yararlanılarak çizilmiştir. İlgili kısımdan yararlanarak baca gazı çıkışındaki özgül ısı değerleri bulunur. Buradaki değerler özgül ısı bulunmasında kullanılacak ampirik denklem için katsayılarıdır.

Çizelge 3.3 Baca gazlarının sıcaklığın fonksiyonu olarak mükemmel-gaz özgül ısıları

Maddeler	a	b	c	d
N ₂	28,90	-0,1571x10 ⁻²	0,8081x10 ⁻⁵	-2,873x10 ⁻⁹
O ₂	25,48	1,520x10 ⁻²	-0,7155x10 ⁻⁵	1,312x10 ⁻⁹
CO ₂	22,26	5,981x10 ⁻²	-3,501x10 ⁻⁵	7,469x10 ⁻⁹
H ₂ O	32,24	0,1923x10 ⁻²	1,055x10 ⁻⁵	-3,595x10 ⁻⁹
SO ₂	25,78	5,795x10 ⁻²	-3,812x10 ⁻⁵	8,612x10 ⁻⁹

3.1.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Bu kısımda BSI 2 ve BSI 3'e giriş ve çıkış kabul değerleri verilecektir. Bu değerler türbin net güç hesabının yapılması için gerekli olan kabul değerleridir.

Çizelge 3.4 Türbin güç artışında kullanılacak bazı noktaların kütleli debi, entalpi, sıcaklık ve basınç değerleri

	Debi (kg/s)	Entalpi(kJ/kg)	Sıcaklık(°C)	Basınç(kPa)
BSI 2 doymuş buhar giriş	2,14	2597,41	81,6	50,56
BSI 2 su çıkış	2,14	341,09	81,6	50,56
BSI 3 kızgın buhar giriş	6,86	2807,4	168,5	185,5
BSI 3 su çıkış	6,86	492,822	117,9	185,5
ABT yağ buhar çıkış	89,48	2375,11	X=0,915	8,5
BGGKE baca gazı giriş	195,8	136,29	-	-

Çizelge 3.4'deki bilgilere ek olarak net işin bulunmasında türbin genel verimi de bilinmelidir. Bu değer %92 kabul edilmiştir. Ayrıca hesaplamalarda kullanılacak olan

bacı gazının değişik sıcaklıklar için c_p değerleri, hesaplamalar başlığı altında bulunmuştur.

3.1.3 BGGKE’de Alan ve Basınç Düşümünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Bu kısımda BGGKE için gerekli alanın bulunmasında kullanılacak ve daha sonrasında basınç düşümünün bulunmasında kullanılacak kabul değerleri verilecektir. Çizelge 3.5’de seçilen 9.68-0.87 tip ısı değiştiricisinin geometrik ölçü değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.5 9.68-0.87 tip ısı değiştiricisinin geometrik ölçüleri

Hava Tarafı		Su Tarafı	
Kanat hatvesi	381 adet/m	Bir borunun etkili olduğu alan	$11,1 \cdot 26,9 = 298,6 \text{ mm}^2$
Hava(baca gazı) tarafı hidrolik çapı	$d_{h,h} = 3,6 \text{ mm}$	Bir borunun akış kesiti	55 mm^2
Kanat kalınlığı	$b = 0,10 \text{ mm}$	Bir boru dış ölçüleri	$3 \cdot 22,1 \text{ mm}^2$
$A_{\min}/A_{\text{ön}}$	0,697	Bir boru iç ölçüleri	$2,8 \cdot 19,9 \text{ mm}^2$
Yüzey alanı yoğunluğu	$B = 753 \text{ m}^2/\text{m}^3$	Bir borunun iç çevresi	50 mm
Kanat alanı/ Toplam alan	0,795	Su tarafı serbest akış alanı/ Su tarafı ön alanı	$55/298,6 = 0,184$
Kanat malzemesi, ısı iletim katsayısı	$K = 200 \text{ W}/\text{m}^2\text{°C}$	Su tarafı hidrolik çapı	$D_{h,s} = 4,4 \text{ mm}$
Kanat yüksekliği	$l = 4,05 \text{ mm}$		

Ayrıca bu kısımda kullanılacak baca gazının ρ , μ , k , Pr , ve c_p değerleri hava için hesaplanacaktır. Çünkü bu değerler baca gazı için belirli değildir. Çıkış baca gazının değerleri de havaya yakın olduğu için bu hava kabul değeri yapılmıştır.

BSI 2 için:

$$\dot{m}_{su} = 74,41 \text{ m/s}$$

$$T_{ks_giriş} = 62,8 \text{ °C}$$

$$T_{ks_çıkış}: 78,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

BSI 3 için:

$$\dot{m}_{su} = 94,21 \text{ kg/s}$$

$$T_{ks_giriş}: 75,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ks_çıkış}: 116,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{baca_giriş}: 136,29 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

K için ilk kabul değeri her sıcaklık için $200 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ alınmıştır. Ayrıca havanın girdiği taraftaki ön yüzey kesitindeki hız $w=20 \text{ m/s}$ kabul edilmiştir.

3.1.4 Fan Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Fan gücü verimi $\eta_{fan} = 0,96$ alınmıştır.

Fan gücünün hesaplanmasında kullanılacak değerlerden $\dot{m}_{baca}$ değeri “Türbin Güç Artışında Kullanılacak Bazı Noktaların Debi, Entalpi, Sıcaklık ve Basınç Değerleri” isimli çizelgede(Çizelge 3.4) görülmektedir. Diğer $\Delta P_{basınç_kayıp}$ ve ρ_h değerleri ise hesaplamalar kısmında bulunacaktır.

3.1.5 Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Kondens besleme suyu pompasının verimi $\eta_{kondens_pompa}=0,85$ alınmıştır. Ayrıca $\rho_{su} = 1000 \text{ kg/m}^3$ ve $\gamma_{su} = 9810 \text{ N/m}^3 (\text{kg} / \text{m}^2\text{s}^2)$ kabul edilmiştir. Diğer değerler hesaplamalar neticesinde bulunacaktır. Çizelge 3.4’de BSI 2 ve BSI 3 için basınç değerleri görülmektedir. Ancak buradaki basınç değerleri BSI 2 ve BSI 3’ün girişi içindir. Oysa bu basınç değerleri türbinden ara buharın ilk çekildiği yerde daha yüksek değerdedir. BGGKE ile bu basınç kaybında düşüş meydana gelmeyeceği için daha yüksek olan bu basınç değerleri kullanılacaktır. Bu değerler aşağıda verilmiştir.

BSI 2 için çekilen buharın basıncı = $52,67 \text{ kPa}$

BSI 3 için çekilen buharın basıncı = $195,3 \text{ kPa}$

3.1.6 Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

$h_{\text{kondenser,giriş}}$ ve $\dot{m}_{\text{kondenser,giriş}}$ değerleri alçak basınç türbini çıkışındaki entalpi ve debi değerleri olarak alınmıştır. $c_{p,su} = 4,186 \text{ kJ/kg.K}$, $T_{\text{ç}} = 42,7 \text{ °C}$ ve $h_{\text{kondenser,ç}} = h_{f@42,7\text{°C}}$ alınmıştır. Bunun yanında $\dot{m}_{\text{kondenser,çıkış}} = 94,3 \text{ kg/s}$ ve $\dot{m}_{ss,\text{çıkış}} = 4389 \text{ kg/s}$ alınmıştır. Burada kullanılan değerler BGGKE'siz durum içindir. Çünkü burada enerji denkliği yazılarak soğutma suyunun giriş sıcaklık, entalpi ve basınç değerleri bulunacaktır. Ayrıca soğutma suyu pompası verimi de $\eta_{ss_pompa} = 0,85$ alınmıştır.

3.1.7 Özgül Yakıt Sarfıyatı-Santral Veriminin Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Isı oranı(heat rate) = $7976,3 \text{ kJ/kW}_e\text{h}$ ve $W_{\text{gen}} = 160 \text{ MW}$ olarak alınmıştır. Buradaki net iş değeri BGGKE'siz durum içindir. Çalışmadaki linyit yakıt için alt ısı değeri $H_u = 2400 \text{ kcal/kg}$ kabul edilmiştir. Ayrıca sistemin iç ekipmanlarında gereken enerji ihtiyacı %10 olarak kabul edilmiştir.

3.1.8 Maliyet Analizi Hesaplanmasında Kullanılacak Kabuller

Maliyet analizi hesaplamasında kullanılan I_e değerleri 5, 7.5, 10, 12.5 $\text{kr/kW}_e\text{h}$ olarak alınmıştır. Bu değerlerin hepsine göre hesaplamalar tekrarlanarak duyarlılık analizi yapılmıştır. Buradaki hesaplamada kullanılacak iskonto oranı $r = \%10$, elektrik eskalasyonu $e_s = \%1$ ve yakıt eskalasyonu $e_y = \%5$ alınmıştır. Santralin kapasite faktörü $L_f = \%80$ alınmıştır. Ayrıca linyit yakıtın ton fiyatı $F_y = 80 \text{ TL/ton}$ kabul edilmiştir.

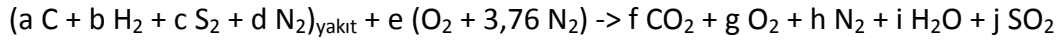
3.2 Hesaplamalar

Tezin bu kısmında daha önceki bölümlerde açıklanan hesaplama yöntemine ve kabullere bağlı olarak hesaplamalar yapılacaktır. Bu hesaplamaların bütün sıcaklık değerleri için sonuçları çizelgeler halinde gösterilecektir.

3.2.1 Baca Gazı c_p Değerinin Hesaplanması

Bu kısımda baca gazına ait c_p değerleri $90-132\text{°C}$ arasındaki üçer artımlı her bir sıcaklık için teker teker bulunacaktır.

Baca gazının hesaplanmasında kimyasal yanma denklemi yazılacaktır. Bu denklem aşağıda görülmektedir.



Ancak bu denklemdeki molar değerlerin bulunabilmesi için öncelikle yakıt içeriğinin belirlenmesi gerekir. Bunun için kabul değerlerinden yararlanılacaktır. Kabuller kısmında linyit yakıtın %54'ünün su(nem), geri kalan % 46'sının ise yanıcı madde olduğu belirtilmişti. Bu değerler kütleli değerlerdir. Yani elimizdeki 1 kg yakıtın yalnızca 0,46 kg'ı yanıcı maddedir. Diğer bir deyişle yakıttır. Bu yakıt içerisindeki elementlerin kütleli miktarları kabuller kısmında gösterilmektedir. Bu değerlere göre 1 kg yakıt içerisindeki her bir elementin kütle değerleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$C = 0,46 \times 0,61 = 0,2806 \text{ kg C / kg_kömür}$$

$$H_2 = 0,46 \times 0,0568 = 0,02613 \text{ kg H}_2 / \text{kg_kömür}$$

$$S_2 = 0,46 \times 0,1042 = 0,04793 \text{ kg S}_2 / \text{kg_kömür}$$

$$N_2 = 0,46 \times 0,2268 = 0,10433 \text{ kg N}_2 / \text{kg_kömür}$$

Yukarıda 1 kg kömür içindeki elementlerin kütle değerleri bulunmuştur. Bu değerlerden elementlerin her birinin molar değerlerine geçmek istenirse her bir element mol ağırlığına bölünür. Bu bulunan molar değerler enerji denkliğinde doğrudan yerine koyulur.

$$\bar{C} = 0,2806 / 12 = 0,02338 \text{ kmol C / kg_kömür}$$

$$\bar{H}_2 = 0,02613 / 2 = 0,013065 \text{ kmol H}_2 / \text{kg_kömür}$$

$$\bar{S}_2 = 0,04793 / 32 = 0,001498 \text{ kmol S}_2 / \text{kg_kömür}$$

$$\bar{N}_2 = 0,10433 / 28 = 0,003726 \text{ kmol N}_2 / \text{kg_kömür}$$

Burada bulunan değerler bütün elementler için 1 kg kömür içindeki molar değerleri ifade etmektedir. Buradan her bir elemanın molar yüzde değerine geçilmesi gerekmektedir. Bunun için her bir elementin molar değeri molar değerlerin toplamına bölünür ve bu sayede her bir elementin molar yüzdeleri teker teker bulunur. Bu bulunan değerler yukarıdaki kimyasal yanma denkleminin a, b, c ve d değerlerini ifade eder.

$$a = 0,02338 / (0,02338 + 0,013065 + 0,001498 + 0,003726) = 0,56109 \text{ (\% } \bar{C} / 100)$$

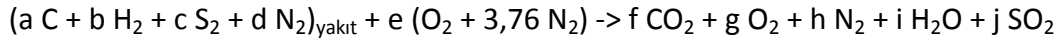
$$b = 0,013065 / (0,02338 + 0,013065 + 0,001498 + 0,003726) = 0,31354 \text{ (\% } \bar{H}_2 / 100)$$

$$c = 0,001498 / (0,02338 + 0,013065 + 0,001498 + 0,003726) = 0,03595 (\% \bar{S}_2/100)$$

$$d = 0,003726 / (0,02338 + 0,013065 + 0,001498 + 0,003726) = 0,08942 (\% \bar{N}/100_2)$$

Artık bu a, b, c ve d değerleri bilinmektedir. Buna ek olarak baca gazı çıkışındaki ölçümler sonucu O_2 değeri de bilinmektedir. Kabuller kısmında bu değer baca gazı içerisinde molar olarak %7,04 olarak verilmiştir. Buna göre aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\frac{g}{f + g + h + i + j} = 0,0704$$



Buna ek olarak yukarıdaki kimyasal tepkime için aşağıdaki eşitlikleri de yazılabilir.

$$a = f = 0,56109$$

$$b = i = 0,31354$$

$$2c = j = 0,0719$$

$$d + 3,76e = h$$

$$e = f + g + i/2 + j$$

Burada yazılan beş eşitlik ve kimyasal tepkimenin üzerinde yazılan denklemlerin hepsini ortak çözülerek bütün değerler bulunabilir. Bu denklemlerin çözümü ile baca gazı için aşağıdaki değerler elde edilmiştir.

$$f = 0,571408499$$

$$g = 0,413423226$$

$$h = 4,531814984$$

$$i = 0,319239371$$

$$j = 0,03660293$$

Denklemdaki katsayılar bulunduğuna göre buraya kadar çözümü yapılan işlemin tam tersi bir işlem yapıp baca gazının molar yüzde değerleri bulunacaktır. Diğer bir ifadeyle her bir baca gazının denklemdaki değeri, toplam baca gazı değerine bölünecektir. Bu sayede baca gazında bulunan her bir bileşenin molar değeri bulunacaktır.

$$\bar{N}_2 = \frac{4,53}{(0,57 + 0,41 + 4,53 + 0,32 + 0,04)}$$

$$\bar{N}_2 = 0,77.100 = \%77,17025909$$

Çizelge 3.6'daki değerler yukarıdaki $\bar{N}_2$ için yapılan ile aynı hesaplama yöntemiyle doldurulmuştur.

Çizelge 3.6 Baca gazının molar yüzdeleri

	kmol/ kg_kömür	% molar
N ₂	4,531	77,17
CO ₂	0,571	9,73
SO ₂	0,036	0,62
H ₂ O	0,319	5,43
O ₂	0,413	7,03

Çizelge 3.6'da O₂'nin molar yüzdesi %7,04 olmaktadır. Diğer bir deyişle, bu kısımda denklemin sağlaması da yapılmış olmaktadır. Molar yüzde olarak baca gazının bileşenleri bulunduğu göre her bir gazın c_p 'si hesaplanarak molar yüzdesi ile çarpılarak toplanırsa baca gazının ortalama c_p değeri bulunur. Her bir gazın c_p değerinin bulunabilmesi için "Baca Gazlarının Sıcaklığın Fonksiyonu Olarak Mükemmel-Gaz Özgül Isıları" isimli tablodaki(Çizelge 3.3) değerlerden yararlanılacaktır. Bu tablodaki sıcaklık değeri yerine K cinsinden baca gazı giriş ve çıkış sıcaklığının ortalama değeri koyulacaktır. Buna göre Çizelge 3.7 doldurulmuştur. Baca gazı giriş sıcaklığı kabullerde de belirtildiği gibi $T_{\text{baca_giriş}} = 136,29^\circ\text{C}$ alınmıştır.

Çizelge 3.7 Baca gazının sıcaklığa bağlı c_{p_ort} değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	$T_{\text{baca_ort}}$ (°K)	N_2 (kJ/kgK)	CO_2 (kJ/kgK)	SO_2 (kJ/kgK)	H_2O (kJ/kgK)	O_2 (kJ/kgK)	c_{p_ort} (kJ/kgK)
90	386,295	1,0476	0,9221	0,6715	1,9083	1,0843	1,0824
93	387,795	1,0478	0,9233	0,6722	1,9090	1,0848	1,0827
96	389,295	1,0480	0,9245	0,6730	1,9097	1,0854	1,0831
99	390,795	1,0482	0,9257	0,6737	1,9105	1,0859	1,0834
102	392,295	1,0484	0,9270	0,6745	1,9112	1,0865	1,0838
105	393,795	1,0485	0,9282	0,6752	1,9119	1,0870	1,0841
108	395,295	1,0487	0,9294	0,6760	1,9126	1,0876	1,0844
111	396,795	1,0489	0,9306	0,6767	1,9133	1,0881	1,0848
114	398,295	1,0491	0,9318	0,6775	1,9140	1,0886	1,0851
117	399,795	1,0493	0,9330	0,6782	1,9147	1,0892	1,0855
120	401,295	1,0495	0,9342	0,6790	1,9155	1,0897	1,0858
123	402,795	1,0497	0,9354	0,6797	1,9162	1,0903	1,0862
126	404,295	1,0499	0,9366	0,6804	1,9169	1,0908	1,0865
129	405,795	1,0500	0,9378	0,6812	1,9176	1,0913	1,0869
132	407,295	1,0502	0,9390	0,6819	1,9184	1,0919	1,0872

Bu tabloda 90-132 °C arasındaki üçer artımlı ortalama sıcaklıklar için baca gazının c_{p_ort} değerleri görülmektedir. Burada bulunan bu değer sayesinde daha sonraki aşamalarda baca gazından sağlanabilecek maksimum ısı değeri bulunacaktır.

3.2.2 Türbinde Üretilen Net Güç Artışının Hesaplanması

Bu kısımda türbinden üretilen net güç artışının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Türbin üretilen net güç artışının hesaplanabilmesi için öncelikle baca gazından elde edilen ısıнын bulunması gerekmektedir. Bu kısımdaki hesaplarda $T_{\text{baca_çıkış}} = 90 \text{ °C}$ ve BSI 3 yerine BGGKE koyulmasına göre hesap yapılacaktır. Diğer değerlere göre hesaplar ise Excel programında hesaplanarak tablolarda gösterilecektir.

Daha önceki kısımlarda verilen $\dot{Q}_{\text{baca}} = \dot{m}_{\text{baca}} c_{p,\text{baca}} (T_{\text{baca_giriş}} - T_{\text{baca_çıkış}})$ formülünden baca gazının suya verebileceği ısı bulunabilir. Burada $T_{\text{baca_çıkış}} = 90 \text{ °C}$ için $c_{p,\text{baca}} = 1,08243 \text{ kJ/kgK}$ alınmıştır. Bu değer “Baca Gazının Sıcaklığa Bağlı $c_{p,\text{ort}}$ değerleri” isimli tabloda (Çizelge 3.7) bulunmuştur. $\dot{m}_{\text{baca}}$ ve $T_{\text{baca_giriş}}$ değerleri kabuller kısmında verilmişti. (Denklem 2.1)

$$\dot{Q}_{\text{baca}} = 195,8 \cdot 1,08243 \cdot (136,29 - 90) = 9810,693 \text{ kW}$$

Yukarıda 90 °C baca çıkış sıcaklığı için baca gazının verdiği ısı bulunmuştur. Normal çalışma şartlarında ise BSI 3’ün suya verdiği ısı ise buharın BSI 3’e giriş entalpisi ile doymuş su fazına geçip BSI 3’den çıkış entalpisi arasındaki farka eşittir. Buna göre aşağıdaki eşitlikle çekilen buharın suya verdiği ısı hesaplanabilir. (Denklem 2.2)

$$\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}} = 6,86 \cdot (2807,4 - 492,82) = 15868,36 \text{ kW}$$

Bu ($\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}} - \dot{Q}_{\text{baca}}$) arasındaki fark değeri BGGKE ile geri kazandığımız ısıyı ifade eder. Bu kazanılan değere bağlı olarak bir kısım debi türbine geri döndürülebilir. Buna göre yeni durumda türbinden çekilmesi gereken debi değeri aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.3)

$$\dot{m}_{\text{türbinden _çekilen _BGGKE}} = \frac{15868,36 - 9810,693}{2314,578} = 2,617 \text{ kg/s}$$

Türbinden ilk sistemde çekilen debi ile $\dot{m}_{\text{türbinden _çekilen _BGGKE}}$ arasındaki fark sisteme geri beslenen debi değerini ifade eder. İşte bu değerden türbinden üretilen net güç artışı aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.4)

$$\Delta N_{\text{kazan _türbin}} = 0,92 \cdot (6,86 - 2,617) \cdot (2807,4 - 2375,11) = 1685,74 \text{ kW}$$

Bu hesaplama kısmında BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için gerekli işlemler yapılarak türbinden üretilen net güç artış değerleri bulunmuştur. Diğer değerler ise Çizelge 3.8 ve Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.8 BSI 2 yerine BGGKE kullanılması durumunda türbin gücündeki artış

$T_{\text{baca_çıkış}}$ °C	$\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}}$ kW	$\dot{Q}_{\text{baca}}$ kW	$\dot{m}_{\text{türbinden_çekilen_BGGKE}}$ kg/s	$\dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ kg/s	$\Delta N_{\text{kazanç,türbin}}$ kW
90	4826,649	9810,693	(-2,209)	4,348	889,25
93	4826,649	9177,756	(-1,928)	4,068	831,88
96	4826,649	8544,419	(-1,648)	3,787	774,47
99	4826,649	7910,682	(-1,367)	3,506	717,03
102	4826,649	7276,614	(-1,086)	3,225	659,56
105	4826,649	6642,073	(-0,805)	2,944	602,05
108	4826,649	6007,132	(-0,523)	2,662	544,50
111	4826,649	5371,842	(-0,242)	2,381	486,91
114	4826,649	4736,096	0,040	2,099	429,29
117	4826,649	4099,990	0,322	1,817	371,63
120	4826,649	3463,440	0,604	1,535	313,93
123	4826,649	2826,516	0,886	1,253	256,20
126	4826,649	2189,161	1,169	0,970	198,43
129	4826,649	1551,421	1,452	0,688	140,62
132	4826,649	913,262	1,734	0,405	82,78

Çizelge 3.9 BSI 3 yerine BGGKE kullanılması durumunda türbin gücündeki artış

$T_{\text{Baca_çıkış}}$ °C	$\dot{Q}_{\text{İhtiyaç}}$ kW	$\dot{Q}_{\text{Baca}}$ kW	$\dot{m}_{\text{türbinden_çekilen_BGGKE}}$ kg/s	$\dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ kg/s	$\Delta N_{\text{kazanç,türbin}}$ kW
90	15868,361	9810,693	2,617	4,239	1685,74
93	15868,361	9177,756	2,891	3,965	1576,99
96	15868,361	8544,419	3,164	3,692	1468,16
99	15868,361	7910,682	3,438	3,418	1359,27
102	15868,361	7276,614	3,712	3,144	1250,32
105	15868,361	6642,073	3,986	2,870	1141,29
108	15868,361	6007,132	4,260	2,595	1032,19
111	15868,361	5371,842	4,535	2,321	923,03
114	15868,361	4736,096	4,810	2,046	813,79
117	15868,361	4099,990	5,084	1,771	704,49
120	15868,361	3463,440	5,359	1,496	595,11
123	15868,361	2826,516	5,635	1,221	485,67
126	15868,361	2189,161	5,910	0,946	376,16
129	15868,361	1551,421	6,186	0,670	266,58
132	15868,361	913,262	6,461	0,395	156,92

“BSI 2 yerine BGGKE Kullanılması Durumunda Türbin Gücündeki Artış” isimli tabloda(Çizelge 3.8) çekilen buhar miktarının negatif çıkması teorik bir değerdir. Diğer bir ifadeyle, elde edilen baca gazı ısı ihtiyacı duyulan ısıdan fazlasını sağlar. Bu ekstra ısı başka bir yerde de kullanılabilir. Hesaplamalarda bu değer türbine gönderiliyor gibi kabul edilmiştir. Çünkü çalışmadaki sistem için iki tane türbin jeneratör grubu olduğu kabul edilmiştir ve bu sayede türbine geri beslenen tüm buhar debisi BSI 2 yerine kurulan BGGKE için kullanılmaktadır. Ayrıca yukarıdaki her iki tabloda da görüldüğü gibi baca gazı çıkış sıcaklığı düştükçe elde edilen net güç artış değeri artmaktadır. Buradaki hesaplara göre sıcaklık ne kadar düşerse türbindeki net güç artışı o kadar fazla olur. Bu ifade beklenen bir sonuçtur.

3.2.3 BGGKE için Gerekli Alan ve Basınç Düşümünün Hesaplanması

Bu kısımda BGGKE için gerekli toplam alan değeri ve buna bağlı olarak bulunabilecek olan eşanjördeki basınç kaybının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Buradaki hesaplamaların yapılabilmesi için öncelikle suyun ve baca gazının ortalama sıcaklıklar için ρ , μ , k , Pr , ve c_p değerlerinin bulunması gerekir. Bunların değerleri Çizelge 3.10'da verilmiştir. Bu değerler içindeki c_p değerleri daha önceden hesaplanmış olup bu değerler bu çizelgeye doğrudan eklenmiştir.

Çizelge 3.10 Baca gazı, BSI 2 ve BSI 3'ün fiziksel özellikleri

	$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	$T_{\text{baca_ort}}$ (°K)	ρ_{ort} (kg/m ³)	c_{p_ort} (kJ/kgK)	μ_{ort} (Pa.s)	k_{ort} (W/m°C)	Pr
Hava	90	386,295	1,353	1,082	$2,228 \cdot 10^{-5}$	0,0327	0,691
Hava	93	387,795	1,348	1,083	$2,234 \cdot 10^{-5}$	0,0328	0,691
Hava	96	389,295	1,343	1,083	$2,241 \cdot 10^{-5}$	0,0329	0,691
Hava	99	390,795	1,337	1,083	$2,247 \cdot 10^{-5}$	0,033	0,691
Hava	102	392,295	1,332	1,084	$2,253 \cdot 10^{-5}$	0,0331	0,690
Hava	105	393,795	1,327	1,084	$2,259 \cdot 10^{-5}$	0,0332	0,69
Hava	108	395,295	1,322	1,084	$2,266 \cdot 10^{-5}$	0,0333	0,69
Hava	111	396,795	1,317	1,085	$2,272 \cdot 10^{-5}$	0,0334	0,689
Hava	114	398,295	1,312	1,085	$2,279 \cdot 10^{-5}$	0,0335	0,689
Hava	117	399,795	1,307	1,086	$2,285 \cdot 10^{-5}$	0,0336	0,689
Hava	120	401,295	1,302	1,086	$2,291 \cdot 10^{-5}$	0,0337	0,689
Hava	123	402,795	1,298	1,086	$2,298 \cdot 10^{-5}$	0,0338	0,689
Hava	126	404,295	1,293	1,087	$2,303 \cdot 10^{-5}$	0,0339	0,689
Hava	129	405,795	1,288	1,087	$2,309 \cdot 10^{-5}$	0,034	0,688
Hava	132	407,295	1,283	1,087	$2,315 \cdot 10^{-5}$	0,0341	0,688

Çizelge 3.10 Baca gazı, BSI 2 ve BSI 3'ün fiziksel özellikleri (devam)

BSI 2 Su	-	343,700	977,252	4,190	0,000396	0,6661	2,500
BSI 3 Su	-	369,000	961,169	4,213	0,000292	0,6786	1,822

Bu değerler iterasyonlarla tablolar kullanılarak bulunmuştur. Bu değerler ve kabuller kısmındaki 9.68-0.87 tip ısı kompakt değiştiricisi geometrik ölçüleri bilindiğine göre gerekli alan ve basınç kaybı hesaplamaları yapılabilir. Bunun için yine bir önceki hesapta olduğu gibi BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^\circ\text{C}$ için bir adet hesap yapılacaktır. Diğer hesaplamaların ise sonuçları tablolar halinde gösterilecektir.

Hesaplamalarda ilk olarak baca gazının verdiği ısı değerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu değer bir önceki hesaplama kısmında $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^\circ\text{C}$ için $\dot{Q}_{\text{baca}} = 9810,693 \times 10^3 \text{ W}$ olarak bulunmuştu. Daha sonra ise ilk değer olarak ısı değiştiricinin toplam ısı geçiş katsayısı K 'nın tahmin edilmesi gerekir. Bütün hesaplamalarda ilk tahmin değeri $K=200 \text{ W/m}^2\text{C}$ alınmıştır. Daha sonra ise hesaplamalar sonucunda iterasyon yapılarak bu değer düzeltililecektir. Hata oranı %5'in altına indiğinde o durumdaki K değeri ve eşanjör alanı değerleri kabul edilecektir. Bu değerler bilindiğine göre düzeltme faktörünü bulabilmek için gerekli P ve R değerlerinin hesaplanması gerekir. (Denklem 2.5 ve denklem 2.6 kullanılarak)

$$P = \frac{116,2 - 75,8}{136,29 - 75,8} = 0,67$$

$$R = \frac{136,29 - 90}{116,2 - 75,8} = 1,15$$

Burada kullanılan sıcaklık değerleri kabuller kısmında belirtilmişti. Diğer sıcaklıklar için de hesaplamalar yapılırken, bu değerlerden sadece (BSI 3 için) 90°C değeri değiştirilecektir. Bu P ve R değerine bağlı olarak grafiklerden düzeltme faktörü değeri $F = 0,71$ olarak okundu. Bu değerden sonra ters akışlı ısı değiştiricisi için logaritmik sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. (Denklem 2.7 kullanılarak)

$$(\Delta T_m)_{\text{ters}} = \frac{(136,29 - 116,2) - (90 - 75,8)}{\ln\left(\frac{136,29 - 116,2}{90 - 75,8}\right)} = 16,975^\circ\text{C, K}$$

Bu hesaplamadan sonra eşanjöre giren ısı, toplam ısı taşınım katsayısı, düzeltme faktörü ve logaritmik sıcaklık farkı bilindiğine göre ısı değiştiricinin alanı hesaplanabilir. (Denklem 2.8)

$$A = \frac{9810,693 \cdot 10^3}{200 \cdot (0,71) \cdot (16,975)} = 4070,06 m^2$$

Yaklaşık alan değerinden hacim değerine geçmek istersek $V_{i,d} = A / \beta$ formülünü kullanırız. Buradaki β değeri kabuller kısmında verilmiştir. (Denklem 2.9)

$$V_{i,d} = \frac{4070,06}{753} = 3,84 m^3$$

Isı değiştiricisine baca gazının girdiği ön yüzdeki hızın yaklaşık $w_{\text{ön}} = 20$ m/s seçilmesi durumunda kesit alanı aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.10)

$$A_{\text{ön}} = a \cdot b = 195,8 / (1,353 \times 20) = 7,236 m^2$$

Bu durumda $a = b = 2,69$ m kabul edilebilir. Isı değiştiricinin hacmi bilindiğine göre c değeri de bulunabilir.

$$c = \frac{V_{i,d}}{a \cdot b} = 0,53 m$$

Bu ısı değiştirici için minimum kesitteki hız aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.11)

$$A_{\text{min}} = 0,697 \cdot (7,236) = 5,04 m^2$$

Buna göre minimum kesitteki hava hızı değeri de aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.12)

$$w_{\text{min}} = \frac{195,8}{1,353 \cdot 5,04} = 28,69 m/s$$

Minimum kesitteki Reynolds sayısı da w_{min} , havanın bazı fiziksel özellikleri ve ısı değiştiricinin geometrik ölçülerinden aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.13)

$$Re_{\text{baca}} = \frac{28,69 \cdot (3,6 \cdot 10^{-3})}{2,228 \cdot 10^{-5} / 1,353} = 6272,54$$

Reynolds sayısına bakarak 9.68-0.87 tipi ısı değiştiricisi için Prof. Dr. Osman F. Genceli'nin Isı Değiştiricileri kitabının ilgili bölümünden $St (Pr)^{2/3} = 0,0037$ olarak okunur. Bu değerlere bağlı olarak baca gazı tarafındaki ısı taşınım katsayısı değeri aşağıdaki gibi hesaplanır. (Denklem 2.14)

$$h_{\text{baca_gazi}} = 0,0037 \cdot \left(\frac{0,0327}{3,6 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 6272,54 \cdot (0,6912)^{\frac{1}{3}} = 186,39 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Artık baca gazının aktığı taraf için gerekli ısı taşınım katsayısı değeri bilinmektedir. Bundan sonra su tarafı için aynı hesapların yapılması gerekmektedir. İlk olarak su tarafındaki serbest kesit alanı bulunacaktır. Denklemdaki 0,184 değeri ısı değiştiricinin geometrik ölçüleri ile alakalıdır ve kabuller kısmında verilmiştir. (Denklem 2.15)

$$A_{\text{su_kesit}} = 0,184 \cdot (2,69) \cdot (0,53) = 0,26 \text{ m}^2$$

Su tarafındaki hız da aşağıdaki denklem ile bulunabilir. Su debisi değeri kabuller kısmında verilmiştir. (Denklem 2.16)

$$w_{\text{su}} = \frac{94,21}{961,169 \cdot (0,26)} = 0,37 \text{ m/s}$$

Hız değeri de bilindiğine göre su tarafındaki Reynolds sayısı değeri aynı hava tarafında kullanılan formülle hesaplanabilir. Su tarafı için hidrolik çap değeri kabuller kısmında verilmiştir. (Denklem 2.17)

$$Re_{\text{su}} = \frac{0,37 \cdot (4,4 \cdot 10^{-3})}{0,00029/961,169} = 5400,31$$

Nusselt sayısı aşağıdaki eşitlikteki gibi yazılabilir. (Denklem 2.18)

$$Nu_{\text{su}} = 0,023 \cdot (5400,31)^{0,8} \cdot (1,822)^{0,4} = 28,31$$

Bu değerler bilindiğine göre artık su tarafındaki ısı taşınım katsayısı bulunabilir. (Denklem 2.19)

$$h_{\text{su}} = \frac{28,31 \cdot (0,6786)}{4,4 \cdot 10^{-3}} = 4365,59 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Bu hesaplama yapıldıktan sonra ise son olarak kanat etkenliği değeri bulunacak ve sonrasında ısı değiştirici toplam ısı taşınım katsayısı değeri bulunacaktır. (Denklem 2.20 ve denklem 2.21)

$$m = \left(\frac{2,186,39}{0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 200} \right)^{1/2} = 136,53 \text{ m}^{-1}$$

$$ml = 136,53 \cdot (4,05 \cdot 10^{-3}) = 0,55$$

Bu denklemlerde kullanılan b, k ve l değerleri daha önce ısı değiştiricisinin geometrik kabul değerleri kısmında belirtilmişti. Bu ml değeri ve r_o/r_i değeri $(1,5+4,05)/(1,5) = 3,7$

değerine bağlı olarak η_k değeri grafiklerden okunur. Burada $\eta_k = 0,82$ okunmuştur. Buna göre kanatlı yüzeyin toplam etkenliği aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.22)

$$\eta = 0,82 \cdot \frac{0,795}{1} + \frac{0,205}{1} = 0,8569$$

Bu etkenlik değeri de bulunduktan sonra kirlilik, temas ve boru et kalınlığından olan ısı iletim dirençlerinin ihmal edilmesi durumunda toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.23)

$$\frac{1}{K_d} = \frac{753}{(4365,59) \cdot (167)} + \frac{1}{0,8569 \cdot (186,39)} = 0,0073$$

$$K_d = 137,10 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Bu değer ilk kabul edilen $K=200 \text{ W/m}^2\text{°C}$ değerinden çok farklıdır. Hata oranı %5'den fazladır. O yüzden bu değer K yerine koyularak aynı işlemler tekrarlanır. Bu iterasyon değeri hata % 5'in altına inene kadar devam eder.

Bu hesaplamalar her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hem BSI 2 hem de BSI 3 için tekrarlanır. Bu hesaplamalar ile gerekli ısı değiştirici alanı değerleri elde edilir. Ayrıca bu değerler bulunduktan sonra ısı değiştiricisinde her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için basınç düşümü değerleri de hesaplanır. Isı değiştiriciler için iterasyon sonuçları ve son durumdaki gerekli olan toplam alan değeri Çizelge 3.11 ve Çizelge 3.12'de gösterilmiştir. Tablolardaki K değerlerinin iterasyon sonuçları $k[1]$, $k[2]$ ve $k[3]$ ile gösterilmiştir. Hesaplar da $k[2]$ değerleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.11 BSI 2 için toplam ısı taşınım katsayısı ve alan değerleri

$T_{\text{Baca_çıkış}}$ (°C)	F	K[1] W/m ² °C	K[2] W/m ² °C	K[3] W/m ² °C	Isı değiştirici alanı (m ²)
90	0,94	200	143,42	139,09	1686,84
93	0,95	200	144,22	140,29	1498,31
96	0,96	200	144,93	141,36	1330,13
99	0,96	200	145,56	142,33	1178,54
102	0,97	200	146,12	143,2	1040,71
105	0,97	200	146,63	144,01	914,34
108	0,97	200	147,10	144,75	797,73
111	0,98	200	147,51	145,43	689,67
114	0,98	200	147,91	146,08	588,82
117	0,98	200	148,27	146,68	494,43
120	0,98	200	148,64	147,29	405,62
123	0,99	200	149,01	147,89	321,85
126	1	200	149,37	148,48	242,64
129	1	200	149,75	149,08	167,51
132	1	200	150,16	149,73	96,13

Çizelge 3.12 BSI 3 için toplam ısı taşınım katsayısı ve alan değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	F	K[1] W/m ² °C	K[2] W/m ² °C	K[3] W/m ² °C	Isı değiştirici alanı (m ²)
90	0,71	200	137,1	130,58	4215,52
93	0,75	200	139,02	133,34	3547,88
96	0,77	200	140,6	135,61	3016,69
99	0,8	200	141,93	137,54	2579,47
102	0,83	200	143,07	139,19	2210,37
105	0,85	200	144,06	140,65	1892,57
108	0,87	200	144,94	141,94	1614,51
111	0,88	200	145,71	143,09	1368,35
114	0,9	200	146,41	144,14	1147,84
117	0,93	200	147,03	145,09	948,73
120	0,94	200	147,64	146	767,20
123	0,95	200	148,22	146,88	600,84
126	0,96	200	148,77	147,72	447,56
129	0,97	200	149,32	148,54	305,59
132	0,985	200	149,9	149,41	173,56

Çizelge 3.11 ve Çizelge 3.12’de BSI 2 ve BSI 3 için düzeltme katsayısı, toplam ısı taşınım katsayısı iterasyon sonuçları ve gerekli ısı değiştirici alanı değerleri gösterilmektedir. Hesaplamaların hepsinde k[2] iterasyon değeri kullanılmıştır. Çünkü bütün değerler için k[2] ile k[3] arasındaki hata oranı %5’den azdır.

Gerekli tüm alan değerleri hesaplandığına göre artık basınç kaybı değeri bulunabilir. Yine burada BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^{\circ}\text{C}$ için hesap yapılacaktır. Diğer değerler ise doğrudan tablolar halinde gösterilecektir. Formüldeki $\zeta_d = 0,22$, $\zeta_g = 0,025$ ve $\lambda_s = 0,011$ değerleri Prof. Dr. Osman F. Genceli’nin Isı Değiştiricileri kitabının ekler kısmındaki

grafiklerinden okunmuştur. Diğer değerler ise hesaplamalar sonuçları ile bulunmuştur. (Denklem 2.24)

$$\Delta P_{\text{basınç_kayıp}} = \frac{(195,8 / 5,04)^2}{1,353} \cdot \left\{ [0,22 + 1 - (0,697)^2] + 0,011 \cdot \frac{4215,52}{5,04} - [1 - 0,025 - 0,6972] \right\} = 10536,62 \text{ Pa}$$

Diğer tüm değerler de bu denklemdeki gibi bulunmuştur. Bu değerlerin gösterimi Çizelge 3.13 ve Çizelge 3.14’de görülmektedir.

Çizelge 3.13 BSI 2 için basınç düşüşü hesabı

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	Re_{baca}	$A_{\text{min}} / A_{\text{ön}}$	A m^2	A_{min} m^2	$\Delta P_{\text{basınç_kayıp}}$ Pa
90	6272,54	0,697	1686,84	5,04	4380,16
93	6230,58	0,697	1498,31	5,06	3890,98
96	6189,04	0,697	1330,13	5,08	3458,17
99	6147,92	0,697	1178,54	5,10	3071,52
102	6107,21	0,697	1040,71	5,12	2723,31
105	6066,90	0,697	914,34	5,14	2407,29
108	6027,00	0,697	797,73	5,16	2118,80
111	5987,49	0,697	689,67	5,18	1854,41
114	5948,37	0,697	588,82	5,20	1610,53
117	5909,64	0,697	494,43	5,22	1385,04
120	5872,13	0,697	405,62	5,24	1175,51
123	5835,13	0,697	321,85	5,26	980,40
126	5798,49	0,697	242,64	5,28	798,35
129	5762,19	0,697	167,51	5,30	628,03
132	5726,24	0,697	96,13	5,32	468,43

Çizelge 3.14 BSI 3 için basınç düşüşü hesabı

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	Re_{baca}	$A_{\text{min}} / A_{\text{ön}}$	A m^2	A_{min} m^2	$\Delta P_{\text{basınç_kayıp}}$ Pa
90	6272,54	0,697	4215,52	5,04	10536,62
93	6230,58	0,697	3547,88	5,06	8841,15
96	6189,04	0,697	3016,69	5,08	7499,26
99	6147,92	0,697	2579,47	5,1	6401,68
102	6107,21	0,697	2210,37	5,12	5481,81
105	6066,9	0,697	1892,57	5,14	4692,61
108	6027,00	0,697	1614,51	5,16	4015,01
111	5987,49	0,697	1368,35	5,18	3417,73
114	5948,37	0,697	1147,84	5,20	2888,24
117	5909,64	0,697	948,73	5,22	2415,36
120	5872,13	0,697	767,20	5,24	1989,24
123	5835,13	0,697	600,84	5,26	1603,46
126	5798,49	0,697	447,56	5,28	1252,49
129	5762,19	0,697	305,59	5,30	931,71
132	5726,24	0,697	173,56	5,32	637,45

Bu kısımdaki hesapların sonucunda BGGKE için kullanılacak ısı değıştiricisinin ihtiyaç duyduğu alan ve bu ısı değıştiricisinden kaynaklanan basınç düşüşü değeri hesaplanmıştır. Bu değere bakılarak eşanjörün maliyeti bulunabilir. Ayrıca bu kısımdaki basınç düşüşünden yararlanarak artan fan gücü değeri bir sonraki kısımda bulunacaktır.

3.2.4 Artan Baca Fan Gücünün Hesaplanması

Bu kısımda eşanjördeki basınç düşüşünü dengelemek için gerekli olan fan gücü artışının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Artan fan gücünün bulunmasında $\Delta N_{fan} = (\dot{m}_{baca} \Delta P_{basinç_kayıp}) / (\rho_h . 1000 . \eta_{fan})$ denklemi kullanılacaktır. Buradaki $\dot{m}_{baca} = 195,8$ kg/s ve $\eta_{fan} = 0,96$ olarak alınmıştır. Diğer değerler ise baca gazının çıkış sıcaklığına göre değişecektir. Bu fan gücü BSI 3 ve $T_{baca_çıkış} = 90$ °C için hesaplanacaktır. Diğer değerler de bunun gibi bulunacaktır. Ancak bu değerler doğrudan tabloda gösterilecektir. (Denklem 2.25)

$$\Delta N_{fan} = \frac{195,8 . (10536,62)}{(1,353) . 1000 . (0,96)} = 1588,37 \text{ kW}$$

Yukarıdaki denklem gibi bütün değerler bulunmuştur. Çizelge 3.15 ve Çizelge 3.16’da bu değerler gösterilmektedir.

Çizelge 3.15 BSI 2 için artan fan gücü değerleri

$T_{baca_çıkış}$ (°C)	$\Delta P_{basinç_kayıp}$ Pa	$\dot{m}_{baca}$	ρ_{ort} (kg/m ³)	ΔN_{fan} kW
90	4380,16	195,8	1,353	660,30
93	3890,98	195,8	1,348	588,83
96	3458,17	195,8	1,343	525,36
99	3071,52	195,8	1,337	468,42
102	2723,31	195,8	1,332	416,91
105	2407,29	195,8	1,327	369,94
108	2118,80	195,8	1,322	326,85
111	1854,41	195,8	1,317	287,15
114	1610,53	195,8	1,312	250,33
117	1385,04	195,8	1,307	216,09
120	1175,51	195,8	1,302	184,09

Çizelge 3.15 BSI 2 için artan fan gücü değerleri (devam)

123	980,40	195,8	1,298	154,11
126	798,35	195,8	1,293	125,96
129	628,03	195,8	1,288	99,45
132	468,43	195,8	1,283	74,45

Çizelge 3.16 BSI 3 için artan fan gücü değerleri

$T_{\text{Baca_çıkış}}$ (°C)	$\Delta P_{\text{basınç_kayıp}}$ Pa	$\dot{m}_{\text{Baca}}$	ρ_{ort} (kg/m ³)	ΔN_{fan} kW
90	10536,62	195,8	1,353	1588,37
93	8841,15	195,8	1,348	1337,96
96	7499,26	195,8	1,343	1139,28
99	6401,68	195,8	1,337	976,28
102	5481,81	195,8	1,332	839,21
105	4692,61	195,8	1,327	721,14
108	4015,01	195,8	1,322	619,36
111	3417,73	195,8	1,317	529,22
114	2888,24	195,8	1,312	448,92
117	2415,36	195,8	1,307	376,84
120	1989,24	195,8	1,302	311,52
123	1603,46	195,8	1,298	252,04
126	1252,49	195,8	1,293	197,61
129	931,71	195,8	1,288	147,54
132	637,45	195,8	1,283	101,32

3.2.5 Artan Kondens Besleme Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması

Bu kısımda alçak basınç türbininin çıkışındaki debinin artmasına bağlı olarak kondens besleme suyu pompasının gücünün artışının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Bu değerin fan gücü artışına kıyasla çok küçük bir değer olması beklenmektedir. Bu kısımda yine BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^\circ\text{C}$ için hesaplamalar yapılacaktır. Diğer değerler ise doğrudan tablolar halinde verilecektir. Hesaplamalarda kullanılacak Δm değeri daha önceki türbin net işindeki artış hesaplamasında bulunmuştu. Bu debi değerlerine bağlı olarak hesaplamalar yapılacaktır. Bu pompadaki su sıcaklığına bağlı olarak $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ kabul edilmiştir. Su sıcaklığı değeri $42,7^\circ\text{C}$ olduğu için bu kabul uygundur. Ayrıca yer çekimi ivmesi olan $g= 9,81 \text{ m/s}^2$ alınmıştır. Bu değerler kabuller kısmında da belirtilmişti. Bu değerlere göre hacimsel debi değeri aşağıdaki formül ile bulunur. (Denklem 2.28)

$$Q = \frac{4,239}{1000} = 0,004239 \text{ m}^3/\text{s}$$

Güç formülünde karşımıza çıkan H değerinin hesaplanmasında ise basınç farkı değerlerinden yararlanılacaktır. Bu basınç farkı değeri BSI 3'e çekilen kısımdaki buhar basıncı ile alçak basınç türbini çıkışı arasındaki basınç farkına eşittir. Bu değerler kabuller kısmında verilmiştir. (Denklem 2.30)

$$H = \frac{(195,3 - 8,5) \cdot 1000}{9810} = 19,04 \text{ m}$$

Kondens pompası için verim değeri kabuller kısmında 0,85 olarak kabul edilmişti. Bu değerlere göre kondens pompasının güç artışı aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.27)

$$\Delta N_{\text{kondens_pompa}} = \frac{(9810) \cdot (0,004239) \cdot (19,04)}{0,85} = 931,5 \text{ W} = 0,9315 \text{ kW}$$

Yukarıdaki BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^\circ\text{C}$ için bulunan değerler diğer sıcaklıklar ve BSI 2 için de aynı şekilde uygulanırsa Çizelge 3.17 ve Çizelge 3.18 bulunur.

Çizelge 3.17 BSI 2 için kondens pompası güç artışı değerleri

$T_{\text{ Baca_çıkış}}$ (°C)	Q m^3/s	H m	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ W	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ kW
90	0,004348	4,50	225,95	0,226
93	0,004068	4,50	211,37	0,211
96	0,003787	4,50	196,78	0,197
99	0,003506	4,50	182,19	0,182
102	0,003225	4,50	167,59	0,168
105	0,002944	4,50	152,97	0,153
108	0,002662	4,50	138,35	0,138
111	0,002381	4,50	123,72	0,124
114	0,002099	4,50	109,08	0,109
117	0,001817	4,50	94,43	0,094
120	0,001535	4,50	79,77	0,080
123	0,001253	4,50	65,10	0,065
126	0,00097	4,50	50,42	0,050
129	0,000688	4,50	35,73	0,036
132	0,000405	4,50	21,03	0,021

Çizelge 3.18 BSI 3 için kondens pompası güç artışı değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	Q m^3/s	H m	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ W	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ kW
90	0,004239	19,04	931,51	0,932
93	0,003965	19,04	871,41	0,871
96	0,003692	19,04	811,28	0,811
99	0,003418	19,04	751,10	0,751
102	0,003144	19,04	690,90	0,691
105	0,00287	19,04	630,65	0,631
108	0,002595	19,04	570,37	0,570
111	0,002321	19,04	510,05	0,510
114	0,002046	19,04	449,68	0,450
117	0,001771	19,04	389,29	0,389
120	0,001496	19,04	328,85	0,329
123	0,001221	19,04	268,37	0,268
126	0,000946	19,04	207,86	0,208
129	0,00067	19,04	147,30	0,147
132	0,000395	19,04	86,71	0,087

Daha önceden de belirtildiği gibi buradaki ekstra güç ihtiyacı değerleri fan gücü artışına göre çok daha küçüktür.

3.2.6 Artan Soğutma Suyu Pompası Gücünün Hesaplanması

Bu kısımda alçak basınç türbininin çıkışındaki debinin artmasına bağlı olarak soğutma suyu pompasının gücünün artışının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Soğutma suyu pompasındaki güç artışının hesaplanabilmesi için kondenserin soğutma suyu tarafındaki entalpi, debi ve basınç değerlerinin hepsinin bulunması gerekir. Bu değerler için öncelikle kütle dengesi yazılır. (Denklem 2.32 ve Denklem 2.33)

$$89,48 + \dot{m}_{ss,giriş} = 94,3 + 4389$$

$$\dot{m}_{ss,giriş} = 4393,82 \text{ kg/s}$$

Bu kütle denkliği ile BGGKE'siz durum için kondensere giren soğutma suyu debisi bulunmuş oldu. Bu adımdan sonra enerji denkliği yazılarak kondensere giren soğutma suyunun entalpisi bulunacaktır. Ancak öncelikle bu hesaplamada ihtiyaç duyulacak 42,7 °C için basınç ve entalpi değerleri bulunmalıdır. Bu değerler Çizelge 3.19'da gösterilmektedir. Bu değerlerin hesaplanmasında termodinamik tablolar kullanılmıştır. Buradaki ara değer olan 42,7 °C için doğrusal enterpolasyon yapılmıştır.

Çizelge 3.19 42,7°C için basınç ve entalpi değerleri

T °C	h _f kJ/kg	P _{doy} kPA
40	167,53	7,3851
42,7	178,82	8,579
45	188,44	9,5953

Bu değerlerden bulunduktan sonra enerji denkliği yazılabilir. (Denklem 2.34 ve Denklem 2.35)

$$(89,48). (2375,11) + (4393,82)h_{ss,giriş} = 178,82. (94,3 + 4389)$$

$$h_{ss,giriş} = 134,09 \text{ kJ/kg}$$

Kondensere giren soğutma suyunun entalpi değeri bilindiğine göre bu değerden basınç ve sıcaklık değerleri bulunur. Bunun için bu soğutma suyu doymuş su kabul edilmiştir ve buna göre doğrusal entarpolasyon ile Çizelge 3.20 doldurulmuştur.

Çizelge 3.20 Kondensere giren soğutma suyunun sıcaklık ve basıncının bulunması

h_f kJ/kg	T °C	P_{doy} kPA
125,74	30	4,2469
134,09	31,99	4,79
146,64	35	5,6291

Hesaplamalarda kullanılacak bu bulunan değerler BSI 2 ve BSI 3'deki tüm hesaplamalar için ortak değerdir. Farklı olan değerler bundan sonraki kısımlardır. Burada yine BSI 3 ve $T_{baca_çıkış} = 90$ °C için hesaplamalar yapılacaktır. Diğer değerler tablolar halinde verilecektir.

Bulunanlara ve kabul değerlerine göre besleme suyu debisindeki artış aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.31)

$$\Delta \dot{m}_{ss} = \frac{4,239 (2375,11 - 178,82)}{4,186 (42,7 - 31,9976)} = 208,09 \text{ kg/s}$$

Bu değer bilindiğine göre hacimsel debi değeri aşağıdaki gibi bulunabilir. (Denklem 2.37)

$$Q = \frac{208,09}{1000} = 0,20809 \text{ m}^3/\text{s}$$

Soğutma suyunun giriş ve çıkış basınç değerleri Çizelge 3.20'de bulunmuştu. Bu değerler kullanılarak pompa basma yüksekliği aşağıdaki gibi bulunur. (Denklem 2.38)

$$H = \frac{(8,579 - 4,7991) \cdot 1000}{9810} = 0,3853 \text{ m}$$

Bu Q ve H değeri bilindiğine göre soğutma suyu pompasının ihtiyaç duyduğu ek güç değeri bulunur. Bunun için pompa verimi kabuller kısmında 0,85 olarak verilmişti. (Denklem 2.36)

$$\Delta N_{ss_pompa} = \frac{(9810) \cdot (0,20809) \cdot (0,3853)}{0,85} = 925,35 \text{ W} = 0,925 \text{ kW}$$

Bu hesaplama ile BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90$ °C için soğutma suyu ek pompa gücü değeri bulunmuş oldu. Diğer güç değerleri ise Çizelge 3.21 ve Çizelge 3.22’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.21 BSI 2 için ek soğutma suyu pompası güçleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	ΔQ_{ss} m^3/s	H m	ΔN_{ss_pompa} W	ΔN_{ss_pompa} kW
90	0,213123	0,385	947,72	0,948
93	0,199373	0,385	886,58	0,887
96	0,185615	0,385	825,40	0,825
99	0,171848	0,385	764,18	0,764
102	0,158074	0,385	702,93	0,703
105	0,144289	0,385	641,63	0,642
108	0,130496	0,385	580,29	0,580
111	0,116695	0,385	518,92	0,519
114	0,102885	0,385	457,51	0,458
117	0,089066	0,385	396,06	0,396
120	0,075238	0,385	334,57	0,335
123	0,061402	0,385	273,04	0,273
126	0,047556	0,385	211,47	0,211
129	0,033702	0,385	149,87	0,150
132	0,019839	0,385	88,22	0,088

Çizelge 3.22 BSI 3 için ek soğutma suyu pompası güçleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	ΔQ_{ss} m^3/s	H m	ΔN_{ss_pompa} W	ΔN_{ss_pompa} kW
90	0,207796	0,385	924,0	0,924
93	0,19439	0,385	864,42	0,864
96	0,180975	0,385	804,76	0,805
99	0,167553	0,385	745,08	0,745
102	0,154123	0,385	685,36	0,685
105	0,140683	0,385	625,59	0,626
108	0,127234	0,385	565,79	0,566
111	0,113779	0,385	505,95	0,506
114	0,100313	0,385	446,07	0,446
117	0,08684	0,385	386,16	0,386
120	0,073358	0,385	326,21	0,326
123	0,059867	0,385	266,22	0,266
126	0,046368	0,385	206,19	0,206
129	0,03286	0,385	146,12	0,146
132	0,019343	0,385	86,02	0,086

Bu ek soğutma suyu pompası gücü değerlerinin de ek fan gücüne nazaran çok küçük olduğu görülmüştür.

3.2.7 Azalan Özgöl Yakıt Sarfiyatının ve Artan Santral Veriminin Hesaplanması

Bu kısımda BGGKE'li sistem ile artacak olan verim değerine bağlı olarak azalan yakıt sarfiyatının 90-132°C arasında üçer artımlı her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplaması yapılacaktır.

Azalan özgöl yakıt sarfiyatının bulunabilmesi için hem ilk durumdaki hem de BGGKE'li durumdaki verim değerlerinin bulunması gerekir. Bunun için öncelikle ilk durumdaki

sistemin verim değeri bulunacaktır. Bunun için daha önce kabuller kısmında verilen ısı oranı ve net iş değerinden yararlanılacaktır.

Isı oranı = 7976,3 kJ/kWh ve iç ihtiyaç %10 olduğuna göre verim değeri $\eta_{the} = (7976,3 / (3600 * 0,9))^{-1}$ formülünden bulunur.

$$\eta_{the} = \left(\frac{7976,3}{3600 \cdot (0,9)} \right)^{-1} = 0,4062 \text{ (\% 40,62)}$$

Bu verim ifadesini diğer taraftan net güç/kazanda verilen ısı şeklinde de yazılabilirdi. Bu şekilde ise aşağıdaki eşitlik yazılabilir. Burada kullanılacak $\dot{W}_{net} = \dot{W}_{gen} \cdot (1 - \eta_{iç_kayıp})$ şeklinde bulunur.

$$\eta_{the} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{kazan}} \rightarrow \dot{Q}_{kazan} = \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_{the}} = \frac{160 \cdot (0,9)}{0,4062} = 354,405 \text{ MW}$$

Buraya kadar olan kısım yeni eklenen tüm sistem için ortaktır. Buradan sonraki hesaplar ise BSI 2 ve BSI 3'ün $T_{baca_çıkış}$ sıcaklığı için değişmektedir. Yine BSI 3 ve $T_{baca_çıkış} = 90^\circ\text{C}$ için hesaplama yapılacaktır. Diğer değerler tablolar halinde verilecektir.

$$\dot{W}_{net1} = \dot{W}_{net} + \Delta N_{net}$$

Buradaki ΔN_{net} değerinin bulunması için daha önceki hesaplama değerlerinden yararlanılacaktır.

$$\Delta N_{net} = \Delta N_{kazanç_türbin} - \Delta N_{fan} - \Delta N_{kondens_pompa} - \Delta N_{ss_pompa}$$

BSI 3 ve $T_{baca_çıkış} = 90^\circ\text{C}$ için ΔN_{net} değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta N_{net} = 1685,74 - 1588,37 - 0,93 - 0,92 = 95,51 \text{ kW} = 0,09551 \text{ MW}$$

Bu ΔN_{net} değerleri tablolar halinde Çizelge 3.23 ve Çizelge 3.24'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.23 BSI 2 için net güç artış değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	$\Delta N_{\text{kazanç,türbin}}$ kW	ΔN_{fan} kW	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ kW	$\Delta N_{\text{ss_pompa}}$ kW	ΔN_{net} MW
90	889,25	660,30	0,226	0,948	0,228
93	831,88	588,83	0,211	0,887	0,242
96	774,47	525,36	0,197	0,825	0,248
99	717,03	468,42	0,182	0,764	0,248
102	659,56	416,91	0,168	0,703	0,242
105	602,05	369,94	0,153	0,642	0,231
108	544,50	326,85	0,138	0,580	0,217
111	486,91	287,15	0,124	0,519	0,199
114	429,29	250,33	0,109	0,458	0,178
117	371,63	216,09	0,094	0,396	0,155
120	313,93	184,09	0,080	0,335	0,129
123	256,20	154,11	0,065	0,273	0,102
126	198,43	125,96	0,050	0,211	0,072
129	140,62	99,45	0,036	0,150	0,041
132	82,78	74,45	0,021	0,088	0,008

Çizelge 3.24 BSI 3 için net güç artış değerleri

$T_{\text{Baca_çıkış}}$ (°C)	$\Delta N_{\text{kazanç,türbin}}$ kW	ΔN_{fan} kW	$\Delta N_{\text{kondens_pompa}}$ kW	$\Delta N_{\text{ss_pompa}}$ kW	ΔN_{net} MW
90	1685,74	1588,37	0,932	0,924	0,096
93	1576,99	1337,96	0,871	0,864	0,237
96	1468,16	1139,28	0,811	0,805	0,327
99	1359,27	976,28	0,751	0,745	0,381
102	1250,32	839,21	0,691	0,685	0,410
105	1141,29	721,14	0,631	0,626	0,419
108	1032,19	619,36	0,570	0,566	0,412
111	923,03	529,22	0,510	0,506	0,393
114	813,79	448,92	0,450	0,446	0,364
117	704,49	376,84	0,389	0,386	0,327
120	595,11	311,52	0,329	0,326	0,283
123	485,67	252,04	0,268	0,266	0,233
126	376,16	197,61	0,208	0,206	0,178
129	266,58	147,54	0,147	0,146	0,119
132	156,92	101,32	0,087	0,086	0,055

Çizelge 3.23 ve Çizelge 3.24’de ΔN_{net} değerleri artık belli olduğuna göre BGGKE’li durumdaki net güç değeri aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{W}_{\text{net } 1} = 160. (0,9) + 0,096 = 144,096 \text{ MW}$$

Bu değere bağlı olarak da BGGKE’li durumdaki verim ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.
(Denklem 2.39)

$$\eta_{\text{the } 1} = \frac{144,096}{354,405} = 0,4066 \text{ (\% 40,66)}$$

Bu verim değerleri hem BSI 2 hem BSI 3 için hesaplanmıştır. Bu değerler izelge 3.25 ve izelge 3.26’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.25 BSI 2 için yeni verim değerleri

$T_{\text{bacaıkış}}$ (°C)	$\dot{W}_{\text{net1}}$ MW	η_{the1} %
90	144,227	40,69
93	144,242	40,69
96	144,248	40,70
99	144,247	40,70
102	144,241	40,69
105	144,231	40,69
108	144,216	40,69
111	144,199	40,68
114	144,178	40,68
117	144,155	40,67
120	144,129	40,66
123	144,101	40,66
126	144,072	40,65
129	144,041	40,64
132	144,008	40,63

Çizelge 3.26 BSI 3 için yeni verim değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	$\dot{W}_{\text{net1}}$ MW	η_{the1} %
90	144,095	40,65
93	144,237	40,69
96	144,327	40,72
99	144,381	40,73
102	144,409	40,74
105	144,418	40,74
108	144,411	40,74
111	144,392	40,74
114	144,364	40,73
117	144,326	40,72
120	144,282	40,71
123	144,233	40,69
126	144,178	40,68
129	144,118	40,66
132	144,055	40,64

Verim değerleri de belirli olduğuna göre özgül yakıt sarfiyatı hesaplaması değeri bulunur. (Denklem 2.41) Aşağıdaki denklemdeki be değeri ilk durum içindir.

$$be = \frac{3600}{(2400 \cdot 4,186 \cdot 0,4062)} = 0,882162 \text{ kg/kW}_e\text{h}$$

BGGKE’li durum için BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 90^\circ\text{C}$ için be_1 değeri ise aşağıdaki gibi bulunur.

$$be_1 = \frac{3600}{(2400 \cdot 4,186 \cdot 0,4066)} = 0,881336 \text{ kg/kW}_e\text{h}$$

Bu $be - be_1$ arasındaki fark çalışmadaki sistem için azalan özgül yakıt sarfiyatı miktarını ifade etmektedir.

$$be - be_1 = \Delta be = \frac{3600}{Hu} \left(\frac{1}{\eta_{the}} - \frac{1}{\eta_{the1}} \right) = 0,88217 - 0,88134 = 0,000827 \text{ kg/kW}_e\text{h}$$

Bu hesaplama bütün BSI 2 ile BSI 3'ün değişik baca çıkış sıcaklıkları için uygulanırsa Çizelge 3.27 ve Çizelge 3.28 doldurulur.

Çizelge 3.27 BSI 2 için özgül yakıt sarfiyatı azalması değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	be kg/kW _e h	be ₁ kg/kW _e h	Δbe kg/kW _e h
90	0,88216	0,8805	0,00163
93	0,88216	0,8804	0,00172
96	0,88216	0,8804	0,00175
99	0,88216	0,8804	0,00175
102	0,88216	0,8804	0,00172
105	0,88216	0,8805	0,00165
108	0,88216	0,8805	0,00156
111	0,88216	0,8807	0,00146
114	0,88216	0,8808	0,00133
117	0,88216	0,8809	0,00119
120	0,88216	0,8811	0,00103
123	0,88216	0,8812	0,00086
126	0,88216	0,8814	0,00068
129	0,88216	0,8816	0,00049
132	0,88216	0,8818	0,00029

Çizelge 3.28 BSI 3 için özgül yakıt sarfiyatı azalması değerleri

$T_{\text{Baca_çıkış}}$ (°C)	be kg/kW _e h	be_1 kg/kW _e h	Δbe kg/kW _e h
90	0,88216	0,8813	0,00082
93	0,88216	0,8804	0,00169
96	0,88216	0,8799	0,00224
99	0,88216	0,8795	0,00257
102	0,88216	0,8794	0,00274
105	0,88216	0,8793	0,00280
108	0,88216	0,8794	0,00275
111	0,88216	0,8795	0,00264
114	0,88216	0,8796	0,00246
117	0,88216	0,8799	0,00223
120	0,88216	0,8801	0,00197
123	0,88216	0,8804	0,00166
126	0,88216	0,8808	0,00133
129	0,88216	0,8811	0,00096
132	0,88216	0,8815	0,00058

Bu hesaplamanın da sonucunda yeni sistem için gerekli olan bütün gelir ve gider değerleri bulunmuş oldu. Bu hesaplardan hareketle sistem için maliyet analizi yapılabilir.

3.2.8 Maliyet Analizi Hesaplamaları

Bu kısımda yeni kurulan sistem ile birlikte oluşan bütün kazanç ve kayıp değerlerinin maliyet analizi yapılacaktır. Maliyet analizi kısmında daha önceki kısımlarda da belirtildiği gibi bir referans değer oluşturması amaçlanmıştır. Bu referans değer eşanjör maliyeti, diğer ek maliyetler ve sistemdeki değişiklik maliyetlerini ifade etmektedir.

Yani bu değerlerin toplamı bizim hesaplama sonucunda bulduğumuz referans değerinden küçükse sistem yapılabilir. Yani bu koşullar altına maddi olarak karlı bir yatırım yapılabilir.

Hesaplamalar da yıllara bağlı olarak değişen değerlerin bugünkü değerlerinin sonuçları verilecektir. Bunun için eskalasyon ve iskonto oranları kullanılacaktır. Ayrıca yıl olarak da sırasıyla 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıl değerleri kullanılacaktır. (Denklem 2.42)

$$BD_{net,iş} = \sum_{t=1}^n \Delta \dot{W} \cdot I_e \cdot 8760 \cdot L_f \cdot (1 + e_s)^t \cdot (1 + r)^{-t}$$

Bu denklemdeki I_e değerleri de hesaplamalar sırasıyla 5, 7.5, 10 ve 12.5 olarak kullanılacaktır. Bu değer birim elektrik üretim maliyetini ifade eder ve birimi $kW_e h / kr'$ dur. Ayrıca bu kısımda BSI 2 ve BSI 3 için ayrı ayrı belirli bir baca gazı çıkış sıcaklığı için hesaplar yapılacaktır. Bu değerler daha önceki hesap değerlerinden maksimum olan değerler olarak seçilecektir. Bu hesaplama BSI 2 için $T_{baca_çıkış} = 96^\circ C$ olarak ve BSI 3 için $T_{baca_çıkış} = 105^\circ C$ olarak belirlenmiştir. Bu ikisi için bütün hesaplar ayrı ayrı yapılacaktır. İlk olarak BSI 2 için hesaplamalar yapılacaktır.

BSI 2 ve $T_{baca_çıkış} = 96^\circ C$ için $\Delta N_{net} = \Delta \dot{W} = 0,248 \text{ MW} = 248,095 \text{ kW}$ değeri daha önceden bulunmuştu. Ayrıca formülde $e_s = \%1$ ve $r = \%10$ alınacaktır. Bu değerler daha önceki kabuller kısmında da belirtilmişti. (Denklem 2.42)

$$BD_{net,iş} = \sum_{t=1}^n 248,095 \cdot I_e \cdot 8760 \cdot 0,8 \cdot (1 + 0,01)^t \cdot (1 + 0,1)^{-t}$$

Bu değerler kullanılarak I_e 'nin farklı değerleri için Çizelge 3.29 oluşturulmuştur.

Çizelge 3.29 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri

Yıl	ΔN_{net} kW	$I_e=5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)
1	248,09	79.819,95	119.729,93	159.639,91	199.549,88
2	248,09	73.289,23	109.933,84	146.578,46	183.223,07
3	248,09	67.292,84	100.939,26	134.585,68	168.232,10
4	248,09	61.787,06	92.680,59	123.574,12	154.467,65
5	248,09	56.731,76	85.097,63	113.463,51	141.829,39
6	248,09	52.090,07	78.135,10	104.180,13	130.225,17
7	248,09	47.828,15	71.742,23	95.656,30	119.570,38
8	248,09	43.914,94	65.872,41	87.829,88	109.787,35
9	248,09	40.321,90	60.482,85	80.643,80	100.804,75
10	248,09	37.022,83	55.534,25	74.045,67	92.557,09
11	248,09	33.993,69	50.990,54	67.987,39	84.984,23
12	248,09	31.212,39	46.818,59	62.424,78	78.030,98
13	248,09	28.658,65	42.987,98	57.317,30	71.646,63
14	248,09	26.313,85	39.470,78	52.627,70	65.784,63
15	248,09	24.160,90	36.241,35	48.321,80	60.402,25
16	248,09	22.184,10	33.276,15	44.368,20	55.460,25
17	248,09	20.369,04	30.553,55	40.738,07	50.922,59
18	248,09	18.702,48	28.053,72	37.404,96	46.756,20
19	248,09	17.172,28	25.758,41	34.344,55	42.930,69
20	248,09	15.767,27	23.650,91	31.534,54	39.418,18
21	248,09	14.477,22	21.715,83	28.954,44	36.193,06
22	248,09	13.292,72	19.939,08	26.585,44	33.231,81

Çizelge 3.29 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri (devam)

23	248,09	12.205,14	18.307,70	24.410,27	30.512,84
24	248,09	11.206,53	16.809,80	22.413,07	28.016,33
25	248,09	10.289,64	15.434,45	20.579,27	25.724,09
26	248,09	9.447,76	14.171,63	18.895,51	23.619,39
27	248,09	8.674,76	13.012,14	17.349,52	21.686,90
28	248,09	7.965,01	11.947,51	15.930,01	19.912,51
29	248,09	7.313,32	10.969,98	14.626,65	18.283,31
30	248,09	6.714,96	10.072,44	13.429,92	16.787,40

Çizelge 3.29'da her yıl için net güçten sağlanan kazancın bugünkü değerleri görülmektedir.

Bu tablo bulunduktan sonra 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık dönemler halinde o değerlerin toplamı bugünkü değerler toplamına indirgenirse Çizelge 3.30 elde edilir.

Çizelge 3.30 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı

Yıllar	$I_e=5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)
5	338.920,837	508.381,256	677.841,674	847.302,093
10	560.098,729	840.148,093	1.120.197,458	1.400.246,822
15	704.438,216	1.056.657,323	1.408.876,431	1.761.095,539
20	798.633,378	1.197.950,067	1.597.266,756	1.996.583,445
25	860.104,628	1.290.156,942	1.720.209,256	2.150.261,570
30	900.220,431	1.350.330,646	1.800.440,861	2.250.551,076

Net güç artışından sağlanan kârı gösteren tablolar yukarıda verilmiştir . Bundan sonraki maliyet analizin de ise özgül yakıt sarfiyatının azalmasından kaynaklanan kâr değeri hesaplanacaktır. (Denklem 2.44)

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = \Delta be \cdot 8760 \cdot L_f \cdot \Delta \dot{W} \cdot F_y$$

Bu denklemdeki Δbe değeri daha önceden bulunmuştu. F_y değeri ise kabuller kısmında 80 TL/ton kabul edilmişti. ($L_f=0,8$) Bu değerlere göre yıllık yakıt kazancı bulunabilir. Bu bulunan değeri aşağıdaki denklemde yerine koyulursa her yıl için ayrı ayrı kazancın bugünkü değeri bulunmuş olunur. (Denklem 2.45)

$$BD_{\text{yakıt,kazanç}} = \sum_{t=1}^n \text{Yıllık Yakıt Kazancı} \cdot (1 + e_y)^t \cdot (1 + r)^{-t}$$

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = (0,00176 \cdot 10^{-3}) \cdot 8760 \cdot 0,8 \cdot (248,095) \cdot 80$$

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = 243,849 \text{ TL/yıl}$$

Her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için yıllık yakıt kazancı Çizelge 3.31’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.31 BSI 2 için değişik baca gazı sıcaklıklarındaki yıllık yakıt kazancı değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	Δbe kg/kW _e h	$\Delta N_{\text{net}} = \Delta \dot{W}$ kW	Yıllık Yakıt Kazanç TL/yıl
90	0,00163	227,78	208,76
93	0,00172	241,95	233,48
96	0,00175	248,09	244,63
99	0,00175	247,66	243,84
102	0,00172	241,78	233,18
105	0,00165	231,31	214,79
108	0,00156	216,92	190,76
111	0,00146	199,12	162,95
114	0,00133	178,39	133,33
117	0,00119	155,04	103,48

Çizelge 3.31 BSI 2 için değişik baca gazı sıcaklıklarındaki yıllık yakıt kazancı değerleri
(devam)

120	0,00103	129,43	75,02
123	0,00086	101,75	49,32
126	0,00068	72,20	27,68
129	0,00049	40,98	11,32
132	0,00029	8,21	1,34

Yıllık yakıt kazanç değerinden her bir yıl için olan kazancın bugünkü değeri bulunmak istenirse yakıt eskalasyon oranı ve iskonto oranı kullanılır. Buna göre Çizelge 3.32 doldurulmuştur.

Çizelge 3.32 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri

Yıl	Yıllık Kazanç TL/yıl	$(1+e_y)^t$	$(1+r)^{-t}$	B.D. (TL)
1	244,63	1,050	0,909	233,51
2	244,63	1,103	0,826	222,89
3	244,63	1,158	0,751	212,76
4	244,63	1,216	0,683	203,09
5	244,63	1,276	0,621	193,86
6	244,63	1,340	0,564	185,05
7	244,63	1,407	0,513	176,63
8	244,63	1,477	0,467	168,61
9	244,63	1,551	0,424	160,94
10	244,63	1,629	0,386	153,63
11	244,63	1,710	0,350	146,64
12	244,63	1,796	0,319	139,98

Çizelge 3.32 BSI 2 ve $T_{\text{bac}_\text{çıkış}} = 96^\circ\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri (devam)

13	244,63	1,886	0,290	133,61
14	244,63	1,980	0,263	127,54
15	244,63	2,079	0,239	121,74
16	244,63	2,183	0,218	116,21
17	244,63	2,292	0,198	110,93
18	244,63	2,407	0,180	105,88
19	244,63	2,527	0,164	101,07
20	244,63	2,653	0,149	96,48
21	244,63	2,786	0,135	92,09
22	244,63	2,925	0,123	87,91
23	244,63	3,072	0,112	83,91
24	244,63	3,225	0,102	80,09
25	244,63	3,386	0,092	76,45
26	244,63	3,556	0,084	72,98
27	244,63	3,733	0,076	69,66
28	244,63	3,920	0,069	66,49
29	244,63	4,116	0,063	63,47
30	244,63	4,322	0,057	60,59

Aynı bir önceki hesaplamadaki gibi yukarıdaki tablo bulunduktan sonra 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık dönemler halinde o değerlerin toplamı bugünkü değere indirgenirse Çizelge 3.33 elde edilir.

Çizelge 3.33 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamaları

Yıl	BD (TL)
5	1.066,13
10	1.911,00
15	2.580,54
20	3.111,13
25	3.531,61
30	3.864,83

Bu tablo doldurulduktan sonra net güçten kazanılan ve özgül yakıt sarfiyatından kazanılan kazancın 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık periyotlar halinde birleştirilmesi (toplanması) Çizelge 3.34’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.34 BSI 2 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 96^{\circ}\text{C}$ için toplam net kazançların bugünkü değerler toplamaları

Yıllar	$I_e=5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)
5	339.986,97	509.447,39	678.907,80	848.368,22
10	562.009,74	842.059,10	1.122.108,46	1.402.157,83
15	707.018,76	1.059.237,87	1.411.456,98	1.763.676,09
20	801.744,52	1.201.061,20	1.600.377,89	1.999.694,58
25	863.636,24	1.293.688,56	1.723.740,87	2.153.793,18
30	904.085,26	1.354.195,48	1.804.305,69	2.254.415,91

BSI 2 için yapılan bu hesapların hepsi BSI 3 için de yapılacaktır. BSI 3’deki $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için yapılacak olan bu hesaplarda daha önce kullanılacak olan kabullerin hepsi geçerlidir. (Denklem 2.42)

$$BD_{\text{net,iş}} = \sum_{t=1}^n 248,095 \cdot I_e \cdot 8760 \cdot 0,8 \cdot (1 + 0,01)^t \cdot (1 + 0,1)^{-t}$$

Bu değerler kullanılarak I_e 'nin farklı değerleri için izelge 3.35 oluşturulmuştur.

Çizelge 3.35 BSI 3 ve $T_{\text{bacaıkış}} = 105^\circ\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri

Yıl	ΔN_{net} kW	$I_e=5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ için Kâr B.D. (TL)
1	418,89	134.771,58	202.157,37	269.543,16	336.928,95
2	418,89	123.744,81	185.617,22	247.489,63	309.362,04
3	418,89	113.620,24	170.430,36	227.240,48	284.050,60
4	418,89	104.324,04	156.486,06	208.648,08	260.810,09
5	418,89	95.788,43	143.682,65	191.576,87	239.471,09
6	418,89	87.951,20	131.926,80	175.902,40	219.878,00
7	418,89	80.755,19	121.132,79	161.510,38	201.887,98
8	418,89	74.147,95	111.221,92	148.295,90	185.369,87
9	418,89	68.081,30	102.121,95	136.162,60	170.203,25
10	418,89	62.511,01	93.766,52	125.022,02	156.277,53
11	418,89	57.396,47	86.094,71	114.792,95	143.491,18
12	418,89	52.700,40	79.050,60	105.400,80	131.751,00
13	418,89	48.388,55	72.582,82	96.777,09	120.971,37
14	418,89	44.429,48	66.644,23	88.858,97	111.073,71
15	418,89	40.794,34	61.191,52	81.588,69	101.985,86
16	418,89	37.456,63	56.184,94	74.913,25	93.641,56
17	418,89	34.391,99	51.587,99	68.783,99	85.979,98
18	418,89	31.578,10	47.367,15	63.156,20	78.945,26
19	418,89	28.994,44	43.491,66	57.988,88	72.486,10
20	418,89	26.622,17	39.933,25	53.244,33	66.555,42

Çizelge 3.35 BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri (devam)

21	418,89	24.443,99	36.665,98	48.887,98	61.109,97
22	418,89	22.444,03	33.666,04	44.888,05	56.110,07
23	418,89	20.607,70	30.911,55	41.215,39	51.519,24
24	418,89	18.921,61	28.382,42	37.843,23	47.304,03
25	418,89	17.373,48	26.060,22	34.746,96	43.433,70
26	418,89	15.952,01	23.928,02	31.904,03	39.880,04
27	418,89	14.646,85	21.970,27	29.293,70	36.617,12
28	418,89	13.448,47	20.172,71	26.896,94	33.621,18
29	418,89	12.348,14	18.522,21	24.696,28	30.870,35
30	418,89	11.337,84	17.006,76	22.675,68	28.344,60

Çizelge 3.35’de her yıl için net güçten sağlanan kazancın bugünkü değerleri görülmektedir. Bu tablo bulunduktan sonra 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık dönemler halinde o değerlerin toplamı bugünkü değere indirgenirse Çizelge 3.36 elde edilir.

Çizelge 3.36 BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için değişik I_e değerlerindeki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamı

Yıllar	$I_e=5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)
5	572.249,10	858.373,65	1.144.498,21	1.430.622,76
10	945.695,75	1.418.543,63	1.891.391,50	2.364.239,38
15	1.189.405,00	1.784.107,50	2.378.810,00	2.973.512,50
20	1.348.448,32	2.022.672,49	2.696.896,65	3.371.120,82
25	1.452.239,13	2.178.358,70	2.904.478,27	3.630.597,84
30	1.519.972,45	2.279.958,68	3.039.944,90	3.799.931,13

Net güç artışından sağlanan kârı gösteren tablolar yukarıda verilmiştir. Bundan sonraki maliyet analizin de ise özgül yakıt sarfiyatının azalmasından kaynaklanan kâr değeri hesaplanacaktır. (Denklem 2.44 ve denklem 2.45)

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = \Delta be \cdot 8760 \cdot L_f \cdot \Delta \dot{W} \cdot F_y$$

$$BD_{\text{yakıt,kazanç}} = \sum_{t=1}^n \text{Yıllık Yakıt Kazancı} \cdot (1 + e_y)^t \cdot (1 + r)^{-t}$$

$$\text{Yıllık Yakıt Kazancı} = (0,0028 \cdot 10^{-3}) \cdot 8760 \cdot 0,8 \cdot (418,895) \cdot 80 = 657,58 \text{ TL/yıl}$$

Her bir baca gazı çıkış sıcaklığı için yıllık yakıt kazancı Çizelge 3.37’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.37 BSI 3 için değişik baca gazı sıcaklıklarındaki yıllık yakıt kazancı değerleri

$T_{\text{baca_çıkış}}$ (°C)	Δbe kg/kW _e h	$\Delta N_{\text{net}} = \Delta \dot{W}$ kW	Yıllık Yakıt Kazanç TL/yıl
90	0,00082	95,51	44,25
93	0,00169	237,28	225,20
96	0,00224	327,26	411,31
99	0,00257	381,49	550,13
102	0,00274	409,73	630,38
105	0,00280	418,89	657,57
108	0,00275	411,69	636,15
111	0,00264	392,79	581,59
114	0,00246	363,97	503,09
117	0,00223	326,87	410,38
120	0,00197	282,93	312,71
123	0,00166	233,09	217,87
126	0,00133	178,13	132,9
129	0,00096	118,73	64,47
132	0,00058	55,43	18,06

Yıllık yakıt kazanç değerinden her bir yıl için olan kazancın bugünkü değeri bulunmak istenirse yakıt eskalasyon oranı ve iskonto oranı kullanılır. Buna göre Çizelge 3.38 doldurulmuştur.

Çizelge 3.38 BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri

Yıl	Yıllık Kazanç TL/yıl	$(1+e_y)^t$	$(1+r)^{-t}$	B.D. (TL)
1	657,57	1,050	0,909	627,68
2	657,57	1,103	0,826	599,15
3	657,57	1,158	0,751	571,92
4	657,57	1,216	0,683	545,92
5	657,57	1,276	0,621	521,11
6	657,57	1,340	0,564	497,42
7	657,57	1,407	0,513	474,81
8	657,57	1,477	0,467	453,23
9	657,57	1,551	0,424	432,63
10	657,57	1,629	0,386	412,96
11	657,57	1,710	0,350	394,19
12	657,57	1,796	0,319	376,27
13	657,57	1,886	0,290	359,17
14	657,57	1,980	0,263	342,84
15	657,57	2,079	0,239	327,26
16	657,57	2,183	0,218	312,38
17	657,57	2,292	0,198	298,18
18	657,57	2,407	0,180	284,63
19	657,57	2,527	0,164	271,69

Çizelge 3.38 BSI 3 ve $T_{\text{Baca_Çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değerleri (devam)

20	657,57	2,653	0,149	259,34
21	657,57	2,786	0,135	247,55
22	657,57	2,925	0,123	236,30
23	657,57	3,072	0,112	225,56
24	657,57	3,225	0,102	215,31
25	657,57	3,386	0,092	205,52
26	657,57	3,556	0,084	196,18
27	657,57	3,733	0,076	187,26
28	657,57	3,920	0,069	178,75
29	657,57	4,116	0,063	170,62
30	657,57	4,322	0,057	162,87

Aynı BSI 2 ve bir önceki hesaplamadaki gibi Çizelge 3.38 bulunduktan sonra 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık dönemler halinde o değerlerin toplamı bugünkü değere indirgenirse Çizelge 3.39 elde edilir.

Çizelge 3.39 BSI 3 ve $T_{\text{Baca_Çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için özgül yakıt sarfiyatındaki yıllara bağlı kazançlarının bugünkü değer toplamları

Yıl	BD (TL)
5	2865,80
10	5136,86
15	6936,61
20	8362,86
25	9493,12
30	10388,81

Çizelge 3.39 da doldurulduktan sonra son olarak net güçten kazanılan ve özgül yakıt sarfiyatından kazanılan kazancın 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıllık periyotlar halinde birleştirilmesi Çizelge 3.40’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.40 BSI 3 ve $T_{\text{baca_çıkış}} = 105^{\circ}\text{C}$ için toplam net kazançların bugünkü değerler toplamaları

Yıllar	$I_e=5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=7,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top.(TL)	$I_e=10\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)	$I_e=12,5\text{kr/kwh}$ B.D. Top. (TL)
5	575.114,91	861.239,46	1.147.364,01	1.433.488,57
10	950.832,62	1.423.680,49	1.896.528,37	2.369.376,25
15	1.196.341,61	1.791.044,12	2.385.746,62	2.980.449,12
20	1.356.811,19	2.031.035,35	2.705.259,52	3.379.483,68
25	1.461.732,26	2.187.851,83	2.913.971,40	3.640.090,96
30	1.530.361,27	2.290.347,50	3.050.333,72	3.810.319,95

Bu tablonun da doldurulmasıyla maliyet analizi kısmı tamamlanmış olmaktadır. Bu hesaplamalarda en yüksek net güç ve özgül yakıt sarfiyatı sağlayan baca gazı çıkış sıcaklıkları için hesaplamalar yapılmıştır. Bu en yüksek değerler için BSI 2 ve BSI 3 için ayrı ayrı hesaplamalar yapılmıştır. BSI 2 için bu baca gazı sıcaklığı değeri 96°C olurken, BSI 3 için bu değer 105°C olarak bulunmuştur.

Maliyet analizleri için hem net güçten kaynaklanan hem de özgül yakıt sarfiyatından kaynaklanan kazanç değerlerinin ikisinin de bugünkü değer toplamalarını gösteren Çizelge 3.34 ve Çizelge 3.40 bu kısmın en önemli sonuç tablolarıdır.

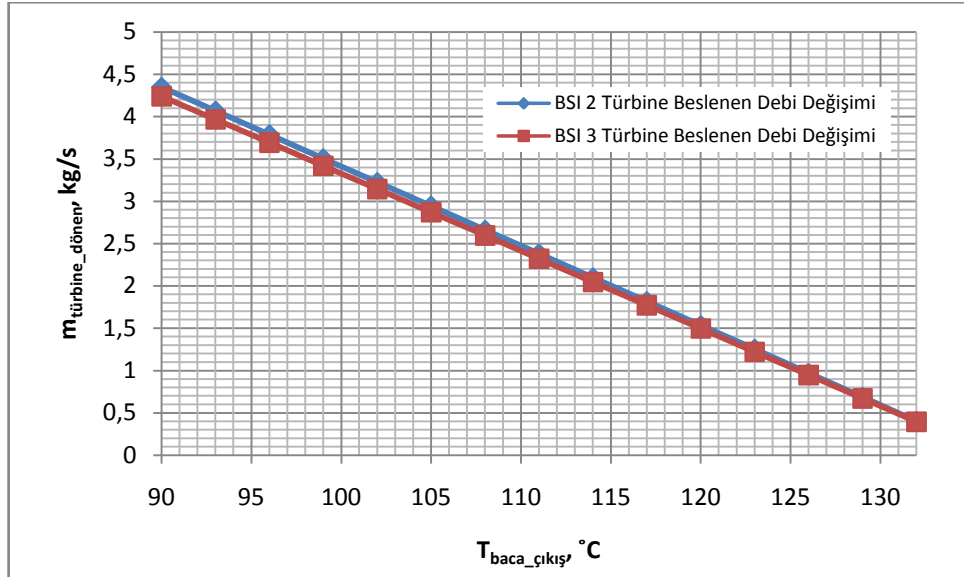
BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu kısımda hesaplamalar sonucunda bulunan değerlerin grafiksel ifadeleri verilecek ve bu grafikler teker teker irdelenecektir. Bu sayede BGGKE 1 ve BGGKE 2 sistem modellerinin kullanılmasıyla kazanç-kayıp ifadeleri detaylıca açıklanmış olacaktır. Bu ifadelerin grafiksel açıklamalarından sonra ise maliyet analizleri irdelenecek ve sonuçlar ortaya koyulacaktır. Son olarak ise yeni modelin kullanılmasıyla ilgili öneriler belirtilecektir.

BGGKE sistemi ile birlikte elde edilen net gücün artırılması ve dolayısıyla daha verimli bir santral yapılması amaçlanmıştır. Bu sayede yakılan linyit yakıttan daha çok iş elde edilir. Bu da enerji verimliliğini artıracaktır. Çalışmadaki sonuç değerleri aşağıdaki grafiklerde kazançlar ve kayıplar olarak anlatılacaktır. Ayrıca çalışmada kullanılan baca gazı çıkış sıcaklıklarının minimum değeri 90 °C olarak alınmıştır. Bunun nedeni baca içerisinde bu sıcaklığın altına düştüğünde aşınmaların oluşabileceği tehlikesidir. Bu değer literatür araştırmaları sonucu bulunmuştur.

BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda türbine beslenen debi değerlerinin değişimi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.

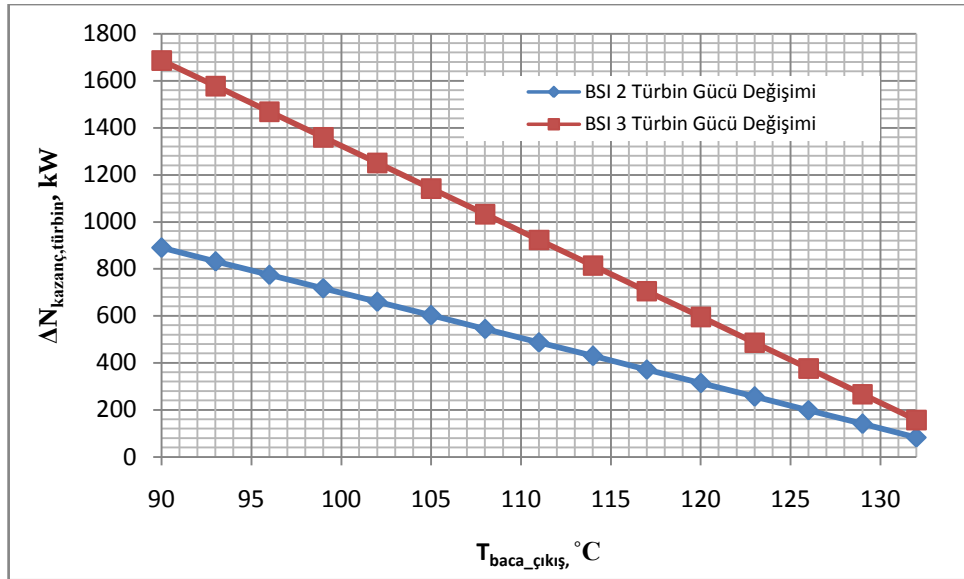


Şekil 4.1 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre türbine geri beslenen debinin değişimi

Şekil 4.1'e bakıldığında türbine beslenen debi değerlerinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Ancak daha düşük baca gazı çıkış sıcaklıklarında BSI 2 için grafikteki $\dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ değeri daha büyüktür. Bunun nedeni ise $(\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}} - \dot{Q}_{\text{baca}})$ değerinin BSI 3 için daha büyük olmasıdır. Bunun yanında BSI 3 için $(h_{\text{çekilen_buhar}} - h_{\text{f,çekilen_buhar_basınç}})$ değeri de daha büyüktür. Ancak bunun değişimi $(\dot{Q}_{\text{ihtiyaç}} - \dot{Q}_{\text{baca}})$ değerine göre daha azdır. Bu nedenle BSI 3 yerine kurulan BGGKE sisteminde türbinden çekilen buhar debisi daha büyüktür. Bu nedenle her baca gazı çıkış sıcaklık değeri için az da olsa $\dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ değeri BSI 2 yerine kurulan BGGKE için daha fazladır.

Ancak BSI 2 için düşük baca çıkış sıcaklıklarındaki değerler gerçekte mümkün değildir. Çünkü BSI 2 için normal durumda türbinden çekilen debi değeri 2,14 kg/s idi. Bundan daha büyük debi değerini türbine geri göndermek mümkün değildir. Hesaplamalarda teorik olarak mümkün olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle daha önceki hesaplar kısmında türbinden çekilen debi değeri negatif bulunmuştur. Santral grubunun birbirine eş 2 parçadan (tek kazan-iki tane türbin jeneratör grubu) oluştuğu kabul edilirse ve BGGKE tek bir sisteme kurulursa, bu BSI 2 için olan debi değeri her iki santralden de BSI 2 için çekilen debiyi sıfıra indirebilir. Bu düşünülerek BSI 2 için negatif değerler kabul edilmiştir.

Türbine beslenen debi değeri değişiminin bulunmasından sonra türbinden üretilen net gücün değişimi grafiği çizilebilir. BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda türbinden çıkan net güç artış değerleri Şekil 4.2’de görülmektedir.



Şekil 4.2 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre türbinden çıkan net güç değişimi

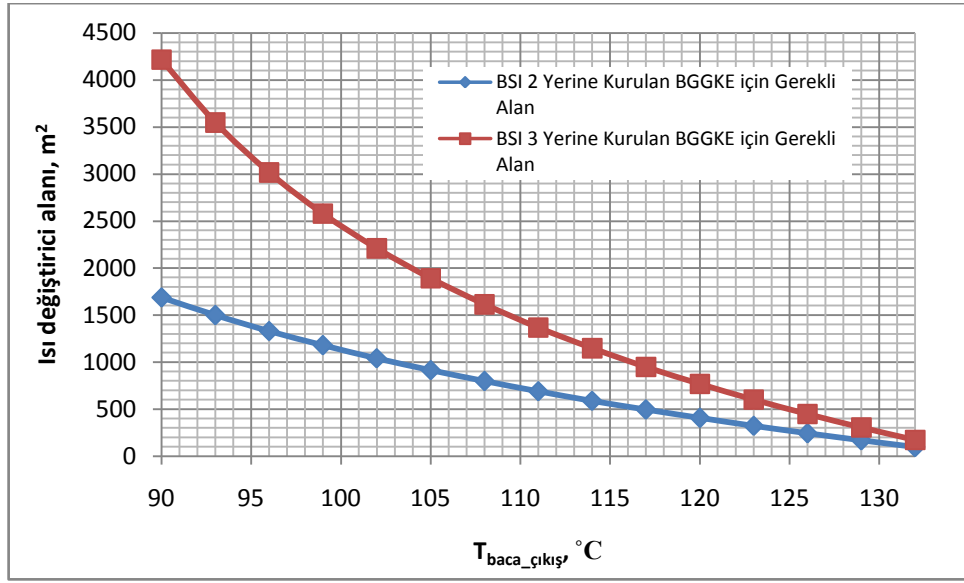
Şekil 4.2’de de görüldüğü gibi her iki durum içinde baca gazı çıkış sıcaklığı arttıkça türbinden üretilen net güç artış değeri düşer. Denklem 2.4 incelendiğinde $\eta_{\text{türbin}}$, $h_{\text{çekilen_buhar}}$ ve $h_{\text{abt_çıkış}}$ değerlerinin sabit olduğu görülür.

$\dot{m}_{\text{çekilen_buhar}} - \dot{m}_{\text{türbinden_çekilen_BGGKE}} = \dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ ’dir. Bu denklemdeki tek değişken $\dot{m}_{\text{türbine_dönen}}$ değeridir. Bu değer de Şekil 4.1’de görüldüğü gibi baca gazı çıkış sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Bu nedenle Şekil 4.2’deki eğrilerin eğimleri de baca gazı çıkış sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Ayrıca Denklem 2.4’e ve Şekil 4.1’e bakıldığında debi değerleri doğrusal bir şekilde değişmektedir. Bu nedenle Şekil 4.2’deki iki eğride lineer bir şekilde azalmaktadır.

Şekil 4.2’deki iki eğriden BSI 3 yerine BGGKE kurulan sistemdeki eğrinin eğiminin daha dik olmasının sebebi Denklem 2.4’deki $(h_{\text{çekilen_buhar}} - h_{\text{abt_çıkış}})$ değerinden kaynaklanmaktadır. Çünkü BSI 3 için buharın çekildiği yerdeki entalpi değeri daha büyüktür. Bu da denklemdeki sabit değer katsayısının daha büyük olması anlamına gelir. Dolayısıyla bu doğrunun eğimi diğer doğruya oranla daha diktir. Başka bir deyişle eğimi daha büyüktür.

Ayrıca Şekil 4.1'e bakılırsa türbine geri beslenen debi değerinin BSI 2 yerine kurulan BGGKE için daha büyük olduğu görülür. Oysa Şekil 4.2'de ise üretilen net güç değerinin BSI 3'de daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise $(h_{\text{çekilen_buhar}} - h_{\text{abt_çıkış}})$ değerinin BSI 3 için daha büyük olmasıdır. Çünkü BSI 3 için çekilen buharın entalpisi daha büyüktür. Bu fark değeri debiler arasındaki farktan çok daha fazla olduğu için BSI 3 yerine kurulan BGGKE'de üretilen net güç değeri her sıcaklık için daha fazladır.

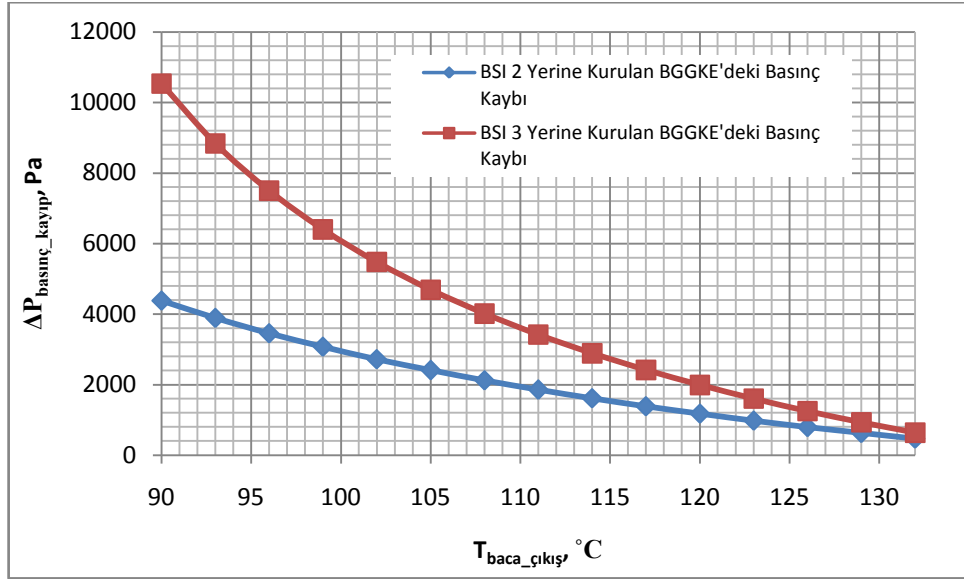
Bu kısımdan sonra BGGKE için gerekli olan alanın grafiği gösterilmelidir. Bu Şekil 4.3'de görülmektedir.



Şekil 4.3 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre eşanjör alanının değişimi

Şekil 4.3'de eşanjör alanının değişiminin üstel olarak değiştiği görülmektedir. Bundan dolayı baca gazı çıkış sıcaklığı çok düşük iken ihtiyaç duyulan eşanjör alanı çok artmaktadır. Bu da maliyet değerini artıran bir faktör olmaktadır.

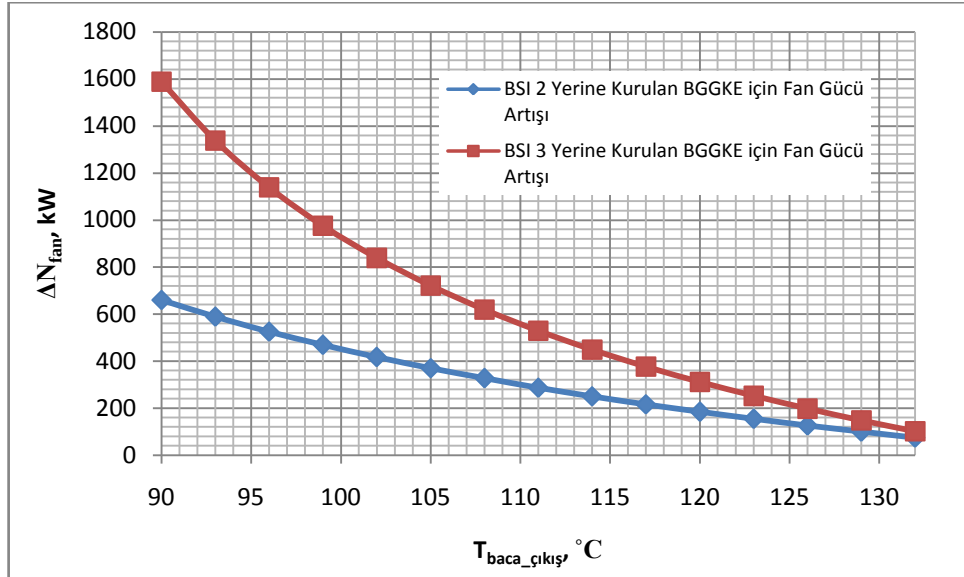
Şekil 4.3'de eşanjör için gerekli alan değerinin değişimine bağlı olarak eşanjördeki(BGGKE) basınç düşüşü Şekil 4.4'de gösterilmektedir.



Şekil 4.4 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre eşanjördeki basınç değerlerinin değişimi

Basınç düşüşü değerlerinin değişimi de BGGKE için gerekli alanın değişimi grafiğine(Şekil 4.3) benzemektedir. Çünkü basınç değerinin değişimini en önemli etkileyen değişken eşanjör toplam alan değeridir. Hesaplamalarda kullanılan diğer değerler hemen hemen her baca gazı çıkış sıcaklığı için sabittir.

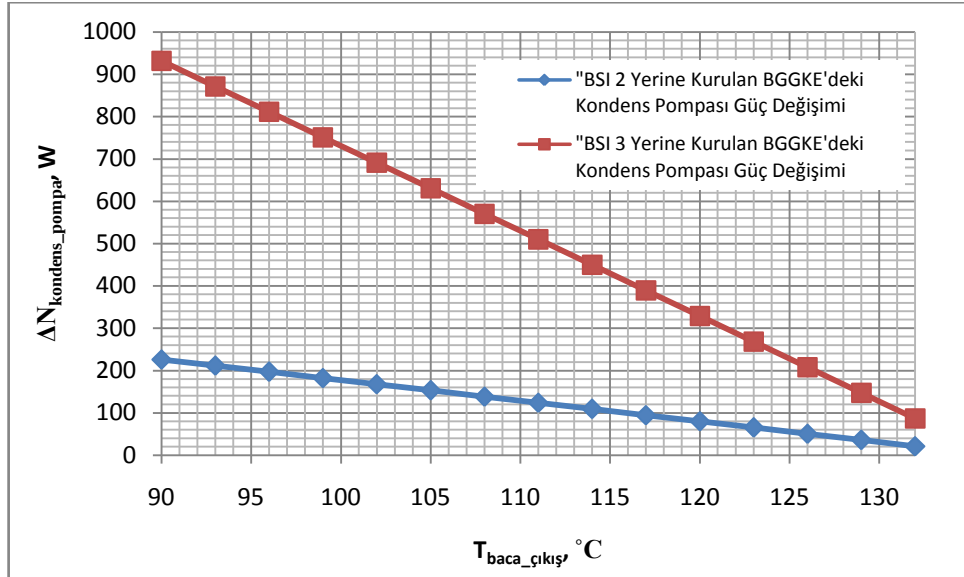
Bu basınç düşüşüne bağlı olarak baca gazının basınç değeri düşecektir. Bu nedenle baca gazının bacadan dışarı çıkma hızı düşecektir. Ancak bu değer belirlenmiş bir değerin altına düşmesi istenmez. Çünkü belirli basınç değerinin altında su buharı baca içinde yoğunlaşabilir. Bu da sülfirik asit ile tepkimeye girerek baca içinde kalır ve bacaya zarar verir. Bu nedenle bu basınç düşümünün geri sağlanması, yani ilk durumdaki baca gazı basınç değerinin BGGKE çıkışındaki baca gazının basıncına eşit olması sağlanır. Bunun içinde BGGKE girişindeki baca fanı için harcanan güç değeri artırılır. Bu fan gücünün baca gazı çıkış sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre ek fan gücü değerlerinin değişimi

Şekil 4.5’de görüldüğü gibi ihtiyaç duyulan ek fan gücünün değişimi de üsteldir. Bu grafiğin eğimi basınç düşümü şekliyle çok benzerdir. Çünkü fan gücünün hesaplanmasında kullanılan üç adet parametre vardır. Bunlar basınç kaybı, baca gazı kütlesi ve baca gazının öz kütlesidir. Bu değerlerden baca gazı kütlesi sabittir. Baca gazının öz kütlesi ise bu sıcaklık farkı değerleri arasında çok az değişmektedir. Bu nedenle fan gücü artışını etkileyen en önemli faktör basınç kaybı değeridir. Bu nedenle Şekil 4.5, BGGKE’deki basınç değerlerinin değişimi(Şekil 4.4) ile çok büyük benzerlik göstermektedir.

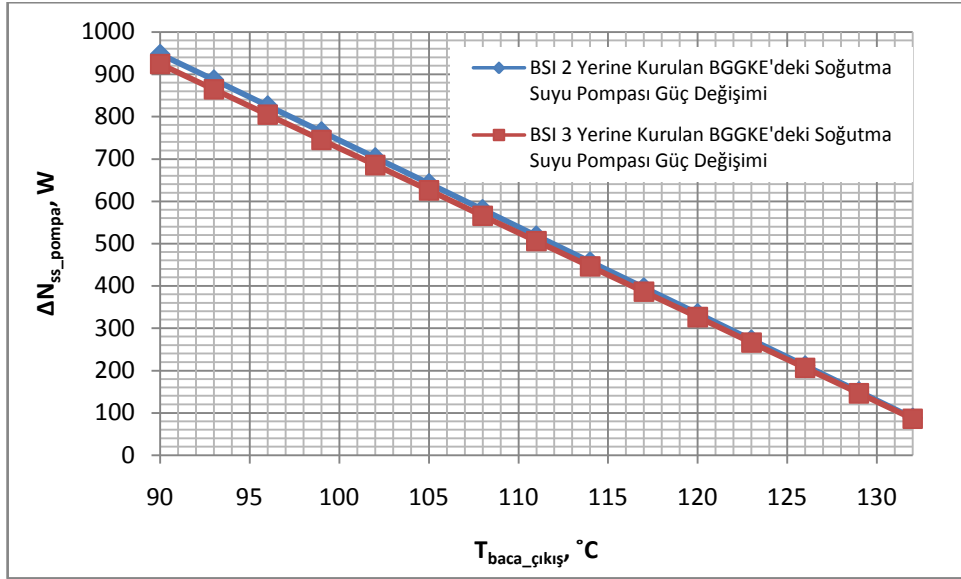
Türbine geri beslenen debi değerlerinin artması alçak basınç türbini çıkışındaki debi değerini de artıracaktır. Bu artan debinin tekrar çevrime katılması için kondens besleme pompasının da gücü artacaktır. Bu değişim Şekil 4.6’da gösterilmektedir.



Şekil 4.6 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre kondens pompası gücü değerlerinin değişimi

Şekil 4.6'da görüldüğü gibi BSI 3 yerine kurulan BGGKE durumundaki doğrunun eğimi daha diktir. Bu basınç farkından kaynaklanmaktadır. Çünkü debi değerleri iki tip için de yakındır. Hatta BSI 2 yerine kurulan BGGKE için daha büyüktür. Ancak türbinden çekilen buhar ile alçak basınç türbini çıkışındaki basınç farkı değerleri BSI 3 yerine kurulan BGGKE için çok daha büyüktür. Bu fark değeri pompadaki yükseklik ifadesini etkilemektedir. Bu yükseklik değeri BSI 2 yerine kurulan BGGKE için 4,5 m iken, BSI 3 yerine kurulan için 19,04 m'dir.

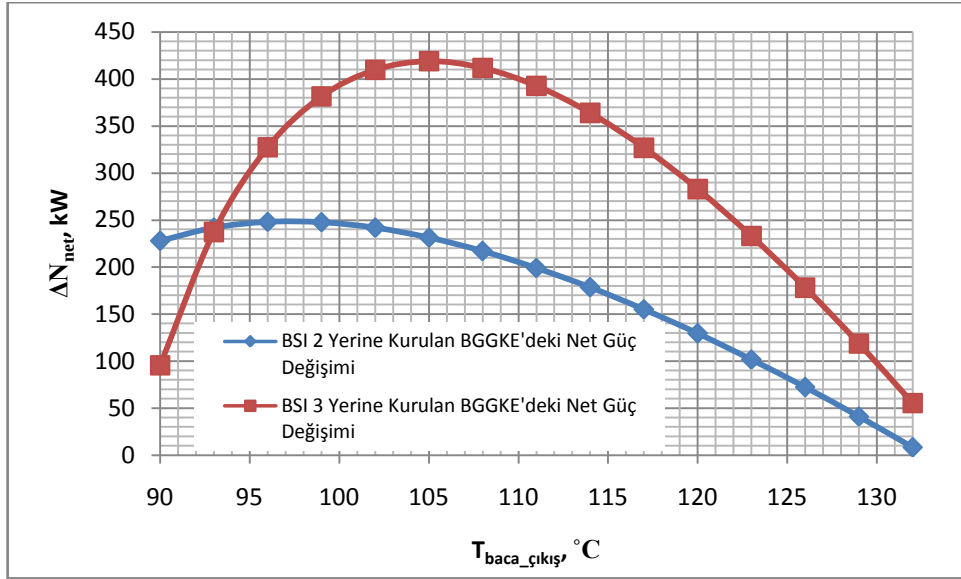
Artan debi değeri kondens pompa gücünü artırırken aynı zamanda soğutulacak debi değerini de artırır. Bu artan debi de dolayısıyla soğutma suyu debisinin artışına sebep olur. Bu da soğutma suyu pompasının ihtiyaç duyduğu gücün artması anlamına gelir. Soğutma suyu pompasının artan güç ihtiyacının değişimi Şekil 4.7'de gösterilmektedir.



Şekil 4.7 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre kondens pompası gücü değerlerinin değişimi

Soğutma suyu pompasının ek güç değişiminin Şekil 5.7'deki gibi olmasının sebebi, bu pompanın doğrudan türbine geri beslenen debiyle ilgili olmasıdır. Bu nedenle bu değişim değeri Şekil 4.1'deki türbine geri beslenen debi grafiğiyle benzerlik gösterir. Çünkü bu pompa için basınç farkı değeri soğutma suyunun çevriminin olduğu tarafla ilgilidir. Bu basınç farkı değeri de BSI 2 yerine kurulan BGGKE ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için aynıdır.

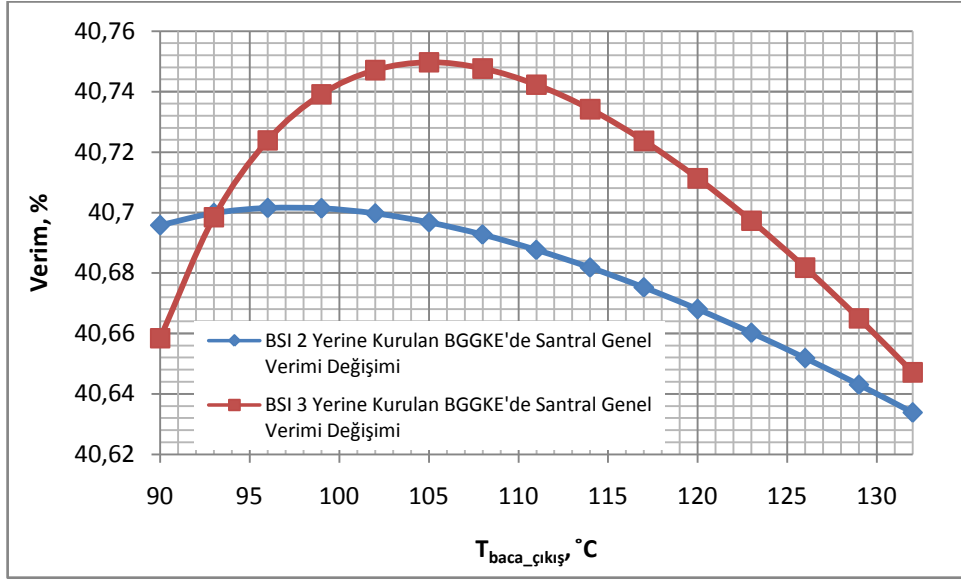
Şekil 4.1'den Şekil 4.7'ye kadar olan grafiklerin hepsi çizildiğinde artık güç ifadesini etkileyecek bütün gelir ve giderler bulunmuş olmaktadır. Bu sayede net gücü artıracak debinin geri beslenmesine karşılık olan fan gücü ihtiyacı, kondens suyu besleme pompası gücü ve soğutma suyu besleme pompası gücü bulunmuş olmaktadır. Bu değerlerin hepsini dikkate alırsak net güç Şekil 4.8'deki gibi elde edilir.



Şekil 4.8 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre net güç değerlerinin değişimi

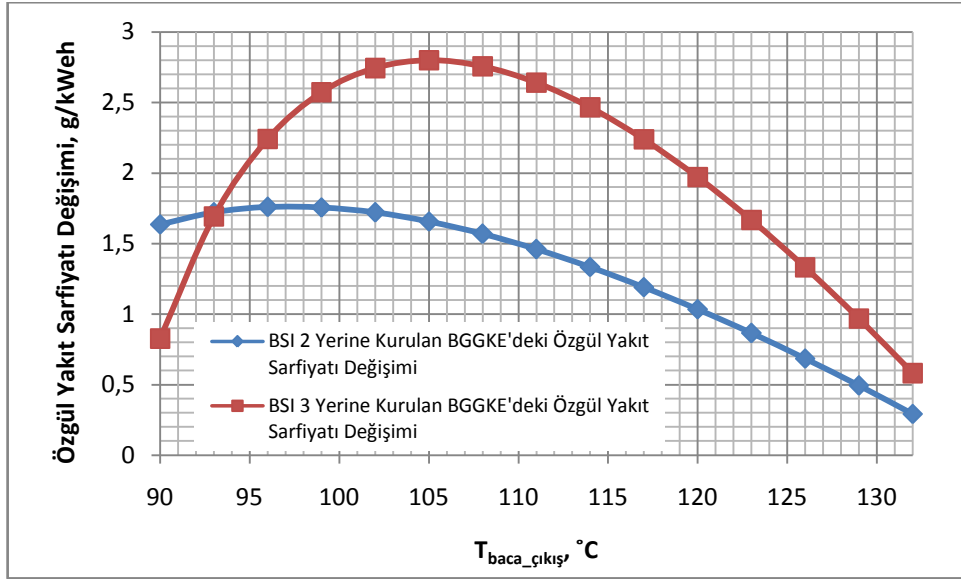
Şekil 4.8’de görüldüğü gibi net iş değeri her iki sistem için de bir maksimum noktadan geçmektedir. Daha önceki Şekil 4.2’ye bakıldığında artan baca gazı çıkış sıcaklığına bağlı olarak türbinden üretilen net güç değerinin lineer şekilde azaldığı görülmektedir. Oysa Şekil 4.5’e bakıldığında artan baca gazı çıkış sıcaklığına bağlı olarak ihtiyaç duyulan fan gücü değerinin üstel bir şekilde azaldığı, ya da tam tersini düşünersek baca gazı çıkış sıcaklık değeri çok düştüğünde fan gücü üstel bir şekilde attığı görülmektedir. Bu nedenle bu iki eğri belirli bir sıcaklık değerinde maksimum bir noktada kesişir ve bu değerden sonra üretilen güç değeri düşer. Bu noktalar BSI 2 yerine kurulan BGGKE için 96°C ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için 105 °C’dir. BSI 3’de bu sıcaklık değerinin yüksek olmasının sebebi bu sistem yerine kurulan BGGKE’deki logaritmik sıcaklık farkı değerinin çok küçük olmasıdır. Bu değer BSI 3 yerine kurulan BGGKE’deki gerekli alan değerini çok artırmaktadır. Dolayısıyla eşanjördeki basınç düşüşü değerine göre daha fazla olacaktır, bu da fan gücünün BSI 3 yerine kurulan BGGKE için düşük baca gazı sıcaklıklarında çok daha fazla olması anlamına gelecektir. Yani BSI 3 yerine kurulan BGGKE için eğrinin dikliği değerine göre çok daha fazla olacaktır. Bu da türbinden elde edilen güç ile fan gücü eğrilerinin kesişme noktasının daha büyük bir baca gazı çıkış sıcaklığına doğru kaymasına sebep olacaktır. Buna ek olarak net güç değerini etkileyen kondens pompası ve soğutma suyu besleme pompasının güç ihtiyaçları ise fan gücüne

oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle bunların etkisi pek olarak şekilde görülmemektedir.



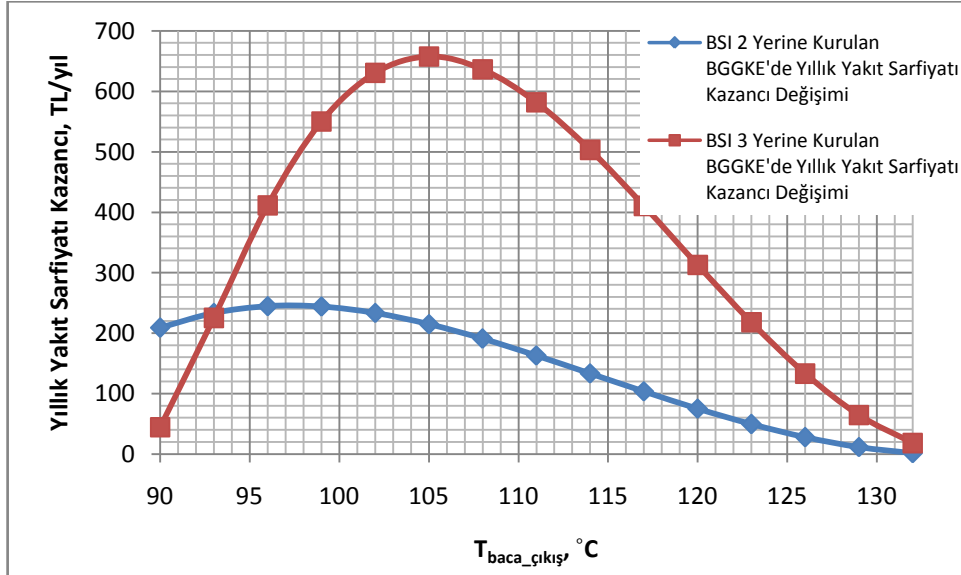
Şekil 4.9 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre santral termik verimi değerlerinin değişimi

Net güç artışına bağlı olarak santral termik verim değeri de artar . Bu ifade Denklem 2.39'dan bulunmaktadır . $\dot{W}_{net}$ değeri BGGKE'nin kurulmasıyla artarken, kazandan verilen ısı değeri sabit kalmaktadır. Bu da doğrudan verimin artmasını sağlar. BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması ile santral termik verim değerlerinin değişimi Şekil 4.9'da görülmektedir. Denklem 2.39 doğrudan $\dot{W}_{net}$ değerine bağlı olduğu için Şekil 4.9'daki eğriler Şekil 4.8'deki net güç değişim eğrileri ile çok benzerdir.



Şekil 4.10 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre özgül yakıt sarfiyatının değişimi

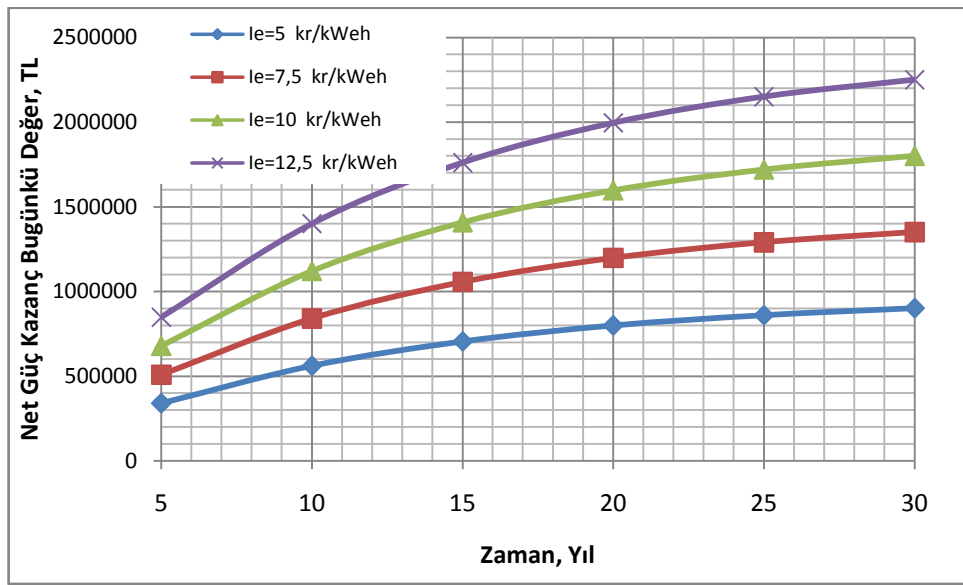
Daha önce bulunan verim ifadeleri Denklem 2.40'da yerine koyulurak Şekil 4.10 elde edilir. Bu grafiğin anlamı artan verim ifadesine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatı değerinin azalmasıdır. Bu azalma sistemde yakılan yakıt miktarının azalması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla bu ifade yeni kurulan BGGKE sistemi için kâr ifadeleri kısmına yazılabilir. Denklem 2.40'da yakıt alt ısı değeri sabittir. Denklemdaki tek değişken sadece verimdir. Bu nedenle bu grafik daha önceki Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'a benzerdir.



Şekil 4.11 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda baca gazı çıkış sıcaklığının değişimine göre özgül yakıt sarfiyatının yıllık kazanç değişimi

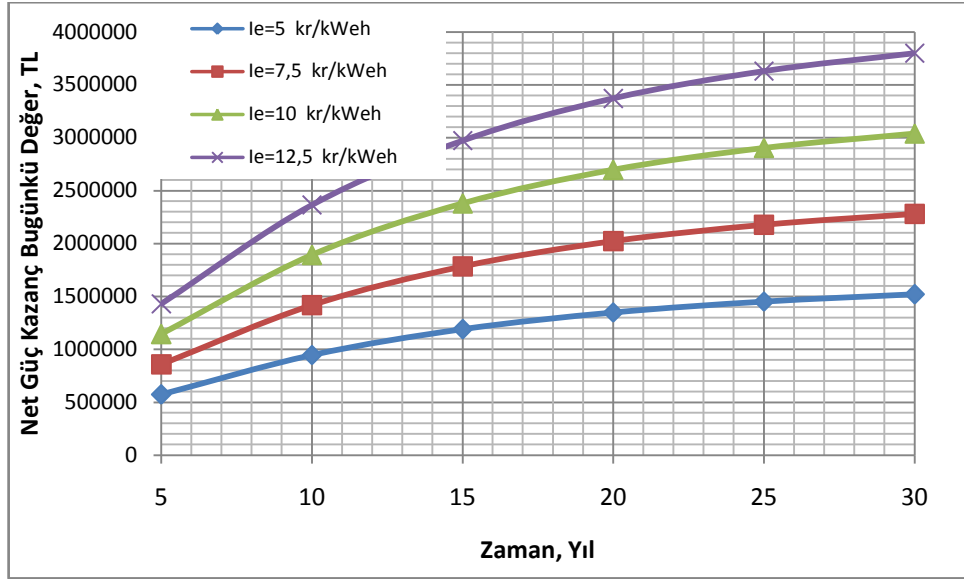
Şekil 4.11’de özgül yakıt sarfiyatı azalmasından kaynaklanan yıllık kazançların değişik baca gazı çıkış sıcaklıklarına göre görülmektedir. Bu grafikte de maksimum kazanç değerleri BSI 2 yerine kurulana BGGKE için 96°C ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için 105°C olarak görülmektedir. Bu değerler doğrudan net güce bağlı olduğu için maksimum değerler Şekil 4.8’i ile aynı olarak bulunmuştur.

Maksimum değerler BSI 2 yerine kurulan BGGKE ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için bulunmuştur. Bu değerlere göre her iki model için de maliyet analizleri yapılacaktır. BSI 2 için 96°C’lık baca gazı çıkış sıcaklığı için, BSI 3 için de 105°C’lık baca gazı çıkış sıcaklığı için maliyet hesaplamaları yapılacaktır.



Şekil 4.12 BSI 2 yerine BGGKE kurulması durumunda net güce bağlı kazancın bugünkü değer toplamı

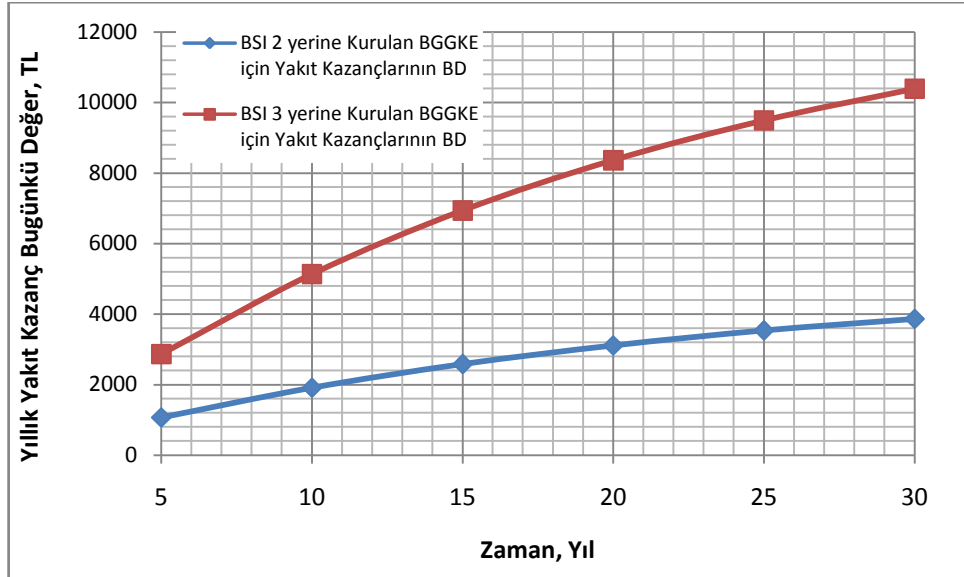
Şekil 4.12’de değişik birim elektirik üretim kazanç değerlerine(I_e) göre net gücün bugünkü değer toplamı görülmektedir. Bu grafik BSI 2 yerine kurulan BGGKE’nin baca gazı çıkış sıcaklığının 96°C alınmasıyla çizilmiştir. Ayrıca grafikteki periyotlar 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıldır. Şekilden görüldüğü gibi net kazanç değerleri bugünkü değerleri, artan yıl değerlerine göre azalarak artmaktadır. Bunun nedeni hesaplamalarda kullanılan iskonto oranının(i), birim elektrik üretim eskalasyon oranından(e) daha büyük olmasıdır.



Şekil 4.13 BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güce bağlı kazancın bugünkü değer toplamı

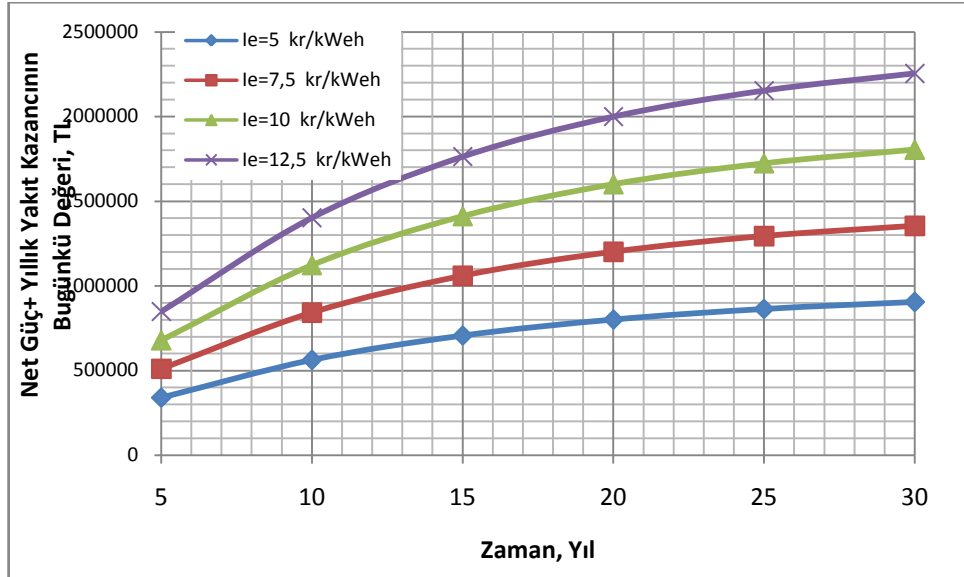
Şekil 4.13’de değişik birim elektirik üretim kazanç değerlerine(I_e) göre net güce bağlı kazançların bugünkü değer toplamı görülmektedir. Bu grafik bir önceki grafiğe benzer olarak BSI 3 yerine kurulan BGGKE’nin baca gazı çıkış sıcaklığının 105°C alınmasıyla çizilmiştir. Grafikteki periyotlar 5, 10, 15, 20, 25 ve 30 yıldır. Şekilden görüldüğü gibi net kazanç değerleri bugünkü değerleri, artan yıl değerlerine göre azalarak artmaktadır. Bunun nedeni bir önceki paragrafta da anlatılanla aynıdır. Hesaplamalarda kullanılan iskonto oranının(i), birim elektrik üretim eskalasyon oranından(e) daha büyük olmasından dolayı eğri azalarak artan bir eğri şeklindedir.

Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 net güce bağlı olarak kazanç ifadelerinin bugünkü değerlerini göstermektedir. Net kazanç ifadesinde hesaplamalar kısmında bulunan güç artışı ve ek güç ihtiyacı değerlerinin hepsi yer almaktadır. Ancak buna ek olarak yakıttan da kazancımız olmaktadır. Bunun nedeni santral veriminin artması ve buna bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatının azalmasıdır. Bu değerler Şekil 4.11’de bulunmuştu. Maliyet analizinde bu grafiğin tepe noktaları kullanılacaktır. Buradaki tepe değerleri de verim ifadesine bağlı olduğu için net güç ifadesindeki grafiklerde kullanılanlarla aynıdır. Bu değerler BSI 2 yerine kurulan BGGKE için 96°C ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için 105°C ’dir.



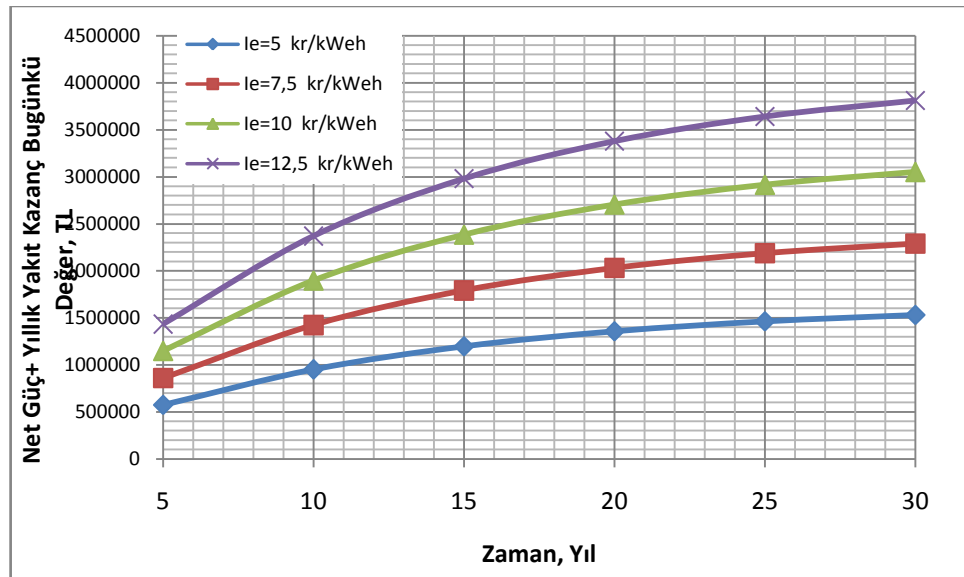
Şekil 4.14 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda yıllık yakıt kazancının bugünkü değer toplamı

Şekil 4.14’de mavi ile gösterilen eğri BSI 2 yerine kurulan BGGKE için yakıttan kaynaklanan maliyet kazancını, kırmızı eğri ise BSI 3 yerine kurulan BGGKE için yakıttan kaynaklanan maliyet kazancını göstermektedir. Yıllık yakıt kazancının bulunmasında Denklem 2.44’den yararlanılmaktadır. Bu denklemin her iki model için farklı baca gazı çıkış sıcaklıkları için uygulanışı Bölüm 3’deki çizelgelerde görülmektedir. Çizelge 3.31’de 96°C için bakıldığında BSI 2 yerine kurulan BGGKE için maksimum yıllık yakıt kazancı değeri görülebilir. Aynı şekilde Çizelge 3.37’de 105°C’ye bakıldığında da BSI 3 yerine kurulan BGGKE maksimum yıllık yakıt kazancı değeri görülebilir. BSI 3 yerine kurulan BGGKE’de hem yıllık özgül yakıt azalması daha büyüktür, hem de net güç değeri daha fazladır. Dolayısıyla yıllık yakıt kazancı BSI 2’ye göre daha fazladır. Ayrıca her iki eğrinin de azalarak artan şekilde olması yakıt eskalasyonunun(e_y) iskonto oranından(i) daha küçük olmasından kaynaklanmadır. Ancak daha önceki Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 Şekil 4.14’deki eğriye göre daha yataydır. Bunun nedeni ise birim elektrik üretim eskalasyon oranının(e), yakıt eskalasyonundan(e_y) daha küçük alınmasıdır.



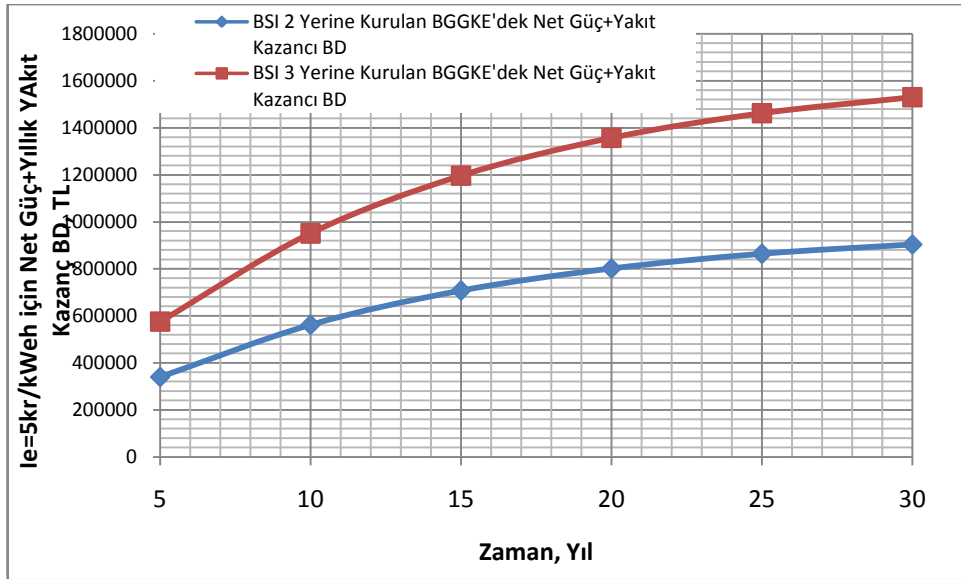
Şekil 4.15 BSI 2 yerine BGGKE kurulması durumunda net güç+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların bugünkü değer toplamı

Daha önce gösterilmiş olan Şekil 4.12 ile Şekil 4.14'ün BSI 2 yerine kurulan BGGKE için olan değerlerinin yıllara göre toplanmasıyla Şekil 4.15 elde edilir. Bu şekil ile net kâr ve yıllık yakıt kazancından kaynaklanan bütün kazanç ifadeleri gösterilmiş olunur. Şekil 4.12 ve Şekil 4.15 incelendiğinde yıllık yakıttan kazancın çok az olduğu görülür. Az da olsa bu kazanç ifadesi olduğu için hesaplamalarda kullanılmıştır. Bunun nedeni verim ifadesinin çok az bir oranda artmasıdır. Bu az artan verim de yıllık yakıt kazancının çok az olmasına sebep olur.



Şekil 4.16 BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güç+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların bugünkü değer toplamı

Şekil 4.13 ile Şekil 4.14'ün BSI 3 yerine kurulan BGGKE için olan değerlerinin yıllara göre toplanmasıyla Şekil 4.16 elde edilir. Bu şekil de Şekil 4.15 ile aynı sonuçları içerir. Şekil 4.16'daki değerler Şekil 4.15'e göre daha büyüktür.



Şekil 4.17 BSI 2 ve BSI 3 yerine BGGKE kurulması durumunda net güç+yıllık yakıt kazancına bağlı kârların $I_e=5$ kr/kW_eh için bugünkü değer toplamı

BSI 2 ve BSI 3 yerine kurulan BGGKE için bir kıyaslama yapılması için $I_e=5$ kr/kW_eh'de ikisi ortak bir grafikte gösterilmiştir.(Şekil 4.17) Bu grafik eşanjör maliyetleri, sistemdeki değişim maliyetleri ve diğer ek maliyetlere bir referans değeri oluşturmaktadır. BSI 2 yerine kurulan BGGKE için ömür değeri 30 yıl alınırse yaklaşık 904085 TL'lik bir kazanç değeri elde edilecektir. Bu değer(904085) başlangıçta yapılan maliyet ve 30 yıllık periyotta yapılan ek maliyet giderlerinden daha büyük ise yeni kurulan BGGKE sistemi maliyet analizi açısından uygundur denilebilir. Buna benzer şekilde BSI 3 yerine kurulan BGGKE için de aynı ifadeler söylenebilir. 30 yıllık ömür için BSI 3 yerine kurulan BGGKE'deki kazanç değeri 1530361 TL'dir.

Bu araştırmadan elde edilen sonuçlar ve öneriler aşağıda maddeler halinde ifade edilmiştir.

- Yeni kurulacak BGGKE'nin maliyet analizi yönünden uygunluğu sistemin termodinamik ve çevresel şartlarına ciddi oranda bağlıdır. Tahmin edilebileceği gibi çekilen ara buharın sisteme geri beslendiği noktadaki termodinamik şartları ne kadar iyi ise sistem de maliyet analizi yönünden o kadar iyidir.(uygundur)

- Maliyet analizinin hesaplanmasında kullanılan iskonto oranı ve eskalasyon oranlarının doğru olarak belirlenmesi çok önemlidir. Buna ek olarak eşanjör alanından kaynaklanacak maliyetin ve sistemde yapılacak değişikliklerin maliyetlerinin belirlenmesi de sistemin maliyet analizi yönünden uygunluğunun belirlenmesinde çok önemli rol oynamaktadır.
- Yeni kurulacak olan BGGKE'deki baca gazı çıkış sıcaklığının optimum değerleri sistemin termodinamik şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Çalışmadaki bu optimum baca gazı çıkış sıcaklıkları BSI 2 yerine kurulan BGGKE için 96°C bulunurken, BSI 3 yerine kurulan BGGKE için 105°C olarak bulunmuştur. Bu değeri etkileyen en önemli parametreler baca gazı çıkış sıcaklıklarına bağlı net güç artış değerleri ve BGGKE'deki basınç düşüşünden kaynaklanan ek fan gücü değerleridir. Bu iki eğrinin kesişim noktasındaki sıcaklık değeri, yaklaşık olarak optimum baca gazı çıkış sıcaklığını gösterir.
- Bu çalışma ile baca gazından yararlanarak santralde kâr elde edilebileceği bulunmuştur. Bunun için kurulanabilecek bir BGGKE ile santralden üretilen net güç değeri artırılabilirken, yakılan yakıt miktarının da azalacağı görülmüştür. Bunun enerji verimliliğine ciddi oranda katkı sağlayabileceği öngörülmektedir.
- BGGKE ile elde edilebilecek kâr sistemin bulunduğu çevre şartlarına ve santralin termodinamik koşullara bağlı olarak azalıp artabilmektedir. Elde edilen kârın maksimum olabilmesi için sisteme geri beslenecek ara buharın mümkün olan en iyi termodinamik şartlarda olmasına dikkat edilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Gang X., Shengwei H., Yongping Y., Ying W., Kai Z. ve Cheng X., (2013). “Techno-economic Analysis and Optimization of the Heat Recovery of Utility Boiler Flue Gas”, *Applied Energy*, 11:907-917
- [2] Chaojun W., Boshu H., Shaoyang S., Ying W., Na Y., Linbo Y. ve Xiaohui P., (2012). “Application of a Low Pressure Economizer for Waste Heat Recovery from the Exhaust Flue Gas in a 600 MW Power Plant”, *Energy*, 7:196-202
- [3] Hebenstreit B., Schnetzinger R., Ohnmacht R., Höftberger E., Lundgren J., Haslinger W. ve Toffolo A., (2014). “Techno-economic Study of a Heat Pump Enhanced Flue Gas Heat Recovery for Biomass Boilers”, *Biomass and Bioenergy*
- [4] Gang X., Cheng X., Yongping Y., Yaxiong F., Yuanyuan L. ve Xiaona S., (2014) “A Novel Flue Gas Waste Heat Recovery System for Coal-Fired Ultra-Supercritical Power Plants”, *Applied Thermal Engineering*, 10:240-249
- [5] Naijun Z., Xiaoyuan W., Zhuo C. ve Zhiqi W., (2013) “Experimental Study on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Low-Temperature Flue Gas”, *Energy*, 10:216-225
- [6] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Enerji, <http://www.enerji.gov.tr/>, 19 Haziran 2014.
- [7] Çengel Y. ve Boles M.,(2008). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 5.baskı, Güven Bilimsel Yayınevi, İstanbul
- [8] Genceli O., (2010). Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [9] Incropera F. ve DeWitt D., (2007). Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 4. Basımdan Çeviri, Literatür Yayınları, İstanbul

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Taner Can US
Doğum Tarihi ve Yeri : 24.07.1990 / SAMSUN
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : tanercanus@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Bilgisayar Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen-Matematik	Samsun Atatürk Anadolu Lisesi	2008

ÖDÜLLERİ

1. Makine Mühendisliği Bölümü(2. Öğretim) bölüm birincisi