

**YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YALOVA ÜNİVERSİTESİ KAMPÜSÜ İÇİN ENERJİ GÖRÜNÜMÜNÜN  
ÇIKARTILMASI VE YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARIYLA  
DESTEKLENME İMKANININ ARAŞTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Özlem KARA**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ümit ÜNVER**

**HAZİRAN 2019**



**YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YALOVA ÜNİVERSİTESİ KAMPÜSÜ İÇİN ENERJİ GÖRÜNÜMÜNÜN  
ÇIKARTILMASI VE YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARIYLA  
DESTEKLENME İMKANININ ARAŞTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Özlem KARA  
155103001**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı**

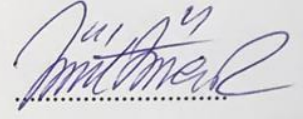
**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ümit ÜNVER**

**HAZİRAN 2019**



YALOVA Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 155103001 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Özlem KARA** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**Yalova Üniversitesi Kampüsü İçin Enerji Görünümünün Çıkarılması Ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarıyla Desteklenme İmkânının Araştırılması**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

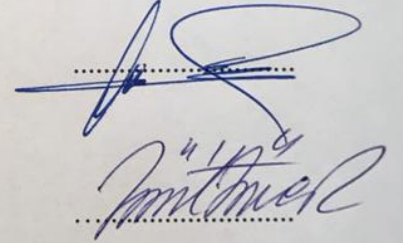
**Tez Danışmanı :** **Doç. Dr. Ümit ÜNVER**  
Yalova Üniversitesi



**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Fikret YÜKSEL**  
Yalova Üniversitesi



**Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI**  
Bursa Uludağ Üniversitesi



**Doç. Dr. Ümit ÜNVER**  
Yalova Üniversitesi

**Teslim Tarihi : 17 Mayıs 2019**  
**Savunma Tarihi : 13 Haziran 2019**



## ÖNSÖZ

Tez kapsamında yapılan analizlere sağladığı veri katkıları için Yalova İli Meteoroloji Müdürlüğü, Yalova Üniversitesi Yapı İşleri Daire Başkanlığı, Nordex Enerji ve Alfa Enerji firmalarına teşekkürlerimi sunarım.

Tez Çalışması ve akademik eğitimim süresince katkılarıyla her daim en büyük destekçim olan danışmanım Sayın Doç.Dr. Ümit ÜNVER'e, saygı ve şükranlarımı sunarım.

Hayatım boyunca her daim destekçim olan aileme, arkadaşlarıma, tezime yaptıkları değerli katkılar için Beste ÖZDEŞLİK ve Sercan İŞCAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2019

Özlem KARA





## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>iii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>vii</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xv</b>
<b>1.TEZİN AMACI VE İÇERİĞİ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. GİRİŞ</b> .....	<b>3</b>
2.1. Güneş enerjisi.....	4
2.2. Rüzgâr enerjisi .....	5
2.3. Jeotermal enerji .....	5
2.5. Biyokütle enerjisi .....	6
2.6. Dalga enerjisi .....	7
2.7. Hidrojen enerjisi.....	8
2.8. Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Yalova Üniversitesi Merkez Kampüste Uygulanabilirliği .....	8
<b>3.ANALİZLER</b> .....	<b>9</b>
3.1.Yalova İline Ait Hava Sıcaklık Verileri .....	9
3.2. Yalova İline Ait Toprak Sıcaklık Verileri.....	11
3.3. Isıtma Yüğü Analizi .....	13
3.3.1. A blok ısıtma yüğü analizi .....	14
3.3.2. B blok ısıtma yüğü analizi .....	15
3.3.3. Hukuk fakültesi ısıtma yüğü analizi.....	17
3.3.4. İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yüğü analizi.....	19
3.3.5. Kapalı halı saha ısıtma yüğü analizi .....	20
3.3.6. Kapalı spor salonu ısıtma yüğü analizi .....	22
3.3.7. Rektörlük binası ısıtma yüğü analizi.....	23
3.3.8. Yemekhane ısıtma yüğü analizi .....	24
3.3.9. Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yüğü analizi.....	26
3.3.10. Mühendislik fakültesi ısıtma yüğü analizi .....	27
3.4. Soğutma Yüğü Analizi .....	33
3.5. Fatura Analizi .....	44
3.5.1. Doğalgaz tüketim analizi .....	44
3.5.2. Elektrik fatura analizi.....	46
<b>4.ISI POMPASI SİSTEMLERİ</b> .....	<b>49</b>
4.1. Isı Pompası Çalışma Prensibi .....	49
4.2. Isı Pompası Çeşitleri.....	50
4.2.1. Hava kaynaklı ısı pompası .....	50
4.2.2. Su kaynaklı ısı pompası .....	51
4.2.3. Toprak kaynaklı ısı pompası .....	52
4.3. Isı pompası ekipmanları .....	53
4.3.1. Kompresörler .....	54
4.3.1.1. Rotorlu tip kompresör .....	54

4.3.1.2. Pistonlu tip kompresör .....	54
4.3.1.3. Vidalı (helisel) kompresörler .....	55
4.3.1.4. Turbo (dinamik) kompresörler .....	55
4.3.1.5. Scroll (spiralli) kompresör .....	56
4.3.1.6. Hermetik kompresör.....	57
4.3.1.7. Yarı hermetik kompresör .....	57
4.3.1.8. Açık tip kompresör.....	58
4.3.2. Kondanserler (yoğuşturucular).....	58
4.3.3. Evaporatörler (buharlaştırıcılar).....	58
4.3.4. Genleşme valfleri .....	59
4.3.5. Soğutucu akışkan.....	59
4.4. Değerlendirmeler .....	60
<b>5. RÜZGÂR ENERJİSİ .....</b>	<b>69</b>
5.1. Rüzgâr Türbini Çalışma Prensibi Ve Türbin Tipleri.....	70
5.1.1. Düşey (dikey) eksenli Rüzgâr türbinleri .....	70
5.1.1.1. Savonius tipi Rüzgâr türbini.....	71
5.1.1.2. Darrieus tip Rüzgâr türbini.....	71
5.1.1.3. H-Darrieus tip Rüzgâr türbini .....	73
5.1.2. Yatay eksenli Rüzgâr türbinleri.....	73
5.2. Rüzgâr Enerjisinin Binalarda Kullanımı .....	74
5.2.1. Rüzgâr enerjisinin binalarda kullanımını etkileyen tasarım parametreleri .....	75
5.2.2. Rüzgâr enerjisinin binalarda kullanım türleri.....	76
5.2. Rüzgâr Türbini Tasarım Parametreleri .....	78
5.3. Yalova Üniversitesini için Rüzgâr Hızı Ve Potansiyel Rüzgâr Gücü Hesabı... ..	80
<b>6. GÜNEŞ ENERJİSİ SİSTEMLERİ.....</b>	<b>85</b>
6.1. Güneş Enerjisi .....	85
6.2. Güneş Enerjisi Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar .....	86
6.2.1. Güneş paneli .....	86
6.2.2. Akü .....	87
6.2.3. Şarj kontrol cihazı .....	87
6.2.4. İnverter .....	87
6.3. Çatı Tipi Güneş Enerji Sistemleri.....	87
6.3.1. Şebekeye bağlı sistemler .....	87
6.3.2. Şebekeden bağımsız sistemler.....	88
6.4. Analizler .....	88
6.4.1. Analiz sonuçları.....	92
<b>7. MALİYET ANALİZİ.....</b>	<b>99</b>
<b>8. ÇEVRESEL ETKİLER .....</b>	<b>103</b>
<b>9. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>105</b>
<b>KAYNAKÇA .....</b>	<b>107</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>113</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>258</b>
.....	.....

## KISALTMALAR

$\Delta T_i$	: iki ortam arasındaki sıcaklık farkını ( $^{\circ}\text{C}$ )
$A_{i,j}$	: i. ortamdaki j. tipte ısı transferinin gerçekleşeceği yüzey alanını ( $\text{m}^2$ )
$R_b$	: Boru Direnci,
$R_t$	: Toprak Direnci
$U_{i,j}$	: i. ortamdaki j. tipte toplam tarafa ısı transfer katsayısını ( $\text{kW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ ),
$\dot{m}$	: Kütleli Debi
$\Delta E$	: Enerji Değişimi
$\Delta H$	: Entalpi Değişimi
$^{\circ}\text{C}$	: Santigrat Derece
$C$	: Konveksiyonla Olan Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$C+R$	: Deriden Toplam Duyulur Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$CLF$	: Soğutma Faktörü
$COP$	: Performans Tesir Katsayısı
$E_{res}$	: Solunum Nedeniyle Gizli Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$E_{sk}$	: Deriden Toplam Gizli Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$F_1$	: Isıtma çalışma faktörüdür
$GWh$	: Giga watt saat
$h$	: Entalpi
$IP$	: Isı Pompası
$kW$	: Kilo watt
$L$	: Boru Uzunluğu:
$M$	: Toplam Metabolik Isı Üretimi $\text{W}/\text{m}^2$
$MWe$	: Mega Watt Elektrik
$\dot{Q}$	: Isıtma yükü ( $\text{kW}$ )
$\dot{Q}_{evap}$	: Evaporatörden transfer edilen ısı miktarı
$\dot{Q}_{kon}$	: Kondenserden transfer edilen ısı miktarı
$\dot{Q}_{res}$	: Solunumla Toplam Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$\dot{Q}_{sk}$	: Deriden Toplam Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$R$	: Radyasyonla Olan Isı Kaybı $\text{W}/\text{m}^2$
$SC$	: Gölgeleme Katsayısı
$SHGF$	: Maksimum Güneş Enerjisi Isı Kazancı Faktörü ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$W_{ct}$	: Kompresör Teorik Gücü
$W_{komp}$	: Kompresör Gücü



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1: Yenilenebilir enerji çeşitleri ve kaynakları .....	4
Çizelge 3.1: Yıllara göre ortalama ve minimum sıcaklık çizelgesi .....	11
Çizelge 3.2:: Yerin 10 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.....	11
Çizelge 3.3: Yerin 20 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.....	11
Çizelge 3.4: Yerin 50 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.....	12
Çizelge 3.5: Yerin 100 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.....	12
Çizelge 3.6: A blok ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	14
Çizelge 3.7: A blok ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	15
Çizelge 3.8: B blok ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	16
Çizelge 3.9: B blok ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	16
Çizelge 3.10:Hukuk fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	17
Çizelge 3.11:Hukuk fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	18
Çizelge 3.12:İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi	19
Çizelge 3.13: İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	20
Çizelge 3.14: Kapalı halı saha ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	21
Çizelge 3.15: Kapalı halı saha ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	21
Çizelge 3.16: Kapalı spor salonu ısı transfer yüzey alanı çizelgesi .....	22
Çizelge 3.17: Kapalı spor salonu ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	23
Çizelge 3.18: Rektörlük binası ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	23
Çizelge 3.19: Rektörlük binası ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	24
Çizelge 3.20: Yemekhane binası ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	25
Çizelge 3.21: Yemekhane ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	25
Çizelge 3.22: Merkezi araştırma laboratuvarı ısı transfer yüzey alanları çizelgesi ...	26
Çizelge 3.23: Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	27
Çizelge 3.24: Mühendislik fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi .....	28
Çizelge 3.25: Mühendislik fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi .....	29
Çizelge 3.26: Merkez kampüsteki binaların aylara göre ısıtma yükü analizi .....	30
Çizelge 3.27:Birim alan başına ısıtma yükü .....	31
Çizelge 3.28: Çeşitli pencereler için gölge katsayıları .....	34
Çizelge 3.29: Pencereler için maksimum güneş ısı kazancı faktörü (SHGF) (W/m <sup>2</sup> ) kuzey enlemler için. ....	35
Çizelge 3.30: İç gölgesiz pencereler için soğutma yükü faktörleri (CLF) .....	36
Çizelge 3.31: İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi) .....	37
Çizelge 3.32: Son 10 yıla ait aylık ortalama sıcaklıklar çizelgesi.....	38
Çizelge 3.33: İletim ve taşınım ile olan soğutma yükü (kW).....	38
Çizelge 3.34: Güney cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı .....	39
Çizelge 3.35: Kuzey cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı .....	39
Çizelge 3.36: Doğu cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı .....	39

Çizelge 3.37: Batı cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı .....	40
Çizelge 3.38: Soğutma yükü hesap çizelgesi .....	41
Çizelge 3.39: Birim alan başına soğutma yükü .....	42
Çizelge 3.40: Merkez kampüs 2018 yılı doğalgaz tüketimleri .....	44
Çizelge 3.41: Kampüsteki binalar için hesaplanan teorik ısıtma yükleri .....	45
Çizelge 3.42: 2018 Yılı ortalama atmosferik verileri ile hesaplanan ısı yükler .....	45
Çizelge 3.43: Merkez kampüs 2018 yılı elektrik tüketimleri .....	46
Çizelge 4.1: Isı pompası sistemi hesaplanan verileri .....	64
Çizelge 4.2: Kondenser özellikleri .....	65
Çizelge 4.3: Evaporatör özellikleri .....	66
Çizelge 4.4: Isıtma faktörü hesap çizelgesi .....	66
Çizelge 4.5: Borulama detayları özet çizelgesi .....	67
Çizelge 5.1: Yüzey farklılıklarının Rüzgâr hızına etkisi .....	80
Çizelge 5.2: Son 10 yıla ait ortalama Rüzgâr hızları çizelgesi (m/s) .....	81
Çizelge 5.3: Çeşitli hava sıcaklıklarındaki hava yoğunlukları .....	82
Çizelge 6.1: Binaların güneş enerjisi üretimi .....	89
Çizelge 6.2: Yalova ili güneşlenme şiddetleri (cal/cm) .....	90
Çizelge 6.3: Güneş paneli mekanik özellikleri .....	91
Çizelge 6.4: Güneş paneli elektriksel özellikleri .....	92
Çizelge 6.5: Kampüs güneş panelleri özet çizelgesi .....	97
Çizelge 6.6: Binaların güneş enerjisi üretimi .....	98
Çizelge 7.1: Isı pompası ilk yatırım maliyeti hesabı .....	99
Çizelge 7.2: Isı pompası işletme maliyeti .....	100
Çizelge 7.3: Merkezi kalorifer sistemi işletme maliyeti .....	100
Çizelge 7.4: Güneş panelleri geri ödeme süresi .....	101
Çizelge 8.1: Enerji kaynaklarına göre karbon emisyon değerleri .....	103

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 3.1: İlk yarıyılıda minimum sıcaklık değerlerinin yıllara değişim grafiği .....	10
Şekil 3.2: İkinci yarıyılıda minimum sıcaklık değerlerinin yıllara değişim grafiği ....	10
Şekil 3.3: Toprak sıcaklıklarının 10, 20, 50 ve 100 cm derinliklerdeki değişim grafiği. ....	12
Şekil 3.4: A blok ön cephe termal kamera görüntüsü .....	15
Şekil 3.5: A blok ısıtma yükü grafiği .....	15
Şekil 3.6: B blok ön cephe termal kamera görüntüsü .....	16
Şekil 3.7: B blok ısıtma yükü grafiği .....	17
Şekil 3.8: Hukuk fakültesi termal kamera görüntüleri .....	18
Şekil 3.9: Hukuk fakültesi ısıtma yükü grafiği .....	18
Şekil 3.10: İktisadi ve idari bilimler fakültesi termal kamera görüntüleri .....	19
Şekil 3.11: İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yükü grafiği .....	20
Şekil 3.12: Kapalı halı saha ısıtma yükü grafiği .....	21
Şekil 3.13: Kapalı spor salonuna ait termal kamera görüntüleri .....	22
Şekil 3.14: Kapalı spor salonu ısıtma yükü grafiği .....	23
Şekil 3.15: Rektörlük binası ısıtma yükü grafiği .....	24
Şekil 3.16: Yemekhaneye ait termal kamera görüntüleri .....	25
Şekil 3.17: Yemekhane binası ısıtma yükü grafiği .....	26
Şekil 3.18: Merkezi araştırma laboratuvarı termal kamera görüntüleri .....	27
Şekil 3.19: Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yükü grafiği .....	27
Şekil 3.20: Mühendislik fakültesi termal kamera görüntüsü .....	28
Şekil 3.21: Mühendislik fakültesi ısıtma yükü grafiği .....	29
Şekil 3.22: Kampüsün ısıtma yükü haritası.....	30
Şekil 3.23: Birim alan başına ısıtma yükü haritası.....	32
Şekil 3.24: Kampüsün soğutma yükü haritası.....	41
Şekil 3.25: Birim alan başına soğutma yükü haritası.....	43
Şekil 4.1: Isı pompası çalışma prensibi.....	49
Şekil 4.2: Hava kaynaklı ısı pompası.....	51
Şekil 4.3: Su kaynaklı ısı pompası .....	51
Şekil 4.4: Yer altı suyu kullanımı .....	52
Şekil 4.5: Göl veya deniz kullanımı .....	52
Şekil 4.6: Dikey sondaj kullanımı .....	52
Şekil 4.7: Yatay borulama.....	53
Şekil 4.8: Isı pompası elemanları .....	54
Şekil 4.9: Pistonlu tip kompresör .....	55
Şekil 4.10: Vidalı tip kompresör .....	55
Şekil 4.11: Turbo kompresör tipi .....	56
Şekil 4.12: Scroll (spiralli) kompresörler.....	56
Şekil 4.13: Hermetik tip kompresör .....	57
Şekil 4.14: Yarı hermetik tip kompresör.....	57
Şekil 4.15: Açık tip kompresör .....	58

Şekil 4.16: Yoğuşturucu .....	58
Şekil 4.17: Evaporatör .....	59
Şekil 4.18: Genleşme valfleri .....	59
Şekil 4.19: Isı pompası lnP-h diyagramı .....	61
Şekil 4.20: Boru direnç değerleri . .....	62
Şekil 4.21: Toprak direnci .....	63
Şekil 4.22: LnP-h diyagramı .....	64
Şekil 4.23: Kompresör seçim programının önerdiği kompresörün teknik verileri .....	64
Şekil 4.24: Kompresöre ait teknik çizim .....	65
Şekil 4.25: Kuyu biçiminden bir kesit .....	67
Şekil 5.1: Düşey ekseni bir Rüzgâr türbini . .....	71
Şekil 5.2: Savonius tipi Rüzgâr türbini . .....	71
Şekil 5.3: Parabolik ve konik darrieus Rüzgâr türbinleri . .....	72
Şekil 5.4: Birleşik savonius-darrieus Rüzgâr çarkı . .....	72
Şekil 5.5: H-Darrieus tip Rüzgâr türbini . .....	73
Şekil 5.6: Yatay eksenli Rüzgâr türbin şeması .....	73
Şekil 5.7: Bıçak tiplerine göre türbinler .....	74
Şekil 5.9: Dubai’de yapımı planlanan Rüzgâr türbini entegre The Lighthouse binası.. .....	74
Şekil 5.10: Amerika Miami’de Rüzgâr türbini entegre Ecological House binası .....	75
Şekil 5.11: Rüzgâr hızının kentsel alanlarda azalması .....	75
Şekil 5.12: Yapı yüksekliği ve arka tarafta oluşan etki alanı .....	76
Şekil 5.13: Rüzgâr enerjisinin kullanım alanlarının sınıflandırılması.....	77
Şekil 5.14: Lüleburgaz’da hibrid bir sistem .....	77
Şekil 5.8: Rüzgâr türbininin kesit alan değişimi.. .....	79
Şekil 5.15: Son 10 yıla ait aylık bazda Rüzgâr hızları ortalaması.....	82
Şekil 6.1: Şebeke bağlantılı sistem .....	88
Şekil 6.2: Şebeke bağlı olmayan sistem .....	88
Şekil 6.3: Proje verileri giriş ekranı.....	91
Şekil 6.6: Güneş paneli görseli ve teknik çizimi .....	92
Şekil 6.7: A blok üstten görünüşü .....	93
Şekil 6.8: B blok üstten görünüşü .....	94
Şekil 6.9: Merkezi araştırma laboratuvarı üstten görünüşü.....	94
Şekil 6.10: İktisadi ve idari bilimler fakültesi görünüşü .....	95
Şekil 6.11: Mühendislik fakültesi görünüşü.....	95
Şekil 6.12: Kapalı futbol sahası görünüşü.....	96
Şekil 6.13: Hukuk fakültesi görünüşü .....	96
Şekil 6.14: Rektörlük binası görünüşü .....	97



# YALOVA ÜNİVERSİTESİ KAMPÜSÜ İÇİN ENERJİ GÖRÜNÜMÜNÜN ÇIKARTILMASI VE YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARIYLA DESTEKLENME İMKÂNININ ARAŞTIRILMASI

## ÖZET

Enerji; iletişim, ulaşım, aydınlanma gibi birçok yaşamsal faaliyetin temel kaynağıdır. Bu nedenle de enerjiye olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Artan talebi karşılayabilmek için alternatif enerji üretim yöntemlerine yönelim başlamıştır. Bu durumun doğal bir sonucu olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının enerji üretimi içindeki payı artmıştır.

Bu tez kapsamında Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsüne ait yıllık enerji tüketimleri incelenmiştir. Elektrik ve doğalgaz tüketimlerini azaltılabilmesi için alternatif enerji üretim ya da enerjinin verimli kullanılabilceği sistemler üzerine çalışmalar yapılmıştır. Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsünün konumu ve Yalova ilinin çevresel şartları da göz önünde bulundurulduğunda, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile doğalgaz tüketiminin, rüzgâr ve güneş enerji sistemleri ile ise elektrik tüketiminin azaltılabileceği öngörülmüştür. Bu öngörülerden yola çıkarak bahsedilen üç sisteme ait hesaplama, analiz ve fizibilite yapılmıştır.

Hesaplama ve analizlerin ilk aşamasında Yalova iline ait Yalova Meteoroloji İl Müdürlüğünden temin edilen hava ve toprak sıcaklıkları incelenmiş, binaların fiziki durumları göz önüne alınarak ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanmıştır. Toplam ısıtma ve soğutma yüklerinin kampüs içindeki dağılımı ve birim alan başına ısıtma ve soğutma yükü dağılımı, tez kapsamında geliştirilen enerji haritalama yöntemi ile görselleştirilmiştir.

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüste bulunan bina ve fakültelerin ısıtma ve soğutma yükünü karşılayabilmek için toprak kaynaklı ısı pompası sistemi önerilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompasının kurulumuna dair tüm hesaplamalar ve analizler yapılmıştır. Yapılan kapasite hesaplamaları doğrultusunda toprak kaynaklı ısı pompası ekipmanları seçilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemin ilk yatırım maliyeti, doğalgaz faturasından ne kadar tasarruf edileceği ve elektrik faturasında ne kadarlık artışa neden olacağı belirlenmiş ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsünün elektrik ihtiyacına katkıda bulunmak için tüm yenilenebilir enerji kaynakları değerlendirilmiş, kampüs alanı için ihtimal dahilinde olan, rüzgâr ve güneş enerjisi üzerine yoğunlaşmıştır. Bölgeye ait güneş ve rüzgâr verileri Yalova Meteoroloji İl Müdürlüğünden temin edilerek enerji üretim sistemlerinin ön fizibilite çalışması yapılmıştır.

Tez kapsamında Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsüne ait enerji tüketimlerini azaltmak için yöntemler değerlendirilmiştir, üniversite, çevre ve ülkeye sağlayacağı kazançlar ortaya koyulmuştur.



# **VISUALIZING ENERGY CONSUMPTION OF YALOVA UNIVERSITY WITH A FEASIBILITY RESEARCH FOR USING RENEWABLE ENERGY**

## **SUMMARY**

Energy is the main source of various life sustaining function; such as communication, transportation, heating, cooling and lighting. This leads an increase in the energy demand. In order to meet the demand, there is a tendency for alternative ways of producing energy. As a result , the share of renewable energy increases.

In this thesis, annual energy consumption of Yalova University is examined. Alternative energy sources and efficiency potentials are discussed in order to reduce the electric and natural gas consumption. Within considering the location of Yalova University Central Campus and environmental conditions of the area, it is suggested that; with a ground source heat pump, wind and solar energy systems, natural gas and electrical energy consumption could be reduced. In order to support the suggestion, calculations, analysis and feasibility report are introduced in this thesis.

The heating and cooling loads are calculated by using atmospheric and soil temperature data supplied by Yalova Provincial Directorate of Meteorology . The consumptions are visualized in accordance with their distribution in the campus with energy mapping method.

A ground souce heat pump is proposed to provide the required energy for heating and cooling load of the buildings in Yalova University Central Campus,. Calculations and analysis for installation and configuration of the heat pump are performed. The required equipments for ground source heat pump are selected by considering the capacity. The economic analysis is presented containing the amount of first investment, savings from natural gas and increase of electrical energy cost.

Moreover, renewable energy soruces are examined to contribute power supply in Yalova University Central Campus. As an alternative energy source, wind and solar energy is the main focus in this research. Calculations regarding wind and solar energy systems are introduced. As a result, cost analysis, initial investment costs and payback periods are obtained.

This thesis contains suggested methods in order to reduce the energy consumption in Yalova University Central Campus and the benefits to the University, ecology and to the national economy.



## 1.TEZİN AMACI VE İÇERİĞİ

Tez kapsamında Yalova Üniversitesi Merkez kampüsünün teorik enerji ihtiyaçlarının hesaplanarak mevcut enerji tüketimi ile kıyaslanması ve enerji sarfiyatında yenilenebilir enerji kaynaklarıyla ikame edilme imkânlarının araştırılması amaçlanmıştır. Isıtma/soğutma harici elektrik kullanımı için eğitim, cihaz tasarımı ve tasarruflu cihazların ikamesi söz konusu olduğundan tez kapsamı dışında bırakılmıştır. Yenilenebilir enerji kaynaklarından hidrojen, biyokütle gibi kaynakların araştırılması için yüksek miktarda yatırım gerektirmesi sebebiyle kapsam dışı bırakılmıştır. Jeotermal ve hidroelektrik enerji kaynakları ise kampüs sınırları içerisinde mevcut olmadığından kapsam dışı bırakılmıştır. Binalarda enerji kullanımının önemli bir kısmı ısıtma/soğutma amaçlı kullanıldığından güneş ve rüzgâr enerjileri ile ısı pompası uygulamaları araştırılmıştır. Isıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanması için kampüs içinde bulunan binaların mimari planları Yalova Üniversitesi Yapı İşleri Daire Başkanlığı'ndan temin edilmiştir. Binaların fiziki durumları, hava ve toprak sıcaklıkları dikkate alınarak kampüsteki tüm binalar için ısıtma ve soğutma yükü hesaplanarak enerji tüketim haritası çıkartılmıştır. Teorik enerji tüketim değerleri, kampüsün mevcut enerji tüketim faturalarıyla karşılaştırılmıştır.

Hesaplanan ısıtma ve soğutma yükünü karşılayabilecek kapasitede çoklu toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri tasarlanmıştır.

Tez kapsamında Yalova iline ait güneşlenme süreleri ve rüzgâr verileri Yalova Meteoroloji İl Müdürlüğünden temin edilerek, ihtiyaç duyulan elektirik enerjisinin yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgâr ve güneş enerji sistemlerinin ile desteklenmesi için ön fizibilite çalışması yapılmıştır.

Son olarak incelenen sistemlerin maliyet analizleri yapılarak, geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Ayrıca yatırımın tutarlılığı konusu yorumlanmış ve çevresel etkiler incelenmiştir.



## 2. GİRİŞ

Enerji, iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji, aydınlanma, ısınma, ulaşım gibi birçok yaşamsal faaliyetlerin temelini oluşturmaktadır. Bu nedenle de enerjiye olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Artan talebi karşılayabilmek için üretimi arttırmak veya tüketimi azaltmak gerekmektedir.

Enerji tüketimini azaltmak için enerji verimliliği üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmalar ile Türkiye'nin enerji yoğunluğunun 2023 yılına kadar, 2011 yılına göre en az %20 azalması hedeflenmektedir. Türkiye'nin ilk enerji verimliliği eylem planı olan Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı 2018 yılında yürürlüğüne girmiştir. 6 farklı sektörde bulunan 55 adet enerji verimliliği eyleminin hayata geçirilmesi ile 2023 yılına kadar 10,9 milyar dolar yatırım ile kümülatif olarak 23,9 milyon ton eşdeğer petrol (MTEP) enerji tasarrufu sağlanması beklenmektedir. Bu rakam da 2023 yılında Türkiye'nin birincil enerji tüketiminde %14 oranında bir azalmaya denk gelmektedir. 2033 yılına kadar sağlanması beklenen tasarruf karşılığı ise 30,2 milyar dolardır [1].

Enerjiye olan talebi karşılayabilmek için enerji üretiminin de artırılması gerekmektedir. Geleneksel enerji türleri kullanılarak enerji üretimi ve kullanımı sırasında sera gazı emisyonları oluşmaktadır. Bu durum küresel iklim değişikliğine yol açmaktadır [2]. Bu nedenle de emisyonuz alternatif enerji üretim yöntemlerinin geliştirilmesi önem kazanmaktadır. Bu doğrultuda, yenilenebilir enerji sistemlerinin Ar-Ge çalışmalarına büyük önem verilmiş ve yıllar geçtikçe yenilenebilir enerjiden faydalanma oranı artmıştır [3]. Yenilenebilir enerji doğal kaynaklardan elde edilen ve kaynakları sürekli yenilenebilen enerji kaynakları olarak tanımlanabilir [4]. Yenilenebilir enerji çeşitleri ve kaynakları Çizelge 2.1 de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.61:** Yenilenebilir enerji çeşitleri ve kaynakları [5]

<b>Yenilenebilir Enerji Çeşitleri</b>	<b>Enerji Kaynağı</b>
Güneş Enerjisi	Güneş
Rüzgâr Enerjisi	Rüzgâr
Jeotermal Enerji	Sıcak Yer Altı Suları
Hidroelektrik	Nehir ve Akarsular
Biyokütle Enerjisi	Biyolojik Atıklar
Dalga Enerjisi	Okyanus ve Denizler
Hidrojen Enerjisi	Su ve Hidroksitler

Termodinamiğin birinci yasasına göre enerji yoktan var edilemez ve var olan enerji yok edilemez fakat birbirine dönüştürülebilir. Yenilenebilir enerji çeşitleri maddelerin, potansiyel, kinetik vb. enerjileri dönüştürerek elektrik enerjisi üretilmesine yardımcı olan sistemlerdir. Aşağıda yenilenebilir enerji kaynakları ile ilgili özet bilgiler verilmiştir;

### **2.1. Güneş enerjisi**

Güneş enerjisini elektrik ve ısı enerjisine dönüştürmek mümkündür. Güneş enerjisinin dönüşümü güneş pilleri veya güneş kolektörleri ile gerçekleştirilebilmektedir. İlk zamanlarda oldukça maliyetli olan güneş enerji sistemleri, teknolojik gelişmelerle üretimin genel olarak ucuzlaması gibi etkenler sayesinde günümüzde daha uygun maliyetlerle kurulabilmektedir.

Çevresel açıdan temiz olması, güneş alan her ülkede kullanılabilmesi ve dış kaynaklara bağımlı olmaması güneş enerjisinin avantajlarından biridir. Fakat enerji üretim veriminin düşük olması, yıl boyu güneşlenme süresi sabit olmadığı için güneş enerjisi çıktısının değişken olması da dezavantaj olarak sayılabilmektedir.

Türkiye genelinde, Mayıs 2019 tarihi itibarıyla 15 adet lisanslı 549 adet lisanssız olmak üzere toplam 564 adet kayıtlı güneş santrali bulunmaktadır. Bu santrallerin toplam kurulu gücü 5095 MWe, yıllık elektrik üretimi ise 2433 GWh dir [6].



## **2.2. Rüzgâr enerjisi**

Güneş ışınlarının yeryüzüne geliş açısındaki farklılıklarından oluşan sıcaklık ve basınç farklılıkları nedeniyle rüzgâr oluşmaktadır. Rüzgâr yoğunluğu yüksek olan yerlerde kurulan rüzgâr türbinleri sayesinde elde edilen enerji de yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer almaktadır.

Yenilenebilir bir enerji olması, dışa bağımlılığı olmaması ve çevreye zararının az olması rüzgâr enerjisinin avantajları arasında yer almaktadır. Veriminin düşüklüğü, kurulum için geniş alan gerektirmesi de rüzgâr enerji sistemlerinin dezavantajları olarak sayılabilir.

Türkiye’de Mayıs 2019 tarihi itibarıyla 175 lisanslı, 17 lisanssız olmak üzere toplam 192 Rüzgâr santrali bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 7.010 MWe, yıllık elektrik üretimi ise 17707 GWh dir [6].

## **2.3. Jeotermal enerji**

Jeotermal enerji, yer kabuğunda depolanmış tüm ısı enerjileri kapsamaktadır. Kaynağı, yer kabuğunun farklı derinliklerinde bulunan sıcak kütlenin oluşturduğu mineraller açısından zengin sıcak su, buhar ve gazlardır. Türkiye jeotermal enerji kaynakları açısından oldukça zengin olup, dünyada Çin, Japonya, ABD ve İzlandadan sonra beşinci sırada yer almaktadır [7]. Jeotermal kaynakların enerji üretim amacıyla kullanılması yeni olmakla birlikte hamam sularının ısıtılması gibi farklı kullanım alanları nedeniyle eski tarihlere dayanmaktadır [8]. Yer küreden yeryüzüne ulaşan buhar ve sıcak suyun içerdiği enerjiden doğrudan ya da dolaylı olarak yani başka bir enerji türüne dönüştürülerek kullanılabilir [9].

Dışarıya bağımlı olmaması, rüzgar ve güneş enerji sistemlerine göre verimlerinin yüksek olması ve yatırım maliyetinin düşük olması jeotermal enerjinin avantajları içinde sayılabilirken, yapılarında zararlı olabilecek kimyasallar barındırması da dezavantajları arasında yer almaktadır.

Türkiye’de Mayıs 2019 tarihi itibarıyla toplam 48 adet kayıtlı jeotermal santral bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 1303 MWe, yıllık enerji üretimleri ise 7775 GWh’dir [6].

## **2.4.Hidroelektrik**

Hidrolik enerji, suyun depolandığı yerdeki potansiyel enerjinin, suyun cebri borular veya savaklardan akıtılarak kinetik enerjiye dönüşmesi ve türbin çarkına çarptırılması ile mekanik enerjinin elde edilmesi prensibine dayanmaktadır. Türbin çarkının dönmesi sırasında oluşan mekanik enerji, türbin çarkıyla aynı mile bağlı olan jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülür.

Hidroelektrik santrallerin depolama yapılarına göre, düşülerine göre, kurulu güçlerine göre, çeşitli sınıflandırmaları bulunmaktadır.

Hidroelektrik santraller enerji ihtiyacı olduğunda hızlı devreye alınabilmeleri, acil durumlarda durdurulabilmeleri ve dışa bağımlı olmamaları açısından avantajlıdır. Fakat bu sistemlerin ilk yatırım maliyetinin yüksek olması, kurulumunun uzun sürmesi gibi dezavantajları da bulunmaktadır.

Türkiye’de Mayıs 2019 tarihi itibariyle toplam 641 adet hidroelektrik santral bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 28358 MWe, yıllık elektrik üretimleri ise 73841 GWh’dir [6].

## **2.5. Biyokütle enerjisi**

Biyokütle enerjisi, bitkisel veya hayvansal kökenli biyokütle atıklarının işlemden geçirilerek enerji elde edilmesi olarak ifade edilebilir. Biyokütle, tükenmez bir kaynak olması, her yerde bulunabilmesi, kırsal alanlarda ise sosyo-ekonomik gelişmelere yardımcı olması nedeniyle önemli bir enerji kaynağı olarak görülmektedir [10].

Biyokütleden enerji üretmek için kullanılan iki yöntem bulunmaktadır. Birinci yöntem uzun yıllar Türkiye’de kullanılan doğrudan yakma yöntemidir. İkinci yöntem ise piroliz, gazlaştırma, hidroliz, esterleşme gibi işlemlerden geçirilerek yakıt kalitesini arttırarak alternatif biyoyakıtlar üretmektir [11].

Hemen her yerde bulunabilir olması ve çevre kirliliğini önlemesi avantajlarına karşın düşük kalorifik değere sahip olması ve yapısında yüksek su oranının olması da biyokütle enerjisinin dezavantajları arasında gösterilmektedir.

Türkiye’de Mayıs 2019 tarihi itibariyle toplam 100 adet biyokütle santrali bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 646 MWe olup yaklaşık üretim miktarları 2277 GWh’dir [6].

## **2.6. Dalga enerjisi**

Dünya yüzeyinin farklı sıcaklık ve basınç altında kalmasından dolayı oluşan rüzgârların deniz yüzeyinde esmesi sonucunda dalgalar oluşmaktadır. Bu dalgaların hareketinden oluşan enerji türü de dalga enerjisi olarak bilinmektedir. Dalga enerjisi dönüştürme işlemleri, kıyıya yakın, kıyıdan uzak ve kıyı boyunca olmak üzere üç farklı yöntemle yapılabilmektedir. Elde edilecek dalga enerjisini belirleyen ana faktörler, dalga yüksekliği ve dalga frekansı olarak belirtilebilir.

Doğal dengeyi koruması, temiz ve devamlı bir kaynak olması, her dalga yüksekliğinden istenilen enerjinin alınabilir olması gibi özellikleri dalga enerjisinin avantajları olarak belirtilebilir. Buna karşın, tasarım için uzun dönemli istatistik değerlere ihtiyaç duyulması, korozif etkilerden korunma ihtiyacı ve bakım maliyetlerinin yüksek olması da dalga enerjisinin dezavantajları olarak sayılabilmektedir.

Kıyı tipi dalga enerjisi uygulamaları, enerji üretim yapıları kıyıda sabitlenmiş veya gömülü halde olan sistemlerdir. Bakım maliyetlerinin diğer sistemlere göre daha az olması, derin su kablo bağlantılarının olmaması bu uygulamanın avantajları içinde yer almaktadır. Bunun yanı sıra kıyıya vuran dalgaların daha az güce sahip olması nedeniyle diğer sistemlere göre dezavantajlı duruma gelmektedir.

Kıyıya yakın uygulamalar 10-25 metre su derinliklerinde gerçekleştirilebilmektedir. Kıyıdan uzak uygulamalarda ise 40 metreden daha derin sularda uygulanmaktadır [12].

## **2.7. Hidrojen enerjisi**

Hidrojenin yakıt olarak kullanımı düşüncesi 19. yy ın başlarına kadar uzanmaktadır. Çalışmalar geleneksel ve modern olmak üzere iki farklı yapıdadır. Geleneksel düşünce hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılması yönündedir. Hidrojenden enerji üretimi çalışmalarında hidrojenin üretimi ve depolanması bütünleşik olarak ele alınmaktadır [13]. Modern düşüncede ise direkt güç üretimi yani yakıt pili hücresi ile enerji üretme fikri hâkimdir.

Hidrojenin yüksek verim oranıyla elektrik enerjisine çevrilmesi, dönüştürme sürecinin basit olması, gaz, sıvı veya metal hibrit şeklinde depolanabilir olması sistemin avantajlarından [14]. Buna karşın, hidrojen saflaştırma işleminin oldukça maliyetli olması da sistemin dezavantajı olarak sayılabilmektedir.

## **2.8. Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Yalova Üniversitesi Merkez Kampüste Uygulanabilirliği**

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsünde ve yenilenebilir enerji kaynakları kullanım durumları incelenmiştir. Yalova ili jeotermal enerji açısından incelendiğinde, Termal ilçesinde sağlık turizmi ve bölgesel ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Fakat ancak kampüs içerisinde jeotermal kaynak bulunmamaktadır. Kampüsün yakınlarında herhangi bir akarsu bulunmadığı için hidroelektrik santral kurma imkânı da yoktur. Dalga enerjisinin de daha çok okyanus veya açık deniz kıyılarında kurulduğu ve Yalova ilinin kapalı denizde bulunması nedeniyle dalga enerjisinden de yararlanılamayacağı görülmüştür. Hidrojen üretimi ve biokütle enerjisi ayrı bir araştırma konusu olarak tez kapsamı dışında bırakılmıştır

### 3.ANALİZLER

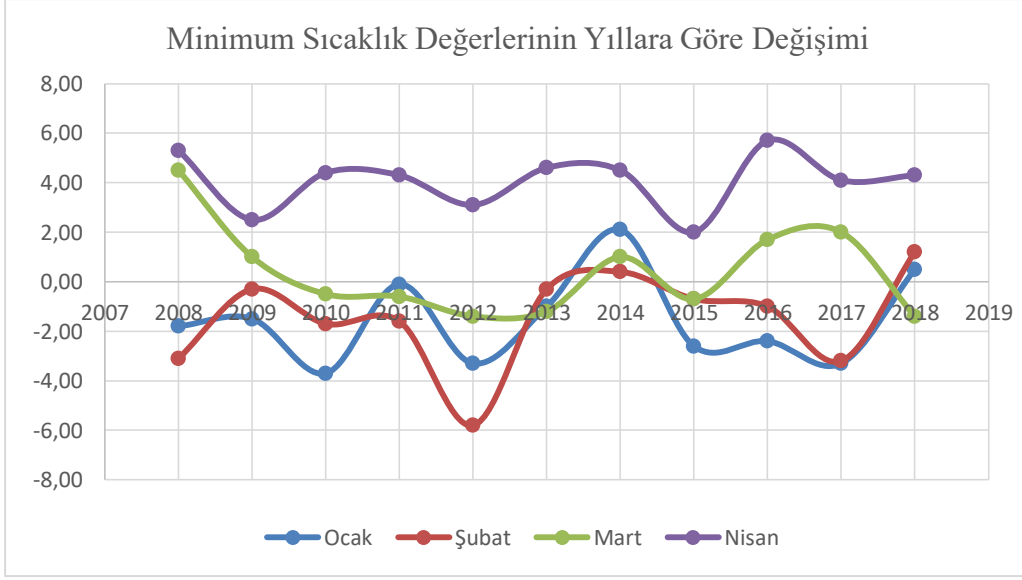
Tez kapsamında, binalardan olan ısı kayıp ve kazançlarının tespit edilmesi ve toprak kaynaklı ısı pompası hesaplamalarında kullanılmak üzere hava sıcaklığı, toprak sıcaklığı, ısıtma yükü ve soğutma yükü analizleri yapılmıştır.

#### 3.1.Yalova İline Ait Hava Sıcaklık Verileri

Yalova için son 10 yıla ait saatlik sıcaklık verileri Yalova Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından sağlanmıştır. Bu verilerin ortalama ve minimum değerleri hesaplanarak son 10 yıla ait aylık ortalama ve kritik sıcaklıklar tespit edilmiştir.

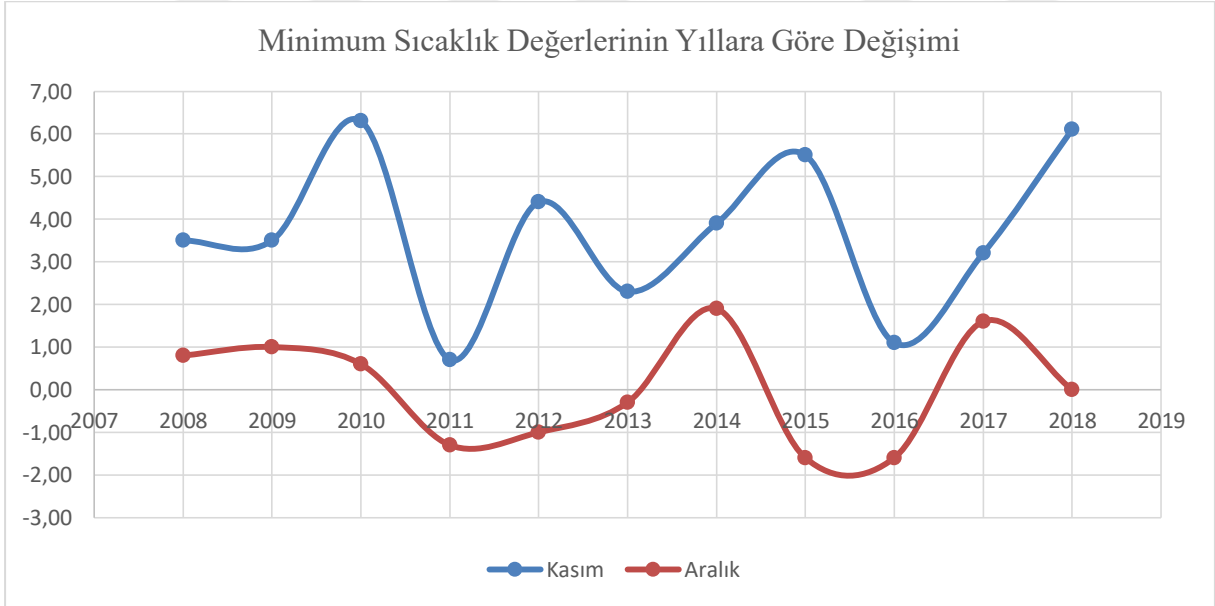
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi yıllara göre dalgalanma gösteren sıcaklıklar içinde, ocak ayı kritik sıcaklık  $-3,7$  °C, şubat ayı kritik sıcaklık  $-5,7$  °C, mart ayı kritik sıcaklık  $-1,4$  °C ve Nisan ayı kritik sıcaklık  $2$  °C’dir.

Isıl konfor, insanların bulunduğu ortamdan veya iklim özelliklerinden hoşnut olma durumu olarak tanımlanmaktadır [15, 16, 17, 18]. Dış ortam sıcaklığı, ısıtma için esas alınan sıcaklığın altına düştüğü durumlarda ısıtma ihtiyacı ortaya çıkmaktadır ve konfor standartlarına göre ortalama sıcaklık  $15$  °C nin altına düştüğü durumlarda ısıtma yapılacağı kabul edilmiştir [19, 20]. Bu kabul ile Yalova ilinde ilk yarıyıl Ocak, Şubat, Mart aylarında ve Nisan ayının yarısında ısıtma ihtiyacı olacağı öngörülmüştür. Son 10 yılın ilk yarı yılına ait değişim grafiği Şekil 3.1.’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.1:** İlk yarıylda minimum sıcaklık değerlerinin yıllara değişim grafiği.

Son 10 yıla dair ikinci yarıyıl verileri incelendiğinde ise, Kasım ayında minimum sıcaklık 0,7 °C iken, Aralık ayında -1,6 °C dir. Bu durumda literatüre uygun olarak [21, 22, 23, 24], ortalama atmosfer sıcaklığı 15 °C den düşük olan Kasım ve Aralık ayları için ısıtma yapılacağı kabul edilmiştir. Son 10 yılın ikinci yarı yılına ait sıcaklık grafiği Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.2:** İkinci yarıylda minimum sıcaklık değerlerinin yıllara değişim grafiği.

Tüm yıllar için her aya ait ortalama ve minimum sıcaklıkların özeti Çizelge 3.1'de verilmiştir.

**Çizelge 3.1:** Yıllara göre ortalama ve minimum sıcaklık çizelgesi

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
<b>Ortalama Sıcaklık (°C)</b>	6,89	7,99	9,82	13,28	17,96	22,39	24,94	25,07	21,33	16,17	12,62	8,53
<b>Minimum Sıcaklık (°C)</b>	-3,70	-5,80	-1,40	2,00	3,30	10,90	14,90	13,80	10,20	4,70	0,70	-1,60

### 3.2. Yalova İline Ait Toprak Sıcaklık Verileri

Kampüste bulunan binaların bazı katları zemin kotunun altındadır. Toprağın altında kalan katlar için dış ortam sıcaklığı olarak toprak sıcaklığı alınması gerekmektedir. Bu nedenle, hem toprak altında kalan bina katlarından olan ısı transferinin hesaplanabilmesi hem de toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasında kullanılmak üzere, Yalova Meteoroloji Genel Müdürlüğünden son 10 yıla ait saatlik toprak sıcaklıkları da temin ve analiz edilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 3.2, 3.3, 3.4, 3.5'te özetlenmiştir.

**Çizelge 3.2:** Yerin 10 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
<b>Ortalama Sıcaklık (°C)</b>	5,95	7,29	9,75	14,56	20,91	26,33	29,22	28,41	23,10	16,37	11,82	7,92
<b>Minimum Sıcaklık (°C)</b>	0,80	0,40	0,80	7,60	10,50	17,60	22,00	20,60	15,50	8,80	3,60	1,30

**Çizelge 3.3:** Yerin 20 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
<b>Ortalama Sıcaklık (°C)</b>	6,52	7,64	9,90	14,48	20,57	25,81	28,80	28,38	23,49	16,93	12,47	8,57
<b>Minimum Sıcaklık (°C)</b>	2,30	1,60	0,40	9,00	12,50	19,20	22,70	22,40	17,00	10,90	5,30	2,60

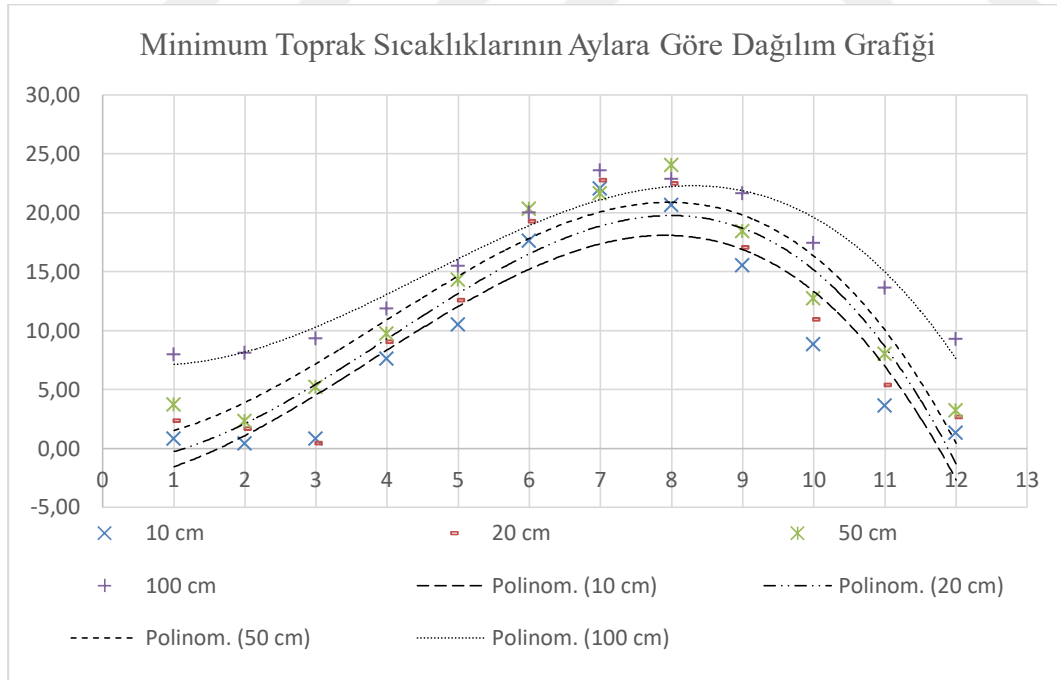
Çizelge 3.4: Yerin 50 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
<b>Ortalama Sıcaklık (°C)</b>	7,65	8,23	10,16	14,13	19,50	24,33	27,37	27,68	23,85	17,89	13,70	9,83
<b>Minimum Sıcaklık (°C)</b>	3,70	2,30	5,20	9,70	14,30	20,30	21,60	24,00	18,40	12,70	8,00	3,20

Çizelge 3.5: Yerin 100 cm altındaki her aya ait ortalama ve minimum toprak sıcaklık değerleri.

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
<b>Ortalama Sıcaklık (°C)</b>	9,43	9,32	10,69	13,64	17,69	21,91	24,78	23,58	23,77	19,24	15,43	11,17
<b>Minimum Sıcaklık (°C)</b>	7,95	8,09	9,32	11,85	15,45	20,00	23,57	22,81	21,61	17,40	13,61	9,27

Toprak sıcaklığı analizi için son 10 yıla ait 10 cm, 20 cm, 50 cm ve 100 cm derinliklerdeki toprak sıcaklıkları incelenmiştir. Şekil 3,3'te görüldüğü gibi toprak sıcaklıklarının 100 cm derinlikte, ortam sıcaklığından daha az etkilendiği gözlenmiştir. Bu nedenle de yapılan ısıtma yükü analizlerinde 100 cm derinlikteki toprak sıcaklıkları kullanılmıştır.



Şekil 3.3: Toprak sıcaklıklarının 10, 20, 50 ve 100 cm derinliklerdeki değişim grafiği.



### 3.3. Isıtma Yüğü Analizi

Bir binaya ait ısıtma yüğü hesabının yapılabilmesi için, binanın duvarlarından olan ısı transferinin bilinmesi gerekmektedir. Herhangi bir mahal duvarından dışarı doğru olan toplam ısı kaybı 3.1 no.lu denklemle hesaplanır.

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k \dot{Q}_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} \Delta T_{i,j} \quad (kW) \quad (3.1)$$

Denklemde  $\dot{Q}_{i,j}$  i ortamından (oda, sınıf, koridor vb.) j (pencereden, duvardan, kapıdan vb.) yönüne toplam ısı transferi miktarını (kW) ifade etmektedir.

i=1; Dış ortam ile iç ortam arasındaki ilişki

i=2; İç ortam ile koridor arasındaki ilişki

i=3; Dış ortam ile koridor arasındaki ilişki

j=1; Duvardan olan ısı transferi

j=2; Pencere ve kapılardan olan ısı transferi

$U_{i,j}$  i ortamından j. tipte toplam tarafa ısı transfer katsayısını (kW/m<sup>2</sup> °C),  $A_{i,j}$  i ortamdan j. tipte ısı transferinin gerçekleşeceği yüzey alanını (m<sup>2</sup>)  $\Delta T_i$  ise iki ortam arasındaki sıcaklık farkını (°C) ifade etmektedir. Denklemde belirtilen U, TS825 ısı yalıtım standardına göre duvarlar için 0,47 W/ m<sup>2</sup> °C, pencere ve kapılar için 2,8 W/m<sup>2</sup> °C kabul edilmiştir.

Konfor standardına göre iç ortam sıcaklığının ofis ve sınıflarda 20-22 °C olması gerekmektedir [17]. Koridor sıcaklığının da 18 °C olduğu kabul edilirse hesaplamalarda 3 farklı sıcaklık farkı kullanılması gerekir.

$\Delta T_1$ : Dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı

$\Delta T_2$ : İç ortam ile koridor arasındaki sıcaklık farkı

$\Delta T_3$ : Dış ortam ile koridor arasındaki sıcaklık farkı

A ile belirtilen Isı transfer yüzey alanı; her binada bulunan odalar için tek tek hesaplanmıştır. Yukarıdaki sıcaklık farkları göz önünde bulundurulduğunda yine 3 farklı ısı transfer yüzey alanı tespit edilmesi gereklidir.

$A_1$ : Dış Ortam ile İç Ortam Arasındaki Isı Transfer Yüzey Alanı (m<sup>2</sup>)

$A_2$ : İç Ortam ile Koridor Arasındaki Isı Transfer Yüzey Alanı (m<sup>2</sup>)

A<sub>3</sub>: Dış Ortam ile Koridor Arasındaki Isı Transfer Yüzey Alanı (m<sup>2</sup>)

Kampüsteki binaların ısı yüklerinin hesaplanabilmesi için Denklem 3.1'e göre ısı transfer yüzey alanlarının da hesaba katılması gerekmektedir. Kampüste bulunan tüm fakülteler için her odanın dış ortamla veya koridorla temas eden yüzey alanları hesaplanmıştır. Yüzey alanları hesaplanırken, temas halinde bulunan yüzeyin duvar, pencere veya kapı yüzeyi olması toplam ısı transfer katsayısını değiştireceği için ayrı ayrı ele alınmıştır. Binalara ait ısı yükü hesap detayları Ek 1'de gösterilmiştir.

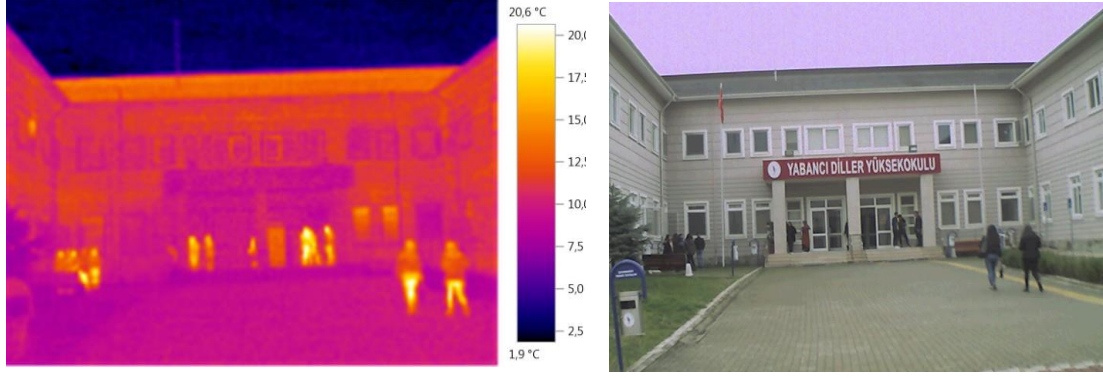
### 3.3.1. A blok ısıtma yükü analizi

A blokta Yabancı Diller Meslek Yüksekokulu bulunmakta olup bina 2 katlıdır. Binada bulunan 84 oda, tuvalet ve koridorlardan olan ısı transferi hesaplarında kullanılmak üzere, ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6: A blok ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	Zemin Kat	1. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	1021,08	1085,16
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	207,46	134,51
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	957,40	976,40
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	109,98	112,19
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	29,76	0,00
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	12,96	0,00

Şekil 3.4'te A Blok termal kamera görüntüleri verilmiştir. Zemin Kat ve 1. Kat ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan ısı yükleri Çizelge 3.7'de özetlenmiştir.

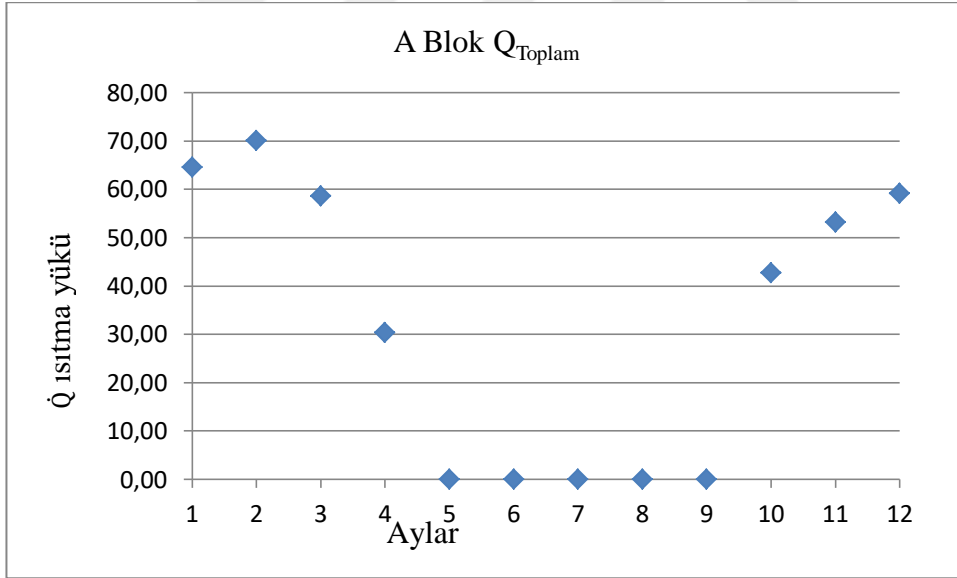


Şekil 3.4: A blok ön cephe termal kamera görüntüsü.

Çizelge 3.7: A blok ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
Zemin Kat Isı Yükü	27,75	30,08	25,19	10,71	18,41	22,86	25,41
1. Kat Isı Yükü	22,56	24,42	20,52	8,75	15,11	18,66	20,70
Çatı	14,27	15,54	12,89	10,84	9,21	11,62	13,01
<b>Q Toplam</b>	<b>64,58</b>	<b>70,04</b>	<b>58,60</b>	<b>30,30</b>	<b>42,74</b>	<b>53,14</b>	<b>59,12</b>

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5: A blok ısıtma yükü grafiği.

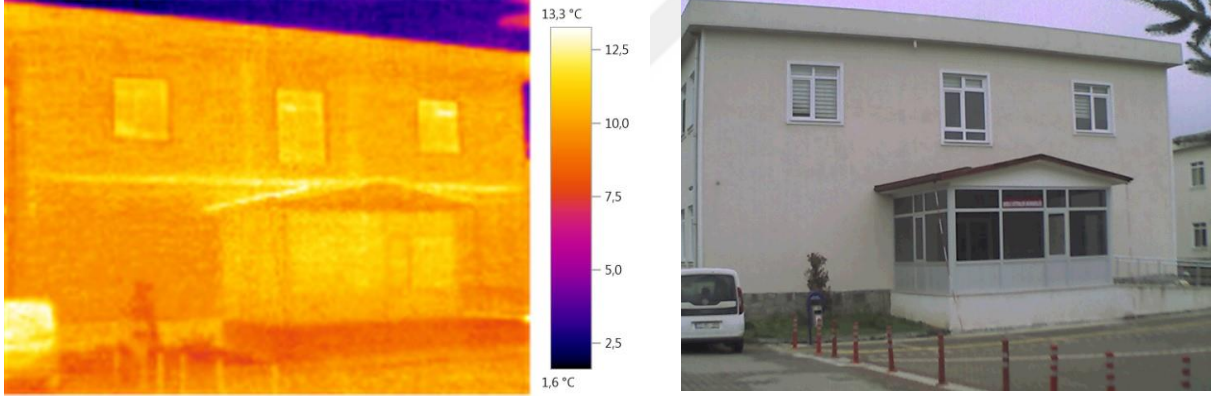
### 3.3.2. B blok ısıtma yükü analizi

B blokta Bilgisayar, Enerji Sistemleri Mühendislikleri ve Enstitüler bulunmakta olup bina 2 katlıdır. Binada bulunan 77 oda, tuvalet ve koridorlar hesaplanmış ve ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8: B blok ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	Zemin Kat	1. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	749,0165	902,88
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	140,2	144,66
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	705,2165	1093,16
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	38,5	108,02
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	152,57	172,12
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	30,96	22,66

B Blok binasına ait termal kamera görüntüleri Şekil 3.6'da verilmektedir.



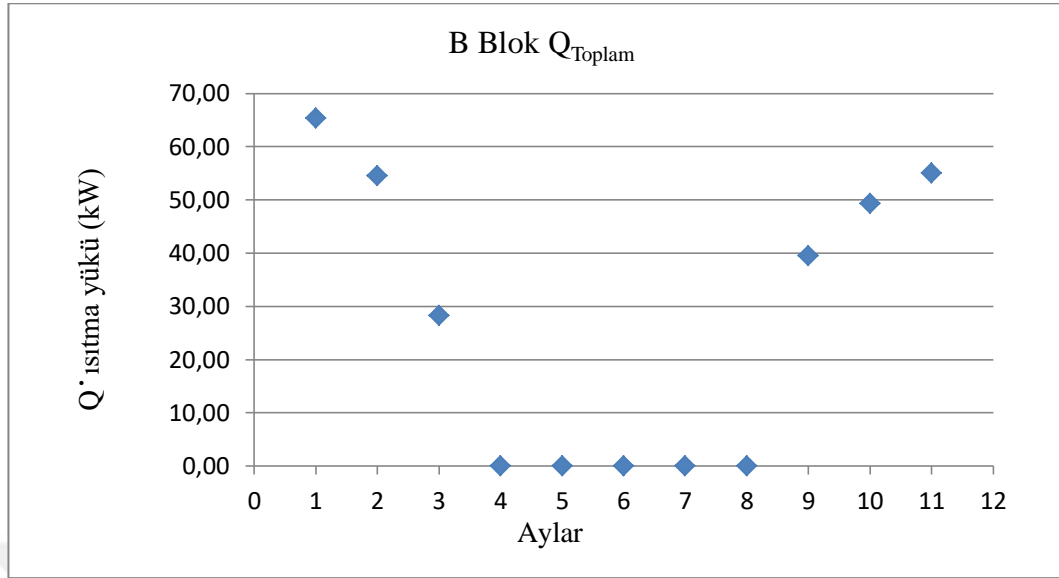
Şekil 3.6: B blok ön cephe termal kamera görünüşü.

Zemin Kat ve 1. Kat ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.9'da özetlenmiştir.

Çizelge 3.9: B blok ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
Zemin Kat Isı Yükü	21,96	23,86	19,89	8,41	14,38	17,99	20,07
1 .Kat Isı Yükü	24,42	26,47	22,18	9,44	16,24	20,14	22,38
Çatı	13,79	15,02	12,46	10,48	8,91	11,23	12,57
<b>Q Toplam</b>	<b>60,18</b>	<b>65,34</b>	<b>54,52</b>	<b>28,32</b>	<b>39,52</b>	<b>49,36</b>	<b>55,02</b>

Yıllık toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7: B blok ısıtma yükü grafiği.

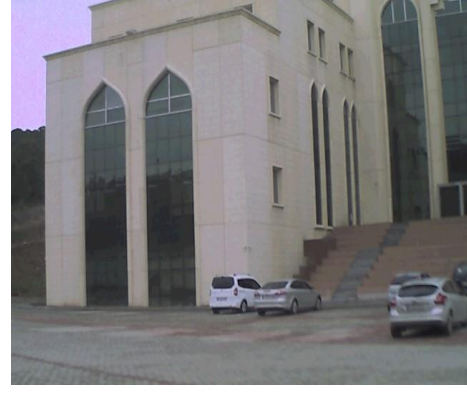
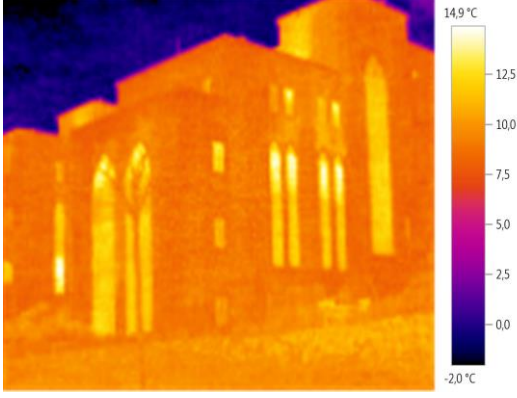
### 3.3.3. Hukuk fakültesi ısıtma yükü analizi

Hukuk fakültesi 5 kattan oluşmakta olup ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.10’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.10: Hukuk fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	2. Bodrum	1. Bodrum	Zemin	1. Kat	2. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	984,68	861,4	805,8	886,88	552,68
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler) (m <sup>2</sup> )	10,56	0	0	2,64	7,36
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	386,224	340,784	567	475,64	165,23
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler) (m <sup>2</sup> )	40,86	16,46	0	65,34	11,88
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	33,938	128,384	396,6	0	0
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler) (m <sup>2</sup> )	4,14	8,28	0	2,64	0

Binanın termal kamera görüntüleri Şekil 3.8’de belirtilmiştir.



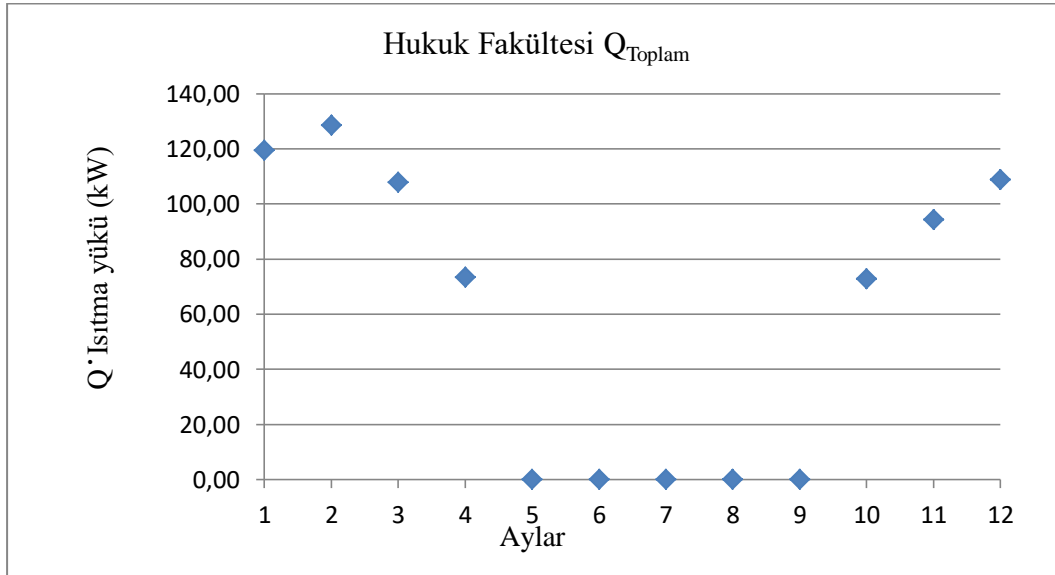
Şekil 3.8: Hukuk fakültesi termal kamera görüntüleri.

Hukuk Fakültesine ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.11’de özetlenmiştir.

Çizelge 3.11: Hukuk fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
2. Bodrum	6,80	6,73	6,09	2,39	1,89	3,86	6,12
1. Bodrum	6,13	6,06	5,46	2,11	1,52	3,37	5,49
Zemin	13,55	14,74	12,25	5,17	8,81	11,07	12,37
1. Kat	11,03	11,93	10,03	4,28	7,40	9,13	10,12
2. Kat	7,65	8,24	7,00	3,03	5,29	6,42	7,06
Kapı-Pencere	64,61	70,33	58,34	49,07	41,71	52,61	58,88
Çatı	9,60	10,46	8,67	7,29	6,20	7,82	8,75
<b>Qtoplam</b>	<b>119,38</b>	<b>128,49</b>	<b>107,86</b>	<b>73,34</b>	<b>72,82</b>	<b>94,27</b>	<b>108,79</b>

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.9’da belirtilmiştir.



Şekil 3.9: Hukuk fakültesi ısıtma yükü grafiği.

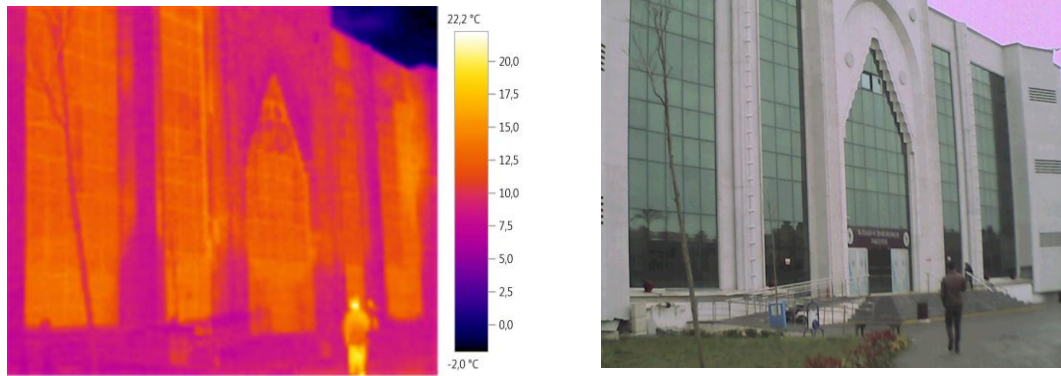
### 3.3.4. İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yükü analizi

İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi toplamda 5 kattan oluşmaktadır. Binada bulunan 89 oda, 2 bodrum kat, tuvalet ve koridorlardan olan ısı kayıpları hesaplanmış ve ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.12’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.12: İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	2. Bodrum	1. Bodrum	Zemin	1. Kat	2. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	345,79	486,53	412,28	620,60	459,64
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	258,94	405,59	686,94	0,00	81,00
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	548,07	486,53	412,28	628,60	439,64
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	36,01	63,36	36,96	97,02	53,46
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	489,95	732,52	430,56	399,36	199,68
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	30,96	739,93	338,22	15,00	7,50

Binanın termal kamera görüntüleri Şekil 3.10’da belirtilmiştir.



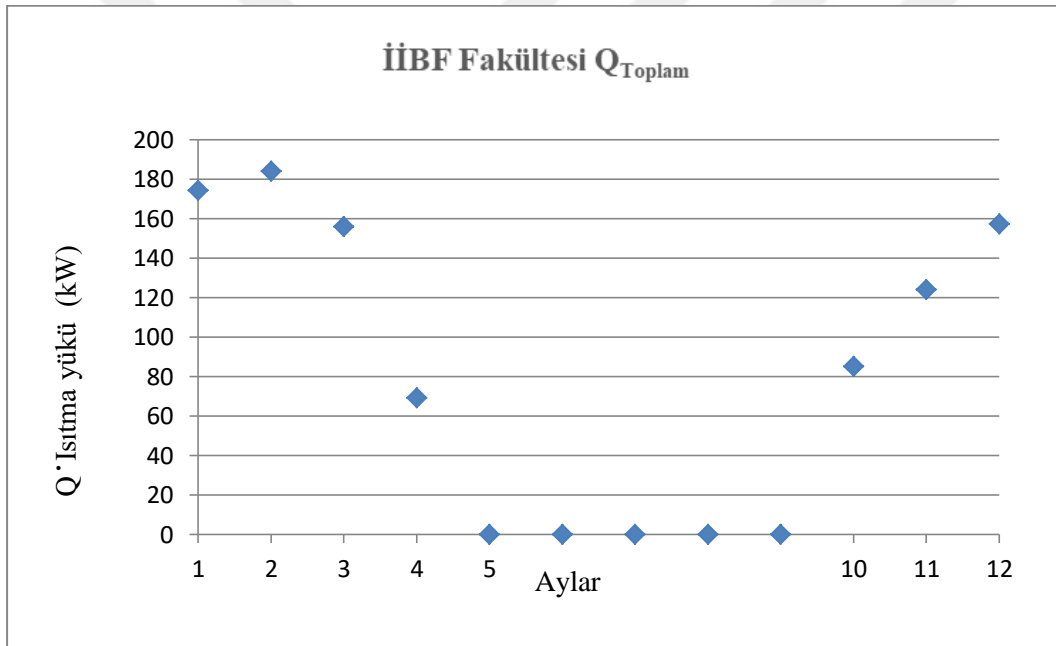
Şekil 3.10: İktisadi ve idari bilimler fakültesi termal kamera görüntüleri.

İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesine ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.13’de özetlenmiştir.

**Çizelge 3.13:** İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
2. Bodrum	14,60	14,43	12,95	4,95	3,22	7,78	13,01
1. Bodrum	41,54	41,02	36,36	13,40	5,82	20,14	36,56
Zemin	75,71	82,57	68,20	28,55	48,27	61,34	68,85
1. Kat	13,03	14,13	11,83	5,03	8,65	10,74	11,94
2. Kat	13,70	14,87	12,42	5,26	9,02	11,25	12,53
Çatı	15,67	17,06	14,15	11,90	10,11	12,76	14,28
Q Toplam	174,25	184,07	155,91	69,08	85,09	124,00	157,17

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.11’de belirtilmiştir.



**Şekil 3.11:** İktisadi ve idari bilimler fakültesi ısıtma yükü grafiği.

Şekil 3.11 de de açıkça görüldüğü gibi, en fazla ısıtma yükü Şubat ayında görülmektedir. Bu nedenle de B Blok için ısıtma sisteminin tasarımında ısıtma güç değeri hesaplanırken kritik olan Şubat ayı ısıtma yükü ihtiyacı esas alınacaktır.

### 3.3.5. Kapalı halı saha ısıtma yükü analizi

Kampüs içinde bulunan halı saha tek kattan oluşmaktadır. Kapalı halı sahaya ait ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.14’de gösterilmiştir.



**Çizelge 3.14:** Kapalı halı saha ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

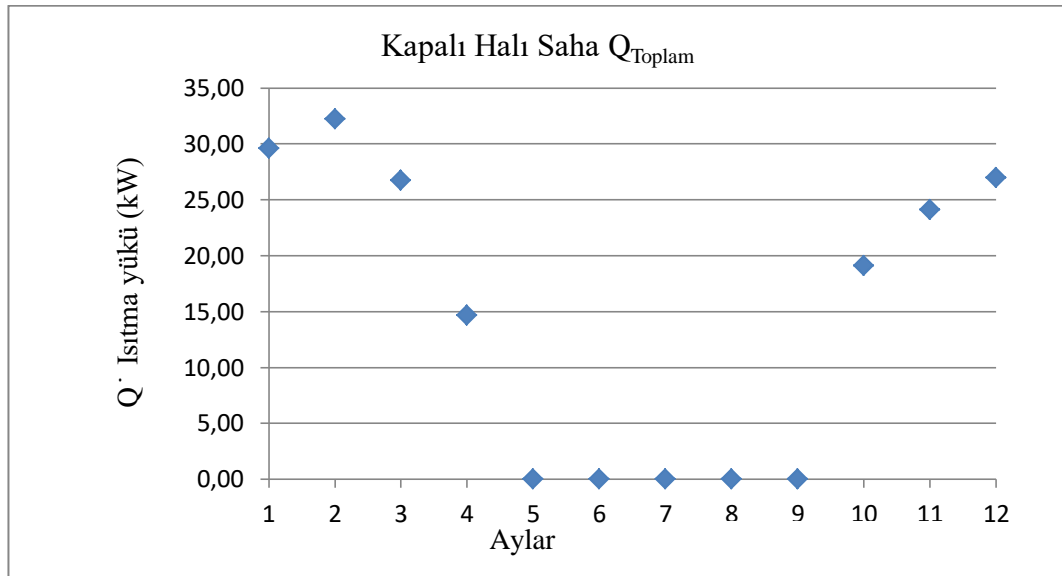
Açıklama	Zemin Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	1828,75
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	4,025
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0

Kapalı halı sahaya ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.15'te özetlenmiştir.

**Çizelge 3.15:** Kapalı halı saha ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
Zemin Kat	20,64	22,47	18,63	7,84	13,32	16,81	18,81
Çatı	8,96	9,76	8,09	6,81	5,79	7,30	8,17
Q Toplam	29,60	32,22	26,73	14,64	19,11	24,11	26,98

Bu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.12'de belirtilmiştir.



**Şekil 3.12:** Kapalı halı saha ısıtma yükü grafiği.

Grafikte de görüldüğü gibi kampüsteki en düşük ısıtma yüküne sahip binalardan biri olan Kapalı Halı saha için en kritik ısıtma yükü Ocak ayında görülmektedir.

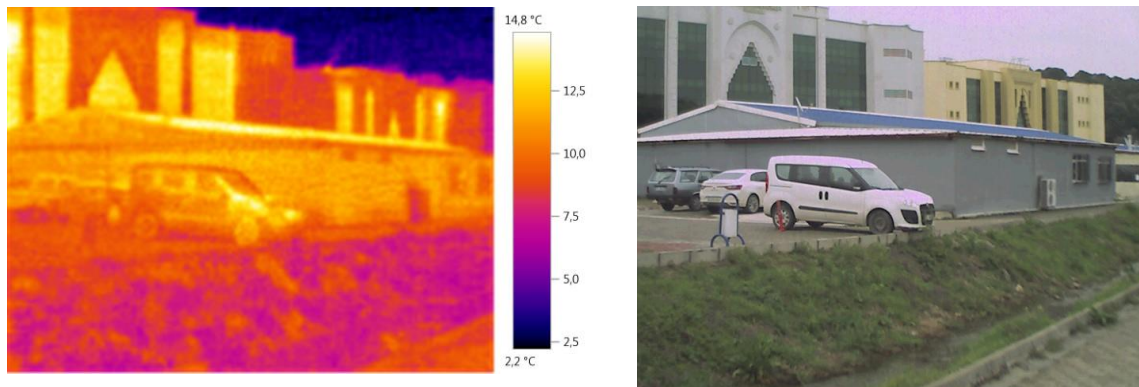
### 3.3.6. Kapalı spor salonu ısıtma yükü analizi

Kampüs içinde bulunan kapalı spor salonu tek kattan oluşmaktadır. Kapalı halı sahaya ait ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.16'da gösterilmiştir.

**Çizelge 3.16:** Kapalı spor salonu ısı transfer yüzey alanı çizelgesi.

Açıklama	Zemin Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	359,2
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	4,025
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0

Kapalı spor salonuna ait termal kamera görüntüleri Şekil 3.13 te belirtilmiştir.



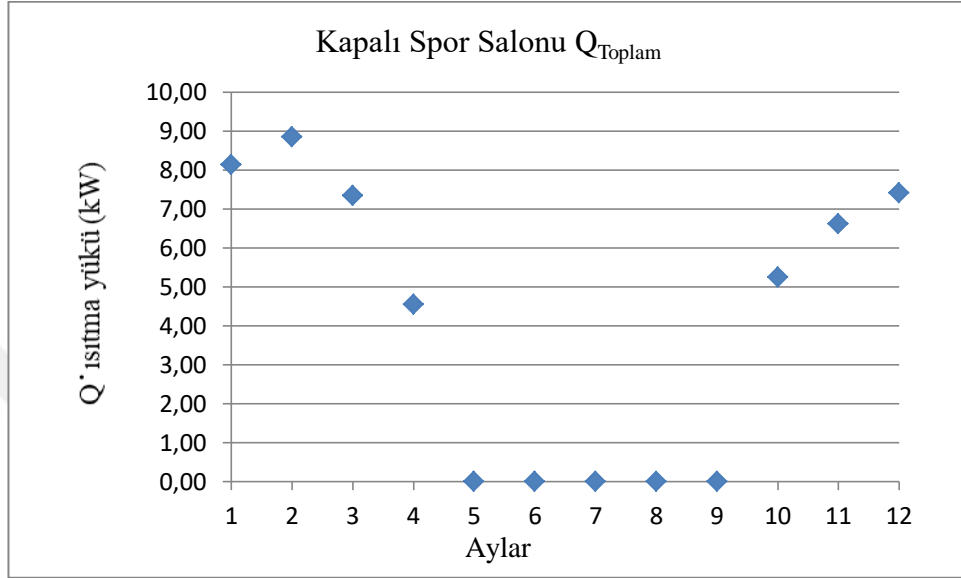
**Şekil 3.13:** Kapalı spor salonuna ait termal kamera görüntüleri.

Kapalı spor salonuna ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.17'de özetlenmiştir.

**Çizelge 3.17:** Kapalı spor salonu ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
Zemin Kat	4,27	4,65	3,85	1,62	2,76	3,48	3,89
Çatı	3,86	4,20	3,49	2,93	2,49	3,15	3,52
<b>Q Toplam</b>	<b>8,13</b>	<b>8,85</b>	<b>7,34</b>	<b>4,55</b>	<b>5,25</b>	<b>6,62</b>	<b>7,41</b>

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.14'te belirtilmiştir.



**Şekil 3.14:** Kapalı spor salonu ısıtma yükü grafiği.

### 3.3.7. Rektörlük binası ısıtma yükü analizi

Rektörlük binası toplamda 5 kattan oluşmaktadır. Binada bulunan 193 oda, 1 bodrum kat, tuvalet ve koridorlar tek tek hesaplanmış ve ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.18'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.18:** Rektörlük binası ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

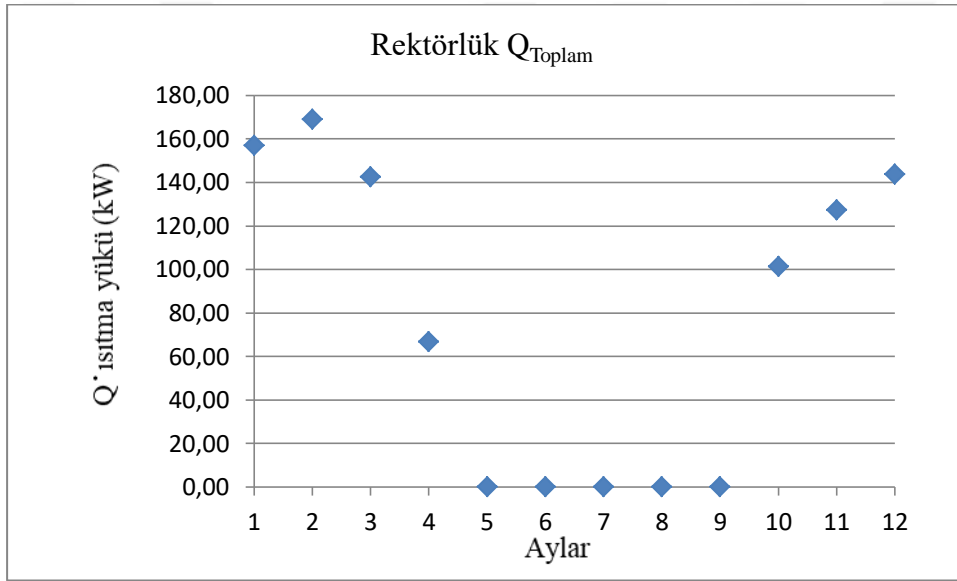
Açıklama	1. Bodrum	Zemin Kat	1. Kat	2. Kat	3. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	967,97	1369,13	1016,54	929,92	1316,56
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler)	68,34	207,82	248,07	214,34	216,67
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	1703,70	4955,07	1041,76	1065,32	824,72
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler)	70,70	100,76	100,54	106,48	66,88
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	137,52	273,49	98,56	98,56	157,04
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencereleler)	2,20	31,24	17,00	8,50	0,00

Rektörlük binasına ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.19’da özetlenmiştir.

**Çizelge 3.19:** Rektörlük binası ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
1. Bodrum Kat	10,50	10,40	9,52	3,85	3,72	6,44	9,55
Zemin Kat	38,95	41,98	35,64	15,37	26,84	32,61	35,92
1. Kat	31,37	34,02	28,45	12,07	20,73	25,79	28,71
2. Kat	27,70	30,03	25,15	10,69	18,40	22,83	25,38
3. Kat	31,79	34,52	28,81	12,19	20,88	26,08	29,07
Çatı	16,54	18,01	14,94	12,56	10,68	13,47	15,08
<b>Q Toplam</b>	<b>156,85</b>	<b>168,96</b>	<b>142,50</b>	<b>66,74</b>	<b>101,25</b>	<b>127,22</b>	<b>143,70</b>

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.15’te belirtilmiştir.



**Şekil 3.15:** Rektörlük binası ısıtma yükü grafiği.

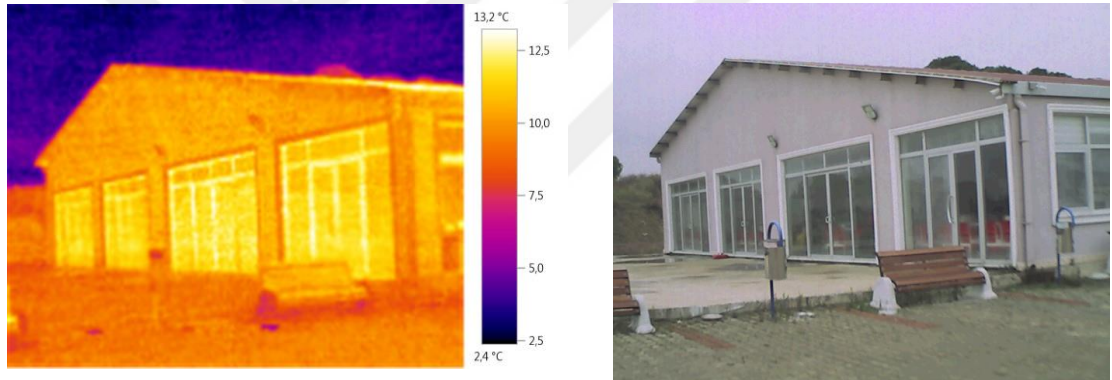
### 3.3.8. Yemekhane ısıtma yükü analizi

Kampüs içinde bulunan yemekhane salonu tek kattan oluşmaktadır. Yemekhaneye ait ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.20’de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.20:** Yemekhane binası ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	Zemin Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	538
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	7,7
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)	0
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)	0

Yemekhaneye ait termal kamera görüntüleri Şekil 3.16’da belirtilmiştir.



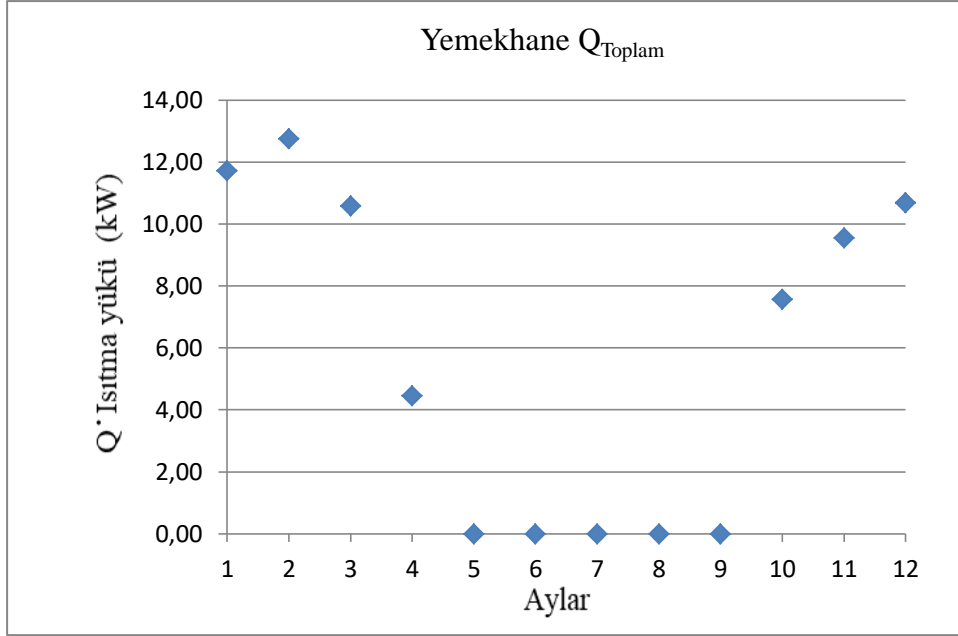
**Şekil 3.16:** Yemekhaneye ait termal kamera görüntüleri.

Kapalı spor salonuna ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.21’de özetlenmiştir.

**Çizelge 3.21:** Yemekhane ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
Zemin Kat	6,50	7,08	5,87	0,49	4,20	5,30	5,93
Çatı	5,23	5,69	4,72	3,97	3,37	4,26	4,76
<b>Q Toplam</b>	<b>11,73</b>	<b>12,77</b>	<b>10,59</b>	<b>4,46</b>	<b>7,57</b>	<b>9,55</b>	<b>10,69</b>

Aylara göre toplam yıllık ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.17’de belirtilmiştir.



Şekil 3.17: Yemekhane binası ısıtma yükü grafiği.

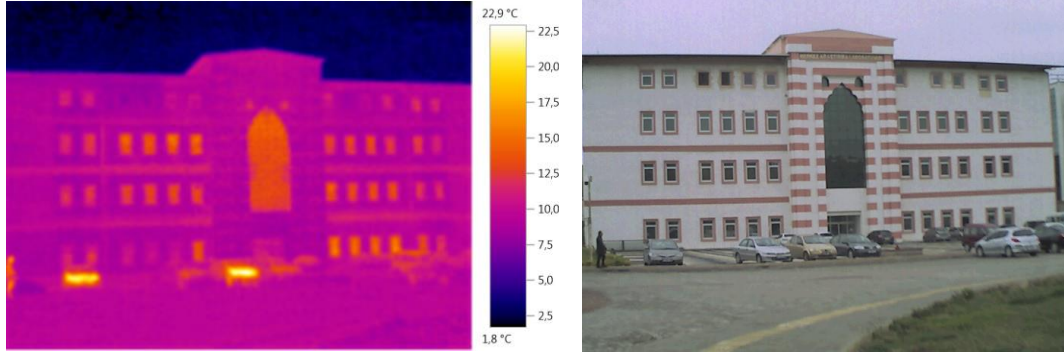
### 3.3.9. Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yükü analizi

Kampüs içinde bulunan merkezi araştırma laboratuvarı 4 kattan oluşmaktadır. Merkezi araştırma laboratuvarına ait ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.22’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.22: Merkezi araştırma laboratuvarı ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

Açıklama	1. Bodrum Kat	Zemin Kat	1. Kat	2. Kat
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	428,265	275,88	240,6	137,8
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	45,6	34,56	38,4	15,525
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	428,265	419,88	384,6	161,2
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	43,04	17,6	30,8	18,92
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m <sup>2</sup> )	151,245	230,24	228,52	394,08
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m <sup>2</sup> )	8,1	135,38	16,98	5,1

Merkezi araştırma laboratuvarına ait termal kamera görüntüleri Şekil 3.18’de belirtilmiştir.



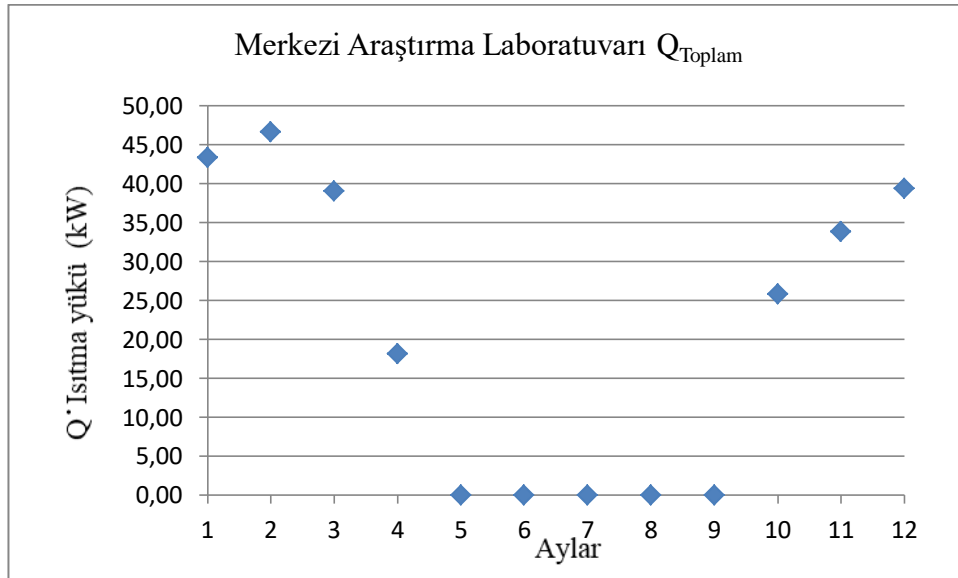
Şekil 3.18: Merkezi araştırma laboratuvarı termal kamera görüntüleri.

Merkezi Araştırma Laboratuvarı ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.23’de özetlenmiştir.

Çizelge 3.23: Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
1. Bodrum Kat	5,55	5,49	4,97	1,95	1,56	3,16	4,99
Zemin Kat	16,43	17,93	14,79	6,18	10,44	13,29	14,93
1. Kat	9,12	9,91	8,26	3,49	5,97	7,47	8,34
2. Kat	7,15	7,80	6,44	2,70	4,57	5,80	6,51
Çatı	5,07	5,52	4,58	3,85	3,27	4,13	4,62
Q Toplam	43,33	46,66	39,05	18,18	25,81	33,85	39,39

Bu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.19’da belirtilmiştir.



Şekil 3.19: Merkezi araştırma laboratuvarı ısıtma yükü grafiği.

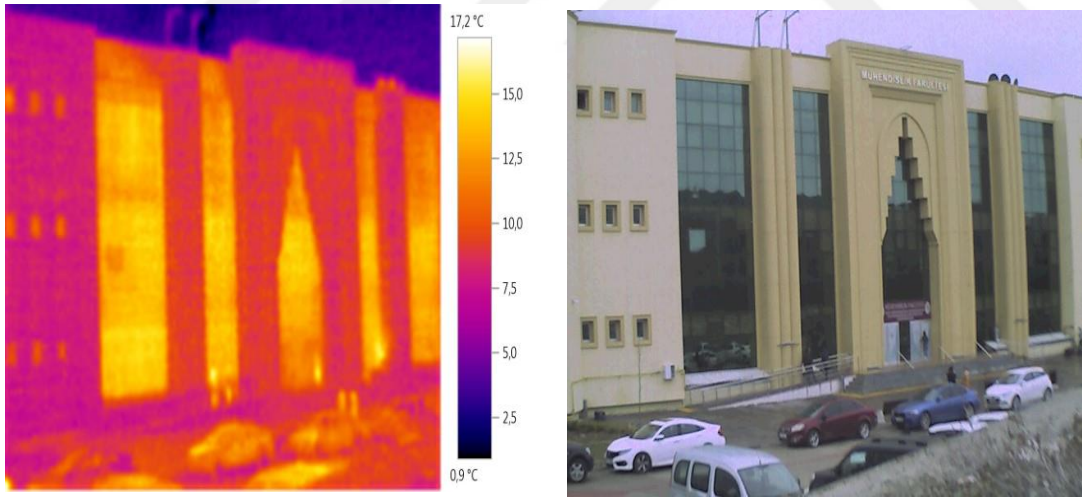
### 3.3.10. Mühendislik fakültesi ısıtma yükü analizi

Kampüs içinde bulunan Mühendislik Fakültesi 5 kattan oluşmaktadır. Merkezi araştırma laboratuvarına ait ısı transfer yüzey alanları Çizelge 3.24’de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.24:** Mühendislik fakültesi ısı transfer yüzey alanları çizelgesi.

	2. Bodrum	1. Bodrum	Zemin	1. Kat	2. Kat
<b>A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)</b>	1184,7	1060	869,2	1197,2	1142,4
<b>A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)</b>	0	0	447,08	447,08	447,08
<b>A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)</b>	1393,15	806	775,31	963,5	611,1
<b>A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)</b>	76,32	43,94	47,96	99	31,68
<b>A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar) (m2)</b>	35,75	364	328	0	0
<b>A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere) (m2)</b>	0	16,56	0	0	0

Mühendislik Fakültesine ait termal kamera görüntüleri Şekil 3.20’de belirtilmiştir.



**Şekil 3.20:**Mühendislik fakültesi termal kamera görüntüsü.

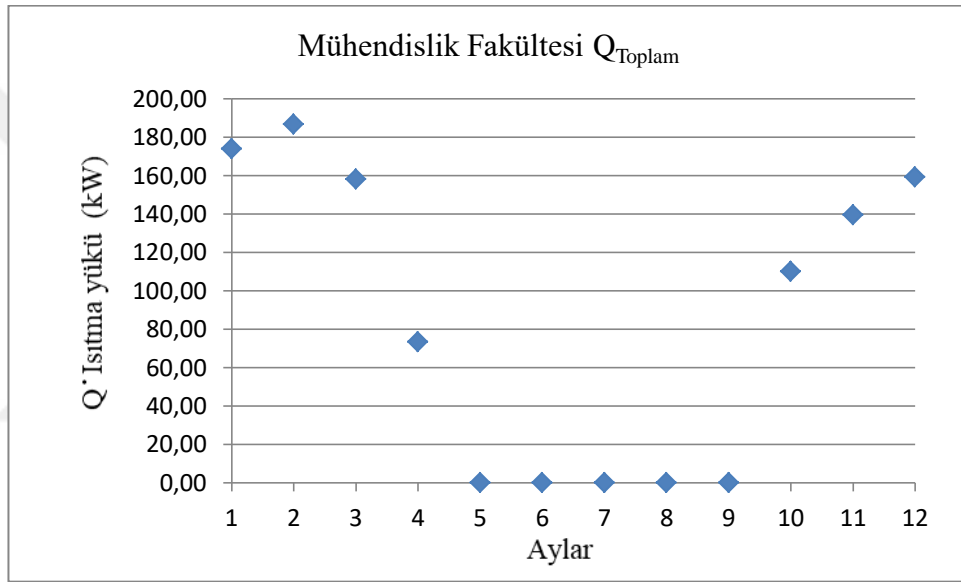
Mühendislik Fakültesine ait ısıtma yükü hesabı her ay için yapılmıştır. Hesaplanan veriler Çizelge 3.25’te özetlenmiştir.



**Çizelge 3.25:** Mühendislik fakültesi ısıtma yükü analizi çizelgesi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık
2. Bodrum Kat	8,62	8,54	7,83	3,19	3,20	5,37	7,86
1. Bodrum Kat	9,19	9,09	8,21	3,20	2,43	5,14	8,25
Zemin Kat	14,02	15,21	12,73	5,41	9,30	11,55	12,84
1. Kat	14,80	15,98	13,50	5,79	10,07	12,32	13,61
2. Kat	13,48	14,60	12,24	5,21	8,97	11,11	12,35
Kapı ve Pencere	96,52	104,40	87,88	37,55	64,97	79,99	88,63
Çatı	17,23	18,76	15,56	13,09	11,13	14,03	15,71
<b>Q Toplam</b>	<b>173,86</b>	<b>186,58</b>	<b>157,96</b>	<b>73,44</b>	<b>110,06</b>	<b>139,52</b>	<b>159,25</b>

Bahse konu aylara göre toplam ısıtma yükü değerleri özeti Şekil 3.21’de belirtilmiştir.



**Şekil 3.21:** Mühendislik fakültesi ısıtma yükü grafiği.

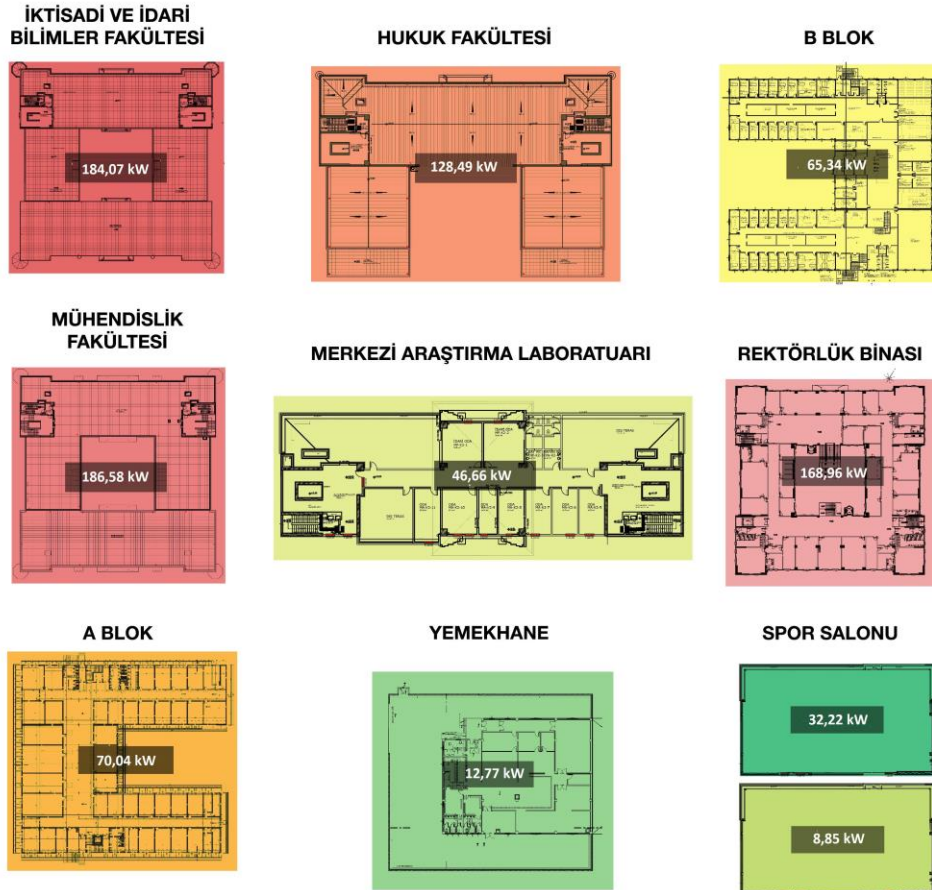
Kampüste bulunan tüm binaların toplam ısı yükleri Çizelge 3.26’da verilmiştir.

Son 10 yılın saat başı ölçülen hava sıcaklıkları, aylara göre analiz edildi. Analize göre şubatın kritik hava koşulları (en düşük sıcaklık değeri) olan ay olduğu tespit edildi. Binaların ısıtma sistemi, maksimum ısıtma yükünü karşılayabilecek ısı güçte, yani şubat ayı koşullarında ısı konforu sağlayabilecek güçte tasarlandı. Hava istatistiklerine göre hesaplanan güç cinsinden ısıtma yükü Çizelge 3.26 da verilmiştir. Kritik değerler göz önüne alınarak yapılan hesaplamalarda ısıtma sistemi gücünün 900 kW civarında olması gerektiği tespit edilmiştir.

Çizelge 3.26: Merkez kampüsteki binaların aylara göre ısıtma yükü analizi.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık	Toplam
A Blok Isı Yükü (kW)	64,58	70,04	58,60	30,30	42,74	53,14	59,12	378,52
B Blok Isı Yükü (kW)	60,18	65,34	54,52	28,32	39,52	49,36	55,02	352,26
Hukuk Fakültesi Isı Yükü (kW)	119,38	128,49	107,86	73,34	72,82	94,27	108,79	704,95
İİBF Isı Yükü (kW)	174,25	184,07	155,91	69,08	85,09	124,00	157,17	949,57
Kapalı Spor Sahası Isı Yükü (kW)	29,60	32,22	26,73	14,64	19,11	24,11	26,98	173,39
Kapalı Spor Salonu Isı Yükü (kW)	8,13	8,85	7,34	4,55	5,25	6,62	7,41	48,15
Rektörlük Isı Yükü (kW)	156,85	168,96	142,50	66,74	101,25	127,22	143,70	907,22
Yemekhane Isı Yükü (kW)	11,73	12,77	10,59	4,46	7,57	9,55	10,69	67,36
Merkezi Araştırma Lab Isı Yükü (kW)	43,33	46,66	39,05	18,18	25,81	33,85	39,39	246,27
Mühendislik Fakültesi Isı Yükü (kW)	173,86	186,58	157,96	73,44	110,06	139,52	159,25	1,000.67
Toplam Kampüs Isı Yükü (kW)	841,89	903,99	761,05	383,07	509,22	661,64	767,52	4,828.38

Isıtma yükünü görselleştiren enerji haritası Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



Şekil 3.22: Kampüsün ısıtma yükü haritası.

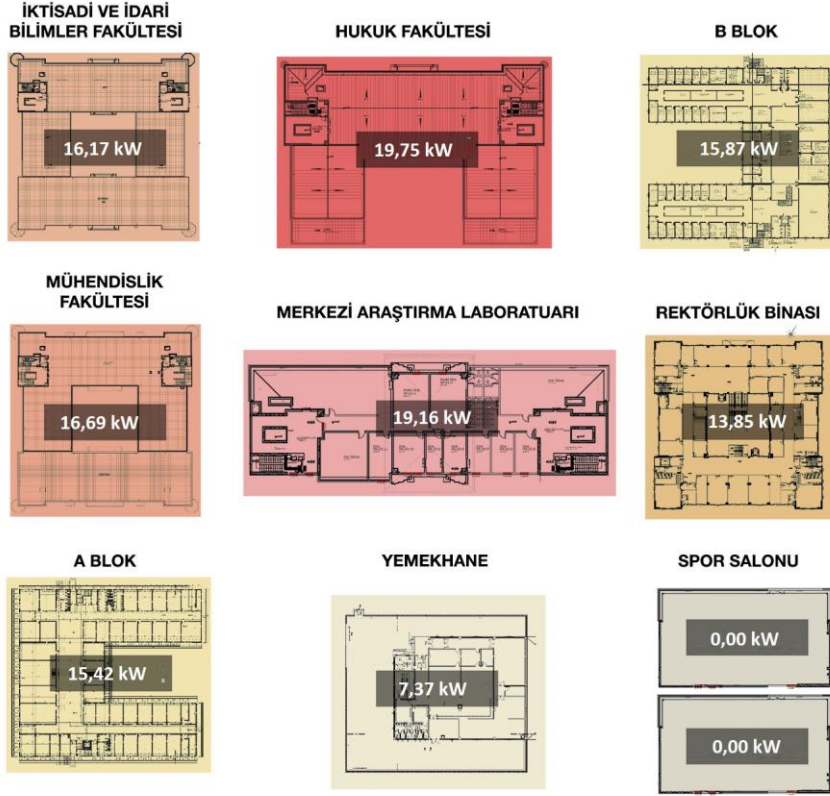
Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsünde bulunan her bir binanın mimari yapısının farklı olduğu göz önünde bulundurulduğunda anlamlı bir kıyaslama yapılabilmesi için ısı yükleri birim alan başına enerji tüketimi şeklinde tespit edilmiş ve Çizelge 3.27’de özetlenmiştir.

Kampüsteki binaların ısıtma ve soğutma işleri için 90 kW anma gücünde birden fazla ısı pompasının kaskat şeklinde çalıştırılarak, mevcut ısıtma sistemlerinin takviye edilmesi planlanmıştır. Böylece, kampüs alanındaki bütün binaların ısıtma sistemlerinde standartlaştırma imkanının araştırılması da planlanmıştır. Örneğin, Rektörlük binasının ısıtma yükü 173,07 kW olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan sistemle 2 adet 90 kW’lık ısı pompası kullanılarak sistemin çalışma rejiminin optimizasyonu da araştırılabilecektir.

**Çizelge 3.27:**Birim alan başına ısıtma yükü.

Açıklama	Toplam Isıtma yükü (kW)	Toplam Alan (m <sup>2</sup> )	Birim Alan Başına Isıtma yükü x 10 <sup>3</sup> kW/m <sup>2</sup>
<b>A Blok</b>	70,04	4541	15,42
<b>B Blok</b>	65,34	4116	15,87
<b>Kapalı Spor Sahası</b>	32,22		0,00
<b>Yemekhane</b>	12,77	1733	7,37
<b>Merkezi Araştırma Laboratuvarı</b>	46,66	2435	19,16
<b>Hukuk Fakültesi</b>	128,49	6507	19,75
<b>Kapalı Spor Salonu</b>	8,85		0,00
<b>Mühendislik Fakültesi</b>	186,58	11176	16,69
<b>İİBF</b>	184,07	11385	16,17
<b>Rektörlük</b>	168,96	12197	13,85

Çizelge 3.27’deki hesaba dayanarak oluşturulan ve birim alan başına ısıtma yükünü görselleştiren enerji haritası Şekil 3.23’te gösterilmiştir.



**Şekil 3.23:** Birim alan başına ısıtma yükü haritası.

A blok ısıtma yükü 70,04 kW, B Blok ısıtma yükü 65,34 kW ve Kapalı spor sahası ısıtma yükü ise 32,22 kW, yemekhane ısıtma yükü 12,77 kW hesaplanmıştır. Bu dört binaya ait ısı yüklerinin toplamı 180,37 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda, 2 adet 90 kW'lık ısı pompasının bahse konu dört bina için yeterli olacağı anlaşılmıştır.

Ancak, sistemler kurulurken kampüs binası içindeki konumlarının da göz önünde bulundurulması ve enerji nakli esnasında fazla kayıp olmaması için ısı merkezi yerinin söz konusu binalardan uzak seçilmemesi gerekmektedir.

Hukuk Fakültesi ısıtma yükü 128,49 kW, Merkez Araştırma Laboratuvarı ısıtma yükü 46,66 kW ve kapalı spor salonu 8,85 kW olarak hesaplanmıştır. Bu üç binanın konumları da birbirine yakın olması sebebiyle enerji naklinde ısı kayıplarının az olması beklenmektedir. Bu binaların iklimlendirmesinin 2 adet 90 kW'lık ısı pompası ile sağlanabileceği belirlenmiştir.

Mühendislik Fakültesi ısıtma yükü 186,59 kW olarak hesaplanmış olup, ısıtma yükünün karşılanması için 2 adet 90 kW'lık ısı pompası yeterli olacağı anlaşılmıştır.

İktisadi İdari Bilimler Fakültesi ısıtma yükü 184,07 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda 2 adet 90 kWlık ısı pompası yeterli olacağı anlaşılmıştır.

Rektörlük binasının ısıtma yükü 168,96 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda 2 adet 90 kWlık ısı pompası yeterli olacağı anlaşılmıştır.

Belirtilen tüm binalara belirtilen adetlerde ısı pompası kurulduğu takdirde toplam 10 adet ısı pompası ile tüm kampüsün ısınma ihtiyacı karşılanabilecek durumda olduğu anlaşılmıştır.

### 3.4. Soğutma Yükü Analizi

Soğutma yükü, bir ortamın sıcaklığını sabit tutabilmek için dışarı atılması gerekli ısı miktarı olarak tanımlanabilir [25]. Soğutma yükünün hesaplanmasında etkin olan değişkenler 24 saat içerisinde bile değişkenlik gösterebilmektedir. Soğutma yükü hesaplarında iletim yoluyla yapı elemanlarından olan kazanç, kapı ve pencerelerden sızma ve insanlardan olan ısı kazançlarının oluşturduğu soğutma yükü belirlenir [26].

Güneşe maruz kalan dış yüzeylerde radyasyon yoluyla ısı kazancı söz konusudur. Bu nedenle de soğutma yükü hesabı yapılırken radyasyon faktörü oldukça büyük önem arz etmektedir [27].

Soğutma yükü hesaplanırken, duvarlardan ve pencerelerden iletim ve taşınım ile olan ısı transferi, pencerelerden olan ışınlama ısı kazancı ve insandan olan ısı kazancı gibi faktörler dikkate alınmalıdır.

$$Q_{\text{Toplam Soğutma Yükü}} = \left( \begin{array}{c} \text{İletim ve Taşınım ile} \\ \text{olan ısı transferi} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Işınlama ile} \\ \text{olan ısı kazancı} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{İnsandan} \\ \text{olan ısı kazancı} \end{array} \right) \quad (3.2)$$

Burada iletim ve taşınım ile olan ısı kazançları Denklem 3.3 ile verilen genel ifade ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = U A (T_d - T_i) \quad (3.3)$$

Burada;

U: Bileşik Isı Transfer Katsayısı (W/m<sup>2</sup> °C)

A: Isı Transfer Yüzey Alanı (m<sup>2</sup>)

T<sub>d</sub>: Dış Ortam Hava Sıcaklığı (°C)

T<sub>i</sub>: Ortam Sıcaklığı (°C)

İfade etmektedir.

Yaz mevsiminde ışınlama olan ısı kazancı ise aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = A_p SC SHGF CLF \quad (3.4)$$

Burada;

$A_p$ : Pencerenin Net Cam Alanı ( $m^2$ )

SC: Gölgeleme Katsayısı

SHGF: Maksimum Güneş Enerjisi Isı Kazancı Faktörü ( $W/m^2$ )

CLF: Soğutma Faktörü

İfade etmektedir.

Burada bulunan Gölgeleme Katsayısı (SC) Çizelge 3.28'den tespit edilmektedir.

**Çizelge 3.28:** Çeşitli pencereler için gölge katsayıları [28,29].

Pencere Cinsi	Panjurlu		Perde		Tül Perde	İç Gölgesiz
	Açık	Koyu	Açık	Koyu		
Tek Camlı Pencere	0,55	0,64	0,59	0,25	0,39	1,00
Çift Camlı Pencere	0,51	0,57	0,60	0,25	0,37	0,82
Üç Camlı Pencere	0,51	0,57	0,60	0,25	0,37	0,58

Denklemin 3.4'te belirtilen pencereler için güneş ısı kazancı faktörünün (SHGF) kuzey enlemler için seçimi Çizelge 3.29'a göre yapılacaktır.

**Çizelge 3.29:** Pencere için maksimum güneş ısı kazancı faktörü (SHGF) ( $W/m^2$ ) kuzey enlemler için.

40 Derece										
	K	KKD KKB	KD KB	DKD BKB	D B	DGD BGB	GD GB	GGD GGB	G	Yatay
<b>Ocak</b>	63	63	63	233	486	647	760	795	801	420
<b>Şubat</b>	76	76	158	407	587	738	776	770	760	568
<b>Mart</b>	91	91	293	533	688	751	745	681	650	704
<b>Nisan</b>	107	224	441	599	707	704	640	536	486	795
<b>Mayıs</b>	117	322	521	637	694	656	552	420	357	836
<b>Haziran</b>	151	357	543	647	681	628	508	366	300	842
<b>Temmuz</b>	120	322	514	625	681	641	536	681	344	827
<b>Ağustos</b>	110	224	426	584	681	675	618	536	470	779
<b>Eylül</b>	95	95	274	505	640	716	713	659	631	678
<b>Ekim</b>	79	79	154	388	568	710	751	745	738	558
<b>Kasım</b>	63	63	63	230	476	634	748	782	789	416
<b>Aralık</b>	57	57	57	189	476	593	786	786	798	357

Denklemdaki Soğutma faktörü değeri (CLF) ise Çizelge 3.30'da sunulmuştur. Soğutma faktörü, güneş ışığının ısınma etkilerinin dâhil edilmesi ile iç ve dış hava sıcaklık farkını elde etmek için kullanılmaktadır. Soğutma yük faktörü olarak da adlandırılmakta olan CLF, günün erken saatlerinden itibaren elde edilen ısı kazanımına kıyasla belirli bir zamandaki soğutma yüküdür.

Çizelge 3.30: İç gölgesiz pencereler için soğutma yükü faktörleri (CLF) [30].

Pencere Yünü	Oda Yapısı	Günlük Zaman (Saat)																								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
K	H	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	
	O	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,8	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	
	A	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	
KKD	H	0,1	0,1	0	0	0	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	
KD	H	0	0	0	0	0	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0	0,2	0,4	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
DKD	H	0	0	0	0	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
D	H	0	0	0	0	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
DGD	H	0,1	0	0	0	0	0,2	0,3	0,5	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
GD	H	0,1	0	0	0	0	0,1	0,3	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	
GGD	H	0,1	0,1	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	
G	H	0,1	0,1	0,1	0	0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	
GGB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
GB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
BGB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
B	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	
BKB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,4	0,5	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	
KB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,5	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	
	O	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	
KKB	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,6	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
YATAY	H	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	
	O	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	
	A	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	

H: Hafifi yapılı oda O: Orta yapılı oda A: Ağır yapılı oda

Soğutma yükü hesabına insandan olan ısı kazancı eklenmelidir. Fanger tarafından geliştirilen modeller, vücudun ısı dengede kalabildiğini ve enerjinin depolanmasının ihmal edilebileceğini belirtmektedir. Vücut sürekli rejimde olduğuna göre, vücutta



ürettiği ısı enerjisi duyulur ve gizli ısı şeklinde çevreye atmaktadır. Dolayısıyla vücut sıcaklığı zamana göre değişmeden sabit kalabilmektedir [17].

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{sk}) + (C + E_{res}) \quad (3.5)$$

Burada,

M: Toplam Metabolik Isı Üretimi W/m<sup>2</sup>

Q<sub>sk</sub>: Deriden Toplam Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

Q<sub>res</sub>: Solunumla Toplam Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

C: Konveksiyonla Olan Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

R: Radyasyonla Olan Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

C+R: Deriden Toplam Duyulur Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

E<sub>sk</sub>: Deriden Toplam Gizli Isı Kaybı W/m<sup>2</sup>

E<sub>res</sub>: Solunum Nedeniyle Gizli Isı Kaybı W/m<sup>2</sup> İfade etmektedir.

Bu denklemlerden yola çıkılarak farklı mahaller için yaklaşık olarak hesaplanan insandan olan ısı kazancı Çizelge 3.31’de gösterilmektedir.

**Çizelge 3.31:** İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi) [31]

Mahaller	Duyulur (W/kişi)	Gizli (W/kişi)	Toplam (W/kişi)
Okullar, Tiyatro, Sinema	70	40	110
Ofisler, Konutlar, Oteller	70	60	130
Mağazalar, Dükkanlar	70	60	130
Bankalar	75	70	145
Restoranlar	80	80	160
Diskotekler, Barlar	95	150	245
Spor Salonları	150	275	425

Yalova ili için Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan hava sıcaklık verilerinin analizi doğrultusunda son 10 yılın ortalama sıcaklıkları Çizelge 3.32’deki gibi tespit edilmişti.

**Çizelge 3.32:** Son 10 yıla ait aylık ortalama sıcaklıklar çizelgesi.

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Ortalama (°C)	6,89	7,99	9,82	13,28	17,96	22,39	24,94	25,07	21,33	16,17	12,62	8,53

Çizelge 3.32’de en yüksek sıcaklık ortalamasının ve en yüksek sıcaklık değerinin (kritik sıcaklık) ağustos ayına ait olduğu görülmektedir. Soğutma sistemlerinde en genel kabul gören yaklaşım, dış ortam ortalama sıcaklığının 20 °C nin üzerine çıktığı dönemlerde soğutma yapılmasıdır.

Denklem 3.3’e ile hesaplanan iletim ve taşınım ile olan ısı transferini karşılamak üzere gereken soğutma yükleri Çizelge 3.33’te verilmiştir.

**Çizelge 3.33:** İletim ve taşınım ile olan soğutma yükü (kW).

Q İletim Taşınım (kW)		Haziran	Temmuz	Ağustos
	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	22,39	24,94	25,07
	İç Ortam Sıcaklığı (°C)	20		
	Duvar Alanları (m <sup>2</sup> )	22576,85		
	Pencere Alanları (m <sup>2</sup> )	4252,88		
	U Duvar (W/m <sup>2</sup> C)	0,47		
	U Pencere (W/m <sup>2</sup> C)	2,8		
	Q Toplam (kW)	53,87	111,31	114,11

Denklem 3.4’e göre yapılan radyasyon ile olan ısı kazancı her cepheye ve her aya göre değişmektedir.

Yalova Üniversitesi Merkez kampüsteki tüm binaların Güney cepheye bakan yüzey alanları 1.448,84 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Yalova ili (40° Kuzey Enlemi) için soğutma faktörü (CLF) 0,6 olarak tespit edilmiştir. Güney cephesine ait radyasyon ile ısı kazancı hesabı Çizelge 3.34’te özetlenmiştir.

**Çizelge 3.34:** Güney cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı.

<b>Q Işınım (Güney)</b>		<b>Haziran</b>	<b>Temmuz</b>	<b>Ağustos</b>
	Pencere Alanları Güney (m <sup>2</sup> )	1448,84		
	Gölgelenme Katsayısı (SC)	0,82		
	Isı Kazanç Faktörü (SHGF) (W/m <sup>2</sup> )	300	344	470
	Soğutma Faktörü (CLF)	0,6		
	Q̇ (kW)	213,85	245,21	335,03

Yalova Üniversitesi Merkez kampüsteki tüm binaların Kuzey cepheye bakan yüzey alanları 1.077,47 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Yalova ili (40° Kuzey Enlemi) için soğutma faktörü (CLF) 0,8 olarak tespit edilmiştir. Kuzey cephesine ait radyasyonla ısı kazancı hesabı Çizelge 3.35'te özetlenmiştir.

**Çizelge 3.35:** Kuzey cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı.

<b>Q Işınım (Kuzey)</b>		<b>Haziran</b>	<b>Temmuz</b>	<b>Ağustos</b>
	Pencere Alanları Kuzey (m <sup>2</sup> )	1077,47		
	Gölgelenme Katsayısı (SC)	0,82		
	Isı Kazanç Faktörü (SHGF) (W/m <sup>2</sup> )	151	120	110
	Soğutma Faktörü (CLF)	0,8		
	Q̇ (kW)	106,73	84,82	77,75

Yalova Üniversitesi Merkez kampüsteki tüm binaların Doğu cephesine bakan yüzey alanları 912,34 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Yalova ili (40° Kuzey Enlemi) için soğutma faktörü (CLF) 0,5 olarak tespit edilmiştir. Doğu cephesine ait radyasyonla ısı kazancı hesabı Çizelge 3.36'da özetlenmiştir.

**Çizelge 3.36:** Doğu cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı.

<b>Q Işınım (Doğu)</b>		<b>Haziran</b>	<b>Temmuz</b>	<b>Ağustos</b>
	Pencere Alanları Doğu (m <sup>2</sup> )	912,34		
	Gölgelenme Katsayısı (SC)	0,82		
	Isı Kazanç Faktörü (SHGF) (W/m <sup>2</sup> )	681		
	Soğutma Faktörü (CLF)	0,5		
	Q̇ (kW)	254,73		

Yalova Üniversitesi Merkez kampüsteki tüm binaların Batı cephesine bakan yüzey alanları 814,24 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Yalova ili (40° Kuzey Enlemi) için

soğutma faktörü (CLF) 0,6 olarak tespit edilmiştir. Batı cephesine ait radyasyonla ısı kazancı hesabı Çizelge 3.37’de özetlenmiştir.

**Çizelge 3.37:** Batı cephesi radyasyonla ısı kazancı hesabı.

<b>İşinim</b> <b>(Batı)</b>		<b>Haziran</b>	<b>Temmuz</b>	<b>Ağustos</b>
	Pencere Alanları Batı (m <sup>2</sup> )		814,24	
	Gölgeleme Katsayısı (SC)		0,82	
	Isı Kazanç Faktörü (SHGF) (W/m <sup>2</sup> )		681	
	Soğutma Faktörü (CLF)		0,6	
	İşinim (kW)		272,81	

Tüm cephelerin radyasyonla olan ısı kazançları Haziran ayı için 848,12 kW, Temmuz ayı için 857,58 kW, Ağustos ayı için ise 940,33 kW olarak hesaplanmıştır.

İnsandan olan ısı kazancı hesaplanırken, Çizelge 3.31’de verilen insan vücudundan olan ısı kazançları kullanılmıştır. Yalova Üniversitesi Strateji Daire Başkanlığının hazırladığı 2018 yılı faaliyet raporuna göre 1647 mühendislik fakültesi öğrencisi, 3136 kişi İİB fakültesi öğrencisi, 1053 Hukuk fakültesi öğrencisi, 180 Sanat ve Tasarım fakültesi öğrencisi, 936 Sosyal Bilimler Enstitüsü öğrencisi ve 212 Fen Bilimleri Enstitüsü öğrencisi olmak üzere merkez yerleşkede toplam 7164 öğrenci bulunmaktadır. Öğrencilerin yanı sıra 483’ü akademik, 209’u idari olmak üzere toplam 692 personel bulunmaktadır. Fakat, yaz dönemi olduğu için enstitü öğrencilerinin okulda bulunmadığı, lisans öğrencilerinin %50 sinin yaz okuluna kaldığını ve %20 personelin de yaz tatili için izin kullandığı varsayımı ile kampüste bulunan toplam insan sayısı 3561 olarak hesaplanmıştır.

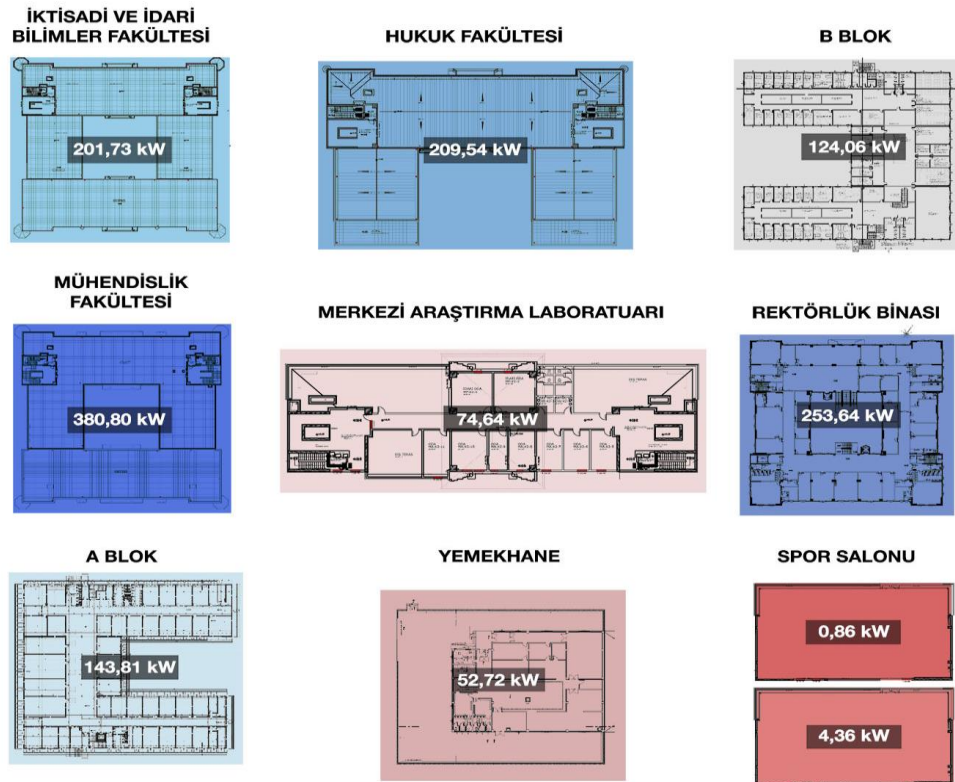
Çizelge 3.31’de kişi başı ısı kazancınının 110W/kişi olduğu belirtilmişti. Yalova Üniversitesinde bulunan 3561 kişiden toplam ısı kazancı 391,71 kW olarak hesaplanmaktadır.

Yapılan soğutma yükü hesaplarına ait özet Çizelge 3.38’de verilmiştir.

**Çizelge 3.38:** Soğutma yükü hesap çizelgesi.

Açıklama	Haziran	Temmuz	Ağustos
Q İletim Taşınım (kW)	53,87	111,31	114,11
Q Işınım (Güney) (kW)	213,85	245,21	335,03
Q Işınım (Kuzey) (kW)	106,73	84,82	77,75
Q Işınım (Doğu) (kW)	254,73	254,73	254,73
Q Işınım (Batı) (kW)	272,81	272,81	272,81
Q İnsandan Olan Isı Kazancı (kW)	391,71	391,71	391,71
Q Soğutma Yükü Toplam (kW)	<b>1293,70</b>	<b>1360,59</b>	<b>1446,15</b>

Hesaplanan soğutma yükleri haritası Şekil 3.24'te gösterilmiştir.



**Şekil 3.24:** Kampüsün soğutma yükü haritası.

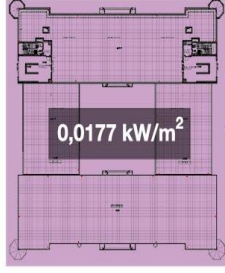
Her bir bina için birim alan başına düşen soğutma yükü ise Çizelge 3.39'da verilmiştir.

**Çizelge 3.39:** Birim alan başına soğutma yükü.

<b>Açıklama</b>	<b>Toplam Soğutma Yükü (kW)</b>	<b>Toplam Alan (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Birim Alan Başına Soğutma Yükü kW/m<sup>2</sup></b>
<b>A Blok</b>	143,81	4541	0,0317
<b>B Blok</b>	124,06	4116	0,0301
<b>Hukuk Fakültesi</b>	209,54	6507	0,0322
<b>İİBF</b>	201,73	11385	0,0177
<b>Rektörlük</b>	253,64	12197	0,0208
<b>Kapalı Spor Sahası</b>	4,36		0,0000
<b>Kapalı Spor Salonu</b>	0,86		0,0000
<b>Yemekhane</b>	52,72	1733	0,0304
<b>Merkezi Araştırma Laboratuvarı</b>	74,64	2435	0,0307
<b>Mühendislik Fakültesi</b>	380,80	11176	0,0341

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsü için Çizelge 3.39'a göre oluşturulan Soğutma İçin Birim Alan Başına Enerji Tüketim Haritası (ETH) ise Şekil 3.25'de gösterilmiştir.

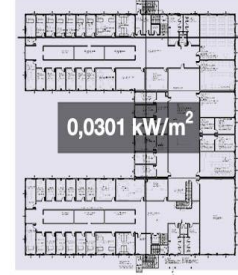
**İKTİSADİ VE İDARİ  
BİLİMLER FAKÜLTESİ**



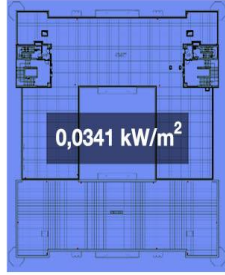
**HUKUK FAKÜLTESİ**



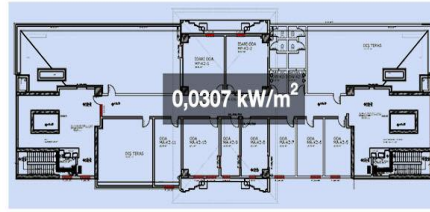
**B BLOK**



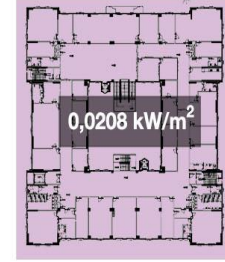
**MÜHENDİSLİK  
FAKÜLTESİ**



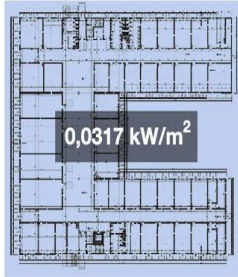
**MERKEZİ ARAŞTIRMA LABORATUARI**



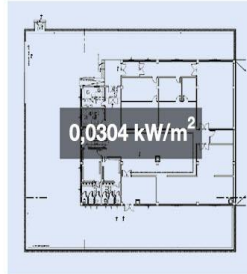
**REKTÖRLÜK BİNASI**



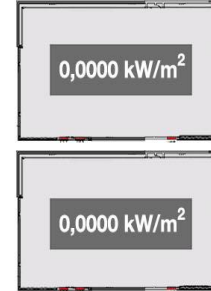
**A BLOK**



**YEMEKHANE**



**SPOR SALONU**



**Şekil 3.25:** Birim alan başına soğutma yükü haritası.

90 kW'lık ısı pompalarının yaz aylarında soğutma amaçlı kullanılması durumunda, ısıtma yüküne göre hesaplanan ısı pompasının toplam kapasitesi, soğutma yükünü karşılamak için yeterli gelmeyecektir. Bu nedenle de ısı pompası sistemlerinin yaz aylarında mevcut sisteme destek amaçlı kullanılması planlanmaktadır.

### 3.5. Fatura Analizi

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüse ait 2018 yılı için elektrik ve doğalgaz faturaları incelenmiş, kampüsün mevcut elektrik ve doğalgaz tüketimleri ile ihtiyaçlar kıyaslanmıştır.

#### 3.5.1. Doğalgaz tüketim analizi

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsü'nün 2018 yılına ait doğalgaz faturaları her bir bina için aylık toplam doğalgaz tüketimi Çizelge 3.40'ta sunulmuştur.

Çizelge 3.40: Merkez kampüs 2018 yılı doğalgaz tüketimleri.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
A Blok (Sm <sup>3</sup> )	4.488,07	4.191,62	3.082,56	851,25						839,36	3.012,60	3.692,27
B Blok (Sm <sup>3</sup> )	3.314,08	3.045,63	2.337,83	1.218,37						551,07	2.204,30	2.755,37
Hukuk Fakültesi (Sm <sup>3</sup> )	13.314,84	11.235,50	9.092,88	2.062,65						1.888,46	6.425,41	9.061,66
İİBF (Sm <sup>3</sup> )	19.897,76	18.301,68	15.964,56	9.318,31						7.434,43	13.401,38	20.067,28
Kapalı Spor Sahası (Sm <sup>3</sup> )	2.413,38	2.127,82	1.775,90	129,89							2.089,57	2.772,55
Kapalı Spor Salonu (Sm <sup>3</sup> )												
Rektörlük (Sm <sup>3</sup> )	17.757,12	15.601,39	14.708,18	8.073,96	24,25	9.295,19				5.544,20	12.668,84	18.340,05
Yemekhane (Sm <sup>3</sup> )	1.735,83	2.867,65	2.848,07	1.774,30	1.151,47	1.796,81			1.080,43	2.258,42	2.954,80	4.592,97
Merkezi Araştırma Lab (Sm <sup>3</sup> )	7.692,49	7.212,29	7.180,48	4.311,05	2.511,01	339,35			95,81	2.312,56	5.656,92	6.126,57
Mühendislik Fakültesi (Sm <sup>3</sup> )	14.979,20	14.459,11	12.371,68	3.087,49						4.211,33	7.963,21	10.803,43
Toplam Kampüs (Sm <sup>3</sup> )	85.592,77	79.042,69	69.362,14	30.827,27	3.686,73	11.431,35	0,00	0,00	1.176,24	25.909,92	56.377,02	78.212,15

Kampüsün 2018 toplam doğalgaz tüketimi 441.618,31 Sm<sup>3</sup>'dir. Bu da;

$$441.618,28 \frac{Sm^3}{yil} \times \frac{8250 \text{ kcal}}{1 Sm^3} \times \frac{1 kWh}{860 \text{ kcal}} = 4,237,217,28 \frac{kWh}{yil}$$

Olarak hesaplanmıştır. Kampüsün doğalgaz tüketimi 4,237,217.28 kWh iken, her bir binada ısıtma sezonu boyunca aylık iklim özellikleri ve her gün 10 saat boyunca ısıtma yapılacağı göz önünde bulundurularak hesaplanan teorik ısıtma yükü Çizelge 3.41 de verilmiştir.



**Çizelge 3.41:** Kampüsteki binalar için hesaplanan teorik ısıtma yükleri.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık	Toplam
A Blok Isı Yükü (kW)	64.58	70.04	58.6	30.3	42.74	53.14	59.12	378.52
B Blok Isı Yükü (kW)	60.18	65.34	54.52	28.32	39.52	49.36	55.02	352.26
Hukuk Fakültesi Isı Yükü (kW)	119.38	128.49	107.86	73.34	72.82	94.27	108.79	704.95
İİBF Isı Yükü (kW)	174.25	184.07	155.91	69.08	85.09	124	157.17	949.57
Kapalı Spor Sahası Isı Yükü (kW)	29.6	32.22	26.73	14.64	19.11	24.11	26.98	173.39
Kapalı Spor Salonu Isı Yükü (kW)	8.13	8.85	7.34	4.55	5.25	6.62	7.41	48.15
Rektörlük Isı Yükü (kW)	156.85	168.96	142.5	66.74	101.25	127.22	143.7	907.22
Yemekhane Isı Yükü (kW)	11.73	12.77	10.59	4.46	7.57	9.55	10.69	67.36
Merkezi Araştırma Lab Isı Yükü (kW)	43.33	46.66	39.05	18.18	25.81	33.85	39.39	246.27
Mühendislik Fakültesi Isı Yükü (kW)	173.86	186.58	157.96	73.44	110.06	139.52	159.25	1,000.67
Toplam Kampüs Isı Yükü (kW)	841.89	903.99	761.05	383.07	509.22	661.64	767.52	4828.38

Çizelge 3.41 de verilen ısı yükleri, kritik hava sıcaklıklarına göre hesaplanan değerlerdir. Kritik sıcaklıklar ise 10 yıllık atmosferik sıcaklık verileri analiz edilerek elde edilmiştir. Dolayısıyla Çizelge 3.41 de sunulan ısı yüklerinin son 10 yıl içerisinde karşılaşılabilecek en yüksek değerler olması beklenmektedir.

2018 yılı atmosfer sıcaklıkları göz önüne alınarak gerçekleştirilen analiz sonuçları ise Çizelge 3.42 de verilmiştir.

**Çizelge 3.42:** 2018 Yılı ortalama atmosferik verileri ile hesaplanan ısı yükleri.

Açıklama	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Ekim	Kasım	Aralık	Toplam
A Blok Isı Yükü (kW)	34.04	30.31	23.61	10.40	9.65	20.45	41.80	170.26
B Blok Isı Yükü (kW)	31.30	27.77	21.43	9.42	8.23	18.44	38.64	155.23
Hukuk Fakültesi Isı Yükü (kW)	67.24	61.70	49.11	26.99	15.16	36.42	85.09	341.71
İİBF Isı Yükü (kW)	113.71	110.40	91.40	36.39	18.96	49.09	151.83	571.78
Kapalı Spor Sahası Isı Yükü (kW)	14.93	13.14	9.92	4.53	3.21	8.40	18.66	72.79
Kapalı Spor Salonu Isı Yükü (kW)	4.10	3.61	2.72	1.41	0.88	2.31	5.12	20.16
Rektörlük Isı Yükü (kW)	88.33	80.55	64.70	26.64	26.16	52.42	109.01	447.80
Yemekhane Isı Yükü (kW)	5.92	5.21	3.93	1.38	1.27	3.33	7.39	28.43
Merkezi Araştırma Lab Isı Yükü (kW)	24.26	22.28	17.61	7.05	4.76	12.58	31.04	119.58
Mühendislik Fakültesi Isı Yükü (kW)	145.34	150.80	126.54	54.73	77.88	106.38	150.58	812.25
Toplam Kampüs Isı Yükü (kW)	529.17	505.75	410.98	178.94	166.17	309.81	639.17	2739.99

2018 Yılı verileri ile hesaplanan ısı yük, son 10 yılın analizi ile elde edilen kritik yükle kıyaslandığında, 2018 yılı ortalamasının kritik yükten %44,05 oranında daha düşük olduğu görülmüştür. 2018 yılı hava koşulları ortalaması ile hesaplanan ısı yükü, ısıtma sisteminin 2018 yılı boyunca her ay çalıştırılan gün sayısı ve günde 10 saat çalıştırılacağı göz önüne alınarak 3.753.785,00 kWh enerji harcanması gerektiği hesaplanmıştır. Bu değer doğal gaz faturaları ile kıyaslandığında, Kampüste ısınma için harcanan enerjinin TS 825 standardına göre harcanması gereken enerjiden %12,88 oranında daha fazla olduğu tespit edilmiştir. İklim verilerinin yıldan yıla büyük değişiklikler göstermesi sebebiyle söz konusu sapma da normaldir. Bu durumda kritik değerler göz önüne alınarak tasarlanacak ısı pompası gruplarının, atmosferik hava koşullarında ortalamadan ciddi bir sapma göstermediği takdirde, kampüsün enerji ihtiyacının tamamına yakını karşılayabileceği değerlendirilmektedir.

Kampüsteki tüm binalara belirtilen miktarda ısı pompası kurulduğu takdirde toplam 10 adet ısı pompası ile 2019 yılında kampüste kullanımda olan bütün binaların ısınma ihtiyacının karşılanabilecek durumda olduğu tespit edilmiştir.

### 3.5.2. Elektrik fatura analizi

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsü'nün 2018 yılına ait elektrik faturaları incelenmiş ve Çizelge 3.43'te özetlenmiştir.

**Çizelge 3.43:** Merkez kampüs 2018 yılı elektrik tüketimleri.

Dönem	Elektrik Tüketim kWh	Dönem	Elektrik Tüketim kWh
Ocak	193.379,40	Temmuz	178.703,10
Şubat	206.406,60	Ağustos	157.823,70
Mart	194.800,80	Eylül	139.304,10
Nisan	167.642,40	Ekim	167.469,90
Mayıs	161.722,20	Kasım	188.908,20
Haziran	138.876,30	Aralık	227.782,80
<b>Toplam</b>	<b>2.122.819,50</b>		

Çizelge 3.42'de görüldüğü gibi Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsü'nün toplam elektrik tüketimi 2.122.819,50 kWh'dir. 2018 yılında en fazla enerji 227 782,80 kWh ile aralık ayında tüketilmiştir. Tez kapsamında kampüsün elektrik tüketimine

yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji üretmek amacıyla yapılacak tasarımlarda, sistemin haftanın her günü 24 saat çalışacağı göz önünde bulundurularak ortalama 320 kW gücünde olması gerektiği tespit edilmiştir.





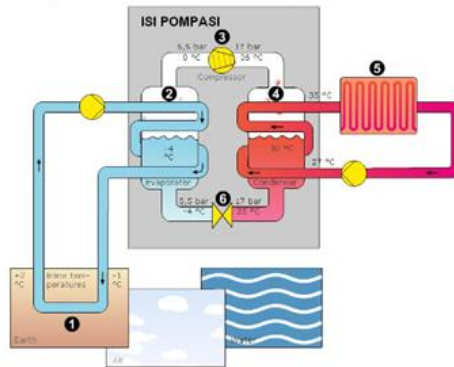
## 4.ISI POMPASI SİSTEMLERİ

Isı pompaları, kışın ısıtma, yazın ise soğutma amacıyla tasarlanmış cihazlar olarak tanımlanabilir. Ülkemizde son yıllarda bina ısıtılması için kullanılan ısı pompası türlerinde sıcaklık kaynağı olarak hava, nehir ve göl suları ya da toprak kaynakları kullanılmaktadır.

Isı pompası sistemleri yüksek verime sahip olması, işletme maliyetinin doğalgaza göre daha az maliyetli olması ve çevre dostu olması yönleriyle avantaj sağlamaktadır.

### 4.1. Isı Pompası Çalışma Prensibi

Isı enerjisi sıcaklığın çok olduğu yerden az olduğu yöne doğru transfer olur. Düşük sıcaklıkta bulunan ortamdan yüksek sıcaklıkta bulunan bir ortama ısı geçişi kendiliğinden gerçekleştirilemez. Bu olayın gerçekleşebilmesi için soğutma makineleri ve ısı pompaları olarak bilinen makinelerin kullanılması gerekir. Isı pompaları ve soğutma makinelerinin çevrimleri aynıdır. Fakat kullanılma amaçları farklıdır. Soğutma makinelerinde bir mahalın soğutulması amacı söz konusu iken, ısı pompalarında amaç bir mahalı ısıtmaktır. Isı pompasında ısı enerjisinin alındığı ortama kaynak, ısı enerjisinin aktarıldığı ortama ise kuyu denir. Isı pompaları sistemlerinde hava, toprak, güneş, su vb. ısı kaynakları kullanılır [32]. Isı pompasının temel çalışma prensibi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Isı pompası çalışma prensibi.

Isı pompalarının çalışma prensibi Carnot çevrimine dayanmaktadır ve temel olarak sıcaklık farkından yararlanarak çalışmaktadır [33]. Kompresör, soğutucu akışkanı belirli bir sıcaklık ve basınca sıkıştırma işlemi yapmaktadır. Kompresör yardımıyla yoğuşma basıncı ve sıcaklığına sıkıştırılan soğutucu akışkan, yoğuşturucuya (kondenser) girer ve yoğuşur. Kondenser, yoğuşma esnasında ortama ısı bırakan ekipmandır. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta doymuş sıvı fazındadır. Kısılma vanası yardımıyla sıvı fazdaki soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı sabit entalpide düşürülür. Düşük basınçta evaporatöre gelen sıvı fazdaki soğutucu akışkan, ortamdan çektiği ısı enerjisiyle buharlaşıp gaz fazına dönerken ortam soğutulmuş olur. Bu işlemden sonra akışkan başlangıç haline dönmüş ve bu şekilde ısı pompası çevrimi sağlanmış olur.

## **4.2. Isı Pompası Çeşitleri**

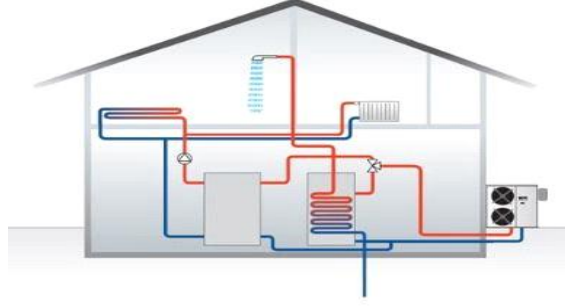
Isı pompaları kullandıkları kaynağa göre hava, su, toprak kaynaklı olmak üzere üç grupta incelenir. Dördüncü kaynak olarak güneş enerjisi de genelde diğer bir ısı kaynağına yardımcı olarak tercih edilebilir.

Ülkemizde son yıllarda binaların kışın ısıtılması için kullanılan ısı pompası türlerinde düşük sıcaklık kaynağı olarak dış hava, nehir ve göl suyu, toprak vb. tercih edilmektedir. Yaz aylarında ise serinletilmesi istenilen ortamdan çekilen ısı, dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu, vb. ortama transfer edilir. Ortam seçimi, iklim hareketleri, coğrafi konum, yatırım maliyeti gibi birçok etkene bağlı olarak değişir [32].

### **4.2.1. Hava kaynaklı ısı pompası**

Isı kaynağının boyutu, kullanılan cihazın yapısına, büyüklüğüne bağlı olarak belirlenir. Bazı hava kaynaklı ısı pompası uygulamalarında, buharlaştırıcı üzerinde yer alan bir fan yardımı ile ortam havası evaporatör kanallarından geçirilerek soğutma işlemi yapılır.

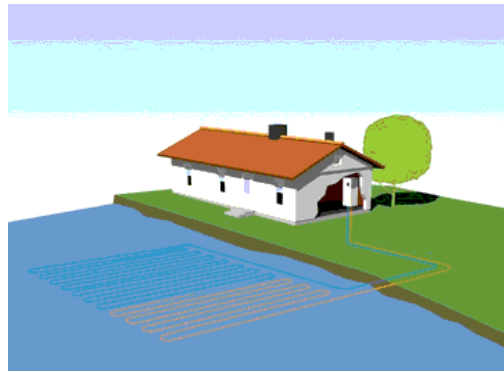
Hava kaynaklı ısı pompalarında sıcaklık değişimi ve buzlanma sorunu başlıca dezavantajlardır. Hava kaynaklı ısı pompaları tasarımı yapılırken hava sıcaklığının değişkenlik göstermesi göz önünde bulundurularak tasarım yapılır [34]. Hava kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi Şekil 4.2’de verilmiştir.



**Şekil 4.2:** Hava kaynaklı ısı pompası.

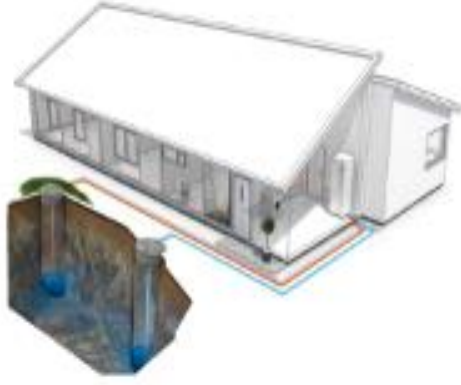
#### 4.2.2. Su kaynaklı ısı pompası

Ulaşılabilir bir derinlik ve sürekli akışa sahip bir su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Bazı toprak altı su kaynaklarının kullanıldığı ısı pompası uygulamalarında kuyu açılır ve kaynağından su emilerek ısı pompasında kullanılır. Geri basma kuyusu ile toprağa geri gönderilerek döngü tamamlanır. Bu tür sistemlerde, güneşten elde edilen ısı enerjisinin yeraltı suyunda depolanması büyük bir avantaj sağlar. Bazı ilim bölgelerinde Soğuk kış aylarında bile yer altı su kaynaklarının sıcaklık değerleri, +7 ile +12 °C arasındadır. Sıcaklık aralığı arttıkça etkinlik katsayısı azalır. Isı kaynağı sıcaklık değerlerinin fazla değişkenlik göstermemesi su kaynaklı ısı pompalarının avantajlarından biridir. Su kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi Şekil 4.3'te verilmiştir.

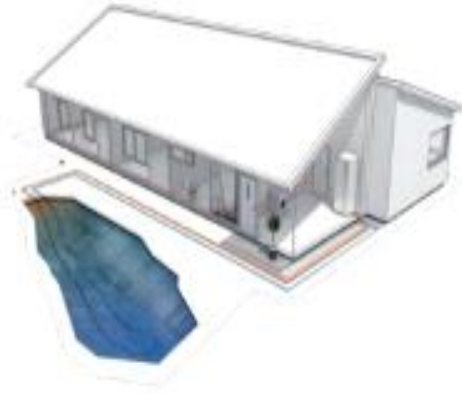


**Şekil 4.3:** Su kaynaklı ısı pompası.

Ayrıca ülkemizde yerüstü sularının sıcaklık değerlerinin genelde 0 °C nin altına inmemesi de büyük bir avantajdır [34]. Su kaynaklı ısı pompalarının yer altı suyu için kullanımı Şekil 4.4'te, göl veya denizdeki kullanımı için kullanımı ise Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4: Yer altı suyu kullanımı.



Şekil 4.5: Göl veya deniz kullanımı.

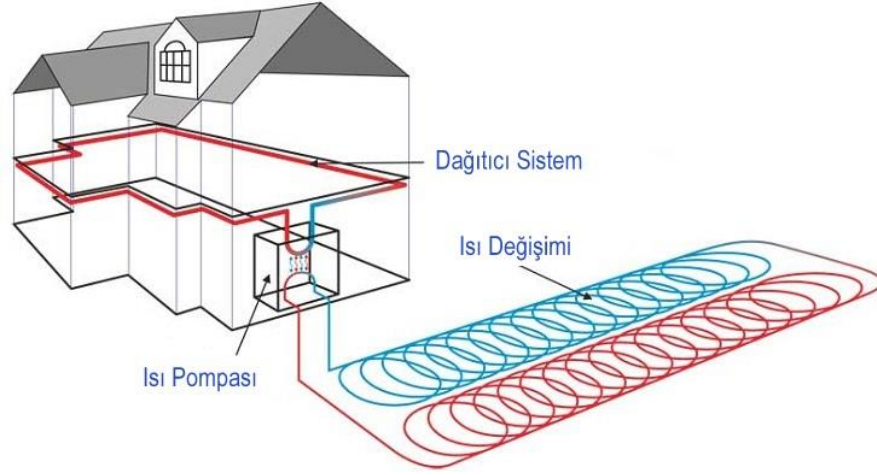
#### 4.2.3. Toprak kaynaklı ısı pompası

Güneş enerjisinin toprağın altında uzun müddet depolanabilme kapasitesi vardır. Toprağın tüm yıl boyunca yaklaşık olarak sabit sıcaklıkta kalması, ısı pompasının yüksek etkinlik katsayılarına ulaşabilmesi demektir. Toprak altından aktarılan enerji, genel kabul olarak donma sıcaklığı  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  civarı olması istenen bir antifriz-su karışımı ile sisteme iletilir [34]. Toprak kaynaklı ısı pompalarının dikey tip borulaması Şekil 4.6’da, yatay borulama uygulaması Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Dikey sondaj kullanımı.



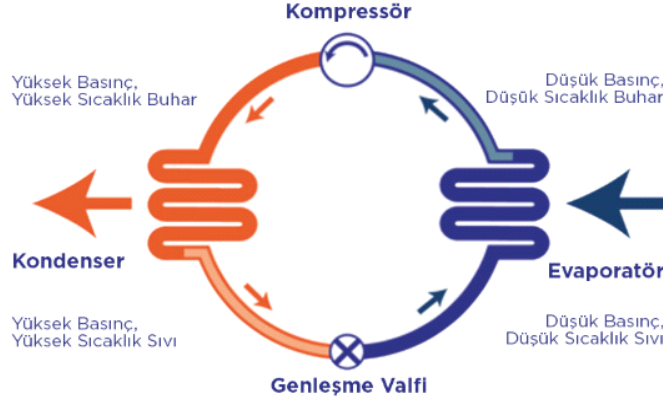


**Şekil 4.7:** Yatay borulama.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında ısı değiştirici boyutları belirlenirken göz önünde bulundurulması gereken hususlar; toprağın bileşimi, nem miktarı ve gömme derinliği, toprağın yoğunluğu ve içerdiği toprak olarak sıralayabiliriz. Toprak özelliklerinin değişim göstermesi yapım aşamasında zorluk yaratan nedenlerden biridir [35]. Isı pompası çalışmaya başladıktan sonra toprağın özellikleri değişebilir. Isı değiştiricisinin bulunduğu bölgeye yakın olan yerlerde toprak sıcaklığı azalır. Böylece bu bölgelerde nem miktarı ve toprak özellikleri değişim gösterebilir. Geri dönüş suyu sıcaklık değeri de aynı nedenden dolayı azalır ve bu durum, ısı pompası kapasitesini de ısıtma tesir katsayısını da etkiler [34]. Hatta, soğuk bölgelerde kullanılan ısıtma sistemlerinde toprağın donma ihtimali bulunmaktadır. Bunun sebebi topraktan sürekli olarak ısı çekilmesidir [36].

### 4.3. Isı pompası ekipmanları

Isı pompası ana elemanları; kompresör, kondenser genişleme valfi, evaporatör ve soğutucu akışkan olarak gruplandırılır. Isı pompası sisteminin elemanları Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



Şekil 4.8: Isı pompası elemanları.

Isı pompası sisteminde; kompresör, kondenser, evaporatör ve kısılma vanası ekipmanları bulunmaktadır.

#### 4.3.1. Kompresörler

Kompresörler, alçak basınca sahip buhar fazındaki soğutucu akışkanı basınçlandırarak yüksek basınçta çalışan yoğuşturucuya iletilmesini sağlar. Soğutucu akışkan çevrim süresince dolaştırılır. Soğuk kaynaktan sıcak kaynağa akışkan iletimi kompresör vasıtasıyla yapılır.

İdeal bir kompresörde şu özellikler aranır [35]:

- Çalışmaya başlama esnasında döndürme momentinin az olması,
- Farklı şartlarda çalışması koşullarında güvenlik açısından emniyetli olması,
- Kullanım ömrünün uzun olması,
- Birim soğutma başına minimum güç harcaması,
- Ucuz olması,

##### 4.3.1.1. Rotorlu tip kompresör

Rotorlu tip kompresör genellikle ufak soğutma sistemleri için kullanılır. Bu kompresörler; bir silindir ve bu silindir içerisinde bulunan ve dönerek hareket eden pistondan oluşmaktadır. Bu kompresörler hacim sıkıştırırlar. Evlerde kullanılan buzdolaplarında, derin dondurucularda ve bazı klimalarda kullanılmaktadır.

##### 4.3.1.2. Pistonlu tip kompresör

Pistonlu tip kompresörler; genellikle yoğuşma basıncı ve buhar yoğunluğu fazla olan R-22, R-407c, R-134a gibi soğutucu akışkan çeşitleri için tercih edilir.

Pistonlu tip kompresörler, bir silindir içerisinde lineer hareket eden bir pistonla sıkıştırma yapar. Bu kompresörde, tahrik motorunda dönme hareketi doğrusal harekete dönüştürülür. Buhar halindeki soğutucu akışkanın çekilmesi gerekir. Bunun için pistonun hareketiyle emiş vanalarının açılması sağlanır. Pistonun yukarıya hareketi ile soğutucu akışkan sıkıştırılması sağlanır. Silindir içinde bulunan basıncın yoğunlaşma basıncı ile dengelenmesi için akışkan dışarı atılır [35]. Pistonlu tip kompresör Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9: Pistonlu tip kompresör.

#### 4.3.1.3. Vidalı (helisel) kompresörler

Vidalı kompresörlerin yapısı basittir. Kullanım ömürleri uzundur. Hacimleri küçüktür. Diğer kompresörlere göre daha az titreşim hareketi yaparlar. Kayış kasnak yoktur ve bu şekilde tahrik sistemine bağlanırlar. Vidalı kompresör, daha çok hareketsiz parçalardan meydana gelir. Dolayısıyla verimleri de yüksektir. Bu tip kompresörler Chiller grubu sistemlerde ve uçak kabinleri iklimlendirilmesinde kullanılır [35]. Vidalı tip kompresör Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10: Vidalı tip kompresör.

#### 4.3.1.4. Turbo (dinamik) kompresörler

Bu tip kompresörlerde sıkıştırma işlemi dönerek hareket eden kanatlar ile gerçekleştirilir. Kanatlar çark çevresinde bulunur. Bir çarkın sıkıştırma oranı 1.2 den fazla olması istendiği durumlarda, birden fazla sayıda çarkın kullanılması gereklidir.

Çark sayısının fazla olması istenmez ve böyle durumlarda kademeli tipler tercih edilir [35]. Turbo kompresör Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11: Turbo kompresör tipi.

#### 4.3.1.5. Scroll (spiralli) kompresör

Scroll tip kompresörler, art arda bulunan iki elemanla sıkıştırma işlemi gerçekleştirebilen yörüngesel hareket edebilen, yer değiştirme sağlayabilen makinelere scroll tip kompresör denir. Spiralli tip kompresör Şekil 4.12'de gösterilmiştir.

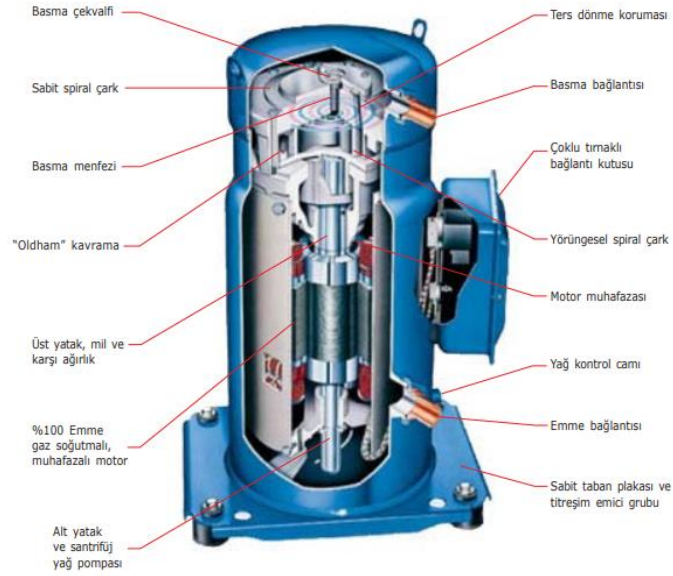


Şekil 4.12: Scroll (spiralli) kompresörler.

Scroll tip kompresörler birçoğu hareketsiz parçalardan oluşur. Bu sayede sessiz çalışırlar.

#### 4.3.1.6. Hermetik kompresör

Hermetik kompresörlerde elektrik motoru ve kompresör aynı kasanın içinde bulunur. Hermetik tip kompresör Şekil 4.13'te gösterilmiştir.

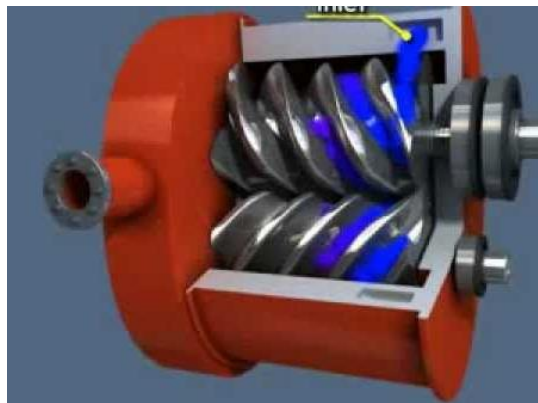


Şekil 4.13: Hermetik tip kompresör.

#### 4.3.1.7. Yarı hermetik kompresör

Yarı hermetik kompresörlerde kompresör ve elektrik motoru aynı kaplarda ve direk bağlantılıdır.

Hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörlerin farkı; hermetik tip kompresörler, onarılmak için açılmazlar. Hermetik istenilen performansı vermezse; tamamı kullanım dışı olur. Yarı hermetik tip kompresörde pompa ve motor parçaları, contalı kapak ve döküm kaplama kullanılır [36]. Yarı hermetik tip kompresör Şekil 4.14'te gösterilmiştir.



Şekil 4.14: Yarı hermetik tip kompresör.

#### 4.3.1.8. Açık tip kompresör

Açık tip kompresörlerde; elektrik motoru ve kompresör ayrı şekilde bulunur. Açık tip kompresör Şekil 4.15'te gösterilmiştir.

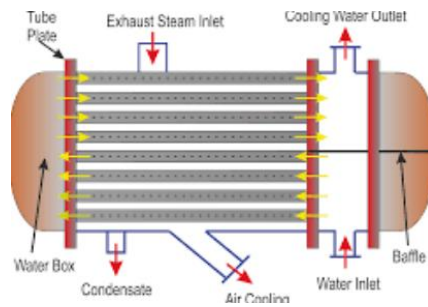


Şekil 4.15: Açık tip kompresör.

#### 4.3.2. Kondanserler (yoğuşturucular)

Yoğuşturucular, soğutma çevriminde kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan ısısının dış ortama atılarak sıva hale dönüşmesini sağlayan, temel elemanlarındandır.

Yoğuşturucu kapasitesini; ısının soğutucu akışkan buhar bölgesinden soğuk ortama doğru ulaştırılabilme potansiyeli olarak tanımlayabiliriz [36]. Şekil 4.16'da yoğuşturucu gösterilmiştir.

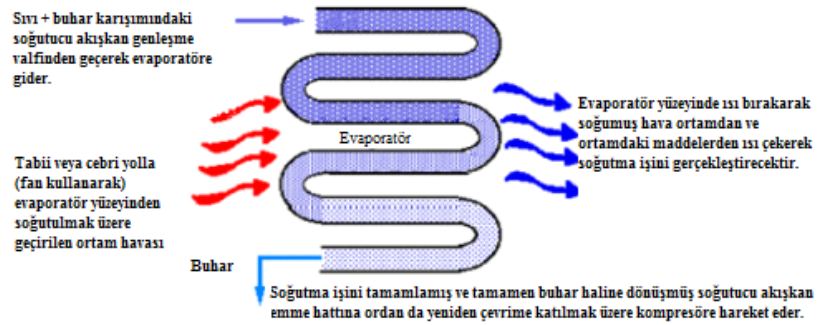


Şekil 4.16: Yoğuşturucu.

#### 4.3.3. Evaporatörler (buharlaştırıcılar)

Evaporatör, soğutucu akışkanın sıvı-buhar fazından kızgın buhar fazına dönüştürülmesini sağlayan ısı değiştiricilerdir. Evaporatörler iklimlendirme ve soğutma sisteminde soğutulmak istenen mahalde yer alır. Kısılma vanasından sonra

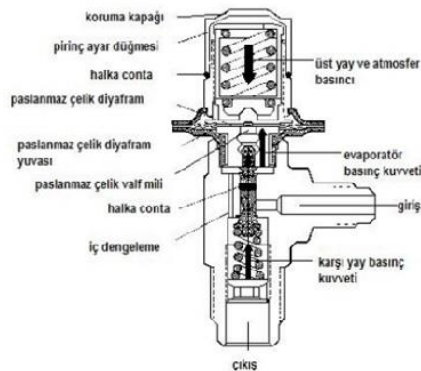
ani basınç düşüşü sıcaklığında düşmesine neden olur. Bu durumda soğutucu akışkan soğutulması istenen ortamdan ısı çekerek buharlaşırken mahal de soğutulmuş olur. Evaporatörde gerçekleşen buharlaşma işleminin şematik bir gösterimi Şekil 4.17’da verilmiştir.



Şekil 4.17: Evaporatör.

#### 4.3.4. Genleşme valfleri

Soğutucu akışkan basıncının düşürülmesi için kullanılır.. Genleşme işlemi sırasında entalpi değerleri neredeyse değişmeden gerçekleşir ve basınç düşümü sayesinde düşük sıcaklıklara iner. Kısılma vanalarından etkin bir şekilde yararlanabilmek için, sistemin yabancı maddeler, aşırı nem ve korozyon gibi etkenlerden korunması gereklidir. Kısılma vanalarını bu gibi etkenlerden korunması için sistemde filtre, pislik tutucu ve kurutucu gibi ekipmanların da kullanılması gereklidir [36]. Şekil 4.18’de genleşme valfi gösterilmiştir.



Şekil 4.18: Genleşme valfleri.

#### 4.3.5. Soğutucu akışkan

Soğutucu akışkan; ısı pompası sistemlerinde, ısının bir yerden başka bir yere taşınması görevini gerçekleştiren eleman olarak tanımlanır [37].

Soğutucu akışkanın aşağıda sıralanan maddeleri sağlaması istenir.

- Minimum enerji kullanımı ile maksimum soğutma gücü sağlanmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır, yüzey geriliminin de alt seviyede olması gereklidir.
- Güvenlikli ve emniyetli olmalıdır.
- Nakil işlemi, depolanması basit olarak gerçekleştirilmelidir.
- Rutubet gibi etkenler ile bir araya geldiğinde zararlı reaksiyonları oluşturmamalıdır.
- Soğutma Sisteminin dışına çıkması halinde, insanlara, diğer canlılara, yiyecek ve içecek gibi gıda mamüllerine zararvermemelidir.
- Hava ile temasta bulunduğu; yanıcı veya patlayıcı olarak tepkime vermemelidir.
- Maksimum veya minimum sıcaklık ve basınç sınır değerlerinde dahi ayrışmamalı, çözünmemelidir.
- Kolay bulunabilmelidir ve fiyatı düşük olmalıdır.
- Isıl iletkenliği yüksek ve molar ısınma sıcaklığı ise düşük olmalıdır.

Bu özellikler dikkate alınarak, tezde fiyatı uygun olan, teminini kolay sağlanabilecek, R134a tercih edilmiştir.

#### 4.4. Değerlendirmeler

Toprak sıcaklığının yıl boyunca değişiminin havaya oranla daha az olması ve toprak kaynaklı ısı pompalarının hem ısıtma hem soğutma amaçlı kullanılmaları, toprak kaynaklı ısı pompalarını daha tercih edilebilir kılmıştır [38]. Toprak kaynaklı ısı pompaları her zeminde uygulama yapmaya imkan vermez. Bunun yanı sıra her bölgenin farklı iklim koşullarında olduğu ve bina yapılarının farklılığı göz önünde bulundurulduğunda, her bir toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması farklı bir proje niteliğindedir.

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) kullanımı Amerika Birleşik Devletleri, İskandinav ve Avrupa ülkelerinde oldukça gelişmiştir. Bu sistemlerin sera gazı ve CO<sub>2</sub> salınımı oldukça düşüktür [39]. Avrupa birliği inşaat sektörü ısı pompası kullanımı ile CO<sub>2</sub> emisyonunda %54'e varan bir azalma görüleceğini tahmin etmektedir [40]. Gelişmekte olan ülkelerde yaygınlaşma sürecinin oldukça yavaş



olduğu görülmektedir. Türkiye’de ise toprak kaynaklı ısı pompaları 2000 li yılların başında hala test aşamasında olduğundan Anadolu iklim koşullarında kullanımı ile ilgili çalışmalar yapılmıştır [41-42].

Isı pompası sistemleri, tek giriş ve tek çıkışlı olan sürekli akış sistemi için kontrol hacmi olarak düşünülebilir. Isı pompası sistemlerinde kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilecek kadar küçük olduğundan;

$$\Delta E = \Delta H \quad (4.1)$$

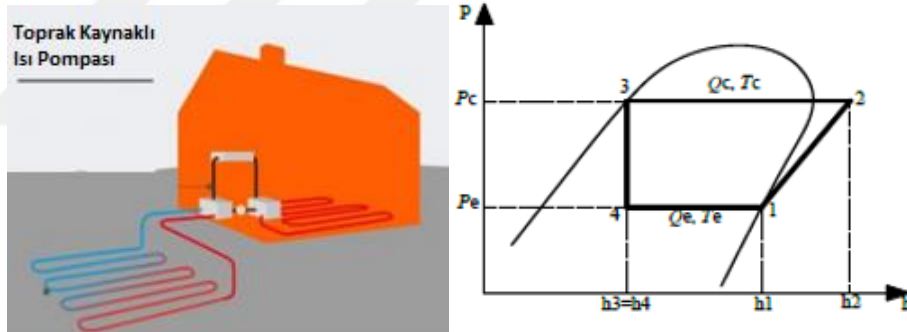
olmaktadır.

Isı pompası sisteminde bulunan kompresör, kondenser ve evaporatörün her birinin sürekli akışlı açık sistem olarak değerlendirilmesi durumunda termal güç denkliği;

$$\dot{\Delta E} = \dot{Q}_i = \dot{W}_i = \dot{m}(h_2 - h_{giren}) \quad (4.2)$$

olarak yazılabilir.

Temel bir ısı pompası sistemi Şekil 4.19’da gösterilmiştir.



Şekil 4.19: Isı pompası lnP-h diyagramı.

Sistemin ısıtma amaçlı kullanılması durumunda kondenserin mahale atacağı ısı miktarı;

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (4.3)$$

olarak hesaplanmaktadır. Isı pompası sistemi tasarlanırken kondenser kapasitesi mahalin ısı yükünü karşılayacak şekilde belirlenmiştir. Dolayısıyla;

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{Q}_{ly} \quad (4.4)$$

olmaktadır.

Evaporatör’ün sürekli akışlı sürekli açık bir sistem olduğu kabulüyle evaporatörün topraktan çekeceği ısı miktarı;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.5)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

Benzer şekilde kompresöre dışarıdan verilmesi gereken teorik net iş;

$$\dot{W}_{kt} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

olarak hesaplanabilir.

Teorik gücün yanı sıra kompresörün verimlere bağlı çekeceği güç;

$$\dot{W}_{komp} = \frac{\dot{W}_{ct}}{\eta_{izotropik}\eta_{elektriksel}} \quad (4.7)$$

denkleminde hesaplanır.

Isı pompası sisteminin performansı COP (Coefficient of Performance / Isıtma Tesir Katsayısı) ile belirlenir. Tesir katsayısı;

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.8)$$

ifadesinden hesaplanmaktadır.

Sistemdeki elemanların tasarımı ve hesaplamaları yapıldıktan sonra, toprağın altına gömülecek boruların uzunluğu tespit edilmelidir. Aşağıdaki Çizelgeler yardımıyla boruların yerleşim durumu ve boru çapına göre boru boyu hesaplanmaktadır. Boru direnç değeri Şekil 4.20’de, toprak direnç değerleri ise Şekil 4.21’de gösterilmiştir.

		Rb Rbd			
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
BORU ÇAPI (inch)	¾	0.17 .116			
	1	.159 .109			
	1-1/4	.130 .089	.144 .096	0.16 0.11	0.20 0.14
	1-1/2	.117 .080			
	2	.098 .068			

Şekil 4.20: Boru direnç değerleri [43,44].

B	3/4	1.02	1.06	1.09	1.11	1.31	1.37	2.05	2.15	2.11	1.88	0.6	
		1.38	1.44	1.47	1.49	1.77	1.84	2.75	2.86	2.85	2.53	1.06	
O	1	0.97	1.02	1.04	1.06	1.26	1.32	2	2.1	2.07	1.84	0.57	
		1.32	1.37	1.4	1.42	1.7	1.77	2.88	2.79	2.78	2.47	1.01	
R	1 1/2	0.92	0.97	0.99	1.01	1.22	1.27	1.96	2.05	2.02	1.79	0.54	
		1.25	1.31	1.34	1.36	1.63	1.7	2.61	2.72	2.71	2.4	0.96	
Ç	1 1/2	0.89	0.94	0.97	0.98	1.19	1.25	1.92	2.02	1.99	1.76	0.53	
		1.21	1.27	1.3	1.32	1.59	1.66	2.57	2.68	2.67	2.36	0.94	
P	2	0.85	0.89	0.92	0.94	1.14	1.2	1.88	1.98	1.94	1.71	0.5	
		1.15	1.2	1.24	1.26	1.53	1.6	2.51	2.62	2.61	2.29	0.89	

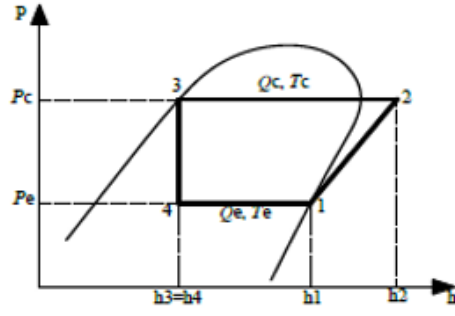
Şekil 4.21: Toprak direnci [45] [46].

Çizelgede görülen değerlerden COP, seçilen cihazın ısıtma etkisi,  $T_1$ , düşük toprak sıcaklığı,  $T_{min}$  cihaza giren max su sıcaklığı,  $R_b$ , boru direnci,  $R_t$ , Toprak direnci ve  $F_1$ , ısıtma çalışma faktörüdür.

Tezde boru tipi olarak Polietilen-(SCH)40 ve toprak tipi olarak hafif nemli toprak kabul edilmiştir.  $R_b$  seçilen boru tipine ve çapına göre boru direnç değerleri çizelgesinden bulunur.  $R_t$  ise toprak dirençleri çizelgesinden dikey boru tipi için ve 3/4, 1 ve 2 inç boru çapı değerleri için seçilmiştir.

$$L_{heating} = \frac{572 \frac{COP-1}{COP} [R_b + (R_t \times F_1)]}{T_1 - T_{min}} \quad (4.9)$$

Tez kapsamında kampüs binalarının ısıtma sistemlerine destek olarak 90 kW lık toprak kaynaklı ısı pompası tasarlanmıştır. Toprak sıcaklığı analizlerinde kritik ortalama sıcaklık 9,32 olarak tespit edilmişti. Bu sıcaklık, yerin 100 cm altındaki sıcaklıktır. Toprak sıcaklığının 10-15 °C derece olması göz önünde bulundurularak kompresör giriş sıcaklığının 5-6 °C, çıkış sıcaklığının ise 39-40°C olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda, kondensere giriş sıcaklığı da 35°C olacaktır. Hal değişimi süresince sıcaklık ve basıncın sabit kaldığı bilindiğine göre kondenser çıkış sıcaklığı da 35°C dir. Kompresör çıkışında basıncı artmış soğutucu akışkan 40°C de kızgın buhar fazındadır. Bu bilgiler doğrultusunda entalpiler termodinamik çizelgeler kullanılarak tespit edilmiştir. Tespit edilen entalpiler Şekil 4.22’de ve Çizelge 4.1’de belirtilmiştir.

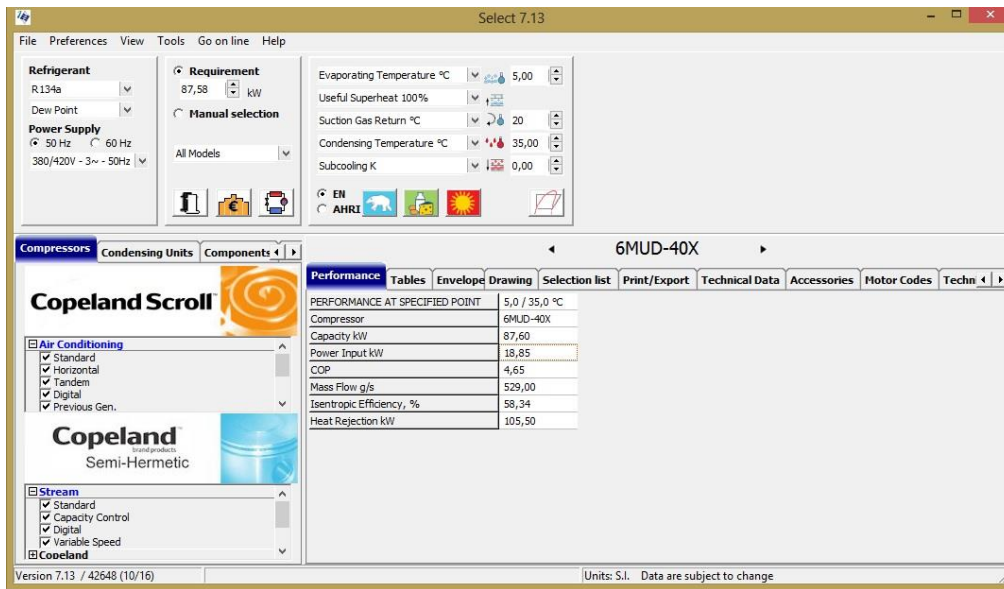


Şekil 4.22:LnP-h diyagramı.

Çizelge 4.1: Isı pompası sistemi hesaplanan verileri.

	1.Nokta	2.Nokta	3.Nokta	4.Nokta
Faz	Doymuş Buhar	Kızgın Buhar	Doymuş Sıvı	Islak Buhar
Sıcaklık (°C)	5	40	35	4,98
Basınç (kPa)	350,065	887,86	887,86	350,065
Entalpi (kJ/kg)	253,34	269,5	100,87	100,87

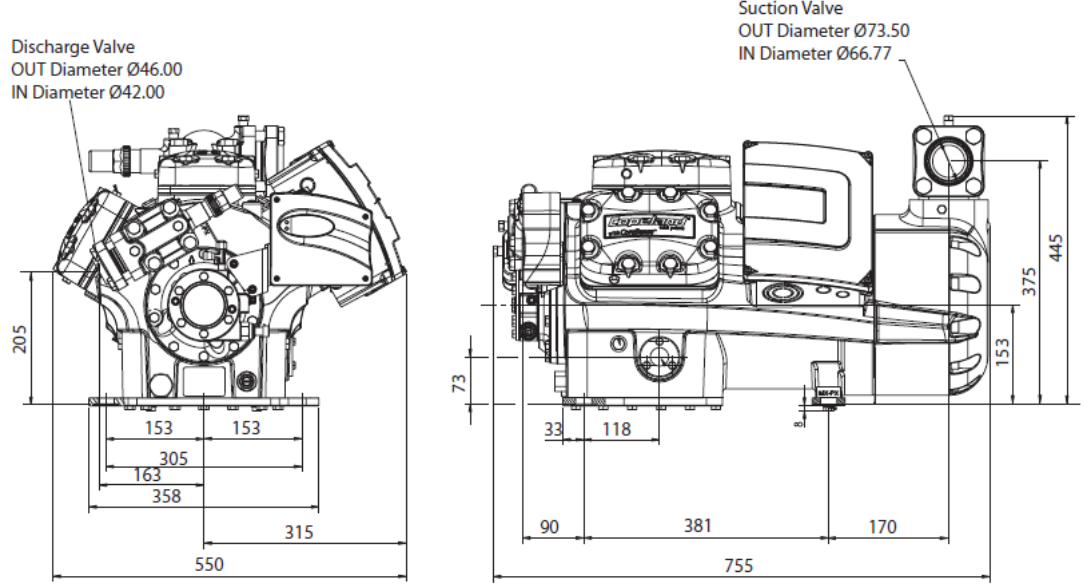
Isıtma yükü hesabı ve yukarıdaki bağıntılardan yola çıkılarak; kondenserin gücü 90 kW olarak bulunmuştu. Kondenser kapasitesine göre Denklem kullanılarak sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi 0,5219 kg/sn olarak hesaplandı. Evaporatörün kapasitesi ise Denklem 4.6 yardımıyla 79,5741 kW olarak hesaplanır. Sistemdeki soğutucu akışkanı 350,065 kPa dan 887,73 kPa basıncına sıkıştırarak kompresör Select 7.3 programı yardımıyla seçilmiştir. Programın önerdiği kompresörün teknik özellikleri Şekil 4.23'te verilmiştir.



Şekil 4.23:Kompresör seçim programının önerdiği kompresörün teknik verileri.

İmalatçı firmanın verilerine göre, kompresöre sağlanması gereken gerçek elektriksel güç 18,85 kW olarak belirlenmiştir.

Seçilen kompresöre ait teknik çizim Şekil 4.24’de verilmiştir.



Şekil 4.24: Kompresöre ait teknik çizim.

Kompresöre verilmesi gereken teorik güç; Denklem 4.7’ye göre 8,4339 kW olarak hesaplanmıştır. Kompresör seçim programının verdiği izentropik verimin %58,34 ve elektriksel verimin %76 olduğu bilindiğine göre; kompresörün gücü 18,93 kW olarak hesaplanmıştır. Böylece yapılan hesaplamalar ile kompresör seçim programının verdiği sonuçların birbirini desteklediği görülmektedir.

Bu verilere göre, ısıtma tesir katsayısı ITK 4,65 olarak tespit edilmiştir. Tasarım kolaylığı ve maliyet uygunluğu açısından gövde boru sistemli evaporatör ve kondenser kullanılması uygun olacağı değerlendirilmektedir. Isı pompası sisteminde kullanılacak kondensere ait özellikler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2: Kondenser özellikleri.

	Tüp Tarafı (R134A)	Boru Tarafı (Su)
Kütleli Debi (kg/dk)	0,5219	4,3056
Basınç (bar)	8,88	2
Dış Çap (mm)	10	323,9
İç Çap (mm)	8,5	312,7
Et Kalınlığı (mm)	5,6	0,75

Yapılan hesaplamalara göre evaporatör gücünün 79,57 kW olacağı tespit edilmiştir. Giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre tasarlanan evaporatör özellikleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

**Çizelge 4.3:** Evaporatör özellikleri.

	Tüp Tarafı (Su)	Boru Tarafı (R134A)
Kütleli Debi (kg/dk)	3,81	0,4111
Basınç (bar)	2	3,5
Dış Çap (mm)	10	610
İç Çap (mm)	8,5	597,4
Et Kalınlığı (mm)	0,75	6,3

Kondenser ve evaporatör boyutlandırması tamamlandıktan sonra, toprak altındaki sistemin tasarlanması gerekmektedir. Sistem tasarımı tamamlandıktan sonra sondaj özelliklerinin ve boru uzunluğunun saptanması gerekmektedir. Isıtma faktörü hesaplanırken kullanılan Çizelge 4.4'te verilmiştir.

**Çizelge 4.4:** Isıtma faktörü hesap çizelgesi.

ISITMA FAKTÖRÜNÜN HESAPLANMASI									
Yer: Yalova									
Sıcaklık Aralığı	(A) Hava Verisi (h/yıl)	(B) Kayıp/Kazanç (kW/h)	(C) Toplam Isı Kaybı/Kazanç (A×B) KW	(D) Isıtma Toplam Isı Kaybı (kW/yıl)	(E) Toplam Saatler (h/yıl)	F= D/E	F = G	(H) Cihazın ısıtma kapasitesi	I = F <sub>1</sub>
-5 - 0	276	78	21528	187.061,7 6	4066	46,01	46,0 1	90	0,53
0 - 5	804	62,56	50298,24						
5 - 10	1396	46,92	65500,32						
10 - 15	1590	31,28	49735,2						

Isıtma faktörü hesaplanırken 1. Sütunda belirtilen sıcaklık aralıklarında yılda kaç saat bulunduğu tespit edilip hava verisi (A) kısmına yazılır. Mevcut kütleli debi ve sıcaklık kabulleri ile belirtilen sıcaklık aralığında bir sistem tasarlandığında oluşacak ısı kaybı hesaplanarak (B) kısmına yazılır. Tüm ısı kaybı değerlerinin yıl içerisindeki o sıcaklık aralığına maruz kalma süresi çarpılarak Toplam Isı Kaybı (C) kısmına yazılır. Hesaplanan toplam ısı kaybının hava verisi içindeki toplam saat sayısına bölünmesiyle F katsayısı tespit edilir. Cihazın ısıtma kapasitesinin F katsayısına bölünmesiyle de ısıtma faktörü hesaplanır.

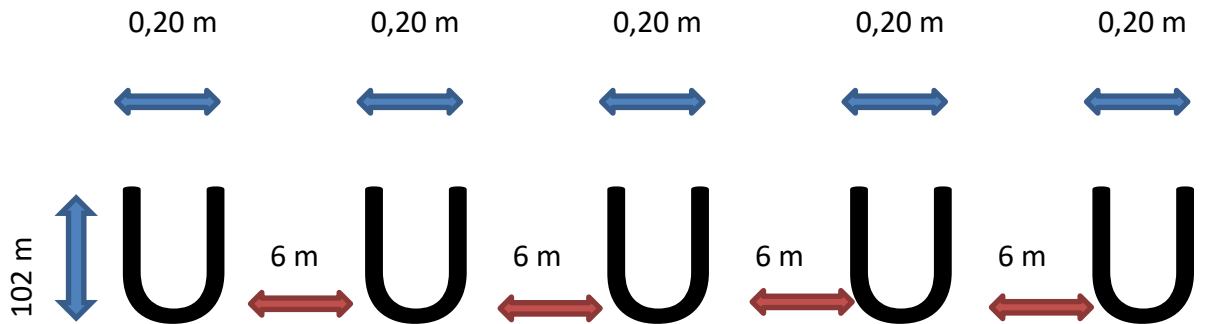
Isıtma faktörü de kullanılarak hesaplanan borulama detayları Çizelge 4.5’de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.5:** Borulama detayları özet çizelgesi.

	3/4 "	1"	2"	
<b>COP</b>	4,65	4,65	4,65	
<b>T<sub>i</sub></b>	12	12	12	
<b>T<sub>min</sub></b>	4,98	4,98	4,98	
<b>R<sub>b</sub></b>	0,17	0,159	0,098	
<b>R<sub>t</sub></b>	0,6	0,57	0,5	
<b>F<sub>i</sub></b>	0,51	0,51	0,51	
<b>L<sub>ısıtma</sub></b>	30,44	28,76	22,58	m/kW
	2739,986	2588,596	2031,964	m

Çizelgedeki değerler 4.9 numaralı denkleme yerleştirildiğinde 3 farklı boru çapı için kW başına uzunluk değerleri ( $L_{ısıtma}$ ) bulunur.  $L_{ısıtma}$  ise 87,58 olan kondenser kapasitesi ile çarpılarak boru uzunlukları değerlerine ulaşılır.

Sistemde 2" boru kullanılacağı öngörülmektedir. Isı pompasının kapasitesi ve kampüsün yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda yer açısından dikey sondajlı ısı pompası kullanılmasının avantajlı olabileceği değerlendirilmiştir. Literatüre göre, her bir kuyunun ortalama genişliğinin 0.15 ila 0.20 metre arasında olduğu ve ısı transferi açısından her bir kuyu arasında 6 metre bulunması gerektiği belirtilmiştir. Bu durumda gösterildiği gibi derinliği 102 metre, her birinin genişliği 0.20 metre olan kuyulardan 10 adet açılacağı öngörülmektedir.



**Şekil 4.25:** Kuyu biçiminden bir kesit.

Yalova Üniversitesi Merkez kampüs için kurulması planlanan 10 adet Toprak Kaynaklı Isı Pompası sisteminin 188,5 kW elektrik gücü çekeceği hesaplanmıştır.





## 5.RÜZGÂR ENERJİSİ

Dünyanın geoid şeklinden dolayı her yeri eşit şekilde ısınmamaktadır. Bu nedenle de sıcaklık ve basınç farkları oluşmaktadır. Rüzgâr, atmosferdeki yoğunluk farkı ve yerçekimi etkisiyle oluşan hava hareketidir [47]. Bunun yanı sıra Coriolis, basınç, atalet ve sürtünme etkileri de Rüzgâr hareketlerini etkileyen unsurlar arasındadır [48]. Basınç gradyanı büyüdükçe Rüzgâra etkileyen kuvvetler artacağı için Rüzgâr hızı da artar [49]. Sürtünme kuvveti havada bir direnç yaratarak Rüzgâr hızını azalttığı gibi, Rüzgârın yönünü de değiştirebilmektedir. Bu etkiye de sürtünme etkisi adı verilmektedir [48]. Rüzgârlar, basınç farkının yüksek olduğu iki nokta arasında, düz ve engebesiz tepeler, kıyı şeritleri, vadilerde oluşmaktadır [50].

Günümüzde Rüzgâr enerjisi geleneksel enerji kaynaklarından daha güvenilir bir hale gelmiş ve devlet teşvikleri sayesinde gelişmekte olan ülkelerde de popüler hale gelmektedir [51, 52]. Uluslararası Enerji Ajansı tarafından yapılan araştırmada dünyanın Rüzgâr potansiyeli 53000 TWh/yıl olarak hesaplanmıştır [53]. Türkiye’de Nisan 2019 yılı itibariyle 175’i lisanslı, 17’si lisanssız olmak üzere 192 adet kayıtlı Rüzgâr santrali bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 7.025 MWe’dir. Yıllık Elektrik üretimi ise 17.707 GWh’dir. Rüzgâr enerjisinin Türkiye’deki elektrik üretimi içindeki payı %10,81’dir.

Türkiye’de artan enerji talebini karşılayabilmek için devletin yenilenebilir enerjiyi teşvik edici bir faaliyeti bulunmaktadır. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Destekleme Mekanizması (YEKDEM) kapsamına girebilen Rüzgâr santralleri için devlet alım garantisi vermektedir. Devlet YEKDEM kapsamında Rüzgâr enerjisinden üretilen elektriğin kW’ı başına 7,3 \$ cent ödemektedir.

Bir Rüzgâr santrali kurulum aşamasında çevresel, ekonomik ve teknik açıdan birçok faktör göz önünde bulundurulmalıdır. Rüzgâr santrali kurulumu aşamasında izlenmesi gereken adımlar aşağıda özetlenmiştir.

- En az bir yıllık rüzgâr verilerinin incelenmesi
- Rüzgâr karakteristiği ve sınır tespitleri

- Rüzgâr türbini seçimi
- Tahmini yıllık enerji üretiminin hesaplanması [54].

### **5.1. Rüzgâr Türbini Çalışma Prensibi Ve Türbin Tipleri**

Rüzgâr türbinleri Rüzgârın çevirdiği rotorun dönme hareketinin mekanik enerjiye mekanik enerjinin de elektrik enerjisine çevrilmesiyle elde edilmektedir. Rüzgâr türbinleri belirli özelliklere göre birbirlerinden ayrılırlar.

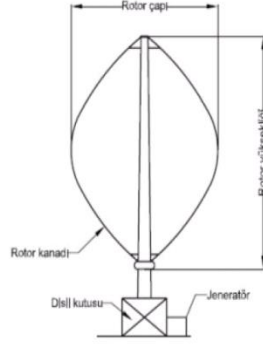
- Yatak eksenli rüzgâr türbinleri
- Dikey eksenli rüzgâr türbinleri
- Önden veya arkadan rüzgârlı rüzgâr türbinleri
- Durdurma, kanat eğimi veya yön saptırma denetimli rüzgâr türbinleri
- Tek, Çift veya üç kanatlı Rüzgâr Türbinleri
- Değişken veya değişmez hızlı Rüzgâr türbinleri

Rüzgâr türbinleri, boyut, tip veya kullanım şekillerine göre sınıflandırılrsa da türbinleri dönme eksenlerine göre sınıflandırmak daha yaygındır. Rüzgâr türbinleri dönme eksenine göre yatay ve düşey eksenli olmak üzere ikiye ayrılırken; bağlantı şekillerine göre ise, şebekeye bağlı ve şebekeden bağımsız olmak üzere yine ikiye ayrılmaktadır [55].

#### **5.1.1. Düşey (dikey) eksenli Rüzgâr türbinleri**

Türbin milinin Rüzgârın geliş yönüne dik olduğu mili düşey olan türbin tipleridir. Savonius Tipi Rüzgâr Türbini, Darrieus Tipi Rüzgâr Türbini, Darrieus-Savonius kombinasyonu tipi Rüzgâr Türbini ve Musgrove tipi Rüzgâr türbini, düşey eksenli türbin tipleri olarak belirtilmektedir. Ticari kullanımları oldukça az olan düşey türbin tipleri daha çok deneysel amaçlı üretilip kullanılmaktadır [56].

Düşey Rüzgâr türbinleri değişen Rüzgâr yönlerinde dönebilme yeteneğine sahiptir. Bu özellikleri sayesinde Rüzgârı her yönden alabilirler. Düşey eksenli Rüzgâr türbinleri 0,15'ten az olan güç katsayılarıyla çalışmaktadır [57]. Bu durum da neden ticari amaçlı kullanılmadıklarını anlamamıza yardımcı olmaktadır. Düşey eksenli bir Rüzgâr türbini Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



**Şekil 5.1:** Düşey eksenli bir Rüzgâr türbini [57].

Düşey eksenli Rüzgâr türbinlerinde Rüzgâr çarkları yüzeyine vuran Rüzgâr kuvvetleri farkı nedeniyle dönme hareketi oluşur. Rüzgâr hızı değişiminin doğal bir sonucu olarak direnç kuvvetleri meydana gelmektedir. Bu direnç kuvvetinin türbin merkezinde oluşturduğu moment kanatların dönmesini sağlamaktadır [58]

#### **5.1.1.1. Savonius tipi Rüzgâr türbini**

1925 yılında Sigurd Savonius tarafından keşfedilen Savonius Rüzgâr türbini günümüzde keşif sahibinin adıyla anılmaktadır. Merkezleri simetrik iki yatay disk arasına eklenmiş kanatlardan oluşan Savonius türbinine belirli bir hızla gelen Rüzgâr, iç kısımda pozitif, dış kısımda ise negatif moment yaratır. İç kısımdaki momentin daha fazla olması nedeniyle dönme hareketi sağlanmış olur [58]. Savonius tipi bir Rüzgâr türbini Şekil 5.2'te gösterilmiştir.

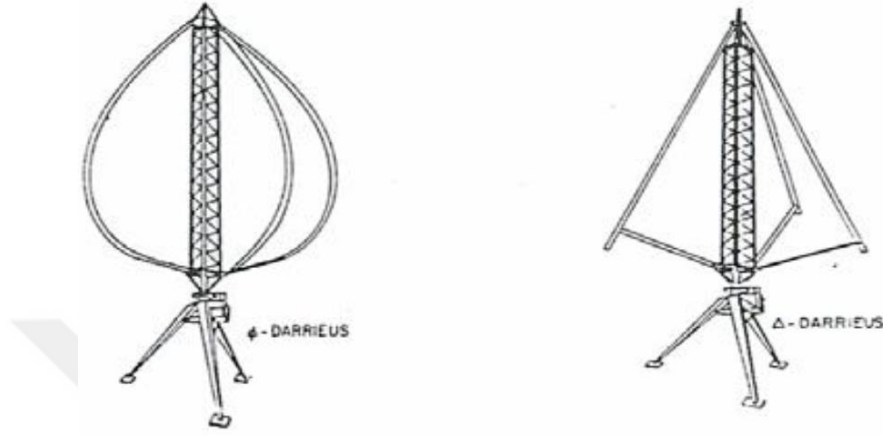


**Şekil 5.2:** Savonius tipi Rüzgâr türbini [59].

#### **5.1.1.2. Darrieus tip Rüzgâr türbini**

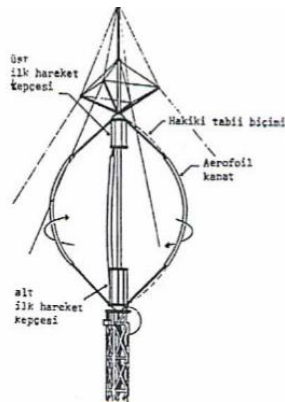
Darrieus tip türbinlerin tasarımı Fransız bilim insanı Georges Darrieus tarafından yapılmış olup 1931 yılında patentlenmiştir. Darrieus Rüzgâr çarkları düşey eksen etrafında dönen silindirik, konik, küresel veya parabolik şekilli kanat biçimlerine

sahiptir. Çarkın eğri kanatlara sahip olması ve iki sabit noktaya serbestçe asılmış, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında dönen esnek kabloymuş gibi zihinde canlandırılabilir [58]. Parabolik ve konik darrieus tipi Rüzgâr türbinleri Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Parabolik ve konik darrieus Rüzgâr türbinleri [58].

Darrieus çarklarına ilk hareketi vermek, Savonius çarklarına göre daha zordur. Bu nedenle de bahsi geçen iki türbin çarkından karma bir yapı meydana getirilerek Savonius-Darrieus Rüzgâr çarkları tasarlanmıştır. Şekil 53 de gösterilen Savonius-Darrieus Rüzgâr çarklarının güç üretimi Darieus çarkından sağlanmaktadır [58]. Birleşik Savonius tipi bir Rüzgâr türbini Şekil 5.4'te gösterilmiştir.



Şekil 5.4: Birleşik savonius-darrieus Rüzgâr çarkı [58].

Savonius-Darrieus tipi türbinlerde, kanatlardaki eğim sayesinde, çekme gerilimleri minimuma indirilmiş ve kanatlar aerodinamik özelliğe sahip olduğu için yüksek performansa sahiptir. İlk harekete geçiş avantajından dolayı Savonius tahrik motoru kullanılması performansı arttıran bir unsurdur [60].

### 5.1.1.3. H-Darrieus tip Rüzgâr türbini

Darrieus tipi türbinin düz aerodinamik ve kanatlara pitch kontrol uygulanmasıyla geliştirilmiş hali olarak tanımlanmaktadır [60]. H-Darrieus tipi bir Rüzgâr türbini Şekil 5.5’de gösterilmiştir.

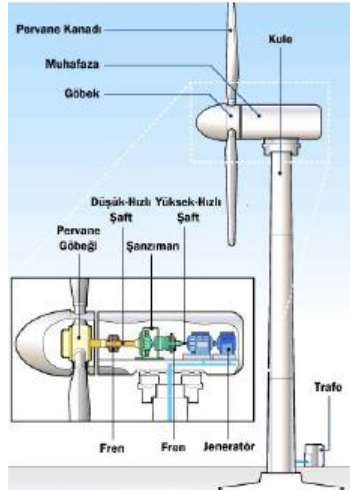


Şekil 5.5: H-Darrieus tip Rüzgâr türbini [61].

H Darrieus türbinlerinde kule gereksinimi olmaması, bakım onarım faaliyetlerinin oldukça kolay alması ve nakliye kolaylığı gibi avantajları varken; alt noktalardaki Rüzgâr hızlarının ve veriminin düşük olması gibi dezavantajları da mevcuttur.

### 5.1.2. Yatay eksenli Rüzgâr türbinleri

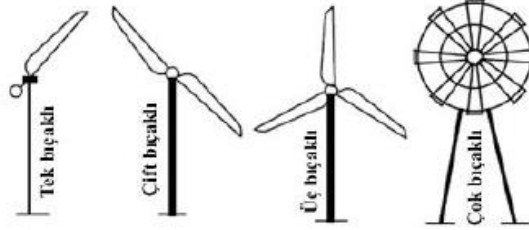
Yatay eksenli türbinlerde Rüzgâr yönü ile dönme eksenini paralel olmasına karşın kanatlar Rüzgârı dik açı ile alır [57]. Yatay eksenli bir Rüzgâr türbini Şekil 5.6’da gösterilmiştir.



Şekil 5.6: Yatay eksenli Rüzgâr türbin şeması [62].

Düşük hızla, enerji üretimine başlama ve yüksek güç katsayısına sahip olma gibi avantajları nedeniyle piyasada en çok kullanılan türbin tipidir.

Yatay eksenli türbinlerin performansını arttırmak için çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda birçok türbin tipi ortaya çıkmıştır. Bıçak tiplerine göre Rüzgâr türbinleri Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7: Bıçak tiplerine göre türbinler.

## 5.2. Rüzgâr Enerjisinin Binalarda Kullanımı

Rüzgâr türbinin binalarda kullanımı, Dünyada ve ülkemizde oldukça yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Dünya’nın birçok farklı kesiminde Rüzgâr enerjisinden örnekler Şekil 5.9 ve Şekil 5.10’da verilmiştir.



Şekil 5.8: Dubai’de yapımı planlanan Rüzgâr türbini entegre The Lighthouse binası [63].

Rüzgâr enerjisi kullanımının arttırılabilmesi için Dünya’da ve ülkemizde bir çok teşvik alt yapısı kurulmuştur. Fosil yakıt kullanımının azaltılması ve çevreye verilen zararın minimize edilmesi için binalarda da Rüzgâr enerjisinin kullanımı elzemdir.

Türkiye’de binalarda Rüzgâr enerjisinin etkin kullanımını etkileyen parametrelere ilişkin bir çok çalışma yapılmış ve Rüzgâr enerjisinin binalarda kullanımını etkileyen tasarım parametreleri sıralanmıştır.

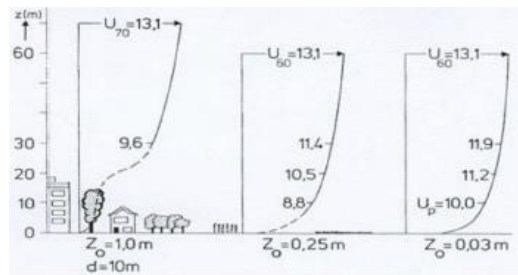


Şekil 5.9: Amerika Miami’de Rüzgâr türbini entegre Ecological House binası [63].

## 5.2.1. Rüzgâr enerjisinin binalarda kullanımını etkileyen tasarım parametreleri

### 5.2.1.1. Topografik özellikler

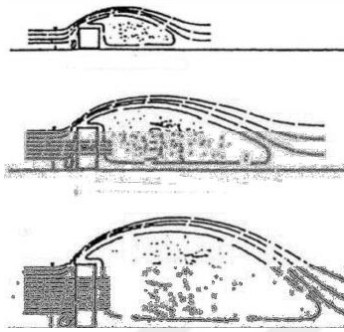
Rüzgârın, havanın alt katmanlarında maruz kaldığı sürtünme kuvvetleri arazinin pürüzlülüğüne ve Rüzgârın önünde bir engel olup olmamasına göre değişmektedir. Pürüzlülük ve engel ne kadar fazla ile Rüzgâr hızı o kadar azalır (Rüzgâr Enerjisi, 2001). Yükseklerle çıkıldıkça binalar yani engeller azalacağı için Rüzgâr hızı da artacaktır. Tepeler, sırtlar gibi topografik özellikler, Rüzgâr hızının artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle de tepelerde bulunan bir yapı kendisine göre nispeten daha düz bir alanda bulunan yapıya göre daha fazla Rüzgâr alacaktır [63]. Rüzgâr hızının kentsel alanlarda azalışı Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



Şekil 5.10: Rüzgâr hızının kentsel alanlarda azalması [64].

### 5.2.1.2. Yapı yüksekliği

Yerden yükseklik arttıkça Rüzgâr hızı da artmakta ve binanın maruz kaldığı pürüzlülük azalmaktadır, bu nedenle Rüzgâr enerjisinin kullanılacağı binaların yüksekliği arttıkça Rüzgâr hızı da artmaktadır. Yapı yüksekliği ve arka tarafta oluşan etki alanı Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11: Yapı yüksekliği ve arka tarafta oluşan etki alanı [65].

Rüzgârın hızını ve hareketini yapıların yüksekliği ve yapılar arasındaki mesafeler de etkilemektedir. Yan yana iki bina arasındaki boşluklar fazla olduğunda yapılar Rüzgârı engeller ve Rüzgâr binalar arasında sıkışır. Bu durumda da aşırı hızlı Rüzgârlar meydana gelir.

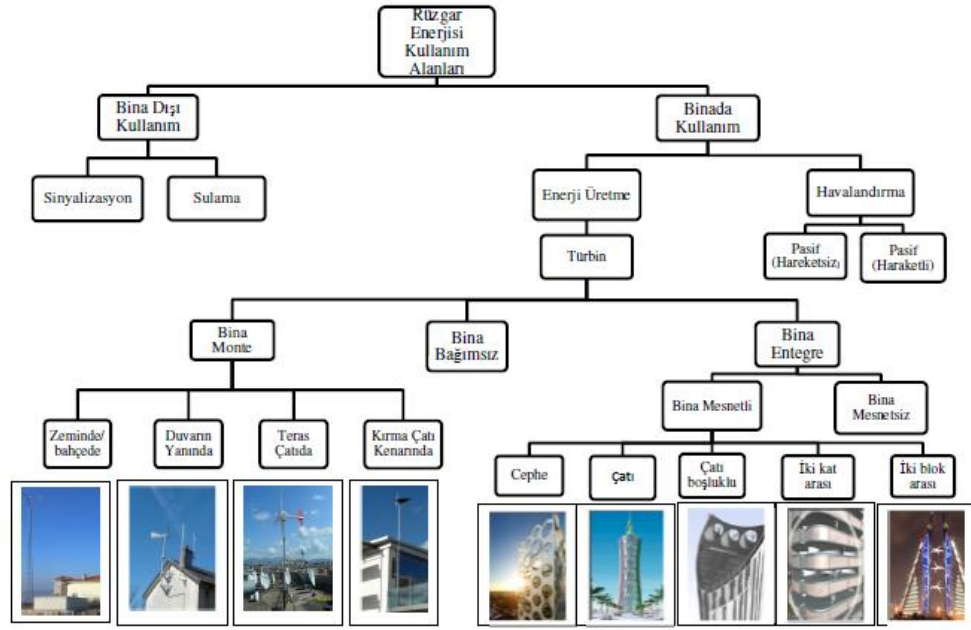
### 5.2.1.3. Yapının formu

Binalardaki Rüzgâr etkileri yapının formuna göre değişiklik göstermektedir. Yapıya etkileyen Rüzgâr, basınç katsayısını ve dolayısıyla yapıya etkileyen Rüzgâr yükünü etkilemektedir. Rüzgârın yapıya fazla geldiği durumlarda, statik etkiden dolayı zararlı olmasına rağmen yapıların formunda yapılan aerodinamik değişikliklerle bina etrafındaki Rüzgârın akış yönü değiştirilebilir. Bu da binanın etrafındaki Rüzgâr enerjisi etkilerini olumlu yöne çevirebilmektedir [66].

### 5.2.2. Rüzgâr enerjisinin binalarda kullanım türleri

Rüzgâr enerjisi kullanımı, bina içi kullanımı ve bina dışı kullanımı olmak üzere ikiye ayrılır. Rüzgâr enerjisinin sınıflandırılması Şekil 5.13’te gösterilmiştir.





Şekil 5.12: Rüzgâr enerjisinin kullanım alanlarının sınıflandırılması.

### 5.2.2.1. Havalandırmada kullanımı

Herhangi bir mekanik etki olmaksızın bir yapıdaki kullanılmış havanın taze hava ile yer değiştirilmesi olayına doğal havalandırma adı verilmektedir. Binalarda Rüzgâr veya basınç farkından dolayı oluşmaktadır. Doğal havalandırma yardımıyla mekanik havalandırma veya iklimlendirmeye olan ihtiyaç azaltılarak enerji kullanımı minimize edilebilmektedir. Bu enerji tasarrufunun yanı sıra doğaya zararlı olan emisyonların da önüne geçilmiş olur.

### 5.2.2.2. Enerji üretme için kullanımı

Enerji üretmek amaçlı küçük ölçekli kullanımı şebekeye bağlı olmasına rağmen oldukça yaygın kullanım alanı vardır. Şebekelerden uzak yerlerde veya elektrik ulaşamadığı yerlerde güneş ve Rüzgâr sistemlerini birleşiminden hibrit sistemler oluşmuştur. Ülkemizdeki hibrit bir örnek Şekil 5.14’de gösterilmiştir.



Şekil 5.13: Lüleburgaz’da hibrid bir sistem.

## 5.2. Rüzgâr Türbini Tasarım Parametreleri

Rüzgâr türbini sistemleri, Rüzgârın kinetik enerjisinin, mekanik ve elektrik enerjine dönüştürülmesi esasına göre çalışmaktadır. Hareket halindeki havanın kinetik enerjisi denklem 5.1 ile ifade edilir [67].

$$\dot{E} = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 \quad (5.1)$$

Buradaki  $\dot{E}$  güç,  $\dot{m}$ , havanın kütleli debisi,  $v$  ise hızıdır. Hacimsel debi ifadesi denklem 5.2 de verilmiştir [67]. Havanın “ $v$ ” hızıyla belirli bir “ $A$ ” kesit alanından geçerken oluşturduğu hacimsel debi “ $\dot{V}$ ” ;

$$\dot{V} = v A \quad (5.2)$$

Olarak gösterilir. Havanın yoğunluğu “ $\rho$ ” hacimsel debi ile birlikte kütleli debiyi oluşturur;

$$\dot{m} = \rho v A \quad (5.3)$$

5.3 denklemde kütleli debi “ $\dot{m}$ ”, birim zamanda bir alandan geçen kütleyi ifade eder. Bu ifadeler Denklem 5.3’de yerine yazılır ve birim zamanda harcanan enerjinin güç olduğu hatırlanırsa;

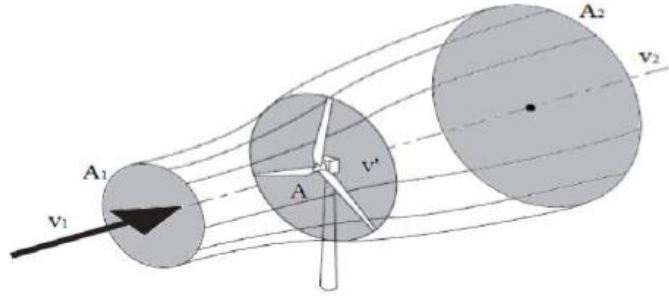
$$\dot{E} = P = \frac{1}{2} (\rho v A) v^2 \quad (5.4)$$

dolayısıyla;

$$P = \frac{1}{2} \rho v^3 A \quad (5.5)$$

Olarak elde edilir.

Rüzgâr enerjisi, Rüzgârın kinetik enerjisinin önce mekanik enerjiye sonra da elektrik enerjisine dönüşmesiyle oluşur. Tüm bu enerji dönüşümü sürecinde rüzgârın kütleli debisi değişmez. Sabit kütleli debi ile rüzgâr türbinine çarpan rüzgârın kesit alanı artar. Dolayısıyla kanatların önündeki ve arkasındaki koşulların da göz önünde bulundurulması şarttır [68]. Rüzgâr türbininin kesit alan değişimi Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



**Şekil 5.14:** Rüzgâr türbininin kesit alan değişimi [68].

Burada  $V_1$ , rotor kesitine henüz ulaşmamış serbest akım hızı;  $V_2$ , rotorun arkasında kalan hızdır. Türbinin hava akımından mekanik enerjiyi hava akımının rotordan önceki ve sonraki hali arasındaki güç farkı olarak ifade edilmektedir.

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 V_1^3 = \frac{1}{2} \rho A_2 V_2^3 = \frac{1}{2} \rho (A_1 V_1^3 - A_2 V_2^3) \quad (5.6)$$

Kütleli debinin sabitlenmesi aşağıdaki denkleme bağlıdır.

$$\rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2 \quad (5.7)$$

Dolayısıyla,

$$P = \rho A_1 V_1 (V_1^2 - V_2^2) \quad (5.8)$$

Veya

$$P = \frac{1}{2} \dot{m} (V_1^2 - V_2^2) \quad (5.9)$$

Rüzgâr yer yüzeyinden yaklaşık 1 km'ye kadar, yüzey yapısından oldukça etkilenir. Havakürenin alt katmanlarından rüzgâr hızları sürtünme kuvveti etkisinde kalır. Bu nedenle de rüzgâr enerjisi hesaplamaları yapılırken pürüzsüzlük faktörü dikkate alınmalıdır [69].

$$V_{ist} = V_{ölç} \frac{\ln\left(\frac{Z}{Z_0}\right)}{\ln\left(\frac{Z_{ref}}{Z_0}\right)} \quad (5.10)$$

$V_{ist}$ : İstenen yükseklikteki rüzgâr hızı (m/s)

$V_{ölç}$ : Ölçülen yükseklikteki rüzgâr hızı (m/s)

$Z$ : Hızı istenen yükseklik/kule yüksekliği (m)

$Z_{ref}$ : Rüzgâr hızı ölçüm yüksekliği (m)

$Z_0$ : Pürüzsüzlük uzunluğu katsayısını (m)

İfade etmektedir. Hellmann Yükseltme Bağıntısı:

$$\frac{V_{ist}}{V_{ölç}} = \left(\frac{H_{ist}}{H_{ölç}}\right)^\alpha \quad (5.11)$$

Burada  $\alpha$ , yüzey farklılıklarının Rüzgâr hızına etkisini belirleyen katsayıdır ve arazi yapısına göre 0,1 ile 0,4 arasında değişiklik gösterir. Arazi yapılarına göre  $\alpha$  değerleri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir [69].

**Çizelge 5.1:** Yüzey farklılıklarının Rüzgâr hızına etkisi.

Durum	Hellmann Katsayısı ( $\alpha$ )
Açık deniz, kıyı şeridi	0,10-0,13
Yeşil ve ekili alan	0,13-0,20
Ağaçlı Alan	0,20-0,27
Yüksek Bina ve Kentsel Alan	0,27-0,40

### 5.3. Yalova Üniversitesi için Rüzgâr Hızı Ve Potansiyel Rüzgâr Gücü Hesabı

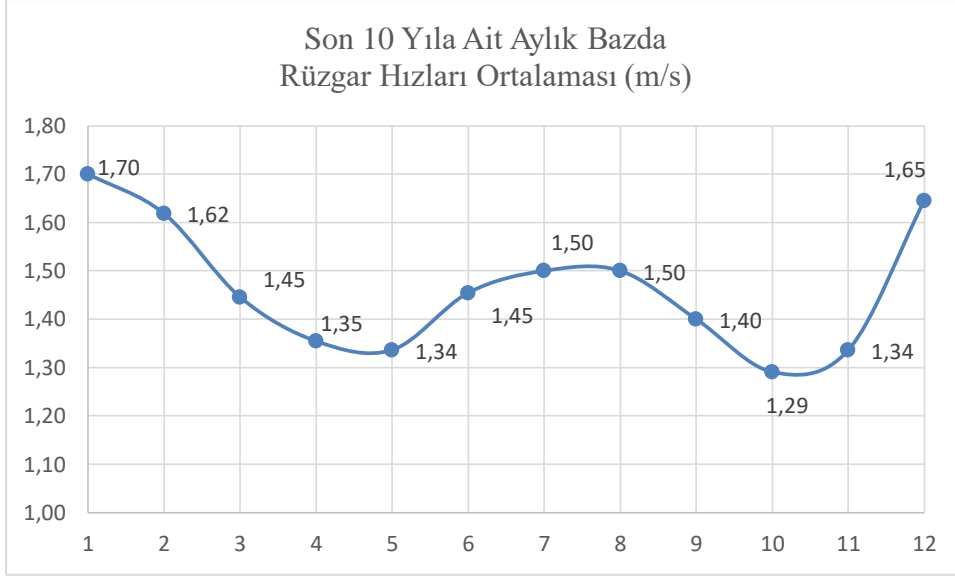
Rüzgâr ölçümleri, meteoroloji, iklim, tarım, endüstriyel uygulamalar ve bilimsel araştırmalar gibi bir çok alanda kullanılmakta olup Rüzgâr enerjisi üretimi için ön koşuldur [70].

Yalova ili için son 10 yıllık ay bazında Rüzgâr hızları Yalova Meteoroloji İl Müdürlüğü’nden temin edilmiştir. Aylara göre Rüzgâr hızları ortalaması Çizelge 5.2’de belirtilmiştir.

**Çizelge 5.2:** Son 10 yıla ait ortalama Rüzgâr hızları Çizelgesi (m/s).

Yıllar/ Aylar	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
2008	1,3	1,6	1,6	1,3	1,2	1,3	1,4	1,4	1,4	1,1	1,2	1,7
2009	1,5	1,6	1,5	1,3	1,3	1,4	1,5	1,4	1,3	1,1	1	1,6
2010	1,9	1,6	1,6	1,4	1,2	1,3	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,8
2011	1,5	1,6	1,8	1,6	1,3	1,4	1,4	1,5	1,3	1,4	1,3	1,7
2012	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,4	1,4	1,4	1,3	1,1	1,1	1,6
2013	1,7	1,3	0,8	1,2	1,3	1,4	1,4	1,4	1,2	1,3	1,2	1,5
2014	1,3	1,3	1,2	1,2	1,3	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3
2015	2	2,1	1,5	1,6	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3	1,4
2016	1,9	1,6	1,5	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,6
2017	1,9	1,7	1,4	1,4	1,4	1,3	1,5	1,5	1,3	1,2	1,3	1,7
2018	1,8	1,7	1,5	1,2	1,5	2,1	2,1	2,3	2,2	1,7	2,4	2,2
<b>Ortalama</b>	<b>1,70</b>	<b>1,62</b>	<b>1,45</b>	<b>1,35</b>	<b>1,34</b>	<b>1,45</b>	<b>1,50</b>	<b>1,50</b>	<b>1,40</b>	<b>1,29</b>	<b>1,34</b>	<b>1,65</b>

Son 10 yılın ortalama Rüzgâr hızları verileri göz önünde bulundurulduğunda maksimum ortalama Rüzgâr hızı 2,4 m/s, minimum ortalama Rüzgâr hızı 0,8 m/s olarak tespit edilmiştir. Yalova iline ait son 10 yıldaki Rüzgâr hızları 0,8 m/s ve 2,4 m/s arasında değişiklik göstermektedir. Çizelge 5.20’de özetlenen değerlerin ortalaması alınarak Şekil 5.15’deki grafik oluşturulmuştur.



**Şekil 5.15:** Son 10 yıla ait aylık bazda Rüzgâr hızları ortalaması.

Şekil 5.17’de görüldüğü gibi, ortalama Rüzgâr hızları 1,29 m/s ile 1,7 m/s arasında değişiklik göstermektedir. Tez kapsamında yapılan tüm hesaplamalarda minimum potansiyele göre maksimum enerji elde edilmesi hedeflenmiş ve analizler bu doğrultuda yapılmıştır.

Sistemden elde edilebilecek maksimum güç, Denklem 5.5 ile hesaplanır. Denklemdeki kullanılan hava yoğunluğu ( $\rho$ ) farklı sıcaklıklar için Çizelge 5.3’te verilmiştir.

**Çizelge 5.3:** Çeşitli hava sıcaklıklarındaki hava yoğunlukları [71].

Sıcaklık °C	Yoğunluk (Kuru hava kg/m <sup>3</sup> )
-10	1,342
-5	1,317
0	1,292
5	1,269
10	1,247
15	1,225
20	1,204
25	1,184
30	1,165
35	1,146
40	1,127

Yalova için son 10 yılın sıcaklıklarının ortalaması 15,58 °C’dir. Bu durumda havanın yoğunluğu yaklaşık 15 °C deki hava yoğunluğu olan 1,225 kg/m<sup>3</sup> olarak kabul edilmiştir. Denklem 5.12’de belirtilen süpürme yüzey alanı rotor kanatlarının boyu

ile doğru orantılıdır. Rotor kanatlarının ortalama çapı literatürlere uygun olarak 48 m kabul edilmiştir. Bu durumda süpürme alanı,

$$A = \pi R^2 = 3,14 (48)^2 = 7234,56 m^2 \quad (5.12)$$

olarak hesaplanmıştır [72 - 73]. Bilinmeyenler yerine konulduğunda;

$$P = \frac{1}{2} \rho v^3 A = \frac{1}{2} 1,225 (1,29)^3 7234,56 = 9512,34 W$$

olarak hesaplanmıştır. Yalova iline ait ortalama Rüzgâr hızı 1,29 m/s iken kurulacak Rüzgâr türbinin gücü 9512,34 W olarak hesaplanmaktadır. Bu kapasite bir Rüzgâr türbini için oldukça düşük bir değerdir.

Nordex Enerji A.Ş firmasının kütüphanesinden edinilen, Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsüne en yakın lokasyondan alınan ölçüm verilerine göre 100 metre yükseklikte Rüzgâr hızı ortalama 4,85 m/s olarak tahmin edilmektedir. Bu ortalama hız için iki tip türbin modeli önerilmektedir. N117/2400 modelinin 91 metre yükseklikte ve yıllık 3.924.000 kWh'lık üretim yapacağı taahhüt edilmektedir. Firmanın önerdiği bir diğer model olan N131/3900 modeli 84 metre yükseklikte olup yıllık 5.180.000 kWh lık bir üretim öngörülmektedir.

Diğer yandan Yalova Meteoroloji İl Müdürlüğünden ve Nordex Enerji A.Ş firmasından elde edilen rüzgâr hızlarının ölçüldüğü lokasyonlar ile kampüsün bulunduğu yer birbirinden çok farklıdır. Bu yüzden, daha sağlıklı bir analiz için rüzgâr hızı ölçümlerinin kampüs çevresinden tekrar alınması uygun olacaktır. Bu durumda kampüs ve çevresinden en az 1 yıl süre ile Rüzgâr hızı ölçümü alınarak fizibilite hesaplamalarının yeniden yapılması tavsiye edilmektedir.





## 6.GÜNEŞ ENERJİSİ SİSTEMLERİ

### 6.1. Güneş Enerjisi

Güneş, dünyaya en yakın ve Güneş sisteminin merkezinde yer alan yıldız olarak tanımlanabilmektedir. Güneş, samanyolu galaksisinde bilinen 200 milyar yıldızdan biridir. Güneş kendi eksenini etrafında saatte 70.000 km hızla dönmektedir. Güneşin yüzey sıcaklığı yaklaşık 6000 K dir. Fakat bu sıcaklığın güneşin iç bölgelerinde  $8 \times 10^6$  civarında olduğu tahmin edilmektedir [74].

Güneşin çekim kuvvetlerinin etkisiyle 4 hidrojen atomunun 1 Helyum atomuna nükleer füzyon yardımıyla dönüşmesi nedeniyle büyük bir enerji üretilmektedir. Füzyon reaksiyonu sırasında 0,029 birim ağırlıktaki yük kaybı Einstein'ın madde enerji bağıntısı  $E=mc^2$  enerjiye dönüşür. Bir başka deyişle güneşte her saniye 564 Milyon Ton Hidrojen, 560 milyon ton helyuma dönüşürken 4 milyon ton karşılığı açığa çıkan  $3,86 \times 10^{26}$  J enerji ışınım yoluyla uzaya yayılmaktadır. Toplam enerji rezervi  $1,785 \times 10^{47}$  J olan güneşin ışınması daha milyonlarca yıl süreceğinden Dünya için sonsuz bir enerji kaynağıdır. Dünyaya güneşten gelen enerji, dünyada bir yılda kullanılan enerjinin yaklaşık 20 bin katıdır [74].

Güneş, birçok yenilenebilir enerjinin de temelini oluşturmaktadır. Örneğin havadaki sıcaklık ve basınç farkından dolayı Rüzgârlar oluşmakta ve Rüzgâr enerjisine temel oluşturmaktadır. Aynı şekilde yeryüzünden buharlaşan suların yeryüzüne yağış olarak yeryüzüne dönmesi olayı da hidroelektrik santrallerin çalışma prensibinin temelini oluşturmaktadır.

Elektrik üretiminde kullanılan güneş enerjisi, fotovoltaik güneş teknoloji ve ısı (termal) güneş teknoloji olmak üzere iki başlığa ayrılabilir.

Fotovoltaik hücreleri, üzerlerine güneş ışığı düştüğünde uçlarında elektrik gerilimi oluştururlar. Güneş hücresi, pozitif ve negatif olmak üzere iki katmandan oluşmaktadır. Güneş ışınları hücre yüzeyine çarptığından, güneş ışınlarına ait fotonlar, yarı iletkenin atomları tarafından absorbe edilir. Negatif katmandaki elektronlar serbest kalarak pozitif tarafa doğru ilerlemeye başlarlar. Bu durumda da

elektrik akımı oluşur. Bu elektrik akımını arttırmak için güneş hücreleri yan yana getirilerek modülleri, modüller de yan yana getirilerek dizinleri oluşturur [75].

Güneş hücresinin yapısına bağlı olarak, güneş enerjisinin %5 i ile %30 u arasında bir verimle elektrik enerjisine çevrilebilir. Güç talebine göre hücreleri paralel veya seri bağlayarak megawatt mertebesine kadar güneş enerji sistemleri oluşturulabilir [76].

Bu sistemler, şebekeye bağlı ya da şebekeden bağımsız olarak çalışabilirler. Şebekeden bağımsız çalışan sistemler genellikle şehir yerleşimden uzak yerlerde ihtiyaçları karşılayabilmek amacıyla kullanılmaktadır. Şebekeye bağlı çalışan sistemlerde ise, yüksek güçteki enerji santralleri doğrudan elektrik şebekesi için enerji üretimi yaparlar.

Türkiye'deki elektrik üretiminde %2,59'lik dilimini Güneş enerjisi oluşturmaktadır. Türkiye'de Nisan 2019 yılı itibariyle 15 lisanslı, 549 lisanssız olmak üzere 564 adet Güneş enerji santrali bulunmaktadır. Güneş enerjisi kurulu gücü 5095 MWe olup, yıllık elektrik üretimi 2433 GWh'dır.

## **6.2. Güneş Enerjisi Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar**

### **6.2.1. Güneş paneli**

Güneş enerji sisteminde en temel elemanlardan biri olan güneş panellerini, seri ve paralel bağlayarak gerilim, akım ve güç değerlerini değiştirmek mümkündür. Paralel bağlantıda gerilim değişmezken, akım değeri arttırılabilir. Seri bağlantıda ise akım değişmez, gerilim yükselir. Yalnızca eşdeğer hücreler seri ve paralel bağlanabilmektedir. Güneş panelleri 1,5V, 3V, 6V, 12V, 24V, 48V standart gerilimlerinde üretilirler. Bunun yanı sıra çok çeşitli ölçülerde ve güçlerde üretilebilmektedir [77].

Güneş hücrelerinin seri bağlama yöntemi ile gerilimleri maksimum 600V a kadar yükseltilebilir. Bunun yanı sıra paralel bağlamayla da akımı arttırılabilir. Seri ve paralel bağlantılar yardımıyla istenilen gerilim, akım ve güçte diziler elde edilebilmektedir.

### **6.2.2. Akü**

Güneş ışınlarının yetersiz olduğu zaman dilimlerinde ya da geceleri kullanmak üzere sistemde mutlaka akü bulundurulmalıdır. Güneş pilleri gün boyu elektrik üretip bu elektriğin bir kısmını akülerde depolarlar.

Şebekeden bağımsız sistemlerde elektriğin depolanmasını ve sonradan kullanılmasını sağlayan ekipman akülerdir [78].

### **6.2.3. Şarj kontrol cihazı**

Şarj kontrolünün temel görevi, güneş ışığının yetersiz olduğu zamanlarda panel geriliminin, akü geriliminin altına düştüğü durumlarda akımın ters yönünde bir akım oluşmasını önlemektir [78].

### **6.2.4. İnverter**

Güneş panellerinde üretilen ve depolanan doğru akımı alternatif akıma dönüştürmeye yardımcı olan ekipmandır [78].

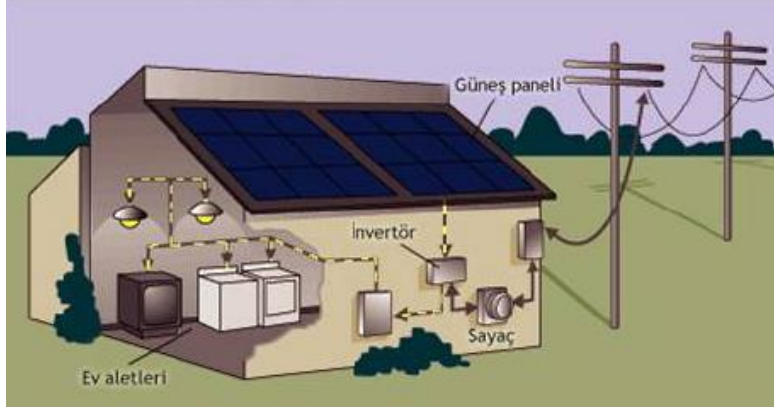
## **6.3. Çatı Tipi Güneş Enerji Sistemleri**

Güneş enerji sistemleri şebekeye bağlı ve şebekeden bağımsız olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

### **6.3.1. Şebekeye bağlı sistemler**

Şebekeye bağlı sistemler, doğru akımı alternatif akıma çevrilerek, çift yönlü sayaçlar ile ürettikleri fazla enerjiyi direkt şebekeye vermektedir. Ters durumda yani üretilen enerjinin iç tüketime yetmediği zamanlarda da şebekeden elektrik çekebilirler [79].

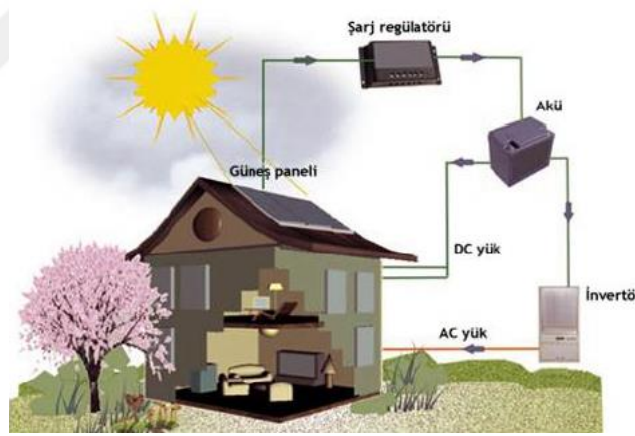
Şebeke bağlantılı sistemlerde enerjiyi depolamaya gerek olmaksızın fazla enerjiyi doğrudan şebekeye iletilebilir. Şebekeye bağlı sistemlerin şematize hali Şekil 6.1'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1: Şebeke bağlantılı sistem [75].

### 6.3.2. Şebekeden bağımsız sistemler

Yerleşimden uzak yerlerde iç ihtiyacı karşılamak amacıyla kurulan bir sistemdir. Üretilen fazla enerji şebekeye verilemeyeceği için enerjinin az olduğu dönemlerde kullanmak amacıyla akülerde depolanmaktadır [79, 80]. Şebekeden bağımsız sistemlerin şematize hali Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2: Şebeke bağı olmayan sistem [75].

### 6.4. Analizler

Yalova iline ait 1980 ile 2017 yılları arasındaki güneşlenme süreleri Çizelge 6.1 de verilmiştir.

**Çizelge 6.1:** Yalova ili güneşlenme süreleri.

Saat / Ay	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0,1	0,1	0	0	0	0	0
5	0	0	0,1	0,2	0,4	0,5	0,4	0,3	0,2	0	0	0
6	0	0,1	0,3	0,6	0,7	0,8	0,7	0,8	0,6	0,2	0	0
7	0	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,8	0,6	0,1	0
8	0,1	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,7	0,3	0
9	0,4	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,6	0,2
10	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,6	0,4
11	0,6	0,6	0,7	0,7	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,6	0,6
12	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,6	0,5
13	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,7	0,6	0,5
14	0,2	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,8	0,7	0,4	0,1
15	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	0,9	0,8	0,6	0,3	0,1	0
16	0	0	0	0,3	0,6	0,8	0,8	0,5	0,2	0	0	0
17	0	0	0	0	0,1	0,2	0,2	0,1	0	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Toplam</b>	<b>2,8</b>	<b>4,6</b>	<b>5,9</b>	<b>7,2</b>	<b>9,1</b>	<b>10,5</b>	<b>10,3</b>	<b>9,7</b>	<b>8,5</b>	<b>6,4</b>	<b>3,9</b>	<b>2,3</b>

Çizelge 6.1'den yola çıkılarak Yalova ili için güneşlenme sürelerinin günlük toplamı 6,77 saat olarak belirlenmiştir.

Bir şehre ait güneş enerjisi potansiyelinin çıkartılabilmesi için o şehre ait güneşlenme şiddetlerinin de bilinmesi gerekmektedir. Çizelge 6.2'de Yalova iline 1980 ile 2017 arasındaki yıllara ait güneşlenme şiddetleri ortalamaları verilmiştir.

**Çizelge 6.2:** Yalova ili güneşlenme şiddetleri (cal / cm<sup>2</sup>).

Saat / Ay	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0,4	0,6	0,4	0,2	0	0	0	0
4	0	0	0,2	1,1	3,7	5,1	4,1	1,9	0,5	0,2	0	0
5	0	0,3	1,9	6,8	12,8	15,2	13,5	9,8	5,5	1,8	0,4	0
6	0,8	2,7	7,7	16,6	25,2	29,5	27	22,4	15,4	8,3	2,5	0,9
7	3,6	8,3	17	27,4	36,8	42,3	40,4	35,5	28	17,7	6,1	3,6
8	7,6	16,3	26,7	36,9	47	52,1	51	46,6	39,1	26,9	12,7	7,1
9	14,1	24,5	33,6	44,1	54,4	59,2	58,3	54,5	46,7	32,9	19,8	12,1
10	19,1	27,6	37,5	48,5	58,6	62,9	62,5	58,9	50,5	35,4	21,9	15,8
11	21,1	28,5	39,1	49	59,1	63,4	63,5	59,6	50,5	35,4	23,1	17,8
12	19,5	26,8	37,1	45,8	55,9	59,8	60,4	55,8	46,6	31,2	20	15,6
13	14,8	21,6	31	40,1	48,7	53	53,4	48,3	38,9	24,4	14,7	10,8
14	8,2	14,8	22,9	30,7	38,8	43,6	43,7	38,4	28,8	15	7,7	5
15	2,5	6,8	12,9	19,6	27,3	32,4	32,6	26,2	16,1	5,5	2,1	1,1
16	0,4	1,3	4,3	8,4	15,1	20	20	12,8	5,1	0,9	0,6	0,1
17	0	0,1	0,5	1,7	5	8	7,7	3,6	0,7	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ortalama	4,7	7,5	11,4	15,7	20,4	22,8	22,4	19,8	15,5	9,8	5,5	3,7

Güneş enerji potansiyelinin tespit edilebilmesi için bölgeye koyulacak güneş paneli sayısının belirlenmesi gerekmektedir.

Yalova Üniversitesi kampüsünde bulunan bütün binalar için PVsol programı kullanılarak her bir binanın çatısına mümkün olan maksimum sayıda panel yerleştirilmiştir.

**Climate, Grid and System Type**

Climate Data

Country: Germany Location: [Location Input]

Latitude: 52° 0' 0" (52,53°) Longitude: 13° 16'09" 37" (13,41°) Annual sum of global irradiation: 1030 kWh/m<sup>2</sup>

Time zone: UTC+1 Annual Average Temperature: 9,3 °C

Time Period: 1981 - 2010 Resolution: Hourly

AC Mains

Enter

Voltage (N-L): 230 V Number of Phases: 3-phase cos φ: 1 Maximum Feed-in Power Clipping: No

Type of Design

Use 3D Design

Type of System

3D, Grid-connected PV System - Full Feed-in

[Diagram showing a 3D visualization of a PV system with a warning message: "First, please define a valid system in the 3D visualization."]

**Şekil 6.3:** Proje verileri giriş ekranı.

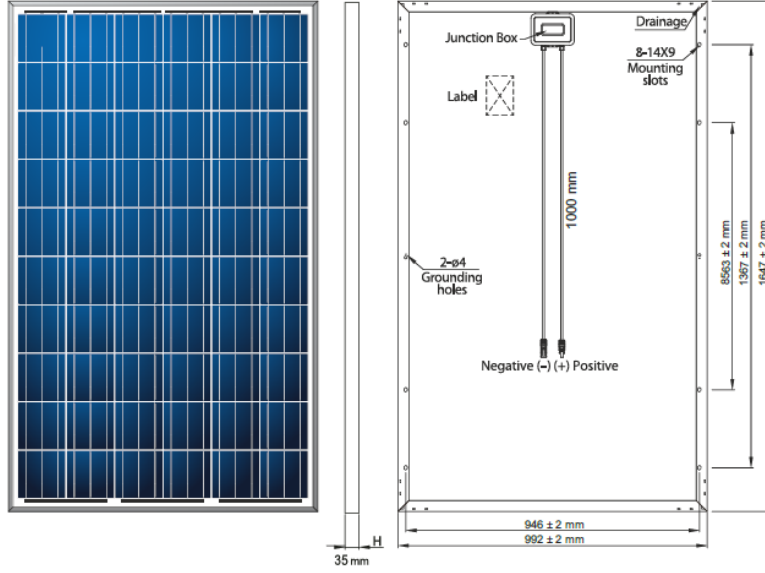
Programa projenin yapılacağı ülke ve lokasyon bilgileri girilir ve program, güneşlenme süreleri, şebeke gerilimi gibi parametreleri otomatik olarak seçer.

Tez kapsamında yapılan analiz için üç boyutlu dizayn ve iç kullanım için seçim yapılmıştır. Programa objelerin eklenmesi güneş geliş açıları ve cephe bilgileri girildikten sonra panel seçimleri yapıldı. Çizelge 6.3'te özellikleri verilen güneş panellerinin kullanılmasının uygun olacağı tespit edildi.

**Çizelge 6.3:** Güneş paneli mekanik özellikleri.

Açıklama	Özellik
Hücre Tipi (mm)	156,75x156,75 Polikristal
Boyutlar (mm)	1647x992x35 mm
Ağırlık (kg)	18,4 kg
Hücre Sayısı ve Bağlantı Tipi	6x10=60 adet Seri Bağlantı
Bağlantı Kutusu	IP 65- IP 68 / 3 Diyot

Çizelge 6.3'te mekanik özellikleri belirtilen güneş paneline ait görsel Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



**Şekil 6.4:** Güneş paneli görseli ve teknik çizimi.

Güneş panelinin performansını etkileyen en önemli faktörlerden biri de elektriksel özelliklerdir. Kullanılacak panele ait elektriksel özellikler Çizelge 6.4’de gösterilmiştir.

**Çizelge 6.4:** Güneş panellerinin elektriksel özellikleri.

Açıklama	Özellik
Nominal Güç (Pmax)	250 W
Nominal Güç Voltajı (V)	29,98 V
Nominal Güç Akımı (A)	8,34 A
Açık Devre Voltajı (V)	37,41 V
Kısa Devre Akımı (A)	8,79 A
Modül Verimliliği (%)	%15,3

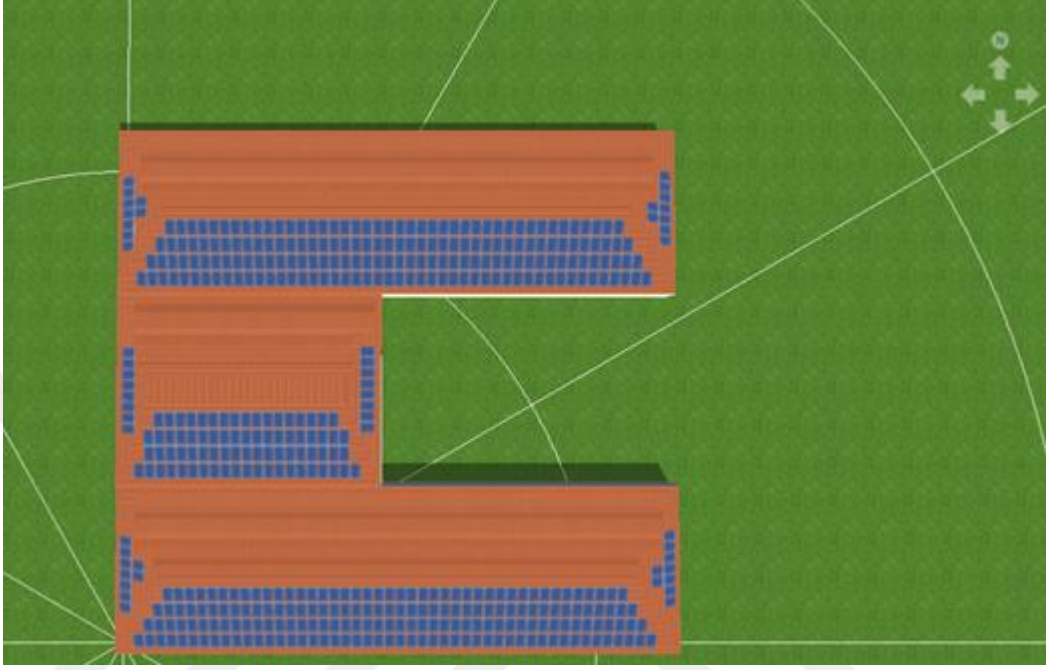
#### 6.4.1. Analiz sonuçları

Analiz kısmında teknik özellikleri verilen güneş panelleri ve güneşlenme süreleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.



#### 6.4.1.1. A blok güneş panelleri

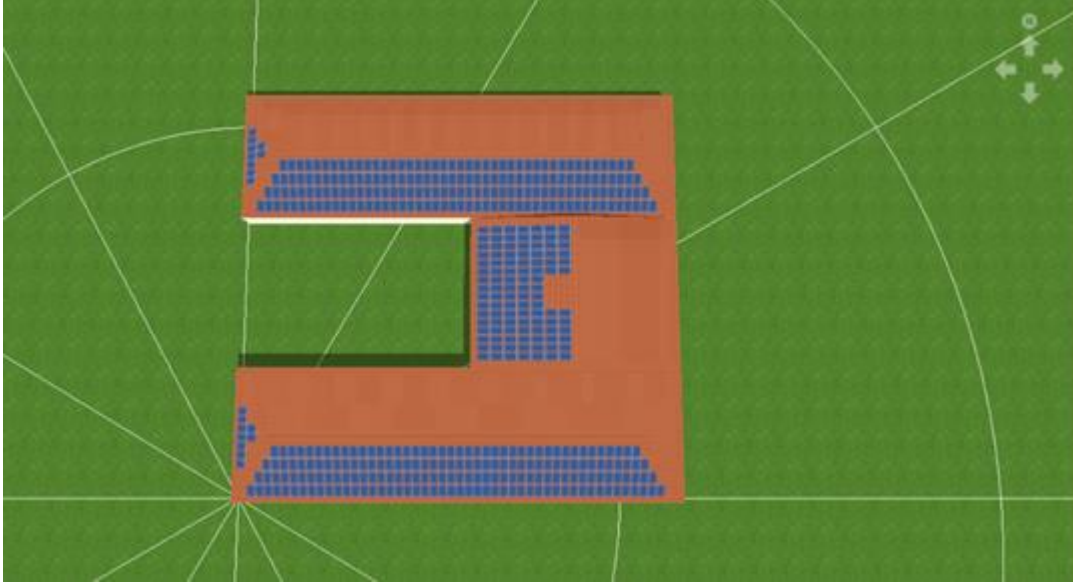
A Blok yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 462 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.7’de gösterilmiştir.



Şekil 6.5: A blok üstten görünüşü.

#### 6.4.1.2. B blok güneş panelleri

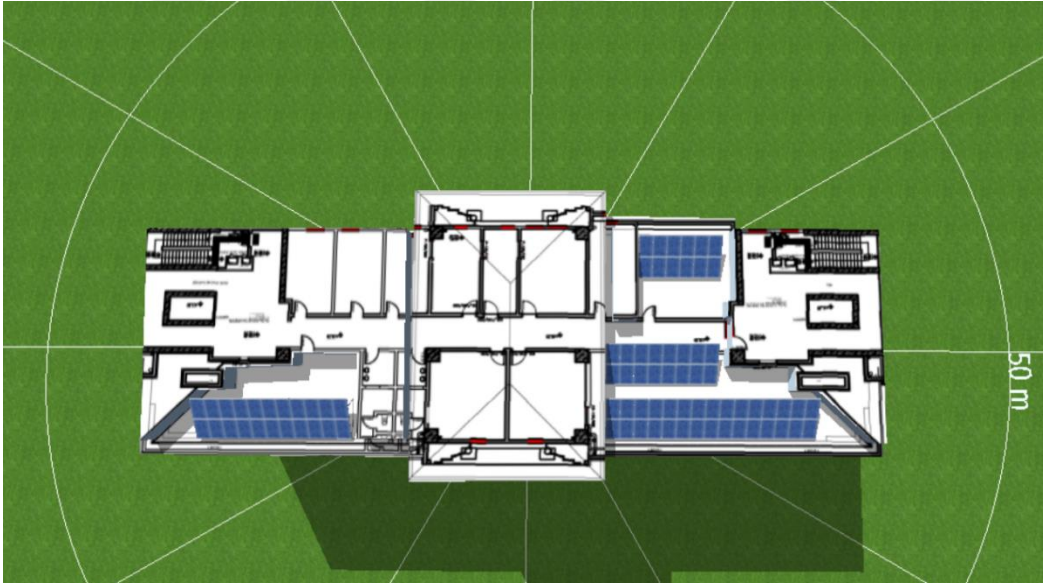
B Blok yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 486 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.8’de gösterilmiştir.



Şekil 6.6: B blok üstten görünüşü.

#### 6.4.1.3. Merkezi araştırma laboratuvarı güneş panelleri

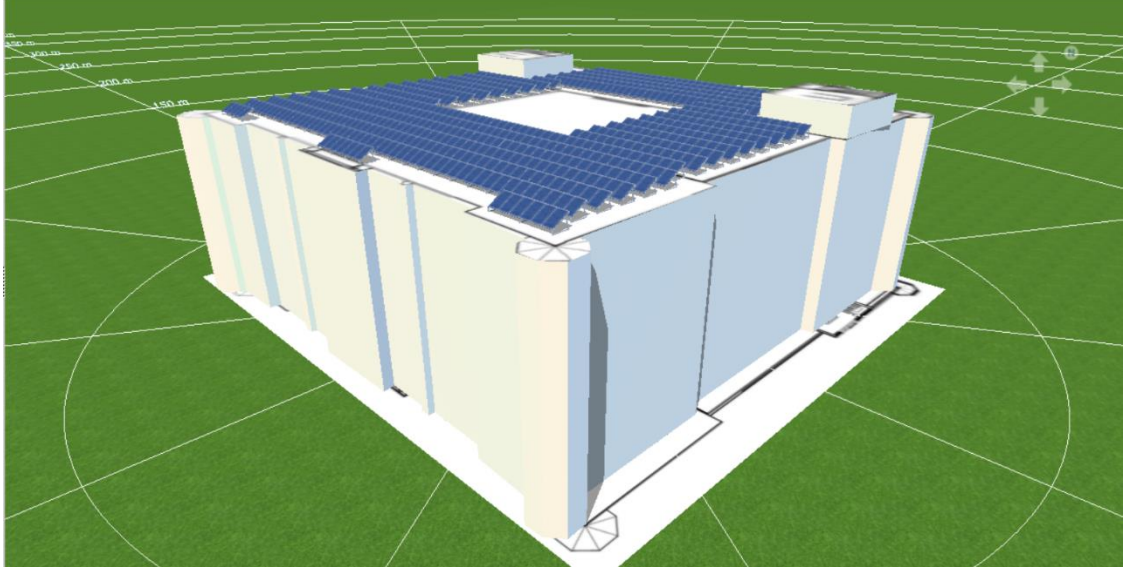
Merkezi Araştırma Laboratuvarı yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 80 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.9’da gösterilmiştir.



Şekil 6.7: Merkezi araştırma laboratuvarı üstten görünüşü.

#### 6.4.1.4. İktisadi ve idari bilimler fakültesi güneş panelleri

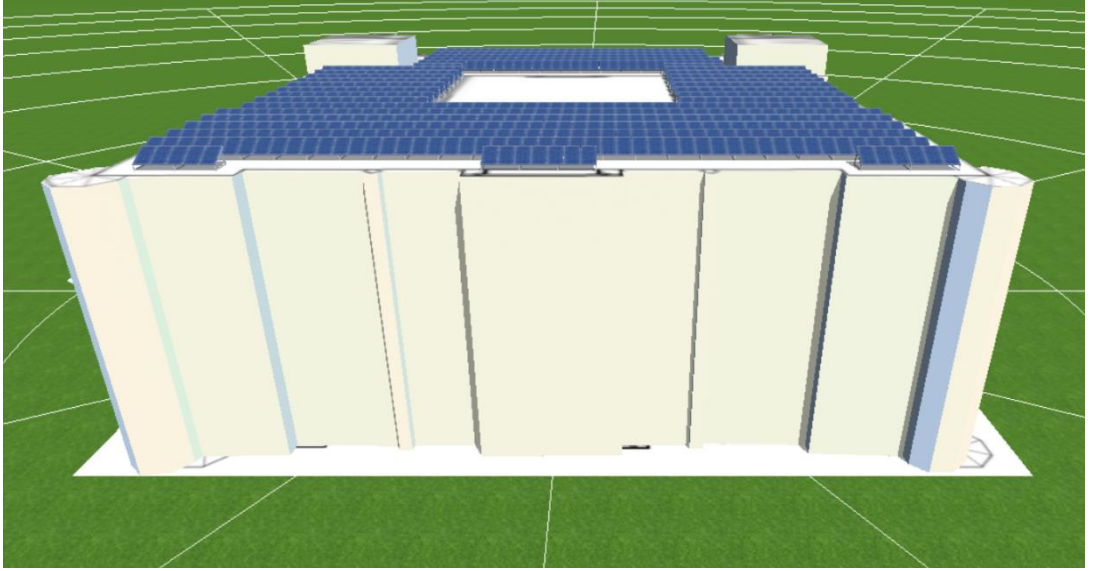
İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 708 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.10’da gösterilmiştir.



**Şekil 6.8:** İktisadi ve idari bilimler fakültesi görünüşü.

#### **6.4.1.5. Mühendislik fakültesi güneş panelleri**

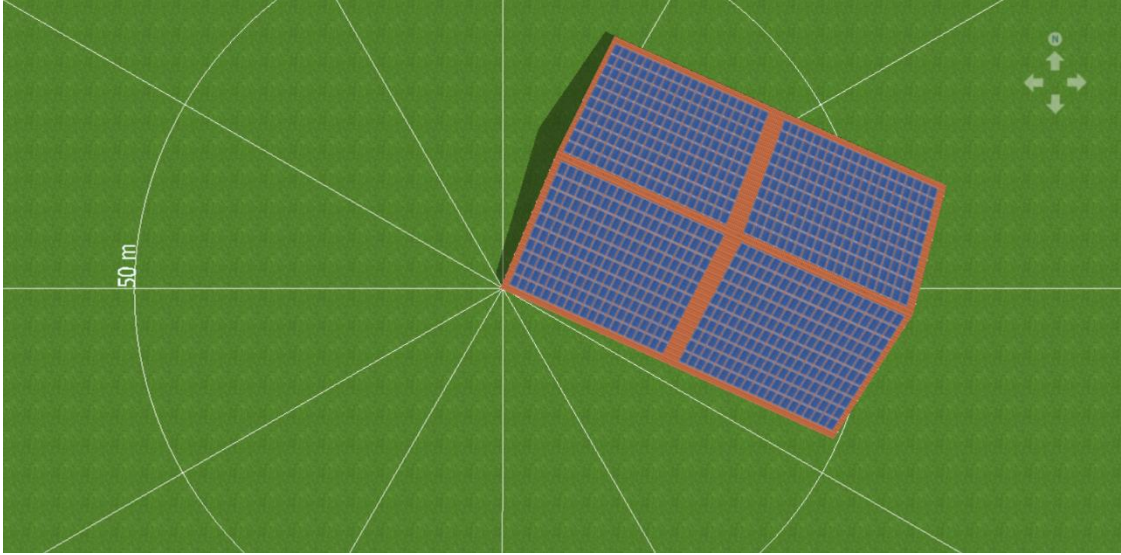
Mühendislik Fakültesi yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 708 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.11’de gösterilmiştir.



**Şekil 6.9:** Mühendislik fakültesi görünüşü.

#### **6.4.1.6. Kapalı futbol sahası**

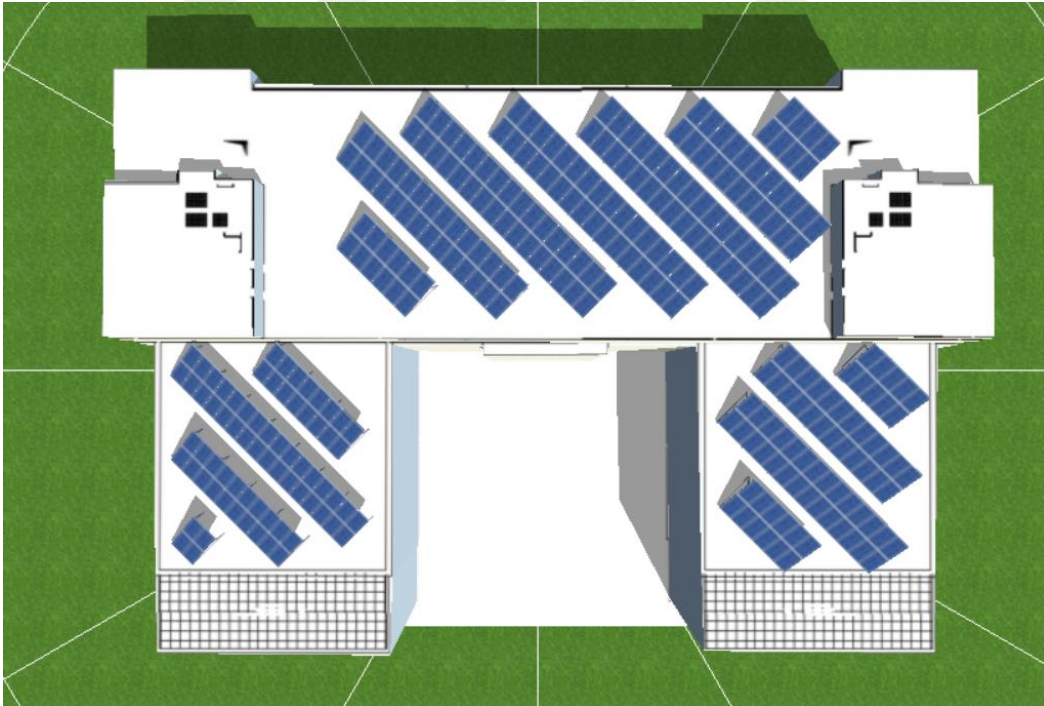
Kapalı Futbol Sahasının çatısına 800 adet panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.13’de gösterilmiştir.



**Şekil 6.10:** Kapalı futbol sahası görünüşü.

#### **6.4.1.7. Hukuk fakültesi**

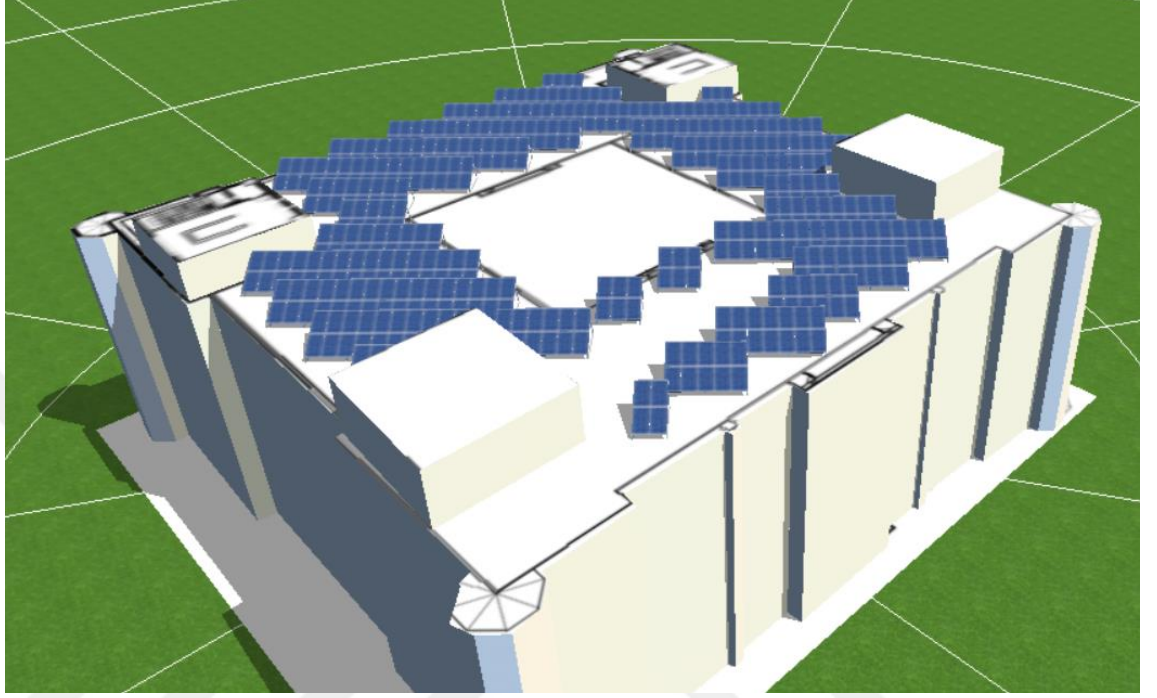
Hukuk Fakültesi yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 312 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.13'te gösterilmiştir.



**Şekil 6.11:** Hukuk fakültesi görünüşü.

#### 6.4.1.8. Rektörlük

Rektörlük Binası yerleşimi göz önünde bulundurulduğunda çatı yerleşimine 564 adet 250W lık panel konulabileceği tespit edilmiştir. Bu panellerin yerleşimi Şekil 6.14'te gösterilmiştir.



Şekil 6.12: Rektörlük binası görünüşü.

Tüm binaların çatılarına güneş panelleri konulduğu takdirde toplam üretilecek enerji miktarı Çizelge 6.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.5: Kampüs güneş panelleri özet çizelgesi.

Açıklama	Panel Sayısı
Merkezi Araştırma Laboratuvarı	80
A Blok	462
B Blok	486
Kapalı Saha	800
İİBF	708
Mühendislik Fakültesi	708
Hukuk Fakültesi	312
Rektörlük	564
<b>TOPLAM</b>	<b>4120</b>

*Yıllık Tahmini Üretim*

= *Panel Adedi x Panel Gücü x Yıllık Güneşlenme Süresix Düzeltme Faktörü*

$$Yıllık Tahmini Üretim = 0,25 \frac{kWh}{adet} \times 4120 \text{ adet} \times 6,77 \frac{saat}{gün} \times 365 \frac{gün}{yıl} \times 0,75$$

$$Yıllık Tahmini Üretim = 1.908.886,13 \text{ kWh/yıl}$$

Kampüs içinde bulunan binalara göre üretim miktarı ise Çizelge 6.6'da gösterilmiştir.

**Çizelge 6.6:** Binaların güneş enerjisi üretimi.

Açıklama	Panel Sayısı	Güneş Enerjisi Üretimi (kWh/Yıl)
Merkezi Araştırma Laboratuvarı	80	37.065,75
A Blok	462	214.054,71
B Blok	486	225.174,43
Kapalı Saha	800	370.657,50
İİBF	708	328.031,89
Mühendislik Fakültesi	708	328.031,89
Hukuk Fakültesi	312	144.556,43
Rektörlük	564	261.313,54
<b>Toplam Tahmini Üretim</b>		<b>1.908.886,13</b>

## 7. MALİYET ANALİZİ

Yalova Üniversitesi Merkez kampüsünün enerji tüketimini azaltmak amacıyla yapılan çalışmalarda doğalgaz tüketimini azaltmak kurulması planlanan ısı pompası ve güneş sistemi maliyetini ayrı ayrı incelenmiş ve geri ödeme süresi Çizelge 7.1’de ortaya koyulmuştur.

**Çizelge 7.1:** Isı pompası ilk yatırım maliyeti hesabı

<b>Isı Pompası İlk Yatırım Maliyeti</b>			
<b>Başlıklar</b>	<b>Birim Fiyat</b>	<b>Adet</b>	<b>Tutar</b>
<b>Malzeme Maliyetleri</b>			
Toprak Altına Döşenecek Boru	11,00 ₺	2032	22.352,00 ₺
Evaporatör	55.000,00 ₺	1	55.000,00 ₺
Kondenser			
Kompresör			
Kısılma Vanası			
MKT3-200FG12-4 Borulu Fan Coil	360,00 ₺	119	42.840,00 ₺
MKT3-600FG12-4 Borulu Fan Coil	550,00 ₺	2	1.100,00 ₺
<b>Kazı ve Sondaj Maliyeti</b>	20.000₺	10	200.000,00 ₺
<b>TOPLAM</b>			<b>321.292,00 ₺</b>
<b>10 Adet Isı Pompası Toplam Maliyeti</b>			<b>3.212.920,00 ₺</b>

Isı pompası sisteminin ilk yatırım maliyeti Çizelge 7.1’de de görüldüğü gibi ısı pompası ilk yatırım maliyeti hariç 3.212.920,00 TL olarak hesaplanmıştır.

Isı pompası sistemi tarafından şebekeden çekilen güç kompresörün kapasitesi kadardır. Bu nedenle de ısı pompası işletme maliyetinde yalnızca kompresörün şebekeden çektiği güce yer verilmiştir. Isı pompasına ait işletme maliyeti Çizelge 7.2’de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.2:** Isı pompası işletme maliyeti

<b>Isı Pompası İşletme Maliyeti</b>		
Kampüsün Isıtma yükü	903,99	kW
Yıllık Isıtma Süresi	1000	saat/yıl
Yıllık Isıtma İhtiyacı	903.991,00	kWh/yıl
COP	4,65	
Elektrik Birim Fiyatı	0,715	TL/kWh
Kompresörün Çektiği Elektrik	0,1538	TL/kWh
<b>Isıtma İçin Yıllık Enerji Maliyeti</b>	<b>141.744,32</b>	<b>TL/yıl</b>

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsüne toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri doğalgaz tüketimini sıfırlamış fakat elektrik tüketimini arttırmıştır. Mevcut durumda tüketilen doğalgaza ait yıllık maliyetler Çizelge 7.3’de verilmiştir.

**Çizelge 7.3:** Merkezi kalorifer sistemi işletme maliyeti

<b>Merkezi Kalorifer Sistemi İşletme Maliyeti</b>		
Yıllık Doğalgaz Tüketimi	441.618,28	Sm <sup>3</sup>
Doğalgaz Birim Fiyatı	1,37	TL/Sm <sup>3</sup>
<b>Toplam Yıllık Doğalgaz Tüketimi</b>	<b>605.017,04</b>	<b>TL/Yıl</b>

Sistemin geri ödeme süresinin hesaplanabilmesi için yıllık tasarruf miktarı tespit edilmelidir. Merkezi kalorifer sisteminin yıllık maliyeti 605.017,04 TL’dir. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yıllık işletme maliyeti ise 132.503,31 TL’dir. Merkezi kalorifer sisteminden toprak kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürdüğünde yıllık tasarruf miktarı 463.272,72 TL olacaktır.

Toprak kaynaklı ısı pompası ilk yatırım maliyetinin 3.212.920,00 TL olduğu göz önünde bulundurulduğunda geri ödeme süresi yaklaşık 7 yıl olarak tespit edilmiştir. Bulunan süre bir yatırımın yapılması için uygun bir geri ödeme süresi değildir.

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsü elektrik enerjisini karşılayabilmek için güneş enerji paneli kurulması gerekmektedir. Güneş türbini geri ödeme süresi Çizelge 7.4’te gösterilmiştir. Güneş paneli kurulum fiyatı adet başına 2500 \$ olup toplam 1.931.250,00 \$ lık bir ilk yatırım maliyeti yapılması gerekmektedir. Güneş paneli ile üretilen elektrik enerjisinin yerine şebekeden çekilecek elektrik fiyatı 0,751 TL yani 0,12 \$ olarak belirlenmiştir. Güneş enerji sistemi kurulduğu takdirde yıllık



229.066,34 \$ tasarruf sağlanacaktır. Bu durumda da sistemin geri ödeme süresi 8,43 yıl olacaktır.

**Çizelge 7.4:** Güneş panelleri geri ödeme süresi

<b>Güneş Panelleri Geri Ödemesi</b>			
<b>Başlıklar</b>	<b>Birim Fiyat</b>	<b>Üretim Miktarı</b>	<b>Tutar</b>
İşçilik ve Kurulum Dahil Güneş Panel Fiyatı	2500 \$/kW	1.908.886,13 kWh/yıl	1.931.250,00\$
Ekonomik Kazanç	0,12 \$/kWh		229.066,34\$
<b>Geri Ödeme Süresi (yıl)</b>		<b>8,43 yıl</b>	

Fakat sistemler bütünleşik incelendiğinde; doğalgaz tüketimi sıfırlanmış, toprak kaynaklı ısı pompasından dolayı artan elektrik tüketimi ise güneş enerji sistemi ile karşılanabilir hale gelmiştir.



## 8. ÇEVRESEL ETKİLER

Değişen ve gelişen dünyada nüfusun artması, sanayileşme ve şehirleşme gibi faktörler nedeniyle enerjiye olan ihtiyaç artmıştır. Enerji talebini karşılayabilmek için de enerji üretimi de arttırılmış fakat enerji üretilebilecek yakıtların yoğun ve bilinçsizce kullanımı nedeniyle çevre kirliliği, küresel ısınma, sera gazı emisyonlarında artış ve iklim değişikliği gibi birçok konu gündeme gelmiştir. Bu nedenle de enerji üretirken minimum karbon salınımı ile çevre için güvenliğini sağlamak da öncelikler arasına girmiştir. Enerji kaynaklarına göre karbon emisyon değerleri Çizelge 8.1’de gösterilmiştir.

**Çizelge 8.1:** Enerji kaynaklarına göre karbon emisyon değerleri [6]

<b>Enerji Kaynağı</b>	<b>Min-Max Sera Gazı Emisyonu (ton-CO<sub>2</sub>/GWh)</b>	<b>Ortalama Sera Gazı Emisyonu (ton-CO<sub>2</sub>/GWh)</b>	<b>Bir Konuta Düşen Emisyon (kg-CO<sub>2</sub>-Yıl)</b>
Linyit	790-1.372	1.054	3.689
İthal Kömür	756-1.310	888	3.108
Taş Kömürü	756-1.310	888	3.108
Fuel-Oil	547-935	733	2.566
Doğalgaz	362-891	499	1.747
Nükleer	2-130	66	231
Biyokütle	10-101	26	91
Hidroelektrik	2-237	26	91
Güneş	13-731	23	81
Rüzgâr	6-124	10	35

Yalova Üniversitesi Merkez Kampüsüne ait doğalgaz faturaları incelendiğinde yıllık tüketimin 441.618,28 Sm<sup>3</sup> olduğu görülmüştür. Enerji dönüşümü yapıldığında doğalgaz tüketimi 4.236,45 MWh olarak hesaplanmıştır. Belirtilen ortalama doğalgaz tüketimi ile bu miktar çarpıldığında ise yıllık 2.113,99 ton CO<sub>2</sub> olarak hesaplanmıştır. Isı pompası sistemi kurulduğu takdirde doğalgaz tüketimi minimize edileceği için 2.113,99 ton CO<sub>2</sub> salınımının önüne geçilmiş olacaktır. Bunun yanı

sıra yıllık güneş enerjisi ile elde edilecek enerjinin de yaklaşık 43,90 ton CO<sub>2</sub>'lık bir karbon salınımına neden olabileceği öngörülmektedir.



## 9.SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında Yalova Üniversitesi Merkez kampüsünün ısıtma ve soğutma yükü her bina için ayrı ayrı hesaplanmış ve enerji dağılımları haritalama yöntemi ile çıkartılmıştır. Yapılan hesaplamalar kampüsün elektrik ve doğalgaz tüketimleri ile kıyaslanmıştır. Yapılan kıyaslamalar sonucunda; doğalgaz tüketimlerini karşılamak için toprak kaynaklı ısı pompası önerilmektedir.

Kampüsün 2018 yılına ait doğalgaz tüketimi 441.618,28 Sm<sup>3</sup>'dür. Bu ısıtma yükünün karşılanması için her birinin tüketimi 18,85 kWh olan toprak kaynaklı ısı pompasından 10 adet önerilmiştir. Isıtma ihtiyacının Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tüm ay boyunca Nisan ayının ise yarısı kadarlık bir süreçte yalnızca hafta içi günler ısıtıldığı varsayımına göre toplamda 100 günlük ısıtma 10 saat üzerinden yapılacaktır. Yalova Üniversitesi Merkez kampüsünün 903.991,76 kWh/yıl ısıtma ihtiyacını toplamda 185.275,27 kWh'lık güç tüketimiyle karşılamak mümkündür. Bu durumda yalnızca doğalgaz tüketiminden yıllık 441.618,28 Sm<sup>3</sup>'lık bir tasarruf söz konusudur. Kampüsün elektrik tüketimi incelendiğinde 2018 yılına ait toplam tüketim 2.122.819,50 kWh'tır. Kurulacak ısı pompası sistemi ile doğalgaz tüketiminin minimize edilmesi hedeflenmektedir. Bununla birlikte ısı pompasının şebekeden 185.275,27 kWh elektrik enerjisi çekeceği göz önünde bulundurulmuştur. Bu durumda kampüsün toplam tüketiminin 2.308.094,77 kWh olacağı hesaplanmıştır.

Isıtma sisteminin yanı sıra, Yalova ilinin yıllık güneşlenme süresi ve güneşlenme şiddeti göz önünde bulundurularak, tüketilen elektrik enerjisini azaltmak için yapılması öngörülen güneş enerji sistemi yardımıyla, 1.908.886,13 kWh'lık üretim sağlanacağı öngörülmektedir. Doğalgaz tüketiminin minimize edilmesi ile 441.618,28 Sm<sup>3</sup> tasarruf imkânı olabilecektir. Doğalgaz ve elektrik tasarruflarının toplam değeri 6.145.340,56 kWh/yıl hesaplanmıştır. Bu değerlere göre kurulacak sistemlerle gerçekleştirilecek tasarruf ile kampüsün toplam tüketiminin %93,72'si karşılanabilecektir.

İlk yatırım maliyetleri ve kazançlar göz önünde bulundurulduğunda ısı pompası sistemlerinin kendini yaklaşık 7 yılda, Güneş enerji sistemlerinin ise kendisini yaklaşık 8,43 yılda amorti edeceği öngörülmüştür. Yalova Üniversitesi'ne kurulacak yeni sistemlerle birlikte 2.070,09 Ton CO<sub>2</sub> salınımının önüne geçilebileceği öngörülmektedir.



## KAYNAKÇA

- [1]: <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Enerji-Verimliligi> Son Erişim Nisan 2019
- [2]: T.S. Uyar, Enerji Sorunu Nedir? Alternatif Enerji Çözüm müdür?. NEU-CEE 2001 Electrical, Electronic and Computer Engineering Symposium, 23-26, Lefkoşa TRNC, 2001.
- [3]: N. Öztürel, R. Zilan ve A. Ecevit, Türkiye 'de Yenilenebilir Enerji Kaynakları İçin İzlenmesi Gereken Strateji, Planlama Politikaları ve Bunların Sosyal ve Siyasi Etkileri. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, 28-32, İzmir, 2001.
- [4]: "What is Renewable Energy?", Australian Renewable Energy Agency, <http://arena.gov.au/about-renewable-energy>, (Erişim tarihi: 21 Eylül 2016).
- [5]: "Renewable Energy Sources", BBC, [http://www.bbc.co.uk/schools/gcsebitesize/geography/energy\\_resources/energy\\_rev2.shtml](http://www.bbc.co.uk/schools/gcsebitesize/geography/energy_resources/energy_rev2.shtml), (Erişim tarihi: 22 Eylül 2016).
- [6]: <https://www.enerjiatlas.com> Son Erişim Tarihi: 01.05.2019
- [7]: ETKB, "Jeotermal," 2010. <http://www.enerji.gov.tr/index.php?sf=webpages&b=jeotermal>, son erişim tarihi: 9.12.2012.
- [8]: Aküst, M. 2007. "Sınırsız Enerjinin Sırrı," <http://www.alternaturk.org/haber11.php>, Son Erişim Tarihi:9.12.2012.
- [9]: Çetiner, Ç. 2013. "Jeotermal enerji," [http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/jeotermal\\_enerji\\_5.pdf](http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/jeotermal_enerji_5.pdf), son erişim tarihi: 22.4.2013.
- [10]: TÜGİAD, 2004, Türkiye' nin enerji sorunları ve çözüm önerileri. Ajans-Türk Basın ve Basım A., Batıkent, Ankara.
- [11]: Şen, H.M., 2006, Türkiye' nin genel enerji durumu. ENKÜS 2006, TÜ Enerji Çalı tayı ve Sergisi, Bildiriler ve Sunumlar, 23-26 Haziran 2006, Enerji Enstitüsü Yayınları, No: 2006/1, 10-23.
- [12]: [http://www.yegm.gov.tr/teknoloji/dalga\\_en\\_urt\\_sistemleri.aspx](http://www.yegm.gov.tr/teknoloji/dalga_en_urt_sistemleri.aspx)
- [13]: Veziroğlu, T. (1998). Hydrogen Energy Technologies, UNIDO, A 1400 Vienne, Austrai, s. 252- 256
- [14]: Ün, Ü.T., (2003) 21.Yüzyılın Enerjisi Hidrojen, <http://www.arşiv.emo.org.tr> (20.04.2005)
- [15] ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 55, 2013. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society Of Heating, Ventilating and Air-conditioning Engineers, Atlanta.
- [16] Kameni, N. M., Tchinda, R., Djongyang N., 2013. Field Study of Thermal Comfort in Naturally Ventilated Classrooms of Cameroon, Universal Journal of Environmental Research and Technology, Volume 3, Issue 5 (2013), 555- 570.

- [17] Kaynaklı, Ö., Ünver, Ü., Kılıç, M., “Evaluating Thermal Environments for Sitting and Standing Posture”, Int. Com. In Heat and Mass Transfer, Vol.30, No.8, pp.1179-1188, 2003.2.
- [18] Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Coskun, S., Kaynakli, O., and Yamankaradeniz, N. (2008). İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları, Dora: Bursa.
- [19] Kaynaklı, Ö., Yiğit, A. (2003). İNSAN VÜCUDU İÇİN ISI DENGESİ VE ISIL KONFOR ŞARTLARI. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5 (2), 9-17. Retrieved from <http://dergipark.org.tr/deumffmd/issue/40879/493579>
- [20] Kaynaklı, Ö., Kılıç, M., Yamankaradeniz, R., Isıtma ve soğutma süreci için dış duvar optimum yalıtım kalınlığı hesabı, TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 65, 39-45 (2010).
- [21] Kaynaklı, Ö. A., study on residential heating energy requirement and optimum insulation thickness. Renewable Energy, 33,6,1164-1172 (2008).
- [22] Kaynaklı, Ö., Mutlu, M., Kılıç, M., Bina duvarlarına uygulanan ısı yalıtım kalınlığının enerji maliyeti odaklı optimizasyonu, Tesisat Mühendisliği, 126, 48-54 (2011).
- [23] Kaynaklı O., A review of the economical and optimum thermal insulation thickness for building applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 415–425 (2012).
- [24] BUYUKALACA, O., BULUT, H. ve YILMAZ, T., “Analysis of variable-base heating and cooling degree-days for Turkey”. Appl Energy 69: 269–83, 2001.
- [25] Altıparmak, Ö. D., (1999), Binalarda Isı Kazancına Bağlı Soğutma Yükünün Bilgisayarla Hesabı, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [26] Anon, (1998), Konutlarda Isıtma ve Soğutma Yükü Hesapları, Bölüm 25, ASHRAE Temel El Kitabı, İstanbul.
- [27] Aybers N., 1978. Isıtma Havalandırma ve İklim Tesisleri, Dizerkonca Matbaası, İstanbul.
- [28]: ASHRAE Fundamentals Handbook, 1989. Fenestration, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.,chapter 27, pp. 27.1-27.38, Atlanta.
- [29]: Genceli, O.F. (Editör), 1998. ASHRAE Temel El Kitabı, Pencere Tasarımı, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:2, Bölüm 27, Cem Ofset, İstanbul.
- [30]: ASHRAE Fundamentals Handbook, 1989. Air Conditioning Cooling Load, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.,chapter 26, pp. 26.1-26.62, Atlanta
- [31]: Isısan Raporu syf 149,156
- [32]: Şen. B, Form Endüstri A.Ş, Uygulama notu.
- [33]: 3rd International Youth Conference on Energetics 2011 Calculation and Design of the HeatPumps J. Perko, Student Member, IEEE, V. Dugec, D. Topic, D. Sljivac, Member, IEEE, andz.Kovac



- [34]: Yerlibucak, Ş.M., 2007, Isı Pompaları, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye
- [35]: KAVANAUGH, S.P. ve RAFFERTY, K. “Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings”, ASHRAE, 1997.
- [36]: BOSE, J. E. Today’s Ground Source Heat Pumps, Energy Engineering, Vol. 90, No. 5, 1993.
- [37]: [www.nahbrc.com/homebase/factshee/general.htm](http://www.nahbrc.com/homebase/factshee/general.htm), Energy Efficiency in Remodeling General, Aralık 1998
- [38] Molavi J. McDaniel J. A Review of the Benefits of Geothermal Heat Pump Systems in Retail Buildings *Procedia Engineering* 145 ( 2016 ) 1135 – 1143
- [39] Younis M, Bolisetti T, Ting DSK. Ground Source Heat Pump System: Current Status. *Int J Environ Stud* 2010; 67(3):405–15.
- [40] Bettgenhauser, K., Offermann, M., Boermans, T., Bosquet, M., Greozinger, J., von Manteuffel, B., Surmeli, N., 2013. Heat Pump Implementation Scenarios until 2030: an Analysis of the Technology's Potential in the Building Sector of Austria, Belgium, Germany, Spain, France
- [41] Benli H. Energetic Performance Analysis of a Ground Search Heat Pump System With Latent Heat Storage For a Greenhouse Heating Department of Technical and Vocational Education, Fırat University, TR-23119 Elazığ, Turkey
- [42] Kara YA .Experimental Performance Evaluation of a Closed-Loop Vertical Ground Source Heat Pump in the Heating Mode Using Energy Analysis Method. *Int J Energy Res* 2007; 31:1504–16.
- [43] MILES, L., “Heat Pumps: Theory and Service”, Delmar Publishers Inc., NY, 1994, 397 pages, 1994
- [44] HANCIOĞLU, E., “Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Bir Hacmin Isıtılması”, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Güneş Enerjisi Enstitüsü), Yüksek Lisans Tezi (Danışman: Arif Hepbaşlı), 227 sayfa, 2000.
- [45]. Ma, H. Zhou, W. Lu X., Ding Z, Cao Y, Application of Low Cost Active and Passive Energy Saving Technologies in an Ultra-Low Energy Consumption building *Energy Procedia* 88 ( 2016 ) 807 – 813
- [46] Philappacopoulos AJ, Berndt ML. Influence of Rebounding in Ground Heat Exchangers Used With Geothermal Heat Pumps. *Geothermics* 2001; 30(5):527–45.
- [47]. Yücel 2009: Yücel, M. (2009) Rüzgâr Enerji Sistemleri ve Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Çanakkale On sekiz Mart Üniversitesi, Çanakkale, 82s.
- [48] Manwell ve ark 2002 : Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., 2002. *Wind Energy Explained- Theory, Design and Application*, John Wiley & Sons Ltd University of Massachusetts, Amherst, USA.
- [49] Johnson 2001: Johnson, G. L., 2001. *Wind Energy Systems*, Electronic Edition, Manhattan, KS
- [50]. Durak vd 2008: Durak, M. ve Özer, S. (2008) Rüzgâr Enerjisi: Teori ve Uygulama, Mart 2008, 442s.
- [51]. Burton, 2001: Burton, T., 2001. *Wind Energy Handbook*. West Sussex.

- [52]. Hau, 2006: Hau, E., 2006. Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics 2nd Edition With 552 Figures and 101 Tables. Springer. Almanya
- [53] Şenel, M. C., Koç, E. 2015.“Dünyada ve Türkiye’de Rüzgâr Enerjisi Durumu- Genel Değerlendirme,” Mühendis ve Makina, cilt 56, sayı 663, s. 46-56.
- [54]. Şekerci E., Elfarra M., Albasan C.,2009, “Rüzgâr Türbini Tahmini Yıllık Enerji Üretim Hesaplama Yöntemleri Ve Araziye Uygun Rüzgâr Türbini Seçimi”, Rüzgâr Enerjisi Sempozyumu, EMO
- [55]. Anonim, (2009), NREL, National renewable energy laboratory, <http://www.nrel.gov/wind>, son erişim; Nisan 2009.
- [56] Şen, Ç. (2003), Gökçeada’nın elektrik enerjisi ihtiyacının Rüzgâr enerjisi ile karşılanması, Yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- [57] Aydın, İ., 2008. Küçük Güçlü Bir Otonom Rüzgâr Enerjisi Çevrim Sistem İle Elektrik Eldesi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 108s, Kütahya.
- [58] Atlıhan 2006: Atlıhan, A. B., 2006. Rüzgâr Enerjisi ve Darrieus Rüzgâr Çarklarının İncelenmesi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 80s, Denizli.
- [59] (Kartonkale, 2013) Kartonkale, 2013. Savonius Tipi Rüzgâr Türbini. Erişim Tarihi: 10.04.2013 <http://blog.karbonkale.com/uzerinde-ruzgar-turbini-olan-en-buyuk-bina.html>
- [60] (Karadağ, 2009). Karadağ, H. İ., 2009. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Arasında Ruzgar Enerjisinin Önemi ve Rüzgâr Türbini Tasarımı, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 130s, İstanbul.
- [61] Vergaranunes, 2013. H-Darrieus Tip Rüzgâr Türbini. Erişim Tarihi: 24.03.2013 <http://www.vergaranunes.com/cataventos/pas/Windenergie-H-Darrieus-Rotor-Muensterland-1.jpg>
- [62] Bilgi Ustam, 2013. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbin Şeması. Erişim Tarihi: 10.04.2013. <http://www.bilgiustam.com/ruzgar-enerjisi-nedir-nasil-calisir/9>
- [63].Tosun, S., 2010. Bütünleşik Mimarlık Sistemleri Rüzgâr Türbinlerinin Yüksek Binalar ile Bütünleşik Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [64]. Temiz Enerji Vakfı , 2001. Rüzgâr Enerjisi, Ankara.  
(<http://www.wind-powerprogram.com>): <http://www.wind-powerprogram.com/Library/Turby-EN-Application-V3.0.pdf> >, alındığı tarih 12.8.2012.
- [65]. Erkınay, P. U., 2012. Yenilenebilir Enerji Kaynaklarından Rüzgâr Enerjisinin Türkiye’de Kullanımı Üzerine Bir İnceleme, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- [66]. Günel, H.M. ve İlgin, E., 2007. The Role of Aerodynamic Modifications in the form of Tall Buildings Against Wind Excitation METU JFA, Cilt 24, No 2, Ankara.
- [67] Kökey, 2013 Kökey, İ., 2013. Rüzgâr Enerjisi Potansiyelinin Belirlenmesi ve Rüzgâr Enerji Santrallerinin Performans Değerlendirmesinde Ekserji Analizinin

Önemi. 19. Uluslararası Enerji ve Çevre Fuarı ve Konferansı (ICCI), 24-26 Nisan, İstanbul, 75-78.

[68]. Mukund R. Patel, 1999. Wind and Solar Power System, CRC Press, New York - A Report to the Renewables Advisory Board (RAB) & DTI

[69]. Şimşek, V., 2007. Rüzgâr Enerjisi Ve Sivas Şartlarında Bir Rüzgâr Santrali Tasarımı, Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 91s, Sivas.

[70]. (Durak vd., 2008)

[71] İnternet: Rotterdam, Netherlands, Wikipedia the free encyclopedia. [http://en.wikipedia.org/wiki/Air\\_density](http://en.wikipedia.org/wiki/Air_density) (2005).

[72] Gipe, P., “Wind Energy Basics”, Chelsea Green Publishing Company, England, 7-9, 13-15, 25-26, (1999).

[73] Wilson, R. E., “Aerodynamic Behavior Of The Wind Turbines”, Wind Turbine Technology, Editor, Spera D, A., Asme Press, New York, 215-220, 223-224 (1998).

[74] Varınca, K. B. ve Gönüllü, M. T., (2006), “Türkiye’de Güneş Enerjisi Potansiyeli ve Bu Potansiyelin Kullanım Derecesi, Yöntemi ve Yaygınlığı Üzerine Bir Araştırma”, 1. Ulusal Güneş ve Hidrojen Enerjisi Kongresi, 21-23 Haziran 2006, Eskişehir.

[75] <http://www.schmid-pekintas.com/tr/on-grid.php>; Schmid Pekintaş Enerji erişim tarihi: 20.10.2017

[76].Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, <http://www.eie.gov.tr/>, Son Erişim: 02.06.2014.

[77]. Boztepe, M., 2009, EES 487 Yeni Enerji Kaynakları.

[78]. Öztürk, H., 2008, Güneş Enerjisi ve Uygulamaları, Birsen Yayınevi.

[79] Samet Çalikoğlu, Engin Özdemir, Mehmet Uçar; [http://www.emo.org.tr/ekler/c32d38f16f1aadb\\_ek.pdf](http://www.emo.org.tr/ekler/c32d38f16f1aadb_ek.pdf) ; “Şebeke Bağlantılı Fotovoltaik Elektrik Üretim Sistemlerinin Güç Kalitesine Etkileri”

[80] TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası,2017 [https://www.konya.edu.tr/storage/files/department/elektrikelektronikmuhendisligi/Editor/DERS/YEIkEnrUrt/Fotovoltaik\\_Sistemler\\_ve\\_Uygulamaları.pdf](https://www.konya.edu.tr/storage/files/department/elektrikelektronikmuhendisligi/Editor/DERS/YEIkEnrUrt/Fotovoltaik_Sistemler_ve_Uygulamaları.pdf); “Fotovoltaik Sistemler Ve Uygulamaları” TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası / Eğitim Ve seminer Etkinlikleri 2013 erişim tarihi: 02.11.2017



## **EKLER**

**EK1:** Isı Yüğü Hesap Çizelgeleri

**EK2:** Isı Pompası Sistemi Özellikleri

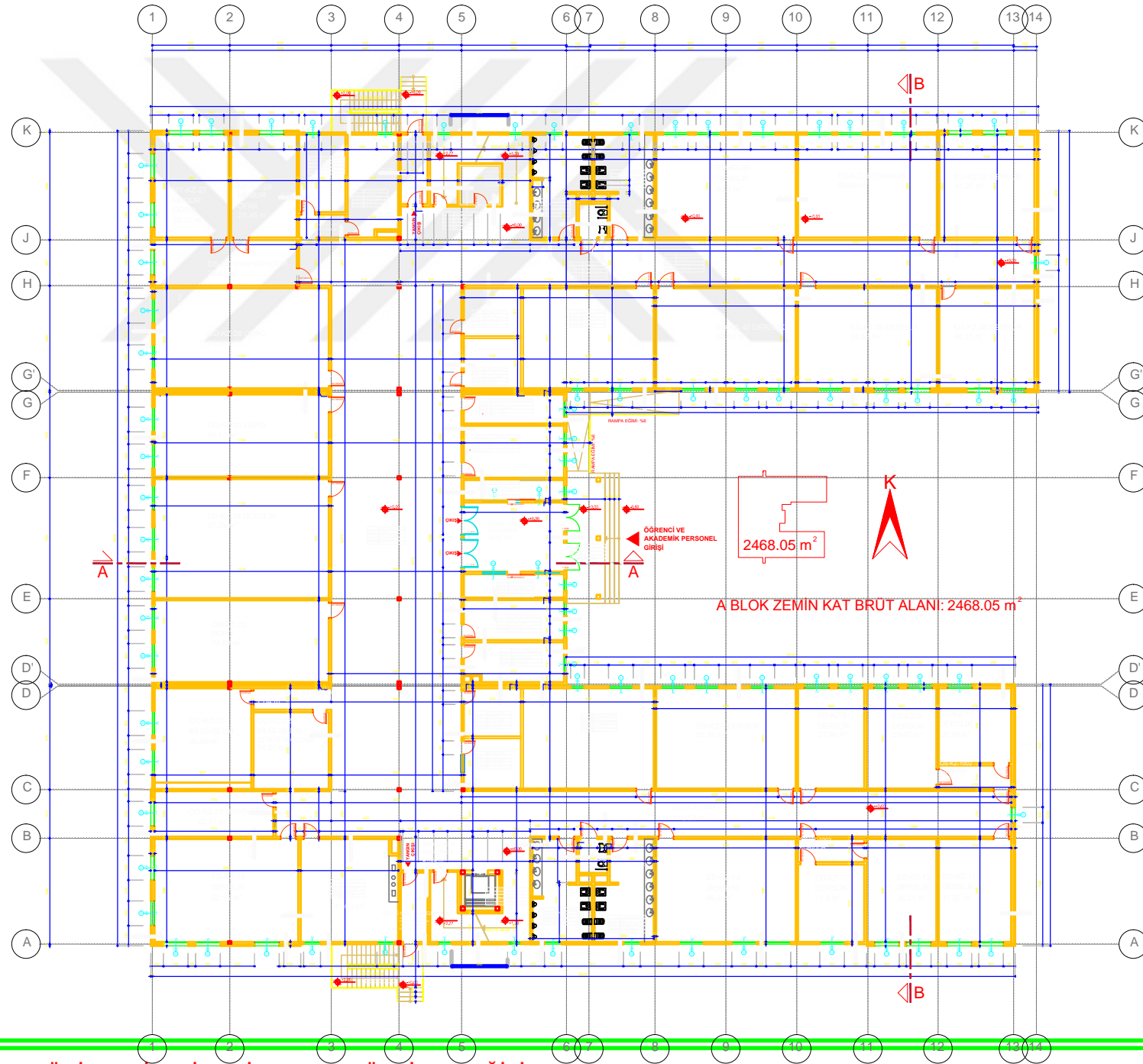
**EK3:** Kompresör Özellikleri

**EK4:** Rüzgâr Türbini Özellikleri

**EK5:** Güneş Paneli Özellikleri







A BLOK ZEMİN KAT BRÜT ALANI: 2468.05 m<sup>2</sup>

2468.05 m<sup>2</sup>

A BLOK ZEMİN KAT ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dış Ortam Hava Sıcaklığı	-3,70	-5,80	-1,40	2,00	3,30	10,90	14,90	13,80	10,20	4,70	0,70	-1,60
İç ortam Sıcaklığı	22											
Koridor Sıcaklığı	18											
ΔT1 (Dış Ortamla İç Ortam Arasındaki Sıcaklık Farkı)	25,70	27,80	23,40	20,00	18,70	11,10	7,10	8,20	11,80	17,30	21,30	23,60
ΔT2 (İç Ortamla Koridor Arasındaki Sıcaklık Farkı)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
ΔT3 (Koridorla Dış Ortam Sıcaklık Farkı)	21,70	23,80	19,40	16,00	14,70	7,10	3,10	4,20	7,80	13,30	17,30	19,60
U1 (Duvarlar için Toplam Isı Transfer Katsayısı)	0,47											
U2 (Kapı ve Pencere için Toplam Isı Transfer Katsayısı)	2,80											
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	1021,08											
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	207,46											
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	957,40											
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	109,98											
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	29,76											
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	12,96											
Q1.1. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	12333,63	13341,43	11229,84	9598,15	8974,27	5326,97	3407,34	3935,24	5662,91	8302,40	10222,03	11325,82
Q1.2. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	14928,82	16148,69	13592,78	11617,76	10862,61	6447,86	4124,30	4763,28	6854,48	10049,36	12372,91	13708,96
Q2.1. İç Ortamdan Koridora Isı Transferi Miktarı (Duvar)	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91	1799,91
Q2.2. İç Ortamdan Koridora Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78	1231,78
Q3.1. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	303,52	332,90	271,35	223,80	205,61	99,31	43,36	58,75	109,10	186,03	241,98	274,15
Q3.2. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	787,45	863,65	703,99	580,61	533,43	257,64	112,49	152,41	283,05	482,63	627,78	711,24
Q Toplam	31385,11	33718,36	28829,64	25052,00	23607,61	15163,47	10719,19	11941,37	15941,22	22052,11	26496,40	29051,86

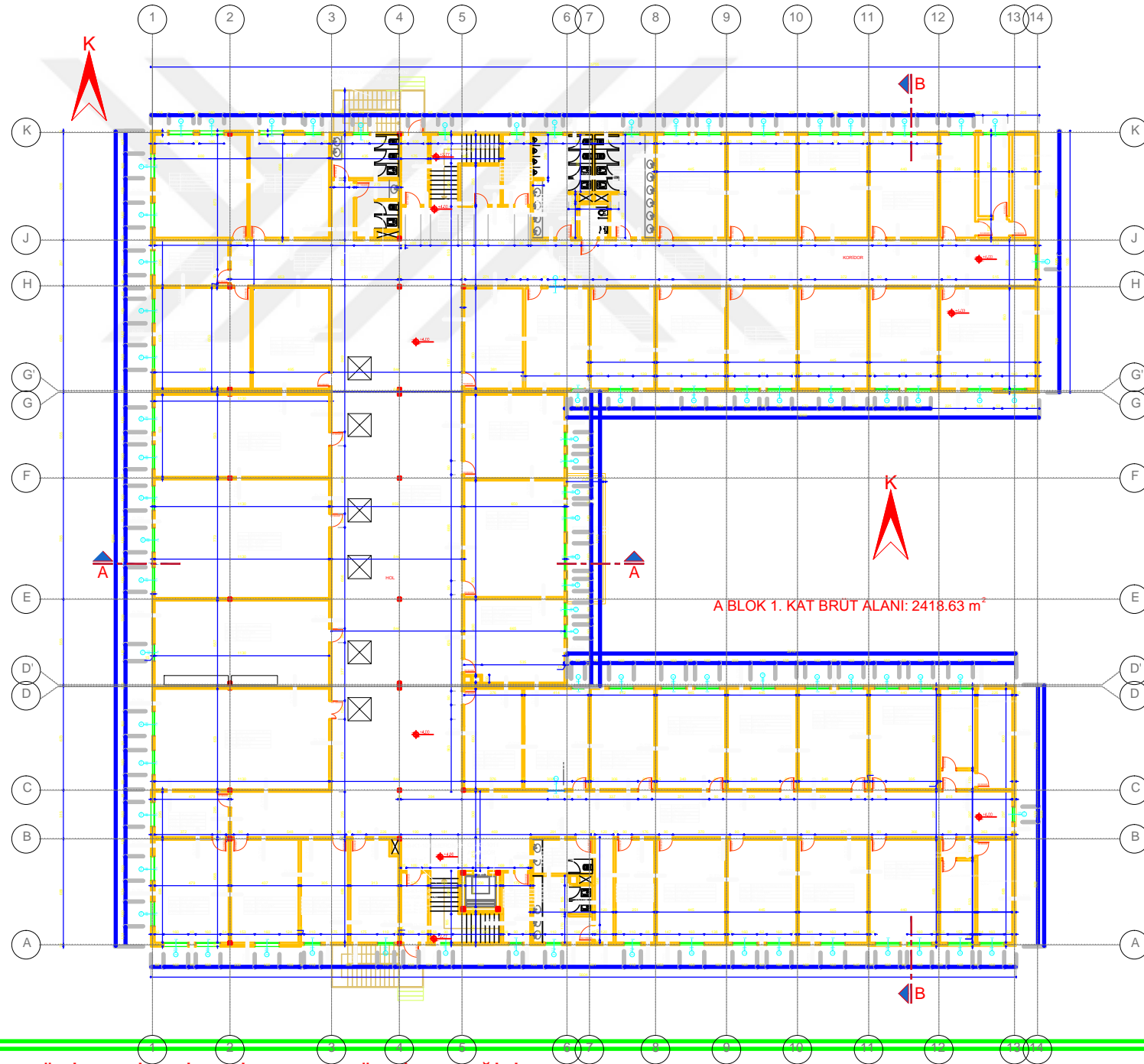
#### ALAN HESAPLAMALARI

Kat Yükseklikleri	Zemin Kat	Güney		Kuzey		Doğu		Batı	
		Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere
Kapı Yüksekliği 1	4	246,36	44,04	303,12	48	307,32	77,98	183,48	48,96
Kapı Yüksekliği 2									
Kapı Yüksekliği 3									
Pencere Yüksekliği 1									
Pencere Yüksekliği 2									
Pencere Yüksekliği 3									

A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Oda No	Genişlik	Alan	A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Oda No	Genişlik	Alan
		Ablok-Zmn-1	9,30		37,20		Ablok-Zmn-1
	Ablok-Zmn-1	6,68	26,72		Ablok-Zmn-2		3,96
	Ablok-Zmn-2	6,34	25,36		Ablok-Zmn-3		2,64
	Ablok-Zmn-3	16,69	66,76		Ablok-Zmn-4		8,64
	Ablok-Zmn-3	9,05	36,20		Ablok-Zmn-5		2,88
	Ablok-Zmn-4	4,30	17,20		Ablok-Zmn-6		5,76
	Ablok-Zmn-5	4,53	18,12		Ablok-Zmn-7		5,76
	Ablok-Zmn-6	4,70	18,80		Ablok-Zmn-8		2,88
	Ablok-Zmn-7	4,70	18,80		Ablok-Zmn-9		5,76
	Ablok-Zmn-8	4,53	18,12		Ablok-Zmn-10		5,76
	Ablok-Zmn-9	4,30	17,20		Ablok-Zmn-11		8,64
	Ablok-Zmn-10	9,05	36,20		Ablok-Zmn-12		5,76
	Ablok-Zmn-11	8,47	33,88		Ablok-Zmn-13		12,6
	Ablok-Zmn-12	2,57	10,28		Ablok-Zmn-14		3,24
	Ablok-Zmn-13	2,43	9,72		Ablok-Zmn-15		1,76
	Ablok-Zmn-14	1,53	6,12		Ablok-Zmn-16		1,76
	Ablok-Zmn-15	1,30	5,20		Ablok-Zmn-17		1,62
	Ablok-Zmn-16	3,37	13,48		Ablok-Zmn-18		0,66
	Ablok-Zmn-17	1,88	7,52		Ablok-Zmn-19		1,62
	Ablok-Zmn-18	8,47	33,88		Ablok-Zmn-20		2,88
	Ablok-Zmn-19	9,05	36,20		Ablok-Zmn-21		8,64
	Ablok-Zmn-20	9,00	36,00		Ablok-Zmn-22		8,64
	Ablok-Zmn-21	6,18	24,72		Ablok-Zmn-23		5,76
	Ablok-Zmn-22	6,50	26,00		Ablok-Zmn-24		5,76
	Ablok-Zmn-23	6,18	24,72		Ablok-Zmn-25		8,64
	Ablok-Zmn-24	6,67	26,68		Ablok-Zmn-26		8,64
	Ablok-Zmn-25	9,00	36,00		Ablok-Zmn-27		3,96
	Ablok-Zmn-26	9,05	36,20		Ablok-Zmn-28		2,64
	Ablok-Zmn-27	23,03	92,12		Ablok-Zmn-29		1,98
	Ablok-Zmn-28	3,29	13,16		Ablok-Zmn-30		1,98
	Ablok-Zmn-29	3,00	12,00		Ablok-Zmn-31		2,88
	Ablok-Zmn-30	4,26	17,04		Ablok-Zmn-32		11,52
	Ablok-Zmn-31	4,80	19,20		Ablok-Zmn-33		5,76
	Ablok-Zmn-32	6,68	26,72		Ablok-Zmn-34		8,64
	Ablok-Zmn-33	6,50	26,00		Ablok-Zmn-35		8,64
	Ablok-Zmn-34	5,32	21,28		Ablok-Zmn-36		5,76
	Ablok-Zmn-35	7,72	30,88		Ablok-Zmn-37		5,76
	Ablok-Zmn-36	5,30	21,20		Ablok-Zmn-38		2,88
	Ablok-Zmn-37	6,60	26,40				
	Ablok-Zmn-38	2,95	11,80				
			0				
TOPLAM		1021,08		TOPLAM		207,46	

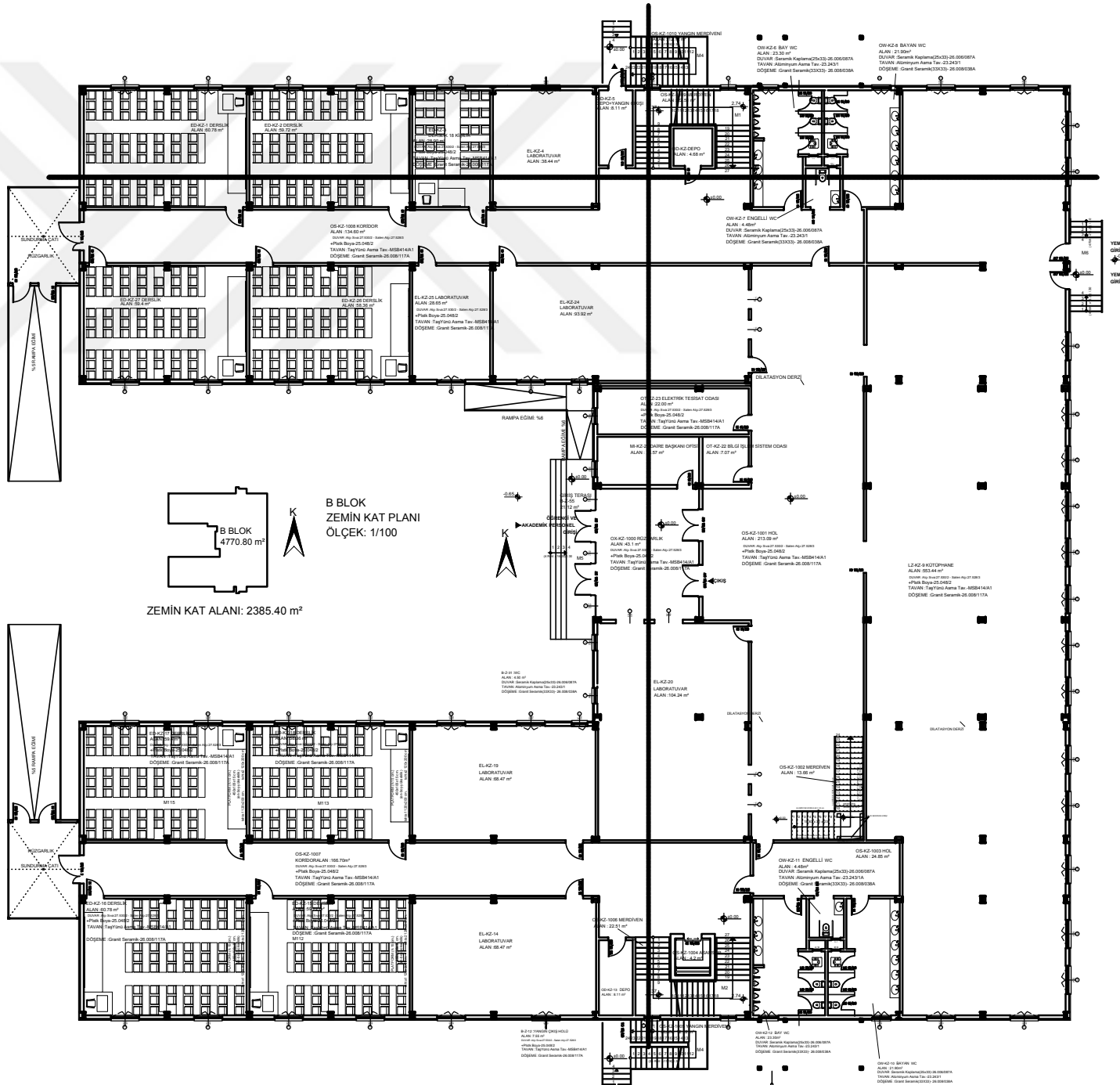


			Oda No	Genişlik	Alan				Oda No	Genişlik	Alan
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			Ablok-Zmn-1	9,30	37,20	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			Ablok-Zmn-1	2,20	2,20
			Ablok-Zmn-2	6,34	25,36				Ablok-Zmn-2	2,20	2,20
				16,69	66,76				Ablok-Zmn-2	3,96	3,96
				9,05	36,20				Ablok-Zmn-2	4,40	4,40
				4,30	17,20				Ablok-Zmn-2	2,42	2,42
				4,53	18,12				Ablok-Zmn-3	2,20	2,20
				4,70	18,80				Ablok-Zmn-4	2,20	2,20
				4,70	18,80				Ablok-Zmn-5	2,20	2,20
				4,53	18,12				Ablok-Zmn-6	2,20	2,20
				4,30	17,20				Ablok-Zmn-7	2,20	2,20
				9,05	36,20				Ablok-Zmn-8	2,20	2,20
				8,47	33,88				Ablok-Zmn-9	2,20	2,20
				3,25	13,00				Ablok-Zmn-10	2,20	2,20
				3,75	15,00				Ablok-Zmn-11	2,20	2,20
				3,11	12,44				Ablok-Zmn-12	1,98	1,98
				2,57	10,28				Ablok-Zmn-13	1,98	1,98
				2,43	9,72				Ablok-Zmn-14	1,98	1,98
				1,53	6,12				Ablok-Zmn-15	1,98	1,98
				1,30	5,20				Ablok-Zmn-16	5,12	5,12
				3,37	13,48				Ablok-Zmn-17	2,56	2,56
				1,88	7,52				Ablok-Zmn-18	1,98	1,98
				3,24	12,96				Ablok-Zmn-19	1,98	1,98
				3,11	12,44				Ablok-Zmn-20	1,98	1,98
				3,70	14,80				Ablok-Zmn-21	1,98	1,98
				8,47	33,88				Ablok-Zmn-22	2,20	2,20
				9,05	36,20				Ablok-Zmn-23	2,20	2,20
				9,00	36,00				Ablok-Zmn-24	2,20	2,20
				6,18	24,72				Ablok-Zmn-25	1,98	1,98
				6,18	24,72				Ablok-Zmn-26	2,20	2,20
				9,00	36,00				Ablok-Zmn-27	2,20	2,20
				9,05	36,20				Ablok-Zmn-28	2,20	2,20
				23,03	92,12					6,60	6,60
				3,29	13,16					2,42	2,42
				3,00	12,00					3,96	3,96
				4,26	17,04				Ablok-Zmn-29	1,98	1,98
				4,80	19,20				Ablok-Zmn-30	1,98	1,98
				6,50	26,00				Ablok-Zmn-31	2,20	2,20
				5,32	21,28				Ablok-Zmn-32	2,20	2,20
				7,72	30,88				Ablok-Zmn-34	2,20	2,20
	5,30	21,20	Ablok-Zmn-35	4,40	4,40						
	6,60	26,40	Ablok-Zmn-36	2,20	2,20						
	2,95	11,80	Ablok-Zmn-37	2,20	2,20						
			Ablok-Zmn-38	1,98	1,98						
			Ablok-Zmn-39	1,98	1,98						
		0									
TOPLAM			957,4			TOPLAM			109,98		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			Oda No	Genişlik	Alan	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			Oda No	Genişlik	Alan
			Ablok-Zmn-33	4,47	17,88				Ablok-Zmn-33	10,08	10,08
				2,97	11,88					2,88	2,88
TOPLAM			29,76			TOPLAM			12,96		









B BLOK  
4770.80 m<sup>2</sup>

B BLOK  
ZEMİN KAT PLANI  
ÖLÇEK: 1/100

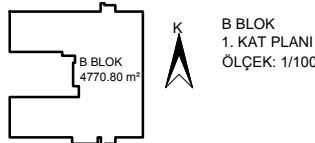
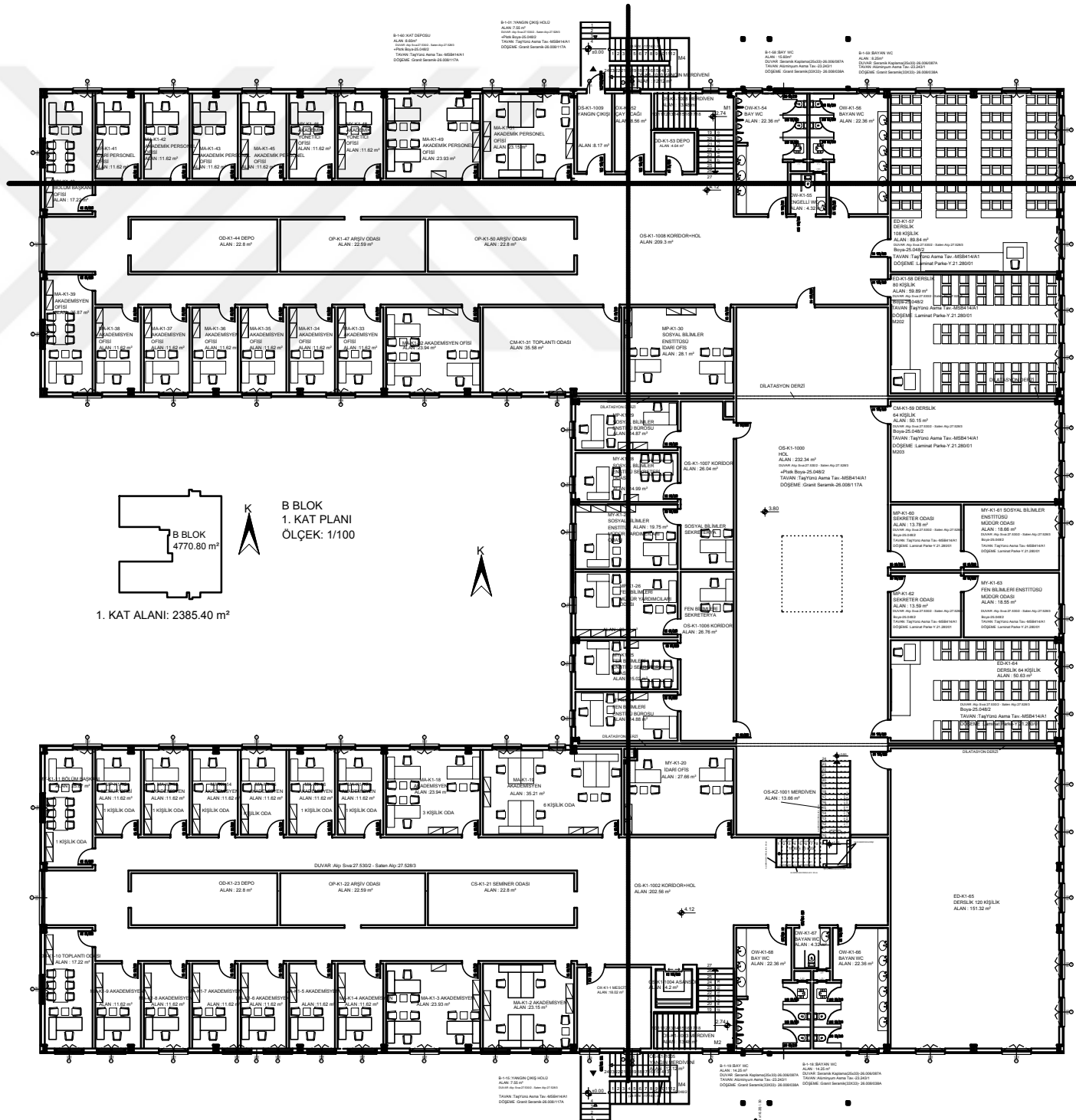
ZEMİN KAT ALANI: 2385.40 m<sup>2</sup>

ÇINARCIK YOLU TARAFI

ÇINARCIK YOLU TARAFI







**B BLOK  
1. KAT PLANI**  
ÖLÇEK: 1/100

1. KAT ALANI: 2385.40 m<sup>2</sup>

B BLOK  
4770.80 m<sup>2</sup>

B-1-40 KAT DEPOSU  
ALAN: 8.82 m<sup>2</sup>  
DUVAR: Aşağı Sıra 27-5302 - Sıra 27-5283  
TAVAN: TaşYığılma Anebi Tav. ASB841A1  
DÖŞEME: Granit Seramik 28.08/117A

B-1-41 YANIDA ÇIKIŞ HİZLİ  
ALAN: 22.35 m<sup>2</sup>  
DUVAR: Aşağı Sıra 27-5302 - Sıra 27-5283  
TAVAN: TaşYığılma Anebi Tav. ASB841A1  
DÖŞEME: Granit Seramik 28.08/117A

B-1-46 BAY WC  
ALAN: 4.32 m<sup>2</sup>  
DUVAR: Aşağı Sıra 27-5302 - Sıra 27-5283  
TAVAN: TaşYığılma Anebi Tav. ASB841A1  
DÖŞEME: Granit Seramik 28.08/117A

B-1-45 BAYAN WC  
ALAN: 4.32 m<sup>2</sup>  
DUVAR: Aşağı Sıra 27-5302 - Sıra 27-5283  
TAVAN: TaşYığılma Anebi Tav. ASB841A1  
DÖŞEME: Granit Seramik 28.08/117A

OS-1-1008 KORDOR-HOL  
ALAN: 209.3 m<sup>2</sup>

OS-1-1007 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-1006 KORDOR  
ALAN: 28.76 m<sup>2</sup>

OS-1-1005 KORDOR  
ALAN: 28.76 m<sup>2</sup>

OS-1-1004 KORDOR  
ALAN: 28.76 m<sup>2</sup>

OS-1-1003 KORDOR  
ALAN: 28.76 m<sup>2</sup>

OS-1-1002 KORDOR-HOL  
ALAN: 202.56 m<sup>2</sup>

OS-1-1001 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-1000 KORDOR  
ALAN: 202.34 m<sup>2</sup>

OS-1-999 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-998 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-997 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-996 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-995 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-994 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-993 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-992 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

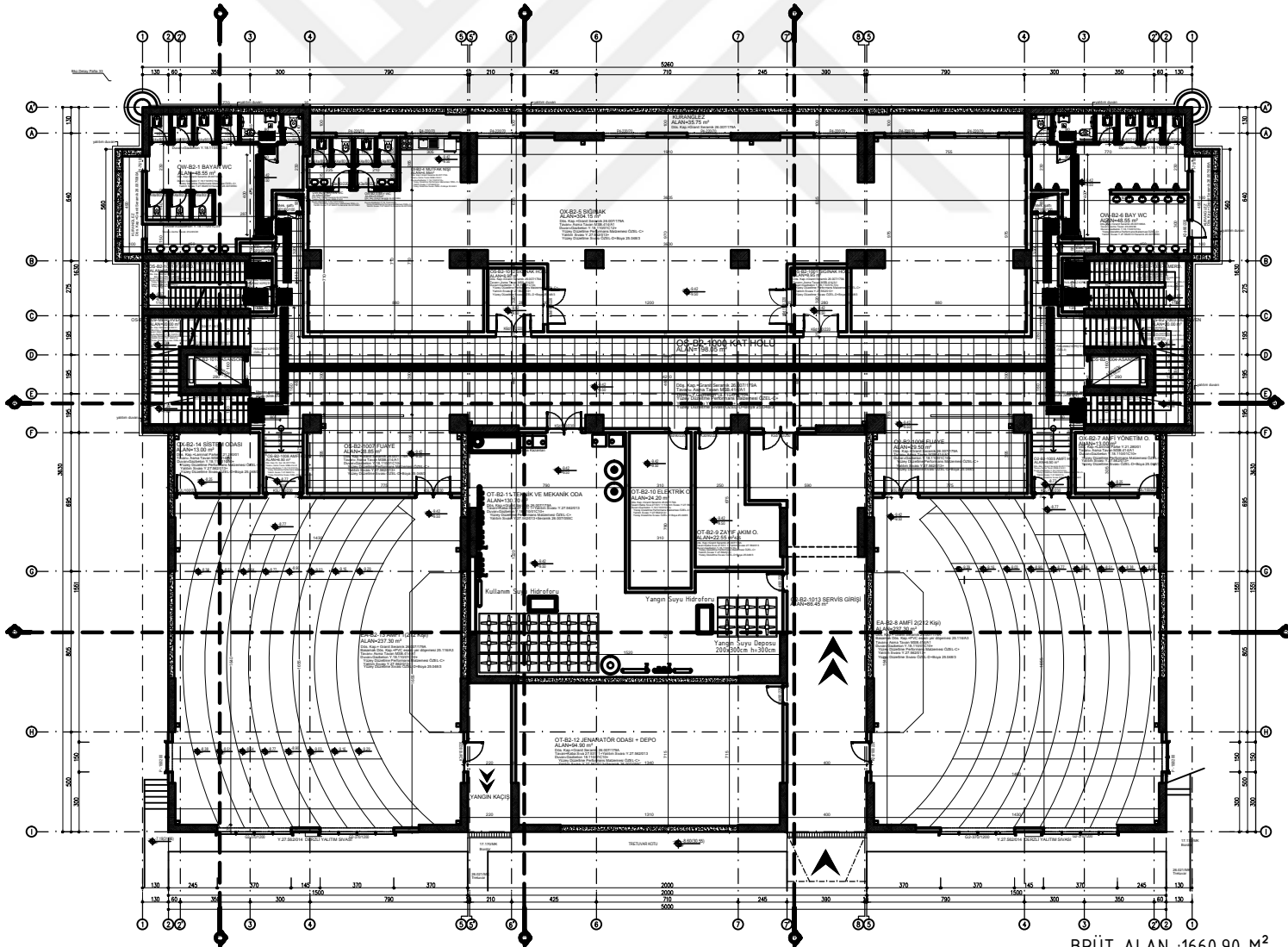
OS-1-991 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>

OS-1-990 KORDOR  
ALAN: 28.54 m<sup>2</sup>





	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan	
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	BBlok-Kat1-1	2,61	10,44	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	BBlok-Kat1-1		1,98	
	BBlok-Kat1-2	2,50	10,00		BBlok-Kat1-2		1,98	
	BBlok-Kat1-3	2,50	10,00		BBlok-Kat1-3		1,98	
	BBlok-Kat1-4	2,50	10,00		BBlok-Kat1-4		1,98	
	BBlok-Kat1-5	2,50	10,00		BBlok-Kat1-5		1,98	
	BBlok-Kat1-6	2,50	10,00		BBlok-Kat1-6		1,98	
	BBlok-Kat1-7	2,50	10,00		BBlok-Kat1-7		1,98	
	BBlok-Kat1-8	5,15	20,60		BBlok-Kat1-8		1,98	
	BBlok-Kat1-9	5,00	20,00		BBlok-Kat1-9		1,98	
	BBlok-Kat1-10	4,05	16,20		BBlok-Kat1-10		2,20	
		16,67	66,68		BBlok-Kat1-11		2,20	
	BBlok-Kat1-11	5,35	21,40		BBlok-Kat1-12		1,98	
	BBlok-Kat1-12	3,53	14,12		BBlok-Kat1-13		1,98	
	BBlok-Kat1-13	3,58	14,32		BBlok-Kat1-14		2,20	
	BBlok-Kat1-14	5,50	22,00		BBlok-Kat1-15		2,20	
	BBlok-Kat1-15	6,65	26,60		BBlok-Kat1-16		2,20	
	BBlok-Kat1-16	9,90	39,60		BBlok-Kat1-17		1,98	
	BBlok-Kat1-17	5,00	20,00		BBlok-Kat1-18		1,98	
	BBlok-Kat1-18	5,15	20,60		BBlok-Kat1-19		1,98	
	BBlok-Kat1-19	2,50	10,00		BBlok-Kat1-20		1,98	
	BBlok-Kat1-20	2,50	10,00		BBlok-Kat1-21		1,98	
	BBlok-Kat1-21	2,50	10,00		BBlok-Kat1-22		1,98	
	BBlok-Kat1-22	2,50	10,00		BBlok-Kat1-23		1,98	
	BBlok-Kat1-23	2,50	10,00		BBlok-Kat1-24		1,98	
	BBlok-Kat1-24	2,50	10,00		BBlok-Kat1-25		1,98	
	BBlok-Kat1-25	2,61	10,44		BBlok-Kat1-26		1,98	
	BBlok-Kat1-26	2,85	11,40		BBlok-Kat1-27		1,98	
	BBlok-Kat1-26	8,01	32,04		BBlok-Kat1-28		1,98	
	BBlok-Kat1-26	8,01	32,04		BBlok-Kat1-29		1,98	
	BBlok-Kat1-27	7,93	31,72		BBlok-Kat1-30		1,98	
	BBlok-Kat1-27	7,93	31,72		BBlok-Kat1-31		1,98	
	BBlok-Kat1-28	8,00	32,00		BBlok-Kat1-32		1,98	
	BBlok-Kat1-28	8,00	32,00		BBlok-Kat1-33		1,98	
	BBlok-Kat1-29	2,61	10,44		BBlok-Kat1-34		1,98	
	BBlok-Kat1-30	2,50	10,00		BBlok-Kat1-35		1,98	
	BBlok-Kat1-31	2,50	10,00		BBlok-Kat1-36		1,98	
	BBlok-Kat1-32	2,50	10,00		BBlok-Kat1-37		1,98	
	BBlok-Kat1-33	2,50	10,00		BBlok-Kat1-38		1,98	
	BBlok-Kat1-34	2,50	10,00		BBlok-Kat1-39		1,98	
	BBlok-Kat1-35	2,50	10,00		BBlok-Kat1-40		1,98	
	BBlok-Kat1-36	5,15	20,60		BBlok-Kat1-41		1,98	
	BBlok-Kat1-37	7,58	30,32		BBlok-Kat1-42		1,98	
	BBlok-Kat1-38	5,98	23,92		BBlok-Kat1-43		1,98	
	BBlok-Kat1-38	5,98	23,92		BBlok-Kat1-44		1,98	
	BBlok-Kat1-38	4,70	18,80		BBlok-Kat1-45		1,98	
	BBlok-Kat1-39	2,65	10,60		BBlok-Kat1-46		1,98	
	BBlok-Kat1-40	2,70	10,80		BBlok-Kat1-47		1,98	
	BBlok-Kat1-41	3,53	14,12		BBlok-Kat1-48		1,98	
	BBlok-Kat1-42	3,58	14,32		BBlok-Kat1-49		1,98	
	BBlok-Kat1-43	2,70	10,80		BBlok-Kat1-50		1,98	
	BBlok-Kat1-44	2,66	10,64		BBlok-Kat1-51		1,98	
	BBlok-Kat1-45	5,98	23,92		BBlok-Kat1-52		1,98	
	BBlok-Kat1-45	5,98	23,92		BBlok-Kat1-53		1,98	
	BBlok-Kat1-45	4,70	18,80		BBlok-Kat1-54		1,98	
BBlok-Kat1-46	7,57	30,28						
BBlok-Kat1-47	5,15	20,60						
BBlok-Kat1-48	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-49	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-50	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-51	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-52	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-53	2,50	10,00						
BBlok-Kat1-54	2,61	10,44						
		0						
		0						
<b>TOPLAM</b>		<b>1093,16</b>		<b>TOPLAM</b>		<b>108,02</b>		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Oda No	Genişlik	Alan	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Oda No	Genişlik	Alan	
		12,91	51,64					3,96
		12,91	51,64					4,40
		17,21	68,84					2,42
			0					11,88
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
<b>TOPLAM</b>		<b>172,12</b>		<b>TOPLAM</b>		<b>22,66</b>		

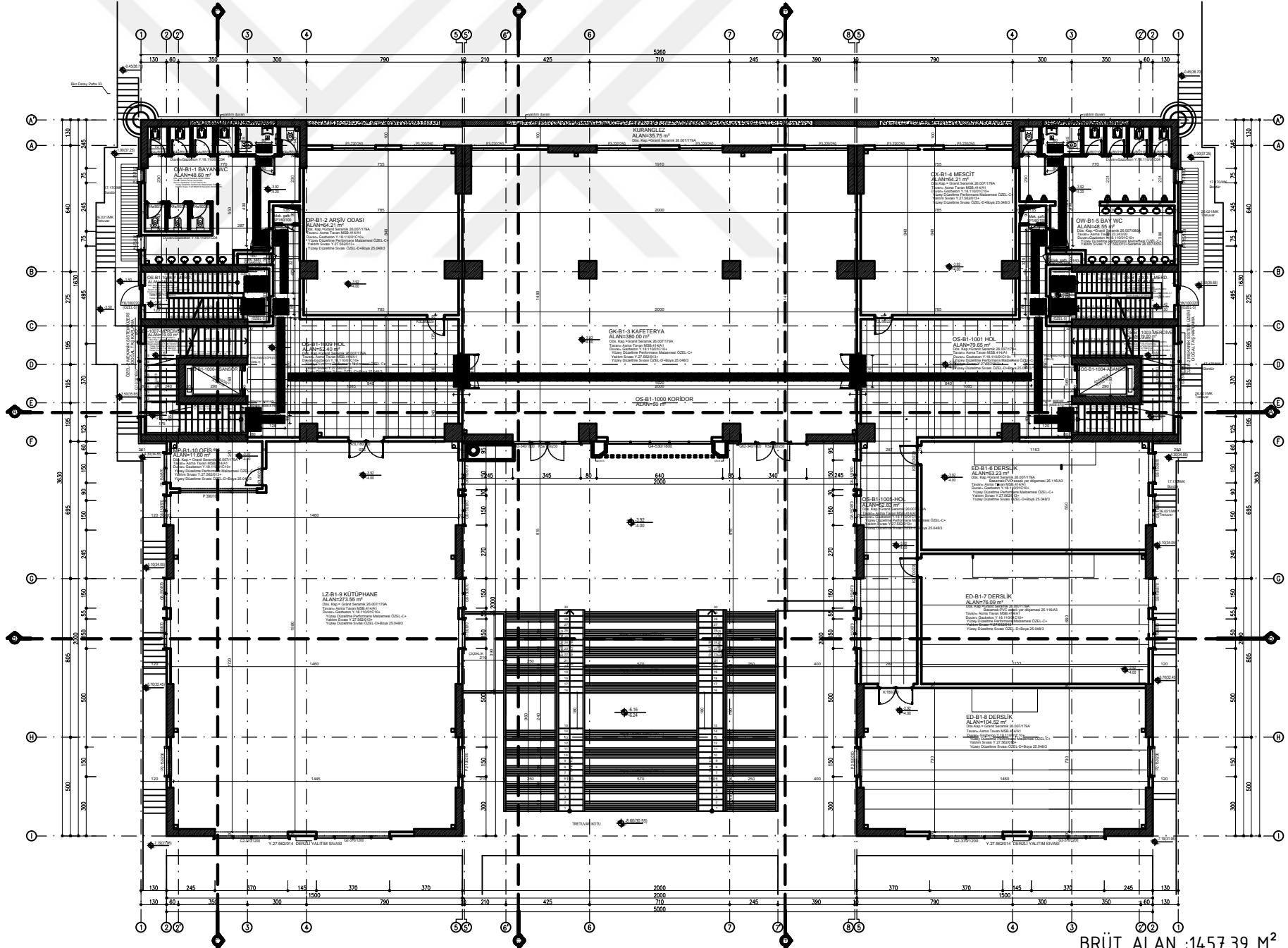


BRÜT ALAN :1660.90 M<sup>2</sup>

2. BODRUM KAT PLANI Ölçek : 1/100







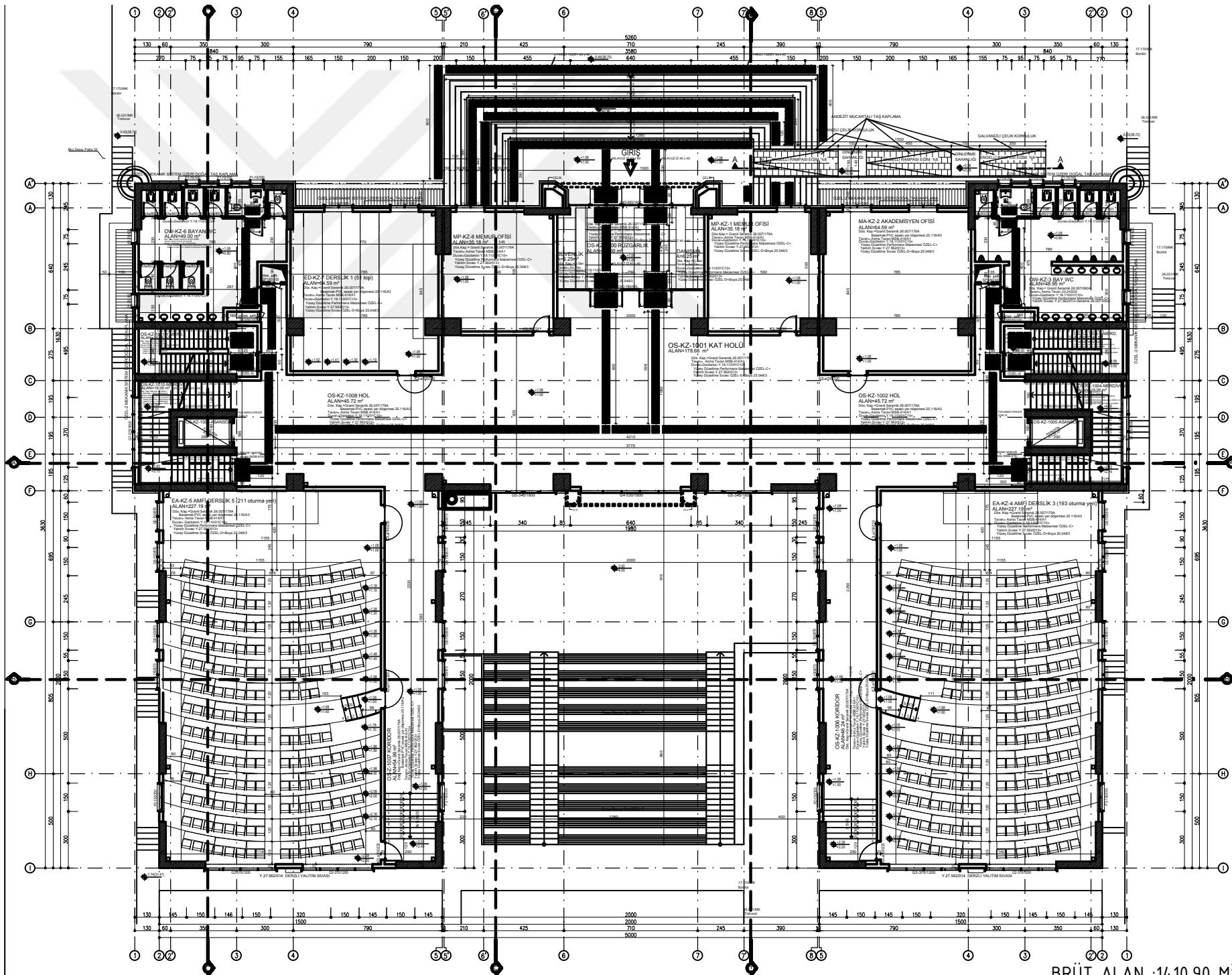
1. BODRUM KAT PLANI Ölçek : 1/ 100

BRÜT ALAN :14.573.39 M<sup>2</sup>







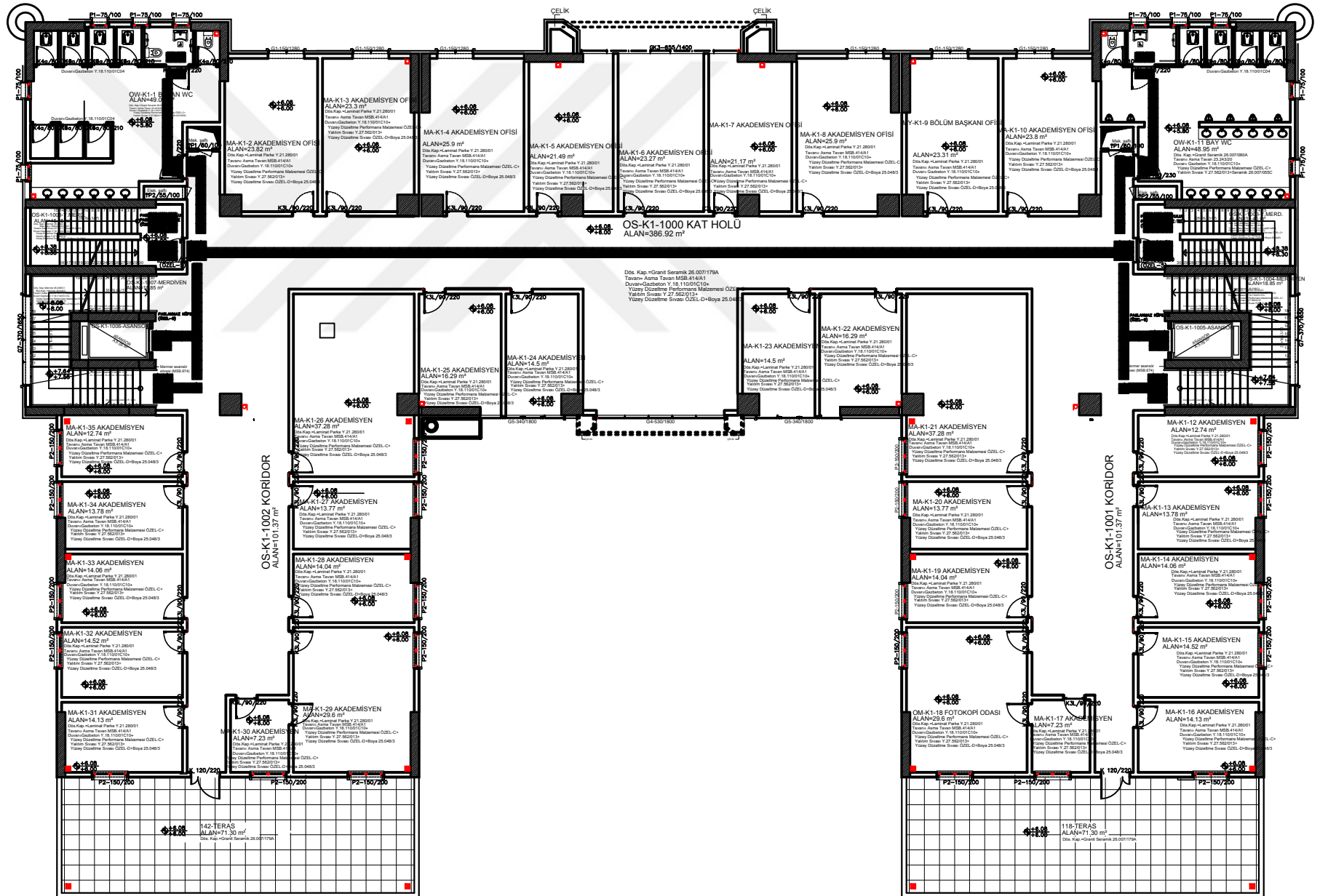


BRÜT ALAN :1410.90 M<sup>2</sup>

ZEMİN KAT PLANI Ölçek : 1/ 100





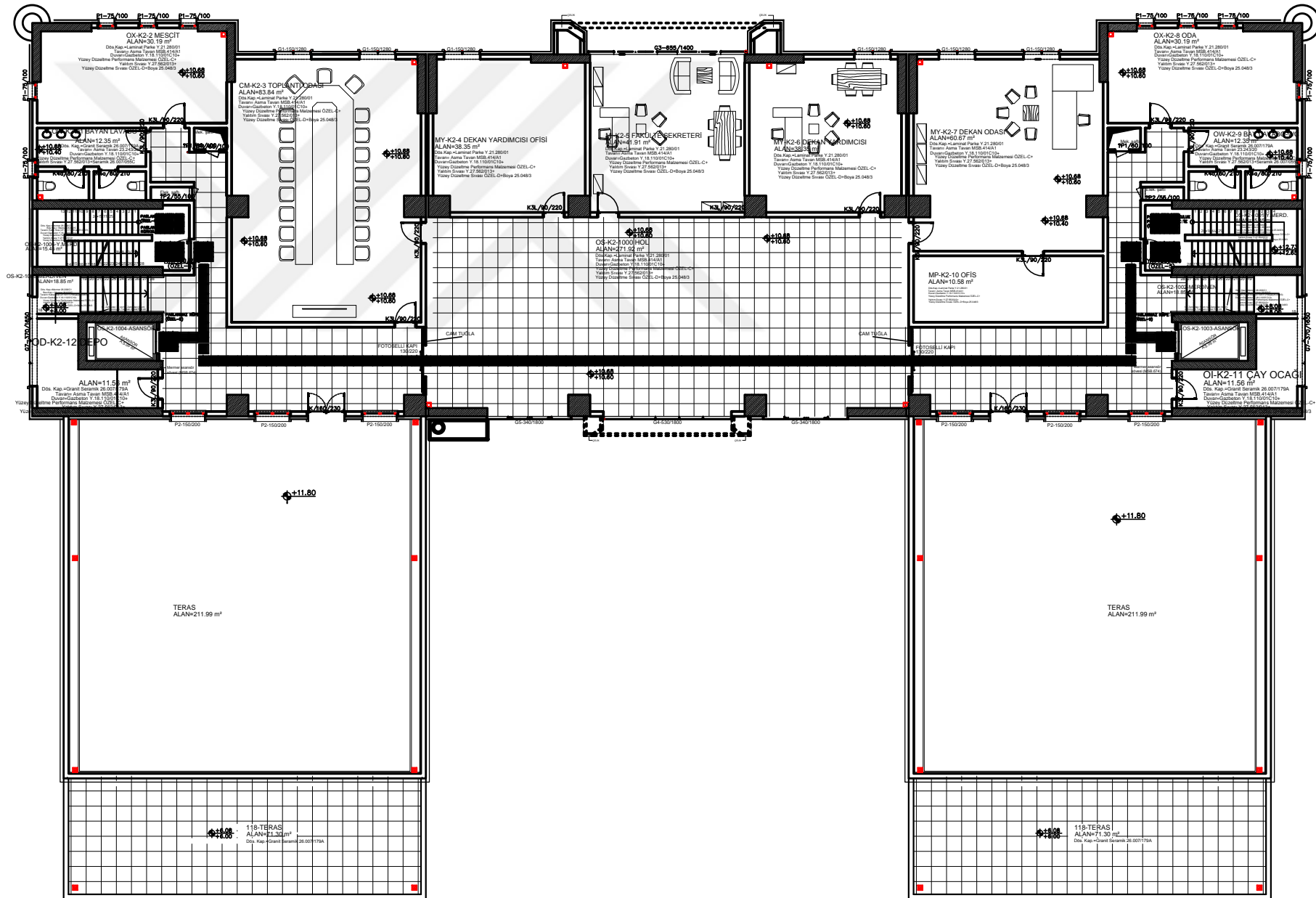


BRÜT ALAN :1410.90 M<sup>2</sup>

1. KAT PLANI Ölçek : 1/ 100



	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan	
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	6	2,2	10,12	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	7		1,98	
	8	2,2	10,12		9		1,98	
	11	2,2	10,12		10		1,98	
	12	1,9	8,74		13		1,98	
	15	1,8	8,28		14		1,98	
	16	3,4	15,64		18		1,98	
	17	1,9	8,74		20		1,98	
	19	13,4	61,64		21		1,98	
	24	10,2	46,92		22		1,98	
	27	10,2	46,92		23		1,98	
	30	13,4	61,64		25		1,98	
	35	1,9	8,74		26		1,98	
	37	10,5	48,30		28		1,98	
	43	28,2	129,72		29		1,98	
			0		30		1,98	
			0		31		1,98	
			0		32		1,98	
			0		33		1,98	
			0		36		1,98	
					38		1,98	
			39		1,98			
			40		1,98			
			41		1,98			
			42		1,98			
			44		1,98			
			45		1,98			
			46		1,98			
			47		1,98			
			48		1,98			
			49		1,98			
			50		1,98			
			51		1,98			
			52		1,98			
		0						
<b>TOPLAM</b>		<b>475,64</b>		<b>TOPLAM</b>		<b>65,34</b>		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)				A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)				
<b>TOPLAM</b>		<b>0,00</b>		<b>TOPLAM</b>		<b>2,64</b>		



BRÜT ALAN :810.83 M<sup>2</sup>

2. KAT PLANI Ölçek : 1/ 100

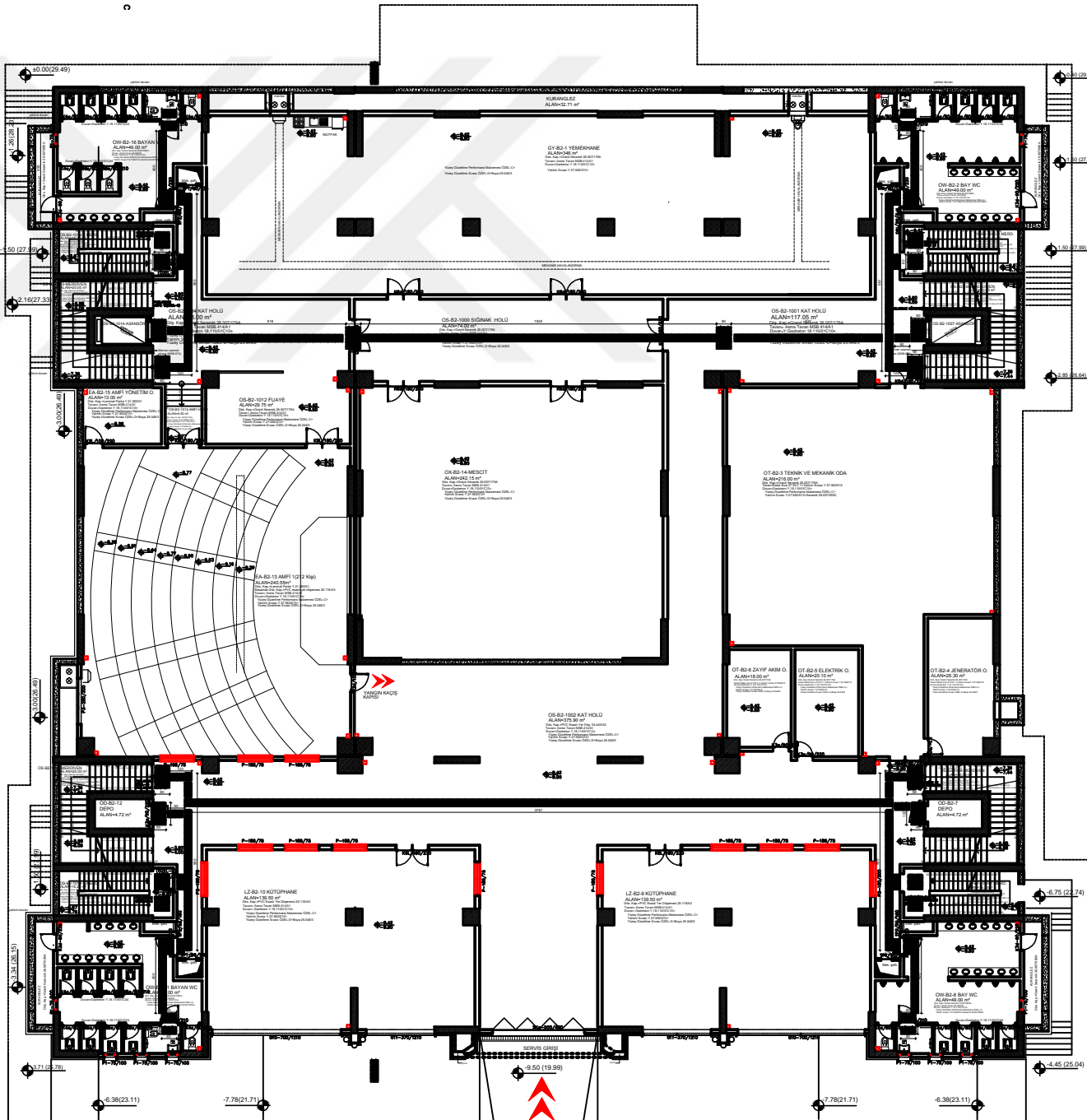




	Oda No				Oda No		
	Genişlik	Alan	Genişlik		Alan		
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	7	7,30	29,93	8	1,98		
	9	3,60	14,76	10	1,98		
	11	17,30	70,93	12	1,98		
	15	3,60	14,76	13	1,98		
	17	8,50	34,85	14	1,98		
				16	1,98		
	<b>TOPLAM</b>		<b>165,23</b>		<b>11,88</b>		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)							
	<b>TOPLAM</b>		<b>0</b>		<b>0</b>		
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)							
	<b>TOPLAM</b>						
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)							
	<b>TOPLAM</b>						

HUKUK FAKÜLTESİ KAPI-PENCERE ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI				
Zemin Kat	Kuzey	0,75	6	4,5
		9,17	3	27,51
		19,2	5	96
	Batı	0,75	2	1,5
		61,05	1	61,05
		13,05	4	52,2
	Güney	3	1	3
		44,4	4	177,6
		3	1	3
	Doğu	13,05	4	52,2
		61,05	1	61,05
		0,75	2	1,5
	İç	3	2	6
		13,05	8	104,4
		61,2	2	122,4
		95,4	1	95,4
1. Kat	Kuzey	0,75	6	4,5
		0,75	2	1,5
	Batı	3	4	12
		3	6	18
	Güney	2,64	2	5,28
		3	4	12
Doğu	0,75	2	1,5	
	3	8	24	
İç	0,75	6	4,5	
	0,75	2	1,5	
2. Kat	Güney	3	6	18
	Doğu	0,75	2	1,5
<b>TOPLAM</b>			<b>973,59</b>	

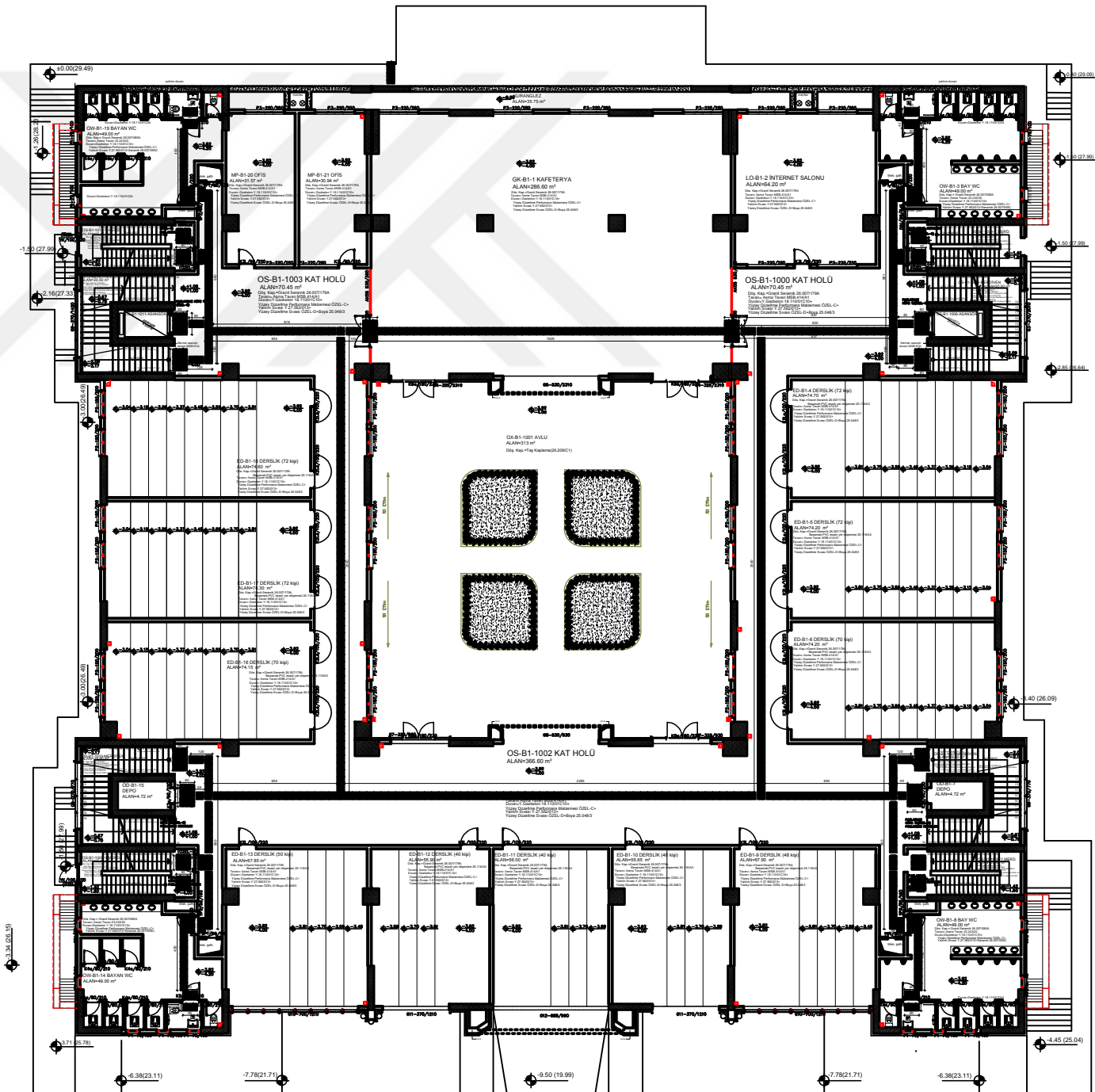
Açıklama	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
İç ortam Sıcaklığı (°C)	22											
U2 (Kapı ve Pencere için Toplam Isı Transfer Katsayısı) W/m <sup>2</sup> °C	2,8											
Dış Ortam Hava Sıcaklığı (°C)	-3,70	-5,80	-1,40	2,00	3,30	10,90	14,90	13,80	10,20	4,70	0,70	-1,60
Q Toplam (kW)	70,06	75,78	63,79	54,52	50,98	30,26	19,35	22,35	32,17	47,16	58,06	64,33



2.B.K BRÜT ALAN :  
2709.35 M<sup>2</sup>







1.B.K BRÜT ALAN :2685.65 M<sup>2</sup>



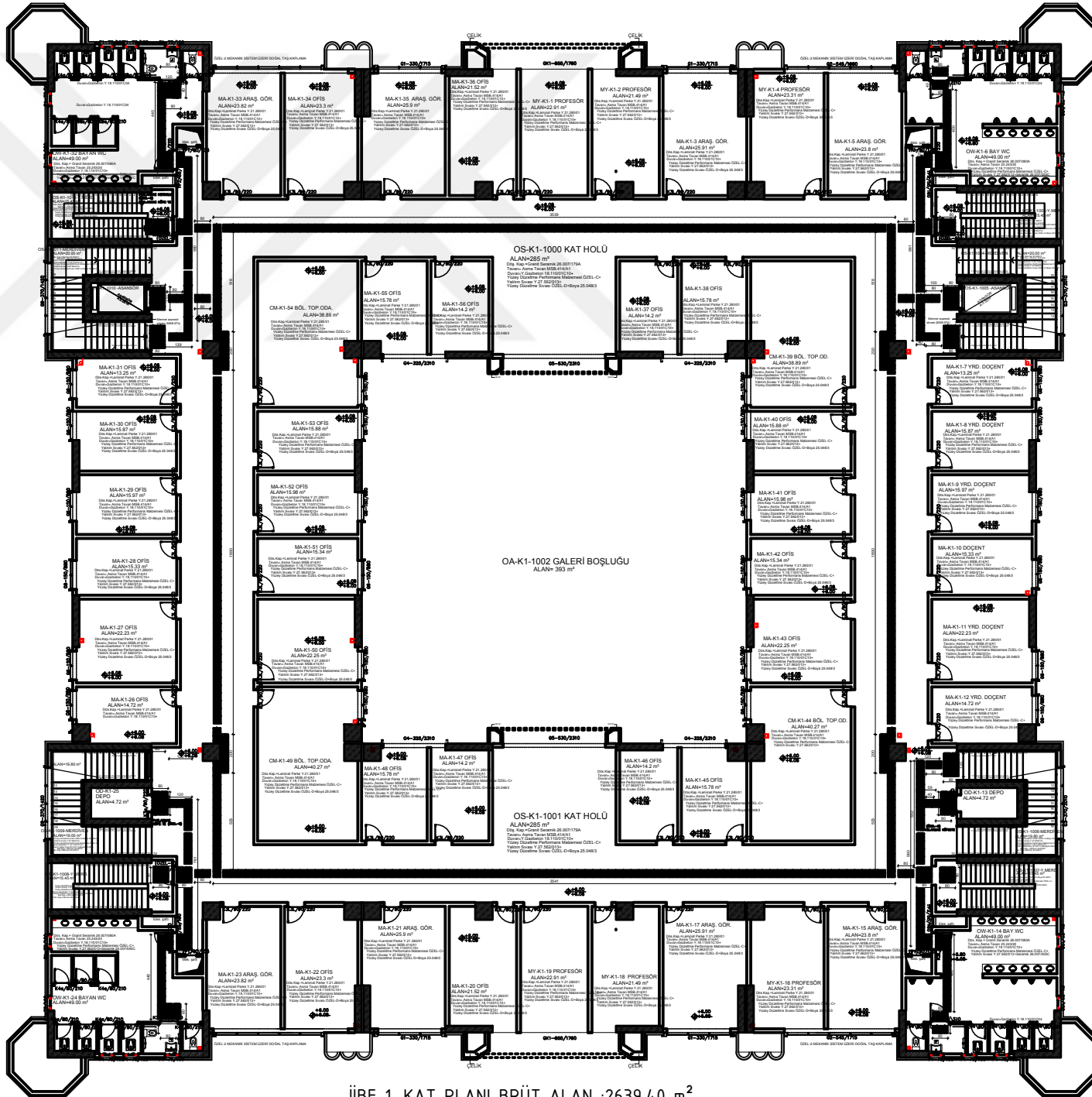








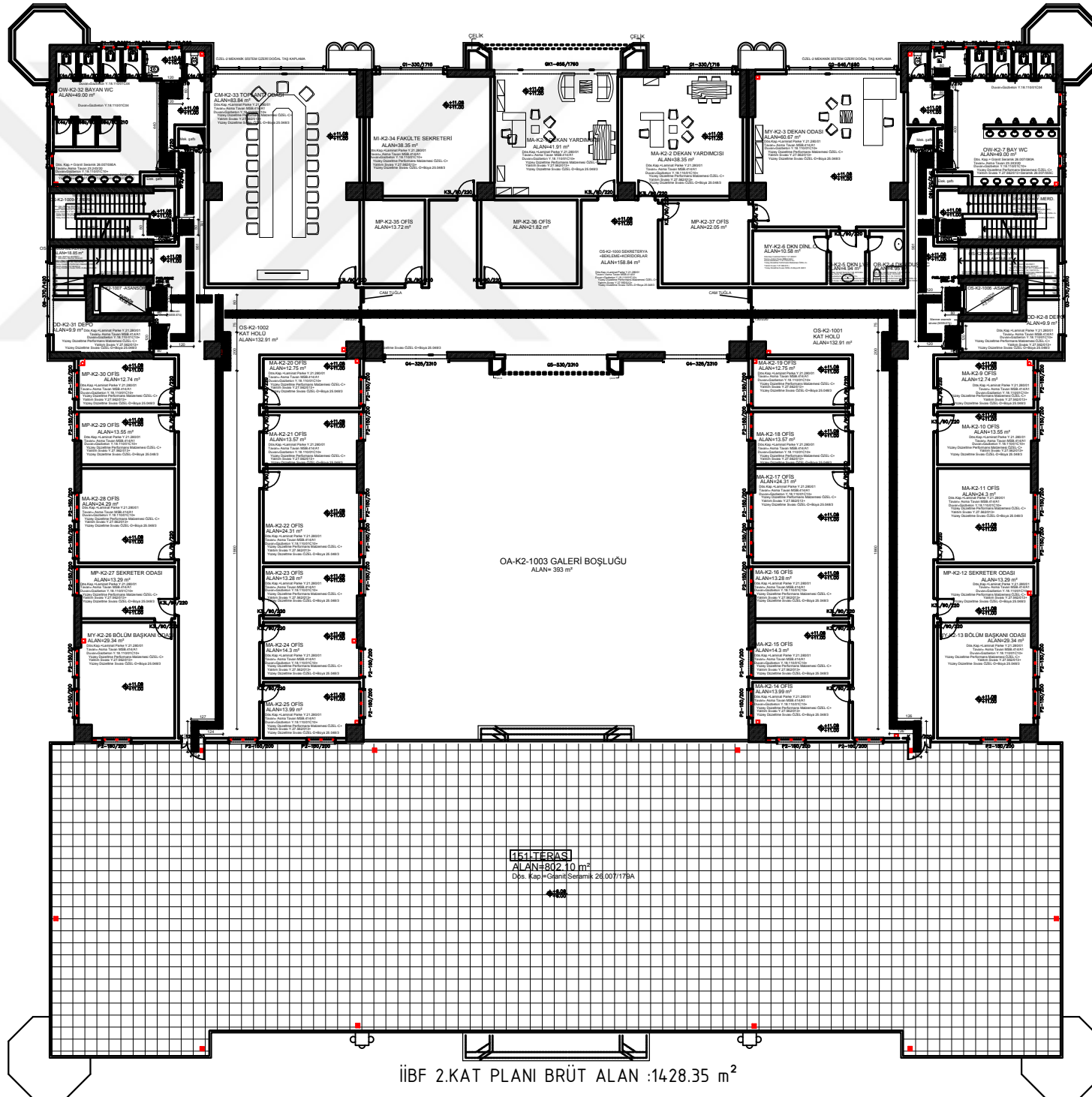
	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	İİBF-Zmn-1	8,375	33,5	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	İİBF-Zmn-1		2,20
	İİBF-Zmn-2	6,575	26,3		İİBF-Zmn-2		2,20
	İİBF-Zmn-3	6,4	25,6		İİBF-Zmn-3		2,20
	İİBF-Zmn-4	6,575	26,3		İİBF-Zmn-4		2,20
	İİBF-Zmn-5	7,875	31,5		İİBF-Zmn-5		2,20
	İİBF-Zmn-6	9,9	39,6		İİBF-Zmn-6		4,40
	İİBF-Zmn-7	10,07	40,28		İİBF-Zmn-7		4,40
	İİBF-Zmn-8	7,85	31,4		İİBF-Zmn-8		2,20
	İİBF-Zmn-9	5,9	23,6		İİBF-Zmn-9		1,98
	İİBF-Zmn-10	5,9	23,6		İİBF-Zmn-10		1,98
	İİBF-Zmn-11	7,85	31,4		İİBF-Zmn-11		2,20
	İİBF-Zmn-12	9,9	39,6		İİBF-Zmn-12		4,40
	İİBF-Zmn-13	9,9	39,6		İİBF-Zmn-13		4,40
			0				
		0					
		0					
		0					
		0					
		0					
		0					
TOPLAM		412,28		TOPLAM		36,96	
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)		8,53	34,12	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			3,75
		16,43	65,72				52,54
		8,53	34,12				3,75
		16,43	65,72				28,49
		8,53	34,12				3,75
		16,43	65,72				74,37
		8,53	34,12				3,75
		16,43	65,72				52,54
		7,80	31,20				115,28
			0				
			0				
			0				
			0				
			0				
		0					
		0					
		0					
		0					
TOPLAM		430,56		TOPLAM		338,22	



İBF 1. KAT PLANI BRÜT ALAN :2639.40 m<sup>2</sup>











	Oda No	Genişlik	Alan			Oda No	Genişlik	Alan		
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	İİBF-Kat2-1	6,00	24,00			İİBF-Kat2-1		1,98		
	İİBF-Kat2-2	2,70	10,80			İİBF-Kat2-2		1,98		
	İİBF-Kat2-3	4,90	19,60			İİBF-Kat2-3		1,98		
	İİBF-Kat2-4	2,75	11,00			İİBF-Kat2-4		1,98		
	İİBF-Kat2-5	2,55	10,20			İİBF-Kat2-5		1,98		
	İİBF-Kat2-6	7,85	31,40			İİBF-Kat2-6		1,98		
	İİBF-Kat2-7	6,30	25,20			İİBF-Kat2-7		1,98		
	İİBF-Kat2-8	6,40	25,60			İİBF-Kat2-8		1,98		
	İİBF-Kat2-9	6,30	25,20			İİBF-Kat2-9		1,98		
	İİBF-Kat2-10	7,85	31,40			İİBF-Kat2-10		1,98		
	İİBF-Kat2-11	2,55	10,20			İİBF-Kat2-11		1,98		
	İİBF-Kat2-12	2,75	11,00			İİBF-Kat2-12		1,98		
	İİBF-Kat2-13	4,90	19,60			İİBF-Kat2-13		1,98		
	İİBF-Kat2-14	2,70	10,80			İİBF-Kat2-14		1,98		
	İİBF-Kat2-15	6,01	24,04			İİBF-Kat2-15		1,98		
	İİBF-Kat2-16	2,90	11,60			İİBF-Kat2-16		1,98		
	İİBF-Kat2-17	2,90	11,60			İİBF-Kat2-17		1,98		
	İİBF-Kat2-18	2,70	10,80			İİBF-Kat2-18		1,98		
	İİBF-Kat2-19	4,90	19,60			İİBF-Kat2-19		1,98		
	İİBF-Kat2-20	2,75	11,00			İİBF-Kat2-20		1,98		
	İİBF-Kat2-21	2,55	10,20			İİBF-Kat2-21		1,98		
	İİBF-Kat2-22	2,55	10,20			İİBF-Kat2-22		1,98		
	İİBF-Kat2-23	2,75	11,00			İİBF-Kat2-23		1,98		
	İİBF-Kat2-24	4,90	19,60			İİBF-Kat2-24		1,98		
	İİBF-Kat2-25	2,70	10,80			İİBF-Kat2-25		1,98		
	İİBF-Kat2-26	2,90	11,60			İİBF-Kat2-26		1,98		
	İİBF-Kat2-27	2,90	11,60			İİBF-Kat2-27		1,98		
			0							
			0							
<b>TOPLAM</b>			<b>439,64</b>		<b>TOPLAM</b>			<b>53,46</b>		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Oda No	Genişlik	Alan			Oda No	Genişlik	Alan		
		8,53	34,12							3,75
		16,43	65,72							3,75
		8,53	34,12							
		16,43	65,72							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
<b>TOPLAM</b>			<b>199,68</b>		<b>TOPLAM</b>			<b>7,5</b>		
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Oda No	Genişlik	Alan			Oda No	Genişlik	Alan		
		8,53	34,12							3,75
		16,43	65,72							3,75
		8,53	34,12							
		16,43	65,72							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
			0							
<b>TOPLAM</b>			<b>199,68</b>		<b>TOPLAM</b>			<b>7,5</b>		



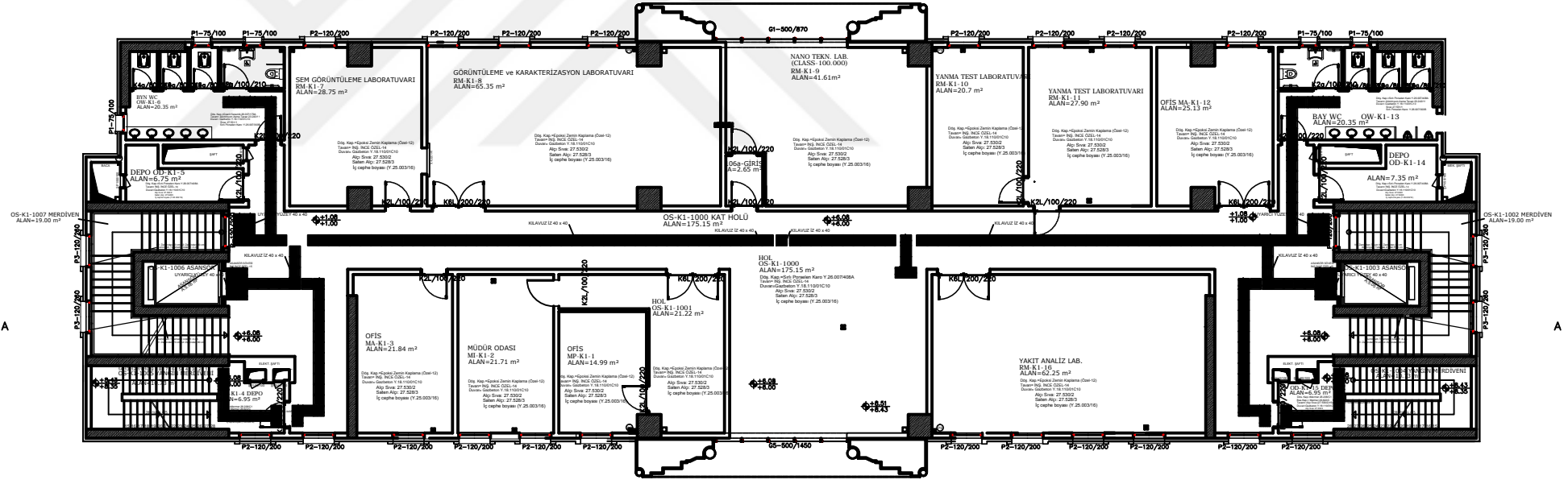
MERKEZİ ARAŞTIRMA LABORATUVARI 1. BODRUM KAT ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dış Ortam Toprak Sıcaklığı	7,95	8,09	9,32	11,85	15,45	20,00	23,57	22,81	21,61	17,40	13,61	9,27
İç ortam Sıcaklığı	22											
Koridor Sıcaklığı	18											
ΔT1 (Dış Ortamla İç Ortam Arasındaki Sıcaklık Farkı)	14,05	13,91	12,68	10,15	6,55	2,00	1,57	0,81	0,39	4,60	8,39	12,73
ΔT2 (İç Ortamla Koridor Arasındaki Sıcaklık Farkı)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
ΔT3 (Koridorla Dış Ortam Sıcaklık Farkı)	10,05	9,91	8,68	6,15	2,55	2,00	5,57	4,81	3,61	0,60	4,39	8,73
U1 (Duvarlar için Toplam Isı Transferi Katsayısı)	0,47											
U2 (Kapı ve Pencere için Toplam Isı Transferi Katsayısı)	2,80											
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	428,27											
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	45,60											
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	428,27											
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	43,04											
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	151,25											
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	8,10											
Q1.1. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	2828,95	2800,45	2552,98	2043,04	1317,73	403,33	316,79	163,31	78,07	926,44	1888,91	2553,10
Q1.2. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	1794,10	1776,40	1619,17	1295,25	835,87	253,84	200,95	103,39	49,52	587,67	1071,25	1452,84
Q2.1. İç ortamdaki Koridora Isı Transferi Miktarı (Duvar)	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14	805,14
Q2.2. İç ortamdaki Koridora Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05	482,05
Q3.1. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	714,51	704,66	617,12	437,17	181,02	141,90	396,22	342,02	256,77	42,84	312,07	620,84
Q3.2. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	227,97	224,82	196,90	139,48	57,76	45,27	126,42	109,12	81,92	13,67	99,57	198,08
Q Toplam	6852,12	6793,51	6272,95	5202,83	3679,56	2133,54	2327,57	2095,23	1793,48	2837,80	4458,89	6295,04
ALAN HESAPLAMALARI												
Kat Yükseklikleri	1. Bodrum Kat	4,50	Güney				Kuzey		Doğu		Batı	
Kapı Yüksekliği 1			Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere		
Kapı Yüksekliği 2			166,68	21,60	261,59	24,00						
Kapı Yüksekliği 3												
Pencere Yüksekliği 1												
Pencere Yüksekliği 2												
Pencere Yüksekliği 3												
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Oda No	Genişlik	Alan	A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Oda No	Genişlik	Alan					
	Lab-Bdrml-1	7,20	32,40		Lab-Bdrml-1	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-1	2,70	12,15		Lab-Bdrml-2	2,20	2,20					
	Lab-Bdrml-2	7,48	33,66		Lab-Bdrml-3	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-3	6,25	28,13		Lab-Bdrml-6	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-5	1,40	6,30		Lab-Bdrml-7	4,80	4,80					
	Lab-Bdrml-6	4,40	19,80		Lab-Bdrml-8	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-7	4,40	19,80		Lab-Bdrml-10	4,20	4,20					
	Lab-Bdrml-8	3,21	14,45		Lab-Bdrml-11	4,20	4,20					
	Lab-Bdrml-9	7,20	32,40		Lab-Bdrml-12	8,40	8,40					
	Lab-Bdrml-9	2,70	12,15		Lab-Bdrml-14	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-10	7,83	35,24		Lab-Bdrml-15	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-11	5,55	25,08		Lab-Bdrml-16	2,40	2,40					
	Lab-Bdrml-12	7,10	31,95									
	Lab-Bdrml-13	2,95	13,28									
	Lab-Bdrml-14	3,15	14,18									
	Lab-Bdrml-15	2,70	12,15									
Lab-Bdrml-16	12,95	58,28										
Lab-Bdrml-16	6,00	27,00										
		0										
		0										
TOPLAM		428,27		TOPLAM		45,60						











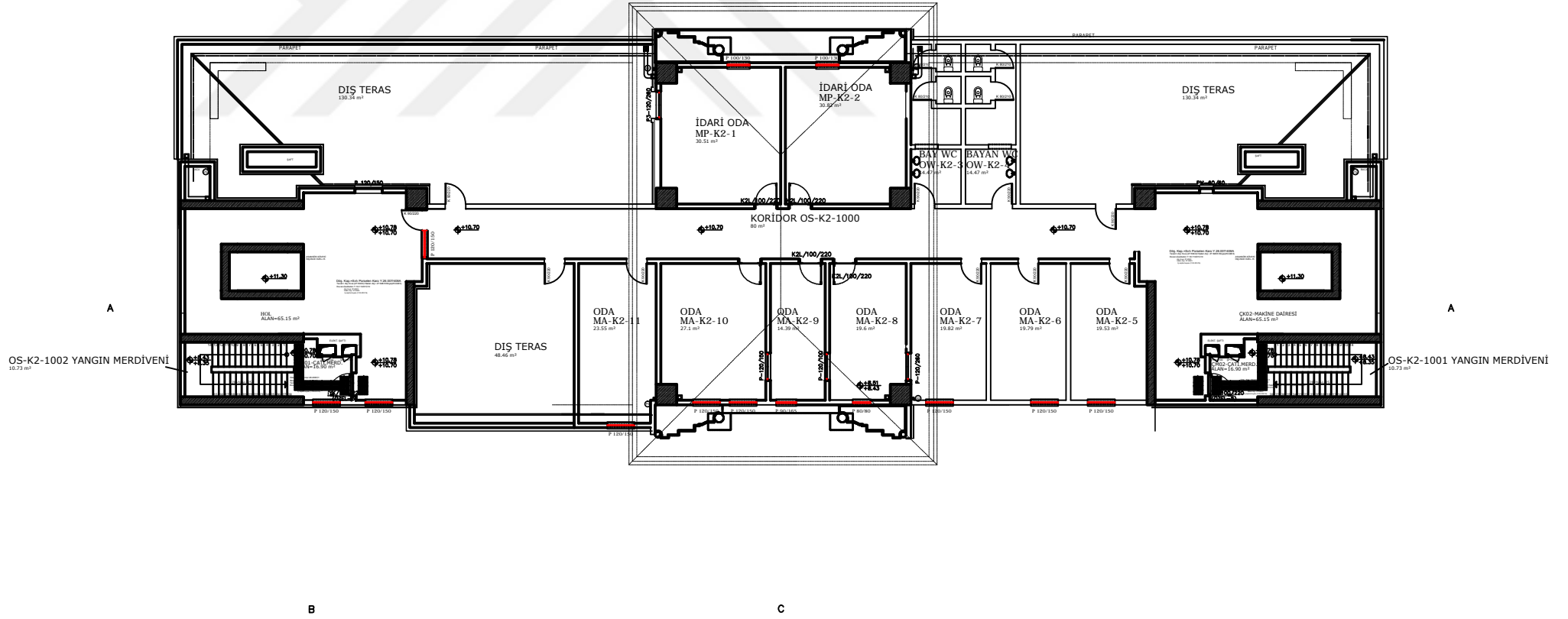
# 1. KAT PLANI

1. İNŞ.İNCE ÖZEL-2A POZ NOLU DOĞAL TAŞ KAPLAMA YAPILMASI









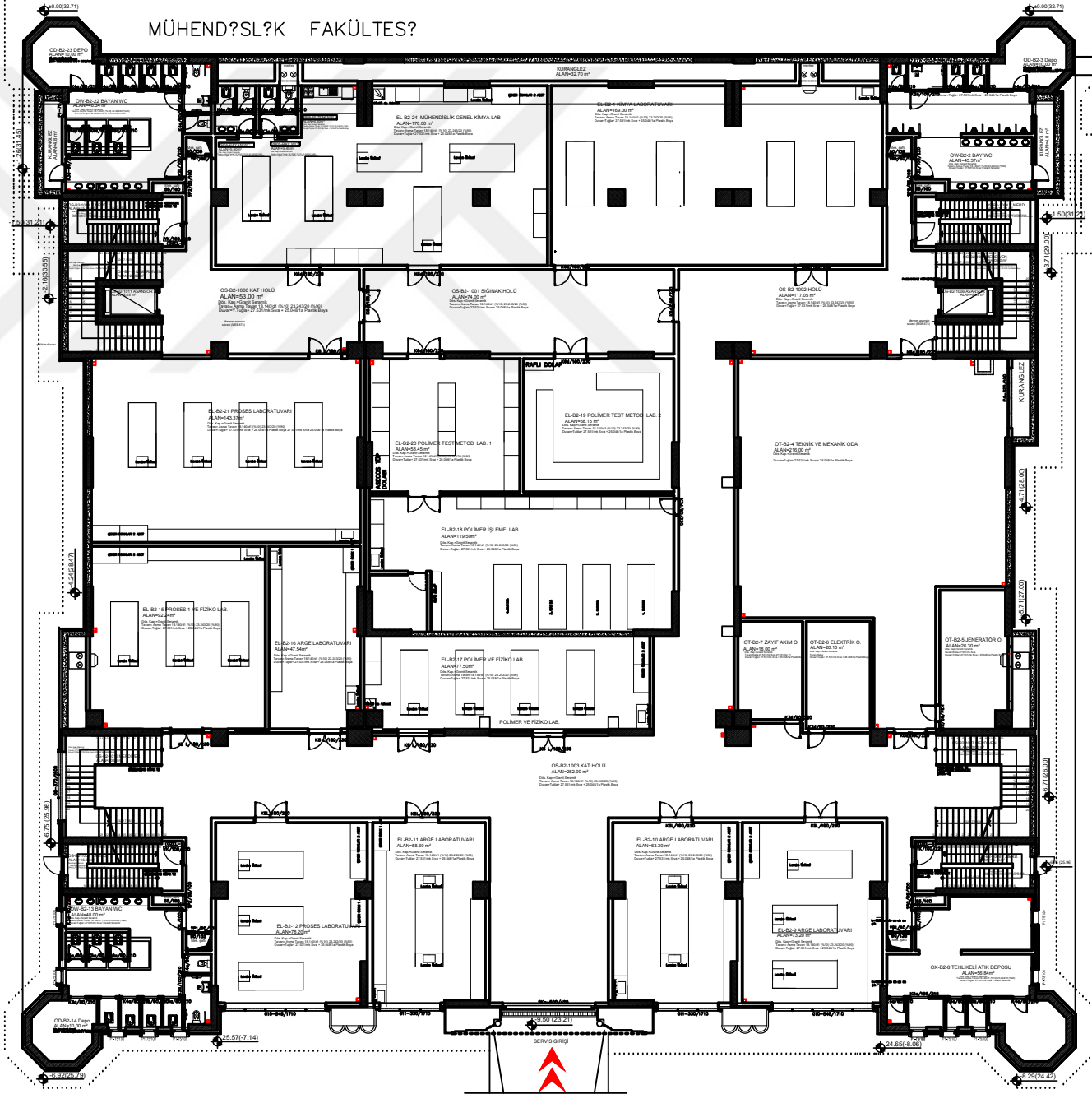
## 2. KAT PLANI ÇATI KATI PLANI

1. İNŞ.İNCE ÖZEL-2A POZ NOLU DOĞAL TAŞ KAPLAMA YAPILMASI





# MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ

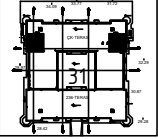


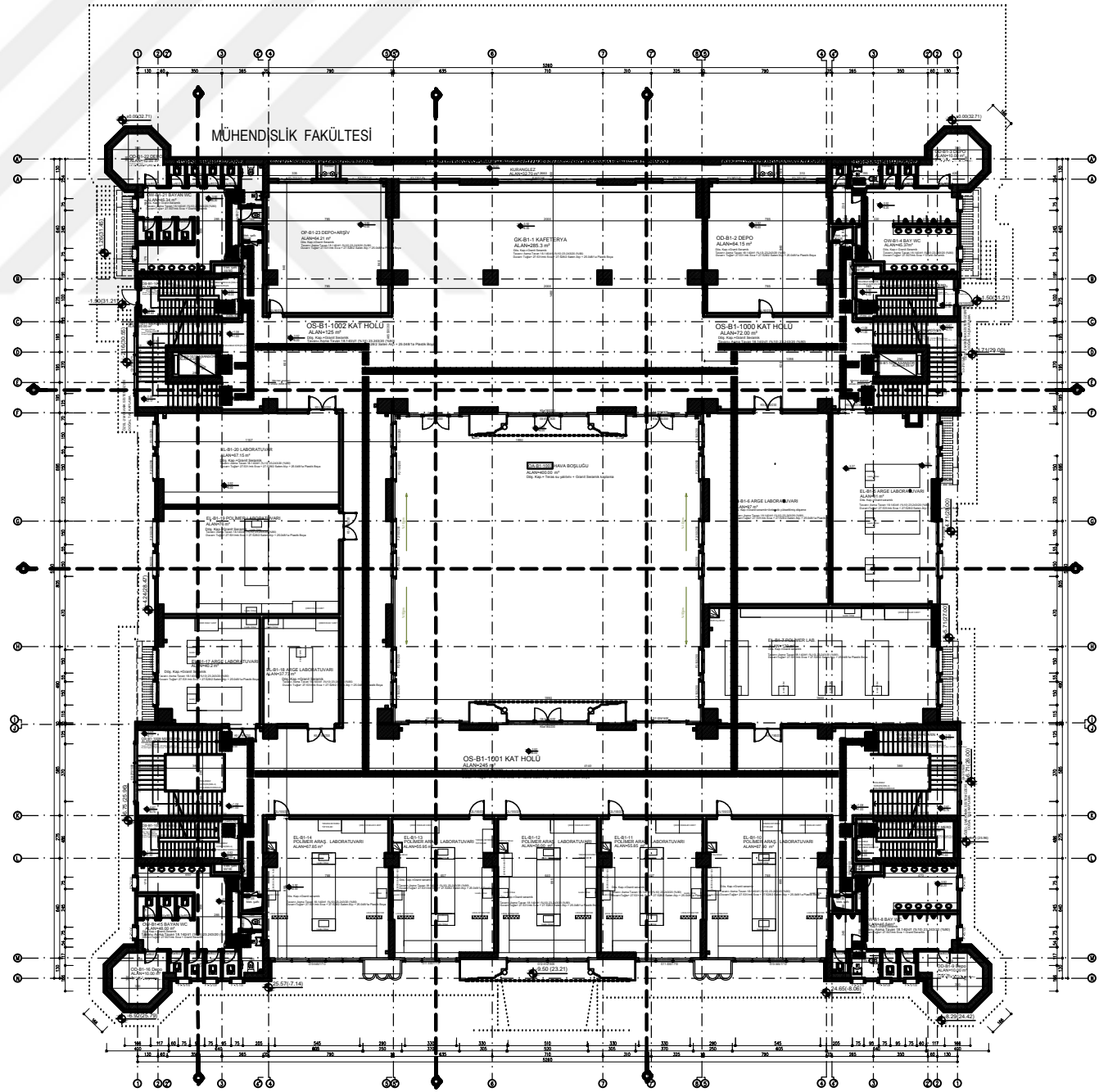
2. BODRUM KAT PLANI Ölçek : 1/ 100



	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan	
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	6,60		36,30	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			4,14	
		10,00	55,00					4,14
		4,20	23,10					4,14
		10,00	55,00					4,14
		10,00	55,00					4,14
		5,20	28,60					1,98
		5,70	31,35					1,98
		10,00	55,00					4,14
		10,00	55,00					4,14
		6,70	36,85					4,14
		20,00	110,00					4,14
		14,20	78,10					4,14
		12,40	68,20					4,14
		8,00	44,00					4,14
		28,80	158,40					4,14
		8,00	44,00					4,14
		7,00	38,50					1,98
		7,00	38,50					4,14
		24,30	133,65					4,14
		19,10	105,05					4,14
	26,10	143,55						
			0					
<b>TOPLAM</b>			<b>1393,15</b>	<b>TOPLAM</b>			<b>76,32</b>	
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)		6,50	35,75	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)				
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
			0					
	<b>TOPLAM</b>				<b>35,75</b>	<b>TOPLAM</b>		



<b>T.C. YALOVA ÜNİVERSİTESİ</b>			
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ MİMARİ ASBUILT PROJELER			
			
PROJESİTİM 1.BODRUM KAT PLANI (1/100)			
YÜKLENCİ ASLANTÜRK İNŞ.SAN.ve TİC.A.Ş.			
YAPI İŞLERİ VE TEKNİK DAİRE BAŞKANLIĞI			
MİMARİ	NSAAT	MAKİNA / MEKANİK	ELEKTRİK
ONAY			



1 BODRUM KAT PLANI Ölçek : 1 / 100

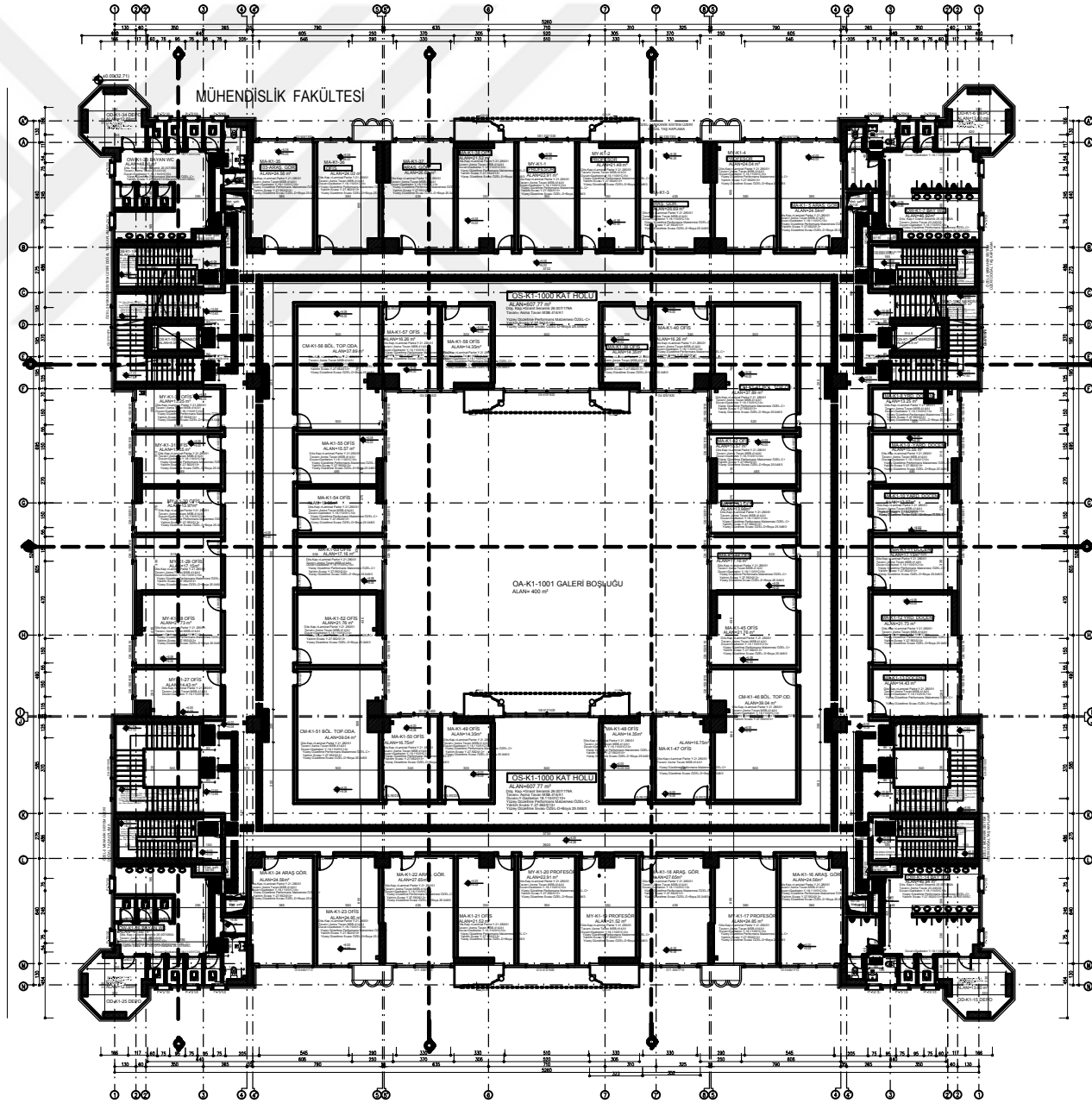












1. KAT PLANI Ölçek : 1/ 100

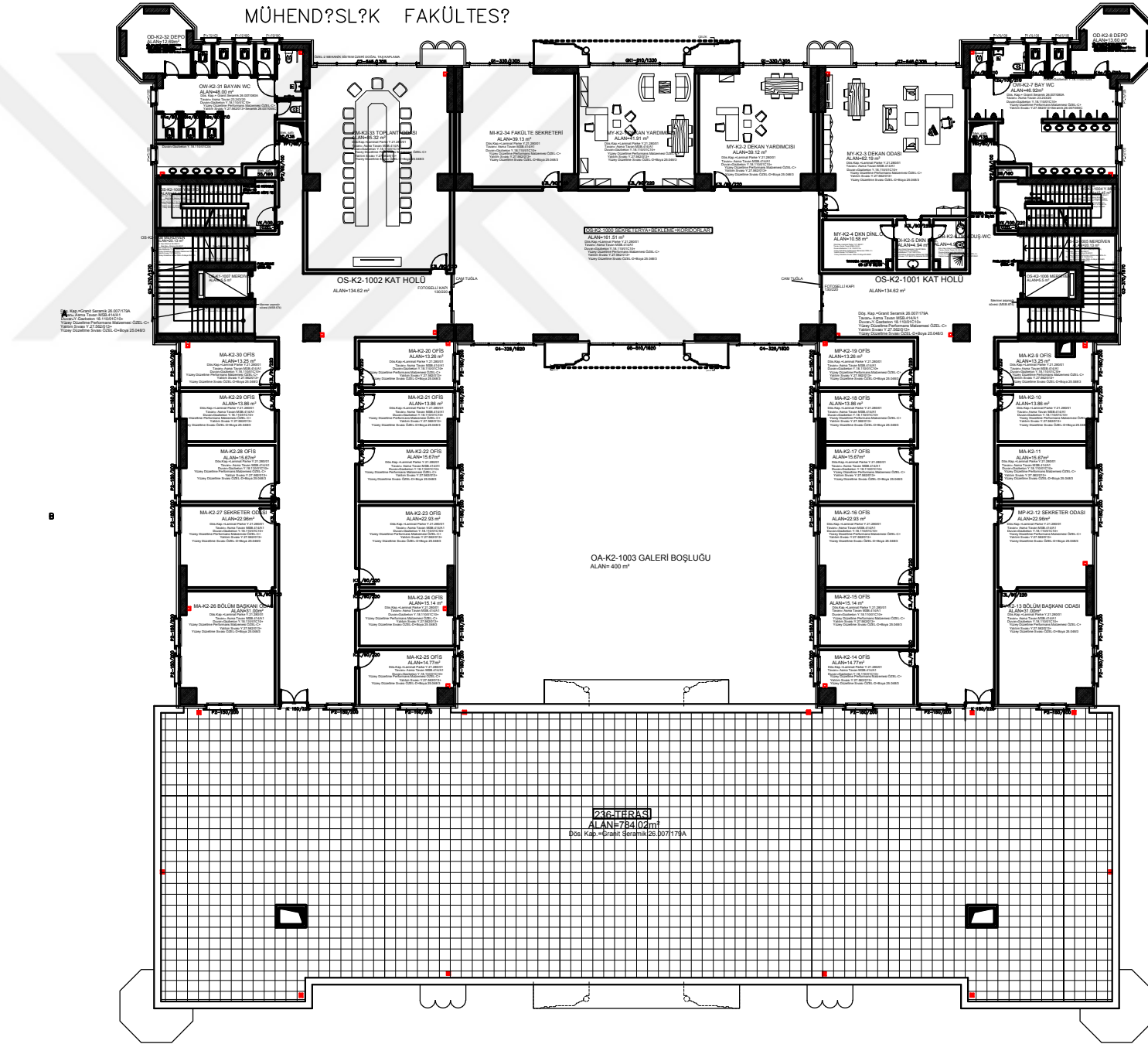
BRÜT ALAN :2261.40 m<sup>2</sup>







MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ



BRÜT ALAN :2261.40 m<sup>2</sup>

2. KAT PLANI Ölçek : 1/ 100

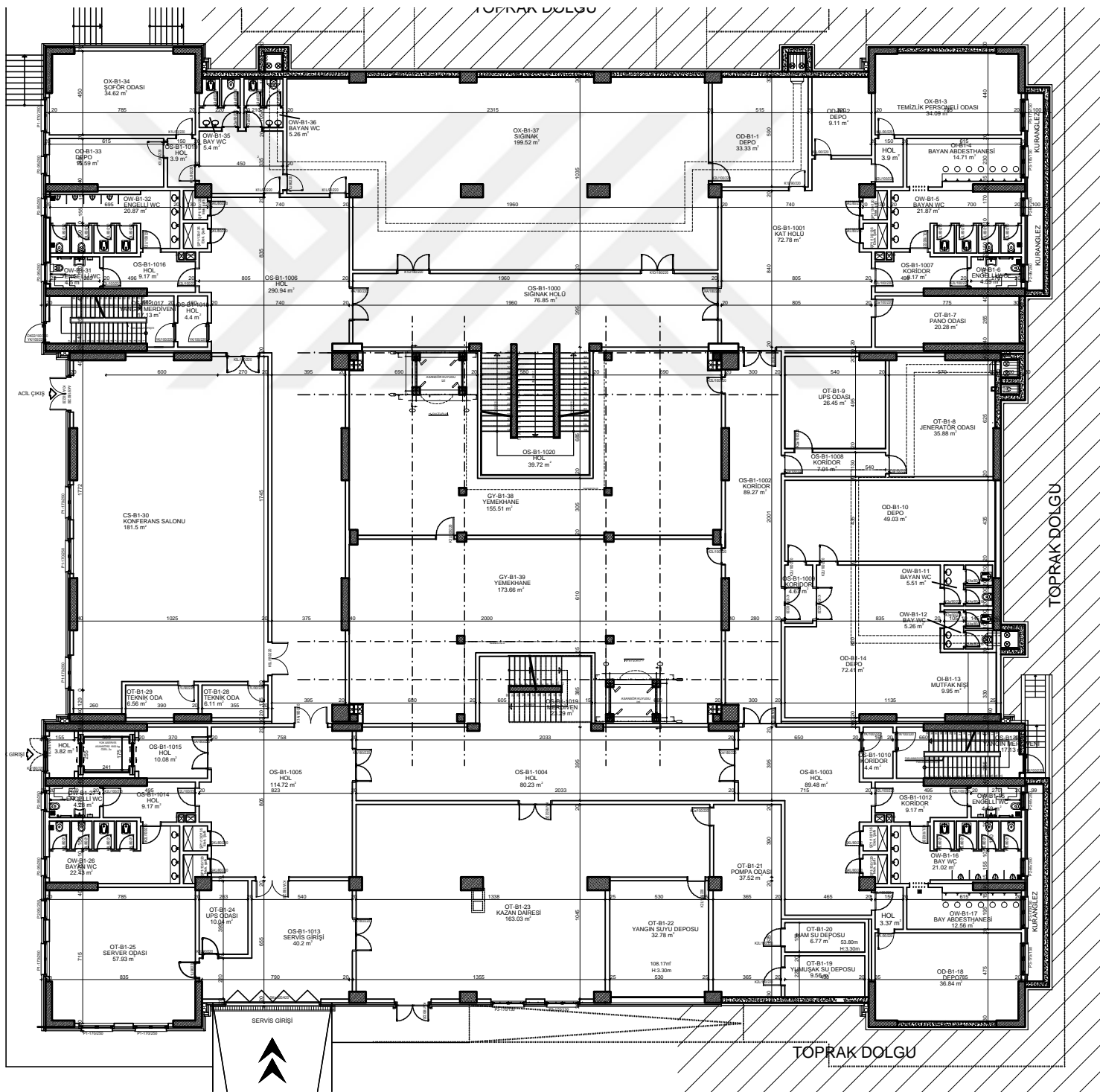




MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ KAPI-PENCERE ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI	
Kuzey	330,37
Batı	295,39
Güney	427,24
Doğu	288,24
<b>TOPLAM</b>	<b>1341,24</b>

Açıklama	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
İç ortam Sıcaklığı (°C)	22											
U2 (Kapı ve Pencere için)	2,8											
Dış Ortam Hava Sıcaklığı (°C)	-3,70	-5,80	-1,40	2,00	3,30	10,90	14,90	13,80	10,20	4,70	0,70	-1,60
Q Toplam (kW)	96,52	104,40	87,88	75,11	70,23	41,69	26,66	30,79	44,31	64,97	79,99	88,63



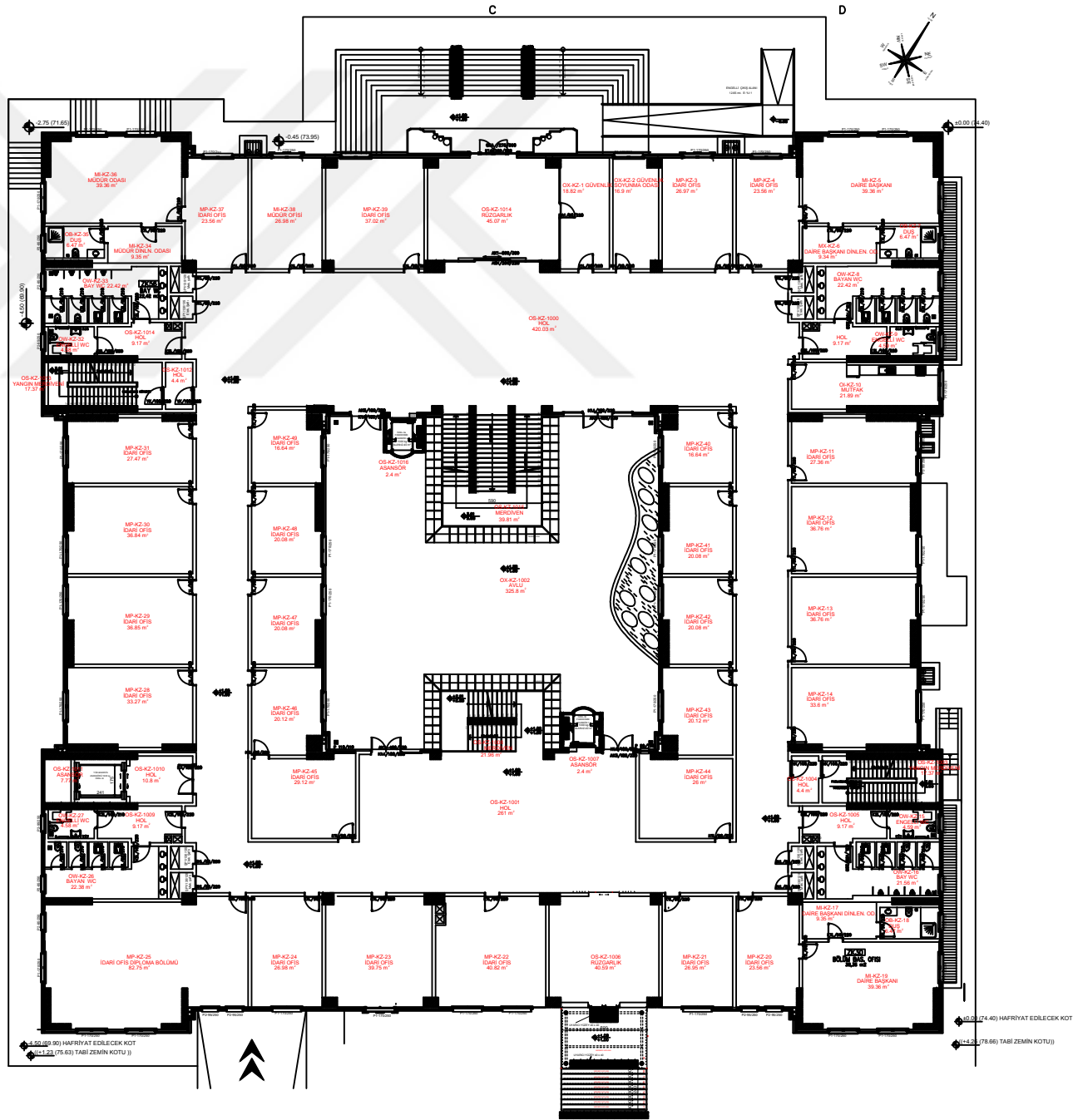


BODRUM KAT PLANI









ZEMİN KAT PLANI

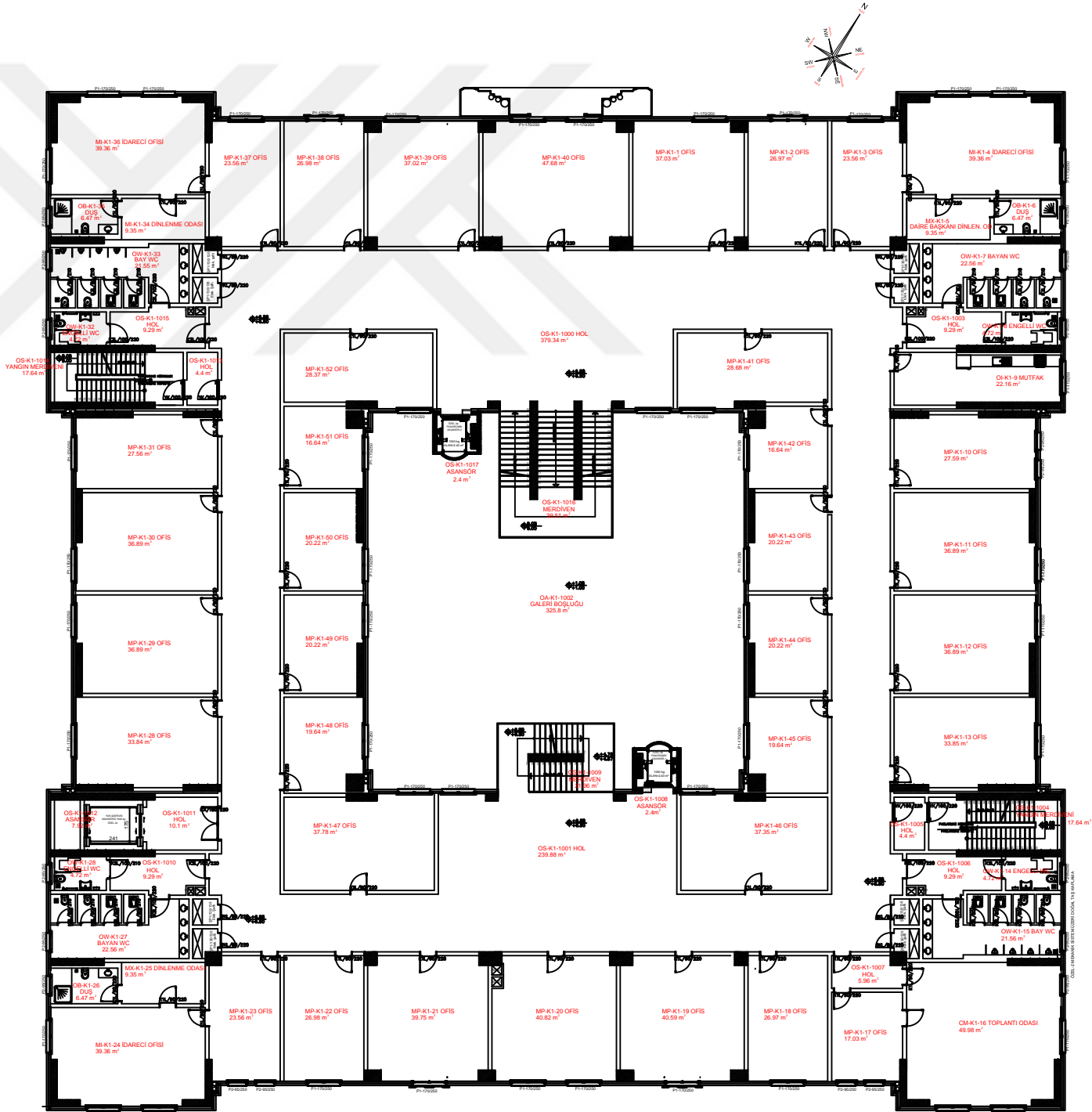
RKETÖRLÜK ZEMİN KAT ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dış Ortam Hava Sıcaklığı	-3,70	-5,80	-1,40	2,00	3,30	10,90	14,90	13,80	10,20	4,70	0,70	-1,60
İç ortam Sıcaklığı	22											
Koridor Sıcaklığı	18											
AT1 (Dış Ortamla İç Ortam Arasındaki Sıcaklık Farkı)	25,70	27,80	23,40	20,00	18,70	11,10	7,10	8,20	11,80	17,30	21,30	23,60
AT2 (İç Ortamla Koridor Arasındaki Sıcaklık Farkı)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
AT3 (Koridorla Dış Ortam Sıcaklık Farkı)	21,70	23,80	19,40	16,00	14,70	7,10	3,10	4,20	7,80	13,30	17,30	19,60
U1 (Duvarlar için Toplam Isı Transfer Katsayısı)	0,47											
U2 (Kapı ve Pencere için Toplam Isı Transfer Katsayısı)	2,80											
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	1369,13											
A1.2. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	207,82											
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	4955,07											
A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	100,76											
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	273,49											
A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Kapı ve Pencere)	31,24											
Q1.1. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	16537,68	17889,00	15057,65	12869,79	12033,25	7142,73	4568,77	5276,61	7593,17	11132,37	13706,32	15186,35
Q1.2. İç Ortamdan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	14954,37	16176,32	13616,04	11637,64	10881,19	6458,89	4131,36	4771,43	6866,21	10066,56	12394,09	13732,42
Q2.1. İç ortamdan Koridora Isı Transferi Miktarı (Duvar)	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54	9315,54
Q2.2. İç ortamdan Koridora Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51	1128,51
Q3.1. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Duvar)	2789,35	3059,29	2493,71	2056,67	1889,56	912,65	398,48	539,87	1002,62	1709,60	2223,77	2519,42
Q3.2. Koridordan Dış Ortama Isı Transferi Miktarı (Kapı ve Pencere)	1898,14	2081,83	1696,96	1399,55	1285,84	621,05	271,16	367,38	682,28	1163,38	1513,27	1714,45
Q Toplam	46623,59	49650,50	43308,41	38407,70	36533,90	25579,37	19813,83	21399,35	26588,34	34515,96	40281,50	43596,68

#### ALAN HESAPLAMALARI

Kat Yükseklikleri	Zemin Kat	Güney		Kuzey		Doğu		Batı	
		Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere	Oda	Pencere
Kapı Yüksekliği 1	5,73	294,29	55,96	247,54	38,25	283,18	59,13	142,39	35,00
Kapı Yüksekliği 2									
Kapı Yüksekliği 3									
Pencere Yüksekliği 1									
Pencere Yüksekliği 2									
Pencere Yüksekliği 3									

	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan
A1.1. Dış-İç Ortamla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Rek-Zmn-1	7,85	44,98		Rek-Zmn-1		2,38
	Rek-Zmn-1	12,10	69,33		Rek-Zmn-1		4,25
	Rek-Zmn-2	4,15	23,78		Rek-Zmn-1		8,50
	Rek-Zmn-3	6,30	36,10		Rek-Zmn-1		4,75
	Rek-Zmn-4	6,45	36,96		Rek-Zmn-2		4,25
	Rek-Zmn-5	6,46	37,02		Rek-Zmn-3		4,25
	Rek-Zmn-6	4,15	23,78		Rek-Zmn-4		8,50
	Rek-Zmn-7	3,70	21,20		Rek-Zmn-5		3,96
	Rek-Zmn-8	8,05	46,13		Rek-Zmn-6		4,25
	Rek-Zmn-8	5,15	29,51		Rek-Zmn-7		4,75
	Rek-Zmn-9	1,85	10,60		Rek-Zmn-8		12,75
	Rek-Zmn-10	9,00	51,57		Rek-Zmn-9		2,38
	Rek-Zmn-11	4,50	25,79		Rek-Zmn-10		4,75
	Rek-Zmn-12	5,13	29,39		Rek-Zmn-11		4,25
	Rek-Zmn-13	5,13	29,39		Rek-Zmn-12		4,25
	Rek-Zmn-14	3,65	20,91		Rek-Zmn-13		4,25
	Rek-Zmn-15	2,40	13,75		Rek-Zmn-14		4,75
	Rek-Zmn-16	5,61	32,15		Rek-Zmn-15		4,25
	Rek-Zmn-17	1,85	10,60		Rek-Zmn-16		2,38
	Rek-Zmn-18	5,15	29,51		Rek-Zmn-17		2,38
	Rek-Zmn-18	8,05	46,13		Rek-Zmn-18		12,75
	Rek-Zmn-19	3,70	21,20		Rek-Zmn-19		4,25
	Rek-Zmn-20	4,15	23,78		Rek-Zmn-20		4,25
	Rek-Zmn-21	2,70	15,47		Rek-Zmn-21		4,25
	Rek-Zmn-22	2,90	16,62		Rek-Zmn-24		4,25
	Rek-Zmn-24	5,80	33,23		Rek-Zmn-25		4,25
	Rek-Zmn-25	4,15	23,78		Rek-Zmn-26		4,25
	Rek-Zmn-26	3,70	21,20		Rek-Zmn-27		12,75
	Rek-Zmn-27	8,05	46,13		Rek-Zmn-28		2,38
	Rek-Zmn-27	5,15	29,51		Rek-Zmn-29		4,75
	Rek-Zmn-28	1,85	10,60		Rek-Zmn-30		4,25
	Rek-Zmn-29	8,87	50,83		Rek-Zmn-31		4,25
	Rek-Zmn-30	3,85	22,06		Rek-Zmn-32		4,25
	Rek-Zmn-31	5,13	29,39		Rek-Zmn-33		4,25
	Rek-Zmn-32	5,13	29,39		Rek-Zmn-34		4,75
	Rek-Zmn-33	4,70	26,93		Rek-Zmn-36		4,25
	Rek-Zmn-34	8,86	50,77		Rek-Zmn-37		4,25
	Rek-Zmn-36	5,15	29,51		Rek-Zmn-38		4,25
	Rek-Zmn-37	5,13	29,39		Rek-Zmn-39		4,25
	Rek-Zmn-38	5,13	29,39		Rek-Zmn-40		4,25
	Rek-Zmn-39	4,30	24,64		Rek-Zmn-41		4,25
	Rek-Zmn-39	4,15	23,78		Rek-Zmn-42		1,98
	Rek-Zmn-40	4,30	24,64		Rek-Zmn-43		4,25
Rek-Zmn-41	5,13	29,39					
Rek-Zmn-42	5,13	29,39					
Rek-Zmn-43	5,15	29,51					
		0					
		0					
<b>TOPLAM</b>		<b>1369,1262</b>		<b>TOPLAM</b>		<b>207,815</b>	

	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan		
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Rek-Zmn-1	12,10	69,33	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Rek-Zmn-1		2,20		
	Rek-Zmn-2	4,15	23,78		Rek-Zmn-2		1,98		
	Rek-Zmn-3	6,30	36,10		Rek-Zmn-3		1,98		
	Rek-Zmn-4	6,45	36,96		Rek-Zmn-4		1,98		
	Rek-Zmn-5	646,00	3701,58		Rek-Zmn-5		3,96		
	Rek-Zmn-6	4,15	23,78		Rek-Zmn-6		1,98		
	Rek-Zmn-7	3,70	21,20		Rek-Zmn-7		1,98		
	Rek-Zmn-10	9,00	51,57		Rek-Zmn-10		3,52		
	Rek-Zmn-11	4,50	25,79		Rek-Zmn-10		4,40		
	Rek-Zmn-12	5,13	29,39		Rek-Zmn-11		1,98		
	Rek-Zmn-13	5,13	29,39		Rek-Zmn-12		1,98		
	Rek-Zmn-14	3,65	20,91		Rek-Zmn-13		1,98		
	Rek-Zmn-15	2,40	13,75		Rek-Zmn-14		1,98		
	Rek-Zmn-16	5,61	32,15		Rek-Zmn-15		1,98		
	Rek-Zmn-17	1,85	10,60		Rek-Zmn-16		3,52		
	Rek-Zmn-18	5,15	29,51		Rek-Zmn-16		2,20		
	Rek-Zmn-19	3,70	21,20		Rek-Zmn-18		1,98		
	Rek-Zmn-20	4,15	23,78		Rek-Zmn-19		1,98		
	Rek-Zmn-21	2,70	15,47		Rek-Zmn-20		1,98		
	Rek-Zmn-22	2,90	16,62		Rek-Zmn-21		1,98		
	Rek-Zmn-24	5,80	33,23		Rek-Zmn-22		1,98		
	Rek-Zmn-25	4,15	23,78		Rek-Zmn-24		1,98		
	Rek-Zmn-26	3,70	21,20		Rek-Zmn-25		1,98		
	Rek-Zmn-28	1,85	10,60		Rek-Zmn-26		1,98		
	Rek-Zmn-29	8,87	50,83		Rek-Zmn-29		3,52		
	Rek-Zmn-30	3,85	22,06		Rek-Zmn-29		4,40		
	Rek-Zmn-31	5,13	29,39		Rek-Zmn-30		1,98		
	Rek-Zmn-32	5,13	29,39		Rek-Zmn-31		1,98		
	Rek-Zmn-33	4,70	26,93		Rek-Zmn-32		1,98		
	Rek-Zmn-34	8,86	50,77		Rek-Zmn-33		1,98		
	Rek-Zmn-35	4,70	26,93		Rek-Zmn-34		3,52		
	Rek-Zmn-35	4,70	26,93		Rek-Zmn-34		2,20		
	Rek-Zmn-35	6,13	35,12		Rek-Zmn-34		3,96		
	Rek-Zmn-36	5,15	29,51		Rek-Zmn-35		1,98		
	Rek-Zmn-37	5,13	29,39		Rek-Zmn-36		1,98		
	Rek-Zmn-38	5,13	29,39		Rek-Zmn-37		1,98		
	Rek-Zmn-39	4,30	24,64		Rek-Zmn-38		1,98		
	Rek-Zmn-40	4,15	23,78		Rek-Zmn-39		1,98		
	Rek-Zmn-40	4,30	24,64		Rek-Zmn-40		1,98		
	Rek-Zmn-41	5,13	29,39		Rek-Zmn-41		1,98		
	Rek-Zmn-42	5,13	29,39		Rek-Zmn-42		1,98		
	Rek-Zmn-43	5,15	29,51		Rek-Zmn-43		1,98		
	Rek-Zmn-44	4,70	26,93		Rek-Zmn-44		1,98		
	Rek-Zmn-44	4,70	26,93						
Rek-Zmn-44	5,50	31,51							
<b>TOPLAM</b>			<b>4955,0748</b>	<b>TOPLAM</b>			<b>100,76</b>		
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)	Oda No	Genişlik	Alan	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)	Oda No	Genişlik	Alan		
	Rek-Zmn-23	7,73	44,29		Rek-Zmn-23		15,40		
		20,00	114,60				7,92		
		20,00	114,60				7,92		
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
		0	0						
	<b>TOPLAM</b>				<b>273,4929</b>	<b>TOPLAM</b>			<b>31,24</b>











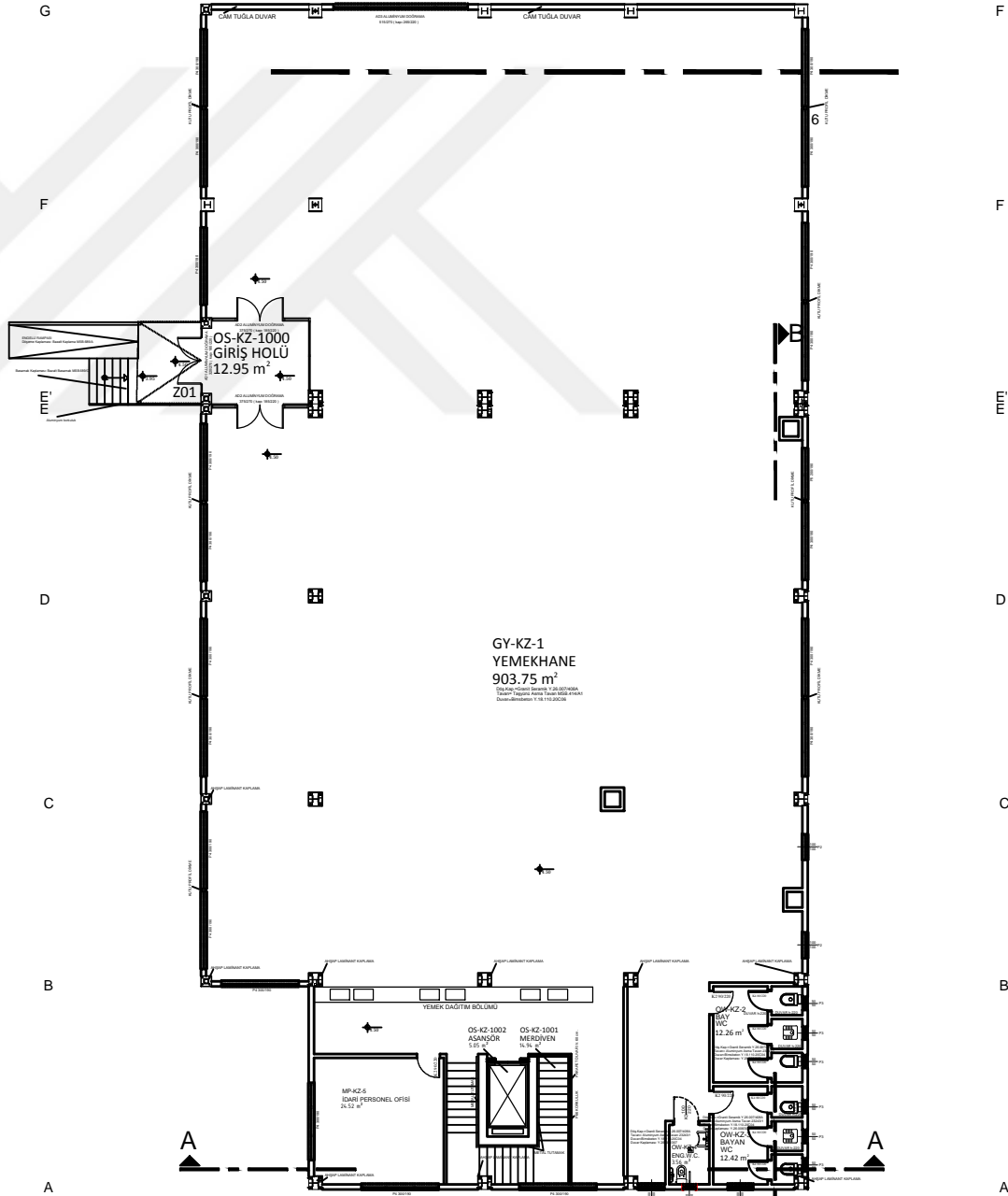


			Oda No	Genişlik	Alan				Oda No	Genişlik	Alan
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			Rek-Kat2-1	5,15	20,60	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			Rek-Kat2-1		1,98
			Rek-Kat2-2	3,70	14,80				Rek-Kat2-2		1,98
			Rek-Kat2-3	4,15	16,60				Rek-Kat2-3		1,98
			Rek-Kat2-4	6,30	25,20				Rek-Kat2-4		1,98
			Rek-Kat2-5	6,45	25,80				Rek-Kat2-5		1,98
			Rek-Kat2-6	6,45	25,80				Rek-Kat2-6		1,98
			Rek-Kat2-7	4,15	16,60				Rek-Kat2-7		1,98
			Rek-Kat2-8	3,70	14,80				Rek-Kat2-8		1,98
			Rek-Kat2-9	5,15	20,60				Rek-Kat2-9		1,98
			Rek-Kat2-10	1,85	7,40				Rek-Kat2-11		3,52
			Rek-Kat2-11	8,55	34,20				Rek-Kat2-12		4,40
			Rek-Kat2-12	4,55	18,20				Rek-Kat2-12		1,98
			Rek-Kat2-13	5,13	20,52				Rek-Kat2-13		1,98
			Rek-Kat2-14	5,13	20,52				Rek-Kat2-14		1,98
			Rek-Kat2-15	3,70	14,80				Rek-Kat2-15		1,98
			Rek-Kat2-16	1,85	7,40				Rek-Kat2-16		1,98
			Rek-Kat2-17	6,00	24,00				Rek-Kat2-17		3,52
			Rek-Kat2-18	1,85	7,40				Rek-Kat2-17		2,20
			Rek-Kat2-19	5,15	20,60				Rek-Kat2-19		1,98
			Rek-Kat2-20	3,70	14,80				Rek-Kat2-20		1,98
			Rek-Kat2-21	4,16	16,64				Rek-Kat2-21		1,98
			Rek-Kat2-22	5,80	23,20				Rek-Kat2-22		1,98
			Rek-Kat2-23	7,60	30,40				Rek-Kat2-23		1,98
			Rek-Kat2-24	5,80	23,20				Rek-Kat2-24		1,98
			Rek-Kat2-25	4,15	16,60				Rek-Kat2-25		1,98
			Rek-Kat2-27	5,15	20,60				Rek-Kat2-27		1,98
			Rek-Kat2-28	1,85	7,40				Rek-Kat2-29		3,52
			Rek-Kat2-29	1,04	4,16				Rek-Kat2-29		4,40
			Rek-Kat2-30	3,81	15,24				Rek-Kat2-30		1,98
			Rek-Kat2-31	5,02	20,08				Rek-Kat2-31		1,98
			Rek-Kat2-32	5,13	20,52				Rek-Kat2-32		1,98
			Rek-Kat2-33	4,55	18,20				Rek-Kat2-33		1,98
			Rek-Kat2-34	8,80	35,20				Rek-Kat2-34		3,96
			Rek-Kat2-35	1,85	7,40				Rek-Kat2-34		2,20
			Rek-Kat2-36	5,06	20,24				Rek-Kat2-34		3,52
			Rek-Kat2-36	5,06	20,24				Rek-Kat2-36		1,98
			Rek-Kat2-36	7,83	31,32				Rek-Kat2-37		1,98
			Rek-Kat2-37	5,00	20,00				Rek-Kat2-38		1,98
			Rek-Kat2-38	5,13	20,52				Rek-Kat2-39		1,98
			Rek-Kat2-39	5,02	20,08				Rek-Kat2-40		1,98
			Rek-Kat2-40	4,45	17,80				Rek-Kat2-41		1,98
			Rek-Kat2-41	4,65	18,60				Rek-Kat2-42		1,98
			Rek-Kat2-41	4,65	18,60				Rek-Kat2-43		1,98
			Rek-Kat2-41	7,75	31,00				Rek-Kat2-44		1,98
			Rek-Kat2-42	4,70	18,80				Rek-Kat2-45		3,96
			Rek-Kat2-42	4,70	18,80				Rek-Kat2-46		1,98
Rek-Kat2-42	7,83	31,32									
Rek-Kat2-43	4,30	17,20									
Rek-Kat2-44	5,13	20,52									
Rek-Kat2-45	10,33	41,32									
Rek-Kat2-46	4,86	19,44									
Rek-Kat2-46	4,86	19,44									
Rek-Kat2-46	7,65	30,60									
TOPLAM		1065,32	TOPLAM		106,48						
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			Oda No	Genişlik	Alan	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			Oda No	Genişlik	Alan
				12,32	49,28						4,25
				12,32	49,28						4,25
TOPLAM		98,56	TOPLAM		8,50						









MERKEZİ YEMEKHANE  
ZEMİN KAT PLANI ÖLÇEK: 1/50

BRÜT ALAN  
1367.95 m<sup>2</sup>





	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan
					0		
A2.1. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			0	A2.2. İç Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
	<b>TOPLAM</b>				<b>0</b>	<b>TOPLAM</b>	
	Oda No	Genişlik	Alan		Oda No	Genişlik	Alan
			0				
A3.1. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Duvarlar)			0	A3.2. Dış Ortam-Koridorla Temas Eden Alanlar (Pencere ve Kapılar)			0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
			0				0
	<b>TOPLAM</b>				<b>0</b>	<b>TOPLAM</b>	

**Calculation of condensers for pure vapours**

Medium	Tube-side		Shell-side	
	Tube-side condensation Refrigerant R134A		Water	
Mass flow	$m_i$	<b>0.5181</b> kg/s	$m_a$	<b>15500</b> kg/h
Pressure in (abs.)	$P_i$	8.88 bar	$P_a$	2 bar
Inlet temperature	$\vartheta_{e_i}$	40 °C	$\vartheta_{e_a}$	25 °C
Outlet temperature	$\vartheta_{a_i}$	35 °C	$\vartheta_{a_a}$	30 °C
Saturation temperature	$\vartheta_{S,i}$	35.03 °C	$\vartheta_{S,a}$	°C
Heat duty	$Q_i$	-90 kW	$Q_a$	<b>90</b> kW
Heat loss			$Q_v$	0 kW
Fouling	$f_i$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W	$f_a$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W

**Geometry of the heat exchanger**

Description of type

Bare tubes

Segmental baffles

Installation position: horizontal

Shell outside diameter	$D_o$	323.9 mm	Shell wall thickness	$s_a$	5.6 mm
Shell inside diameter	$D_i$	<b>312.7</b> mm	Min. bundle-to-shell clearance		3 mm
Bundle-to-shell clearance		3.7 mm	Tube wall thickness	$s_i$	0.75 mm
Tube outside diameter	$d_o$	10 mm	Tube pitch (lengthwise)	$s_2$	<b>11.26</b> mm
Tube inside diameter	$d_i$	<b>8.5</b> mm	Tube lane width	$b$	12 mm
Tube pitch (crosswise)	$s_1$	13 mm	Number of baffles		<b>43</b>
Pitch angle	$\Phi$	60 °	Baffle diameter		<b>309.7</b> mm
Central baffle spacing		65 mm	Baffle cut		20 %
Inlet baffle spacing		<b>135</b> mm	Baffle thickness		<b>4</b> mm
Baffle borehole diameter		<b>10.8</b> mm			
Number of sealing strips pairs		0			

Tube material

Copper

 Thermal conductivity of tube material  $\lambda$  401 W/(m·K)

 Total fouling resistance  $f$  **3.918e-4** m<sup>2</sup>·K/W

Number of tube-side passes

1

Countercurrent flow / Cocurrent flow? Countercurrent flow

**Results**

	required	final
Heat transfer area	$A$ <b>44.38</b> m <sup>2</sup>	$A_a$ <b>44.77</b> m <sup>2</sup>
Tube length between the tubesheets	$l$ <b>2974</b> mm	$l_a$ 3000 mm

Number of tubes R 475

**Tube-side**

 Pressure drop  $\Delta p_i$  **1047** Pa  
 Velocity of superheated vapour **0.4523** m/s

**Shell-side**

 Pressure drop  $\Delta p_a$  **32586** Pa  
 Velocity of coolant **0.8038** m/s  
 Velocity of coolant in the window zone 0.7458 m/s  
 Reynolds number  $Re$  9990

**Inlet nozzle**

 Nominal width DN 50  
 Outside diameter 60.3 mm  
 Inside diameter 54.5 mm  
 Velocity **5.268** m/s

**Inlet nozzle**

 Nominal width DN 80  
 Outside diameter 88.9 mm  
 Inside diameter 82.5 mm  
 Velocity **0.8083** m/s  
 $\rho \cdot v^2$  **651.1** kg/(m·s<sup>2</sup>)





**Tube sheet data**

 Description of type  
 Baffle-type

Segmental baffles

Shell outside diameter	$D_o$	323.9	mm
Shell inside diameter	$D_i$	312.7	mm
Minimum bundle-to-shell clearance	$D_m$	3	mm
Bundle-to-shell clearance	$D$	3.7	mm
Bundle diameter	$D_B$	305.3	mm
Bundle diameter at cross flow zone	$D_{B,c}$	305.3	mm
Tube outside diameter	$d_a$	10	mm
Tube inside diameter	$d_i$	8.5	mm
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13	mm
Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26	mm
Pitch angle	$\Phi$	60	°
Baffle diameter	$D_l$	309.7	mm
Height of the window in the baffles	$H$	62.54	mm
Height of the window in % of diameter		20	%
Tube pattern		staggered	
Arrangement		around central tube	
No tubes in window?		No	
Number of tube-side passes		1	
Number of shell-side passes		1	
Tube lane width (horizontal)		12	mm
Tube lane width (vertical)		12	mm
Outside diameter of the head	$D_a$		mm
Bolt-circle diameter	$D_t$		mm
Number of bolts on the bolt-circle			
Rotation angle for bolt-hole pattern			°
Number of tubes	$n$	475	
Number of dummy tubes	$n_B$	0	
Number of tie rods	$n_Z$	0	
Total number of tubes, dummy tubes and tie rods	$n_G$	475	
Number of tubes in the upper and lower windows	$n_F$	131	
Number of tubes in the cross flow zone	$n_S$	344	
Number of tube rows in a window	$n_{R,F}$	5.5	
Number of tube rows in the cross flow zone	$n_W$	16	
Number of tube rows in the end zone	$n_{W,E}$	21.5	
Sum of the shortest connecting paths in the center	$Le$	82.7	mm
Shortest connecting path between tube and tube	$e$	3	mm
Shortest connecting path between tube and shell	$e_1$	8.35	mm
Number of connections	$n_V$	22	
Mean distance boundary tubes-envelope circle centre	$r_h$	138.7	mm
Number of boundary tubes required/actual	RR	/	118

Number of tubes, dummy tubes and tie rods per pass

Pass-No.	1	2	3	4	5	6	7	8
	475	0	0	0	0	0	0	0

Final bundle length	$l_a$	3000 mm
Total area	A	44.77 m <sup>2</sup>
Number of baffles per shell-side path	N	43
Central baffle spacing	$S_1$	65 mm
Distance between the tubesheet and the 1st baffle	$S_2$	135 mm
Baffle borehole diameter		10.8 mm
Number of pairs of sealing strips	$n_D$	0
Number of exchangers in series		1

Nozzles	Tube-side	Shell-side
Inside nozzle diameter (inlet)	54.5 mm	82.5 mm
Inside nozzle diameter (outlet)	28.5 mm	82.5 mm



**Determination of the properties of refrigerants**
**Name of substance** R134A

**Boiling state**

1

0

0 = No (Enter pressure and temperature)

1 = Yes (Enter either boiling temperature or boiling pressure)

Temperature	$\vartheta_1$	<b>35.03</b> °C	$\vartheta_2$	°C
Pressure	$p_1$	888000 Pa	$p_2$	Pa

**Properties** *single-phase (gas or liquid)*  
*or two-phase (saturated liquid)*  
 Saturation two phases

Density	$\rho_1$	<b>1150</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1470</b> J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.07922</b> W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.1919</b> mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>1.669e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>3.561</b>	$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>4.686e-8</b> m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>489957</b> J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.003502</b> 1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.03139</b>	$Z_2$	
Surface tension	$\sigma_1$	<b>6.684</b> mN/m	$\sigma_2$	mN/m

**Properties** *two-phase (saturated steam)*

Density	$\rho_1$	<b>43.16</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1039</b> J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.01464</b> W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.01321</b> mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>3.061e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>0.9377</b>	$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>3.264e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>658482</b> J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	<b>835.2</b> J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$	<b>1.244</b>	$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.006364</b> 1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.8192</b>	$Z_2$	
Heat of evaporation	$\Delta hv_1$	<b>168524</b> J/kg	$\Delta hv_2$	J/kg

**Constants**

Molecular weight	M	102 g/mol
Gas constant	R	81.49 J/(kg·K)
Standard density	$\rho_N$	4.681 kg/m <sup>3</sup>

**Critical data**

Critical temperature	$T_c$	101.1 °C
Critical pressure	$p_c$	4059000 Pa
Critical density	$\rho_c$	508.1 kg/m <sup>3</sup>

**Determination of the properties of refrigerants**
**Name of substance** R134A

**Boiling state** 0 0

 0 = No (Enter pressure and temperature)  
 1 = Yes (Enter either boiling temperature or boiling pressure)

 Temperature  $\vartheta_1$  37.51 °C  $\vartheta_2$  °C  
 Pressure  $p_1$  888000 Pa  $p_2$  Pa

**Properties** *single-phase (gas or liquid)*  
*or two-phase (saturated liquid)*  
 gas

Density	$\rho_1$	<b>42.5</b>	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1035</b>	J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.01481</b>	W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.0133</b>	mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>3.129e-7</b>	m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>0.9288</b>		$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>3.369e-7</b>	m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>661059</b>	J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	<b>837.7</b>	J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$	<b>1.235</b>		$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.006156</b>	1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.8254</b>		$Z_2$	
Surface tension	$\sigma_1$		mN/m	$\sigma_2$	mN/m

**Properties** *two-phase (saturated steam)*

Density	$\rho_1$		kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$		J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$		W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$		mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$		m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$			$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$		m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$		J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$		J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$			$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$		1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$			$Z_2$	
Heat of evaporation	$\Delta hv_1$		J/kg	$\Delta hv_2$	J/kg

**Constants**

 Molecular weight M 102 g/mol  
 Gas constant R 81.49 J/(kg·K)  
 Standard density  $\rho_N$  4.681 kg/m<sup>3</sup>
**Critical data**

 Critical temperature  $T_c$  101.1 °C  
 Critical pressure  $p_c$  4059000 Pa  
 Critical density  $\rho_c$  508.1 kg/m<sup>3</sup>

**Determination of the properties of refrigerants**
**Name of substance** R134A

**Boiling state**

0

0

0 = No (Enter pressure and temperature)

1 = Yes (Enter either boiling temperature or boiling pressure)

Temperature	$\vartheta_1$	35.01 °C	$\vartheta_2$	°C
Pressure	$p_1$	888000 Pa	$p_2$	Pa

**Properties** *single-phase (gas or liquid)*  
*or two-phase (saturated liquid)*  
 liquid

Density	$\rho_1$	<b>1150</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1470</b> J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.07923</b> W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.192</b> mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>1.669e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>3.561</b>	$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>4.687e-8</b> m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>489937</b> J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.003501</b> 1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.03139</b>	$Z_2$	
Surface tension	$\sigma_1$	<b>6.686</b> mN/m	$\sigma_2$	mN/m

**Properties** *two-phase (saturated steam)*

Density	$\rho_1$	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$		$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$		$Z_2$	
Heat of evaporation	$\Delta hv_1$	J/kg	$\Delta hv_2$	J/kg

**Constants**

Molecular weight	M	102 g/mol
Gas constant	R	81.49 J/(kg·K)
Standard density	$\rho_N$	4.681 kg/m <sup>3</sup>

**Critical data**

Critical temperature	$T_c$	101.1 °C
Critical pressure	$p_c$	4059000 Pa
Critical density	$\rho_c$	508.1 kg/m <sup>3</sup>

**Properties of water**
**Properties of Water and Steam**

Calculation for saturation?	State 1		State 2	
	No		No	
Temperature	$\vartheta_1$	27.5 °C	$\vartheta_2$	°C
Pressure	$p_1$	2 bar	$p_2$	bar

**Properties of liquid water or superheated steam**

	State 1		State 2	
	Liquid			
Density	$\rho$	<b>996.4</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
Spec. isob. heat capacity	$c_p$	<b>4181</b> J/(kg·K)	$c_p$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	<b>0.6114</b> W/(m·K)	$\lambda$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	<b>0.8416</b> cP	$\eta$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	<b>8.446e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	Pr	<b>5.755</b>	Pr	
Thermal diffusivity	$a$	<b>1.468e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$a$	m <sup>2</sup> /s
Specific volume	$v$	<b>0.001004</b> m <sup>3</sup> /kg	$v$	m <sup>3</sup> /kg
Spec. isoc. heat capacity	$c_v$	<b>4128</b> J/(kg·K)	$c_v$	J/(kg·K)
Specific enthalpy	$h$	<b>115473</b> J/kg	$h$	J/kg
Spec. internal energy	$u$	<b>115273</b> J/kg	$u$	J/kg
Specific entropy	$s$	<b>402.1</b> J/(kg·K)	$s$	J/(kg·K)
Compressibility factor	Z	<b>0.001447</b>	Z	
Surface tension	$\sigma$	<b>71.58</b> mN/m	$\sigma$	mN/m
Coefficient of thermal expansion	$\beta$	<b>2.805e-4</b> 1/K	$\beta$	1/K
Isentropic exponent	$\kappa$	<b>11284</b>	$\kappa$	
Speed of sound	$w$	<b>1505</b> m/s	$w$	m/s
Dielectric constant	$\epsilon$	<b>77.52</b>	$\epsilon$	

**Characteristics**

Molecular weight	M	18.02 g/mol	Validity	$0.01^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 800^\circ\text{C}$
Gas constant	R	461.5 J/(kg·K)		$0.00612 \text{ bar} \leq p \leq 1000 \text{ bar}$
Critical temperature	$T_c$	373.9 °C		$0.01^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 2000^\circ\text{C}$
Critical pressure	$p_c$	2.206e+7 Pa		$0.00612 \text{ bar} \leq p \leq 500 \text{ bar}$
Critical density	$\rho_c$	322 kg/m <sup>3</sup>		

**Thermal and hydraulic design of shell and tube heat exchangers**

Medium	Refrigerant	Tube-side		Water	Shell-side	
	R134A					
Mass flow		$m_i$	1865 kg/h		$m_a$	15500 kg/h
Volume flow		$V_i$	43.21 m <sup>3</sup> /h		$V_a$	15.55 m <sup>3</sup> /h
Inlet pressure (abs.)		$P_i$	8.88 bar		$P_a$	2 bar
Inlet temperature		$\vartheta_{e_i}$	35.13 °C		$\vartheta_{e_a}$	25 °C
Outlet temperature		$\vartheta_{a_i}$	34.93 °C		$\vartheta_{a_a}$	30.01 °C
Mean temperature		$\vartheta_{m_i}$	35.03 °C		$\vartheta_{m_a}$	27.5 °C
Heat duty		$Q_i$	-77498 kcal/h		$Q_a$	90.13 kW
Heat loss					$Q_{V_a}$	0 kW
Vapour mass fraction inlet		$x_e$	1 -		$x_e$	-
Vapour mass fraction outlet		$x_a$	0 -		$x_a$	-
Fouling resistance		$f_i$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W		$f_a$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W
<b>Geometry</b>						
From tubesheet library						
Installation position: Horizontal						
Bare tubes			Bare tubes			
Straight tubes with fixed tubesheets			Segmental baffles			
Shell outside diameter	$D_a$	323.9 mm	Shell wall thickness	$s$	5.6 mm	
Shell inside diameter	$D_i$	312.7 mm				
Bundle-to-shell clearance		3.7 mm	Min. bundle-to-shell clearance		3 mm	
Tube outside diameter	$d_a$	10 mm	Tube wall thickness	$s_i$	0.75 mm	
Tube inside diameter	$d_i$	8.5 mm				
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm	Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm	
Pitch angle	$\Phi$	60 °	Pass lane width	$b$	12 mm	
Central baffle spacing		65 mm	Number of baffles/pass		43	
Inlet baffle spacing		135 mm	Baffle diameter		309.7 mm	
Baffle borehole diameter		10.8 mm	Baffle cut		20 %	
Number of sealing strips pairs		0	Baffle thickness		4 mm	
Tube material			Copper			
Thermal conductivity of tube material			$\lambda$	401 W/(m·K)		
Number of tube-side passes		1				
Number of shell-side passes		1				
Number of serial heat exchangers		1				

Countercurrent flow / Cocurrent flow?      Countercurrent flow

**Evaluation**

	Required	Final
Heat transfer area	$A$ 44.31 m <sup>2</sup>	$A_a$ 44.77 m <sup>2</sup>
Tube length	$l$ 2969 mm	$l_a$ 3000 mm

**Results**

Number of tubes	$N$	475
Heat transfer coefficient (inside)	$\alpha_i$	399.7 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Heat transfer coefficient (outside)	$\alpha_a$	4301 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Overall heat transfer coefficient	$k$	280.1 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Logarithmic mean temperature diff. LMTD	$\Delta\vartheta$	7.261 K
FN Factor (Correction factor for LMTD)	FN	1
Total fouling resistance	$f$	3.918e-4 m <sup>2</sup> ·K/W



**Tube-side**

Velocity (tube-side) **0.4453** m/s

Pressure drop  $\Delta p_i$  **170.5** Pa

Mean tube wall temperature  $\vartheta_{w_i}$  **28.82** °C

**Shell-side**

Velocity (shell-side) **0.8033** m/s

Velocity (window zone) **0.7458** m/s

Reynolds number Re **9990**

Pressure drop  $\Delta p_a$  **0.3259** bar

Mean tube wall temperature  $\vartheta_{w_a}$  **27.99** °C

**Inlet nozzle**

Nominal width

Outside diameter mm

Inside diameter **54.5** mm

Velocity **5.146** m/s

**Inlet nozzle**

Nominal width

Outside diameter mm

Inside diameter **82.5** mm

Velocity **0.8078** m/s

$\rho \cdot v^2$  **650.7** kg/(m·s<sup>2</sup>)

**Outlet nozzle**

Nominal width

Outside diameter mm

Inside diameter **28.5** mm

Velocity **0.706** m/s

**Outlet nozzle**

Nominal width

Outside diameter mm

Inside diameter **82.5** mm

Velocity **0.8078** m/s

**Physical properties**

**Tube-side**

Density  $\rho_i$  **1150** kg/m<sup>3</sup>

Specific heat capacity  $cp_i$  **1470** J/(kg·K)

Thermal conductivity  $\lambda_i$  **0.07922** W/(m·K)

Dynamic viscosity  $\eta_i$  **0.1919** mPa·s

**Shell-side**

Density  $\rho_a$  **997.1** kg/m<sup>3</sup>

Specific heat capacity  $cp_a$  **4182** J/(kg·K)

Thermal conductivity  $\lambda_a$  **0.6114** W/(m·K)

Dynamic viscosity  $\eta_a$  **0.8415** mPa·s

Density  $\rho_i$  **43.16** kg/m<sup>3</sup>

Specific heat capacity  $cp_i$  **1039** J/(kg·K)

Thermal conductivity  $\lambda_i$  **0.01464** W/(m·K)

Dynamic viscosity  $\eta_i$  **0.01321** mPa·s

Heat of evaporation  $\Delta h_v$  **168524** J/kg

Density  $\rho_a$  kg/m<sup>3</sup>

Specific heat capacity  $cp_a$  J/(kg·K)

Thermal conductivity  $\lambda_a$  W/(m·K)

Dynamic viscosity  $\eta_a$  mPa·s

Heat of evaporation  $\Delta h_v$  J/kg

**Equations**

Heat balance

$$Q_i = m_i \cdot cp_i \cdot (\vartheta_{a_i} - \vartheta_{e_i}) + m_i \cdot (x_e - x_a) \cdot \Delta h_{v_i} =$$

$$0.5181 \text{ kg/s} \cdot 1470 \text{ J/(kg·K)} \cdot (34.93^\circ\text{C} - 35.13^\circ\text{C}) + 0.5181 \text{ kg/s} \cdot (1 - 0) \cdot \Delta h_{v_i} = -90131 \text{ W}$$

$$Q_a = m_a \cdot cp_a \cdot (\vartheta_{a_a} - \vartheta_{e_a}) = 4.306 \text{ kg/s} \cdot 4182 \text{ J/(kg·K)} \cdot (30.01^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 90131 \text{ W}$$

$$Q_i = -(Q_a - Q_{v_a}) = -(90131 \text{ W} - 0 \text{ W}) = -90131 \text{ W}$$

Overall heat transfer coefficient

$$\frac{1}{k} = \left[ \frac{1}{\alpha_i} + f_i \right] \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left( \frac{d_a}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_a} + f_a \Leftrightarrow$$

$$\frac{1}{280.1 \text{ W/(m}^2\text{·K)}} = \left[ \frac{1}{399.7 \text{ W/(m}^2\text{·K)}} + 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{·K/W} \right] \cdot \frac{0.01 \text{ m}}{0.0085 \text{ m}} + \frac{0.01 \text{ m} \cdot \ln \left( \frac{0.01 \text{ m}}{0.0085 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 401 \text{ W/(m·K)}} + \frac{1}{4301 \text{ W/(m}^2\text{·K)}} + 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{·K/W}$$

$$k = 280.1 \text{ W/(m}^2\text{·K)}$$

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta \vartheta \cdot FN = 280.1 \text{ W/(m}^2\text{·K)} \cdot 44.31 \text{ m}^2 \cdot 7.261 \text{ K} \cdot 1 = -90131 \text{ W}$$

**Determination of the properties of refrigerants**
**Name of substance** R134A

**Boiling state**

1

0

0 = No (Enter pressure and temperature)

1 = Yes (Enter either boiling temperature or boiling pressure)

Temperature	$\vartheta_1$	<b>35.03</b> °C	$\vartheta_2$	28.81 °C
Pressure	$p_1$	888000 Pa	$p_2$	888000 Pa

**Properties** *single-phase (gas or liquid)*  
*or two-phase (saturated liquid)*

Saturation two phases

Density	$\rho_1$	<b>1150</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	<b>1176</b> kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1470</b> J/(kg·K)	$cp_2$	<b>1444</b> J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.07922</b> W/(m·K)	$\lambda_2$	<b>0.08199</b> W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.1919</b> mPa·s	$\eta_2$	<b>0.2045</b> mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>1.669e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	<b>1.74e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>3.561</b>	$Pr_2$	<b>3.601</b>
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>4.686e-8</b> m <sup>2</sup> /s	$a_2$	<b>4.831e-8</b> m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>489957</b> J/kg	$h_2$	<b>480907</b> J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.003502</b> 1/K	$\beta_2$	<b>0.00326</b> 1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.03139</b>	$Z_2$	<b>0.03138</b>
Surface tension	$\sigma_1$	<b>6.684</b> mN/m	$\sigma_2$	<b>7.459</b> mN/m

**Properties** *two-phase (saturated steam)*

Density	$\rho_1$	<b>43.16</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho_2$	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$	<b>1039</b> J/(kg·K)	$cp_2$	J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$	<b>0.01464</b> W/(m·K)	$\lambda_2$	W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$	<b>0.01321</b> mPa·s	$\eta_2$	mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$	<b>3.061e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu_2$	m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$	<b>0.9377</b>	$Pr_2$	
Thermal diffusivity	$a_1$	<b>3.264e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$a_2$	m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$	<b>658482</b> J/kg	$h_2$	J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$	<b>835.2</b> J/(kg·K)	$cv_2$	J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$	<b>1.244</b>	$k_2$	
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$	<b>0.006364</b> 1/K	$\beta_2$	1/K
Compressibility factor	$Z_1$	<b>0.8192</b>	$Z_2$	
Heat of evaporation	$\Delta hv_1$	<b>168524</b> J/kg	$\Delta hv_2$	J/kg

**Constants**

Molecular weight	M	102 g/mol
Gas constant	R	81.49 J/(kg·K)
Standard density	$\rho_N$	4.681 kg/m <sup>3</sup>

**Critical data**

Critical temperature	$T_c$	101.1 °C
Critical pressure	$p_c$	4059000 Pa
Critical density	$\rho_c$	508.1 kg/m <sup>3</sup>

**Properties of water**
**Properties of Water and Steam**

	State 1		State 2	
Calculation for saturation?	No		No	
Temperature	$\vartheta_1$	27.5 °C	$\vartheta_2$	27.98 °C
Pressure	$p_1$	2 bar	$p_2$	2 bar

**Properties of liquid water or superheated steam**

	State 1		State 2	
	Liquid		Liquid	
Density	$\rho$	<b>996.4</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho$	<b>996.3</b> kg/m <sup>3</sup>
Spec. isob. heat capacity	$c_p$	<b>4181</b> J/(kg·K)	$c_p$	<b>4180</b> J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	<b>0.6114</b> W/(m·K)	$\lambda$	<b>0.6121</b> W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	<b>0.8415</b> cP	$\eta$	<b>0.8327</b> mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	<b>8.445e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu$	<b>8.358e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	Pr	<b>5.754</b>	Pr	<b>5.687</b>
Thermal diffusivity	$a$	<b>1.468e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$a$	<b>1.47e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Specific volume	$v$	<b>0.001004</b> m <sup>3</sup> /kg	$v$	<b>0.001004</b> m <sup>3</sup> /kg
Spec. isoc. heat capacity	$c_v$	<b>4128</b> J/(kg·K)	$c_v$	<b>4126</b> J/(kg·K)
Specific enthalpy	$h$	<b>115491</b> J/kg	$h$	<b>117484</b> J/kg
Spec. internal energy	$u$	<b>115290</b> J/kg	$u$	<b>117283</b> J/kg
Specific entropy	$s$	<b>402.2</b> J/(kg·K)	$s$	<b>408.8</b> J/(kg·K)
Compressibility factor	Z	<b>0.001447</b>	Z	<b>0.001444</b>
Surface tension	$\sigma$	<b>71.58</b> mN/m	$\sigma$	<b>71.51</b> mN/m
Coefficient of thermal expansion	$\beta$	<b>2.805e-4</b> 1/K	$\beta$	<b>2.849e-4</b> 1/K
Isentropic exponent	$\kappa$	<b>11284</b>	$\kappa$	<b>11301</b>
Speed of sound	w	<b>1505</b> m/s	w	<b>1506</b> m/s
Dielectric constant	$\epsilon$	<b>77.52</b>	$\epsilon$	<b>77.35</b>

**Characteristics**

Molecular weight	M	18.02 g/mol	Validity	0.01°C ≤ $\vartheta$ ≤ 800°C
Gas constant	R	461.5 J/(kg·K)		0.00612 bar ≤ p ≤ 1000 bar
Critical temperature	$T_c$	373.9 °C		0.01°C ≤ $\vartheta$ ≤ 2000°C
Critical pressure	$p_c$	2.206e+7 Pa		0.00612 bar ≤ p ≤ 500 bar
Critical density	$\rho_c$	322 kg/m <sup>3</sup>		

**Heat transfer on the shell side in baffled shell and tube heat exchangers**
**Geometrical data**

Tube arrangement	staggered	
Shell inside diameter	$D_i$	312.7 mm
Bundle diameter at cross flow zone	$D_{B,c}$	305.3 mm
Tube outside diameter	$d_a$	10 mm
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm
Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm
Baffle diameter	$D_l$	309.7 mm
Height of the window in a baffle	$H$	62.54 mm
Diameter of the bore holes in the baffles	$d_B$	10.8 mm
Baffle spacing	$S$	65 mm
Number of tubes including blanks and support tubes	$n$	475
Number of tubes in the upper and lower windows	$n_F$	131
Number of main resistances in a cross-flow zone	$n_W$	16
Number of connections	$n_V$	22
Distance between boundary tubes and shell	$e_1$	8.35 mm
Shortest connecting path between tube and tube	$e$	3 mm
Sum of the shortest connecting paths in the center	$L_E$	82.7 mm
Number of sealing strip pairs	$n_S$	0
Number of shell-side passes	$ND$	1
<b>Fluid</b>		
Mass flow	$m$	15500 kg/h
Volume flow	$V$	15.55 m <sup>3</sup> /h
Fluid liquid /gaseous?		liquid
Inlet temperature	$\vartheta_e$	25 °C
Outlet temperature	$\vartheta_a$	30.01 °C
Mean temperature	$\vartheta_m$	27.5 °C
Density	$\rho$	997.1 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$c_p$	4182 J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	0.6114 W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	0.8415 mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	8.439e-7 m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr$	5.755
Prandtl number at tube wall temperature	$Pr_w$	5.687
Reynolds number	$Re_{\psi,1}$	9990
Heat transfer coefficient	$\alpha$	4443 W/(m <sup>2</sup> ·K)

**Results**

$$\alpha = \frac{Nu_{0,AW} \cdot \lambda}{\frac{\pi}{2} \cdot d_a} \cdot K = \frac{113.8 \cdot 0.6114 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0.01 \text{ m}} \cdot 1.003 = 4443 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$Nu_{0,AW} = f_W \cdot Nu_{0,Bundle} = 0.446 \cdot 255.2 = 113.8$$

$$f_W = f_G \cdot f_L \cdot f_B = 1.071 \cdot 0.4473 \cdot 0.9307 = 0.446$$

**Calculation of  $Nu_{0,Bundle}$** 

$$a = \frac{s_1}{d_a} = \frac{0.013 \text{ m}}{0.01 \text{ m}} = 1.3$$

$$b = \frac{s_2}{d_a} = \frac{0.01126 \text{ m}}{0.01 \text{ m}} = 1.126$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} = 1 - \frac{0.013 \text{ m}}{4 \cdot 1.3} = 0.3958$$

$$w = \frac{V}{D_i \cdot S} = \frac{0.004318 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3127 \text{ m} \cdot 0.065 \text{ m}} = 0.2125 \text{ m/s}$$

$$Re_{\psi,1} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot d_a \cdot w}{\psi \cdot \nu} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot 0.01 \text{ m} \cdot 0.2125 \text{ m/s}}{0.3958 \cdot 8.439 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 9990$$

$$Nu_{1,lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,1}} \cdot \sqrt[3]{Pr} = 0.664 \cdot \sqrt{9990} \cdot \sqrt[3]{5.755} = 118.9$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,1}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0.1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{0.037 \cdot (9990)^{0.8} \cdot 5.755}{1 + 2.443 \cdot (9990)^{-0.1} \cdot ((5.755)^{2/3} - 1)} = 107$$

$$Nu_{1,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} = 0.3 + \sqrt{(118.9)^2 + (107)^2} = 160.3$$

$$Nu_{0,Bundle} = f_A \cdot Nu_{1,0} = 1.592 \cdot 160.3 = 255.2$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} = 1.592$$

**Calculation of  $f_G$** 

$$R_G = \frac{\left(\frac{n_F}{n}\right)}{\left(\frac{ND}{1}\right)} = \frac{131}{475} = 0.2758$$

$$f_G = 1 - R_G + 0.524 \cdot R_G^{0.32} = 1 - 0.2758 + 0.524 \cdot (0.2758)^{0.32} = 1.071$$

**Calculation of  $f_L$** 

$$A_{SRU} = \left[ \frac{n}{ND} - \frac{n_F}{2} \right] \cdot \frac{\pi (d_{B,c}^2 - d_a^2)}{4} = 0.005352 \text{ m}^2$$

$$\gamma = 2 \arccos \left( 1 - 2 \cdot \frac{H}{D_1} \right) = 2 \arccos \left( 1 - 2 \cdot \frac{0.06254 \text{ m}}{0.3097 \text{ m}} \right) = 106.8^\circ$$

$$A_{SMU} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_1^2) \cdot \frac{(360 - \gamma)}{(360 \cdot ND)} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0.3127 \text{ m})^2 - (0.3097 \text{ m})^2) \cdot \frac{(360 - 106.8^\circ)}{(360 \cdot 1)} = 0.001031 \text{ m}^2$$

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} = 0.005352 \text{ m}^2 + 0.001031 \text{ m}^2 = 0.006383 \text{ m}^2$$

$$A_E = S \cdot L_E = 0.065 \text{ m} \cdot 0.0827 \text{ m} = 0.005376 \text{ m}^2$$

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} = \frac{0.006383 \text{ m}^2}{0.005376 \text{ m}^2} = 1.187$$

$$f_L = 0.4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left[ 1 - 0.4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} \right] \exp(-1.5 \cdot R_L) = 0.4 \frac{0.005352 \text{ m}^2}{0.006383 \text{ m}^2} + \left[ 1 - 0.4 \frac{0.005352 \text{ m}^2}{0.006383 \text{ m}^2} \right] \exp(-1.5 \cdot 1.187) = 0.4473$$

**Calculation of  $f_B$** 

 for  $n_S \leq n_W / 2$ 

$$A_B = S \cdot (D_i - D_{B,c} - e) = 2.86e-4 \text{ m}^2 \quad \text{for } e < (D_i - D_{B,c})$$

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} = \frac{2.86e-4 \text{ m}^2}{0.005376 \text{ m}^2} = 0.0532$$

$$f_B = \exp \left[ -\beta \cdot R_B \left[ 1 - 3 \sqrt{2 \cdot \frac{n_S}{n_W}} \right] \right] = \exp \left[ -1.35 \cdot 0.0532 \left[ 1 - 3 \sqrt{2 \cdot \frac{0}{16}} \right] \right] = 0.9307$$

**Correction factor K (Effect of temperature dependent property variations)**

Heating of liquids

$$K = \left( \frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0.25} = \left( \frac{5.755}{5.687} \right)^{0.25} = 1.003$$

**Condensation in a horizontal tube**
**Condensation in a horizontal tube**

Tube outside diameter	$d_a$	10 mm
Tube inside diameter	$d_i$	8.5 mm
Wall thickness	s	0.75 mm
Thermal conductivity of tube material	$\lambda_W$	401 W/(m·K)
Number of tubes	n	475

Saturation temperature	$\vartheta_S$	35.03 °C
------------------------	---------------	----------

**Physical properties**

Physical properties of liquid at saturation temperature

Specific heat capacity	$c_{pF}$	1470 J/(kg·K)
Density	$\rho_F$	1150 kg/m <sup>3</sup>
Thermal conductivity	$\lambda_F$	0.07922 W/(m·K)
Dyn. viscosity	$\eta_F$	0.1919 mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_F$	1.669e-7 m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_F$	3.561
Heat of evaporation	$\Delta h_v$	168524 J/kg
Spec. desuperheating enthalpy	$\Delta h_E$	5145 J/kg

Physical properties of vapour at saturation temperature

Density	$\rho_D$	43.16 kg/m <sup>3</sup>
Dyn. viscosity	$\eta_D$	0.01321 mPa·s

**Physical properties of liquid at wall temperature**

Dyn. viscosity	$\eta_W$	0.2045 mPa·s
----------------	----------	--------------

Total mass flow (vapour + condensate)

$M_{total}$	1865 kg/h
-------------	-----------

	Vapour	Inlet	Outlet	
Vapour mass fraction	x	1	0.9	-
Local mass flow of vapour	$M_D$	1865	1679	kg/h
Local mass flow of condensate	$M_F$	0	186.5	kg/h
Velocity of vapour	$u_D$	0.4454	0.4147	m/s

**Cooling medium (shell-side)**

Mass flow	m	15500 kg/h
Specific heat capacity	cp	4182 J/(kg·K)
Inlet temperature	$\vartheta_e$	29.51 °C
Outlet temperature	$\vartheta_a$	30.01 °C

Heat transfer coefficient (shell-side)

Fouling (shell-side)	$\alpha_a$	4301 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Fouling (tube-side)	$f_a$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W
	$f_i$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W

**Results (with shear stress)**

	Vapour	Inlet	Outlet	
Local Nu number	$Nu_{F,x}^+$	0.4326	0.1702	
Heat transfer coefficient	$\alpha_{F,x}^+$	2420	952.3	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Overall heat transfer coefficient	$k_x$	899	537.2	W/(m <sup>2</sup> ·K)

Mean overall heat transfer coeff.

k	718.1 W/(m <sup>2</sup> ·K)
---	-----------------------------

Heat flux

Q	8.998 kW
---	----------

Heat transfer area

A	2.379 m <sup>2</sup>
---	----------------------

Tube length

l	159.4 mm
---	----------

Pressure drop

$\Delta p$	6.815 Pa
------------	----------

**Intermediate results**
**Vertical tube without shear stress**
**Stationary vapour**

	Vapour	Inlet	Outlet	
Local trickle density	$\Gamma_{x,e}$	<b>4.085e-4</b>	<b>0.004085</b>	kg/(m·s)
Characteristic length	L	<b>0.01416</b>	<b>0.01416</b>	mm
Local Reynolds number of film	$Re_{F,x}$	<b>2.128</b>	<b>21.28</b>	
Correction for rippling	$f_{well}$	<b>1.031</b>	<b>1.13</b>	
Correction factor	$f_{\eta}$	<b>0.9842</b>	<b>0.9842</b>	
Local laminar Nu number	$Nu_{F,x,l}$	<b>0.532</b>	<b>0.2469</b>	
Local turbulent Nu number	$Nu_{F,x,t}$	<b>0.007818</b>	<b>0.03026</b>	
Local Nu number (without shear)	$Nu_{F,x}$	<b>0.5397</b>	<b>0.2762</b>	
Local heat transfer coefficient	$\alpha_{F,x}$	<b>3020</b>	<b>1546</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)

**Horizontal tube with shear stress**
**Flowing vapour**

	Vapour	Inlet	Outlet	
Hydraulic diameter	$d_h$	<b>8.457</b>	<b>8.356</b>	mm
Relative gas Reynolds number	$Re_{D-F}$	<b>12306</b>	<b>11321</b>	
Flow parameter	F	<b>0.00121</b>	<b>0.004124</b>	
Volumetric vapour fraction	$\epsilon$	<b>0.9898</b>	<b>0.9662</b>	
Film thickness	$\delta_F^+$	<b>0.0216</b>	<b>0.0718</b>	mm
Friction factor hydraulic smooth	$\xi_g^o$	<b>0.02798</b>	<b>0.02845</b>	
Friction factor	$\xi_r$	<b>0.05675</b>	<b>0.1282</b>	
Shear stress	$\tau_D$	<b>0.06078</b>	<b>0.1189</b>	N/m <sup>2</sup>
Dimensionless shear stress	$\tau_D^*$	<b>0.2494</b>	<b>0.1468</b>	
Correction factor, laminar	$K_{Ph,l}$	<b>1.253</b>	<b>1.151</b>	
Correction factor, turbulent	$K_{Ph,t}$	<b>1.026</b>	<b>1.016</b>	
Local laminar Nu number	$Nu_{F,x,l}^+$	<b>0.3451</b>	<b>0.1472</b>	
Local turbulent Nu number	$Nu_{F,x,t}^+$	<b>0.004921</b>	<b>0.01597</b>	
Local Nu number (with shear)	$Nu_{F,x}^+$	<b>0.4326</b>	<b>0.1702</b>	
Local heat transfer coefficient	$\alpha_{F,x}^+$	<b>2420</b>	<b>952.3</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)



**Equations**
**Stationary vapour**

$$L = \sqrt[3]{\frac{V_F^2}{g}} = \sqrt[3]{\frac{(1.669e-7 \text{ m}^2/\text{s})^2}{g}} = 1.416e-5 \text{ m}$$

$$\Gamma_x = \frac{M_{F,x}}{n \cdot \pi \cdot d_i} = \frac{0 \text{ kg/s}}{475 \cdot \pi \cdot 0.0085 \text{ m}} = 4.085e-4 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

$$Re_{F,x} = \frac{\Gamma_x}{\eta_F} = \frac{4.085e-4 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})}{0.1919 \text{ mPa} \cdot \text{s}} = 2.128$$

$$f_\eta = \left[ \frac{\eta_F}{\eta_w} \right]^{0.25} = \left[ \frac{0.1919 \text{ mPa} \cdot \text{s}}{0.2045 \text{ mPa} \cdot \text{s}} \right]^{0.25} = 0.9842$$

$$f_{\text{well}} = Re_{F,x}^{0.04} \quad \text{for } Re_{F,x} \geq 1, \quad \text{else } f_{\text{well}} = 1 \quad f_{\text{well}} = \mathbf{1.031}$$

$$Nu_{F,x,l} = 0.693 \cdot \left[ \frac{1 - \frac{\rho_D}{\rho_F}}{Re_{F,x}} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.693 \cdot \left[ \frac{1 - \frac{43.16 \text{ kg}/\text{m}^3}{1150 \text{ kg}/\text{m}^3}}{2.128} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.532$$

$$Nu_{F,x,t} = \frac{0.0283 \cdot Re_{F,x}^{\frac{7}{24}} \cdot Pr_F^{\frac{1}{3}}}{1 + 9.66 \cdot Re_{F,x}^{-\frac{3}{8}} \cdot Pr_F^{-\frac{1}{6}}} = \frac{0.0283 \cdot (2.128)^{\frac{7}{24}} \cdot (3.561)^{\frac{1}{3}}}{1 + 9.66 \cdot (2.128)^{-\frac{3}{8}} \cdot (3.561)^{-\frac{1}{6}}} = 0.007818$$

$$Nu_{F,x} = [(f_{\text{well}} \cdot Nu_{F,x,l})^2 + (Nu_{F,x,t})^2]^{\frac{1}{2}} \cdot f_\eta = [(1.031 \cdot 0.532)^2 + (0.007818)^2]^{\frac{1}{2}} \cdot 0.9842 = 0.5397$$

$$\alpha_{F,x} = \frac{Nu_{F,x} \cdot \lambda_F}{L} = \frac{0.5397 \cdot 0.07922 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})}{1.416e-5 \text{ m}} = 3020 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

**Flowing vapour**

$$d_h = d_i - 2 \cdot \delta_F^+ = 0.0085 \text{ m} - 2 \cdot 2.16e-5 \text{ m} = 0.008457 \text{ m}$$

$$u_D = \frac{4 \cdot M_{D,x}}{\pi \cdot n \cdot \rho_D \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 0.5181 \text{ kg/s}}{\pi \cdot 475 \cdot 43.16 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0.008457 \text{ m})^2} = 0.4454 \text{ m/s}$$

$$Re_{D-F} = \frac{4 \cdot M_{D,x}}{\pi \cdot n \cdot \eta_D \cdot d_h} = \frac{4 \cdot 0.5181 \text{ kg/s}}{\pi \cdot 475 \cdot 0.01321 \text{ mPa} \cdot \text{s} \cdot 0.008457 \text{ m}} = 12306$$

$$F = \frac{\max(2 \cdot Re_{F,x}^{0.5}, 0.132 \cdot Re_{F,x}^{0.9}) \cdot \eta_F \cdot \left[ \frac{\rho_D}{\rho_F} \right]^{0.5}}{Re_{D-F}^{0.9} \cdot \eta_D \cdot \left[ \frac{\rho_D}{\rho_F} \right]^{0.5}} = \frac{2.128}{(12306)^{0.9}} \cdot \frac{0.1919 \text{ mPa} \cdot \text{s}}{0.01321 \text{ mPa} \cdot \text{s}} \cdot \left[ \frac{43.16 \text{ kg}/\text{m}^3}{1150 \text{ kg}/\text{m}^3} \right]^{0.5} = 0.00121$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{8.48 \cdot F}} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{8.48 \cdot 0.00121}} = 0.9898$$

$$\delta_F^+ = \frac{1-\varepsilon}{4} \cdot dj = \frac{1-0.9898}{4} \cdot 0.0085 \text{ m} = 2.16\text{e-}5 \text{ m}$$

$$\xi_g^\circ = 0.184 \cdot Re_{D-F}^{-0.2} = 0.184 \cdot (12306)^{-0.2} = 0.02798$$

$$\xi_r^\circ = \xi_g^\circ \cdot (1+850 \cdot F) = 0.02798 \cdot (1+850 \cdot 0.00121) = 0.05675$$

$$\tau_D = \frac{\xi_r^\circ}{8} \cdot \rho_D \cdot u_D^2 = \frac{0.05675}{8} \cdot 43.16 \text{ kg/m}^3 \cdot (0.4454 \text{ m/s})^2 = 0.06078 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_D^* = \frac{\tau_D}{\rho_F \cdot g \cdot \delta_F^+} = \frac{0.06078 \text{ N/m}^2}{1150 \text{ kg/m}^3 \cdot g \cdot 2.16\text{e-}5 \text{ m}} = 0.2494$$

$$Nu_{F,x,l}^+ = Nu_{F,x,l} \cdot f_{well} \cdot \tau_D^{*\frac{1}{3}} = 0.532 \cdot 1.031 \cdot (0.2494)^{\frac{1}{3}} = 0.3451$$

$$Nu_{F,x,t}^+ = Nu_{F,x,t} \cdot \tau_D^{*\frac{1}{3}} = 0.007818 \cdot (0.2494)^{\frac{1}{3}} = 0.004921$$

$$K_{Ph,l} = 1 + (Pr_F^{0.56} - 1) \cdot \tanh\left(\tau_D^*\right) = 1 + ((3.561)^{0.56} - 1) \cdot \tanh(0.2494) = 1.253$$

$$K_{Ph,t} = 1 + (Pr_F^{0.08} - 1) \cdot \tanh\left(\tau_D^*\right) = 1 + ((3.561)^{0.08} - 1) \cdot \tanh(0.2494) = 1.026$$

$$Nu_{F,x}^+ = \left[ \left( K_{Ph,l} \cdot Nu_{F,x,l}^+ \right)^2 + \left( K_{Ph,t} \cdot Nu_{F,x,t}^+ \right)^2 \right]^{0.5} = [(1.253 \cdot 0.3451)^2 + (1.026 \cdot 0.004921)^2]^{0.5} = 0.4326$$

$$\alpha_{F,x}^+ = \frac{Nu_{F,x}^+ \cdot \lambda_F}{L} = \frac{0.4326 \cdot 0.07922 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}}{1.416\text{e-}5 \text{ m}} = 2420 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

**Form for equations**
**Tables**
**Comment**

Film condensation in horizontal tubes

	x e -	x a -	Alpha e W/(m <sup>2</sup> ·K)	Alpha a W/(m <sup>2</sup> ·K)	k-value W/(m <sup>2</sup> ·K)	Length mm	dp Pa
1	1	0.9	2420	952.3	718.1	159.4	6.815
2	0.9	0.8	952.3	704.5	486.3	214.9	13.53
3	0.8	0.7	704.5	575.6	405	237.5	17.04
4	0.7	0.6	575.6	487.5	351.8	253.2	19.01
5	0.6	0.5	487.5	418.7	310	267.5	20.01
6	0.5	0.4	418.7	360.2	274	283.2	20.29
7	0.4	0.3	360.2	306.1	240.3	303.3	20.02
8	0.3	0.2	306.1	252.4	206.4	333	19.29
9	0.2	0.1	252.4	192.5	168.8	385.3	18.15
10	0.1	0	192.5	101.1	115	536.5	16.33
11							
12							
13						2974	170.5
14							
15							

**Thermal and hydraulic design of shell and tube heat exchangers**

Medium	Refrigerant	Tube-side		Water	Shell-side	
	R134A					
Mass flow		$m_i$	1865 kg/h		$m_a$	15500 kg/h
Volume flow		$V_i$	1.621 m <sup>3</sup> /h		$V_a$	15.55 m <sup>3</sup> /h
Inlet pressure (abs.)		$P_i$	8.88 bar		$P_a$	2 bar
Inlet temperature		$\vartheta_{e_i}$	35.03 °C		$\vartheta_{e_a}$	25 °C
Outlet temperature		$\vartheta_{a_i}$	35 °C		$\vartheta_{a_a}$	25 °C
Mean temperature		$\vartheta_{m_i}$	35.01 °C		$\vartheta_{m_a}$	25 °C
Heat duty		$Q_i$	-18.5 kcal/h		$Q_a$	0.02151 kW
Heat loss					$Q_{v_a}$	0 kW
Fouling resistance		$f_i$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W		$f_a$	1.8e-4 m <sup>2</sup> ·K/W

**Geometry**

From tubesheet library

Installation position: Horizontal

Bare tubes

Straight tubes with fixed tubesheets

Countercurrent flow

Bare tubes

Segmental baffles

Shell outside diameter	$D_a$	323.9 mm	Shell wall thickness	$s$	5.6 mm
Shell inside diameter	$D_i$	312.7 mm	Min. bundle-to-shell clearance		3 mm
Bundle-to-shell clearance		3.7 mm	Tube wall thickness	$s_i$	0.75 mm
Tube outside diameter	$d_a$	10 mm	Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm
Tube inside diameter	$d_i$	8.5 mm	Pass lane width	$b$	12 mm
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm	Number of baffles/pass		43
Pitch angle	$\Phi$	60 °	Baffle diameter		309.7 mm
Central baffle spacing		65 mm	Baffle cut		20 %
Inlet baffle spacing		135 mm	Baffle thickness		4 mm
Baffle borehole diameter		10.8 mm			
Number of sealing strips pairs		0			

Tube material

Thermal conductivity of tube material

Copper

 $\lambda$  401 W/(m·K)

Number of tube-side passes 1

Number of shell-side passes 1

Number of serial heat exchangers 1

Countercurrent flow / Cocurrent flow? Countercurrent flow

**Evaluation**

	Required	Final
Heat transfer area	$A$ 0.06698 m <sup>2</sup>	$A_a$ 44.77 m <sup>2</sup>
Tube length	$l$ 4.489 mm	$l_a$ 3000 mm

**Results**

Number of tubes	$N$	475
Heat transfer coefficient (inside)	$\alpha_i$	38.52 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Heat transfer coefficient (outside)	$\alpha_a$	4194 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Overall heat transfer coefficient	$k$	32.08 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Logarithmic mean temperature diff. LMTD	$\Delta\vartheta$	10.01 K
FN Factor (Correction factor for LMTD)	FN	0.9998
Total fouling resistance	$f$	3.918e-4 m <sup>2</sup> ·K/W

**Tube-side**

Velocity (tube-side) **0.01671** m/s  
 Reynolds number Re **851.1**  
 Pressure drop  $\Delta p_i$  Pa  
 Mean tube wall temperature  $\vartheta_{w_i}$  **25.2** °C

**Shell-side**

Velocity (shell-side) **0.8033** m/s  
 Velocity (window zone) **0.7458** m/s  
 Reynolds number Re **9445**  
 Pressure drop  $\Delta p_a$  bar  
 Mean tube wall temperature  $\vartheta_{w_a}$  **25.08** °C

**Inlet nozzle**

Nominal width  
 Outside diameter mm  
 Inside diameter mm  
 Velocity m/s

**Inlet nozzle**

Nominal width  
 Outside diameter mm  
 Inside diameter mm  
 Velocity m/s  
 $\rho \cdot v^2$  kg/(m·s<sup>2</sup>)

**Outlet nozzle**

Nominal width  
 Outside diameter mm  
 Inside diameter mm  
 Velocity m/s

**Outlet nozzle**

Nominal width  
 Outside diameter mm  
 Inside diameter mm  
 Velocity m/s

**Physical properties**

**Tube-side**  
 Density  $\rho_i$  **1150** kg/m<sup>3</sup>  
 Specific heat capacity  $cp_i$  **1470** J/(kg·K)  
 Thermal conductivity  $\lambda_i$  **0.07923** W/(m·K)  
 Dynamic viscosity  $\eta_i$  **0.192** mPa·s

**Shell-side**  
 Density  $\rho_a$  **997.1** kg/m<sup>3</sup>  
 Specific heat capacity  $cp_a$  **4182** J/(kg·K)  
 Thermal conductivity  $\lambda_a$  **0.6076** W/(m·K)  
 Dynamic viscosity  $\eta_a$  **0.89** mPa·s

**Equations**

Heat balance

$$Q_i = m_i \cdot cp_i \cdot (\vartheta_{a_i} - \vartheta_{e_i}) = 0.5181 \text{ kg/s} \cdot 1470 \text{ J/(kg·K)} \cdot (35^\circ\text{C} - 35.03^\circ\text{C}) = -21.51 \text{ W}$$

$$Q_a = m_a \cdot cp_a \cdot (\vartheta_{a_a} - \vartheta_{e_a}) = 4.306 \text{ kg/s} \cdot 4182 \text{ J/(kg·K)} \cdot (25^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 21.51 \text{ W}$$

$$Q_i = -(Q_a - Q_{v_a}) = -(21.51 \text{ W} - 0 \text{ W}) = -21.51 \text{ W}$$

Overall heat transfer coefficient

$$\frac{1}{k} = \left[ \frac{1}{\alpha_i} + f_i \right] \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{2 \cdot \lambda} + \frac{1}{\alpha_a} + f_a \Leftrightarrow$$

$$\frac{1}{32.08 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}} = \left[ \frac{1}{38.52 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}} + 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W} \right] \cdot \frac{0.01 \text{ m}}{0.0085 \text{ m}} + \frac{0.01 \text{ m} \cdot \ln\left(\frac{0.01 \text{ m}}{0.0085 \text{ m}}\right)}{2 \cdot 401 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}} + \frac{1}{4194 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}} + 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$

$$k = 32.08 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta \cdot FN = 32.08 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \cdot 0.06698 \text{ m}^2 \cdot 10.01 \text{ K} \cdot 0.9998 = -21.51 \text{ W}$$

**Determination of the properties of refrigerants**
**Name of substance** R134A

**Boiling state** 0 0

 0 = No (Enter pressure and temperature)  
 1 = Yes (Enter either boiling temperature or boiling pressure)

 Temperature  $\vartheta_1$  35.01 °C  $\vartheta_2$  25.18 °C  
 Pressure  $p_1$  888000 Pa  $p_2$  888000 Pa

**Properties** *single-phase (gas or liquid)  
or two-phase (saturated liquid)*

	liquid		liquid
Density	$\rho_1$ 1150 kg/m <sup>3</sup>		$\rho_2$ 1190 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$ 1470 J/(kg·K)		$cp_2$ 1430 J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$ 0.07923 W/(m·K)		$\lambda_2$ 0.08358 W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$ 0.192 mPa·s		$\eta_2$ 0.2124 mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$ 1.669e-7 m <sup>2</sup> /s		$\nu_2$ 1.785e-7 m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$ 3.561		$Pr_2$ 3.635
Thermal diffusivity	$a_1$ 4.687e-8 m <sup>2</sup> /s		$a_2$ 4.911e-8 m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$ 489937 J/kg		$h_2$ 475688 J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$ J/(kg·K)		$cv_2$ J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$ 0.003501 1/K		$\beta_2$ 0.003141 1/K
Compressibility factor	$Z_1$ 0.03139		$Z_2$ 0.03139
Surface tension	$\sigma_1$ 6.686 mN/m		$\sigma_2$ 7.919 mN/m

**Properties** *two-phase (saturated steam)*

Density	$\rho_1$ kg/m <sup>3</sup>		$\rho_2$ kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$cp_1$ J/(kg·K)		$cp_2$ J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda_1$ W/(m·K)		$\lambda_2$ W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta_1$ mPa·s		$\eta_2$ mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu_1$ m <sup>2</sup> /s		$\nu_2$ m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr_1$		$Pr_2$
Thermal diffusivity	$a_1$ m <sup>2</sup> /s		$a_2$ m <sup>2</sup> /s
Specific enthalpy	$h_1$ J/kg		$h_2$ J/kg
Specific heat capacity	$cv_1$ J/(kg·K)		$cv_2$ J/(kg·K)
Ratio of specific heats cp/cv	$k_1$		$k_2$
Coefficient of thermal expansion	$\beta_1$ 1/K		$\beta_2$ 1/K
Compressibility factor	$Z_1$		$Z_2$
Heat of evaporation	$\Delta hv_1$ J/kg		$\Delta hv_2$ J/kg

**Constants**

 Molecular weight M 102 g/mol  
 Gas constant R 81.49 J/(kg·K)  
 Standard density  $\rho_N$  4.681 kg/m<sup>3</sup>
**Critical data**

 Critical temperature  $T_c$  101.1 °C  
 Critical pressure  $p_c$  4059000 Pa  
 Critical density  $\rho_c$  508.1 kg/m<sup>3</sup>

**Properties of water**
**Properties of Water and Steam**

	State 1		State 2	
Calculation for saturation?	No		No	
Temperature	$\vartheta_1$	25 °C	$\vartheta_2$	25.07 °C
Pressure	$p_1$	2 bar	$p_2$	2 bar

**Properties of liquid water or superheated steam**

	State 1		State 2	
	Liquid		Liquid	
Density	$\rho$	<b>997.1</b> kg/m <sup>3</sup>	$\rho$	<b>997.1</b> kg/m <sup>3</sup>
Spec. isob. heat capacity	$c_p$	<b>4182</b> J/(kg·K)	$c_p$	<b>4182</b> J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	<b>0.6076</b> W/(m·K)	$\lambda$	<b>0.6077</b> W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	<b>0.89</b> cP	$\eta$	<b>0.8886</b> mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	<b>8.926e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$\nu$	<b>8.913e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	Pr	<b>6.125</b>	Pr	<b>6.115</b>
Thermal diffusivity	$a$	<b>1.457e-7</b> m <sup>2</sup> /s	$a$	<b>1.457e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Specific volume	$v$	<b>0.001003</b> m <sup>3</sup> /kg	$v$	<b>0.001003</b> m <sup>3</sup> /kg
Spec. isoc. heat capacity	$c_v$	<b>4138</b> J/(kg·K)	$c_v$	<b>4138</b> J/(kg·K)
Specific enthalpy	$h$	<b>105023</b> J/kg	$h$	<b>105302</b> J/kg
Spec. internal energy	$u$	<b>104823</b> J/kg	$u$	<b>105102</b> J/kg
Specific entropy	$s$	<b>367.2</b> J/(kg·K)	$s$	<b>368.2</b> J/(kg·K)
Compressibility factor	Z	<b>0.001458</b>	Z	<b>0.001457</b>
Surface tension	$\sigma$	<b>71.97</b> mN/m	$\sigma$	<b>71.96</b> mN/m
Coefficient of thermal expansion	$\beta$	<b>2.57e-4</b> 1/K	$\beta$	<b>2.577e-4</b> 1/K
Isentropic exponent	$\kappa$	<b>11192</b>	$\kappa$	<b>11195</b>
Speed of sound	$w$	<b>1498</b> m/s	$w$	<b>1499</b> m/s
Dielectric constant	$\epsilon$	<b>78.41</b>	$\epsilon$	<b>78.39</b>

**Characteristics**

Molecular weight	M	18.02 g/mol	Validity	0.01°C ≤ $\vartheta$ ≤ 800°C
Gas constant	R	461.5 J/(kg·K)		0.00612 bar ≤ $p$ ≤ 1000 bar
Critical temperature	$T_c$	373.9 °C		0.01°C ≤ $\vartheta$ ≤ 2000°C
Critical pressure	$p_c$	2.206e+7 Pa		0.00612 bar ≤ $p$ ≤ 500 bar
Critical density	$\rho_c$	322 kg/m <sup>3</sup>		

**Heat transfer in pipe flow**
**Constant wall temperature**

Inlet temperature	$\vartheta_e$	35.03 °C
Outlet temperature	$\vartheta_a$	35 °C
Mean temperature	$\vartheta_m$	<b>35.01</b> °C

**Physical properties**

Fluid liquid /gaseous?

liquid

Density	$\rho$	1150 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$c_p$	1470 J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	0.07923 W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	0.192 mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	<b>1.669e-7</b> m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	Pr	<b>3.561</b>
Prandtl number at wall temperature	Pr <sub>w</sub>	3.635
Wall temperature	$\vartheta_w$	25.2 °C

Tube circular / non-circular?

Circular tubes

Tube length	$l$	3000 mm
Tube inside diameter	$d_i$	<b>8.5</b> mm
Cross sectional area of the tube	$f$	<b>5.674e-5</b> m <sup>2</sup>
Perimeter of the tube	$u$	<b>26.7</b> mm
Hydraulic diameter	$d_h$	8.5 mm

Total mass flow	$m_{tot}$	kg/h
Total volume flow	$V_{tot}$	m <sup>3</sup> /h
Number of tubes with parallel flow	$Z$	
Mass flow per tube	$m$	<b>3.926</b> kg/h
Flow velocity	$w$	<b>0.01671</b> m/s

**Heat transfer**

Reynolds number	Re	<b>851.1</b>
Nusselt number	Nu	<b>4.133</b>
Heat transfer coefficient	$\alpha$	<b>38.52</b> W/(m <sup>2</sup> ·K)

Heat duty	$Q = m_{tot} \cdot c_p \cdot (\vartheta_a - \vartheta_e)$	$Q$	kW
-----------	-----------------------------------------------------------	-----	----



**Results** Constant wall temperature

**Laminar flow (Re < 2300)**

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} = \frac{4.133 \cdot 0.07923 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}}{0.0085 \text{ m}} = 38.52 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$Nu = Nu_{m,g} \cdot K = 4.142 \cdot 0.9977 = 4.133$$

$$Re = \frac{w \cdot d_h \cdot \rho}{\eta} = \frac{0.01671 \text{ m/s} \cdot 0.0085 \text{ m} \cdot 1150 \text{ kg/m}^3}{0.192 \text{ mPa}\cdot\text{s}} = 851.1$$

Laminar non-disturbed flow

$$Nu_{m,g,2} = 1.615 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{1/3} = 1.615 \cdot \left( 851.1 \cdot 3.561 \cdot \frac{0.0085 \text{ m}}{3 \text{ m}} \right)^{1/3} = 3.307$$

$$Nu_{m,g} = \left[ 3.66^3 + 0.7^3 + (Nu_{m,g,2} - 0.7)^3 \right]^{1/3} = \left[ 3.66^3 + 0.7^3 + (3.307 - 0.7)^3 \right]^{1/3} = 4.063$$

Laminar entrance flow

$$Nu_{m,g,3} = \left[ \frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right]^{1/6} \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{1/2} = \left[ \frac{2}{1 + 22 \cdot 3.561} \right]^{1/6} \cdot \left( 851.1 \cdot 3.561 \cdot \frac{0.0085 \text{ m}}{3 \text{ m}} \right)^{1/2} = 1.587$$

$$Nu_{m,g} = \left[ 3.66^3 + 0.7^3 + (Nu_{m,g,2} - 0.7)^3 + Nu_{m,g,3}^3 \right]^{1/3} = \left[ 3.66^3 + 0.7^3 + (3.307 - 0.7)^3 + (1.587)^3 \right]^{1/3} = 4.142$$

**Correction factor K (Effect of temperature dependent property variations)**

Liquids

$$K = \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} = \left( \frac{3.561}{3.635} \right)^{0.11} = 0.9977$$

**Heat transfer on the shell side in baffled shell and tube heat exchangers**
**Geometrical data**

Tube arrangement	staggered	
Shell inside diameter	$D_i$	312.7 mm
Bundle diameter at cross flow zone	$D_{B,c}$	305.3 mm
Tube outside diameter	$d_a$	10 mm
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm
Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm
Baffle diameter	$D_l$	309.7 mm
Height of the window in a baffle	$H$	62.54 mm
Diameter of the bore holes in the baffles	$d_B$	10.8 mm
Baffle spacing	$S$	65 mm
Number of tubes including blanks and support tubes	$n$	475
Number of tubes in the upper and lower windows	$n_F$	131
Number of main resistances in a cross-flow zone	$n_W$	16
Number of connections	$n_V$	22
Distance between boundary tubes and shell	$e_1$	8.35 mm
Shortest connecting path between tube and tube	$e$	3 mm
Sum of the shortest connecting paths in the center	$L_E$	82.7 mm
Number of sealing strip pairs	$n_S$	0
Number of shell-side passes	$ND$	1
<b>Fluid</b>		
Mass flow	$m$	15500 kg/h
Volume flow	$V$	15.55 m <sup>3</sup> /h
Fluid liquid /gaseous?		liquid
Inlet temperature	$\vartheta_e$	25 °C
Outlet temperature	$\vartheta_a$	25 °C
Mean temperature	$\vartheta_m$	25 °C
Density	$\rho$	997.1 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$c_p$	4182 J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	0.6076 W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	0.89 mPa·s
Kinematic viscosity	$\nu$	8.926e-7 m <sup>2</sup> /s
Prandtl number	$Pr$	6.125
Prandtl number at tube wall temperature	$Pr_w$	6.119
Reynolds number	$Re_{\psi,1}$	9445
Heat transfer coefficient	$\alpha$	4333 W/(m <sup>2</sup> ·K)

**Results**

$$\alpha = \frac{Nu_{0,AW} \cdot \lambda}{\frac{\pi}{2} \cdot d_a} \cdot K = \frac{112 \cdot 0.6076 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0.01 \text{ m}} \cdot 1 = 4333 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$Nu_{0,AW} = f_W \cdot Nu_{0,Bundle} = 0.446 \cdot 251.1 = 112$$

$$f_W = f_G \cdot f_L \cdot f_B = 1.071 \cdot 0.4473 \cdot 0.9307 = 0.446$$

**Calculation of  $Nu_{0,Bundle}$** 

$$a = \frac{s_1}{d_a} = \frac{0.013 \text{ m}}{0.01 \text{ m}} = 1.3$$

$$b = \frac{s_2}{d_a} = \frac{0.01126 \text{ m}}{0.01 \text{ m}} = 1.126$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} = 1 - \frac{0.013 \text{ m}}{4 \cdot 1.3} = 0.3958$$

$$w = \frac{V}{D_i \cdot S} = \frac{0.004318 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3127 \text{ m} \cdot 0.065 \text{ m}} = 0.2125 \text{ m/s}$$

$$Re_{\psi,1} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot d_a \cdot w}{\psi \cdot \nu} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot 0.01 \text{ m} \cdot 0.2125 \text{ m/s}}{0.3958 \cdot 8.926 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 9445$$

$$Nu_{1,lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,1}} \cdot \sqrt[3]{Pr} = 0.664 \cdot \sqrt{9445} \cdot \sqrt[3]{6.125} = 118.1$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,1}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0.1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{0.037 \cdot (9445)^{0.8} \cdot 6.125}{1 + 2.443 \cdot (9445)^{-0.1} \cdot ((6.125)^{2/3} - 1)} = 104.1$$

$$Nu_{1,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} = 0.3 + \sqrt{(118.1)^2 + (104.1)^2} = 157.7$$

$$Nu_{0,Bundle} = f_A \cdot Nu_{1,0} = 1.592 \cdot 157.7 = 251.1$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} = 1.592$$

**Calculation of  $f_G$** 

$$R_G = \frac{\left(\frac{n_F}{n}\right)}{\left(\frac{ND}{1}\right)} = \frac{131}{475} = 0.2758$$

$$f_G = 1 - R_G + 0.524 \cdot R_G^{0.32} = 1 - 0.2758 + 0.524 \cdot (0.2758)^{0.32} = 1.071$$

**Calculation of  $f_L$** 

$$A_{SRU} = \left[ \frac{n}{ND} - \frac{n_F}{2} \right] \cdot \frac{\pi (d_{B,c}^2 - d_a^2)}{4} = 0.005352 \text{ m}^2$$

$$\gamma = 2 \arccos \left( 1 - 2 \cdot \frac{H}{D_1} \right) = 2 \arccos \left( 1 - 2 \cdot \frac{0.06254 \text{ m}}{0.3097 \text{ m}} \right) = 106.8^\circ$$

$$A_{SMU} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_1^2) \cdot \frac{(360 - \gamma)}{(360 \cdot ND)} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0.3127 \text{ m})^2 - (0.3097 \text{ m})^2) \cdot \frac{(360 - 106.8^\circ)}{(360 \cdot 1)} = 0.001031 \text{ m}^2$$

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} = 0.005352 \text{ m}^2 + 0.001031 \text{ m}^2 = 0.006383 \text{ m}^2$$

$$A_E = S \cdot L_E = 0.065 \text{ m} \cdot 0.0827 \text{ m} = 0.005376 \text{ m}^2$$

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} = \frac{0.006383 \text{ m}^2}{0.005376 \text{ m}^2} = 1.187$$

$$f_L = 0.4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left[ 1 - 0.4 \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} \right] \exp(-1.5 \cdot R_L) = 0.4 \frac{0.005352 \text{ m}^2}{0.006383 \text{ m}^2} + \left[ 1 - 0.4 \frac{0.005352 \text{ m}^2}{0.006383 \text{ m}^2} \right] \exp(-1.5 \cdot 1.187) = 0.4473$$

**Calculation of  $f_B$** 

 for  $n_S \leq n_W / 2$ 

$$A_B = S \cdot (D_i - D_{B,c} - e) = 2.86e-4 \text{ m}^2 \quad \text{for } e < (D_i - D_{B,c})$$

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} = \frac{2.86e-4 \text{ m}^2}{0.005376 \text{ m}^2} = 0.0532$$

$$f_B = \exp \left[ -\beta \cdot R_B \left[ 1 - 3 \sqrt{2 \cdot \frac{n_S}{n_W}} \right] \right] = \exp \left[ -1.35 \cdot 0.0532 \left[ 1 - 3 \sqrt{2 \cdot \frac{0}{16}} \right] \right] = 0.9307$$

**Correction factor K (Effect of temperature dependent property variations)**

Heating of liquids

$$K = \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} = \left( \frac{6.125}{6.119} \right)^{0.25} = 1$$

**Corrected logarithmic mean temperature difference (CLMTD) and temperature distribution according to cell method**
**Corrected logarithmic mean temperature difference (CLMTD) and distribution with cell method for shell and tube heat exchangers**

Tube-side inlet temperature	$t_{i1}$	35.03 °C
Shell-side inlet temperature	$t_{a1}$	25 °C
Tube-side mass flow	$m_i$	1865 kg/h
Shell-side mass flow	$m_a$	15500 kg/h
Specific heat capacity tube-side	$c_{pi}$	1470 J/(kg·K)
Specific heat capacity shell-side	$c_{pa}$	4182 J/(kg·K)
Heat capacity flow tube-side	$W_{wi} = m_i \cdot c_{pi}$	<b>761.4</b> W/K
Heat capacity flow shell-side	$W_{wa} = m_a \cdot c_{pa}$	<b>18004</b> W/K
Number of baffles	$N_z$	21
Number of shell-side passes	$N_s$	1
Number of tube-side passes	$N_t$	1
Sheet plus shell type		0
Number of tube rows per cell		5
Actual overall heat transfer coefficient	$k$	32.08 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Actual heat transfer area	$A$	0.06698 m <sup>2</sup>
0 = unmixed; 0.5 = mixed		0
Tube flow: countercurrent = 1; cocurrent = 2		1
Flow pattern: countercurrent = 1; cocurrent = 2		1
Tube-side outlet temperature	$t_{i2}$	<b>35</b> °C
Shell-side outlet temperature	$t_{a2}$	<b>25</b> °C
LMTD countercurrent flow	$\Delta T_{Geg}$	<b>10.01</b> K
FN factor	FN	<b>0.9998</b>
CLMTD corrected log. mean temperature difference	$\Delta T_m$	<b>10.01</b> K
Number of cells		<b>22</b>
Product k·A		<b>2.149</b> W/K
Product k·A per cell		<b>0.09767</b> W/K
Tube-side efficiency		<b>0.002818</b>
Shell-side efficiency		<b>1.193e-4</b>
Tube-side cell efficiency		<b>1.268e-4</b>
Shell-side cell efficiency		<b>5.364e-6</b>
Maximum tube-side temperature	$t_{i,max}$	35.03 °C
Maximum shell-side temperature	$t_{a,max}$	25 °C
Minimum tube-side temperature	$t_{i,min}$	35 °C
Minimum shell-side temperature	$t_{a,min}$	25 °C
Max. temperature inversion in one cell	$t_{inv}$	0 °C

**Tube bundle vibration analysis**
**General formulation**

Tube outside diameter	$d_a$	10 mm	
Tube wall thickness	$s$	<b>0.75</b> mm	
Tube inside diameter	$d_i$	8.5 mm	
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm	
Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm	
Transverse pitch ratio	$s_1/d_a$	<b>1.3</b>	
Longitudinal pitch ratio	$s_2/d_a$	<b>1.126</b>	
Cross-sectional area of the tubes	$A$	<b>21.78</b> mm <sup>2</sup>	
Second moment of area of the tubes	$J$	<b>234.2</b> mm <sup>4</sup>	
Modulus of elasticity	$E$	200000 N/mm <sup>2</sup>	
Effective density	$\rho$	7850 kg/m <sup>3</sup>	
Support for the tubes		jointed - fixed	
Factor for the support	$C$	3.93	
Factor for additional forces	$C_f$	1	
Arrangement of the tubes		Staggered bare tubes	
Strouhal number of the bundle	$Sr$	<b>0.2292</b>	
Final span	$L$	135 mm	200 mm
Velocity in the narrowest cross section	$w_e$	0.8083 m/s	0.8038 m/s
Natural frequency of the tubes	$f_R$	<b>2232</b> 1/s	<b>1017</b> 1/s
Safety factor	$S$	1.5	
Allowable excitation frequency	$f_z = f_R/S$	<b>1488</b> 1/s	<b>678.1</b> 1/s
Excitation frequency of the flow	$f_{err}$	<b>18.53</b> 1/s	<b>18.42</b> 1/s

Vibration probable, if  $f_{err} > f_z$

**Equations**

$$d_i = d_a - 2 \cdot s = 10 \text{ mm} - 2 \cdot 0.75 \text{ mm} = 8.5 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot [d_a^2 - d_i^2] = \frac{\pi}{4} \cdot [(10 \text{ mm})^2 - (8.5 \text{ mm})^2] = 21.78 \text{ mm}^2$$

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot [d_a^4 - d_i^4] = \frac{\pi}{64} \cdot [(10 \text{ mm})^4 - (8.5 \text{ mm})^4] = 234.2 \text{ mm}^4$$

$$f_R = \frac{10^6}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \frac{C}{L} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{\rho \cdot A}} \cdot C_f = \frac{10^6}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \frac{3.93}{135 \text{ mm}} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{200000 \text{ N/mm}^2 \cdot 234.2 \text{ mm}^4}{7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 21.78 \text{ mm}^2}} \cdot 1 = 2232 \text{ 1/s}$$

$$f_z = \frac{f_R}{S} = \frac{2232 \text{ 1/s}}{1.5} = 1488 \text{ 1/s}$$

$$f_{err} = \frac{Sr \cdot w_e}{\frac{d_a}{1000}} = \frac{0.2292 \cdot 0.8083 \text{ m/s}}{\frac{10 \text{ mm}}{1000}} = 18.53 \text{ 1/s}$$

## Pressure drop in the outer shell of heat exchangers

### Shell-side pressure drop in shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles

Shell inside diameter	$D_i$	312.7 mm
Bundle diameter at cross flow zone	$D_{B,c}$	305.3 mm
Diameter of the tube bundle	$D_B$	305.3 mm
Tube outside diameter	$d_a$	10 mm
Tube pitch (transverse)	$s_1$	13 mm
Tube pitch (longitudinal)	$s_2$	11.26 mm
Pitch angle		60 °
Baffle diameter	$D_l$	309.7 mm
Number of baffles	$n_U$	43
Height of the window in a baffle	$H$	62.54 mm
Diameter of the bore holes in the baffles	$d_B$	10.8 mm
Central baffle spacing	$S$	65 mm
Distance between the tubesheet and the 1st baffle	$S_E$	135 mm
Number of tubes including dummy tubes and tie rods	$n$	475
Number of tubes in the upper and lower windows	$n_F$	131
Number of tube rows in a window	$n_{RF}$	5.5
Number of main resistances in the crossflow zone	$n_W$	16
Number of main resistances in the end zone	$n_{WE}$	21.5
Number of connection lines	$n_V$	22
Distance between boundary tubes and shell	$e_1$	8.35 mm
Number of sealing strip pairs	$n_S$	0
Number of shell-side passes	$ND$	1
Inside nozzle diameter (inlet)	$d_{Ni}$	82.5 mm
Inside nozzle diameter (outlet)	$d_{No}$	82.5 mm
<b>Fluid</b>		
Mass flow	$m$	<b>15500</b> kg/h
Volume flow	$V$	15.55 m <sup>3</sup> /h
Fluid liquid / gaseous?		liquid
Inlet pressure	$P_E$	200000 Pa
Inlet temperature	$\vartheta_E$	25 °C
Outlet temperature	$\vartheta_A$	30.01 °C
Mean temperature	$\vartheta$	<b>27.5</b> °C
Density	$\rho$	997.1 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	$c_p$	4182 J/(kg·K)
Thermal conductivity	$\lambda$	0.6114 W/(m·K)
Dynamic viscosity	$\eta$	0.8415 mPa·s
Prandtl number	$Pr$	<b>5.755</b>
Mean wall temperature	$\vartheta_W$	27.99 °C
Dynamic viscosity at mean wall temperature	$\eta_W$	0.8327 mPa·s
Total pressure drop	$\Delta p_{total}$	<b>32586</b> Pa

**Shell-side pressure drop in shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles**
**Cross-flow zone**

$$(n_U - 1) \cdot ND \cdot \Delta p_Q = (43 - 1) \cdot 1 \cdot 424.6 \text{ Pa} = 17834 \text{ Pa}$$

**End zone**

$$2 \cdot \Delta p_{Q,E} = 2 \cdot 905.5 \text{ Pa} = 1811 \text{ Pa}$$

**Window zone**

$$n_U \cdot ND \cdot \Delta p_F = 43 \cdot 1 \cdot 273.6 \text{ Pa} = 11766 \text{ Pa}$$

**Shell nozzles**

$$\Delta p_{N,i} + \Delta p_{N,o} = 671.4 \text{ Pa} + 503.7 \text{ Pa} = 1175 \text{ Pa}$$

**Total pressure drop**

$$\Delta p_{\text{total}} = 32586 \text{ Pa}$$

**Results**

 a **1.3** b **1.126** c **1.3** e **3** mm

**Cross-flow zone**
 $L_E$  **82.7** mm  $A_E$  **0.005376** m<sup>2</sup>  $w_e$  **0.8033** m/s

 $f_{a,l,f}$  **205.1**  $f_{a,t,f}$  **0.6908**  $f_{a,l,v}$  **205.1**
 $f_{a,t,v}$  **5.342**  $f_{z,l}$  **0.9994**  $f_{z,t}$  **0.9985**
 $\xi_l$  **0.02155**  $\xi_t$  **0.5408**  $\xi$  **0.5615**
 $A_{SRU}$  **0.005352** m<sup>2</sup>  $A_{SMU}$  **0.001034** m<sup>2</sup>  $A_{SG}$  **0.006385** m<sup>2</sup>
 $R_M$  **0.1619**  $R_L$  **1.188**  $r$  **0.6257**
 $\gamma$  **106.3** °  $Re$  **9519**  $\beta$  **3.7**
 $R_S$  **0**  $R_B$  **0.0532**  $A_B$  **2.86e-4** m<sup>2</sup>
 $f_L$  **0.1789**  $f_B$  **0.8213**  $\Delta p_{Q,0}$  **2890** Pa

 $\Delta p_Q$  **424.6** Pa

**End zone**
 $Re_E$  **4583**  $A_{E,E}$  **0.01116** m<sup>2</sup>  $w_{e,E}$  **0.3868** m/s

 $f_{B,E}$  **0.8213**  $\Delta p_{QE,0}$  **1102** Pa  $\Delta p_{QE}$  **905.5** Pa

**Window zone**
 $A_{FG}$  **0.01093** m<sup>2</sup>  $A_{FR}$  **0.005144** m<sup>2</sup>  $A_F$  **0.00579** m<sup>2</sup>
 $w_p$  **0.7458** m/s  $w_z$  **0.774** m/s  $n_{WF}$  **4.444**
 $d_h$  **9.865** mm  $U_F$  **2348** mm

 $\Delta p_{F,l}$  **635.7** Pa  $\Delta p_{F,t}$  **1394** Pa  $\Delta p_F$  **273.6** Pa

**Shell nozzles**
 $w_{N,i}$  **0.8078** m/s  $w_{N,o}$  **0.8078** m/s

 $\xi_{N,i}$  **2.064**  $\xi_{N,o}$  **1.548**
 $\Delta p_{N,i}$  **671.4** Pa  $\Delta p_{N,o}$  **503.7** Pa  $\Delta p_N$  **1175** Pa

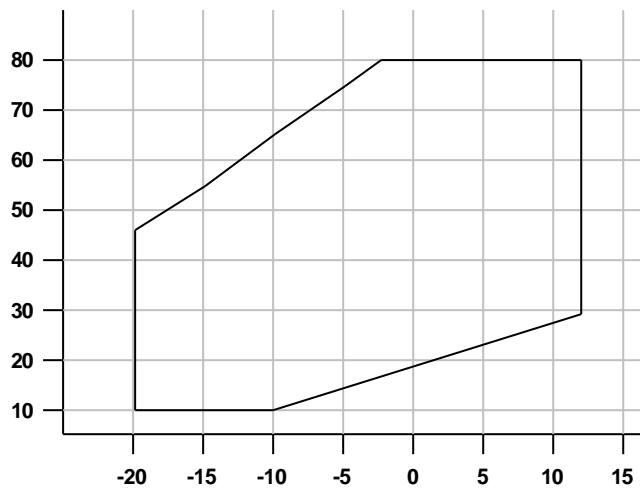




50Hz

6MUD-40X

R134a



Minimum evaporating temp. with:  
——— 20°C Suction Gas Return

Suction Superheat 10,0K

**Evaporating Temperature °C**

Liquid subcooling 0,0K

Cond °C	Capacity kW							
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	44,40	56,60	71,40					
20	38,00	49,10	62,40	78,40	97,30			
30	32,70	42,60	54,50	68,80	85,70	105,50	114,50	129,00
40	28,00	36,90	47,40	59,90	74,90	92,60	100,50	113,50
50	23,80	31,60	40,70	51,50	64,50	80,10	87,10	98,60
60		26,30	34,00	43,20	54,30	67,70	73,70	83,80
70			27,20	34,70	43,90	55,10	60,30	68,80
75				30,40	38,60	48,70	53,40	61,20
80				25,80	33,10	42,10	46,30	53,40
	Power Input kW							
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	10,35	11,00	11,50					
20	12,00	13,05	14,00	14,75	15,20			
30	13,45	14,95	16,30	17,55	18,60	19,35	19,60	19,85
40	14,65	16,55	18,40	20,10	21,70	23,10	23,60	24,20
50	15,55	17,85	20,20	22,40	24,50	26,50	27,20	28,20
60		18,85	21,60	24,30	27,00	29,50	30,50	31,90
70			22,60	25,80	29,00	32,20	33,40	35,20
75				26,40	29,90	33,30	34,70	36,70
80				26,90	30,70	34,40	35,90	38,00
	Current 400V, A							
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	26,21	26,74	27,11					
20	27,69	28,78	29,80	30,63	31,15			
30	29,17	30,83	32,50	34,05	35,39	36,39	36,68	36,96
40	30,52	32,76	35,07	37,36	39,50	41,40	42,06	42,93
50	31,60	34,42	37,39	40,41	43,37	46,15	47,19	48,66
60		35,69	39,32	43,08	46,85	50,53	51,95	54,01
70			40,73	45,22	49,81	54,39	56,19	58,84
75				46,06	51,06	56,09	58,08	61,03
80				46,71	52,13	57,61	59,79	63,04
	Mass Flow g/s							
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	245,00	307,00	381,00					
20	228,00	289,00	360,00	444,00	541,00			
30	215,00	274,00	343,00	424,00	519,00	627,00	675,00	752,00
40	204,00	262,00	329,00	407,00	498,00	603,00	650,00	725,00
50	195,00	252,00	316,00	391,00	477,00	579,00	624,00	697,00
60		240,00	302,00	373,00	456,00	553,00	597,00	668,00
70			284,00	351,00	429,00	522,00	565,00	633,00
75				337,00	413,00	504,00	546,00	614,00
80				320,00	394,00	483,00	524,00	591,00

**50Hz**

**6MUD-40X**

**R134a**

**DWM Copeland - Compressor - Stream - Digital**

**COMPRESSOR MECHANICAL AND PHYSICAL DATA**

Number of cylinders	6
Displacement @ 50 Hz, cu.m/h	153.2
Bore/Stroke, mm	80.6/57.5
Length/Width, mm	757/547
Height, mm	450
Net Weight, kg	231
Suction, inch	2 5/8
Discharge, inch	1 5/8
Oil Quantity, l	3.3
Base mounting (hole dia), mm	381 x 305 (18.0)
Sound Pressure @ 1m (MT), dBA	74
Sound Power (MT), dBA	85
Sound Power with Sound Shell (MT), dBA	69
High Side PS, bar(g)	28
Low Side PS, bar(g)	22.5

**COMPRESSOR ELECTRICAL DATA (380/420V - 3~ - 50Hz)**

Maximum Operating Current, A	75.8
Locked Rotor Current, A	304
Default Enclosure Class	IP 54 (IEC 34)

**ACCESSORIES INCLUDED**

Mounting Parts	Spring
CoreSense Diagnostics (-D)	Oil pressure, motor and discharge line temperature protection; advan
CoreSense Protection (-P)	Motor protection
Oil Pressure Switch (-P)	OPS2 Sensor

**ACCESSORIES OPTIONAL**

Additional Cooling	70 W Vertical Air Flow Fan
Crankcase Heater	100 W Internal
Oil Pressure Switch	OPS2 Electronic Switch
Adapter Kit	For Parallel Operation
Check Valve (NRV)	For unloaded start operation
Sound Attenuation	Sound Shell
Digital Driver	EC3-D23
Mounting Parts	Rubber
Digital Modulation	33-66%

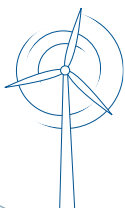
**MOTOR OPTIONS**

Power Supply	Nominal Voltage	Motor Code	Start Connection	DOL Connection	Amps Factor
380-420 V/3~/50H	400	AWM	YY/Y	Y	1,00
220-240 V/3~/50H	230	EWL	Y/DELTA	DELTA	1,73
380-420 V/3~/50H	400	EWL		Y	1,00
380-420 V/3~/50H	400	EWM	Y/DELTA	DELTA	1,00
220-240 V/3~/50H	230	AWR	YY/Y	Y	1,73
500-550 V/3~/50H	525	AWY	YY/Y	Y	0,76
220-240 V/3~/60H	230	EWK	Y/DELTA	DELTA	2,10
380-420 V/3~/60H	380	EWK		Y	1,20
440-480 V/3~/60H	460	EWD	Y/DELTA	DELTA	1,00
208-230 V/3~/60H	230	AWC	YY/Y	Y	2,19
380 V/3~/60Hz	380	AWX	YY/Y	Y	1,20
440-480 V/3~/60H	460	AWD	YY/Y	Y	1,00



## GAMMA GENERATION

**PROVEN PLATFORM – FOR DIVERSE  
LOCATIONS AROUND THE WORLD**



*N90/2500  
N100/2500  
N117/2400*



# CONTENTS

- 03 NORDEX – A PROFILE  
*Reliable power plants for a clean environment*
- 04 GAMMA GENERATION  
*Experience puts us one step ahead*
- 06 VERSATILITY  
*Dependable wind yield at every site*
- 08 GRID CODE COMPLIANCE  
*Active support for every grid*
- 09 QUALITY  
*Top-quality engineering - simply routine for us*

## TURBINE PORTFOLIO AT A GLANCE

- 10 SOLUTION FOR STRONG WIND  
*Dependable yields in rough climates*
- 12 SOLUTION FOR MODERATE WIND  
*Profitable at varied locations*
- 14 SOLUTION FOR LIGHT WIND  
*Highly efficient and powerful*



## NORDEX – A PROFILE

### *Reliable power plants for a clean environment*

Economic prosperity, progress and environmental protection – for Nordex these go hand in hand. Since 1985, we have been developing increasingly effective wind turbines that help meet the growing global demand for energy, while reducing the impact on the environment.

As an internationally expanding company, Nordex has a footprint in all the growth markets. We deliver tailor-made, all-round solutions to our customers – from planning a wind farm, through turnkey installation, to maintenance and service. The 'Nordex Academy' provides high quality training to all our staff and guarantees superior expertise as a supplier of sophisticated products and services.

Our core competence is wind turbines in the multi-megawatt segment. With the Gamma Generation, we offer different types of machines for each wind class, using a proven technical platform. Nordex customers can be sure they'll have cost-effective solutions for every site.



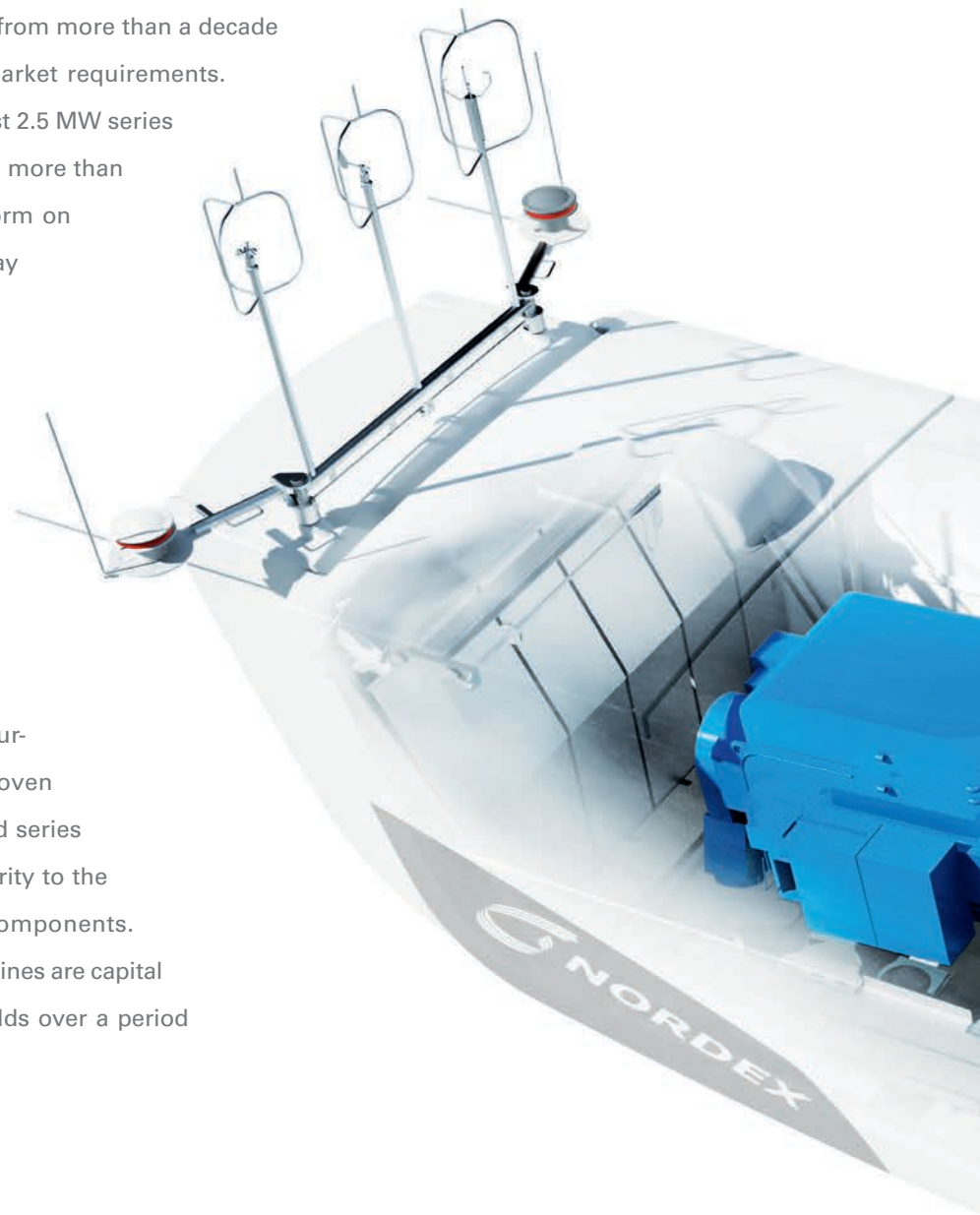
# GAMMA GENERATION

## *Experience puts us one step ahead*

The Gamma Generation combines modern turbine technology with know-how and experience from more than a decade of operation to meet today's market requirements.

In 2000, Nordex installed the first 2.5 MW series turbine in the world and has put more than 4,000 machines from this platform on the grid since then. When we say that our turbines offer high quality, mature technology and dependable performance even in extreme locations, we know what we're talking about.

Nordex continues to develop Gamma Generation turbines further. Yet we remain true to proven principles, using tried and tested series engineering and giving top priority to the dependability of all system components. We ensure that Nordex wind turbines are capital goods that generate reliable yields over a period of at least 20 years.

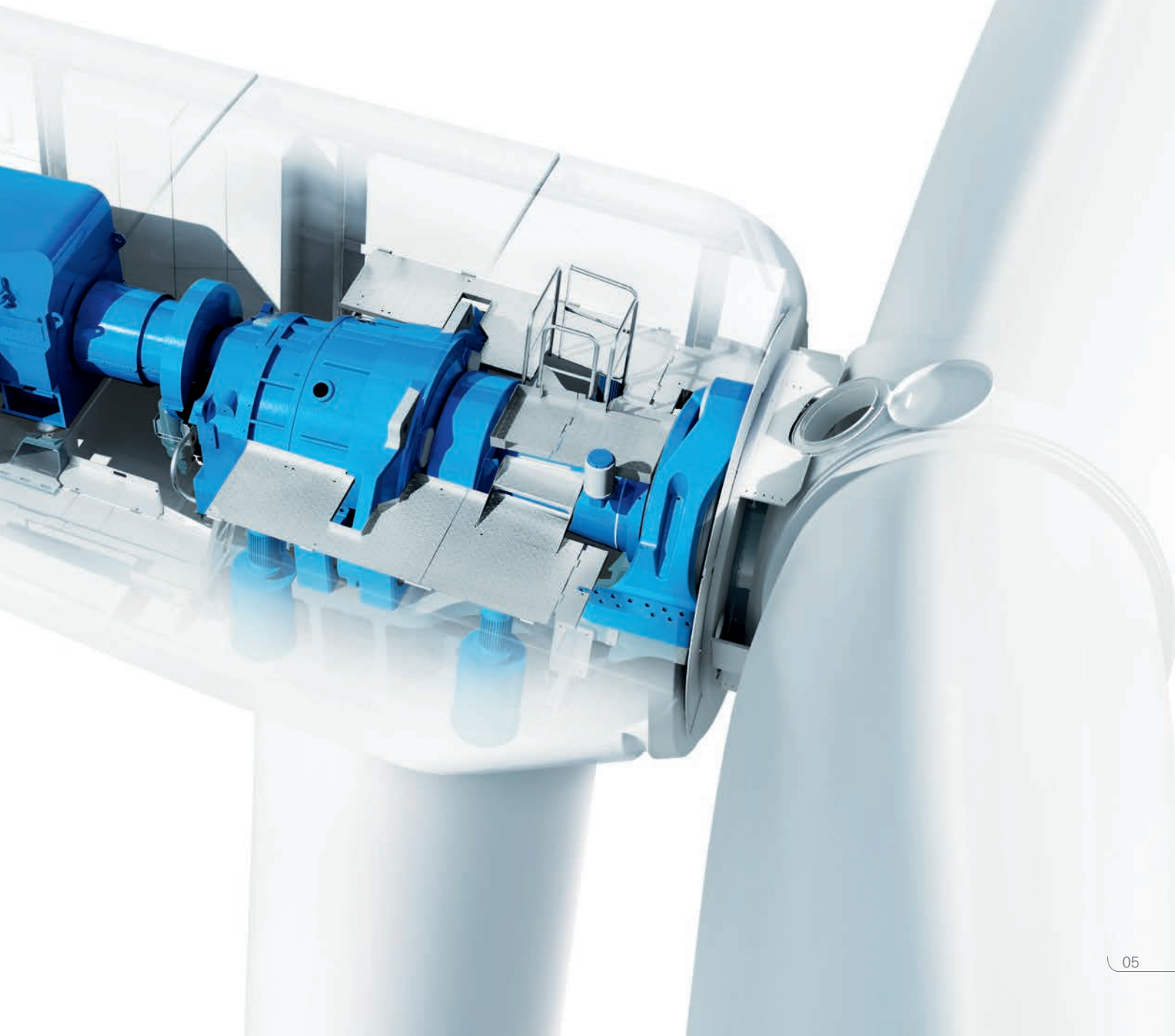


➤ *The Gamma Generation combines proven, reliable technology with enhanced performance.*

### **Gamma Generation**

Sets the highest standards for:

- Efficiency
- Grid code compliance
- Quality





## VERSATILITY

### *Dependable wind yield at every site*

Our commitment to continuous development ensures that Nordex wind turbines offer a high level of technical availability of more than 98 per cent, making it even more worthwhile to invest in a turbine from the Gamma Generation.

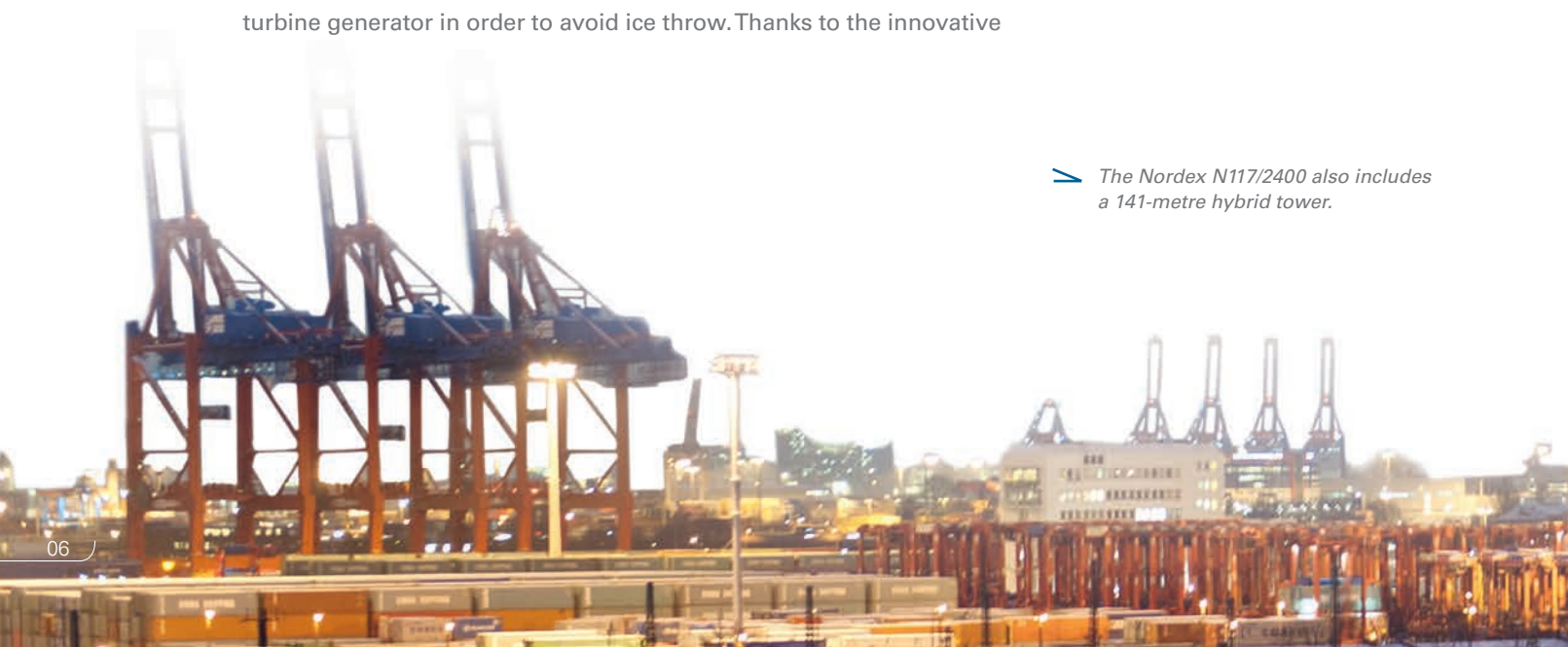
#### **The perfect machine for every type of wind**


With its N90/2500, N100/2500, and N117/2400 turbines, the Gamma Generation achieves high yields at every site. Nordex offers the N90/2500 for regions with strong winds and the N100/2500 for areas with mod-erate wind conditions. The N117/2400 has been especially designed for locations with light winds, and, with a rotor diameter of 117 metres, it is highly efficient.

#### **Smart options widen the range of applications**

Many good wind locations are in regions with extreme temperatures. To capitalise on the potential of these locations, Nordex offers the turbines of the Gamma Generation with a hot-climate package, a cold-climate package, an efficient ice-detection system on the rotor blade, and many other useful options to increase yield and facilitate permitting of Nordex turbines. Turbines in the cold-climate design have an extended operating range and are available for outside temperatures down to -30 degrees Celsius. Turbines in the hot-climate design have an extended operating range and are available for outside temperatures up to 45 degrees Celsius. The ice-detection system registers ice formation on the rotor blades and automatically switches off the wind turbine generator in order to avoid ice throw. Thanks to the innovative

➤ *The Nordex N117/2400 also includes a 141-metre hybrid tower.*





measuring system on the rotor blades themselves, the system rapidly and accurately detects relevant icing on the blades even when they are not turning and can therefore also automatically release the turbine again when it is ice-free.

### **Service – simple, fast and safe**

Thanks to the service-friendly design of the turbines, Nordex has reduced maintenance time to a minimum. Service can be carried out under a closed roof, regardless of weather conditions. Continuous work surfaces with sufficient space and light support fast and safe servicing. All components are directly accessible and can be easily, safely and inexpensively maintained with the aid of the internal crane. In addition, reliable turbine operation is supported by low-maintenance and maintenance-free components.

### **Round-the-clock performance checks**

To ensure maximum availability, Nordex keeps a constant eye on its customers' wind turbines. In the event of any divergence from normal operation, Nordex Remote Monitoring immediately intervenes. In addition, the optional Condition Monitoring System checks the state of wear-critical drivetrain components and, in this way, supports preventive maintenance.

### **High in the sky for a better yield**

Wind conditions differ from region to region, and wind quality usually improves in line with altitude. To maximise energy production, Nordex offers the machines in the Gamma Generation on modular tubular steel towers or on hybrid towers with heights ranging from 65 to 141 metres.

# GRID CODE COMPLIANCE

## *Active support for every grid*

The turbines of the Gamma Generation are characterised by excellent control capabilities for maintaining the voltage and stabilising the frequency of the public grid. They meet all the requirements for the German system service bonus (known as the “SDL-Bonus”).\* Their fault-ride-through capability enables them to effortlessly bridge dips in voltage. The Nordex wind farm management system allows the grid operator to directly control the rated and reactive power of the wind farm in the grid.

With these features, the turbines are certified for the grids of the most demanding international markets. They can also be adapted to new and complex connection requirements, ensuring seamless integration into the local grid.

### **Always striving to progress**

Our aim is to offer the best power quality on the market. Nordex intensively tests grid connection technology, both in the field and on the test bench. This is why our wind turbines have long been recognised for quality and dependability of supply, equal to or better than those of conventional power plants.

\* The requirements for the SDL-Bonus are regulated in Germany in the System Service Ordinance (SDLWindV). They are among the strictest requirements of grid guidelines in Europe.

➤ *Nordex makes sure that the machines of the Gamma Generation always comply with the latest grid requirements.*



# QUALITY

## *Top-quality engineering – simply routine for us*

Thanks to their sophisticated design, the wind turbines of the Gamma Generation are certified quality products. From the earliest development phase Nordex engineers check the stress levels of materials and components, using advanced computer-aided calculation routines. These are followed by extensive testing in the Nordex Test Centre and in the field.

### **Extreme testing of hardware and software**

In the Nordex Test Centre our engineers inspect the components and systems of the prototypes under simulated wind and weather conditions. By subjecting them to stress exceeding the usual specifications, such as extreme climate and vibration tests, Nordex ensures that they meet all quality criteria and that a high-quality and technically mature product goes into serial production.

### **Quality-assured rotor blades**

Nordex sets especially high standards when it comes to the materials used for our rotor blades, which can be up to 58 metres in length. Automated production processes, monitored by the latest measuring and testing methods, guarantee that each rotor blade works reliably.

➤ *An eye for detail: in the laboratory Nordex checks the materials for the rotor blade.*

### **Highest industry standards**

Nordex manufactures the nacelle and hub module in line production, setting the highest standards and delivering optimum product quality. Many steps in the assembly process are performed in the protected production hall – a key prerequisite for the most efficient installation of turbines at the wind farm.





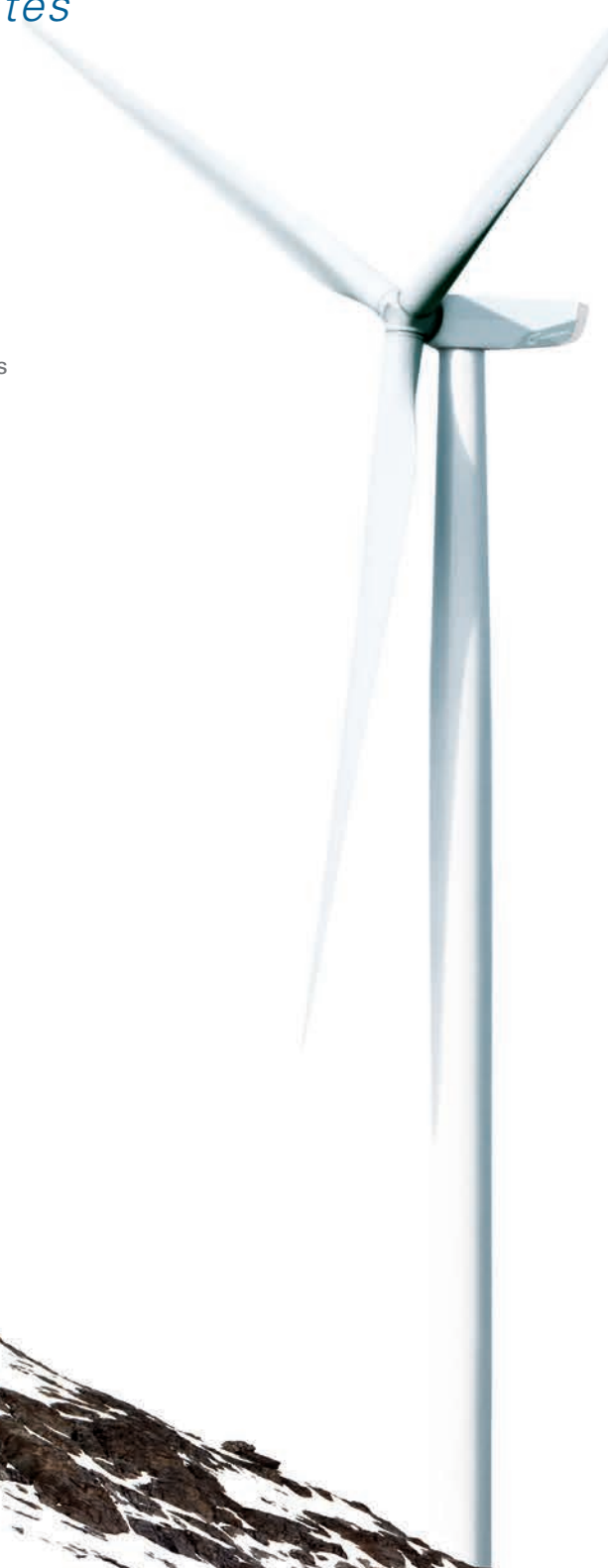
## SOLUTION FOR STRONG WIND

### *Dependable yields in rough climates*

Wind locations with rough climates require mature, robust technology. The IEC-1a-certified N90/2500 has been specifically designed for these conditions. For any strong-wind site, it is the first choice for its price–performance ratio.

Nordex has already connected the N90/2500 to the grid hundreds of times in Europe, Asia and North America.

➤ *The N90/2500 is the most frequently installed turbine from the 2.5 megawatt platform to date and has proven itself around the globe.*



# FACTS AND FIGURES

<b>N90/2500 IEC 1a</b>	
<b>Operating data</b>	
Rated power	2,500 kW
Cut-in wind speed	3 m/s
Cut-out wind speed	25 m/s
<b>Rotor</b>	
Diameter	90 m
Swept area	6,362 m <sup>2</sup>
Operating range rotational speed	10.3–18.1 rpm
Rated rotational speed	16.1 rpm
Tip speed	75 m/s
Speed control	Variable via microprocessor
Overspeed control	Pitch angle
<b>Gearbox</b>	
Type	3-stage gearbox (planetary-planetary-spur gear) or 4-stage gearbox (planetary-planetary-differential-spur gear)
<b>Generator</b>	
Construction	Double fed asynchronous generator
Cooling system	Liquid/air cooling
Voltage	660 V
Grid frequency	50/60 Hz
<b>Control</b>	
Control centre	PLC controlled
Grid connection	Via IGBT converter
Distance control	Remote-controlled surveillance system
<b>Brake system</b>	
Main brake	Aerodynamic brake (Pitch)
Holding brake	Disk brake
<b>Lightning protection</b>	Fully compliant with EN 62305
<b>Tower</b>	
Construction	Tubular steel tower
Rotor hub height/Certification	65 m/IEC 1a 70 m/IEC 1a 80 m/IEC 1a





## SOLUTION FOR MODERATE WIND *Profitable at varied locations*

For projects with moderate wind speeds, Nordex offers the N100/2500 turbine. The N100/2500 is one of the most versatile turbines for IEC 2a locations on the market. Nordex has already installed it in 15 countries – including Germany, France, Turkey, Sweden, Italy, South Africa, the USA, China and Pakistan.

Thanks to their robust technology and the climate options available, the N100/2500 is ideal for wind farms in the widely different climatic conditions prevailing around the world.

➤ *The N100/2500 is one of the most versatile turbines for IEC 2a locations.*



# FACTS AND FIGURES

<b>N100/2500 IEC 2a</b>	
<b>Operating data</b>	
Rated power	2,500 kW
Cut-in wind speed	3 m/s
Cut-out wind speed	25 m/s
<b>Rotor</b>	
Diameter	99.8 m
Swept area	7,823 m <sup>2</sup>
Operating range rotational speed	9.6–16.8 rpm
Rated rotational speed	14.9 rpm
Tip speed	77 m/s
Speed control	Variable via microprocessor
Overspeed control	Pitch angle
<b>Gearbox</b>	
Type	3-stage gearbox (planetary-planetary-spur gear) or 4-stage gearbox (planetary-planetary-differential-spur gear)
<b>Generator</b>	
Construction	Double fed asynchronous generator
Cooling system	Liquid/air cooling
Voltage	660 V
Grid frequency	50/60 Hz
<b>Control</b>	
Control centre	PLC controlled
Grid connection	Via IGBT converter
Distance control	Remote-controlled surveillance system
<b>Brake system</b>	
Main brake	Aerodynamic brake (Pitch)
Holding brake	Disk brake
<b>Lightning protection</b>	Fully compliant with EN 62305
<b>Tower</b>	
Construction	Tubular steel tower
Rotor hub height/Certification	75 m/IEC 2a 80 m/IEC 2a 100 m/IEC 2a





## SOLUTION FOR LIGHT WIND

### *Highly efficient and powerful*

To make IEC 3a locations economically viable, project operators need a turbine that can exploit even low winds to the maximum. With a rotor sweep of 10,715 square metres, the N117/2400 is extremely efficient.

The maximum acoustic power level is 105 decibels, which means that the machine can be installed nearer to residential areas and that a wind farm can be optimally laid out in the available space.

With a capacity factor of 40 per cent, the N117/2400 is the most profitable solution for low-wind locations.

➤ *The 117-metre-diameter rotor makes the N117/2400 the best solution for low-wind sites.*



# FACTS AND FIGURES

<b>N117/2400 IEC 3a</b>	
<b>Operating data</b>	
Rated power	2,400 kW
Cut-in wind speed	3 m/s
Cut-out wind speed	20 m/s
<b>Rotor</b>	
Diameter	116.8 m
Swept area	10,715 m <sup>2</sup>
Operating range rotational speed	7.5–13.2 rpm
Rated rotational speed	11.8 rpm
Tip speed	72 m/s
Speed control	Variable via microprocessor
Overspeed control	Pitch angle
<b>Gearbox</b>	
Type	3-stage gearbox (planetary-planetary-spur gear) or 4-stage gearbox (planetary-planetary-differential-spur gear)
<b>Generator</b>	
Construction	Double fed asynchronous generator
Cooling system	Liquid/air cooling
Voltage	660 V
Grid frequency	50/60 Hz
<b>Control</b>	
Control centre	PLC controlled
Grid connection	Via IGBT converter
Distance control	Remote-controlled surveillance system
<b>Brake system</b>	
Main brake	Aerodynamic brake (Pitch)
Holding brake	Disk brake
<b>Lightning protection</b>	Fully compliant with EN 62305
<b>Tower</b>	
Construction	Tubular steel tower, hybrid tower (141 m)
Rotor hub height/Certification	91 m/IEC 3a, DIBt2 120 m/IEC 3a, DIBt2 141 m/IEC 3a, DIBt2

# WORLDWIDE OFFICES and subsidiaries:

## **Nordex SE**

Langenhorner Chaussee 600  
22419 Hamburg, Germany  
Phone: +49 40 30030 1000  
Email: info@nordex-online.com

## *Service Area Germany*

### **Nordex Energy GmbH**

Langenhorner Chaussee 600  
22419 Hamburg, Germany  
Phone: +49 40 30030 1000  
Email: info@nordex-online.com

## *Asia*

### **Nordex China**

Room 808, First Shanghai Center, No. 39  
Liangmaqiao Road, Chaoyang District  
Beijing 100125, China  
Phone: +86 10 84 53 51 88  
Email: SalesChina@nordex-online.com

## *Benelux*

### **Nordex Energy GmbH**

Marconiweg 14  
8501 XM Joure, the Netherlands  
Phone: +31 513 41 23 54  
Email: SalesBenelux@nordex-online.com

## *Chile*

### **Nordex Chile SpA**

Av. Presidente Riesco 5335, Piso 9,  
Las Condes, Santiago, Chile  
Phone: +56 2 2714 3866  
Email: Saleslatam@nordex-online.com

## *Denmark, Baltic countries*

### **Nordex Energy GmbH**

Niels Bohrs Vej 12 b  
6000 Kolding, Denmark  
Phone: +45 75 73 44 00  
Email: SalesDenmark@nordex-online.com

## *Finland*

### **Nordex Energy GmbH**

Hililikatu 3  
00180 Helsinki, Finland  
Phone: +358 10 323 0060  
Email: SalesFinland@nordex-online.com

## *France*

### **Nordex France S.A.S.**

1, Rue de la Procession  
93217 La Plaine Saint-Denis, France  
Phone: +33 1 55 93 43 43  
Email: SalesFrance@nordex-online.com

## *Germany*

### **Nordex Energy GmbH**

Centroallee 263 a  
46047 Oberhausen, Germany  
Phone: +49 208 8241 120  
Email: SalesGermany@nordex-online.com

## *Ireland*

### **Nordex Energy Ireland Ltd.**

Clonmel House, Forster Way  
Swords, Co. Dublin, Ireland  
Phone: +353 1 897 0260  
Email: SalesIreland@nordex-online.com

## *Italy*

### **Nordex Italia S.r.l.**

Viale Città d'Europa 679  
00144 Rome, Italy  
Phone: +39 06 83 46 30 1  
Email: SalesItaly@nordex-online.com

## *Norway*

### **Nordex Energy GmbH**

Regus Business Centre  
Karenslyst Allé 8b, 3rd floor  
0278 Oslo, Norway  
Phone: +47 96 62 30 43  
Email: SalesNorway@nordex-online.com

## *Pakistan*

### **Nordex Pakistan Private Ltd.**

187 Gomal Road, E-7  
Islamabad 44000, Pakistan  
Phone: +92 51 844 1101  
Email: SalesPakistan@nordex-online.com

## *Poland*

### **Nordex Polska Sp. z o.o.**

Ul. Puławska 182, 6th floor  
02-670 Warschau, Poland  
Phone: +48 22 20 30 140  
Email: SalesPoland@nordex-online.com

## *Portugal*

### **Nordex Energy GmbH Sucursal em Portugal**

Rua Eng.º Ferreira Dias, n.º 728  
Edifício ANF Porto, Fracção 2.10  
4100-246 Porto, Portugal  
Phone: +351 229388972  
Email: SalesPortugal@nordex-online.com

## *Romania*

### **Nordex Energy Romania S.R.L.**

Strada CA Rosetti nr 17  
Etaj 7, birou 703, sector 2  
020011 Bukarest, Romania  
Phone: +40 21 527 0556  
Email: SalesRomania@nordex-online.com

## *Spain*

### **Nordex Energy Ibérica S.A.**

Pso. de la Castellana, 23 2º-a  
28046 Madrid, Spain  
Phone: +34 91 7000356  
Email: SalesSpain@nordex-online.com

## *South Africa*

### **Nordex Energy South Africa (RF) (Pty) Ltd.**

Wembley Square 3, 2nd Floor  
80 McKenzie Street Gardens,  
Cape Town 8001, South Africa  
Phone: +27 21 464 0200  
Email: SalesSA@nordex-online.com

## *Sweden*

### **Nordex Sverige AB**

Kungsängsvägen 25 b  
75323 Uppsala, Sweden  
Phone: +46 18 185 900  
Email: SalesSweden@nordex-online.com

## *Turkey*

### **Nordex Enerji A.Ş.**

Havaalanı Kavşağı EGS Business Park Blokları  
B1 Blok Kat: 15 No: 451-452-453  
34149 Yeşilköy, Istanbul, Turkey  
Phone: +90 212 468 37 37  
Email: SalesTurkey@nordex-online.com

## *UK*

### **Nordex UK Ltd.**

Suite 4, Egerton House  
The Towers Business Park, Wilmslow Road  
Didsbury M20 2DX, UK  
Phone: +44 161 445 99 00  
Email: SalesUK@nordex-online.com

## *Uruguay*

### **Nordex Energy Uruguay S.A.**

Rizal 3555, Piso 2  
CP 11300 Montevideo, Uruguay  
Phone: +598 26245570  
Email: saleslatam@nordex-online.com

## *USA, North America*

### **Nordex USA, Inc.**

300 South Wacker Drive, Suite 1500  
Chicago, Illinois 60606, USA  
Phone: +1 312 386 4100  
Email: SalesUSA@nordex-online.com

## *Rest of the World*

### **Nordex Energy GmbH**

Langenhorner Chaussee 600  
22419 Hamburg, Germany  
Phone: +49 40 30030 1000  
Email: info@nordex-online.com

© Nordex 2014. All rights reserved. The contents of this document are for informational purposes only and may be subject to change without notice. No representation or warranty, whether expressed or implied, is given or should be relied upon as to the adequacy and accuracy of the information contained herein.

Reproduction, use or disclosure to third parties, without our written consent, is not permitted.

As of: 09/2015





250W / 255W / 260W / 265W / 270W / 275W



**Yüksek Modül Verimliliği**

High Module Conversion Efficiencies



**Kolay Kurulum ve Uyumluluk**

Easy Installation and Handling for Various Applications



**5400Pa Kar Yüküne & 2400Pa Rüzgar Kuvvetine Dayanıklı Yapıda**

Load Capability of up to 5400Pa for Snow & 2400Pa for Wind



**Gelişmiş Cam ve Yüzey Teknolojisi sayesinde düşük ışıkta bile yüksek performans.**

Advanced Glass And Surface Texturing Allow For Excellent Performance In Low-light Environments.



**IEC 61215, IEC 61730, IEC 62804, IEC 61701 Standartları Onaylı**

Conforms with IEC 61215, IEC 61730, IEC 62804, IEC 61701 PV Standards



**ISO 9001, 14001, OHSAS 18001, TSE HYB 13381 - 12690 Sertifikalı**

ISO 9001, 14001, OHSAS 18001, TSE HYB 13381 - 12690 Certified



**5** WATT  
POZİTİF  
TOLERANS

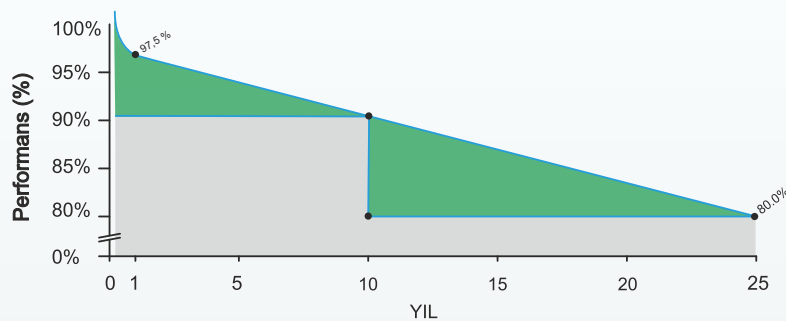
**10** İLK 10 YIL  
90% VERİM  
GARANTİSİ

**10** YIL  
ÜRÜN  
GARANTİSİ

**25** YIL 80%  
VERİM  
GARANTİSİ

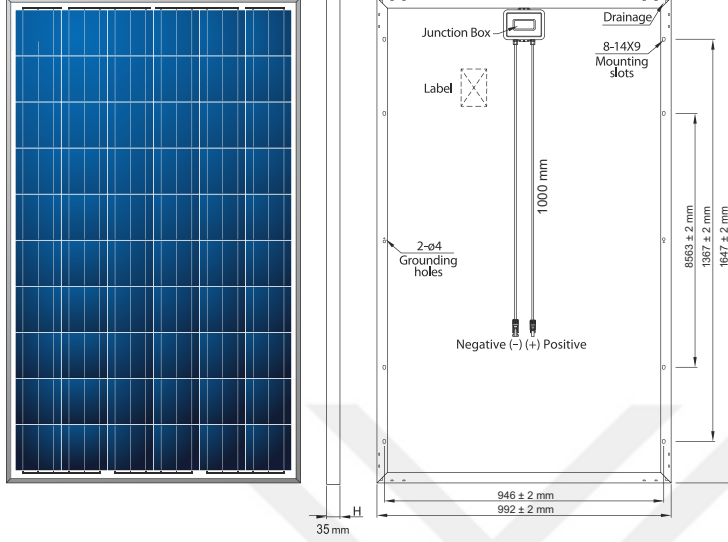
**4** busbar  
Verim artışı ve  
Akım Kaybının  
azalması

**PID  
FREE**



IP 65

IEC 61215 / 61730-1 / 61730-2 | IEC 61701 / 62804 | TS EN ISO 9001 / 14001 | TS ISG OHSAS 18001 | TSE HYB 12690 – 13381 | TS 62716



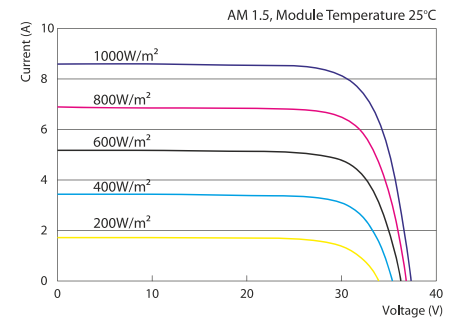
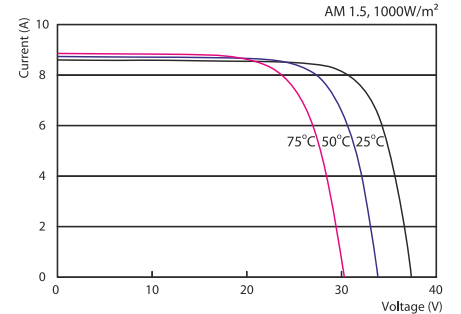
## MECHANICAL PARAMETERS MEKANİK ÖZELLİKLER

Cell (mm)	156,75x156,75 Poly
Hücre Tipi	156,75x156,75 Polikristal
Dimensions (LxWxH) (mm)	1647x992x35 mm
Boyutlar (mm)	1647x992x35 mm
Weight	18,4 kg
Ağırlık	18,4 kg
Cable Cross Section Size (mm <sup>2</sup> )	4mm <sup>2</sup> (EU)/12 AWG (US) 1000 mm
Çıkış Kablosu Kesiti (mm <sup>2</sup> )	4mm <sup>2</sup> (EU)/12 AWG (US) 1000 mm
No. of Cells and Connections	60(6x10) Pcs Serial Connections
Hücre Sayısı ve Bağlantı Tipi	60(6x10) Adet Seri Bağlantı
Junction Box	IP 65 - IP 68 / 3 Diodes
Bağlantı Kutusu	IP 65 - IP 68 / 3 Diyot

## QUALIFICATION YETERLİLİK

Max. System Voltage	1000 VDC
Max. Sistem Voltajı	1000 VDC
Temperature Cycling Range	-40°C~+120°C
Çalışma Sıcaklık Aralığı	-40°C~+120°C ★
Max. Series Fuse	15 A
Diyot Maksimum Akımı	15 A
Max. Wind Load / Max. Snow Load	2400Pa / 5400Pa
Max. Rüzgar Yükü / Max. Kar Yükü	2400Pa / 5400Pa
Damp Heat Test	85°C and 85 relative humidity for 1000h
Nem Dayanım Testi	85°C and 85 relative humidity for 1000h
EL Test Status	EL test before and after lamination
EL Test Durumu	Laminasyon öncesi ve sonrası EL testi

## I-V DIAGRAM AKIM - GERİLİM GRAFİĞİ



## ELECTRICAL PARAMETERS ELEKTRİKSEL ÖZELLİKLER

TYPE / TİP		STH P 250W	STH P 255W	STH P 260W	STH P 265W	STH P 270W	STH P 275W	
<b>STC</b> AM 1.5, 1000W/m <sup>2</sup> , Module Temperature 25°C  Standart Test Koşulları Altında (Işınım 1000W/m <sup>2</sup> , AM 1.5, Hücre Sıcaklığı 25°C)	Rated Max. Power at STC (W) Nominal Güç (Pmax)	250	255	260	265	270	275	
	Max. Power Voltage / Vmp (V) Nominal Güç Voltajı (Vmp)	29.98	30.25	30.51	30.7	30.85	30.89	
	Max. Power Current / Imp (A) Nominal Güç Akımı (Imp)	8.34	8.43	8.53	8.63	8.76	8.90	
	Open Circuit Voltage / Voc (V) Açık Devre Voltajı (Voc)	37.41	37.54	37.65	37.91	38.03	38.15	
	Short Circuit Current / Isc (A) Kısa Devre Akımı (Isc)	8.79	8.94	9.09	9.31	9.51	9.70	
	Module Efficiency (%) Modül Verimliliği (%)	15.3	15.62	15.92	16.23	16.54	16.84	
	<b>NOCT</b> AM 1.5, 800W/m <sup>2</sup> , Ambient Temperature 20°C, Wind Speed 1m/s  Normal Şartlar Altında (Işınım 800W/m <sup>2</sup> , AM 1.5, Ortam Sıcaklığı 20°C, Rüzgar Hızı 1m/s)	Rated Max. Power at NOCT (W) Nominal Güç (Pmax)	180.4	184.1	187.5	191.0	194.0	197.0
		Max. Power Voltage / Vmp (V) Nominal Güç Voltajı (Vmp)	27.70	27.8	27.90	28.00	28.10	28.20
		Max. Power Current / Imp (A) Nominal Güç Akımı (Imp)	6.51	6.62	6.72	6.82	6.91	7.0
		Open Circuit Voltage / Voc (V) Açık Devre Voltajı (Voc)	34.10	34.2	34.30	34.40	34.50	34.60
Short Circuit Current / Isc (A) Kısa Devre Akımı (Isc)		7.11	7.23	7.35	7.47	7.60	7.72	
Temperature Coefficient of Pm Sıcaklık Katsayısı (Pmax)					-0.43%/°C			
Temperature Coefficient of Voc Sıcaklık Katsayısı (Voc)					-0.32%/°C			
Temperature Coefficient of Isc Sıcaklık Katsayısı (Isc)					+0.05%/°C			
Nominal Operating Cell Temperature Nominal İşletim Hücre Sıcaklığı (NOCT)					45°C±3°C			

## PACKING CONFIGURATION PAKETLEME KONFIGÜRASYONLARI

MODULE SIZE MODÜL BOYUTU	CONTAINER KONTEYNER	20'GP	40'GP	40'HC
1647x992x35	Pieces Per Pallet Paletteki Modül Adedi	30	30	30
	Pallets Per Container Konteynerdeki Palet Adedi	12	28	32
	Pieces Per Container Konteynerdeki Modül Adedi	360	840	960

## WARRANTY GARANTİ

- 90% power output over 10 years;  
İlk 10 Yıl % 90 Verim Garantisi
- 80% power output over 25 years;  
İlk 25 Yıl % 80 Verim Garantisi
- Free from defects in materials and workmanship for 10 years.  
İlk 10 Yıl Ürün Garantisi



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad Soyad:** Özlem KARA  
**Doğum Yeri ve Tarihi:** Antalya 20.03.1992  
**Adres:** Yavuz Sultan Mah. Lassa Güler Sit. 23/2 C Blok  
KOCAELİ  
**E-Posta:** ozlemkaraa@gmail.com  
**Lisans:** Yalova Üniversitesi Endüstri Mühendisliği  
**Yüksek Lisans :** Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği

### Mesleki Deneyim ve Ödüller:

- Sistem Teknik Sanayi Fırınları A.Ş  
Proje Koordinatörlüğü Departmanı- ERP ve Proje Sorumlusu  
(25.07.2018-Halen)
- Gilkes Elektromekanik Sanayi ve Ticaret A.Ş  
Proje Yönetimi Departmanı-Proje Mühendisi  
(07.09.2015-01.06.2017)

### Yayın ve Patent Listesi:

- ÜNVER Ü., KARA Ö. “Energy Efficiency by Determining the Production Process with the Lowest Energy Consumption in a Steel Forging Facility”. Journal of Cleaner Production Volume215, P:1362-1370, 01.04.2019
- TURAN, H.H., ÜNVER, Ü., KARA, Ö., BEŞİRLİ, İ., “ 'HORUS' A Decision Support Tool For Energy Efficiency Management”. Energy Technologies Conference. Proceedings Book. Pp. 419-428, ISBN:978-605-5120-98-6. 22-24 December 2014 İstanbul, 2014

### Tezden Türetilen Yayınlar/Sunumlar

- KARA Ö., YURTÇU M., KELEŞOĞLU A., KÜÇÜKKAYA E., ÜNVER Ü. “A Heatpump System Design for Yalova University”. 7th International Conference on Advanced Technologies 2018. April 28-01 2018 Antalya, 2018
- YURTÇU M., KARA Ö., KELEŞOĞLU A., KÜÇÜKKAYA E., ÜNVER Ü. “Sustainable Water Management A Review Study on Efficient Use of Water”. 7th International Conference on Advanced Technologies 2018. April 28-01 2018 Antalya, 2018