

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVA SOĞUTMALI BİR GÜÇ SANTRALI YOĞUŞTURUCUSUNUN ISIL  
MODELİ VE ÖLÇÜMLERLE DOĞRULAMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Erdal ŞAHİN**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Mayıs 2014**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVA SOĞUTMALI BİR GÜÇ SANTRALI YOĞUŞTURUCUSUNUN ISIL  
MODELİ VE ÖLÇÜMLERLE DOĞRULAMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Erdal ŞAHİN  
(301101050)**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Taner DERBENTLİ**

**Mayıs 2014**



İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301101050 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Erdal ŞAHİN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HAVA SOĞUTMALI BİR GÜÇ SANTRALI YOĞUŞTURUCUSUNUN ISIL MODELİ VE ÖLÇÜMLERLE DOĞRULAMASI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. A. Taner DERBENTLİ**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **05 Mayıs 2014**

**Savunma Tarihi :**      **30 Mayıs 2014**



## ÖNSÖZ

Ülkemizin en büyük şehri ve dünyanın sayılı metropollerinden biri olan İstanbul'un elektrik ihtiyacının büyük bir kısmını karşılayacak olan ve Türkiye kurulu gücünün yaklaşık % 2'sini oluşturacak, UNIT International bünyesindeki YENİ Elektrik Üretim A.Ş.'ye ait 865 MWe gücüne sahip, Gebze-Dilovasında 2013 sonlarında kurulumu tamamlanan, birleşik gaz – buhar santralının ana ekipmanlarından biri olan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun ısıl modeli ve tesisten alınan ölçümlerle doğrulanması irdelenmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmasını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmamı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. A. Taner DERBENTLİ'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Hayatımın dönüm noktasını oluşturan, sadece yüksek lisans tez çalışmam sırasında değil her yönüyle beni hayata hazırlayan, iyi bir mühendis olmam için ellerinden geleni yapan ve şahsen ailemin birer parçası olarak gördüğüm Proje Müdürüm Sn. İbrahim ANAMERİÇ'e ve şantiye müdürüm Sn. Gürler DUMAN'a bana sağladığı değerli bilgi ve tecrübelerinden dolayı tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Türkiye'nin en büyük projelerinden biri olan YENİ Elektrik 865 MWe birleşik güç çevrim santralında iki yıl boyunca saha mühendisi olarak çalışmama imkan veren başta Sn. Sait Serdar BİLGİÇ, Sn. Gökhan BOYSAN ve Sn. Doğan ANAKÖK olmak üzere UNIT bünyesinde yer alan YENİ Elektrik ve UNES şirketlerindeki tüm çalışma arkadaşlarıma bana kattıkları değerli bilgi ve tecrübelerinden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmamın her aşamalarında ihtiyaç duyduğum bilgileri bana sağlayarak destek olan italyan şirketi ANSALDO ENERGIA'ya ve tüm çalışanlarına teşekkür ederim.

Tez çalışması sırasında karşılaştığım zorlukları aşmamda bana her konuda destek veren arkadaşlarım; Onur TEMEL, Ahmet Burak TOP, Tuba BUDAK, Altay ARBAK ve Burhan YÖRÜK'e çok teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Mayıs 2014

Erdal Şahin  
Makina Mühendisi





## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER .....	vii
KISALTMALAR .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOLLER .....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY .....	xix
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. KONUNUN VE DAHA ÖNCE YAPILAN ÇALIŞMALARIN DEĞERLENDİRİLMESİ .....</b>	<b>3</b>
2.1 Türkiye’de Elektrik Enerjisinin Durumu .....	3
2.2 Dünya’da Kömür ve Doğalgaz.....	4
2.3 Türkiye’de Kömür ve Doğalgaz Santralleri .....	5
2.4 Bir Birleşik Gaz Buhar Güç Çevriminin Yapısı ve Termodinamik Özellikleri .....	7
2.4.1 İlave Yanmalı Birleşik Çevrim .....	9
2.5 Birleşik Gaz Buhar Güç Santrallerinin Ekipmanları .....	9
2.5.1 Kuru Tip Yoğuşturucular .....	10
2.5.2 Islak Soğutmalı Yoğuşturucular.....	22
2.5.3 Kuru/Islak Soğutmalı Yoğuşturucular .....	23
2.5.4 Giriş Havaasının Adyabatik Olarak Soğutulması.....	24
2.5.5 Yoğuşturucular Arasındaki Seçim Kriterleri .....	26
<b>3. A YAPILI HAVA SOĞUTMALI YOĞUŞTURUCUNUN ISIL MODELİ ...</b>	<b>33</b>
3.1 Havanın Isı Taşınım Katsayısı .....	38
3.2 Yoğuşma Suyunun Isı Taşınım Katsayısı .....	39
3.3 Kanat Verimi ve Isıl Yük Hesabı .....	41
3.4 Basınç Düşüş Hesabı.....	42
<b>4. MODELİN DOĞRULANDIĞI SANTRALİN HAVA SOĞUTMALI YOĞUŞTURUCUSUNUN GENEL ÖZELLİKLERİ .....</b>	<b>51</b>
4.1 A Yapılı Hava Soğutmalı Yoğuşturucu .....	51
4.2 Yoğuşma Tankı .....	61
4.3 Boru Demetleri ve Kanat Yapıları.....	63
4.4 Vakum Sistemleri .....	63
4.4.1 ‘‘Hogging’’ Vakum Sistemi.....	64
4.4.2 ‘‘Holding’’ Vakum Sistemi .....	66
<b>5. PARAMETRİK ÇÖZÜMLEME, DOĞRULAMA ÇALIŞMALARINI VE EKONOMİK DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>69</b>
5.1 Parametrik Çözümleme .....	69
5.2 Doğrulama Çalışması .....	75
5.3 Ekonomik Analiz.....	78
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>81</b>

<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>85</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>87</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>93</b>

## **KISALTMALAR**

<b>HSY</b>	: Hava Soğutmalı Yoğuşturucu
<b>Yİ</b>	: Yap İşlet
<b>YİD</b>	: Yap İşlet Devret
<b>TEİAŞ</b>	: Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
<b>EÜAŞ</b>	: Elektrik Üretim Anonim Şirketi
<b>DGKÇS</b>	: Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali
<b>BBGÇ</b>	: Birleşik Buhar Gaz Çevrimi



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 2.1</b> : 2010 yılından kömür üretim ve tüketiminde ilk 10 ülke [3] .....	4
<b>Çizelge 2.2</b> : 2010 yılında doğalgaz üretim ve tüketimde ilk 10 ülke [3] .....	5
<b>Çizelge 2.3</b> : EÜAŞ doğalgaz birleşik gaz buhar santralleri .....	5
<b>Çizelge 2.4</b> : YİD veYİ modeli ile yapılmış BBGÇ santralleri .....	6
<b>Çizelge 2.5</b> : Türkiye’de linyit santrallerinin temel parametreleri[3].....	7
<b>Çizelge 2.6</b> : Kuru tip yoğuşturucuların üstünlükleri ve zayıflıkları .....	14
<b>Çizelge 2.7</b> : A yapılı HSY ile Heller sistemin performans karşılaştırılması [9] ....	18
<b>Çizelge 2.8</b> : Heller soğutma tipi ile HSY’nin operasyonel açıdan karşılaştırılması .....	18
<b>Çizelge 2.9</b> : Ön ekonomik analiz karşılaştırması [9].....	20
<b>Çizelge 2.10</b> : Heller ve HSY genel karşılaştırması [9].....	21
<b>Çizelge 2.11</b> : Islak, kuru ve ıslak/kuru tiplerindeki soğutma kulelerinin buhar yoğuşurma kapasitelerine göre karşılaştırılması [10].....	28
<b>Çizelge 3.1</b> : Atmosfer basıncında kuru havanın özellikleri[20].....	38
<b>Çizelge 3.2</b> : Doymuş suyun termodinamik özellikleri[20].....	40
<b>Çizelge 5.1</b> : Bir hücrenin kanat yüksekliği ve birim yükseklikteki kanat sayısı değişimleri ile elde edilen MATLAB çıktı sonuçları .....	70
<b>Çizelge 5.2</b> : Kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değişimi ile sürtünme katsayısı, basınç düşüsü ve fan güçleri değişim değerleri .....	74
<b>Çizelge 5.3</b> : İki farklı çevre sıcaklığında yapılan hesaplamaların MATLAB verileri .....	76



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1	: Türkiye’de elektrik enerji kurulu gücü.....	3
Şekil 2.2	: Birleşik gaz buhar çevriminin şeması .....	8
Şekil 2.3	: İlave yakıtlı bir birleşik gaz buhar çevrim santral şeması .....	9
Şekil 2.4	: A yapısında ve kanat borulu hava soğutmalı yoğuşturucu [5].....	10
Şekil 2.5	: Hava soğutmalı yoğuşturucularda bir koridorun görünüşü [5] .....	11
Şekil 2.6	: Zorlanmış hava soğutmalı yoğuşturucu konfigürasyonu [6].....	12
Şekil 2.7	: Cebri çekişli hava soğutmalı yoğuşturucu konfigürasyonu [6].....	12
Şekil 2.8	: Doğal hava akışlı kuru tip soğutma kulesi [5].....	13
Şekil 2.9	: Kuru soğutma kulesi Heller tipi yoğuşturucunun şematik çizimi [9] ....	15
Şekil 2.10	: Heller soğutucu delta ( ısı değiştiricisi) şekli ve şematik görüntüsü[9] .	16
Şekil 2.11	: Gebze & Adapazarı birleşik gaz buhar çevrim santralına ait Heller kuru tip soğutma kuleleri görüntüsü [9] .....	17
Şekil 2.12	: Doğal akışlı kuru tip soğutma kulesi akış şeması[9].....	17
Şekil 2.13	: Islak soğutma kulesi ve yüzey yoğuşturuculu dolaylı soğutma sistemi .	22
Şekil 2.14	: Kuru/Islak soğutma sistemi [10] .....	24
Şekil 2.15	: Yöntem-1 yoğuşturucu borularının üzerine su dökmek .....	25
Şekil 2.16	: Yöntem-2 yoğuşturucu giriş havasına su püskürtmek .....	25
Şekil 2.17	: Farklı tipteki soğutma sistemlerinin performans karşılaştırması [10]....	27
Şekil 2.18	: Hava soğutmalı yoğuşturucuda kullanılan boru ve kanat yapıları .....	29
Şekil 2.19	: Lijun Yang’ın önerdiği yeni kanat yapısının Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı değişim eğrisi.....	30
Şekil 2.20	: Mevcut kanat yapısı ile Lijun Yang’ın önerdiği kanat yapısının ısı transferi açısından karşılaştırılması.....	30
Şekil 2.21	: Mevcut kanat yapısı ile Lijun Yang’ın önerdiği kanat yapısının basınç düşüşü açısından karşılaştırılması .....	31
Şekil 3.1	: Bir adet kanatlı boru genel görüntüsü .....	33
Şekil 3.2	: Boru ve kanat parametrelerinin şematik gösterimi.....	34
Şekil 3.3	: Logaritmik ortalama sıcaklık fark diyagramı .....	35
Şekil 3.4	: Bir hücredeki kanat ve boru dizilimi.....	37
Şekil 3.5	: Buharın ve yoğuşan suyun akış diyagramı.....	37
Şekil 3.6	: Kanat verim eğrisi [20] .....	41
Şekil 3.7	: Statik basınç ve hacimsel debi eğrisi[8].....	43
Şekil 3.8	: A yapılı HSY’nin hıza göre sürtünme katsayısı değişimi [19].....	44
Şekil 4.1	: Yeni Elektrik santrali shaft dizilim konfigürasyonu .....	51
Şekil 4.2	: HSY’da bir hücre görüntüsü [8].....	52
Şekil 4.3	: Bir HSY sistemin konstrüksiyon yapısı ve kanal yapısı .....	53
Şekil 4.4	: Boru demetlerinin montaj görüntüsü.....	53
Şekil 4.5	: Paralel ve ters akışlı boru demetlerinin sematik akış diagramı .....	54
Şekil 4.6	: A yapılı bir hava soğutmalı yoğuşturucunun basitleştirilmiş boyuna kesiti[8].....	55
Şekil 4.7	: A yapılı bir hava yoğuşturucusunun enine kesit görüntüsü [8].....	55

<b>Şekil 4.8</b> : Ana buhar dağıtım borusunun resmi .....	56
<b>Şekil 4.9</b> : Hava soğutmalı yoğuşturucusunun genel görüntüsü .....	57
<b>Şekil 4.10</b> : A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun kuş bakış görüntüsü .....	58
<b>Şekil 4.11</b> : Hava soğutmalı yoğuşturucusunun teknik genel görüntüsü [8] .....	58
<b>Şekil 4.12</b> : A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusu şematik gösterimi[8] .....	60
<b>Şekil 4.13</b> : Yoğuşma tankı teknik görüntüsü [8] .....	61
<b>Şekil 4.14</b> : Yoğuşturucunun plan görüntüsü[8] .....	62
<b>Şekil 4.15</b> : Hava soğutmalı yoğuşturucuda kullanılan boru ve kanat yapıları .....	63
<b>Şekil 4.16</b> : Tesiste yer alan 2 adet ‘‘Hogging’’ vakum ekipmanlarını resmi .....	64
<b>Şekil 4.17</b> : Sıvı halka vakum pompası iç görüntüsü.....	65
<b>Şekil 4.18</b> : Tesiste yer alan 2 adet ‘‘Holding’’ sisteminin resmi .....	66
<b>Şekil 5.1</b> : Bir hücrenin kanat sayısı ve kanat yüksekliğine göre ısı yük değişim eğrisi .....	71
<b>Şekil 5.2</b> : Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine göre toplam alan değişim eğrisi .....	71
<b>Şekil 5.3</b> : Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine bağlı olarak U değişim eğrisi .....	72
<b>Şekil 5.4</b> : Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine bağlı olarak hava tarafı ısı taşınım katsayısı değişim eğrisi.....	72
<b>Şekil 5.5</b> : Bir hücrenin kanat sayısına ve yüksekliğine göre hava hızı değişim eğrisi .....	73
<b>Şekil 5.6</b> : Ölçülen referans değerler ile hesaplanan değerlerin ısı yük miktarları karşılaştırması.....	76
<b>Şekil 5.7</b> : Yeni Elektrik 865 MW santralına ait A yapılı Hava soğutmalı yoğuşturucusunun performans eğrisi[8] .....	77



## SEMBOLLER

$h_g$	: Doymuş buharın entalpisi
$h_{fsu}$	: Doymuş suyun entalpisi
$h_{fg}$	: Buharlaşma ısısı
$h_{fgbuhar}$	: Buhar gizli ısısı
$m_{buhar}$	: Toplam buhar debisi
$Q$	: Toplam ısı yükü
$Q_{yoğ.}$	: Yoğuşturucu toplam ısı yükü
$Q_{k.boru}$	: Bir kanatlı borunun ısı yükü
$Q_{hücre}$	: Bir hücrenin ısı yükü
$m_{hava}$	: Fanların toplam hava debisi
$c_{pa}$	: Havanın özgül ısısı
$Pr$	: Prandtl sayısı
$\rho$	: Özgül ağırlık
$\mu$	: dinamik viskozite
$k$	: Isı iletkenlik
$t_{giriş}$	: Hava giriş sıcaklığı
$t_{çıkış}$	: Hava çıkış sıcaklığı
$\Delta t_m$	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
$L$	: Kanatlı borunun uzunluğu
$D_s$	: Kanatlı borunun genişliği (çapı)
$H=L_t$	: Kanatlı borunun yüksekliği
$s$	: Kanat aralığı
$t$	: Kanat kalınlığı
$w$	: Kanat genişliği
$z$	: Boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı
$D_h$	: Hidrolik çap
$h_{hava}$	: Havanın ısı taşınım katsayısı
$h_{su}$	: Suyun ısı taşınım katsayısı
$\Gamma$	: Bir boru demetindeki serbest hava akış alanının toplam alana oranı
$V_{maks}$	: Havanın boru demetlerindeki maksimum hızı
$f$	: Sürtünme katsayısı
$Re$	: Reynolds sayısı
$Nu$	: Nusselt sayısı
$i_{fg}$	: Buharlaşma gizli ısısı
$A_{boru}$	: Kanatlı boru alanı
$A_{kanat}$	: Kanat alanı
$A_{toplam}$	: Kanat ve boruların toplam alanı
$g$	: Yerçekim ivmesi
$t_{vm}$	: Doymuş su sıcaklığı
$n$	: Bir boru demetinde bulunan kanatlı boru sayısı
$m$	: Bir hücrede yer alan boru demet sayısı
$y$	: Kanat kalınlığının yarısı
$k$	: Alüminyum ısı iletkenliği
$t_{fan}$	: Fandaki havanın sıcaklığı

$\rho_{fan}$	: Fanlardaki havanın özgül ağırlığı
$h_{fan}$	: Fanın yerden yüksekliği
$P_{hava}$	: Havanın basıncı
$\Delta P$	: Basınç farkı
$V_{hava}$	: Havanın fanlardaki hızı
$P_{dinamik}$	: Dinamik basınç düşüşü
$P_{statik}$	: Statik basınç düşüşü
$N_{\text{şaft}}$	: Fan şaft gücü
$N_{motor}$	: Fan motor gücü
$\eta_{\text{şaft}}$	: Fan şaft verimi
$\eta_{motor}$	: Fan motor verimi
$V$	: Bir fanın hacimsel debisi
$U$	: Toplam ısı geçiş katsayısı
$P$	: Buhar türbininin gücü (kW)
$W_T$	: Türbine gelen 1 kg buhar için türbinde yapılan iş
$\phi$	: Santralin % olarak çalışma süresi ya da yük faktörü
$f_{su}$	: Türbinde kullanılan demi suyunun birim fiyatı
$f_{elekt}$	: Elektriğin birim fiyatı
$Y_{kuru}$	: Kuru tip hava soğutmalı yoğuşturucunun yatırım maliyeti
$Y_{islak}$	: Islak tip doğal hava akışlı yoğuşturucunun yatırım maliyeti
$M_{kuru}$	: HSY'nin bakım onarım maliyeti
$M_{islak}$	: Islak HSY'nin bakım onarım maliyeti

## HAVA SOĞUTMALI BİR GÜÇ SANTRALI YOĞUŞTURUCUSUNUN ISIL MODELİ VE ÖLÇÜMLERLE DOĞRULAMASI

### ÖZET

Sanayinin ve teknolojinin gelişmesiyle birlikte enerjiye duyulan ihtiyaç giderek artmaktadır. Oluşan bu talep artışına paralel olarak elektrik güç santrallerinin daha etkin ve verimli çalışacak biçimde tasarlanması için araştırmalar yapılmaktadır. Bu talepleri karşılayanın çözümleri arasında enerji çeşitliliğinin artırılması ya da var olan enerji tesislerinin iyileştirilmesi görülmektedir.

Birçok enerji santralında ya da büyük güç kapasitesine sahip birleşik çevrimli santrallarda buhar türbini ve buhar türbinine bağlı olarak çalışan yoğuşturucu sistemler yer almaktadır. Su tüketimi fazla olan ıslak soğutmalı yoğuşturucular veya yüksek çevre sıcaklıklarında verimsiz çalışan hava soğutmalı yoğuşturucular kullanılmaktadır. Bazı durumlarda tekli sistemlere göre daha pahalı olmasına rağmen ıslak/kuru veya kuru/ıslak paralel soğutma sistemleri de kullanılmaktadır.

Tez çalışmasının ilk bölümünde, Dünya'daki ve Türkiye'deki enerji durumu hakkında bilgi verilmiştir. Tez çalışmasının modelini oluşturan birleşik gaz buhar çevrim santralleri ve bu tarz santrallerin çalışma süreçleri ile ilgili bilgiler sunulmuştur. Bölümün devamında, buhar türbinlerinin ana ekipmanı olan yoğuşturucuların çeşitleri, çalışma prensipleri ve iyileştirme yöntemleri hakkında literatür araştırması sunulmuştur. Ayrıca, kuru tip iki soğutma sistemi olan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu ile doğal hava akışlı Heller kuru tip soğutma kulesinin karşılaştırılması yapılarak, A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun seçim kriterleri hakkında bilgi verilmiştir.

Tezin üçüncü bölümünde, A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun ısı analizi ve dizaynı için kullanılan metodoloji sunulmuştur. A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun temel parametreleri ve geometrisi tanımlanmıştır. Yoğuşturucunun hava ve su tarafında ısı taşınım katsayılarının hesaplanması için formüller verilmiştir. Bu bölümde verilen formüller ve metodoloji kullanılarak, MATLAB dilinde yazılan bir bilgisayar programı ile yoğuşturucunun ısı modeli oluşturulmuştur. Bölümün sonunda metodolojinin kullanımını gösteren sayısal bir örnek verilmiştir.

Tezin dördüncü bölümünde, tez çalışması için referans alınan Yeni Elektrik Üretim A.Ş.'ye ait, 865 MWe elektrik üretim gücü olan birleşik gaz buhar çevrim santralının A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun karakteristik özellikleri ve çalışma ilkeleri hakkında bilgi sunulmuştur. A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu 15 °C çevre sıcaklığında ve buhar çıkış basıncının 7 kPa olduğu durumda yaklaşık 200 kg/s buhar yoğuşurma kapasitesine sahiptir. Buhar çıkış sıcaklığı ise yaklaşık 40 °C'dir. Yoğuşturucu 42 adet hücreden oluşmaktadır. Her bir hücrede 1 adet fan, 12 adet boru demeti ve 468 adet kanatlı boru bulunmaktadır.

Tezin beşinci bölümünde parametrik çözümlenme, doğrulama ve ekonomik model olmak üzere üç farklı çalışma yapılmıştır. Parametrik çözümlenme için hava soğutmalı yoğuşturucunun bir hücresi ele alınmıştır. Temel boyutları sabit tutulmak üzere, bir hücredeki kanatlı boruların kanat yüksekliği ve boru demetinin birim yüksekliğindeki

kanat sayısı değiştirilerek, Bölüm 3'te verilen termodinamik hesaplamalar yapılmıştır. Kanat yükseklikleri: 16.5 mm, 18 mm (HSY referans değeri), 19.5 mm ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayıları: 400 adet/m, 410 adet/m, 420 adet/m, 433 adet/m ( HSY referans değeri) ve 440 adet/m olarak seçilmiştir. Bu parametreler değiştirilerek, hücrenin hava hızı, Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Nusselt sayısı, hava ve su tarafının ısı taşınım katsayıları, toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı yükü hesaplanmıştır. Sonuçlar çizelgeler ve şekiller ile sunulmuştur.

Beşinci bölümün doğrulama çalışmasında amaç, biri 9.51 °C, diğeri 15 °C olan iki farklı çevre sıcaklığında, oluşturulan model ile hesaplanan ısı yükü referans olarak alınan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun performans testi sırasında ölçülen gerçek ısı yükü ile karşılaştırmaktır. Çevre sıcaklığının 9.51 °C olduğu durumda ölçülen gerçek değer 518.6 MW iken, oluşturulan model ile hesaplanan değer 509.94 MW olmaktadır. Çevre sıcaklığının 15 °C olduğu durumda ölçülen referans değer 442 MW iken, oluşturulan model ile hesaplanan değer 441.75 MW olmaktadır. Yoğuşturucudan alınan gerçek ölçüm sonuçları ile oluşturulan model yardımıyla hesaplanan sonuçlar birbirine çok yakındır. Böylece, oluşturulan modelin doğruluğu ölçüm ve hesap hataları içinde kanıtlanmıştır.

Beşinci bölümün sonunda kuru tip hava soğutmalı yoğuşturucu ile ıslak tip doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucunun maliyet analizi yapılmıştır. Bu analizde referans olarak alınan kuru tip A yapılı HSY'nin fan giderleri ile ıslak tip doğal akışlı HSY'nin su tüketim giderleri yıllık bazda karşılaştırılmıştır. Ekonomik analiz neticesinde, referans santralin büyüklüğü esas alındığında kuru tip A yapılı HSY'nin yaklaşık yıllık 5.3 milyon TL'lik fan elektrik gideri olurken, ıslak tip doğal akışlı HSY'nin yıllık yaklaşık 15 milyon TL su tüketim maliyeti olmaktadır.

Tezin sonuç bölümünde elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır. Kanat yüksekliğinin ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısının azalması ile birlikte toplam ısı geçiş katsayısında artış gözlenirken, toplam ısı geçiş alanında azalma olmaktadır.

# **THERMAL MODEL OF THE AIR COOLED CONDENSER OF AN ELECTRICAL POWER PRODUCTION PLANT AND ITS VERIFICATION WITH THE ACTUAL OPERATING DATA**

## **SUMMARY**

The need for energy is growing with the development of industry, growing of income population. Along with the increase in demand for energy, new electric power plants are being built. One of the solutions to meeting this demand is to increase the diversity of energy sources and improve the performance of the existing power plants.

Most of the power plants in use today incorporate steam cycles with wet-cooling towers which consume relatively large amounts of water or air cooled systems which operate inefficiently at high ambient temperatures. In some cases dry/wet or wet/dry cooling systems are employed, but these are often more expensive than the other options.

Due to the decreasing availability and rising cost of cooling water, dry-cooling towers or direct air-cooled condensers (ACC's) are increasingly employed to reject heat to the environment in modern power plants incorporating steam turbines. Unfortunately, with an increase in the ambient temperature, the effectiveness of these cooling systems decrease resulting in a corresponding reduction in steam turbine efficiency. The reduction in turbine output during hot periods may result in a significant reduction revenue, especially in areas where the demand and cost for power during these periods is high. Enhancing the cooling performance during these periods may thus be justified. Dry/wet cooling systems, with their relatively low water consumption rate, provide the option of enhanced thermal performance during periods of high ambient temperatures, but their use is limited due to their relatively high capital cost.

The wave finned flat tube heat exchangers are widely used in air cooled condensers of power plants. The wavy finned tubes are usually arranged in tube bundles which have an A frame structure. The width, length, thickness, and spacing of the finned tubes effect the thermal performance.

This thesis aims to review the methodology of calculating the heat transfer performance and characteristics of the A-frame direct air cooled condensers, do a parametric investigation on the effect of fin height and spacing on the thermal performance and verify these results on the A frame air cooled condenser of 865 MWe combined cycle power plant of Yeni Elektrik Üretim A.Ş. in Dilovası, Gebze, Turkey.

After the introduction, key information on energy is given for Turkey and the world in the second chapter of this thesis. Literature research related to gas steam combined cycle and steam turbine based power plants, their types and working principles are presented. The condensers of the steam turbines of these power plants are examined in greater detail. A comparison between the A frame air cooled condensers and

Heller type natural draft dry cooling tower is made and the selection criteria for the A frame air cooled condenser are given.

In the third chapter of the thesis, the methodology used for the design and thermal analysis of the A frame air cooled condensers are given. Within this context, the geometry and the basic parameters of the A frame air cooled condensers are introduced. Then the formulas are given for the calculation of the heat transfer coefficients associated with the air and water flows in the condenser. Fin effectiveness and the overall heat transfer coefficient are formulized. The methodology and the formulas given in this chapter forms the basis of the computer program written in MATLAB, which is used later in Chapter 5 to do a parametric analysis. The chapter ends with a numerical example illustrating the use of the methodology.

In the fourth chapter of the thesis the characteristics and the operation of the A frame air cooled condenser of the Yeni Elektrik 865 MWe combined cycle power plant is explained in detail. The A frame air cooled condenser of this power plant has a capacity of condensing approximately 200 kg/s of steam at 7 kPa. This corresponds to a condensation temperature of approximately 40 °C. The condenser consists of 42 cells. Each cell has 1 fan, 12 bundles which in turn consists of 468 waved finned tubes.

In the fifth chapter of the thesis a parametric analysis of the A frame air cooled condenser was made first. One cell of the air cooled condenser was chosen. Keeping the basic cell dimensions constant the height and spacing of the fins were changed. 3 fin heights, namely 16.5 mm, 18 mm ( fin height in the reference A frame air cooled condenser), 19.5 mm and 5 fin spacings, namely 400, 410, 420, 433 ( fin spacing in reference A frame air cooled condenser ), 440 fins per meter were selected. The computer program written was used to do the pertinent computations to yield the heat transfer rates, the air velocities, Reynolds, Prandtl, and Nusselt numbers, heat transfer coefficients on the air and water sides, the overall heat transfer coefficient and the heat transfer in one cell. Heat transfer in one cell may also be termed heat duty or heat capacity of the cell. Results were presented by tables and diagrams.

A verification study was also made in Chapter 5. The performance of the actual air cooled condenser of the reference combined cycle power plant at two different ambient temperatures, namely, 9.5 °C, and 15 °C, was compared with the values computed by the thermal model formed. The performance test result of the air cooled condenser when the ambient temperature was 9.51 °C, gave the heat duty as 518.6 MW and the value computed by the model was 509.94 MW. The reference design of the air cooled condenser when the ambient temperature was 15 °C, gave the heat duty as 442 MW and the value computed by the model was 441.75 MW. These results show that the measured and computed results match within the measurement and computational error tolerances.

The economic comparison of dry A frame air cooled condenser (ACC) and natural draft wet air cooled condenser (ACC) were also made in the chapter 5. The fan operation cost of the dry ACC and the water consumption cost of the natural draft wet ACC were formulated. It was shown that for a power plant size similar to the reference power plant , the costs for the dry A frame air cooled condenser and natural draft wet air cooled condenser were approximately 5.3 million TL and 15 million TL respectively.

Chapter 6 of the thesis contains the discussion of the results. Calculations of the heat transfer or heat duty per cell show a decrease with an increase in the fin height. On the other hand the heat duty per cell increases with decreasing fin spacing. The total heat transfer area increases with an increase in the fin height and also with an increase in number of fins per meter.





## 1. GİRİŞ

Birçok endüstriyel süreçlerde düşük kaliteli atık ısının sistemden uzaklaştırılması istenir. Uzun yıllardır, tasarımcılar düşük maliyette atık ısının uzaklaştırılması için verimi yüksek olan açık devre soğutucular ve evaporatif soğutucular tasarlamışlardır. Fakat su kaynaklarının giderek azalması ve olumsuz çevre şartları, tasarımcıların diğer soğutuculara kıyasla daha çok pahalı ve daha az verimli hava soğutmalı soğutuculara ve kuru tip soğutuculara yönelmesine neden olmuştur [1].

Su kaynaklarının korunması endişesinin devam etmesi ile birlikte A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucuların, özellikle su kaynakları yönünden fakir olan ülkelerdeki popülaritesi ve gelişme hızı giderek artmaktadır. Kuru tip soğutuculara duyulan ihtiyaç gelecek yıllarda da artarak devam edecektir [2]. Bundan dolayı, kuru tip soğutucular ile ilgili tüm temel fiziksel fenomenleri matematiksel olarak modelleyerek, var olan tasarımların geliştirilmesi çok büyük önem taşımaktadır [1].

Tez çalışması kapsamında, güç santrallerinde kullanılan Hava Soğutmalı Yoğuşturucuların (HSY) tasarım yöntemlerini incelemek, A yapılı bir HSY'nin mühendislik hesaplarını yapmak üzere bir termodinamik model oluşturmak ve bu modelden elde edilen kuramsal sonuçları Dilovasında kurulan YENİ Elektrik Üretim A.Ş.'ye ait 865 MW gücündeki birleşik gaz buhar çevrimli elektrik santralının A yapılı HSY'den elde edilen ölçümlerle karşılaştırmaktır.

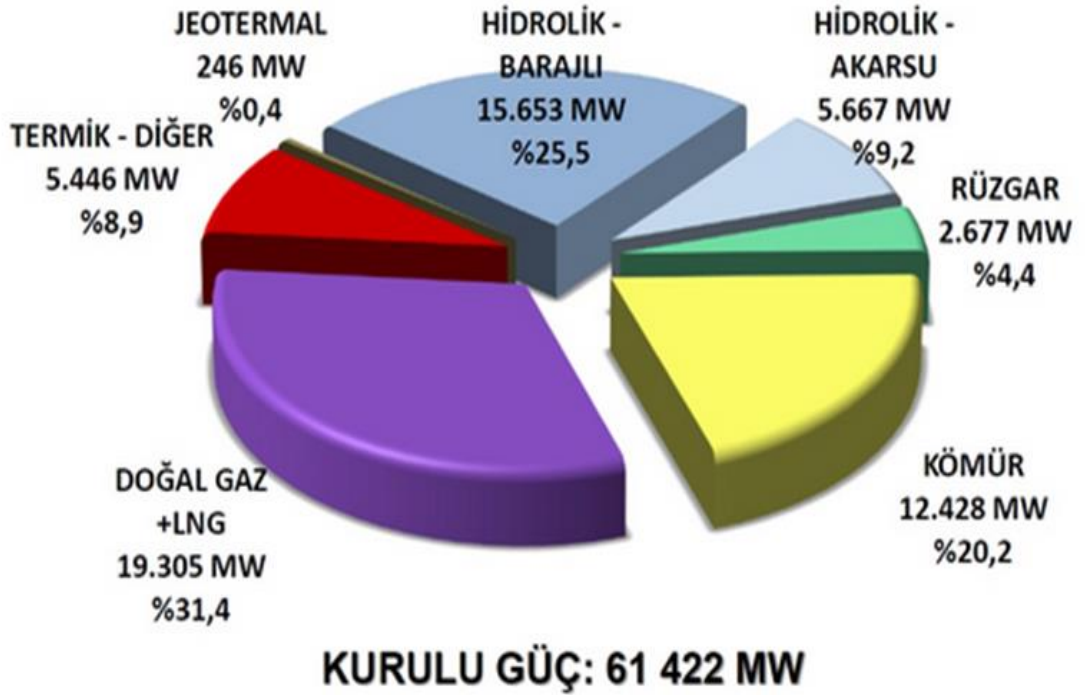
Tezin ikinci bölümünde Türkiye'nin enerji durumu ve Türkiye yer alan bazı santrallara örnek verilerek, soğutma sistemlerinden bahsedilmiştir. İkinci bölümün devamında, birleşik gaz buhar santrallerinin çalışma prensibinden ve birleşik gaz buhar santrallerin bir ekipmanı olan soğutma sistemlerinin çalışma prensibinden, çeşitlerinden, güçlü ve zayıf yönlerinden bahsedilmiştir. Bölümün sonunda, Yeni Elektrik 865 MWe birleşik gaz buhar santralında kullanılan kuru tip A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu ile doğal akışlı kuru tip Heller soğutma kulesinin karşılaştırılması sunulmaktadır. Tezin üçüncü bölümünde hava soğutmalı bir yoğuşturucunun ısı modelini oluşturmak için kullanılacak formüller verilmiştir ve

bir kanatlı borunun sayısal olarak ısı çözümü yapılmıştır. Tezin dördüncü bölümünde Yeni Elektrik 865 MWe birleşik güç santralına ait A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun genel ekipmanları ve çalışma ilkeleri hakkında bilgi sunulmuştur. Tezin beşinci bölümünde parametrik çözümleme, doğrulama çalışması ve ekonomik model olmak üzere üç farklı çalışma yapılmıştır. Parametrik çözümleme için yoğuşturucunun bir hücresi ele alınıp, kanat yüksekliğinin ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı değişimi ile termodinamik hesaplamalar yapılmıştır. Doğrulama çalışması ile Yeni Elektrik 865 MWe santralına ait A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun performans testi sırasında ölçülen gerçek değerleri ile oluşturulan model ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Bölüm sonunda yapılan ekonomik analiz ile kuru tip hava soğutmalı yoğuşturucusunun fan elektrik tüketim gideriyle ıslak tip doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucusunun su tüketim giderleri yıllık bazda hesaplanarak, karşılaştırılmıştır. Son bölümde elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

## 2. KONUNUN VE DAHA ÖNCE YAPILAN ÇALIŞMALARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

### 2.1 Türkiye’de Elektrik Enerjisinin Durumu

Türkiye’nin elektrik enerji kurulu gücü TEİAŞ’a göre şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Türkiye’de elektrik enerji kurulu gücü

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi Türkiye’nin Kurulu gücünün büyük bir kısmını termik santraller oluşturmaktadır. Termik santraller kimyasal enerjinin elektrik enerjisine dönüştürüldüğü tesislerdir. Termik santrallerde esas olarak fosil yakıtlar olan kömür, gaz ve petrol ürünleri kullanılır. Dünya’da elektrik üretiminde en büyük pay fosil yakıtlardadır.

## 2.2 Dünya’da Kömür ve Doğalgaz

2010 yılı itibariyle Dünya’da 860.9 trilyon ton kömür rezervi bulunmaktadır. Bunun %35.4’ü Avrupa ve Kuzey Asya’da, %30.9’u Güney Doğu Asya’da, %28.5’i Kuzey Amerika’da, %3.8’i Orta Doğu ve Afrika’da, %1.5’i Güney ve Orta Amerika’dadır.

Dünya’da 2010 yılı en büyük 10 kömür üretici ve tüketici ülke aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

**Çizelge 2.1 : 2010 yılından kömür üretim ve tüketiminde ilk 10 ülke [3]**

Sıra	Üretici Ülke	Miktar (tep)	%	Sıra	Tüketici Ülke	Miktar (tep)	%
1	Çin	1.800,4	48,3	1	Çin	1.713,5	48,2
2	ABD	552,2	14,8	2	ABD	524,6	14,8
3	Avustralya	235,4	6,3	3	Hindistan	277,6	7,8
4	Hindistan	216,1	5,8	4	Japonya	123,7	3,5
5	Endonezya	188,1	5,0	5	Rusya	93,8	2,6
6	Rusya	148,8	4,0	6	Güney Afrika	88,7	2,5
7	Güney Afrika	143,0	3,8	7	Almanya	76,5	2,2
8	Kazakistan	56,2	1,5	8	Güney Kore	76,0	2,1
9	Polonya	55,5	1,5	9	Polonya	54,0	1,5
10	Kolombiya	48,3	1,3	10	Avustralya	43,4	1,2
	İlk 10 Toplam	3.444,0	92,3		İlk 10 Toplam	3.071,8	86,4
	Dünya Toplam	3.731,4	100,0		Dünya Toplam	3.555,8	100,0

2010 yılı itibariyle Dünya’da 187.1 trilyon m<sup>3</sup> doğal gaz rezervi bulunmaktadır. Bunun %40.5’i Orta Doğu’da, %33.7’si Avrupa ve Kuzey Asya’da, %8.7’si Güney Doğu Asya’da, %7.9’u Afrika’da, %5.3’ü Kuzey Amerika’da, %4’ü Güney ve Orta Amerika’dadır.

Çizelgeden de görüleceği gibi ilk 10 ülke Dünya üretiminde %92.3’lük ve Dünya tüketiminde %86.4’lük paya sahiptir.

Dünya’da 2010 yılı en büyük 10 doğalgaz üretici ve tüketici ülke aşağıdaki çizelgede gösterilmektedir.

**Çizelge 2.2 : 2010 yılında doğalgaz üretim ve tüketimde ilk 10 ülke [3]**

Sıra	Üretici Ülke	Miktar ( $10^9$ m <sup>3</sup> )	%	Sıra	Tüketici Ülke	Miktar ( $10^9$ m <sup>3</sup> )	%
1	ABD	611,0	19,3	1	ABD	683,4	21,7
2	Rusya	588,9	18,4	2	Rusya	414,1	13,0
3	Kanada	159,8	5,0	3	İran	136,9	4,3
4	İran	138,5	4,3	4	Çin	109,0	3,4
5	Katar	116,7	3,6	5	Japonya	95,5	3,0
6	Norveç	106,4	3,4	6	Kanada	93,8	3,0
7	Çin	96,8	3,0	7	İngiltere	93,8	3,0
8	S. Arabistan	83,9	2,6	8	S. Arabistan	83,9	2,6
9	Cezayir	80,4	2,5	9	Almanya	81,3	2,6
10	Hollanda	70,5	2,2	10	İtalya	76,1	2,4
	İlk 10 Toplam	2.052,9	64,3		İlk 10 Toplam	1.867,8	59,0
	Dünya Toplam	3.193,3	100,0		Dünya Toplam	3.169,0	100,0

### 2.3 Türkiye’de Kömür ve Doğalgaz Santralleri

Türkiye’de 2012 Şubat sonu itibariyle toplam gücü 16330.6 MW olan doğal gaz santrali vardır. Bu santrallerin 4082.9 MW’ı EÜAŞ, 4781 MW’ı Yap İşlet (Yİ), 1449.6 MW’ı Yap İşlet Devret (YİD), 5133 MW’ı Serbest Üretici Şirketler ve 884.1 MW’ı Otoproduktör Şirketler tarafından işletilmektedir. Bu santraller 2011 yılında 102.13 milyar kWh üretmişlerdir [3].

**Çizelge 2.3 : EÜAŞ doğalgaz birleşik gaz buhar santralleri**

Santral Adı	Hamitabat(Lüleburgaz)	Ambarlı (İst.)	Bursa(Osmangazi)
Kurulu Güç (MW)	1120	1350	1431
Yıllık Üretim ( $10^6$ kWh/yıl)	7200	9460	9870
Soğutma Sistemi	Islak tip soğutma	Deniz suyu soğutmalı	Islak tip soğutma
Verim (%)	48	51	55

Ancak Hamitabat ve Ambarlı gaz türbinlerinin 20 yıllık sürede aşınmaları ve yıpranmaları nedeniyle iyileştirme işlemleri yapılmış, yanma hücrelerinde, kompresör ve türbin sabit ve hareketli kanatların bir kısmı daha verimli profilli

kanatlarla değiştirilmiş, bazı kanatlara da daha yüksek sıcaklığa dayanıklı kaplamalar yapılmıştır [3].

Yap İşlet Devret (YİD) ve Yap İşlet (Yİ) modeliyle yapılan doğal gaz santrallara ilişkin bilgiler de aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

**Çizelge 2.4 : YİD veYİ modeli ile yapılmış BBGÇ santralları**

Santral Adı	Devreye giriş	Güç (MW)	Kapasite( $10^6$ kWh)	Soğutma sis.
<i>Yap İşlet Devret Modeli ile yapılmış Santrallar (YİD)</i>				
Ova (Gebze)	1996	258	2219.8	Deniz su soğ.
Trakya (Edir.)	1998	499	4368.6	Kuru tip
Esenyurt (İst)	1999	188	1615.3	Hava soğ.
Unimar (İst)	1999	504	4415	Deniz su soğ.
<i>Yap İşlet Modeli ile yapılmış Santrallar (Yİ)</i>				
Gebze (İst)	2002	1595	13972.2	Kuru tip
Adapazarı	2002	798	6990.48	Islak tip
İzmir	2003	1590	13928.4	-
Ankara	2004	797	6990.48	-

Türkiye’de 2012 şubat sonu itibariyle kömür yakan santralların toplam kurulu gücü 12355.7 MW’tır. Bunların 8139.7 MW’ı linyit, 335 MW’ı yerli taskömürü ve 3.881 MW’ı ithal kömür kullanırlar. Bu santrallar 2011 yılında 63.76 milyar kWh üretmişlerdir. Ve 228.43 milyar kwh’lik Türkiye toplam üretimlerindeki payları %27.91’dir.

Bu santralların 7761 MW’ı EÜAş, 620 MW’ı İşletme Hakkı Devri, 1320 MW’ı Yap İşlet, 2365 MW’ı Serbest Üretici şirketler ve 289.7 MW’ı Otoprodüktör şirketler tarafından işletilmektedir.

**Çizelge 2.5 : Türkiye’de linyit santrallerinin temel parametreleri[3]**

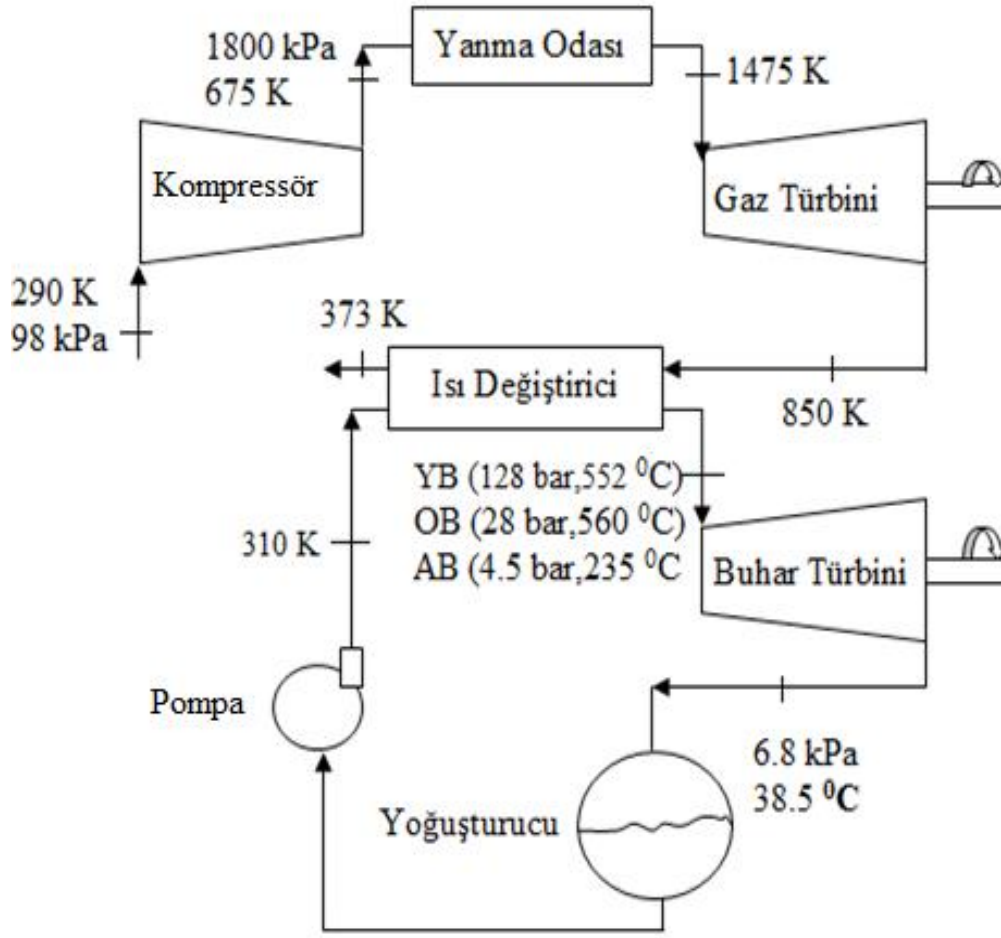
Parametre	Birim	AE-B	AE-A	Yatağan	Soma	Çan	Seyitömer
Kurulu Güç	MW	1.440	1.360	630	990	320	600
Ünite Güç	MW	360	340	210	165	160	150
Üretim kapasite	10 <sup>6</sup> kWh/yıl	9.100	8.800	5.518,8	6.435	2.080	3.900
Buhar debi	ton/saat	1.037	1.020	660	525	462	500
Kızgın buh. sıcaklık	°C	540	535	535	540	543	540
Kızgın buh. basınç	bar	167	194	139	142	174	140
Tekrar kızd. buh. sic.	°C	540	535	535	540	542	540
Tekrar kızd. buh. bas.	bar	38	39	24	32	37	36
Besleme su sıcaklık	°C	250	255	243	234	251	250
Kondense vakum	Bar	0,07	0,07	0,0726	0,07	0,085	0,06
Santral Verim	%	38,95	31,27	33,56	30,01	42,00	37,07
Özgül ısı tüketimi	kCal/kg	2.208	2.750	2.568	2.886	2.048	2.710

#### **2.4 Bir Birleşik Gaz Buhar Güç Çevriminin Yapısı ve Termodinamik Özellikleri**

Birleşik gaz buhar çevrimi, Brayton çevrimine göre çalışan bir gaz türbininden elde edilen yüksek sıcaklıktaki egzost gazlarının, atık ısı kazanlarında buhar, buhar türbininde ikinci bir çevrim oluşturmasıdır. Kısaca, üst çevrimi gaz türbini, alt çevrimi de buhar türbini çevriminden oluşan çevrimdir [4].

Şekil 2.2’de bir birleşik gaz buhar güç santralının şematik diyagramı görülmektedir. Gaz türbini açık çevrime göre çalışmaktadır.

Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basınç ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki egzost gazları türbinde genişleyerek iş yaparlar. Daha sonra yüksek sıcaklıktaki egzost gazları (550 - 600 0C) atmosfere atılmadan önce atık ısı kazanlarında buhar üretir. Kazanlarda elde edilen buhar, buhar türbinlerinde genişleyerek ek güç üretir. Buhar türbininin alçak basınç kademesinden çıkan çürük buhar yoğunlaştırılarak kazanlara geri beslenir [4].



**Şekil 2.2 :** Birleşik gaz buhar çevriminin şeması

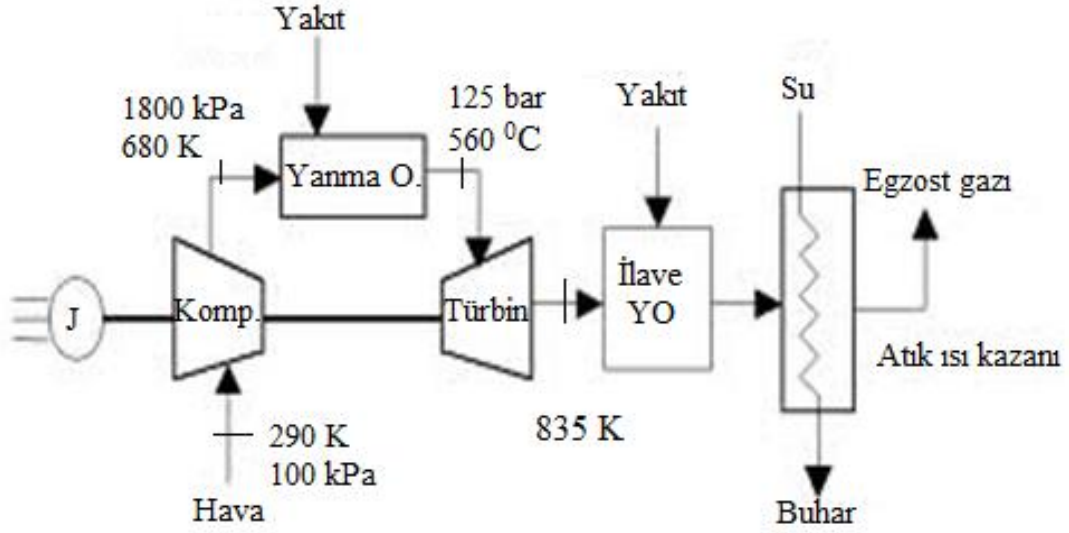
Gaz türbini çevrimleri, buhar türbini çevrimlerine göre daha yüksek sıcaklıklarda çalışmaktadır. Modern buharlı güç santrallerinde türbin giriş sıcaklığı 550-600 °C'leri bulurken, gaz türbinlerinde bu değer 1150 °C'nin üzerinde olabilmektedir. Özellikle gaz türbinlerinin bu kadar yüksek sıcaklıklarda çalışabilmesi, türbin kanatlarının soğutulmasında geliştirilen yeni teknolojiler ve türbin kanatlarının seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması sayesinde gerçekleşebilmektedir [4].

Şekil üzerinde gösterilen değerler yaklaşık 900 MWe gücüne sahip birleşik gaz buhar çevrim santralından elde edilen değerlerdir. Şekilde görüldüğü üzere, buhar türbini üç farklı basınç kademesine sahiptir.



### 2.4.1 İlave Yanmalı Birleşik Çevrim

Bu sisteme ek olarak, ilave yanmalı atık ısı kazanlı kombine sistemler de vardır. Burada amaç, egzost gazları içindeki oksijeni yakarak daha fazla ısı elde etmektir.



Şekil 2.3 : İlave yakıtlı bir birleşik gaz buhar çevrim santral şeması

Yardımcı yakıcılar, gaz türbininin işletim operasyonundan farklı olarak atık ısı kazanının buhar üretim kapasitesini düzenler. Bu sistemi, yakıt fiyatının elektrik fiyatına göre yüksek olduğu durumlarda kullanmak mantıklı değildir. İlave yakıt ile tesis verimi artmış olsada, elektrik fiyatının düşük olması işletme açısından ekonomik olmamaktadır.

Sonuç olarak, gaz türbini teknolojilerinin gelişmesi, birleşik gaz buhar santrallarını ekonomik açıdan çekici yapmıştır. Bunun neticesi olarak, yeni birçok güç santrali birleşik gaz buhar çevrimine göre tasarlanmakta, varolan santral birleşik gaz buhar santrallarına dönüştürülmektedir.

### 2.5 Birleşik Gaz Buhar Güç Santrallarının Ekipmanları

Buhar türbinli birleşik ısı güç üretim sisteminde olması gereken temel elemanlar aşağıda belirtilen ekipmanlardan oluşmaktadır.

- Gaz Türbinleri
- Buhar Türbini
- Atık Isı Kazanları

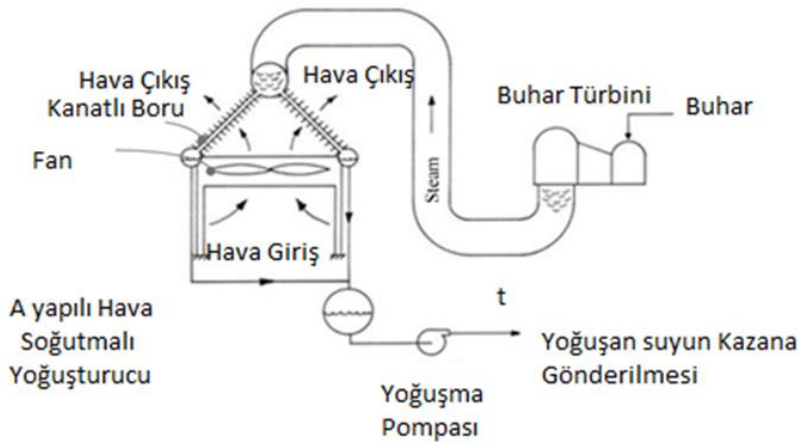
- Yoğuşturucu
- Şalt sahası
- Su hazırlama ünitesi
- Kapalı çevrim soğutma sistemi
- Yardımcı kazan
- Kontrol odası ve idari bina

Birleşik gaz buhar güç santralleri birden fazla gaz türbinine göre düzenlenebilir. Örneğin, iki adet gaz türbini bir adet buhar türbinine ile ya da dört gaz türbini iki adet buhar türbinleri ile birlikte tasarlanmaktadır.

Bu çalışmada birleşik gaz buhar sistemlerinin ana ekipmanlarından yoğuşturucular ve özellikle hava soğutmalı yoğuşturucular üzerinde durulmuştur.

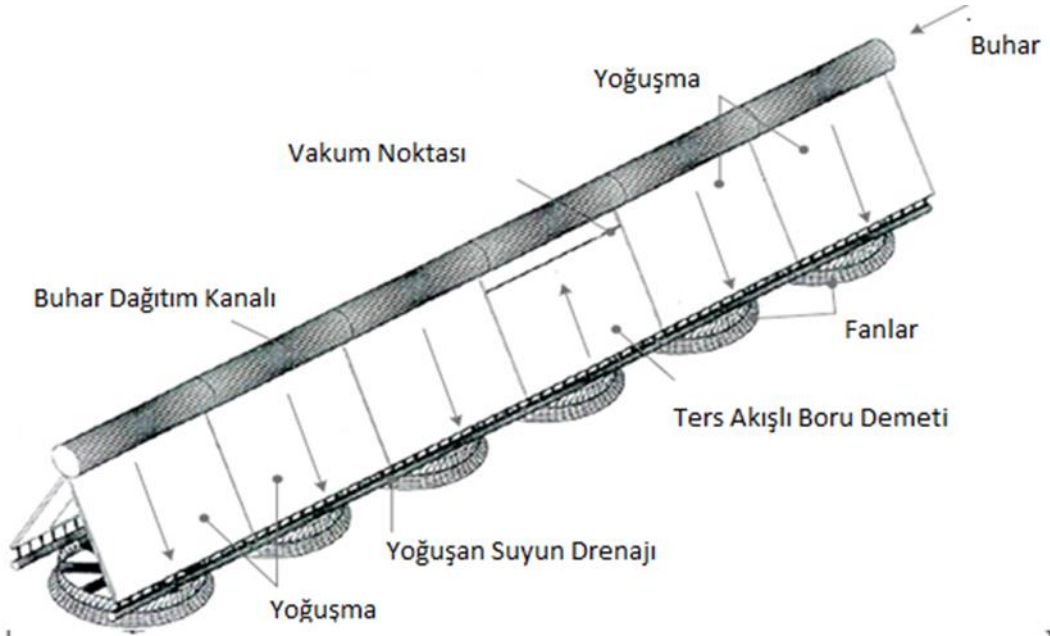
### 2.5.1 Kuru Tip Yoğuşturucular

Su kaynaklarının sınırlı olması, son yıllarda güç santrallerinde kuru tip soğutma sistemlerinin tercih edilmesine neden olmaktadır. Güç santrallerinde kullanılan hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle delta formunda dizilmiş kanatlı borulardan oluşması ya da yoğuşan suyun kolaylıkla toplanabileceği A yapısında olması, dağıtım buhar kanal uzunluğunun azalmasına ve ihtiyaç duyulan zemin yüzey alanının minimum olmasına yol açar. A yapılı kanatlı borulu hava soğutmalı bir yoğuşturucu şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : A yapısında ve kanat borulu hava soğutmalı yoğuşturucu [5]

Şekil 2.4'te A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun bir hücre örneği görülmektedir. Bir hücre bir fandan oluşmaktadır. İstenilen hücre sayısının art arda getirilmesi ile şekil 2.5'te görülen ve koridor olarak adlandırılan yapı oluşur. Herbir koridor yapısının minimum üç maksimum yedi fana kadar tasarlanabilir [5].



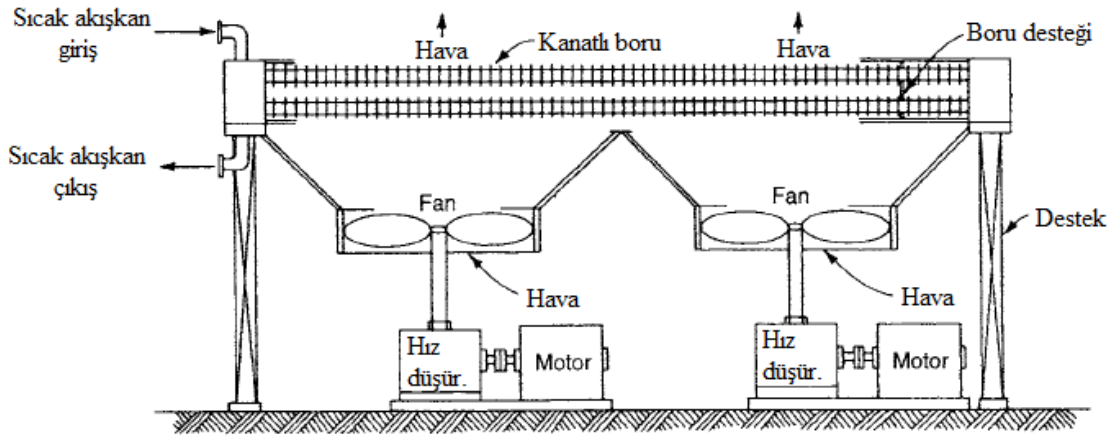
**Şekil 2.5 :** Hava soğutmalı yoğuşturucularda bir koridorun görünüşü [5]

Şekil 2.5 ve şekil 2.4' te gösterilen A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun süreç akışı aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

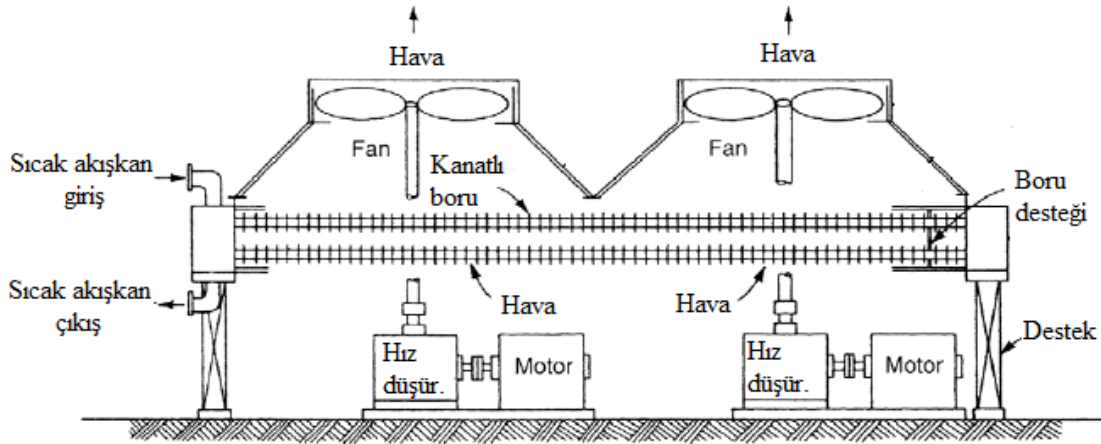
Şekil 2.4'te görüldüğü gibi buhar türbininin son kademesinden ayrılan çürük buhar, vakum sistemlerinin yardımı ile buhar dağıtım kanalına iletilir. Buhar dağıtım kanalı, ısı değiştiricisi olarak adlandırılan A yapılı kanatlı boru demetlerine bağlanır ve buhar kanal boyunca ilerleyerek, A yapılı kanatlı boruların içerisinden aşağı yönde akar. Hem buharın hem de yoğuşan suyun kanatlı boru içerisinde aynı yönde hareket ettiği boru demetlerine paralel akışlı boru demetleri denir. Bunun aksine, süreç esnasında yoğuşmayan buharın, havanın ya da sistemdeki gazların uzaklaştırılmasını sağlamak ve vakumu sabit seviyede tutmak amacıyla ters akışlı boru demetleri yerleştirilmiştir. Ters akışlı boru demetlerinin amacı, kanatlı boru demetlerinin içerisinde buhar ve gaz yukarı yönde hareket ederken yoğuşan suyun aşağı yönde hareket etmesi anlamına gelmektedir. Bu ters akışlı boru demetleri boru dağıtım kanalı ile bir bağlantısı yoktur. Buradaki vakum ünitesinin çalışma prensibi, tesiste yer alan yardımcı kazan yardımıyla sağlanmaktadır. Yardımcı kazandan gelen buhar, gaz ejektöründen geçerek, anlık basınç düşüsü yaratır ve vakum oluşmasını

sağlar. Böylece, tesisin çalışması boyunca vakum sistemi, devrede kalarak, HSY'nin vakum basıncını sabit tutmayı sağlar. Böylelikle, ters akışlı boru demetleri hem vakumu sabit tutarken hem de ikincil bir geçiş sağlayarak, yoğuşmamış buharın yoğuşmasını sağlar. Buhar bu süreci izlerken boru demetlerin altına yerleştirilmiş olan fanlar çalışarak hava sirkülasyonunu sağlar ve yoğuşma işlemini gerçekleştirir.

A yapılı boru demetine sahip zorlanmış hava soğutmalı yoğuşturucu dışında şekil 2.6 ve şekil 2.7'de gösterilen kanatlı boru ve fan dizilimleri de vardır.



**Şekil 2.6 :** Zorlanmış hava soğutmalı yoğuşturucu konfigürasyonu [6]



**Şekil 2.7 :** Cebri çekişli hava soğutmalı yoğuşturucu konfigürasyonu [6]

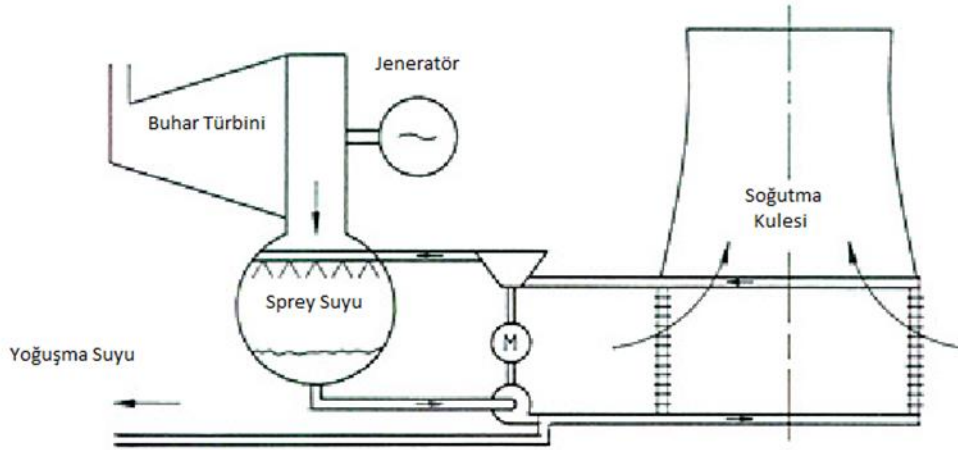
Şekil 2.6 ve şekil 2.7'den görüleceği üzere, fan ya kanatlı boruların altına ya da kanatlı boruların üzerine konumlandırılabilir. Fakat şekil 2.7'de gösterilen fan konumu neticesinde yüksek oranda vibrasyon sorunu yaşanmaktadır. Şekil 2.6'da görülen zemin destekli fanlarda vibrasyon problemlerine daha az rastlanılmaktadır.

Ayrıca zemine monte edilen fanların ulaşılabilirliği daha kolay olduğundan bakım ve işletim süreçleri şekil 2.7’de gösterilen fan konumuna göre daha kolaydır.

Şekil 2.7’de hava kanatlı borulardan geçtikten sonra fana ulaşmaktadır. Bundan dolayı ısınan havanın hacimsel debisi daha fazla olmaktadır. Böylece hacimsel debisi artan hava, fanlarda elektriksel tüketim miktarının artmasına sebep olur.

Diğer bir kuru tip soğutmalı yoğuşturucuya örnek Şekil 2.8’de şematik olarak gösterilen doğal akışlı kule tipi soğutmalı yoğuşturucu verilmiştir.

Şekil 2.8’de hava sirkülasyonu şekil 2.4 ve 2.5’te ifade edildiği gibi fanlar ile değil soğutma kulesinin sahip olduğu hiperbolik biçimden dolayı elde edilir. Burada yoğuşma suyu soğutma kulesine pompalanır. Pompalanan su ısı eşanjöründen geçer ve bu esnada doğal hava sirkülasyonu ile yoğuşma suyunun soğuması sağlanır. Soğuyan su, türbin son kademesinden çıkan buharın üzerine püskürtülerek, buharın yoğuşması sağlanır.



**Şekil 2.8 :** Doğal hava akışlı kuru tip soğutma kulesi [5]

Islak tip soğutma sistemlerinde ısı performans çevre havasının yaş termometresine bağlıken, kuru tip soğutma sistemlerinde çevre sıcaklığına bağlıdır. Çevre havasındaki kuru termometre sıcaklığı normal olarak yaş termometre sıcaklığından yüksektir ve kuru termometre sıcaklığında günlük ve sezonluk bazda çok keskin değişimler yaşanmaktadır. Hava soğutmalı sistemler ile su tasarrufu yapılmasına rağmen, yüksek hava sıcaklıkları esnasında performans kayıpları yaşanmaktadır.

Maulbetsh ve DiFilippo, California eyaletinin dört farklı bölgesinde yer alan ve her birinin gücü 500 MW olan birleşik gaz buhar çevrim santralleri üzerinde bir çalışma

yaparak, ıslak tip soğutma ve kuru tip soğutma sistemlerini maliyet açısından birbirleriyle karşılaştırmıştır. Eğer ıslak tip soğutma yerine kuru tip soğutma kullanılırsa, su tüketiminde ortalama olarak %95 ile %96 azalma görülürken toplam santral maliyetinde %5 ile %15 arasında artış göstermiştir. Ayrıca çalışmalarında, yüksek çevre sıcaklığı periyotları boyunca performans değerindeki düşüklükten dolayı potansiyel yıllık gelirin %1 ile %2 ya da 1.5 milyon \$ ile 3 milyon \$ azaldığına dikkat çekmiştir. Sonuç olarak, kuru tip soğutma sisteminin kullanımı kolay temin edilebilir olması ve bölgedeki su fiyatlarının yüksek olması durumunda seçilmesi uygun olabilir [7].

Çizelge 2.6’te kuru tip soğutucuların üstünlükleri ve zayıflıkları belirtilmiştir.

**Çizelge 2.6 : Kuru tip yoğuşturucuların üstünlükleri ve zayıflıkları**

<b>Üstünlükler</b>	<b>Zayıflıklar</b>
Yakıt kaynaklarının olduğu her bölgeye kurulabilir	Kurulumu için gerekli olan alan çok fazladır.
Su ihtiyacı çok azdır.	Verimliliği düşüktür.
Buhar bulutları oluşturmaz.	Fazla ses çıkartırlar.
Çevreye olumsuz bir etkisi yoktur.	Fanlı sistemlerde titreşim problemidir.
Alınması gereken izinler azdır.	

YENİ Elektrik 865 MWe birleşik gaz buhar çevrim santralında kuru tip soğutma sisteminin kullanılma nedenleri arasında, santralin su kaynağından 300 m yükseklikte olması, engebeli bir yapıya sahip olması ve su kaynaklarının yetersizliği gösterilmektedir. Ayrıca bölgedeki su temini birim fiyatı 4.15 TL olan kuyu suyu ve birim fiyatı 6.85 TL olan şehir suyundan sağlandığı düşünüldüğünde, işletme süreci boyunca yıllık su maliyetinde büyük miktarda tasarruf yapılmış olacaktır [8].

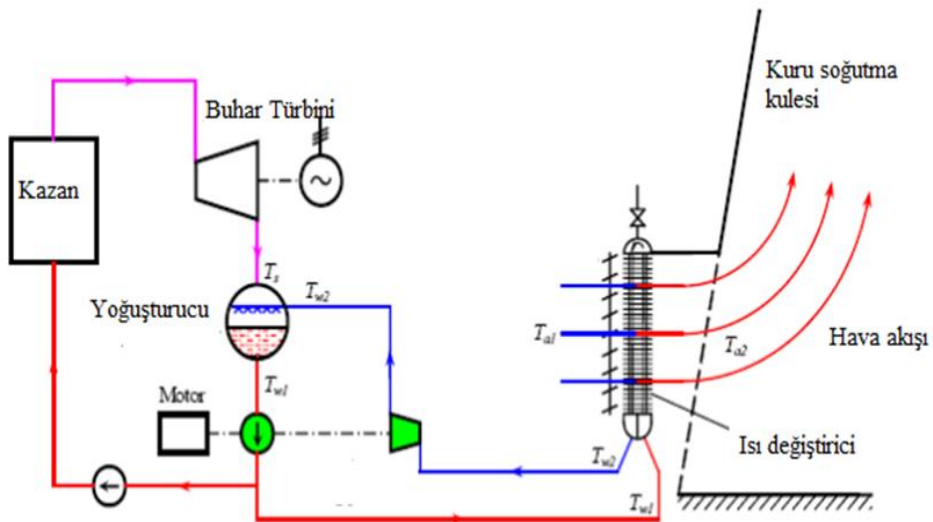
Coğrafi konumu, su kaynaklarına uzaklığı, yerleşik merkezine yakınlığı ile bilinen Yeni Elektrik 865 MWe birleşik güç çevrim santrali için kuru tip bir yoğuşturma sistemi seçilmesi kaçınılmazdı. Bundan dolayı kuru tip soğutma sistemleri arasından

ne tip bir yoğuşturucunun seçileceğine karar vermek için kuru tip soğutma sistemleri arasından en yaygın ve efektif olan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu ile doğal akışlı kuru tip soğutma kulesi modeli olan Heller soğutma sistemi birkaç yönden birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

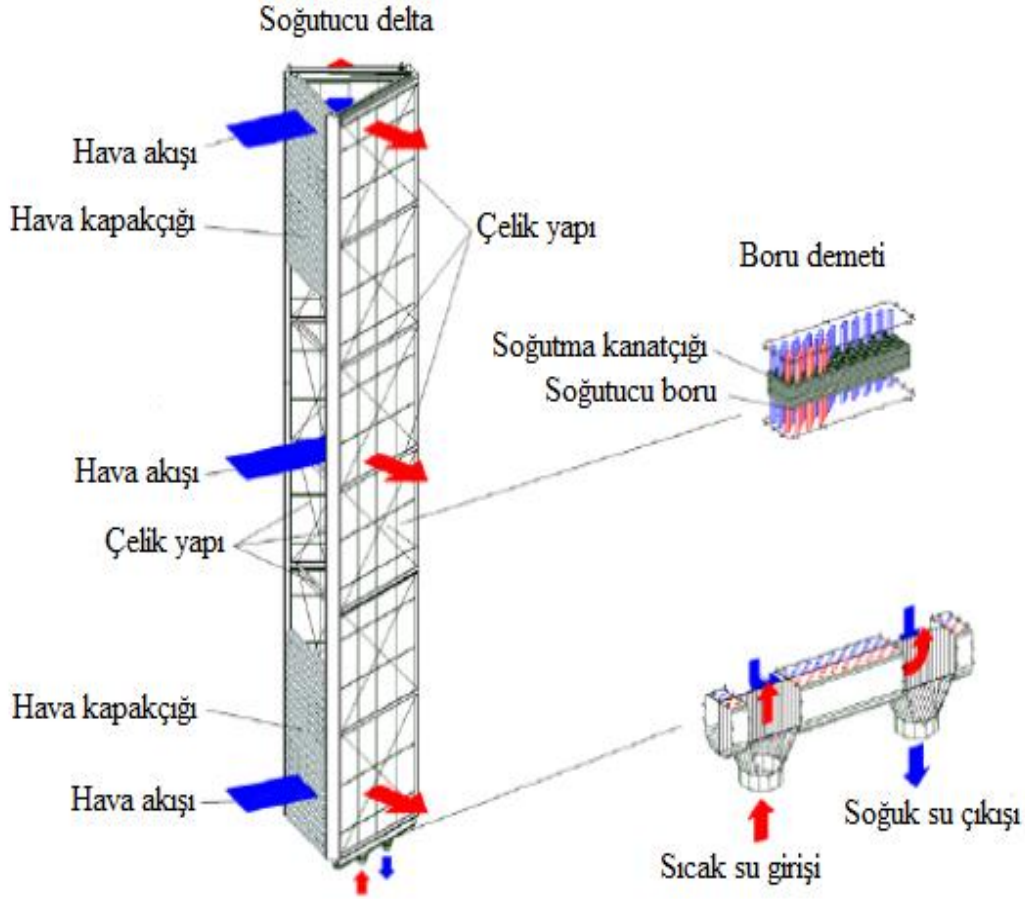
Burada iki kuru tip soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yapılmıştır ve tesis için seçilen A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun Heller tipi soğutma sistemine göre üstünlükleri ve zayıflıklarından bahsedilerek, A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun seçim nedenlerinden bahsedilmiştir.

Karşılaştırma öncesi kısaca Heller kuru tip soğutma sistemi tanıtılarak, çalışma prensibinden bahsedilmiştir.

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi yoğuşmuş olan su, soğutma kulesine konumlandırılmış ısı değiştiricilere gönderilir. Soğutma kulesinin sahip olduğu hiperbolik yapıdan dolayı doğal hava akışı, soğutma kulesinin alt kısmından üst kısmına doğru gerçekleşir. Bu esnada ısı değiştiricilerinden geçen yoğuşma suyu soğur ve yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuya gelen su, yoğuşturucu ortamına spreylenerek, buharın yoğuşması sağlanır. Yoğuşan buharın bir kısmı kazanlara gönderilirken, diğer kısmı tekrar soğutma kulesine gönderilerek, soğutulması sağlanır.



Şekil 2.9 : Kuru soğutma kulesi Heller tipi yoğuşturucunun şematik çizimi [9]



**Şekil 2.10 :** Heller soğutucu delta ( ısı değiştiricisi) şekli ve şematik görüntüsü[9]

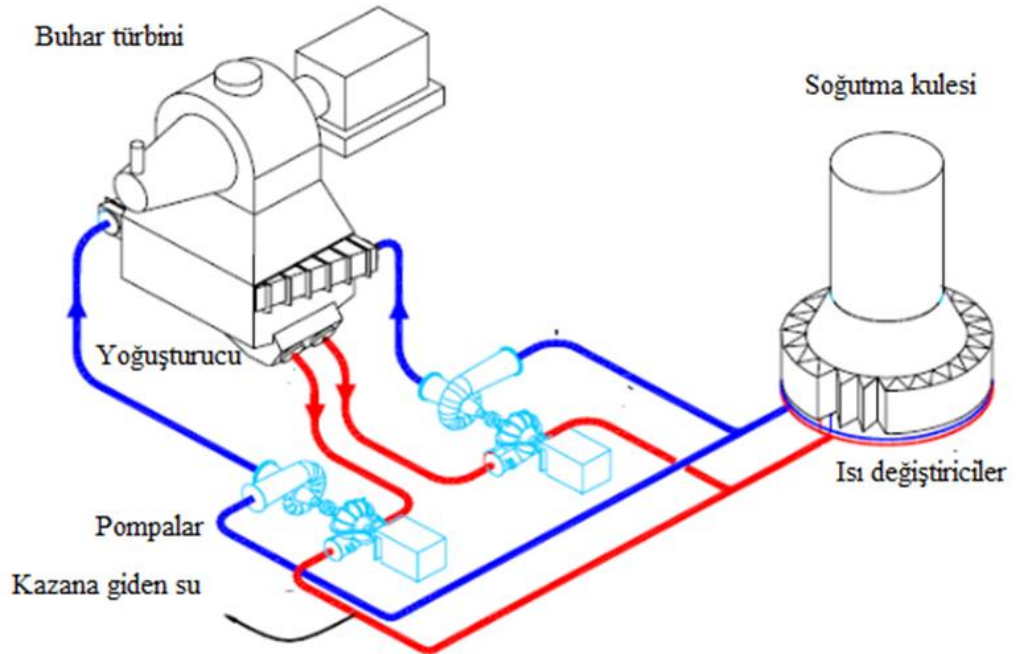
Şekil 2.12’de gösterilen soğutma kulesinin alt kısmında yer alan ısı değiştiricilerin geometrik yapısı şekil 2.10’da detaylandırılmıştır. Bu ısı değiştiricilere soğutucu delta denilmektedir. Hava akış kısmında hava kapakçıkları yer almaktadır. Bu hava kapakçıkların açıklık ve kapalılık oranları ayarlanarak, hava akış miktarı kontrol edilir. Ayrıca aşırı soğuk havalarda hava kapakçıkların açıklık oranı azaltılarak, buzlanma riski azaltılmış olur. Delta yapının diğer iki kısmında da boru demetleri bulunmaktadır.

Türkiye’de yer alan Heller kuru tip doğal akışlı soğutma kulesi sistemine sahip bazı santraller EK B’de gösterilmiştir. Şekil 2.11’de Gebze & Adapazarı birleşik gaz buhar çevrim santralına ait Heller kuru tip doğal akışlı soğutma kulelerinin resmi gösterilmiştir.





**Şekil 2.11 :** Gebze & Adapazari birleşik gaz buhar çevrim santralına ait Heller kuru tip soğutma kuleleri görüntüsü [9]



**Şekil 2.12 :** Doğal akışlı kuru tip soğutma kulesi akış şeması[9]

**Çizelge 2.7 :** A yapılı HSY ile Heller sistemin performans karşılaştırılması [9]

	<b>Doğal Akışlı Kuru Tip Soğutma Kulesi (Heller)</b>	<b>A Yapılı Hava Soğutmalı Yoğuşturucu</b>
Vakum (kPa)	6.5	6.8
Toplam İç Tüketim (MW)	14.49	15
Net Güç Üretimi (MWe)	840.11	838.92
Net Verim (%)	58.04	57.96

Çizelge 2.7’den görüldüğü gibi iki soğutma teknolojisinde de santralın toplam iç tüketim farkı çok azdır. Bu iç tüketim miktarlarına özellikle Heller sistemi için önerilen arıtma ve oksijenli arıtma dahil değildir. Bundan dolayı bu arıtma sistemleri Heller yoğuşturucusunun iç tüketiminde 100 kWe artışı neden olmaktadır.

865 MWe bir güç santralının yoğuşturucu kapasitesinin Heller sistemi ile karşılabilmek için 165 m yükseklik 180 m temel çap ve 96.5 m çıkış çapına sahip bir soğutma kulesine ihtiyaç duyulurken, A yapılı hava yoğuşturucunun aynı kapasiteyi karşılayabilmesi için 78mx93mx25m boyutlarında bir yapıya ship olması yeterlidir.

İki soğutma sisteminin operasyonel açıdan karşılaştırılması çizelge 2.8’de verilmiştir. İki soğutma sisteminin operasyonel açıdan zayıf ve üstün yönlerinden bahsedilmiştir.

**Çizelge 2.8 :** Heller soğutma tipi ile HSY’nin operasyonel açıdan karşılaştırılması

<b>Doğal Akışlı Kuru Tip Heller</b>	<b>A Yapılı Hava Soğutmalı Yoğuşturucu</b>
Hava akışını kontrol etmek için hava kapakçıkları bulunur. Hava kapakçıkları basınç düşüsünü artırır ve sistemin soğutma kapasitesini azaltır.	Hava akışının kontrolü için hava kapakçıkları bulunmaz. Hava akış kontrolü fanların kontrolü ile gerçekleştirilir.
Kış şartlarında, tesisin ilk hareketi sırasında mekanik fanlar ile hava ısıtılır.	Kış şartlarında, donma olaylarına karşı ters akışlı boru demetleri vardır.
Yüksüz durumda, donma olaylarına karşı soğutucu delta içindeki su hızlı bir şekilde boşaltılmalıdır.	Yüksüz durumda, ısı değiştiricilerde herhangi bir su ve buhar bulunur.

Rüzgâra karşı daha az hassastır.

Rüzgâra karşı hassastır. Yüksek rüzgâr hızlarında fanlardan daha az debide hava geçer. Buda buhar türbin çıkış basıncını arttırır. Sonuç olarak, performans düşüklüğüne neden olur.

Yoğuşturucunun temizliği su hava karışımı ile yapılır. Yaklaşık 10 bar basınç altında gerçekleştirilir.

50 ve 100 bar arasında basınçlı su ile yoğuşturucu temizliği gerçekleştirilmektedir.

Bakım ekipmanları:

- Yoğuşma suyu pompası
- Soğutma suyu pompaları
- Su ilave pompaları
- Hidrolik geri kazanım türbinleri
- Jet yoğuşturucusu
- Kimyasal arıtma sistemi
- Hava kapakçıkları

Bakım ekipmanları:

- Yoğuşma suyu pompası
- Fanlar
- Dişli kutusu

Su çevrimi için birçok sayıda kontrol valfi bulunur.

Çok az sayıda kontrol valfi vardır.

Birçok sayıda O-halkaları vardır. Bu halkalardan meydana gelebilecek olan sızıntı performans düşüklüğüne neden olmaktadır.

O-halkaları yoktur. Çünkü tüm boruların birleştirme işlemi kaynak ile yapılmıştır.

---

Yeni Elektrik 865 MWe kombine çevrim santrali için 25 yıl ömür ile birlikte % 8.5 yıllık indirim oranı düşülmüştür. Fiyat eskalasyonu dikkate alınmamıştır. 2013 yılı tahmini Türkiye elektrik fiyatları temel alındığında kWh başına 0.140 \$ ya da 0.094 € olduğu görülmüştür.( 1 \$, 1.49 € olarak kabul edilmiştir).

Ön ekonomik analiz yapılırken santralin yıllık 6300 saat çalışacağı baz alınarak, çizelge 2.9'daki değerler elde edilmiştir.

**Çizelge 2.9 : Ön ekonomik analiz karşılaştırması [9]**

	<b>Doğal Akışlı Kuru Tip Soğutma Kulesi (Heller)</b>	<b>A Yapılı Hava Soğutmalı Yoğuşturucu</b>
Yatırım Maliyeti	35.5 milyon €	36 milyon €
Enerji Üretim Kaybı	0 milyon €	6.15 milyon €
Bakım Maliyeti	6.13 milyon €	0 milyon €
Toplam Maliyet	41.63 milyon €	42.15 milyon €

A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun doğal hava akışlı Heller tipi soğutma kulesi ile karşılaştırıldığında sahip olduğu genel üstünlükleri ve seçilme kriterleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Dünya genelinde kuru tip soğutma sistemlerinin pazarına bakıldığında, HSY pazarının % 90' ını içerirken, Heller sadece % 7'lik bir paya sahiptir.
- HSY sistemi ile su-buhar döngüsündeki suyun kimyasal yapısının kontrolü daha kolaydır.
- HSY genellikle tek geçişli olarak önerildiği için ortaya çıkabilecek donma olaylarına karşı Heller sisteminden daha az hassastır.
- Zamanla ortaya çıkacak performans kayıpları HSY sistemlerinde daha azdır. Çünkü ısı değiştiricilerdeki kanatların çok dayanıklı olması, periyodik zamanlarda yüksek basınçlı su ile temizlenmesine imkân sağlar.

İki soğutma teknolojisinin genel karşılaştırılması çizelge 2.10'da gösterilmiştir. Çizelge 2.10'da Heller doğal akışlı soğutma sistemi ile A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunu performans açısından, operasyon açısından, çevre etkisi açısından ve sistemde kullanılan ekipmanlar açısından karşılaştırılmıştır. Çizelge 2.10'da yapılan karşılaştırmalar sonucunda tesis için uygun olan yoğuşturucunun seçiminde kolaylık sağlar.

**Çizelge 2.10 : Heller ve HSY genel karşılaştırması [9]**

	<i>Heller Kuru Tip Soğutma</i>	<i>A Yapılı HSY</i>
Pazar oranı	%7	%90
<b><i>Yoğuşturucu Ekipmanları</i></b>		
Soğutma kulesi	Evet	Hayır
Doğrudan yoğuşturucu ile bağlantı	Evet	Hayır
Buhar borusu ve büyük su dağıtım sistemi	Evet	Evet
Su tankı	Evet	Hayır
Polişing ve oksijenli arıtma	Evet	Hayır
Sirkülasyon pompası	Evet	Hayır
İlave su pompası	Evet	Hayır
Hidrolik geri kazanım türbini	Evet	Hayır
Hava kapakçığı	Evet	Hayır
Fan	Hayır	Evet
Pilot alan ihtiyacı	Çok büyük	Küçük
<b><i>Çevresel Etkiler</i></b>		
Ses emisyonu	Düşük	Orta
Görüntü kirliliği	Çok yüksek	Çok düşük
<b><i>Operasyonel Durum Açısından</i></b>		
Güç tüketimi	Biraz düşük	Biraz fazla
Rüzgâra duyarlılık	Biraz düşük	Orta
Donmaya duyarlılık	Yüksek	Düşük
Kirlilik oranı	Yüksek	Düşük
Bakım	Orta	Düşük

---

### *Performans Durum Açısından*

---

Ömür etkisi	Yüksek	Düşük
Ekonomik analiz	Eşit ya da biraz düşük	Eşit ya da biraz yüksek

---

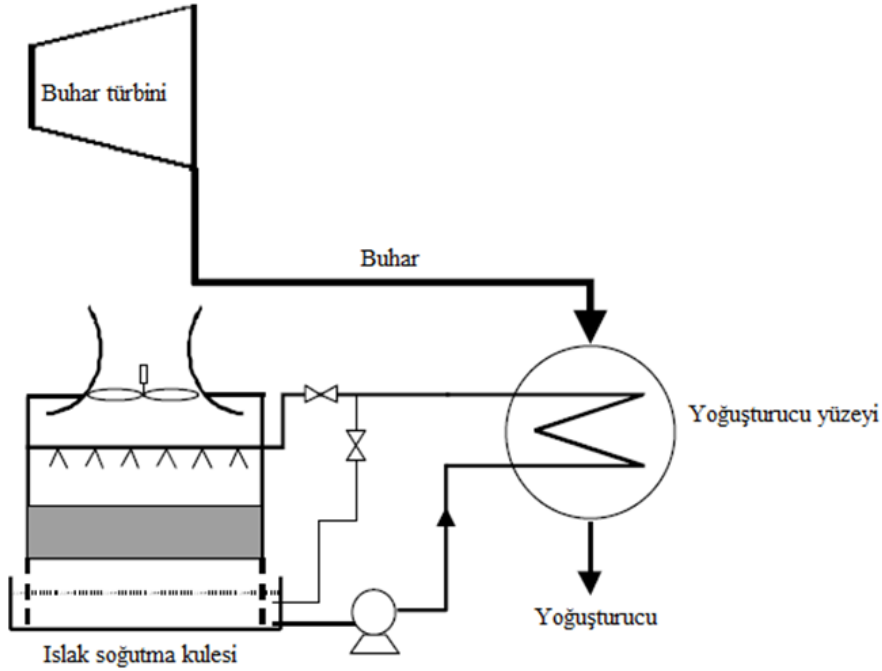
Çizelge 2.10'da Yeni Elektrik 865 MW birleşik güç santrali için A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun seçim kriterleri gösterilmektedir.

### **2.5.2 Islak Soğutmalı Yoğuşturucular**

Islak soğutma kuleli yoğuşturucular, mekanik ya da doğal havalandırma ile havanın soğutma kulesi boyunca akışı sağlanarak, ısınmış olan soğutma suyunun soğutulmasını gerçekleştirir.

Doğal havalandırmalı soğutma kulelerinin en önemli üstünlüklerinden biri, fan için gerekli olan güce ihtiyaç duymamasıdır. Bundan dolayı santralin iç enerji tüketiminde tasarruf yapılmış olur [10].

Doğal havalandırmalı soğutma kuleleri daha çok nükleer ve büyük güce sahip termik santraller için kullanılırken, mekanik havalandırmalı soğutma kuleleri daha çok küçük güçteki santraller için kullanılır.



**Şekil 2.13** : Islak soğutma kulesi ve yüzey yoğuşturuculu dolaylı soğutma sistemi

Şekil 2.13’de soğutma suyu, soğutma kulesinde fan yardımı ile soğutulur. Soğutma suyu soğutma kulesinin alt kısmındaki haznede toplanır. Su haznesinde bulunan soğutma suyu yoğuşturucuya pompalanarak, çürük buharın yoğuşmasını sağlar. Kapalı çevrimden gelen soğutma suyu, soğutma kulesinde açık ortama püskürtülerek, tekrar soğutulur.

### **2.5.3 Kuru/Islak Soğutmalı Yoğuşturucular**

Islak ve kuru soğutma sistemlerinin bir arada olduğu sistemlerdir. Maulbetsch kuru/ıslak soğutma sistemindeki genel su tüketim oranı, ıslak soğutma sistemleri gibi %20 ile %80 arasında değiştiğini gözlemlese de, aşırı yüksek hava şartlarında hava soğutmalı sistemlerde ortaya çıkan performans düşüklüğü kuru/ıslak soğutma sistemlerinde yaşanmadığını gözlemlemiştir. Islak ve kuru tip soğutma sisteminin performans kriterleri seçilen sisteme bağlıdır [11].

Lindhahl ve Jameson ve Mitschell tarafından tanımlanan farklı ıslak/kuru soğutma tipleri şunlardır [12,13].

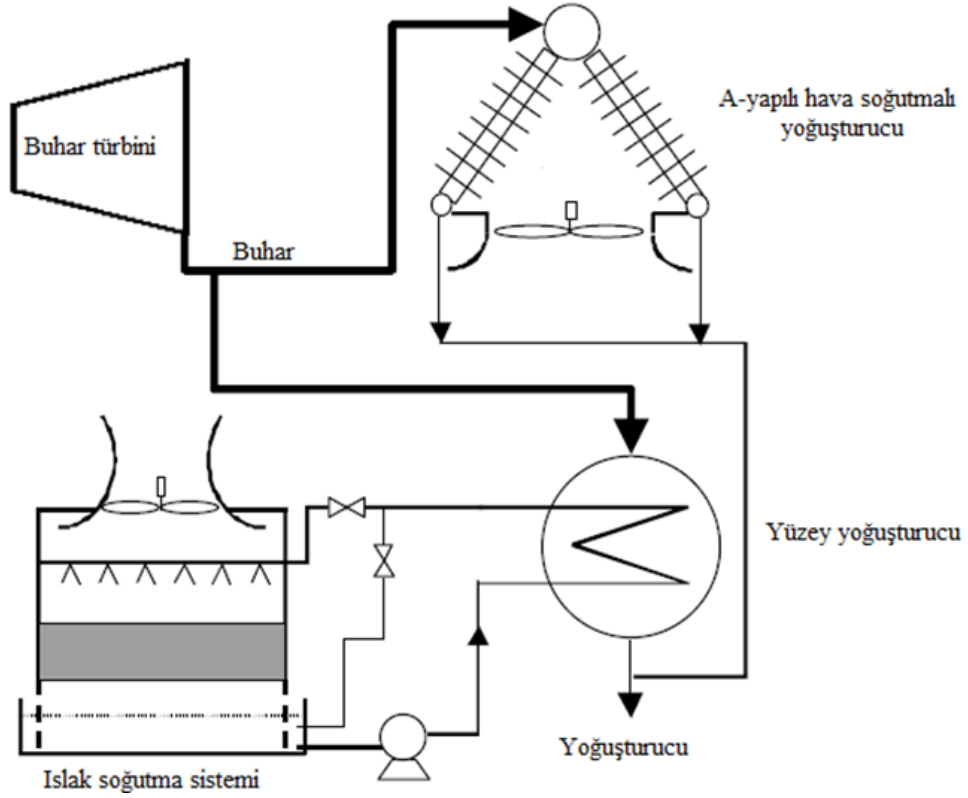
- Tek yapıda birleştirilmiş soğutma kulesi (hibrit) ya da ayırık kuru ve ıslak soğutma kuleleri
- Seri ya da paralel hava akışlı kuru ve ıslak soğutma sistemleri
- Seri ya da paralel bağlantılı soğutma suyu çevrimleri

Olası yoğuşturucu dizimleri de şu şekildedir.

- Ortak yoğuşturucular
- Ayırık yoğuşturucular

Düşük hava sıcaklıklarında ıslak soğutma sistemi devre dışı bırakılarak tamamen kuru soğutma yapılabilir [14].

Şekil 2.14 yukarıda anlatılan kuru ve ıslak soğutma sisteminin birlikteki biçimini göstermektedir.



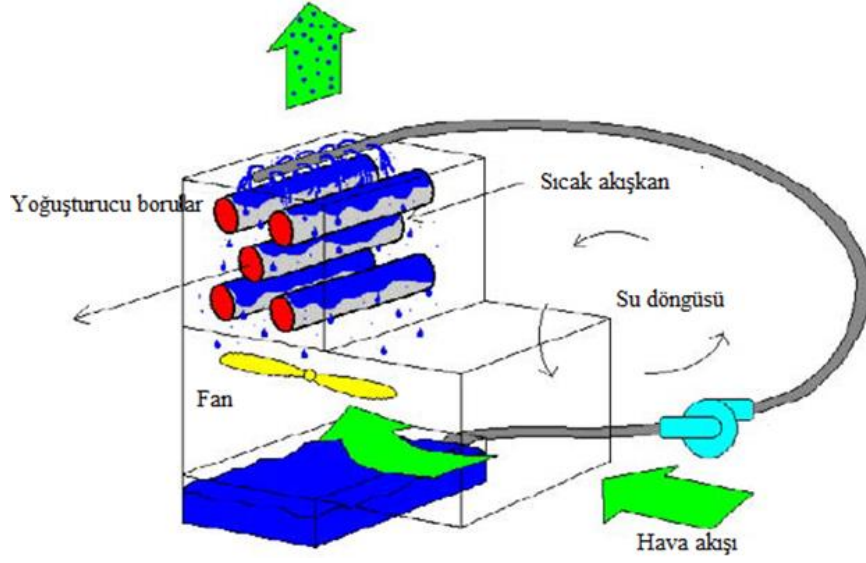
Şekil 2.14 : Kuru/Islak soğutma sistemi [10]

#### 2.5.4 Giriş Havaasının Adyabatik Olarak Soğutulması

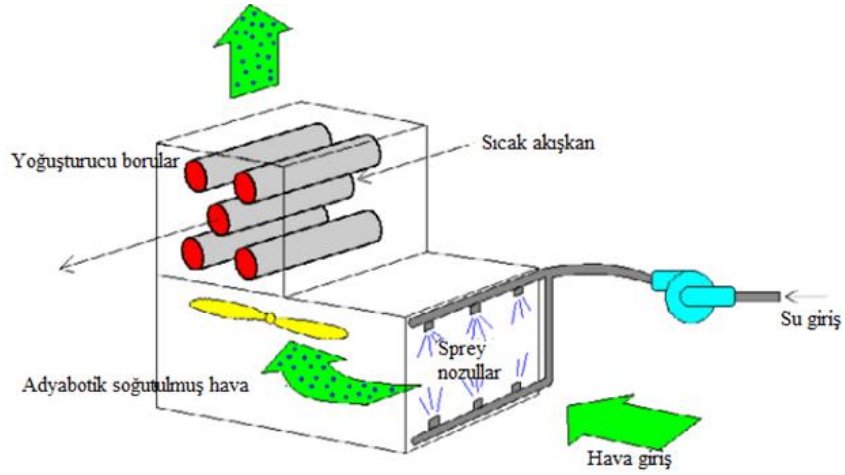
Kuru tip soğutma sistemlerinin performansı, adyabatik olarak fanlara gelen havanın sprej yöntemi ile soğutulmasıyla artırılır.

Conradie ve Kröger, hava soğutmalı yoğuşturucunun ısı performansını arttırmak için iki yöntemi karşılaştırmış ve incelemişlerdir. Bu yöntemlerden biri, yoğuşturucu borularının üzerine su dökerek, daha hassas ısı transferi sağlamak, bir diğer yöntem ise, yoğuşturucu giriş havasına adyabatik hava püskürtmektir. Şekil 2.15 ve 2.16'da gösterilen her iki yöntemde de ısı performansının arttığı gözlenmiştir. Fakat sistem maliyetleri ve su bulunabilirliği farklılık gösterdiğinden dolayı hangi sistemin daha iyi bir seçim olduğuna net bir cevap verilememiştir [15].





**Şekil 2.15 :** Yöntem-1 yoğuşturucu borularının üzerine su dökmek



**Şekil 2.16 :** Yöntem-2 yoğuşturucu giriş havasına su püskürtmek

Woest et al., içme suyu ile yapılan püskürtme neticesinde galvaniz yapılı kanatlarda korozyon oluşma riski üzerine bir inceleme yapmıştır. Çalışmasının neticesinde kanatlarda ve boru demetlerinde yoğun korozyon oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Bu konu üzerine yapılan çalışmalar, sprej su damlacıklarının buharlaştırılıp, ısı değiştiriciler üzerinde ıslaklığın kalmasını engellemek üzerine olmuştur [16].

Bazı ısı performans artırmaya yönelik yöntemler:

- Giriş havasına su püskürtmek
- Yoğuşturucu boru demetlerine su dökmek
- Hibrit soğutma

Bahsedilen bu yöntemler hava soğutmalı yoğuşturucuların ısı performansını arttırmaya yöneliktir. Fakat ısı performansın ötesinde maliyet ve su tüketim de sistemin uygun olup olmadığına karar vermek için önemli parametrelerdendir [17].

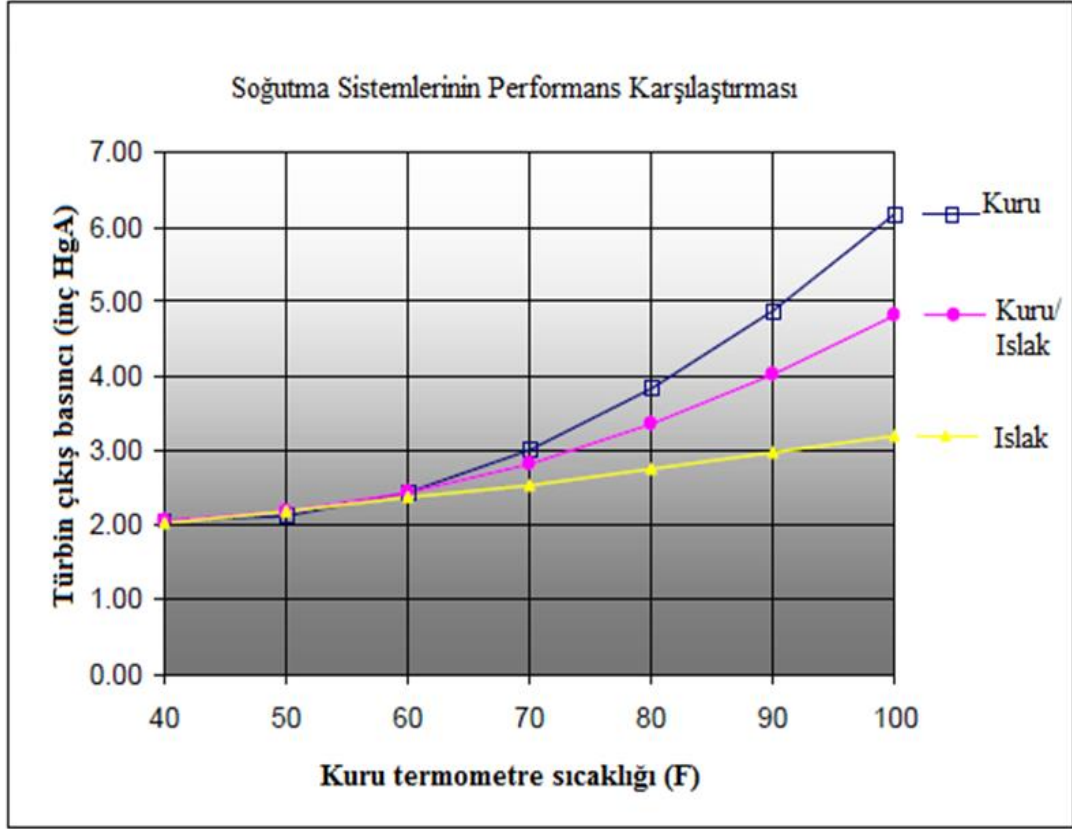
Yukarıda bahsedilen yöntemler daha çok hava şartlarının çok sıcak olduğu bölgelerde uygulanır. Ortadoğu ülkeleri bunlara bir örnektir. YENİ Elektrik santrali meteorolojik incelemelerden sonra muhtemel minimum ve maksimum sıcaklık değerleri  $-8^{\circ}\text{C}$  ile  $38^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir. Bu yöntemler daha çok  $40 - 45^{\circ}\text{C}$  sıcaklığındaki bölgeler için fizibil olduğundan, bu yöntemlerden herhangi biri YENİ Elektrik santralında kullanılmamıştır. Ayrıca bölgedeki su miktarın azlığı da bu tarz bir yöntemin kullanılmamasına neden olmuştur [18].

### **2.5.5 Yoğuşturucular Arasındaki Seçim Kriterleri**

Islak tip soğutma kuleleri, düşük yatırım maliyeti ve sıcak havalardaki yüksek performans değerlerine sahip olsa da, suyun kolay bulanabilir ve fiyatının uygun olması durumunda iyi bir seçim sayılmaktadır.

Islak tip soğutma sistemlerinin seçiminde suyun ötesinde de bazı önemli faktörler vardır. Örneğin; yüksek nem ve ılık hava şartlarında ıslak tip soğutma sistemleri oluşturduğu buhar bulutları ile santrali neredeyse gözle görülemez hale getirir. Buhar bulutları çevresel olarak güvenli olsa da, santralin ana yola, yerleşim alanlarına ya da havaalanlarına yakın olması büyük problemlerin ortaya çıkmasına sebep olur. Örneğin; New Jersey eyaletinin Linden bölgesinde yer alan bir santralin otobana yakın olmasından dolayı ıslak tip soğutma kulelerinin oluşturduğu buhar bulutları buzlanmaya ve sise neden olduğundan dolayı kuru tip soğutma sistemine geçilmek zorunda kalınmıştır [10].

Kuru tip soğutma sistemi büyük oranda su tasarrufu yapar. Fakat yatırım maliyeti diğer soğutma sistemlerine göre yüksektir. Aşırı sıcak havalarda ısı performansı ve santralin tüm ekipman performansı etkiler. Bundan dolayı aşırı sıcak havalarda bazı iyileştirme yöntemleri kullanılarak, verim arttırılmaya çalışılır. Bu yöntemler Bölüm 2.5.4'de bahsedilen yöntemlerden birine örnek verilebilir.



**Şekil 2.17 :** Farklı tipteki soğutma sistemlerinin performans karşılaştırması [10]

Farklı tipteki soğutma sistemlerinin ( kuru tip, ıslak tip, ıslak/ kuru tip) performans değerleri türbin çıkış basıncı ve kuru termometre sıcaklığına göre değişimi şekil 2.17’de gösterilmiştir. Belli sıcaklığın altında aynı türbin çıkış basıncına sahip iken sıcaklığın artması ile birlikte özellikle kuru tip soğutma sisteminin türbin çıkış basıncında görülen artış soğutma sisteminin performansının düşmesine neden olmaktadır.

Diğer bir performans karşılaştırması olarak da, maksimum çevre sıcaklığında yoğuşturucuların buhar yoğuşturulabilme kapasitelerine bakılarak, bir karşılaştırma yapılabilmektedir. Soğutma sistemine giren buharın yüzde kaçının yoğuştuğu hesaplanarak, soğutma sisteminin performans tanımı yapılabilir. Çizelge 2.11’de ıslak tip bir soğutma ile maksimum çevre sıcaklığında buharın hemen hemen %100’e kadar yoğuşma yapılabileceği gözlemlenirken aynı çevresel koşullar altında kuru tip bir soğutma sistemi ile bu değer altında kaldığı görülmektedir [10].

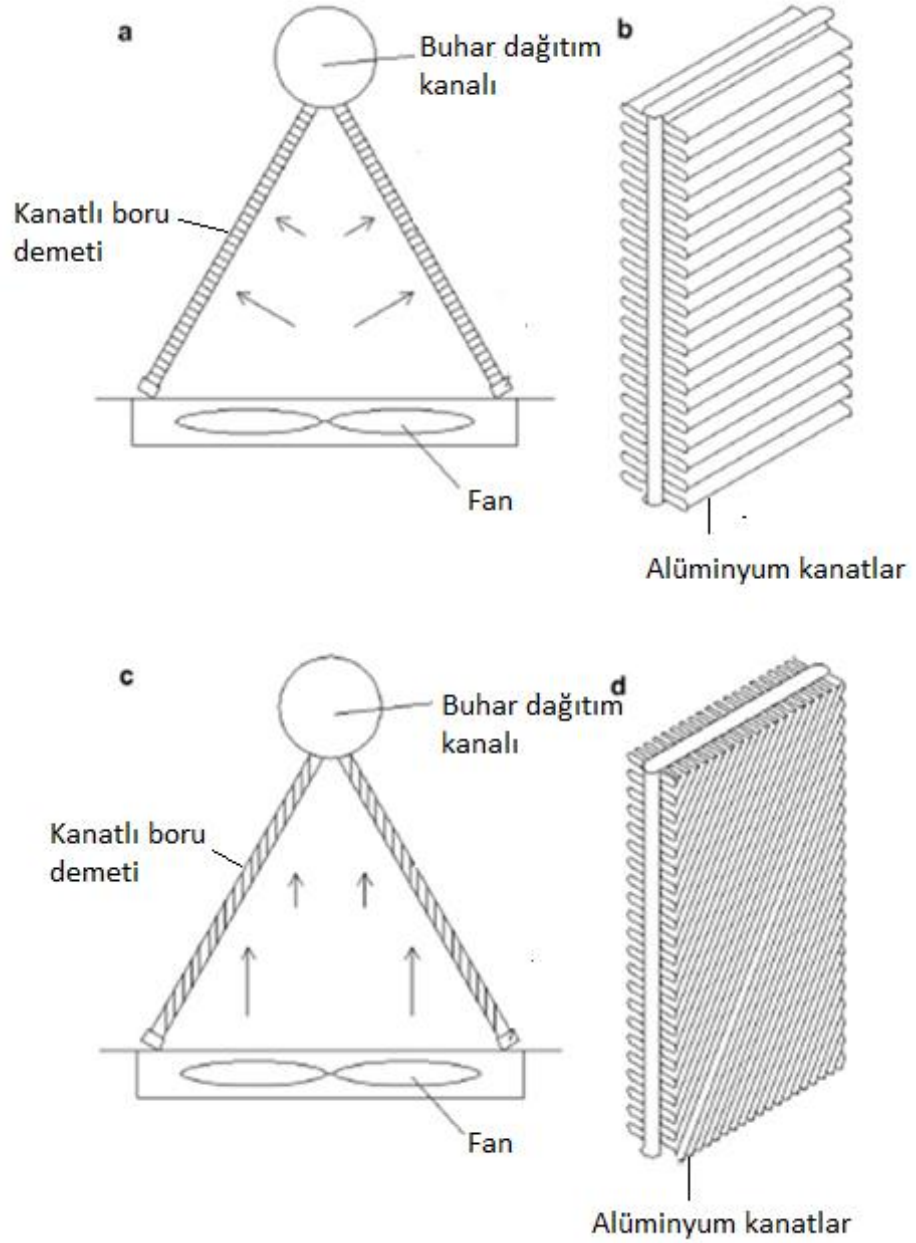
**Çizelge 2.11** : Islak, kuru ve ıslak/kuru tiplerindeki soğutma kulelerinin buhar yoğuşturma kapasitelerine göre karşılaştırılması [10]

<b>Buhar Yoğuşturabilme Kapasitesi</b>	<b>Soğutma Sistemi</b>
%100	Islak tip soğutma sistemi
%100 'e kadar	Paralel (kuru + ıslak) tip soğutma sistemi
%100 'den az	Kuru tip soğutma sistemi

Şekil 2.17'de çevre sıcaklığının azalmaya başladığı her üç soğutma sistemi de bir noktadan sonra hemen hemen aynı türbin çıkış basıncına sahip olduğu görülmüştür. Fakat çevre sıcaklığı arttığı zaman bu artıştan en fazla kuru tip soğutma sistemi etkilenmektedir. En az etkiyi ıslak tipte görülürken, paralel kuru /ıslak tip soğutma sistemi de bu iki sistemin arasındadır.

Bu çalışmada referans olarak seçilen YENİ Elektrik Üretim A.Ş. yoğuşturucu seçiminde daha önce bahsedildiği üzere, su kaynaklarına uzaklığı, su fiyatlarının yüksekliği, coğrafi konumu ve meteorolojik şartları etkili olmuştur. Islak veya ıslak/kuru tip soğutucu seçilmemesinin bir önemli sebebi de, bu sistemlerde oluşabilecek buhar bulutlarıdır. Santralin Dilovası ilçesinde yer alan Çerkeşli köyüne olan yakınlığından dolayı oluşabilecek olan buhar bulutlarının köy halkına rahatsızlık vermemesi için ıslak soğutma sistemlerinin yerine kuru tip soğutma sistemi seçilmiştir.

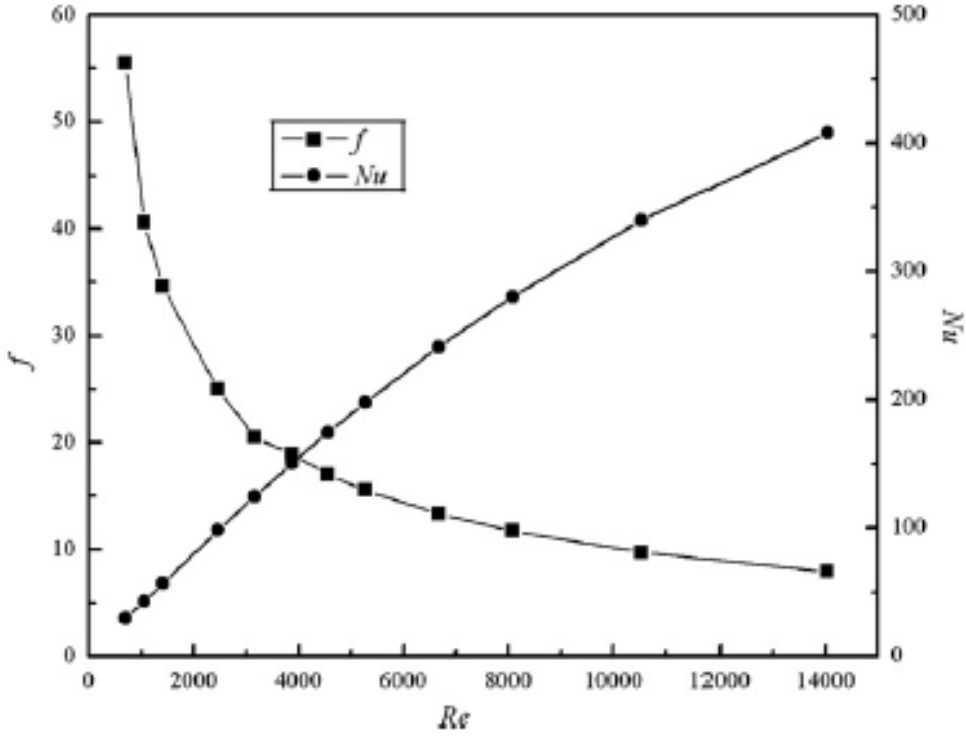
Lijun Yang şekil 2.18'de gösterilen iki ayrı kanatlı boru dizilişi üzerine bir araştırma yapmıştır. Lijun Yang'ın iki farklı kanat üzerinde yaptığı araştırmalar neticesinde şekil 2.19, şekil 2.20 ve şekil 2.21'de gösterilen değişimler elde edilmiştir.



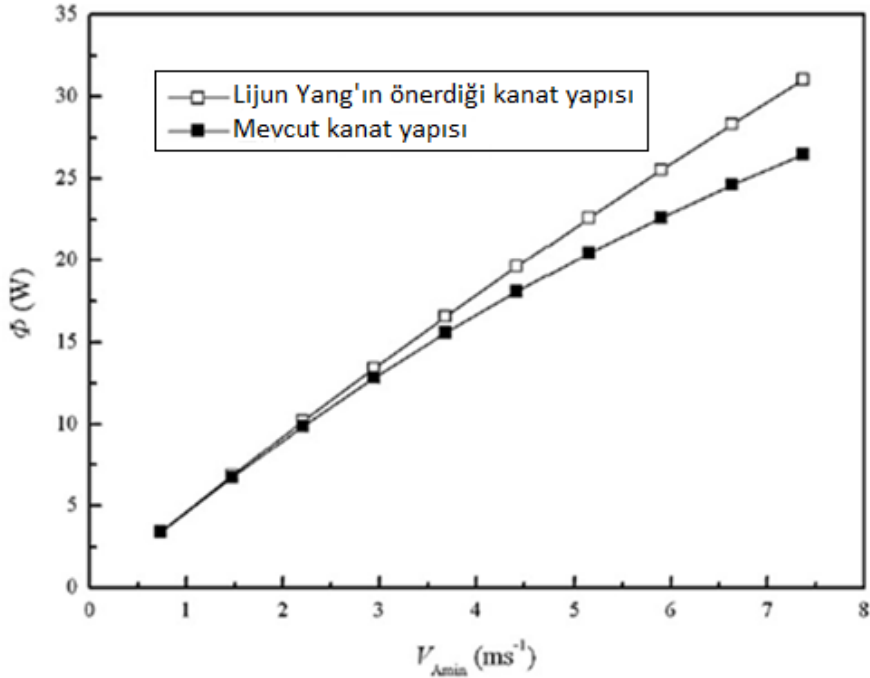
**Şekil 2.18 :** Hava soğutmalı yoğuşturucuda kullanılan boru ve kanat yapıları

Tesiste kullanılan kanat yapısı şekil 2.18 'de gösterilen "a" ve "b" seçeneklerinde yer alan kanat yapılarına göre tasarlanmıştır. "c" ve "d" ise ısı taşınımını arttırmaya ve sürtünme katsayısını azaltmaya yönelik Lijun Yang'nin önerdiği tasarımıdır.

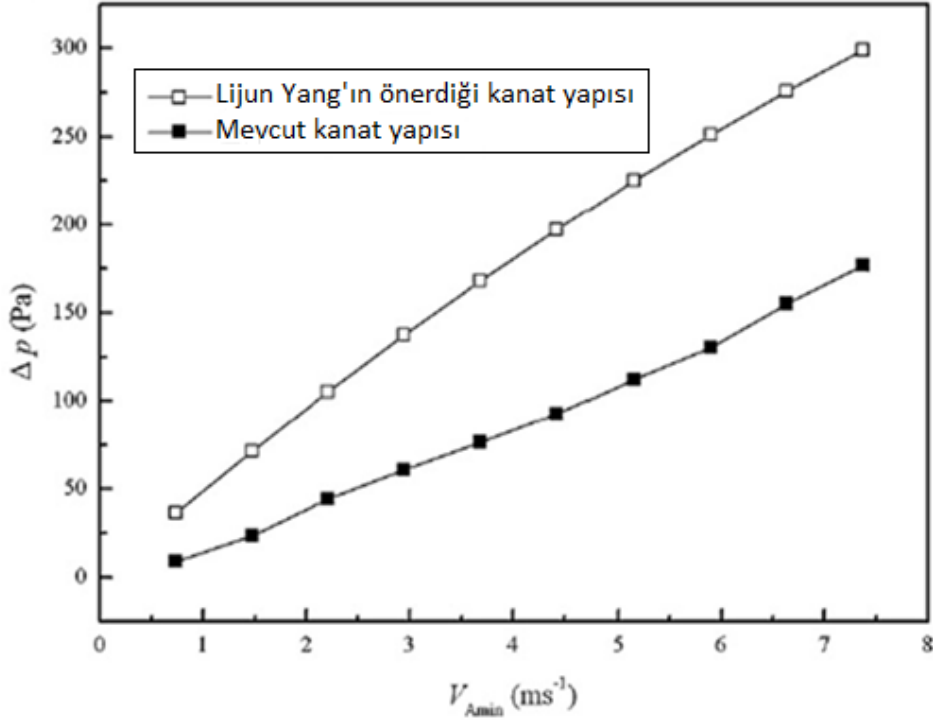
Lijun Yang kanatlı borunun şekil "c" ve "d" seçenekleri ile tasarlanması sonucu kanatlarda oluşabilecek olan kirliliğin azalarak, sürtünme faktörü azaltıldığı ve Nusselt değeri arttırdığı şekil 2.19'da gösterilmiştir [19].



Şekil 2.19 : Lijun Yang'ın önerdiği yeni kanat yapısının Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı değişim eğrisi



Şekil 2.20 : Mevcut kanat yapısı ile Lijun Yang'ın önerdiği kanat yapısının ısı transferi açısından karşılaştırılması



**Şekil 2.21 :** Mevcut kanat yapısı ile Lijun Yang'ın önerdiği kanat yapısının basınç düşüşü açısından karşılaştırılması

Lijun Yang'ın üzerinde çalıştığı yeni kanat yapısının ısı transfer değişim eğrisi şekil 2.20'de gösterilmiştir. Şekil 2.20'de görüleceği üzere, hızın 1 m/s'den 8 m/s'e artışı ile birlikte yoğuşturucunun ısı transferi arttığı gözlemlenmiştir. Böylelikle hızın artması Reynolds sayısının ve Nusselt sayısının artmasına neden olurken, sürtünme katsayısının da azalmasına neden olmuştur. Fakat bunların aksine, hızın 1 m/s'den 8 m/s'e artışı sırasında Lijun Yang'ın üzerinde çalıştığı yeni kanat yapısının basınç düşüşü şekil 2.21'de gösterilen eğri ile arttığı gözlemlenmiştir. Basınç düşüşünün artışı iç tüketimi arttırmıştır. Bundan dolayı, her iki kanatlı boru seçiminde de tesisin işletme parametreleri göz önünde bulundurularak, tercih yapılmalıdır.

Yeni Elektrik'in 865 MWe birleşik gaz buhar çevrim santralında şekil 2.18 "a" ve "b" de bulunan kanat yapısı tercih edilmiştir. Lijun Yang'ın yapmış olduğu bu çalışma ile yeni kanat yapısının yukarıda bahsedilen üstünlükleri olduğu görülmektedir. Örneğin, hava hızının 2.2 m/s olması durumunda ısı geçişinin %2.95 arttığı, hava hızının 5.2 m/s olduğu durumlarda ise ısı akış oranının %10.66 arttığı gözlemlenmiştir.

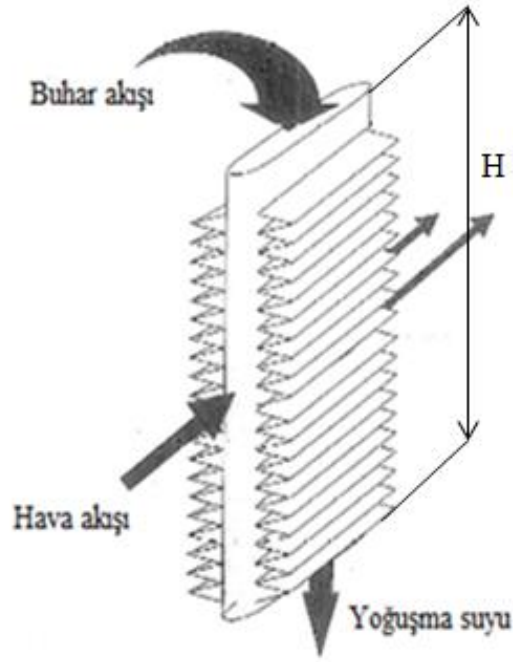
Yeni kanat yapısındaki kanat dizilimleri farklı uzunluklarda olmaktadır. Kanat uzunluğunun arttığı yerlerde basınç düşüşü arttığı görülmüştür. Basınç düşüşünün

artması fanların elektrik tüketimini arttırır. Bu sonuç neticesinde, yeni kanat yapısını tercih eden bir elektrik santralının iç tüketim miktarı artmış olur. İç tüketimin yaklaşık 4-4.5 MW'ı bulduğu Yeni Elektrik 865 MW birleşik çevrim santralında Lijun Yang'ın tasarladığı yeni kanat yapısının kullanılmamasının sebebi yeni kanat yapısının iç tüketimi arttırmasıdır.



### 3. A YAPILI HAVA SOĞUTMALI YOĞUŞTURUCUNUN ISIL MODELİ

Hava soğutmalı yoğuşturucu temel olarak içinde suyun yoğuştuğu, dışında hava akışının olduğu bir kanatlı boru ısı değiştiricisidir. Bu tür bir ısı değiştiricisinin temel yapısı Şekil 3.1 ve 3.2’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.1** : Bir adet kanatlı boru genel görüntüsü

Şekil 3.1 ve 3.2’den görüleceği üzere,

$L$  : Kanatlı borunun uzunluğu [m]

$D_s$  : Kanatlı borunun genişliği (apı) [m]

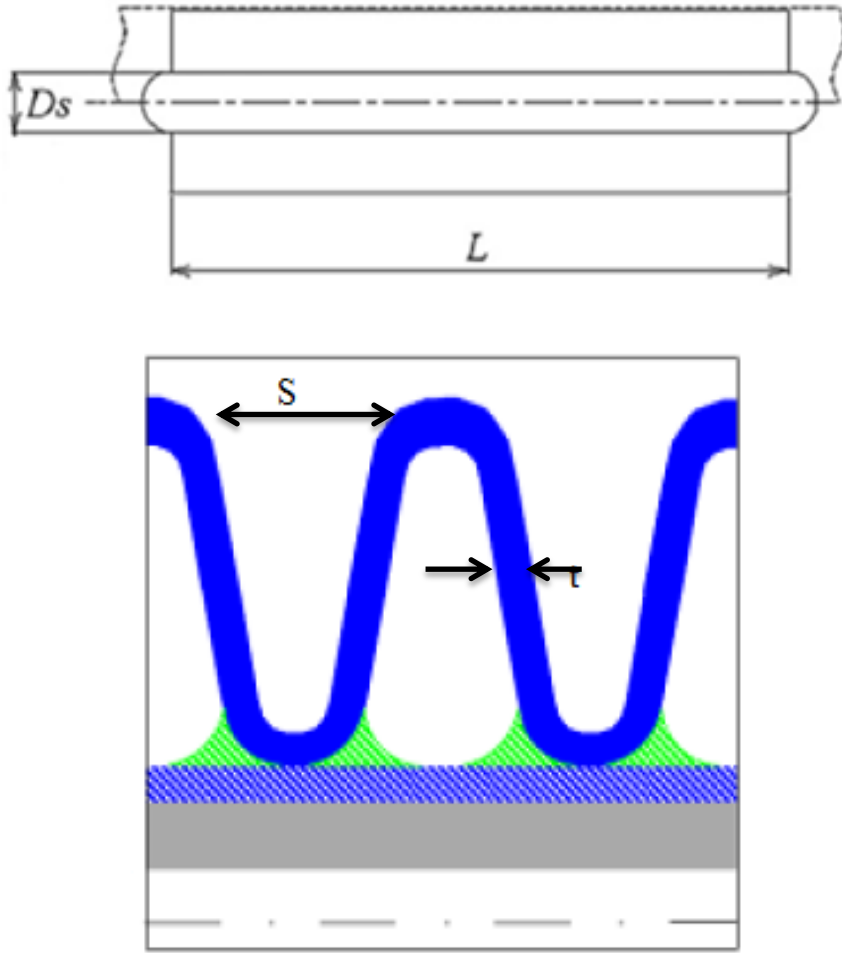
$H$  : Kanatlı borunun yüksekliği [m]

$s$  : Kanat aralığı [m]

$t$  : Kanat kalınlığı [m]

$w$  : Kanat yüksekliği [m]

olmaktadır.



**Şekil 3.2 :** Boru ve kanat parametrelerinin şematik gösterimi

Aşağıdaki ısıl çözümlemede yapılan varsayımlar şunlardır:

- Yoğuşturucuya doymuş buhar girmektedir.
- Giren tüm buharın hemen hemen hepsi yoğuşmakta ve sistemi doymuş sıvı olarak terketmektedir.
- Buhar dağıtım başlıklarında, yoğuşturucu borularında ve çevrimin diğer kalan kısımlarında basınç düşüşlerini ihmal edilmekte ya da sistem boyunca sabit kalmaktadır.
- A yapılı hava soğutmalı her bir yoğuşturucunun performansı eşdeğer olmaktadır.

Buhar türbinini terk eden çürük buharın kuruluk derecesi  $x$ 'dir. Buhar türbin tasarımına göre bu değer en az % 90 olmalıdır. Yoğuşturucunun çıkışındaki basınç

değeri kullanılarak, termodinamik tablolardan bu basınç değerine karşılık gelen buhar entalpisi bulunur. Tablodan okunan entalpi değerleri ve tasarımda ön görülen kuruluk derecesi  $x$ , Denklem (3.1)'de yerine konarak, yoğuşturucuya gelen buharın entalpisi hesaplanır. Buharın yoğuşma entalpisi Denklem (3.2) ile verilmiştir.

$$\dot{h}_g = \dot{h}_f + x \cdot \dot{h}_{fg} \quad (3.1)$$

$$\dot{h}_{fg_{buhar}} = \dot{h}_g - \dot{h}_{f_{su}} \quad (3.2)$$

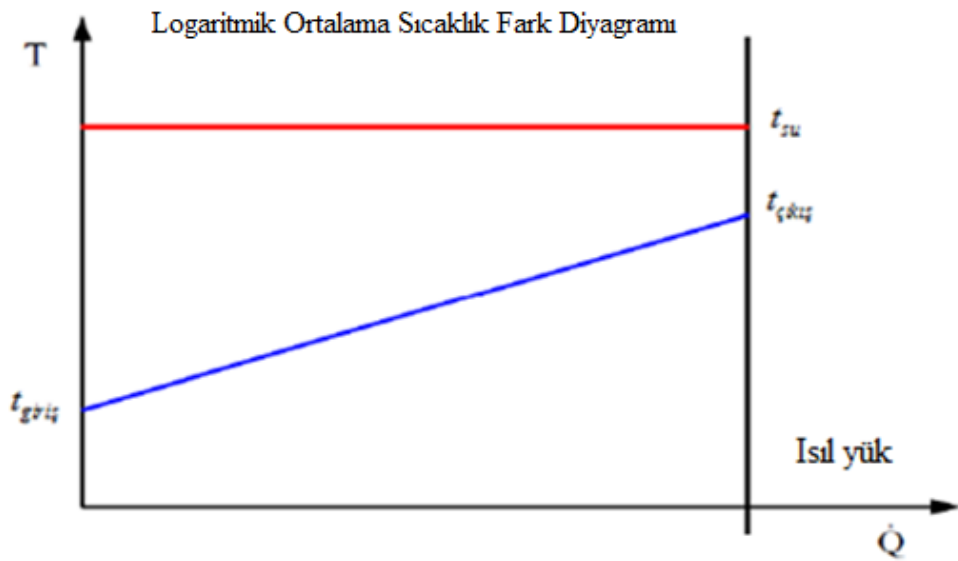
Yoğuşturucuya gelen buhar miktarı ile Denklem (3.2)'de hesaplanan buhar entalpisinin çarpılmasıyla, yoğuşturucunun uzaklaştırması gereken ısı yükü Denklem (3.3) ile bulunur.

$$Q = \dot{m}_{buhar} \cdot \dot{h}_{fg_{buhar}} \quad (3.3)$$

Havanın çıkış sıcaklığı hesabı için Denklem (3.4) kullanılır. Havanın özgül ısısı, 15 °C için 1005 J/kg°C olarak alınır.

$$Q = \dot{m}_{hava} \cdot c_{pa} \cdot (t_{çıkış} - t_{giriş}) \quad (3.4)$$

Yoğuşturucuda suyun ve havanın sıcaklık değişimleri aşağıdaki şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Logaritmik ortalama sıcaklık fark diyagramı

Aşağıda verilen Denklem (3.5), (3.6) ve (3.7) ile logaritmik ortalama sıcaklık hesabı yapılır.

$$\Delta t_1 = t_{su} - t_{giriş} \quad (3.5)$$

$$\Delta t_2 = t_{su} - t_{çıkış} \quad (3.6)$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (3.7)$$

Bölüm 2’de verilen hücre tanımına dayanarak, bir hücrede yer alan boru ve kanat alanları Denklem (3.8) ve (3.9) ile hesaplanır. Burada,

$n$  : Bir boru demetindeki kanatlı boru sayısı

$m$  : Bir hücredeki toplam boru demet sayısı

$z$  : Boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı

Kanatlı boruların toplam yüzey alan hesabında öncelikle şekil 3.1’de gösterilen bir adet kanatlı boru hesaplanır. Daha sonra, sistemde bulunan toplam boru sayısı ile çarpılarak, kanatlı boruların toplam yüzey alanı bulunur.

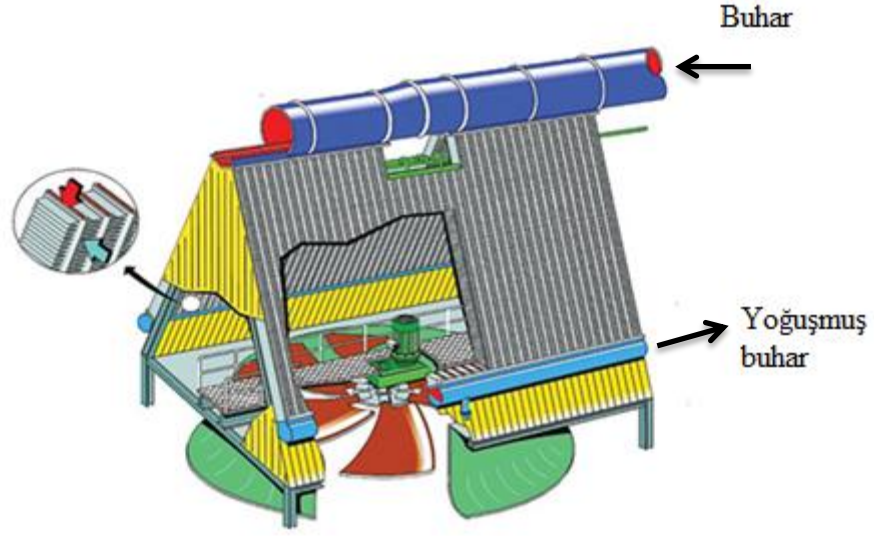
Denklem (3.8) ile bir hücredeki toplam kanatlı boru alanı hesaplanır. Denklem (3.9) kullanılarak, bir hücredeki toplam kanat alanı hesaplanır. Denklem (3.10) ile kanat ve boruların toplam alanı bulunur.

Bölüm 2’de bahsedildiği üzere, iki çeşit boru demeti bulunmaktadır. %85’ini oluşturan paralel akışlı boru demetinin boru yüksekliği ile %15’ini oluşturan ters akışlı boru demetinin boru yüksekliği farklıdır.

$$A_{boru} = 2.L.H.n.m + 2.D_s.H.n.m \quad (3.8)$$

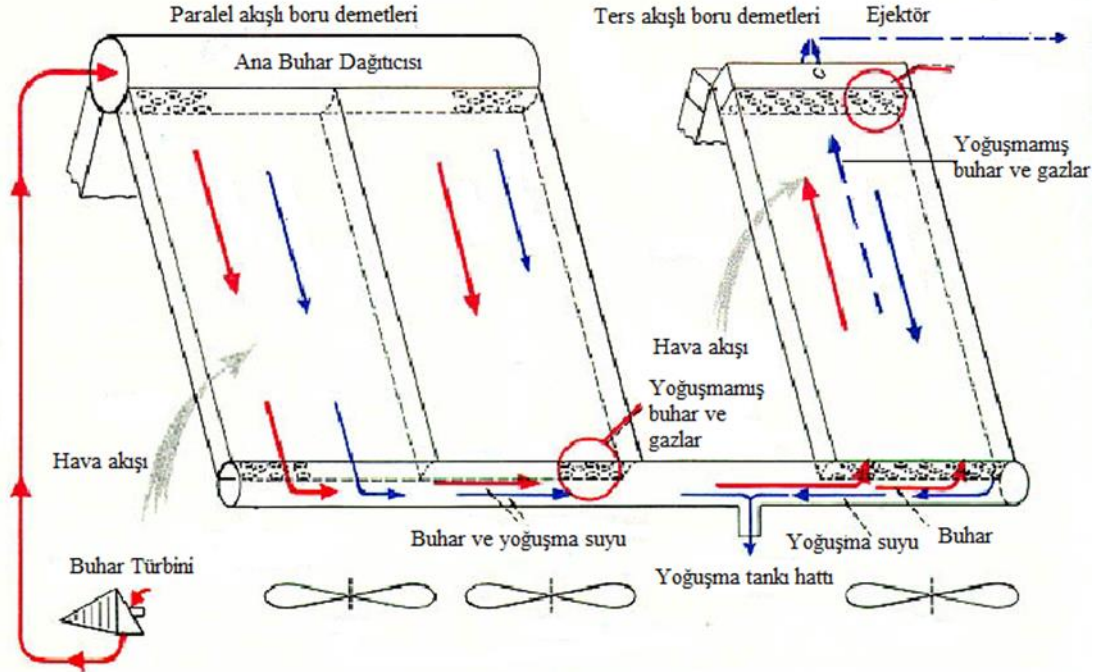
$$A_{kanat} = 4.L.w.H.z.n.m \quad (3.9)$$

$$A_{toplam} = A_{boru} + A_{kanat} \quad (3.10)$$



**Şekil 3.4 :** Bir hücredeki kanat ve boru dizilimi

A tipi bir hava soğutmalı yoğuşturucuda kanatlı borular şekil 3.4'te gösterildiği gibi düzenlenir.



**Şekil 3.5 :** Buharın ve yoğuşan suyun akış diyagramı

A tipi bir hava soğutmalı yoğuşturucuda buharın ve havanın akışı şekil 3.5'te gösterilmiştir. Şekil 3.5'te ana buhar dağıtıcısından gelen buhar, borularda aşağı doğru akarken yoğuşur. Yoğuşan buhar, su olarak yoğuşma tankına giderken,

yoğuşmamış buhar ve gazlar vakum sistemi tarafından ters akışlı boru demetinden yukarı çekilir, yoğuşur ve yeniden yoğuşma tankına gönderilir.

Bir hücre temel alınarak, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve toplam yüzey alanı yukarıda verilen bağıntılar ile hesaplanır. Yoğuşturucunun ısı geçişi katsayısı U (W/m<sup>2</sup>K) ve ısı yükü Q (MW) aşağıda verilen yöntem kullanılarak hesaplanabilir. Bu yöntem aşağıda adım adım açıklanmıştır.

### 3.1 Havanın Isı Taşınım Katsayısı

Şekil 3.2’de görülen değerler kullanılarak, Denklem (3.11) ile borunun hidrolik çapı hesaplanır.

$$D_h = \frac{2 \cdot D_s \cdot L}{D_s + L} \quad (3.11)$$

Havanın tahmini sıcaklık değeri, yoğuşma suyunun sıcaklığından logaritmik ortalama sıcaklık farkının çıkartılması ile bulunur. Hesaplanan bu hava sıcaklık değerine karşılık gelen termodinamik özellikler çizelge 3.1’den okunur.

**Çizelge 3.1 :** Atmosfer basıncında kuru havanın özellikleri[20]

T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_{pa}$ (kJ/kg-C)	k (W/m-C)	$\mu \times 10^6$ (Ns/m <sup>2</sup> )
0	1.252	1.011	0.0237	17.456
50	1.057	1.016	0.0277	19.515
100	0.916	1.022	0.0307	21.673
150	0.810	1.028	0.0336	23.732
200	0.723	1.035	0.0370	25.693

Çizelge 3.1’den okunan değerler Denklem (3.12)’de yerine yazılarak, Prandtl sayısı hesaplanır.

$$Pr = \frac{c_{pa} \cdot \mu}{k} \quad (3.12)$$

Bir boru demetinde, havanın aktığı serbest yüzey alanı ile boru demetinin toplam ön yüzey alanı birbirine oranlanır. Denklem (3.13) ile havanın serbest akış yüzeyinin, bir boru demetindeki toplam yüzey alanına oranı hesaplanır. Denklem (3.14) ile kanatlardaki havanın azami hızı hesaplanır.

$$\Gamma = \frac{A_{sy}}{A_{ty}} \quad (3.13)$$

$$V_{maks} = \frac{V_{yüzeyhızı}}{\Gamma} \quad (3.14)$$

$A_{sy}$  : Havanın bir boru demeti üzerindeki serbest akış alanı [ $m^2$ ]

$A_{ty}$  : Bir boru demetinin toplam ön yüzey alanı [ $m^2$ ]

Havanın Reynolds sayısı Denklem (3.15) ile hesaplanır.

$$Re = \frac{V_{maks} \cdot D_h \cdot \rho}{\mu} \quad (3.15)$$

Denklem (3.16)'da yer alan Briggs ve Young bağıntısı kullanılarak, havanın Nusselt sayısı hesaplanır [21].

$$Nu = 0.134 \cdot Re^{0.681} \cdot Pr^{0.333} \cdot \left(\frac{s}{w}\right)^{0.2} \cdot \left(\frac{s}{t}\right)^{0.1134} \quad (3.16)$$

Denklem (3.17) ile havanın ısı transfer katsayısı hesaplanmış olur.

$$h_{hava} = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (3.17)$$

### 3.2 Yoğuşma Suyunun Isı Taşınım Katsayısı

Yoğuşan suyun sıcaklığı ile yoğuşturucuya gelen doymuş buhar sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı tasarım değerlerine göre en fazla 1 veya 2 derece olmalıdır. Bu iki değer arasındaki sıcaklık farkının artması ısı kaybına neden olmaktadır. Buna göre yoğuşan suyun sıcaklığı, doymuş buhar sıcaklığından 1.5 derece daha az alınarak,

hesaplamalar yapılmıştır. Yoğuşan suyun sıcaklık değerine karşılık gelen termodinamik özellikler çizelge 3.2'den okunur.

**Çizelge 3.2 :** Doymuş suyun termodinamik özellikleri[20]

T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg-C)	k (W/m-K)	$\mu \times 10^3$ (Ns/m <sup>2</sup> )
0	1002.28	4.2178	0.552	1.792
60	985.46	4.1843	0.651	0.471
120	945.25	4.25	0.685	0.233
180	889.03	4.417	0.675	0.154
240	815.66	4.756	0.635	0.11664
300	714.26	5.728	0.540	0.0964

Yoğuşan suyun buharlaşma gizli ısısı Denklem (3.18)'de verilen deneysel formül ile hesaplanır [5]. Bu değerın hesaplanması için ikinci bir yol olarak, yoğuşan suyun sıcaklığına karşılık gelen buharlaşma gizli ısısı termodinamik tablolardan okunur.

$$i_{fg} = 3483181.4 - 5862.7703.(t_{su} - 273.15) + 12.139568.(t_{su} + 273.15)^2 - 0.0140290431.(t_{su} + 273.15)^3 \quad (3.18)$$

Yoğuşma filminin termik direnci göz ardı edilerek, yoğuşan suyun ısı transfer katsayısı Denklem (3.19) ile hesaplanır [5]. Bu denklemin içinde yer alan diğer hesaplamalar Denklem (3.20) ve (3.21) ile bulunarak, Denklem (3.19)'da yerine yazılır.

$$h_{su} = 0.9245. \left[ \frac{L_t \cdot k^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \cos(90 - \theta) \cdot i_{fg}}{\mu \cdot m_{at} \cdot c_{pa} \cdot (t_{vm} - t_{giriş}) [1 - \exp\{-U_c H_t \frac{L_t}{m_{at} \cdot c_{pa}}\}]} \right]^{0.333} \quad (3.19)$$

$$U_c H_t L_t = \frac{h_{hava} \cdot A_{toplam}}{2 \cdot n \cdot m} \quad (3.20)$$



$$m_{at} = \frac{m_{hava}}{2.n.m} \quad (3.21)$$

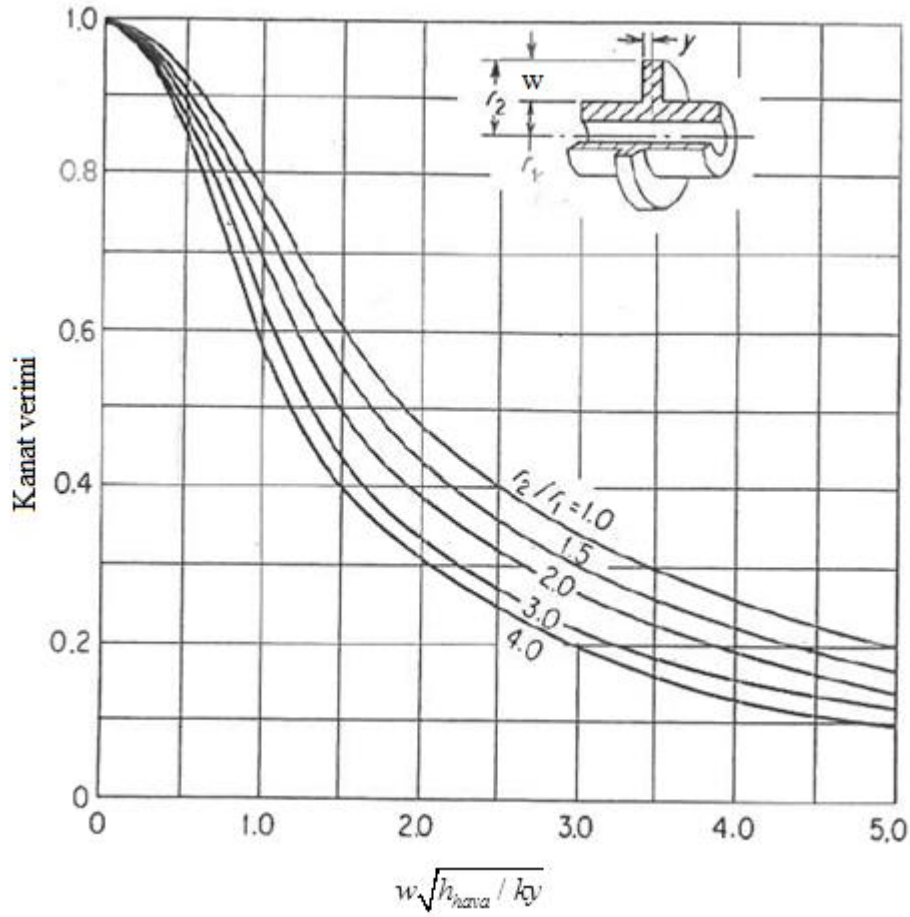
$L_t$  : Boru demetinin uzunluğunu ifade eder. H değerine eşittir.[m]

$g$  : Yerçekim kuvveti [ $m/s^2$ ]

$\theta$  : Bir boru demetinin konumlandırıldığı açı değeri

$t_{vm}$  : Doymuş su sıcaklığı [ $^{\circ}C$ ]

### 3.3 Kanat Verimi ve Isıl Yük Hesabı



Şekil 3.6 : Kanat verim eğrisi [20]

Şekil 3.6'da gösterilen eğriden kanat verimi okunur. Mevcut tasarım değerleri üzerinde yapılan hesaplamalar ile kanat verimi yaklaşık olarak %84 bulunmaktadır.

$y$  : kanat kalınlığının yarısı [m]

$k$  : Alüminyum ısı iletkenliği [W/mK]

Yukarıdaki hesaplanan değerlerin Denklem (3.22)'de yerine konulmasıyla birlikte genel ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

Sonuç olarak, genel ısı taşınım katsayısı, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve toplam yüzey alanı hesaplanan yoğuşturucunun toplam sistemden uzaklaştırabileceği ısı yükü Denklem (3.23) ile hesaplanır.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{hava} \cdot \left( \frac{A_{boru}}{A_{toplam}} + \frac{\eta \cdot A_{kanat}}{A_{toplam}} \right)} + \frac{1}{\frac{h_{su} \cdot A_{boru}}{A_{toplam}}} + \frac{1}{\frac{k \cdot A_{ort}}{s \cdot A_{toplam}}}} \quad (3.22)$$

$$Q = U \cdot A_{toplam} \cdot \Delta t_m \quad (3.23)$$

Bölüm başında Denklem (3.3) formülüyle hesaplanan değer ile Denklem (3.23)'de hesaplanan değer birbirine eşit olmalı ya da en azından (3.23) Denklemi ile hesaplanan değer fazla olmalıdır. Aksi takdirde yoğuşturucunun yoğuşurma kapasitesi tesis için yeterli gelmemektedir. Bu iki değer birbirine ne kadar yakın hesap yapılırsa, sistemin optimizasyon hesabına yaklaşılmış demektir.

### 3.4 Basınç Düşüş Hesabı

Havanın fan giriş sıcaklığı ve havanın fan giriş yoğunluğu Denklem (3.24) ve (3.25) ile hesaplanır [5].

$$t_{fan} = t_{giris} - 0.00975 \cdot h_{fan} \quad (3.24)$$

$$\rho_{fan} = P_{hava} / (287.08 \cdot (t_{fan} + 273.15)) \quad (3.25)$$

Tasarımı yapılan tesis 300 metre rakıma sahiptir. Atmosfer basıncı yaklaşık olarak, 980 mbar alınıp, hesaplamalar bu değer üzerinden yapılmıştır.

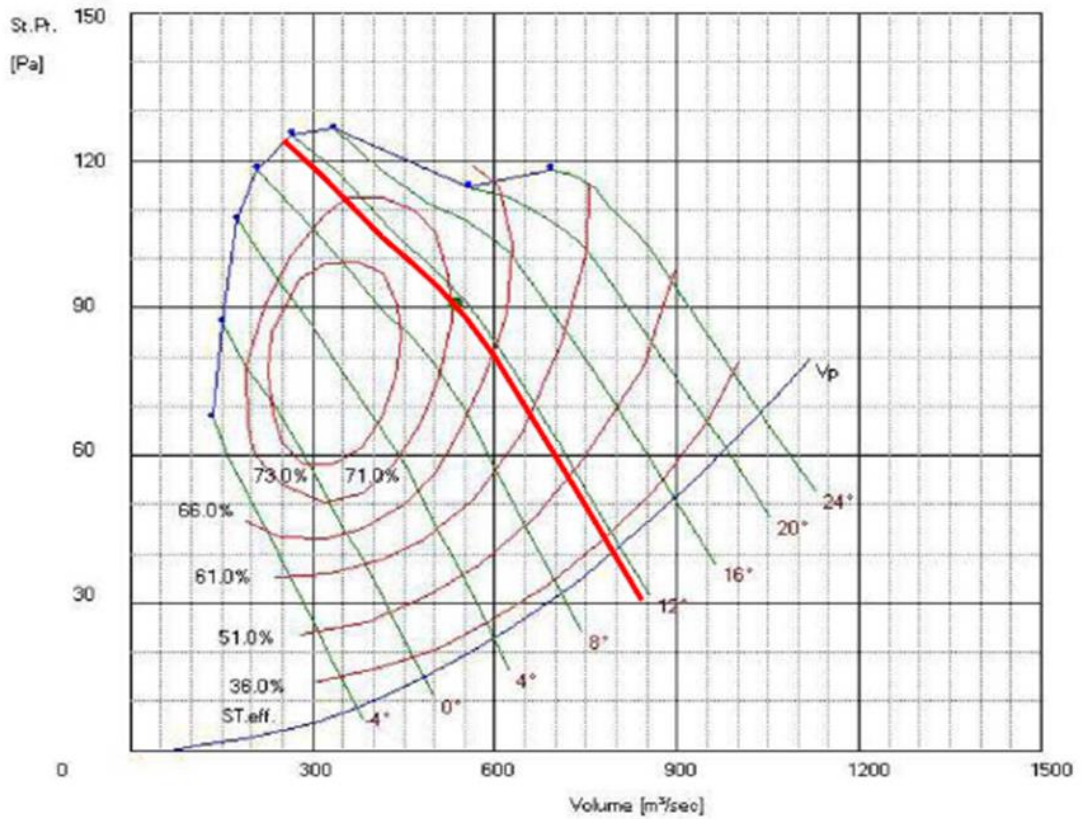
$P_{hava}$  : Atmosferik basınç [980 mbar]

$h_{fan}$  : Fanın yerden yüksekliği [m]

$D_{fan}$  : Fan çapı [m]

Fanların çektiği gücü hesaplayabilmek için yoğunlaştırıcunun statik ve dinamik basınç düşüşleri hesaplanması gerekir. Mevcut tasarımda fanların kanat açıları şekil 3.7’de görülen koyu ile işaretlenen 11.4°’ye ayarlanmıştır. Hacimsel debisi hesaplanmış olan bir fanın şekil 3.7’de belirtilen fan açısı ile çakıştığı noktaya karşılık gelen nokta statik basınç düşüşünün değeridir. Ayrıca şekilde yüzdelik olarak belirtilen eğriler sabit statik verimliliği ifade eder. Fanın hacimsel değeri yaklaşık 539.6 m<sup>3</sup>/s, fan kanat açısı 11.4° ve sabit statik verimliliği %71 kabul edildiğinde, fanın statik basınç düşüşü 90 Pa değerinde okunur.

**Statik Basınç & Hacimsel Debi Eğrisi**



**Şekil 3.7 : Statik basınç ve hacimsel debi eğrisi[8]**

Kütlesel debinin yoğunluğa bölünmesi ile hacimsel debi  $V$  değeri elde edilir. Elde edilen hacimsel debi denklem (3.26)’da yerine konarak, havanın fanlardaki hızı hesaplanır.

$$V_{hava} = 4.V / (\rho_{fan} \cdot \pi \cdot D_{fan}^2) \quad (3.26)$$

Dinamik basınç düşüşü, Denklem (3.25)'te hesaplanan hava hızının Denklem (3.27)'de yerine konmasıyla bulunur.

$$P_{dinamik} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{fan} \cdot V_{hava}^2 \quad (3.27)$$

Statik ve dinamik basınçlar toplanarak, fanın toplam basınç düşüşü hesaplanır. Şaft verimi %82, motor verimi %85 alınarak, fanların şaft gücü ve motor gücü hesabı yapılır. Fanların çekeceği elektriksel güçler Denklem (3.28) ve (3.29) ile hesaplanır.

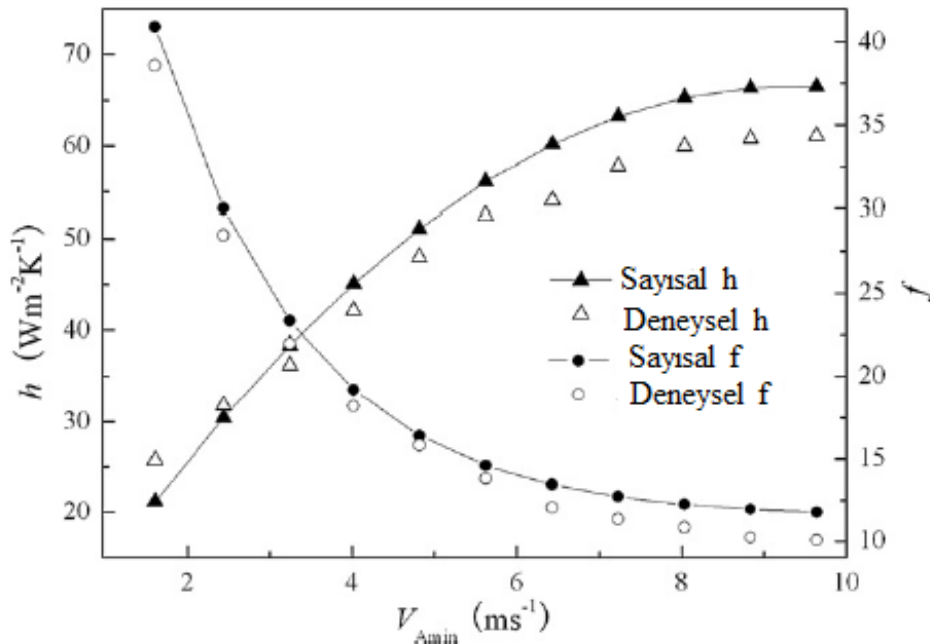
$$N_{\text{şaft}} = \frac{V \cdot P_{\text{toplam}}}{\eta_{\text{şaft}}} \quad (3.28)$$

$$N_{\text{motor}} = N_{\text{şaft}} / \eta_{\text{motor}} \quad (3.29)$$

$P_{\text{toplam}}$  : Statik ve dinamik basınç düşüşleri toplamı [Pa]

Şekil 3.8'den hıza bağlı olarak sürtünme katsayısı okunup, Denklem (3.30)'da yerine yazılmasıyla toplam basınç düşüşü farkı hesaplanabilir.

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot V_{maks}^2} \quad (3.30)$$



Şekil 3.8 : A yapılı HSY'nin hıza göre sürtünme katsayısı değişimi [19]

Bir hücreye dayanarak, hesaplamaları yapılan yoğuşturucunun toplam çekeceği elektrik gücünü hesaplamak için yoğuşturucunun sahip olduğu hücre sayısı ile Denklem (3.29)'da elde edilen değerin çarpılması gerekir.

Yukarıda açıklanan yöntem, tipik sayısal veriler kullanılarak, aşağıda bir kanatlı boru için uygulanmıştır. Geometri şekil 3.1 ve şekil 3.2'de gösterildiği gibidir.

Hava, boru demetlerine 15 °C ile gelmekte 31.45 °C ile boru demetlerini terketmektedir. Çürük buhar sıcaklığı 38.48 °C'dir. Bölümün başında ifade edildiği üzere, yoğuşan suyun sıcaklığı, türbin çıkış sıcaklığından 1.5 °C daha az alınarak, 36.98 °C hesaplanır.

Denklem (3.5), (3.6) ve (3.7) kullanılarak, logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanır.

$$\Delta t_1 = 36.98 - 15 = 21.98^{\circ}C$$

$$\Delta t_2 = 36.98 - 31.45 = 5.53^{\circ}C$$

$$\Delta t_m = \frac{21.98 - 5.53}{\ln(21.98 / 5.53)} = 11.92^{\circ}C$$

Bir kanatlı borunun kanat ve boru alanları Denklem (3.8), (3.9) ve (3.10) kullanılarak, hesaplanır.

$$A_{boru} = 2 \times 0.213 \times 11.23 \times 1 \times 1 + 2 \times 0.021 \times 11.23 \times 1 \times 1 = 5.25m^2$$

$$A_{kanat} = 4 \times 0.213 \times 0.018 \times 11.23 \times 433 \times 1 \times 1 = 74.57m^2$$

$$A_{toplam} = 5.25 + 74.57 = 79.82m^2$$

Denklem (3.11)'den kanatlı borunun hidrolik çap hesabı yapılır.

$$D_s = 0.021m$$

$$L = 0.213m$$

$$D_h = \frac{2 \times 0.021 \times 0.213}{0.021 + 0.213} = 0.038m$$

Hava taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için kanatlardaki hava hızı hesaplanmalıdır. Denklem (3.13) ve (3.14) kullanılarak, kanatlardaki azami hız

hesaplanır. Daha önce belirtildiği üzere,  $A_{sy}$  ısı değiştirici üzerinde havanın serbest akış alanını ifade ederken,  $A_{ty}$  ısı değiştiricinin toplam ön yüzey alanını ifade eder. Yeni Elektrik 865 MWe birleşik çevrim santralında bulunan bir adet kanatlı borunun serbest hava yüzey alanı  $0.360 \text{ m}^2$  ve bir kanatlı borunun toplam ön yüzey alanı  $0.640 \text{ m}^2$ 'dir.

$$\Gamma = \frac{0.360}{0.640} = 0.56$$

Hava yüzey hızı EK-A'da belirtilen tasarım değeri  $1.81 \text{ m/s}$ 'dir. Hava yüzey hızının yukarıdaki denklemde hesaplanan oran değerine bölünmesiyle hava hızı hesaplanmış olur.

$$V_{maks} = \frac{1.81}{0.56} = 3.23 \text{ m/s}$$

Havanın Reynolds hesabı denklem (3.15) yardımı ile hesaplanır. Hava sıcaklığının  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğu durumda dinamik viskozite, özgül ağırlık, prandtl ve ısı iletkenlik değerleri çizelge 3.1 yardımı ile aşağıdaki değerler okunur.

$$\rho = 1.1542 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.0000185 \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Pr} = 0.7085$$

$$k = 0.0254 \text{ W/m-K}$$

$$\text{Re} = \frac{3.23 \times 0.038 \times 1.1542}{0.0000185} = 7657.64$$

Denklem (3.16) kullanılarak, Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

$$s = 0.002 \text{ m}$$

$$t = 0.00025 \text{ m}$$

$$w = 0.018 \text{ m}$$

$$\text{Nu} = 0.134 \times 7657.64^{0.681} \times 0.7085^{0.333} \times \left(\frac{0.002}{0.018}\right)^{0.2} \times \left(\frac{0.002}{0.00025}\right)^{0.1134} = 43.03$$

Denklem (3.17) yardımıyla hava taşınım katsayısı hesaplanır.

$$h_{hava} = \frac{43.03 \times 0.0254}{0.038} = 28.76 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Yoğuşan suyun sıcaklığı 36.98 °C göre suyun termodinamik özellikleri çizelge 3.2 yardımıyla aşağıdaki gibi okunur.

$$\rho_{su} = 991.91 \text{ kg / m}^3$$

$$C_{psu} = 4.1972 \text{ kJ / kgK}$$

$$k_{su} = 0.613 \text{ W / mK}$$

$$\mu_{su} = 0.000997 \text{ Ns / m}^2$$

Denklem (3.19) ile suyun ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

Bir kanatlı boru üzerinde çalışıldığı için n ve m değerleri 1'dir. Bir hücredeki fanın hava debisi 636.78 kg/s'dır. Bir hücrede 468 adet kanatlı boru yer almaktadır. Buna göre hava debisinin herbir kanatlı boru üzerinden homojen olarak aktığı düşünüldüğünde bir kanatlı boru üzerindeki hava debisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$m_{hava} = 636.78 / 468 = 1.36 \text{ kg / s}$$

Termodinamik tablolardan 36.98 °C sıcaklığındaki suyun buharlaşma gizli ısısı 2414.08 kJ/kg olarak okunur.

$$U_c H_t L_t = \frac{28.76 \times 79.82}{2 \times 1 \times 1} = 1147.81 \text{ W / K}$$

$$m_{at} = \frac{1.36}{2 \times 1 \times 1} = 0.68 \text{ kg / s}$$

$$h_{su} = 0.9245 \times \left[ \frac{11.2 \times 0.613^3 \times 991.91^2 \times 9.81 \times \cos(90 - 60) \times 2414080}{0.00099 \times 0.68 \times 1013.5 \times (38 - 15) \times [1 - \exp\{-\frac{1147.81}{0.68 \times 1013.5}\}]} \right]^{0.333}$$

$$= 12200.52 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Şekil 3.6'ın yatay eksen değeri aşağıdaki gibi hesaplanarak, 0.57 olarak bulunur. Şekil 3.6'da 0.57 değerine karşılık gelen kanat verimi 0.84 olarak okunur.

$$x = 0.018 \times \sqrt{\frac{28.76}{204 \times 0.00014}} = 0.57$$

Denklem (3.22)'dan yararlanarak, genel ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{28.76 \times \left( \frac{5.25}{79.82} + \frac{0.84 \times 74.57}{79.82} \right)} + \frac{1}{\frac{12200.52 \times 5.25}{79.82}} + \frac{1}{\frac{204 \times 39.92}{0.00025 \times 79.82}}} = 23.74 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Yukarıda hesaplanan değerler denklem (3.23)'de yerine konarak, bir kanatlı borunun ısı yükü hesaplanır.

$$Q_{k.boru} = 23.74 \times 79.82 \times 11.92 = 22587.52 \text{ W} = 0.0225 \text{ MW}$$

Bir tane kanatlı borunun sistemden uzaklaştıracağı ısı yük hesabı yapılmıştır. Yeni Elektrik Üretim A.Ş. 865 MWe birleşik çevrim santralına ait A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunda bir boru demeti 39 adet kanatlı boruya sahiptir. Bir hücrede 12 adet boru demeti vardır. Buna göre bir hücrenin ısı yükü aşağıdaki gibi bulunur.

$$Q_{hücre} = 0.0225 \times 39 \times 12 = 10.53 \text{ MW}$$

Son olarak, Yeni Elektrik 865 MWe birleşik güç santrala ait A yapılı yoğuşturucunun toplam ısı yükü, yoğuşturucudaki toplam hücre sayısı 42'nin 10.53 MW ile çarpılmasıyla bulunur.

$$Q_{yoğ.} = 10.53 \times 42 = 442.2 \text{ MW}$$

Bir fanın harcadığı elektrik tüketim hesabı şu şekildedir. Denklem (3.24) ve (3.25) ile havanın fan üzerinden geçişi sırasındaki özgül ağırlığı ve sıcaklığı hesaplanır. Atmosfer basıncı 98000 bar olarak alınır.

$$h_{fan} = 17.85 \text{ m}$$

$$t_{fan} = 15 - 0.00975 \times 17.85 = 14.82 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{fan} = 98000 / (287.08 \times (14.82 + 273.15)) = 1.18 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Fan çapı 10.97 m'dir. Bir fandan akan hacimsel hava debisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$V = 636.78 / 1.18 = 539.6 \text{ m}^3$$

Denklem (3.26) kullanılarak, fandan geçen havanın hızı hesaplanır.

$$V_{hava} = 4 \times 539.6 / (1.18 \times \pi \times 10.97^2) = 4.84 \text{ m} / \text{s}$$



Denklem (3.27)'den yararlanılarak, dinamik basınç düşüşü hesaplanmıştır.

$$P_{dinamik} = \frac{1}{2} \times 1.18 \times 4.84^2 = 13.82 Pa$$

Statik basınç düşüş hesabı için şekil 3.7'den yararlanır. Fan hacimsel debisi 539.6 m<sup>3</sup> ve fanların kanat açıları 11.4° derecedir. Şekil 3.7'den yararlanarak, statik basınç değeri yaklaşık 90 Pa olarak okunur. Toplam basınç düşüşü 103.82 Pa'dır.

Şaft verimi %82, motor verimi %85 alınarak, fanların shaft gücü ve motor gücü hesabı yapılmıştır. Fanların çekeceği elektriksel güçler denklem (3.28) ve (3.29) ile hesaplanır.

$$N_{shaft} = \frac{539.6 \times 103.82}{0.82} = 68.3 kWh$$

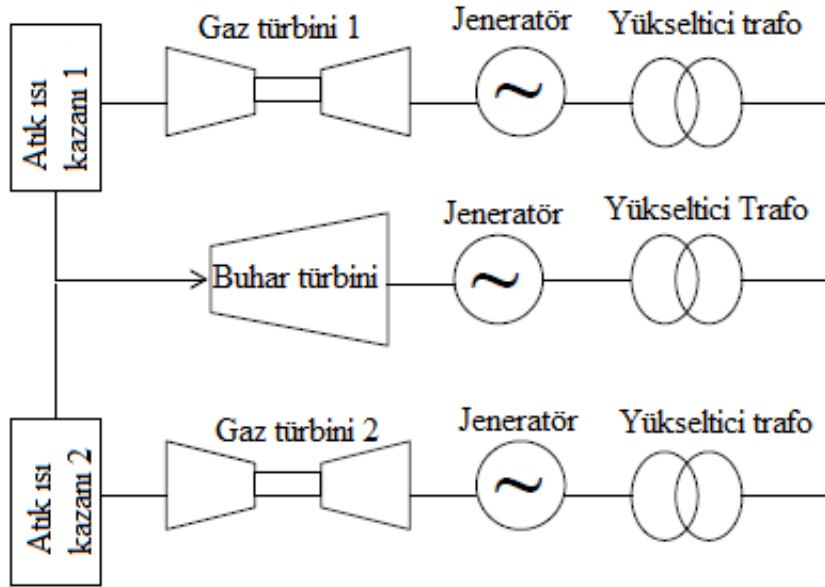
$$N_{motor} = 68.3 / 0.85 = 80.35 kWh$$



## 4. MODELİN DOĞRULANDIĞI SANTRALİN HAVA SOĞUTMALI YOĞUŞTURUCUSUNUN GENEL ÖZELLİKLERİ

### 4.1 A Yapılı Hava Soğutmalı Yoğuşturucu

Hesaplama modelinin doğrulandığı santral, Yeni Elektrik Üretim A.Ş.'nin Kocaeli ili, Dilovası ilçesi, Çerkeşli köyüne 2014 yılı başlarında kurduğu santraldır. Santralda 2 adet 292 MW gücünde gaz türbini ile 1 adet 280 MW gücünde buhar türbini yer almaktadır. Şaft konfigürasyonu şekil 4.1'de verilmiştir. Gaz türbinlerine entegre olmuş 2 adet atık ısı kazanı yer almaktadır. Buhar türbininde yoğuşturucu, A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu bulunmaktadır.



Şekil 4.1 : Yeni Elektrik santrali şaft dizilim konfigürasyonu

Hava Soğutmalı Yoğuşturucu (HSY), buhar türbinin son kademesinden çıkan çürük buharı ya da buhar bypass hatlarından gelen buharı yoğuşturur.

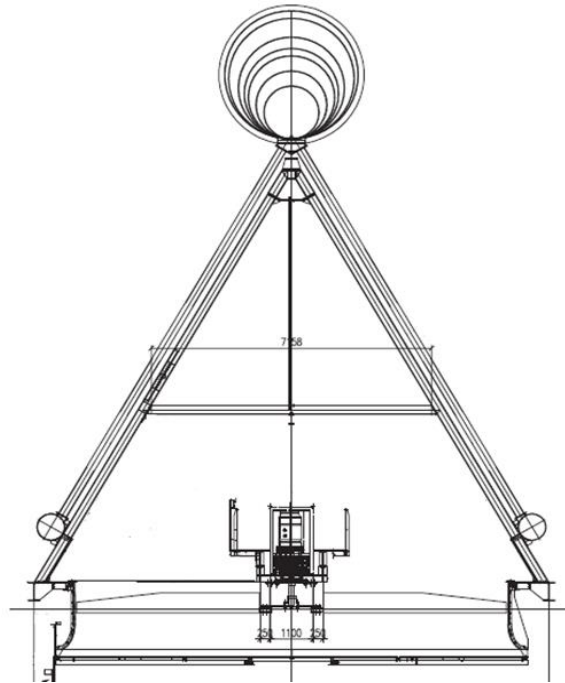
Buhar, hava soğutmalı yoğuşturucuya ana buhar kanalı ile boru demetlerine ise buhar dağıtım hatları ile iletilir.

Tesiste kullanılan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucu,

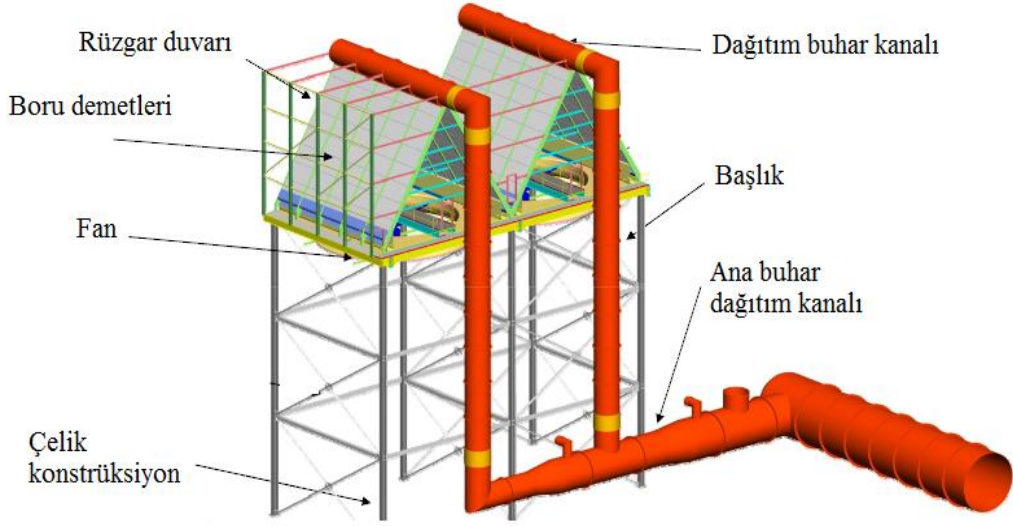
- 6 adet koridor
- 42 adet fan veya hücre
- 444 adet paralel akışlı boru demeti
- 60 adet ters akışlı boru demeti
- 2 adet vakum sistemi
- 2 adet vakum tutucu
- 1 adet yoğuşma suyu temizleyicisi
- 1 adet kanat yıkama ünitesi
- 3 adet kazan besleme pompalarından

oluşmaktadır.

Bir hücrenin tipik düzeni Şekil 4.2’ de gösterilmiştir. Üst kısımda buhar dağıtım ana borusu bulunmaktadır. Üçgen yapılı boru demetlerinin alt kısımlarında yer alan manifold, yoğuşan suyun toplanma yeridir.



Şekil 4.2 : HSY’da bir hücre görüntüsü [8]



**Şekil 4.3 :** Bir HSY sistemin konstrüksiyon yapısı ve kanal yapısı



**Şekil 4.4 :** Boru demetlerinin montaj görüntüsü

Yoğuşturucu boru demetleri, paralel olarak dizilmiş kanatlı borulardan oluşmaktadır. Boru demetleri alüminyum kaplı karbon çelikten, kanatlar ise, alüminyum malzemedendir.

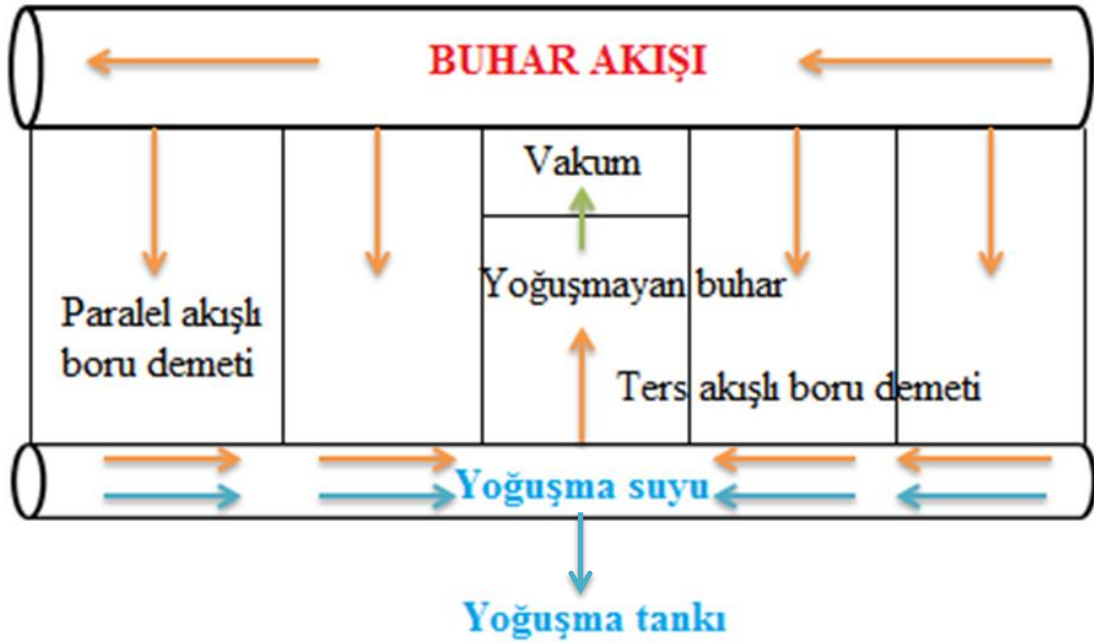
edilmiştir. Soğutucu hava, fanlar tarafından yukarı yönde zorlanır. Soğutucu havanın kanatlı boru yüzeyinden geçişi sırasında buhar da kanatlı boruların içerisinden geçmektedir. Soğutucu hava ve kanatlı boruların içerisindeki buhar birbirine çapraz geçiş sağlar.

HSY'nin her bir koridorunda bulunan iki tip boru demeti vardır.

P.a.b. = Paralel akışlı boru demetleri

T.a.b. = Ters akışlı boru demetleri

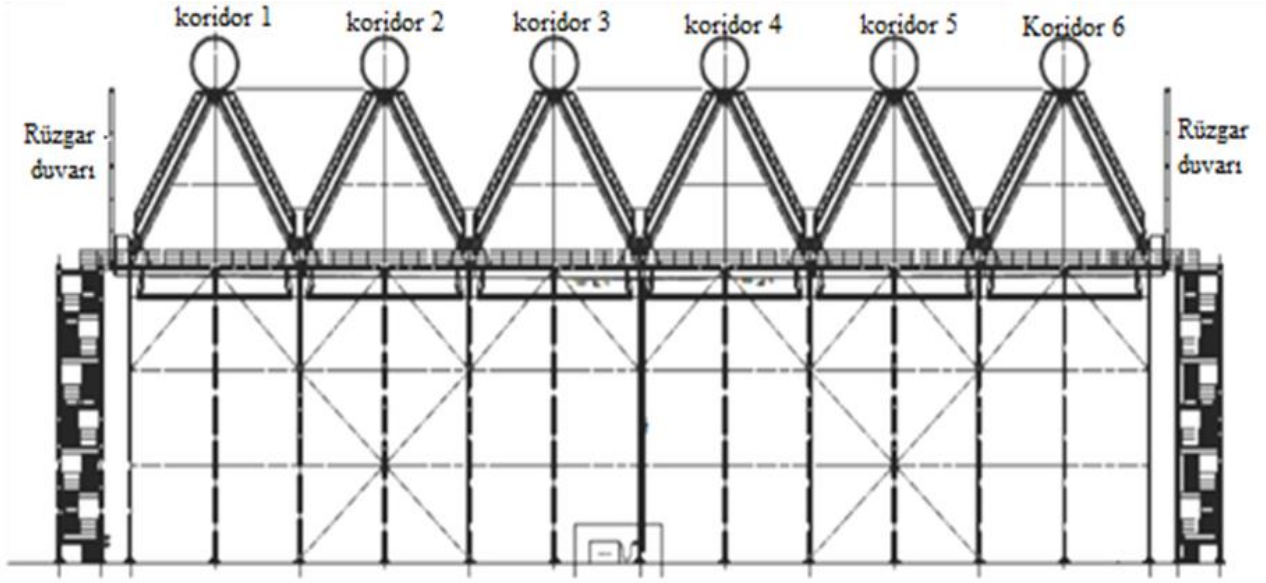
P.a.b. boru demetlerinin sayısı toplamda 444'tür ve t.a.b. boru demetlerinin toplam sayısı 60 tanedir. Paralel ve ters akışlı boru demetlerinin süreç akışı şekil 4.5'te şematik olarak gösterilmiştir.



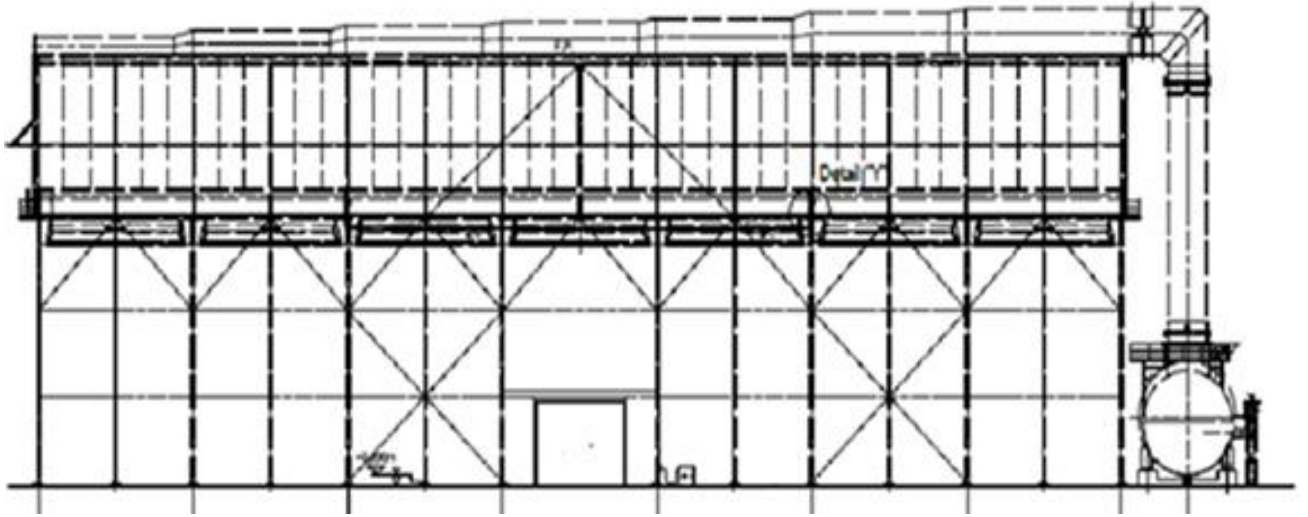
**Şekil 4.5** : Paralel ve ters akışlı boru demetlerinin sematik akış diagramı

Yeni Elektrik tesisine ait A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun 2. ve 5. hücrelerinde yer alan boru demetleri ters akışlı boru demetleri olarak, diğer hücrelerdeki boru demetleri paralel akışlı boru demetleri olarak dizilmiştir.

Fanlar aksenel tipli, dik şaftlı ve fiber cam kanatlıdır. Fanlar iki hız motoru tarafından çalıştırılır. Düşük devir hızı 750 rpm, yüksek devir hızı 1500 rpm'dir.



Şekil 4.6 : A yapılı bir hava soğutmalı yoğuşturucunun basitleştirilmiş boyuna kesiti[8]



Şekil 4.7 : A yapılı bir hava yoğuşturucusunun enine kesit görüntüsü [8]

Ana buhar borusu 8.4 metre çapından başlayarak, hava soğutmalı yoğuşturucunun sonlarına doğru 3.4 metreye kadar iner. Hava soğutmalı yoğuşturucuda yoğuşma sürecinin gerçekleştiği kapalı alanın toplam iç hacmi yaklaşık olarak  $10045 \text{ m}^3$ 'tür.

Şekil 4.8'de görülen mavi yapılar rüzgar ve ses bariyerleridir. Ana buhar borusu temel olarak  $90^\circ$  dirsek olan geçiş parçası aracılığıyla LP (Alçak Basınç) türbin çıkışına bağlanmıştır. Türbin çıkışına olan bağlantı “ köpek kemiği” olarak tanımlanan elastik bir conta aracılığıyla sağlanmaktadır.



**Şekil 4.8 :** Ana buhar dağıtım borusunun resmi

Ana buhar borusu üzerinde aşırı basınca karşı güvenlik cihazları konulmuş olup, basıncın aşırı yükselmesi durumunda açılarak buharın atılmasını sağlar.

- 1 adet güvenlik valfi 24 inçlik
- 5 adet patlama diski 30 inçlik

Güvenlik valfi drenaj potu pompaları dağıtımından türemiş su tarafından kapatılmıştır.

Yoğuşturucunun süreç akışı şekil 4.9'da soldan sağa doğru şu şekildedir.

Buhar türbini binası yer seviyesinden yaklaşık olarak 12 metre yükseklikte inşa edilmiştir. Alçak basınç türbinin son kademesi, hava soğutmalı yoğuşturucuya buharın iletilmesi için ana buhar borusuna bağlanmıştır. Çürük buhar 12 metrelik düşey hareketten sonra ana buhar



borusunda yatayda hareket ederek, boru demetlerine doğru ilerler. Bu buhar hareketinin sağlanması için vakum sistemlerinden yararlanır. Ana buhar borusunun yatayda uzunluğu şekil 4.9’da görüldüğü üzere, yaklaşık olarak 115 metredir.



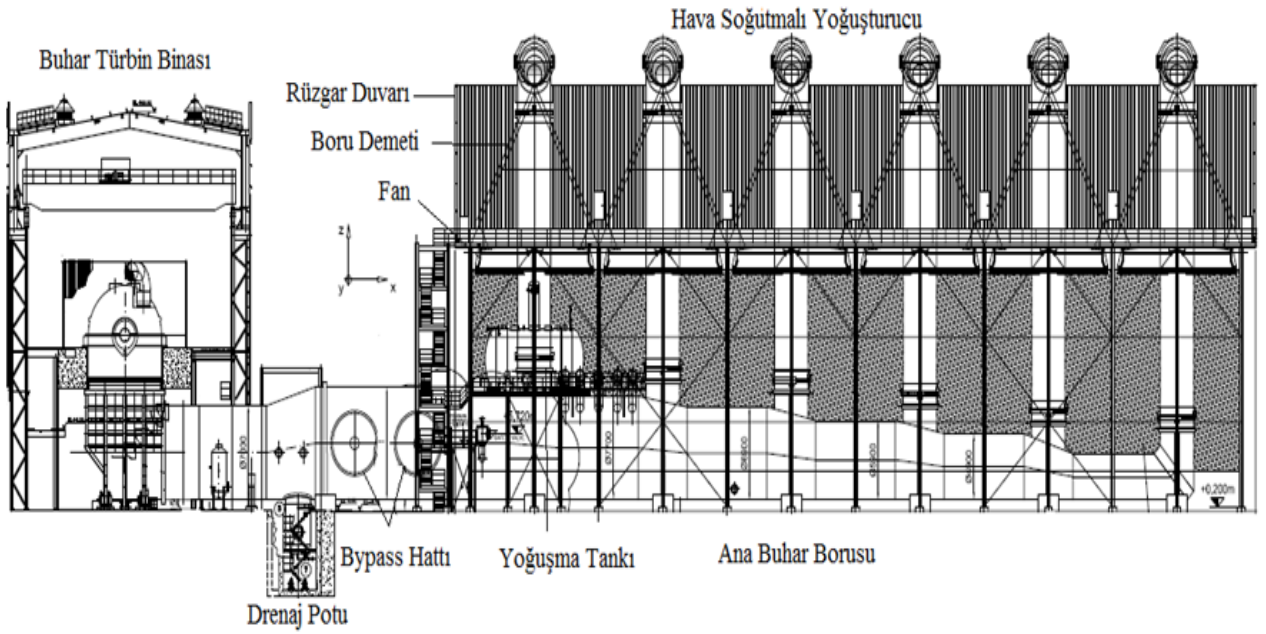
**Şekil 4.9 :** Hava soğutmalı yoğuşturucusunun genel görüntüsü

Alçak basınç türbininden çıkan buharın bir kısmı yoğuşarak, ana buhar borusu altında bulunan boşaltma kabında toplanır.

Ayrıca ana buhar borusu hattı üzerinde alçak basınç ve orta basınç bypass hatları bulunmaktadır. Türbin çalışmaya başladığında tesisin ilk başlangıcında ya da türbin durdurulurken bypass hatları açılır. Buradan gelen direkt olarak hava soğutmalı yoğuşturucuya iletilmiş olur.



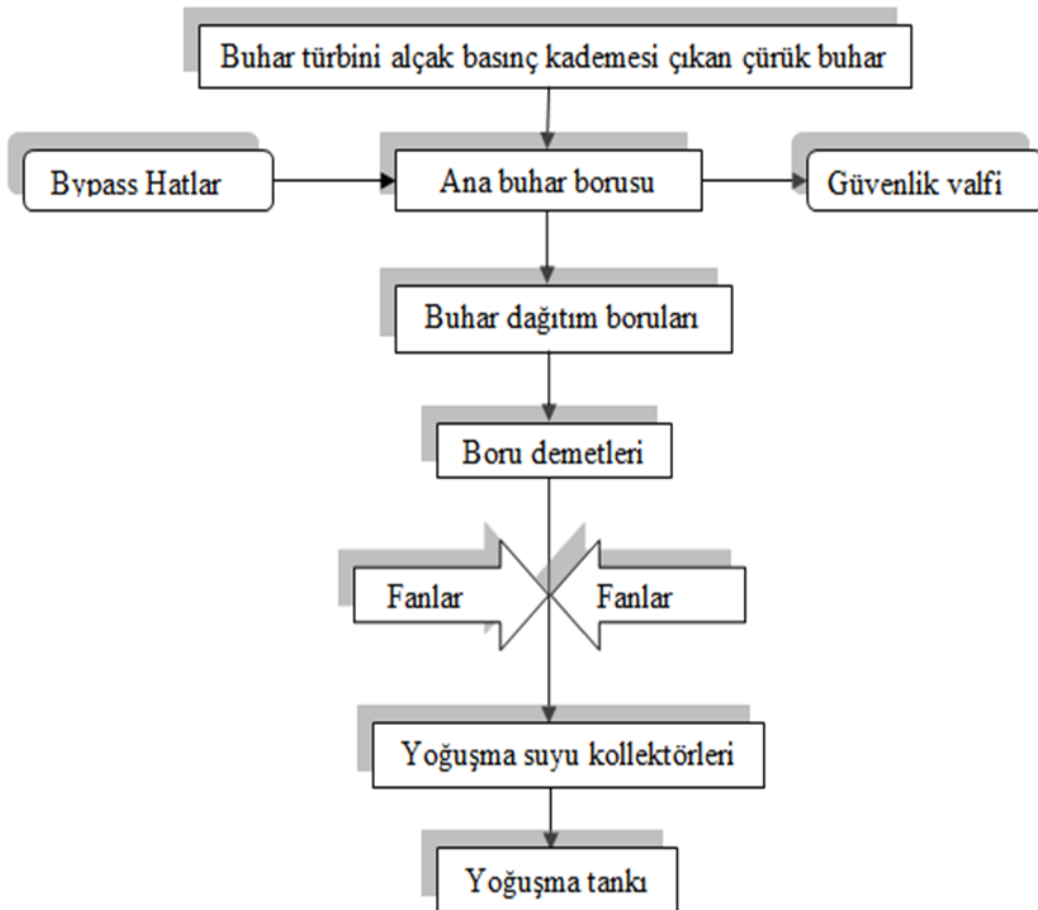
Şekil 4.10 : A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun kuş bakış görüntüsü

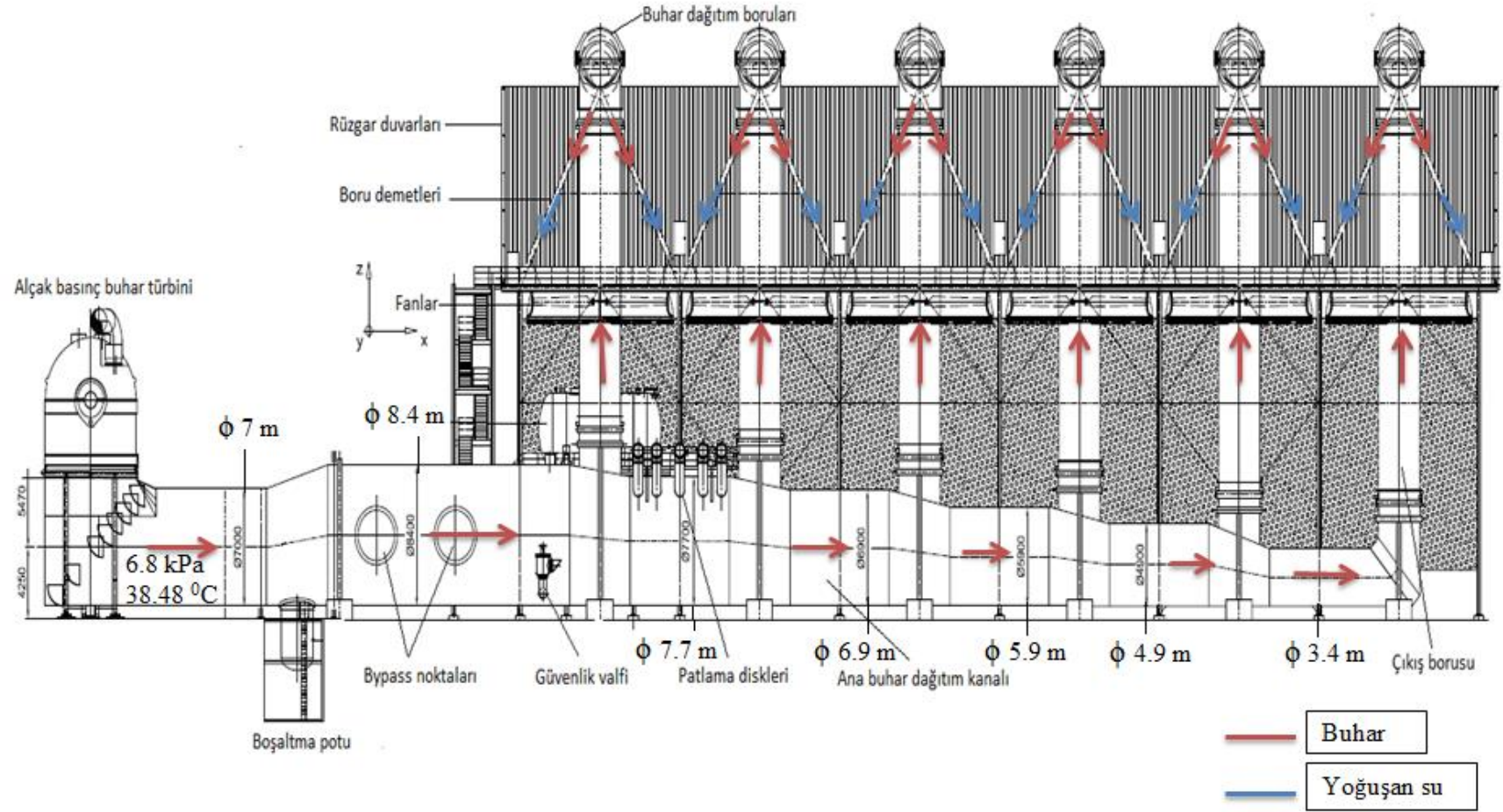


Şekil 4.11 : Hava soğutmalı yoğuşturucusunun teknik genel görüntüsü [8]

Ana buhar borusu içerisinde ilerleyen çürük buhar, “Hogging ve “Holding” vakum pompaları aracılığıyla sağlanan vakum ile şekil 4.10’da gösterilen hava soğutmalı yoğuşturucunun en üst kısmında yer alan buhar dağıtım borularına iletilir. Buhar, dağıtım boruları ile boru demetlerine iletilir. Bir boru demeti 39 adet kanatlı borudan oluşmaktadır. Kanatlı boruların yapısı alüminyum malzemesinden imal edilmiştir. A yapılı kanatlı boru içerisinde aşağı yönde akan buhar hareketi ile aksel olarak yerleştirilen fanların hava hareketi birbirlerine çapraz bir geçiş sağlayarak, yoğuşma işlemini gerçekleştirir. Yoğuşma suyu A yapılı kanatlı boru içerisinde buhar yönüyle aynı yönde hareket ederek, boru demetlerinin alt kısmında yer alan yoğuşma suyu kollektörlerinde toplanır. Herbir boru demetindeki bu yoğuşma suyu kollektörleri yoğuşma tankına bağlantılıdır. Yoğuşma tankındaki su, kazan besleme pompaları ile kazana geri beslenir.

Yukarıda bahsedilen sürecin sıralaması aşağıdaki akış şeması ile gösterilmiştir.



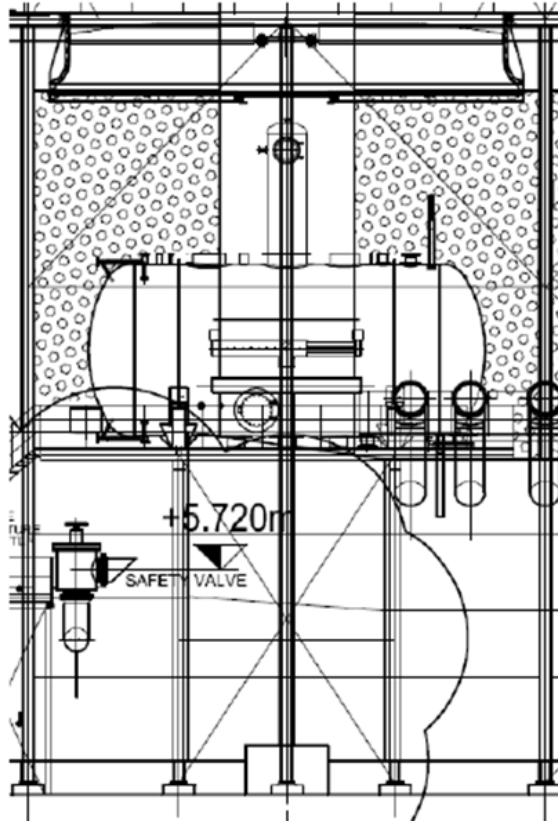


Şekil 4.12 : A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusu şematik gösterimi[8]

## 4.2 Yoğuşma Tankı

Boru demetlerinde yoğuşan su, önce boru demetlerin son kademesinde bulunan yoğuşma suyu kollektörleri ile toplanır, daha sonra yoğuşma tankına iletilir.

Yoğuşma tankının toplam seviyesi yaklaşık  $140 \text{ m}^3$  'tür ve aynı zamanda boşalma kabından ve ihtiyaç durumunda su arıtma ünitesinden ilave su alır. Tam yükte tanktan sirküle olan su  $180\text{-}230 \text{ kg/s}$ 'dir. Bu miktar tesisin çalışma gücüne göre değişmektedir.



Şekil 4.13 : Yoğuşma tankı teknik görüntüsü [8]

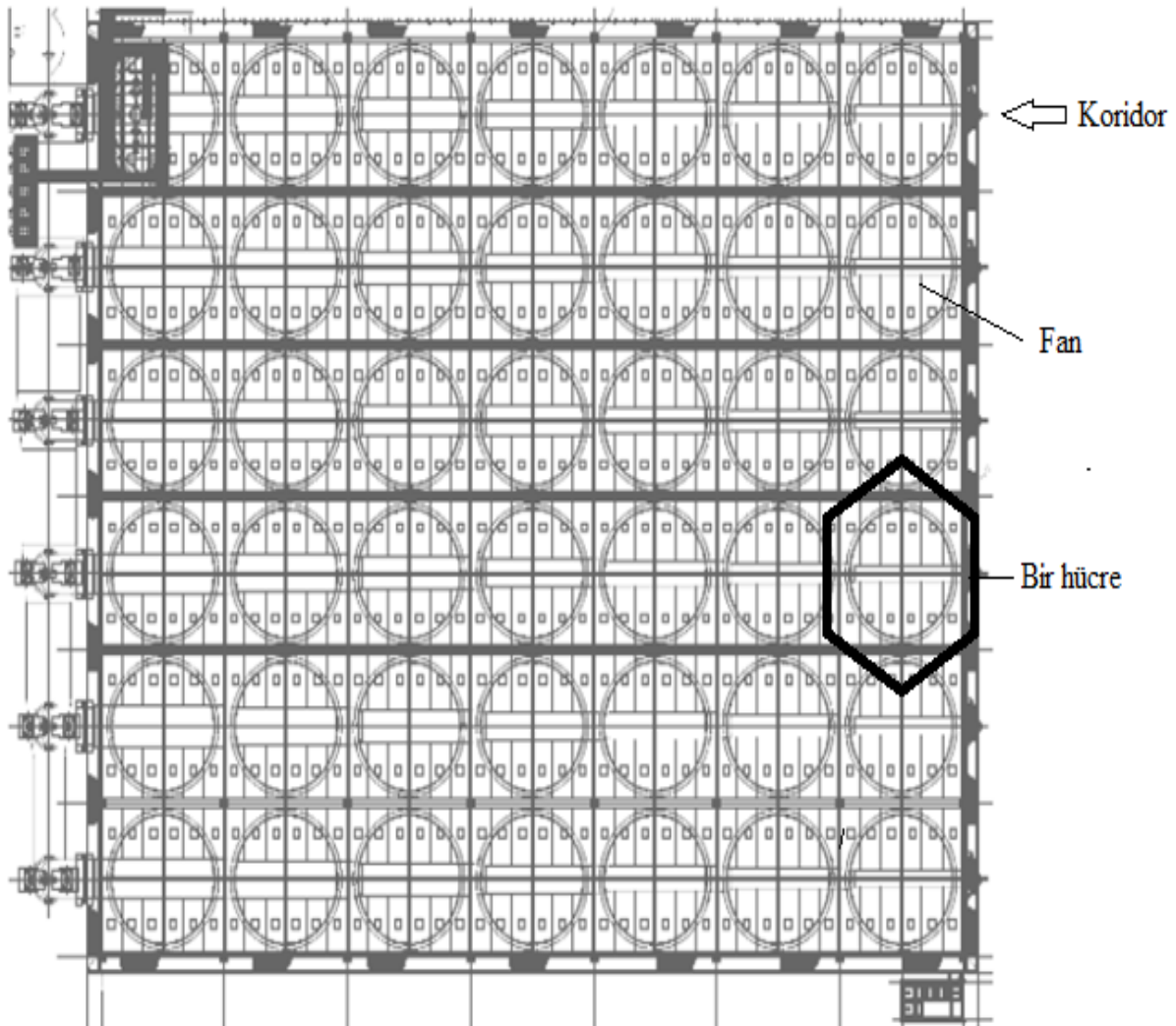
Yoğuşma tankının altından çıkan üç hat, besleme suyu pompalarını beslemektedir. Yoğuşma tankından gelen su bu pompalar aracılığıyla yeniden kazana basılarak, kapalı çevrim döngüsü devam ettirilir.

Yoğuşma tankının en üstünde bir adet hava giderici (degazör) bulunmaktadır. Su arıtma tankından gelen ek su, yoğuşma tankına gelmeden önce degazörden geçerek havası giderilir. Boşaltma kabından ve boru demetlerinden gelen su degazöre

girmeden doğrudan yoğuşma tankına gelir. Degazördeki havayı boşaltmak için HSY’de bulunan vakum tutucular kullanılır.

Yoğuşma tankına, ana buhar hattından gelen ve eşitleyici olarak adlandırılan bir hat bağlıdır. Böylece ana buhar hattı ile yoğuşma tankının basıncı eşitlenmiş olur ve yoğuşma tankı aşırı basınçtan korunmuş olur.

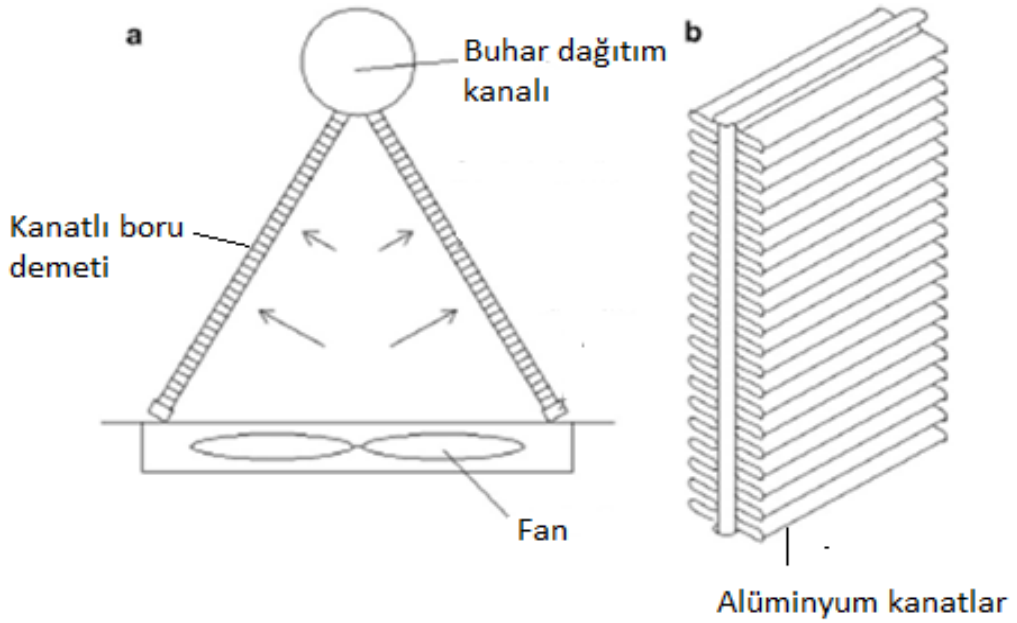
Yoğuşma tankının güvenli çalışma seviyesi tankın yarı seviyesidir. Bu seviyeyi korumak için su arıtma tankından gerektiğinde su eklenir. Böylece çalışma güvenli sınır değerler arasında sürdürülür.



Şekil 4.14 : Yoğuşturucunun plan görüntüsü[8]

Şekil 4.14’de fanların dizilişleri gösterilmiştir. 12 adet boru demetinin bir fana karşılık geldiği yapıya bir hücre denir. Aynı düzlem üzerinde birden fazla hücrenin art arda dizildiği yapıya koridor denir.

### 4.3 Boru Demetleri ve Kanat Yapıları



**Şekil 4.15 :** Hava soğutmalı yoğuşturucuda kullanılan boru ve kanat yapıları

Tesiste kullanılan kanat yapısı şekil 4.15 'te gösterilen kanat yapısıdır.

Yeni Elektrik 865 MWe birleşik çevrim santralına ait hava soğutmalı yoğuşturucunun iç tüketimi diğer yardımcı ekipmanlar ile birlikte ( Vakum sistemleri, yıkama sistemleri v.b) yaklaşık olarak 4 MWe'i bulmaktadır. Kanat dizilişi, kanat uzunluğu iç tüketim miktarını etkilemektedir.

Kanatlar, alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Boru demetinin birim yüksekliğinde 433 adet kanat bulunmaktadır. Kanat yüksekliği 18 mm'dir. Belli süreçlerde kanat temizliği için özel temizleme makinası kurulmuştur. Bu temizleme makinası basınçlı su nozüllerinden oluşmaktadır. Raylı bir sistem üzerine kurulan temizleme makinası, aşağı yukarı ve sağ sola hareketini sağlayan elektrik motoruna sahiptir.

### 4.4 Vakum Sistemleri

HSY sisteminde "Hogging" ve "Holding" olarak adlandırılan her ikisinden de ikişer tane olmak üzere toplamda dört adet vakum oluşturma ünitesi bulunmaktadır.

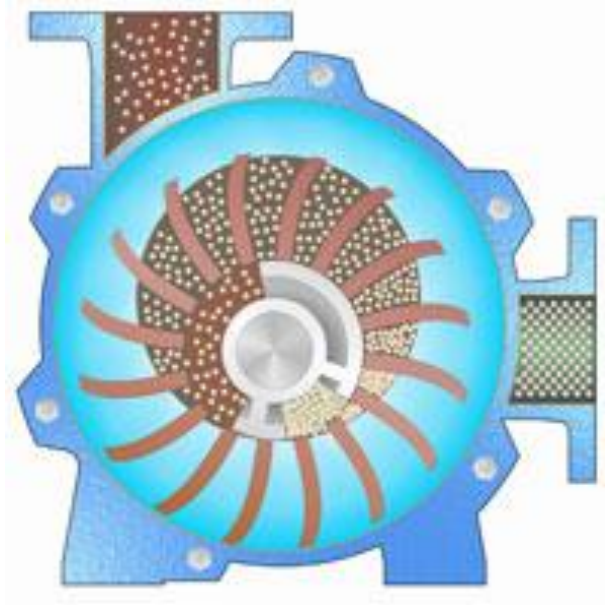
#### 4.4.1 ‘‘Hogging’’ Vakum Sistemi

‘‘Hogging’’ vakum sistemi biri ana ünite diğeri yedek ünite olmak üzere iki adet bulunmaktadır. Bu sistem doğrudan ana buhar borusunun tam ortasına bağlanmıştır. Ana buhar borusu içerisinde 25 kPa’ın altında vakum oluşturmayı sağlar. Vakum basıncının 25 kPa’ın altına ulaştığı zaman devreden çıkar. Eğer herhangi bir sebepten dolayı basınç artar ve 25 kPa’ın üzerine çıkarsa ‘‘Hogging’’ vakum sistemi tekrar devreye girer.



**Şekil 4.16 :** Tesiste yer alan 2 adet ‘‘Hogging’’ vakum ekipmanlarını resmi  
Havanın boşaltımı, sıvı halka tipi motorla çalışan vakum pompalarıyla gerçekleştirilmektedir.





**Şekil 4.17 :** Sıvı halka vakum pompası iç görüntüsü

Bu pompalar dayanıklı ve güvenlidir. Bu pompaların kaynamayı önlemek için emme şartlarında çalışan sıvı halka suyunun sürekli soğutulmasına ihtiyaç vardır. Sıvı halkalı vakum pompaların çalışma prensibi şekil 4.17’de gösterildiği gibidir. Gazın emilmesi işlemi dönen bir sıvı halkası yardımıyla olur. Fan ve mil gövdeye göre eksantrik olarak yerleştirilmiştir. Pompa çalıştığında fan, içerisindeki sıvıyı merkezkaç kuvvet etkisiyle gövde iç çeperlerine savurur ve bir sıvı halkası oluşturur. Oluşan sıvı halkasının ortasındaki bölümde fan kanatları arasındaki hacmin daralması ve genişlemesi vasıtasıyla emme ağzından emilen gaz, çıkış ağzından bir miktar sıvı ile birlikte tahliye edilir. Sıvı halkasının oluşumu için uygun bir sıvı ( genellikle bu akışkan su seçilir. ) seçildiğinde hemen hemen her türden gaz ve buharın hareketi sağlanabilir.

Pompanın hareketli parçaları pompa gövdesinin sabit parçalarıyla temasta olmadığından çalışma esnasında mekanik aşınma çok azdır.

Tesisteki “Hogging” vakum sistemlerinin ekipmanları şunlardır.

- 2 adet vakum pompası
- 2 adet levha ısı değiştiricileri
- 2 sıvı halka su deposu ve ayırma tankı

#### 4.4.2 “Holding” Vakum Sistemi

“Holding” vakum sistemi de “Hogging” vakum sistemi gibi biri ana ünite diğeri yedek ünite olmak üzere 2 adet bulunmaktadır. “Holding” vakum sistemi “Hogging” sistemini ile birlikte ana buhar borusunun basıncını 25 kPa seviyesine kadar düşürür. Bu değerin altında “hogging” devreden çıkar fakat normal çalışma süreci içinde “Holding” vakum sisteminden bir tanesi sürekli devrededir. “Holding” vakum sistemi şekil 3.5’te görüldüğü gibi ters akışlı boru demetlerine bağlıdır. Burada ters akışlı ifadesinin anlamı “Holding” vakum sistemi boru demetlerine bağlandığı noktadan gazların, havanın ve yoğuşmamış buharın yukarı yönde hareketini sağladığı sırada yoğuşan su buharının aşağı yönde hareket etmesidir. Yukarıda bahsedildiği gibi aynı kanatlı boru içerisinde iki akışkanın ters yönde hareket etmesi ile bu tip boru demetlere ters akışlı boru demetleri ismi verilmiştir.



**Şekil 4.18 :** Tesiste yer alan 2 adet ‘Holding’ sisteminin resmi

“Holding” vakum sistemi ana buhar borusunda basıncı 17 kPa altına indirdikten sonra hava soğutmalı yoğuşturucu artık buhar almaya hazır hale gelmiştir. Buharın

yavaş yavaş ana buhar borusuna gelmeye başlamasıyla vakum operasyon seviyesi olan 7 kpa seviyesine kadar düşürülür. “Holding” sisteminin yardımı ile hava sıcaklığına bağlı olarak HSY’nin vakum değeri 5 kPa ile 15 kPa arasında tutulur.

“Holding” vakum sisteminin çalışma prensibi “holding” vakum sistemi ile aynıdır. Bu sistem de sıvı halka tipi motorla çalışan vakum pompalarına sahiptir. Ayrıca, “Holding” pompalarına yardım etmek için ilave olarak buhar ejektörü monte edilmiştir. Buhar ejektörü, bu yolla HSY’nin içindeki basıncın hemen hemen iki katında bir basınçla çalışan emme pompasına bağlıdır.

“Holding” sisteminin amacı, boru demetlerinden temel olarak hava ve gazları uzaklaştırmaktır. Hava, HSY sistemindeki kaçaqlardan, vakum altında çalışma durumundan, diğer ekipmanlardan ve LP (Alçak basınç) türbinin sızdırmazlık ekipmanlarından HSY sistemine girer. Eğer bu hava sistemden uzaklaştırılmaz ise, sistem içinde istenmeyen basınç artışlarına sebep olur.

“Holding” sistemini şunlardan oluşmaktadır:

- 2 vakum pompası + 2 buhar ejektörü
- 2 levha ısı değıştircileri
- 1 sıvı halka su deposu ve ayırma tankı



## 5. PARAMETRİK ÇÖZÜMLEME, DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI VE EKONOMİK DEĞERLENDİRME

### 5.1 Parametrik Çözümleme

Boyutları ve yapısı sabit ve daha önce Bölüm 2’de tanımlanan bir hücre esas alınmak üzere, boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin ısı geçişi ve basınç düşüşünün etkisini araştırmak amacıyla hava soğutmalı yoğuşturucunun bir hücresi ele alınıp incelenmiştir. İncelenen hücrenin geometrik özellikleri şekil 3.4’te verilmiştir.

Çözümlemede şekil 3.4’te gösterilen temel hücre boyutları aynı kalmak üzere, hücre içindeki boru demetlerinde kanat yüksekliği ve boru demetlerinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı değiştirilerek, bu değişikliklerin hücrenin ısı yükü üzerindeki etkisi incelenmiştir.

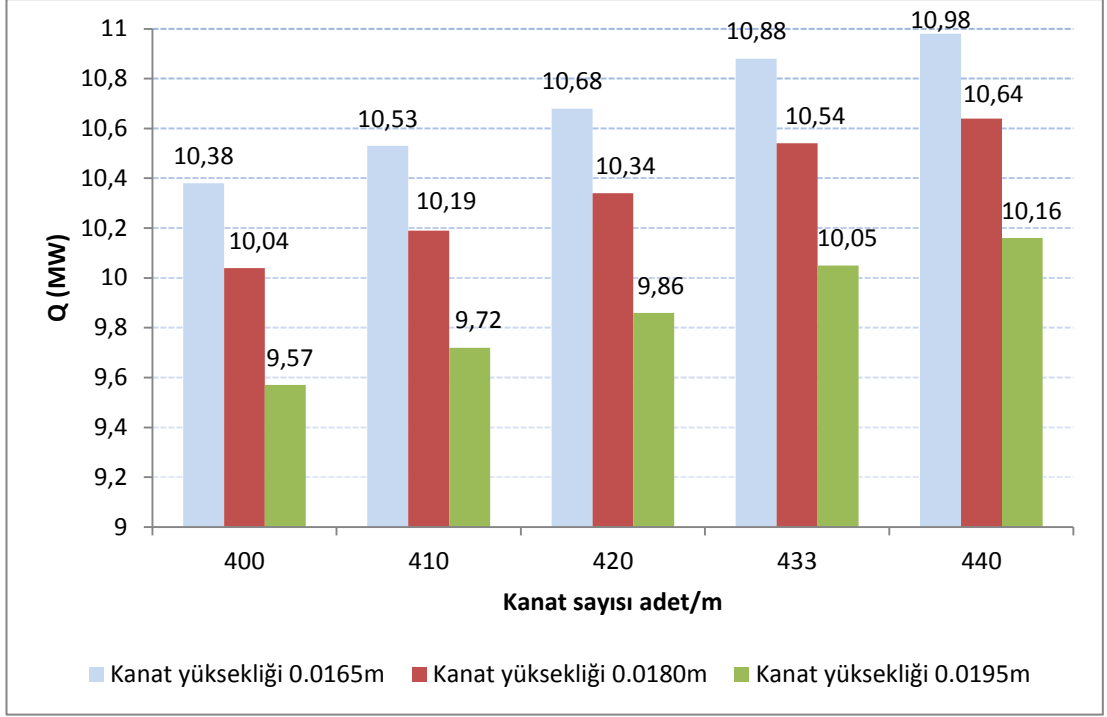
Çözümleme, boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayıları 400, 410, 420, 433, 440 ve kanat yükseklikleri 0.0165 m, 0.0180 m, 0.0195 m değerleri için yapılmıştır.

Çözümlemeyi yapmak için MATLAB dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programın akış diagramı EK-C’de verilmiş olup, hesaplamalar Bölüm 3’de açıklanan yöntem ve bağıntılara dayanmaktadır. Programda hesaplanan sonuçlar çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1’de dokuzuncu satırda yer alan değerler, referans olarak alınan santralin hava soğutmalı yoğuşturucusunun dizayn değerleridir. Çizelge 5.1’de verilen değerler, boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değişimi ile hesaplanan ısı yüklerini ve diğer tasarım bilgilerini vermektedir.

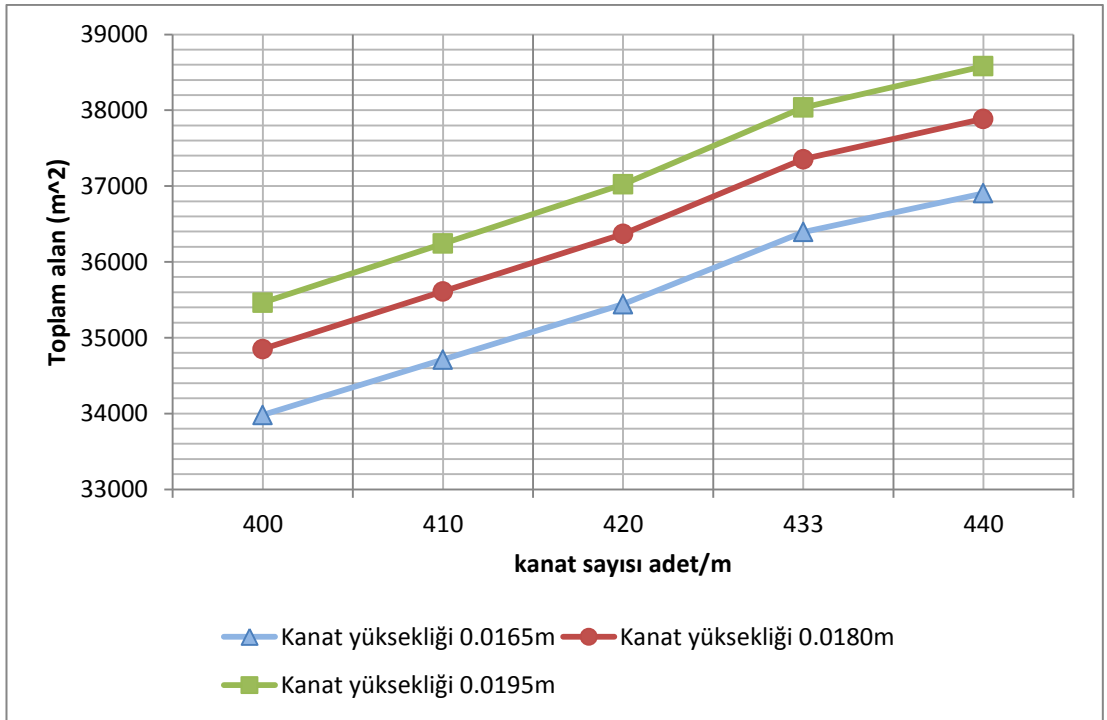
**Çizelge 5.1 :** Bir hücrenin kanat yüksekliği ve birim yükseklikteki kanat sayısı değişimleri ile elde edilen MATLAB çıktı sonuçları

$t (^{\circ}C)$ (hava)	$t (^{\circ}C)$ (su)	Kanat yüksek.(m)	Kanat sayısı	$\Delta tm$	Reynolds	$h$ (hava) ( $W/m^2K$ )	$h$ (su) ( $W/m^2K$ )	Kanat ver.	Hava hızı(m/s)	Toplam alan( $m^2$ )	$Q$ (MW)	$U$ ( $W/m^2K$ )
15	37	0,0165	400	11,95	7852,3	30,66	12690,64	0,85	3,3	33980,65	10,38	25,56
<b>15</b>	<b>37</b>	<b>0,0165</b>	<b>410</b>	<b>11,95</b>	<b>7874,14</b>	<b>30,45</b>	<b>12666,22</b>	<b>0,85</b>	<b>3,31</b>	<b>34711,66</b>	<b>10,53</b>	<b>25,39</b>
15	37	0,0165	420	11,95	7896,09	30,25	12642,63	0,85	3,32	35442,67	10,68	25,23
15	37	0,0165	433	11,95	7924,82	30	12613,13	0,85	3,33	36392,98	10,88	25,02
15	37	0,0165	440	11,95	7940,37	29,87	12597,78	0,85	3,34	36904,69	10,98	24,91
15	37	0,018	400	11,95	7618,94	29,52	12502,27	0,83	3,2	34851,61	10,04	24,11
15	37	0,018	410	11,95	7640,27	29,32	12477,47	0,83	3,21	35610,17	10,19	23,95
15	37	0,018	420	11,95	7661,72	29,13	12453,52	0,83	3,22	36368,74	10,34	23,8
<b>15</b>	<b>37</b>	<b>0,018</b>	<b>433</b>	<b>11,95</b>	<b>7689,79</b>	<b>28,89</b>	<b>12423,6</b>	<b>0,84</b>	<b>3,23</b>	<b>37354,87</b>	<b>10,54</b>	<b>23,61</b>
15	37	0,018	440	11,95	7704,98	28,76	12408,02	0,84	3,24	37885,87	10,64	23,51
15	37	0,0195	400	11,95	7276,87	28,15	12335,54	0,82	3,06	35463,22	9,57	22,59
15	37	0,0195	410	11,95	7296,87	27,96	12310,03	0,82	3,07	36242,86	9,72	22,44
15	37	0,0195	420	11,95	7316,98	27,78	12285,4	0,82	3,08	37022,5	9,86	22,3
15	37	0,0195	433	11,95	7343,28	27,55	12254,63	0,82	3,09	38036,02	10,05	22,12
15	37	0,0195	440	11,95	7357,53	27,43	12238,62	0,82	3,09	38581,77	10,16	22,03



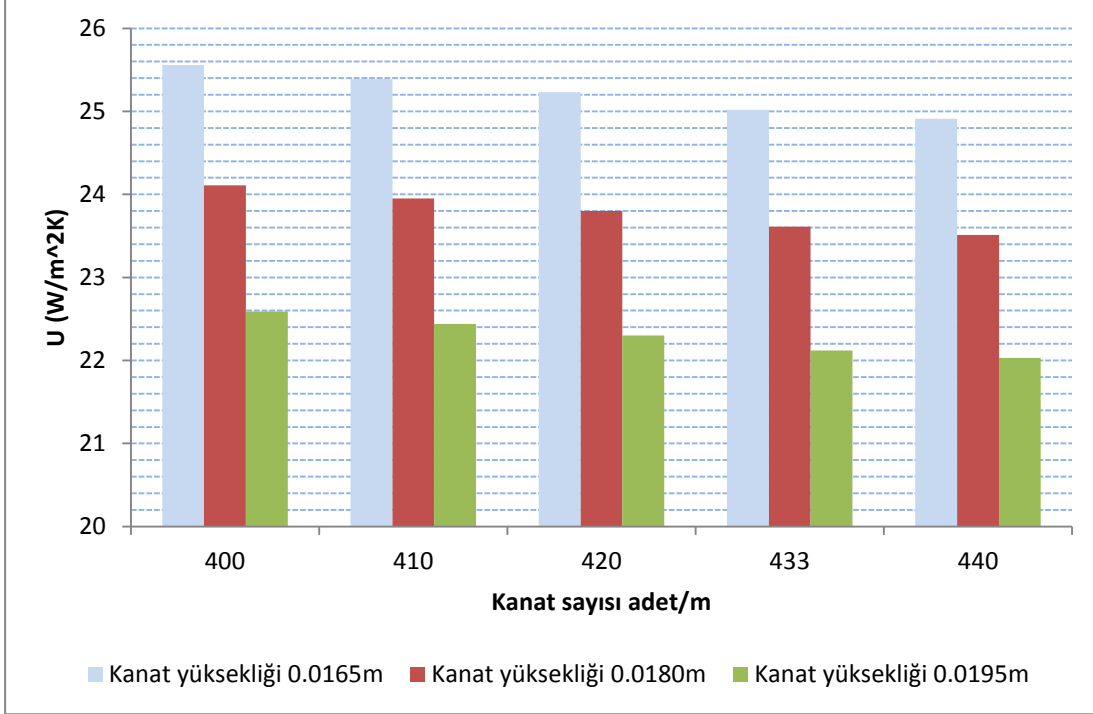
**Şekil 5.1 :** Bir hücrenin kanat sayısı ve kanat yüksekliğine göre ısı yük değişim eğrisi

Şekil 5.1 boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısı ve kanatın yüksekliğine göre ısı yükün değişimini göstermektedir.

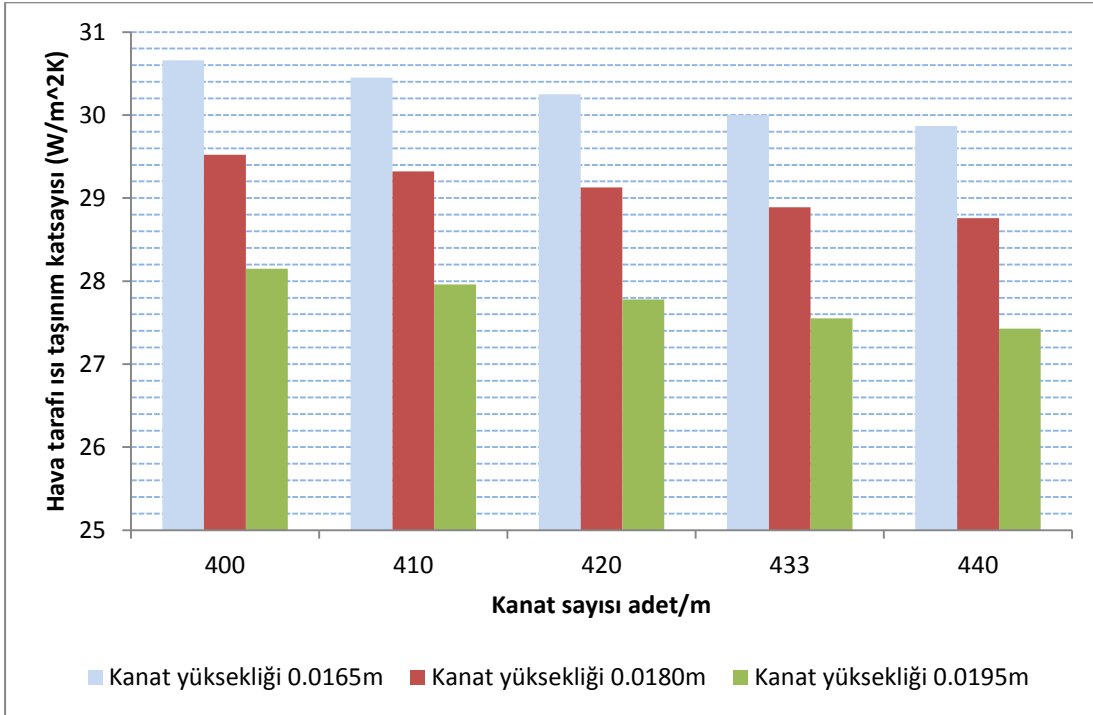


**Şekil 5.2 :** Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine göre toplam alan değişim eğrisi

Şekil 5.2’de bir hücrenin birim yükseklikteki kanat sayısındaki ve kanat yüksekliğindeki değişimin toplam alan üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekil 5.3’de görüldüğü üzere, kanat sayısının ve uzunluğunun azalması U değerini arttırmaktadır.



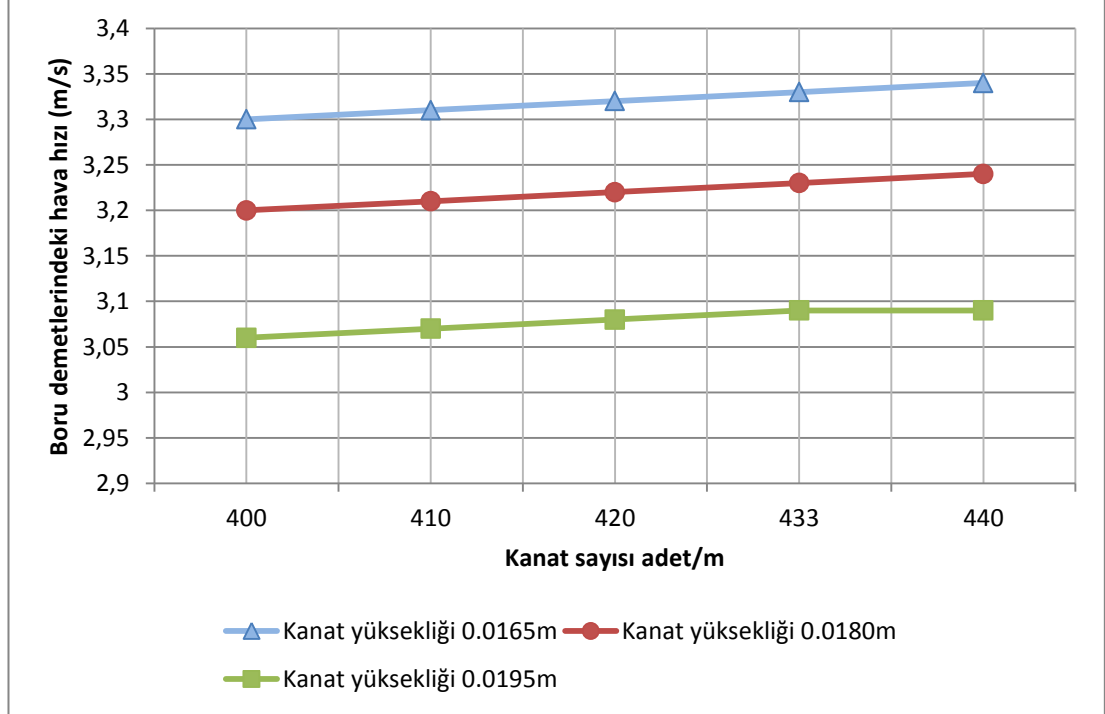
Şekil 5.3 : Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine bağlı olarak U değişim eğrisi



Şekil 5.4 : Bir hücrenin kanat sayısı ve yüksekliğine bağlı olarak hava tarafı ısı taşınım katsayısı değişim eğrisi



Şekil 5.4’de bir hücrede kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değişimi ile hava tarafı ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanat sayısı ve kanat yüksekliği azaldıkça, hava tarafı ısı taşınım katsayısı artmaktadır.



Şekil 5.5 : Bir hücrenin kanat sayısına ve yüksekliğine göre hava hızı değişim eğrisi

Şekil 5.5 bir hücrenin kanat sayısı ve kanat yüksekliğine bağlı olarak, boru demetlerindeki hız değişimini göstermektedir.

Ayrıca, kanat yüksekliğinin ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısının değişimi ile kanatlarda oluşacak olan sürtünme katsayısı değerinin belirlenmesi için şekil 3.8’deki grafikten yararlanılmıştır. Kanat sayısının ve yüksekliğinin değişmesi ile elde edilen hava hızlarına karşılık gelen sürtünme katsayıları grafikten okunmuştur. Denklem (3.30) ile basınç düşüşü farkı ve Denklem (3.29) ile fan gücü hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler çizelge 5.2’de verilmiştir.

**Çizelge 5.2 :** Kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değişimi ile sürtünme katsayısı, basınç düşüsü ve fan güçleri değişim değerleri

<b>Kanat yüksekliği m</b>	<b>Kanat sayısı adet/m</b>	<b>Reynolds</b>	<b>Hava hızı (m/s)</b>	<b>Sürtünme katsayısı. (Şekil 3.7)</b>	<b><math>\Delta P</math> basınç düşüsü Pa (Denklemler 3.30)</b>	<b>Fan gücü (kWe)</b>
0,0165	400	7852,3	3,3	20,4	122,19	94,59
0,0165	410	7874,14	3,31	20,38	122,81	95,07
0,0165	420	7896,09	3,32	20,36	123,43	95,56
0,0165	433	7924,82	3,33	20,34	124,05	96,04
0,0165	440	7940,37	3,34	20,32	124,67	96,52
0,018	400	7618,94	3,2	20,6	116,02	89,82
0,018	410	7640,27	3,21	20,58	116,63	90,29
0,018	420	7661,72	3,22	20,56	117,25	90,77
0,018	433	7689,79	3,23	20,54	117,86	91,24
0,018	440	7704,98	3,24	20,52	118,48	91,72
0,0195	400	7276,87	3,06	20,88	107,53	83,25
0,0195	410	7296,87	3,07	20,86	108,13	83,71
0,0195	420	7316,98	3,08	20,84	108,73	84,18
0,0195	433	7343,28	3,09	20,82	109,34	84,64
0,0195	440	7357,53	3,09	20,82	109,34	84,64

## 5.2 Doğrulama Çalışması

Bu bölümde, Yeni Elektrik Üretim A.Ş. 865 MWe birleşik gaz buhar çevrim santralına ait A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucudan alınan gerçek sonuçlar ile Bölüm 3’de verilen hesaplama yönteminin kuramsal sonuçları karşılaştırılmıştır.

Hesaplama iki farklı hava sıcaklığı için yapılmıştır.

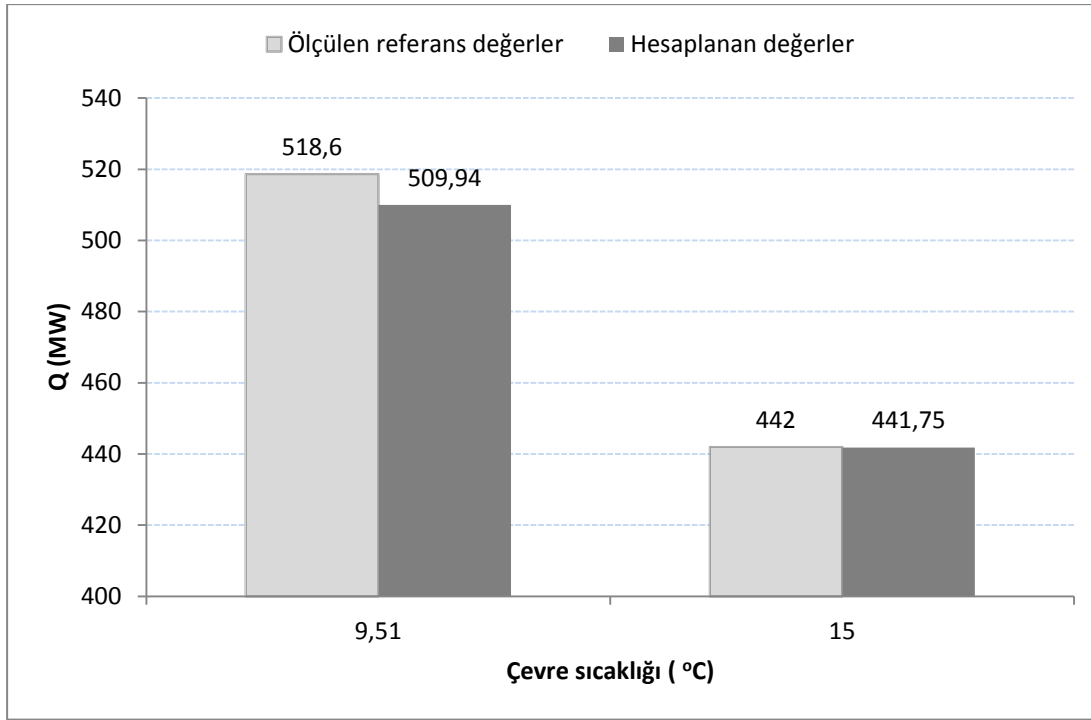
$T_{\text{hava}}=9.51^{\circ}\text{C}$  ( Performans testi sırasındaki sıcaklık değeri)

$T_{\text{hava}}=15^{\circ}\text{C}$  ( Dizayn referans değeri)

Yukarıda belirtilen iki farklı çevre sıcaklığında, referans olarak alınan santralın hava soğutmalı yoğuşturucusunun bu çalışmada kullanılan yöntem ile hesaplanan ısı yükü ile santralın performans testi sırasında ölçülen değer ve dizayn referans değerlerinin karşılaştırması çizelge 5.3’te ve şekil 5.6’da verilmiştir.

Referans alınan santralda yoğuşturucunun tasarım ısı yükü 442 MW’dır. Bu değer  $15^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığına göre belirlenen değerdir. Çevre sıcaklığının  $9.51^{\circ}\text{C}$  olduğu performans testinde ölçülen ısı yükü 509.9 MW ile 528.12 MW arasındadır. Performans testi sırasında ortalama ısı yükü 518.6 MW olarak bulunmuştur. Bu sıcaklık için hesaplanan değer ise 509.94 MW alınmıştır. Çevre sıcaklığı  $9.51^{\circ}\text{C}$  iken fark %1.7, çevre sıcaklığı  $15^{\circ}\text{C}$  iken fark %0.05 olup, ölçüm ve hesaplama hatalarının sınırları içindedir. Böylece hesaplama yöntemi doğrulanmış olmaktadır.

Şekil 5.6 referans olarak alınan Yeni Elektrik güç santralında yer alan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucudan elde edilen ölçüm değerlerinin Bölüm 3’te belirtilen formüller ile hesaplanan değerler ile karşılaştırılmasını göstermektedir. Böylelikle hem  $15^{\circ}\text{C}$  sıcaklığında hesaplanan ısı yükü hem de  $9.51^{\circ}\text{C}$  sıcaklığında hesaplanan ısı yükü miktarlarının referans olarak alınan A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucunun gerçek ölçümler ile elde edilen değerlerine çok yakın olduğu görülmektedir.



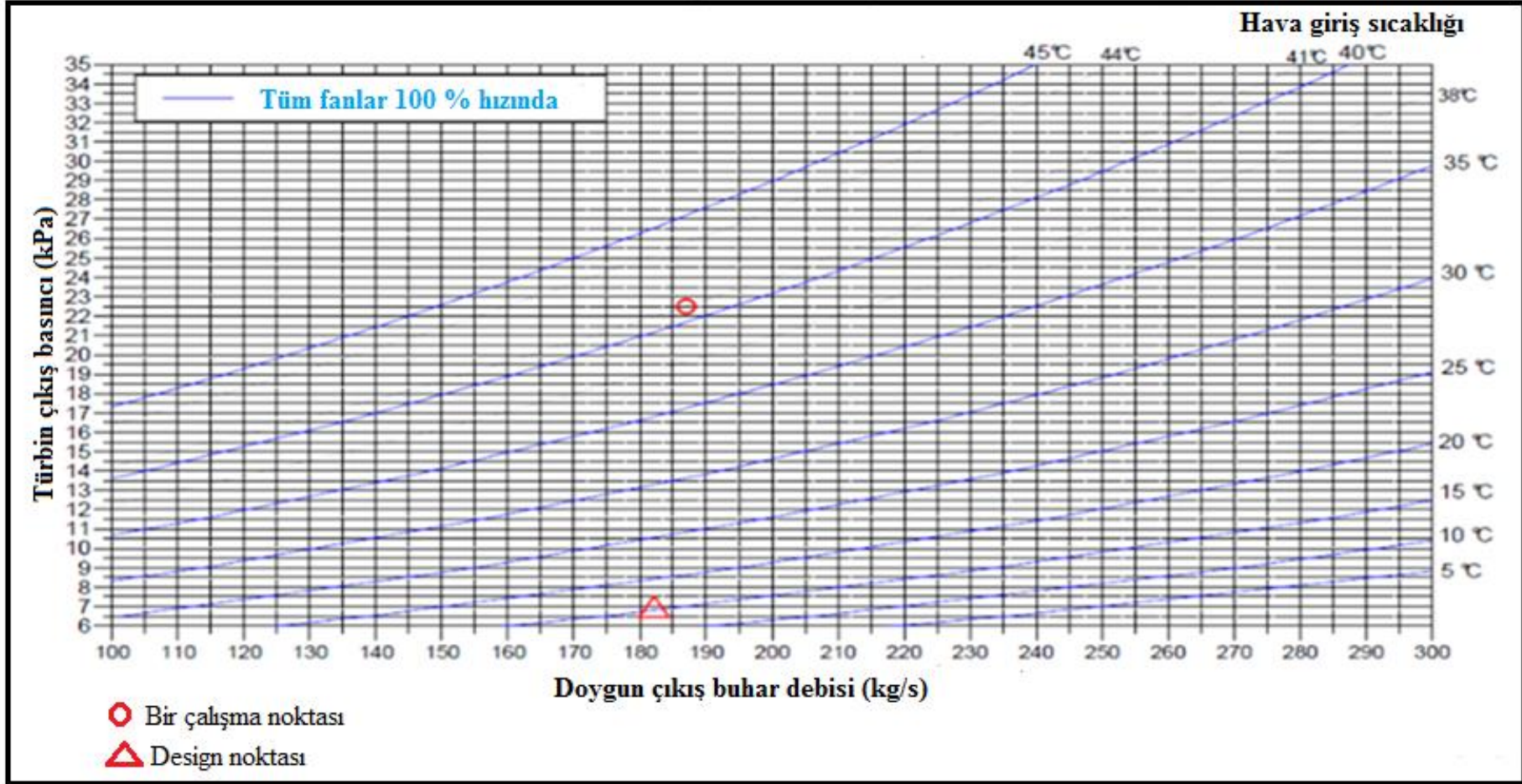
**Şekil 5.6 :** Ölçülen referans değerler ile hesaplanan değerlerin ısı yük miktarları karşılaştırması

**Çizelge 5.3 :** İki farklı çevre sıcaklığında yapılan hesaplamaların MATLAB verileri

**Yeni Elektrik santralından alınan veriler ile iki farklı sıcaklıkta hesaplanan değerler**

$t (^{\circ}C)$ (g.hava)	$t (^{\circ}C)$ (ç.hava)	<i>Reynolds</i>	$h$ (hava) ( $W/m^2K$ )	$h$ (su) ( $W/m^2K$ )	$Q$ (MW)	$Q$ (kap.)	$Fan$ (kWe)	$U$ ( $W/m^2K$ )	$V$ (m/s)
9,51	25,95	7939,47	29,09	10730,4	509,94	457,65	79,03	23,631	3,23
15	31,44	7689,72	28,89	11901,1	441,75	440,83	79,26	23,577	3,23

Şekil 5.7’de 865 MWe gücündeki bir güç santralına ait A yapılı hava soğutmalı yoğunlaştırıcısının performans eğrisi gösterilmektedir. Şekildeki eğri üzerinde biri 15 °C çevre sıcaklığındaki performansı ifade ederken, bir diğeri ise 41 °C çevre sıcaklığındaki performansı göstermektedir. Santralın tam yükte çalışması durumunda 15 °C çevre sıcaklığında türbin çıkış basıncı 6.8 kPa olurken, 41°C çevre sıcaklığında türbin çıkış basıncı 22.5 kPa olmaktadır. Buna göre türbin çıkış basıncının artması buhar türbininden elde edilebilecek güç üretimini düşürmektedir



Şekil 5.7 : Yeni Elektrik 865 MW santralına ait A yapılı Hava soğutmalı yoğuşturucusunun performans eğrisi[8]

### 5.3 Ekonomik Analiz

Bu bölümde, kuru tip hava soğutmalı yoğuşturucunun ve ıslak tip doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucunun (soğutma kulesi) maliyet analizi yapılmıştır.

Bir güç santralında ne tür bir yoğuşturucunun kullanılacağına sonuçta ekonomik gerekçeler yön gösterecektir. Bu çalışmada oluşturulan ve aşağıda açıklanan basit ekonomik modelin ilk olurluluk çalışmaları sırasında yararlı olacağı düşünülmektedir. Ekonomik analizi etkileyen değişkenler aşağıda verilmiştir.

$P$  : Buhar türbininin gücü (kW)

$W_T$  : Türbine giren 1 kg buhar için türbinde yapılan iş (kJ/kg)

$\phi$  : Santralin yük faktörü, başka bir deyişle % olarak bir yıldaki çalışma süresi

$f_{su}$  : Yoğuşturucu soğutma suyunun birim fiyatı, yaklaşık 5.5 TL/ton alınabilir.

$f_{elekt}$  : Elektrik birim fiyatı, yaklaşık 0.3 TL/kWh alınabilir.

$Y_{kuru}$  : Kuru HSY'nin yatırım maliyeti (TL)

$Y_{ıslak}$  : Islak HSY'nin (soğutma kulesi) yatırım maliyeti (TL)

Kuru HSY'nin yıllık toplam maliyeti Denklem (5.1) ile hesaplanabilir.

$$Y_{kuru} \cdot CRF + 8760 \cdot \phi P \cdot (0.01) \cdot f_{elekt} + M_{kuru} \quad (5.1)$$

veya

$$Y_{kuru} \cdot CRF + 87.6 \cdot \phi \cdot P \cdot f_{elekt} + M_{kuru}$$

Burada, Denklem (5.1)'in birinci terimi kuru HSY'nin yıllık maliyetini, ikinci terimi kuru HSY'deki fanların elektrik tüketim maliyetini ve üçüncü terimi kuru HSY'nin bakım ve onarım maliyetini vermektedir.

$$CRF = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5.2)$$

Amortizman faktörü Denklem (5.2) ile verilmiştir. Yoğuşturucu fanlarını çalıştırmak için gerekli gücün buhar türbininin toplam gücüne oranını veren ampirik çarpanın değeri 0.01'dir. Yeni Elektrik güç santralının yıllık olarak fanların çalışma kapasitesi

%80 civarında olduğu incelenmiştir. Fanların gücünün buhar türbininin toplam gücüne oranı ile fanların çalışma kapasitesi çarpılması sonucu ampirik çarpan değeri 0.01 bulunmuştur. 8760 bir yıldaki saat, 3600 bir saatteki saniye sayısı olmaktadır.

Islak HSY'nin yıllık toplam maliyeti ise Denklem (5.3) ile hesaplanabilir.

$$Y_{islak} \cdot CRF + 8760 \cdot \phi \cdot (0.6) \cdot \frac{P}{W_T} \cdot 3600 \cdot f_{su} + M_{islak} \quad (5.3)$$

veya

$$Y_{islak} \cdot CRF + 18921600 \cdot \phi \cdot \frac{P}{W_T} \cdot f_{su} + M_{islak}$$

Burada, Denklem (5.3)'ün birinci terimi ıslak HSY'nin yıllık yatırım maliyetini, ikinci terimi ıslak HSY'nin su tüketim maliyetini ve üçüncü terim ıslak HSY'nin bakım ve onarım maliyetini ifade etmektedir.

Burada, 0.6 değeri türbine giren birim buhar kütlesi için soğutma kulesinde havaya karışarak kaybolan yoğuşturucu soğutma suyu oranıdır. Bu değer 7 kPa basınçta çalışan bir buhar santrali yoğuşturucuna enerjinin korunumu uygulanarak, bulunmuştur. CRF yaklaşık olarak 0.1,  $W_T$  , yaklaşık olarak 1400 kJ/kg alınabilir.

Yukarıdaki formülleri kullanarak, hava soğutmalı yoğuşturucunun (HSY) yıllık fan elektrik tüketim maliyeti ile ıslak doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucunun yıllık su tüketim maliyeti karşılaştırılmıştır.

Hava soğutmalı yoğuşturucunun fan elektrik tüketim maliyeti Denklem (5.1)'in yardımıyla bulunur. Referans olarak alınan tesisin buhar türbin gücü 280 MW ve yük faktörü %72'dir. Buna göre yoğuşturucu fan gücü yaklaşık olarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$M_{fan} = 8760 \times 0.72 \times 280000 \times 0.01 \times 0.3 = 5\,298\,048 TL$$

Islak doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucunun yıllık su tüketim maliyeti Denklem (5.3) yardımıyla bulunur.

$$M_{su} = 8760 \times 0.72 \times 0.6 \times \frac{280000}{1400} \times 3600 \times 0.0055 = 14\,985\,907.2 TL$$

Yukarıdaki hesaplamalar doğrultusunda, kuru soğutmalı yoğuşturucu ile yaklaşık 5.3 milyon TL'lik fan elektrik tüketim maliyeti varken, ıslak hava soğutmalı yoğuşturucu ile yaklaşık 15 milyon TL'lik su tüketim maliyeti olmaktadır.





## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kuru tip yoğuşturucular kanatlı boru türü yoğuşturuculardır. Bu tür yoğuşturucularda su buharı düşük basınçta borular içinde yoğuşurken, boruların dışında akan ise soğutucu görevi görür. Bu çalışmada, kuru tip yoğuşturucular üzerinde bir literatür araştırması yapılmıştır ve tasarım yöntemleri incelenmiştir.

Bu çalışmada A tipi hava soğutmalı yoğuşturucular üzerinde odaklanılmıştır. Yapılan araştırma sonunda borular içinde ve boruların dışında taşınım katsayılarının hesaplanması için bağıntılar ortaya konmuştur.

Tasarım problemi olarak tanımlanabilecek, verilen bir debideki ve basınçtaki su buharının yoğuşturulması için gerekli yoğuşturucu alanının, borulama düzeninin, kanat ve modül yapısı ile fan gücünün hesaplanması için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Geliştirilen bilgisayar programı kullanılarak belirli bir modül (hücre) yapısı içinde kanat yüksekliklerinin ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayılarının yoğuşturucunun ısı yükünü, fan yükünü ve alanını nasıl etkilediği araştırılmıştır.

Yapılan bu parametre çalışmaları sonucunda;

- Kanat yüksekliğinin azalması ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısının artması ile ısı yükü arttığı gözlenmiştir.
- Kanat yüksekliğinin ve boru demetinin birim yüksekliğindeki kanat sayısının artması ile toplam ısı geçiş alanının arttığı görülmektedir.
- Kanat yüksekliğinin azalması ve birim yükseklikteki kanat sayısının artması ile basınç düşüş farkı artmaktadır. Bunun neticesinde, fan gücünde artış görülmektedir.
- Kanat yüksekliğinin ve kanat sayısının azalması ile hava taşınım katsayısının arttığı gözlenmiştir.

- Kanat yüksekliği ile kanat sayısı değiştirilen ve referans ısı yükü sağlayan boru demetinin toplam ısı transfer katsayısı yaklaşık olarak % 7.5 oranında artışı gözlenmiştir.
- Kanat yüksekliği ile kanat sayısı değiştirilen ve referans ısı yükü sağlayan boru demetinin hava hızında % 2.47'lik artış incelenmiştir.
- Bir boru demetinde mevcut durum için 39 adet kanatlı boru bulunurken, kanat yüksekliği ile kanat sayısı değiştirilen ve referans ısı yükü sağlayan boru demetindeki boru sayısı 41 tane olmuştur. Buna göre, her bir boru demetine 2 tane kanatlı boru ağırlığı kadar ağırlıkta yük binecektir. Şekil 3.1'de gösterilen bir kanatlı borunun yaklaşık ağırlığı 90 kg'dır. Yoğuşturucuda 504 adet boru demeti bulunduğundan bu miktar yaklaşık olarak 90720 kg'a karşılık gelir. Aynı zamanda 0.25 mm kalınlığındaki alüminyumun 1 m<sup>2</sup>'deki ağırlığı 0.633 kg/m<sup>2</sup>'dir. Kanat yüksekliği ile kanat sayısı değiştirilen ve referans ısı yükü sağlayan boru demeti ile tasarruf yapılan 111015 m<sup>2</sup>'lik alüminyum levhanın ağırlığı 35136 kg'dır. Sonuç olarak, yoğuşturucuya net 55584 kg ilave yük binmiştir.
- Alüminyum fiyatı yaklaşık olarak 2000 USD/ton alınır, 35136 kg alüminyumun fiyatı yaklaşık olarak 70272 USD olmaktadır. Kanat yüksekliği ile kanat sayısı değiştirilen ve referans ısı yükü sağlayan boru demeti ile yoğuşturucuya ilave gelen boru ağırlığı (kanatlar hariç) yaklaşık 60.782 kg'dır. Karbon çeliğin tonu yaklaşık 800 USD alınır, karbon çelik borunun fiyatı 49015 USD'dir. Sonuç olarak, kanat alanının azalması ile alüminyum kanatlardan sağlanan kar oranından, yoğuşturucuya ilave edilen karbon çelik boruların fiyatı çıkarıldığında net 21257.4 USD malzemedan kar elde edilir.

Geliştirilen bilgisayar programının çıktıları, Gebze, Dilovası bölgesinde bulunan Yeni Elektrik 865 MW santralının A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucusunun işletme değerleri ile karşılaştırılmıştır. Santralda yapılan performans testi sırasında A yapılı hava soğutmalı yoğuşturucudan 9.51 °C çevre sıcaklığında 518.6 MW ısı yük ölçümü yapılmış ve 15 °C çevre sıcaklığında referans ısı yük 442 MW olarak elde edilmiştir. Bölüm 3'te verilen formüller kullanılarak, geliştirilen model ile 9.51 °C çevre sıcaklığı için 509.6 MW, 15 °C çevre sıcaklığı için 441.75 MW ısı yük hesaplanmıştır. Çevre sıcaklığı 9.51 °C iken aradaki fark %1.7, çevre sıcaklığı 15 °C iken aradaki fark %0.05 hata payları hesaplanmıştır. Bu değerler ölçüm ve hesaplama

hatalarının sınırları içerisinde. Ölçülen ve hesaplanan değerlerin birbirine çok yakın olması ile modelin doğruluğu ispatlanmıştır.

Bölüm sonunda referans santral büyüklüğü esas alınarak, kuru hava soğutmalı yoğuşturucu ile ıslak doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucunun maliyet analizi yapılmıştır. Kuru hava soğutmalı yoğuşturucunun fan elektrik tüketim maliyeti ile ıslak doğal akışlı hava soğutmalı yoğuşturucusunun su tüketim maliyeti karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma neticesinde, kuru HSY ile yaklaşık 5.3 milyon TL fan elektrik tüketim maliyeti olurken, ıslak HSY ile yaklaşık 15 milyon TL su tüketim maliyeti olmaktadır.



## KAYNAKLAR

- [1] **Conradie, A.E. ve Kröger, D.G.** (1995). Performance Evaluation Of Dry Cooling System For Power Plant Application, *Pergamon*, 1359-4311(95)00068-2
- [2] **Kröger, D.G.** (1994). Fan Performance in Air Cooled Steam Condensers, Heat Recovery & CHP, *14(4)* 391-399
- [3] **Başaran, M.** (2012). Enerji Yatırımları Fizibilite Raporu Hazırlanması Semineri. Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 29-31 Mart 2012 Ankara, Türkiye
- [4] **Çengel, Y. ve Boles, A.M.** (2008). Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, *Güzen Bilimsel, Beşinci Baskı*
- [5] **Johan, A. H.** (2008). Performance Characteristics of an air - cooled Steam Condenser Incorporating A Hybrid (Dry/Wet) Dephlegmator,
- [6] **Kraus, A.D., Aziz, A. ve Welty, J.** (2001). Extended Surface Heat Transfer, Wiley, New York.
- [7] **Maulbetsch, J.S. ve DiFilippo, M.N.** (2006). Cost and Value of Water Use At Combined-Cycle Power Plants, California Energy Commission, PIER Energy-Related Environmental Research, *CEC-500-2006-034*
- [8] **Ansaldo Energia Dökümanları** (2014). Proje dökümanları
- [9] **Tractebel Engineering** (2010). Yeni Elektrik 865 MWe Birleşik Gaz Buhar Çevrim Santralı Fizibilite Raporu
- [10] **Wurtz, W. M.** (2003). Why Every Air Cooled System Condenser Needs A Cooling Tower. Cooling Technology Institute
- [11] **Maulbetsch, J. S.** (2002). Comparison Of Alternative Cooling Technologies For California Power Plants: Economic, Environmental And Other Tradeoffs, EPRI, Palo Alto, CA, and California Energy Commission, Sacramento, CA, *500-02-079F*
- [12] **Lindahl, P. ve Jameson, R. W.** (1993). Plume Abatement and water conservation with wet/dry cooling towers, *CTI Journal, Vol.14(2)*
- [13] **Mitchell, R. D.** (1989). Survey Of Water-Conserving Heat Rejection Systems, EPRI report, Palo Alto, California, *GS-6252*
- [14] **Kröger, D.G.** (2004). Air Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design, PennWell Corporation, Tulsa, Oklahoma, USA, 2004
- [15] **Conradie, T. A. ve Kröger, D.G.** (1991). Enhanced Performance of A Dry Dry-Cooled Power Plant Thruh Air Precooling, Proceeing Of The International Power Generation Conference, ASME, San Diego, 1991

- [16] **Woest, M., Hearn, I. ve Lennon, S. J.** (1991). Investigation Into The Corrosion Behaviour Of Galvanized Finned Tubing For Cooling Under Enhanced Wet/Dry Cooling Conditions, ESCOM, *Scientific Investigations Report No. S91/030*
- [17] **NREL** (2006). Parabolic Trough Technology Workshop
- [18] **İbrahim ANAMERİÇ** (2014). Kişisel Görüş ve Tecrübeleri. Yeni Elektrik 865 MWe Kombine Çevrim Santralı Proje Direktörü, Mayıs 2012- Mayıs 2014.
- [19] **Yang, L., Tan, H., Du, X. ve Yang, Y.** (2011). Thermal-flow Characteristics of the new wave –finned flat tube bundles in air –cooled condensers. *International Journal of Thermal Sciences*, 53 (2012)166-174.
- [20] **James, L. T.** Thermal Environmental Engineering Second Edition, Prentice-Hall.Inc., Enblewood Cliffs, New Jersey
- [21] **Robert, W. S.** (2007). Process Heat Transfer Second Edition, *Academic Press*, pages 629-680

## **EKLER**

**EK A:** Yeni Elektrik 865 MWe gaz buhar çevrim santralına ait A yapılı hava yoğuşturucusunun tasarım değerleri

**EK B:** Türkiye’de inşaa edilmiş olan Heller kuru tip soğutma kulesine sahip santralların resimleri

**EK C:** Parametrik çözümleme için MATLAB’de oluşturulan modelinin algoritması

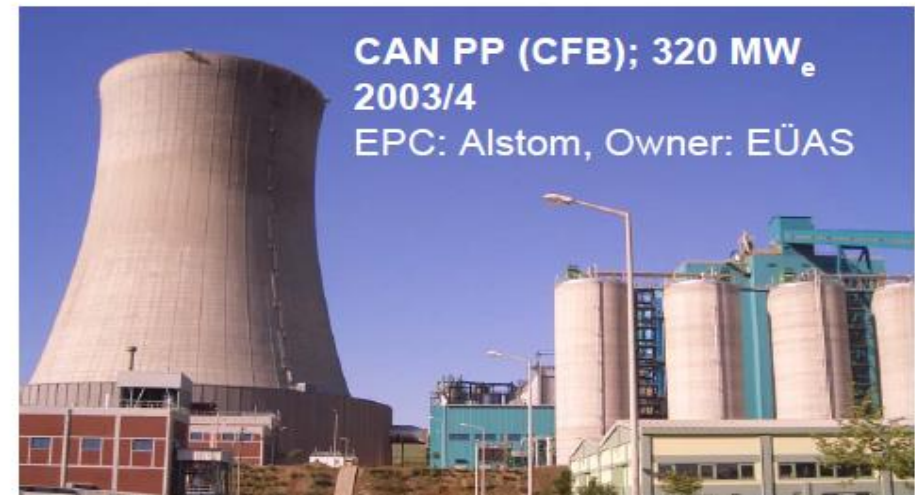
**EK A** Yeni Elektrik 865 MWe gaz buhar çevrim santralına ait A yapılı hava yoğuşturucusunun tasarım değerleri

THERMOHYDRAULIC DESIGN DATA		CONDENSER ARRANGEMENT	
Total heat duty	442 MW	Design	ACC A Frame
Total steam flow	198,67 kg/s	Total number of modules	42
Turbine exhaust pressure	68 mbar	Total number of streets	6
Enthalpy at turbine exhaust	2363,0 kJ/kg	Total width at columns	78,9 m
Wetness of steam	8,21 %	Total length at columns	93,4 m
Ambient air temperature	15 °C	Fan deck level	19,95 m
Ambient pressure	980 mbar	Top manifold height	35,14 m
Minimum ambient air temperature	-8 °C	Top wind wall height	31,64 m
ACC performance guarantee following VGB R 131 Me (top manifold wind velocity 5 m/s)		Maximum wind cross height	14,97 m
			4
		Main duct diameter	8,4 m
		Riser diameter	3,4 m
NOISE PARAMETERS		FAN AND DRIVE DESIGN	
Effective Sound Power Level	107 dB(A)	<u>Fan</u>	
Near field noise limit measured at 1,5m from ground level, from the fan deck platform level outside A frame and from the accessible walkways/staircases at 1 m from the equipment	85 dB(A)	Diameter	36 ft   10,973 m
		Fan blade material	FRP
			4
Including:	GRAVEL below the ACC	<u>Speed Reducer</u>	
		Type	Gearbox
		Reduction ratio	24,2
TUBE AND FIN GEOMETRY		<u>Motor</u>	
<u>Fin Tube</u>	Single Row Condenser	Nominal motor speed	1500/750 RPM
Design pressure	0,49 bar(g)	Nominal power per unit	90 kW
Design temperature	120 °C	Motor control type	
Shop test pressure	0,54 bar(g)		
Site leak test pressure	0,30 bar(g)		
<u>Core Tube</u>		POWER CONSUMPTION of FAN UNITS	
Material	C.S. Aluminium Cladded	Total consumed power at motor terminals	3600 kWe
Dimensions	219 x 19 mm	total power consumption is at 15°C, 5m/s wind speed and all fans running at nominal speed.	
<u>Finning</u>			
Material	Aluminum		
Fin shape	Corrugated		
Fin bonding to core tube	Brazing		
Dimensions	57 x 190 mm		
Fins per meter / Fins per inch	433.1 / 11 FPM/FPI		
<u>Tube Bundles</u>			
Number of fin tube bundles	504		
Number of tubes per bundle	39		
Total fin side heat exchanger surface	1.468.885,0 m <sup>2</sup>		
		<u>Notes:</u>	
		a) Data for wind speed 5 m/s	

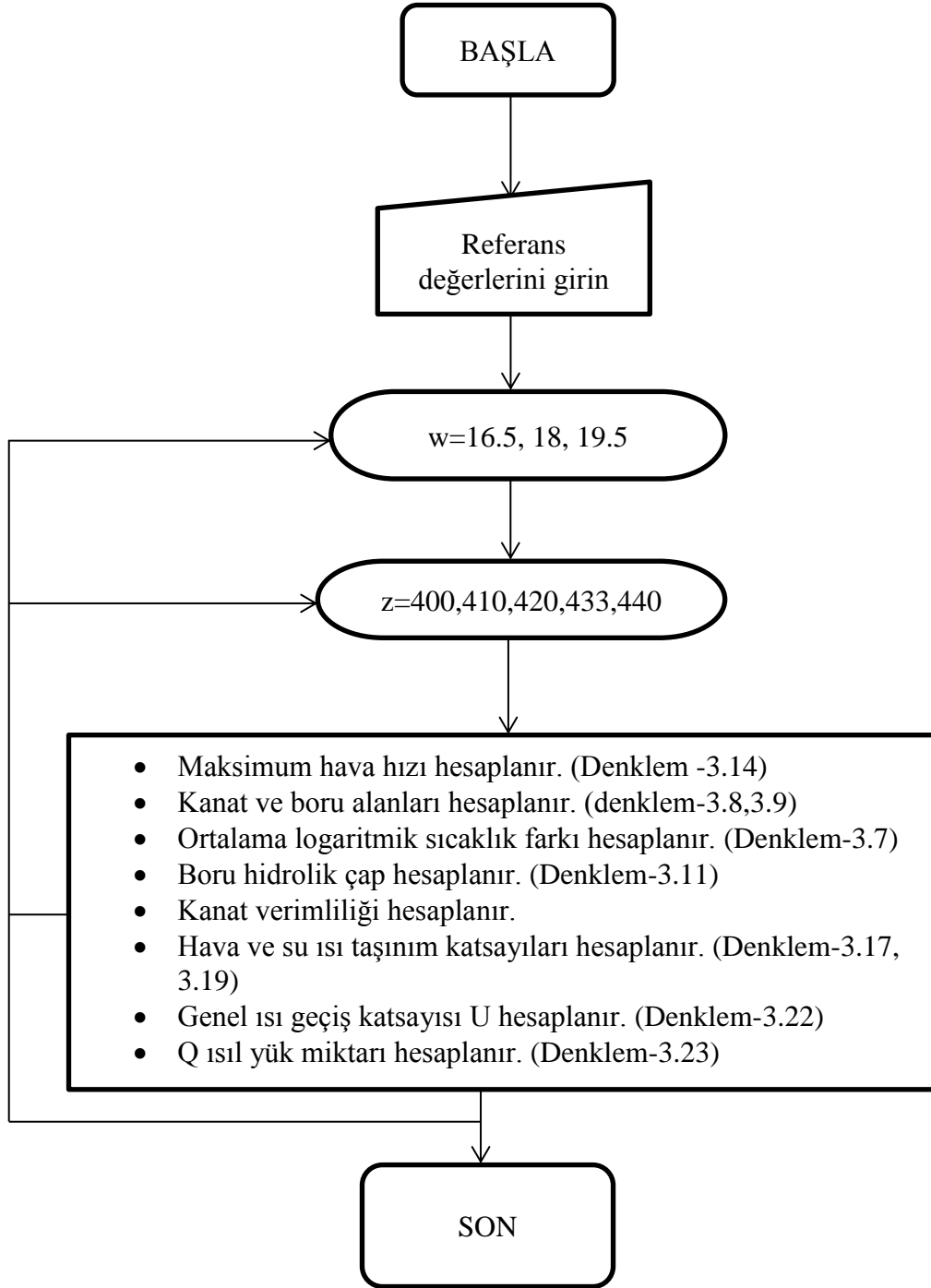


THERMAL DESIGN DATA					
Steam Flow	198,67	kg/s	Air Face Velocity	1,81	m/s
Pressure Turbine Exhaust	68	mbar	Air Mass Flow	26745	kg/s
Temperature Turbine Exhaust	38,49	°C	Ambient Air Pressure	980	mbar
Enthalpy Turbine Exhaust	2363,0	kJ/kg	Air Temperature Inlet   Outlet	15   31,45	°C
Turbine Exhaust Steam Quality	91,79	%	Relative Humidity		%
Duty	442	MW	Min   Max Ambient Temp.	-8   5   44	°C
Heat Transfer Coefficient (air side)	28,9	W/m²K	Top Windwall Wind Velocity	5	m/s
Condensate Temperature	34,82	°C	Mean Temperature Difference	10,412	K
Subcooling		K	Non Condensible Gas Flow	30	kg/h
Secondary Outlet Pressure	5,04	mbar			
CONDENSER GEOMETRY			TUBE BUNDLE DATA		
Number of Modules	42		Tube	Single Row Alex-W	
No of Streets and Modules/Street	6   7		No of Tube Rows and Passes	1   1	
Area at Columns (W x L):	13,15 x	13,338 m	No of Bundles per Module	12	
Total Plot Area (W x L)	78,90 x	93,366 m	No of Tubes per Bundle	39	
Fan Deck Height		20 m	No of Primary/Secondary Bundles	444   60	
Top Manifold Height		35,14 m	Dimension of Primary Bundle	11,2 x	2,223 m
Top Windwall Height		31,64 m	Dimension of Secondary Bundle	10,8 x	2,223 m
Total Surface (bare tube   fin)	100770,4	1468885 m²	Tube Pitch		57 mm
Street Layout	12C - 12C - [4D-8C] - 12C - 12C - [6D-6C] - 12C		Secondary Top Header Dimension		ND
DUCTS, PIPING			Secondary Top Header Nozzle Dimension	x	ND
Steam Duct Diameter		7 / 8,4 m	Bottom Header Nozzle Dimension at Primary   Secondary Module		
Riser Diameter		3,4 m			
Manifold Diameter Inlet [2nd]3rd	3,4   3,20   2,70	m	CORE TUBE DATA		
Condensate Header Diam.		0,711 m	Material	CarbonSteel	
No of Isolating Valves		NA	Tube Dimensions	219   19	mm
ACC Volume Including Ducts/Piping		10045 m³	flat type	Thickness	1,5 mm
FIN DATA			Finned Length (Primary/Secondary)	11,200   10,800	m
Material	Aluminum		MODULE		
Thickness (without coating)	0,25	mm	brazed	No of Primary   Second. Modules	37   5
FPI 11	Fins per meter	433,1	Plot Area (Width x Length)	78,90 x 93,366 m	
Length x Height	190 x	57 mm	MECHANICAL EQUIPMENT		
FAN DATA		ref 0488R3MAGM040	Fans per Module:	1	
Air Flow per Fan		538,0	m³/s		
Static Pressure		90,0	Pa		
Manufacturer & Model	CORIMCO - 50F/AX1.5R		Manufacturer/Type	FIMET / 315MB	
Diameter	36 ft	10,973 m	Nominal Power	90	kW
Blade Material/Number	FRP	5 blades	Nominal Speed	5   1500	750 RPM
Blade Angle	11,4 °   Efficiency	65 %	Voltage	690	V
Fan Speed	35,6 m/s	62,0 RPM	Frequency	50	Hz
Fan Shaft Power		71,0 kW	Terminal Power Motor   Guarantee	85,7	3600 kWe
			Control Mode		
			Motor Sound Power Level	78,0	dB(A)

**EK B** Türkiye’de inşaa edilmiş olan Heller kuru tip soğutma kulesine sahip santrallerin resimleri



**EK C** Parametrik çözümleme için MATLAB’de oluşturulan modelinin algoritması





## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad** : Erdal ŞAHİN  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Bakırköy – 07.03.1986  
**E-Posta** : erdalsahin86@hotmail.com  
**Lisans** : Yıldız Teknik Üniversitesi – Makina Mühendisliği

### Mesleki Deneyim

- 1- Temmuz 2012 – Nisan 2014 Yeni Elektrik Üretim A.Ş. 865 MWe Doğalgaz kombine çevrim santrali, Dilovası/Kocaeli – Saha Mühendisi
- 2- Mayıs 2014 - Gürış İnşaat ve Mühendislik A.Ş. 162 MWe Jeotermal güç santrali, Germencik/Aydın – Makina Mühendisi