T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YER ALTI SUYU İLE DOĞAL SOĞUTMADA HACİM SICAKLIĞI OTOMASYONU

AMET RETZEP

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Doç. Dr. HİLMİ KUŞÇU Prof. Dr.-Ing. AHMET CAN

EDİRNE-2017

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof.Dr.Murat YURTCAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

Prof.Dr.Ayşegül ÖZTÜRK
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tez tarafımca okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr.-Ing.Ahmet CAN
İkinci Tez Danışmanı

Doç.Dr.Hilmi KUŞÇU
Tez Danışmanı

Bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir Yüksek Lisans tezi olarak oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri	İmza
Prof.Dr.-Ing.Ahmet CAN	
Doç.Dr.Hilmi KUŞÇU	
Doç.Dr.Oktay HACIHAFIZOĞLU	
Yrd.Doç.Dr.Doğan ERYENER	
Yrd.Doç.Dr.Ercan BULUŞ	

Tarih: 20/01/2017

F.Ü. FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI
DOĞRULUK BEYANI

İlgili tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını beyan ederim.

20/01/2017

Amet RETZEP



Yüksek Lisans Tezi

Yer Altı Suyu İle Doğal Soğutmada Hacim Sıcaklığı Otomasyonu

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Sıcak iklim bölgelerinde hacimlerin havası klima edilerek verimli çalışma ve konforlu yaşam için uygun şekle getirilir. Klima tesisatları enerji tüketerek işletilen sistemlerdir. Bir taraftan soğutma için gerekli enerji giderlerinin azaltılması diğer taraftan da ekonomiklik yönünden doğru tekniklerin tercih edilmesi büyük önem arz etmektedir.

Sürdürülebilirlik prensibi gereği soğutma uygulamalarında yenilenebilir enerjilerden yararlanmak gerekir. Bunun yanında değişen dış koşullara uygun şekilde bir hacim soğutması yapmak için iç ve dış ortam sıcaklıklarını ölçen buna uygun soğutma yapan sistemler tercih edilir. Günümüzde bu tür sistemler, akıllı sistemler bazen de akıllı binalar olarak adlandırılırlar.

Bu tez çalışmasında, klima yapılacak hacim içine yerleştirilmiş soğutma elemanından doğal yeraltı suyu geçirilerek soğutma yapılması incelenmiştir. Klima yapılacak hacmin ısı kazançları, uygulamanın yapılacağı ilin iklim koşullarına uygun yapı elemanlarının seçilerek tespit edilmiştir. Bunun prensipleri Türkiye için TSE 825 standardında tanımlanmıştır. Ayrıca, hacmin bulunduğu binanın enerji kimlik belgesi A türü, B türü ve C türü olmasına göre yaklaşımların nasıl olacağı açıklanmıştır.

Tez çalışması kapsamında tasarımı yapılmış deney tesisatında, soğutma hacmi sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki fark kontrol büyüklüğü olarak alınmıştır. Soğutma elemanından geçirilen su pompa aracılığıyla geçekleştirilmektedir ve pompa elektrik motoru gücü, kumanda büyüklüğü olarak hizmet etmiştir. Çalışmanın sonuç bölümünde, gerçekleştirilen deneysel uygulamalardan elde edilmiş değerlere göre böyle bir sistem uygulanabilirlik ve ekonomiklik yönünden değerlendirilmiştir.

Yıl : 2017

Sayfa Sayısı : 65

Anahtar Kelimeler : Otomasyon

Master's Thesis

Room Temperature Control By The Cooling Of Natural Ground Water

Trakya University Institute of Natural Sciences

mechanical engineering

ABSTRACT

In warm climatic zones, the air of the volumes is air-conditioned and brought to the proper shape for efficient working and comfortable living. Air conditioning installations are energy consuming systems. Reducing the energy costs required for cooling from one side and economics from the other side make it important to choose the right techniques.

Renewable energies need to be exploited in cooling applications in accordance with the principle of sustainability. However, in order to make a volume cooling in accordance with changing external conditions, cooling and cooling systems which measure indoor and outdoor temperatures are preferred. Today, such systems are called intelligent systems and sometimes intelligent buildings.

In this thesis study, the cooling of the natural underground water from the cooling element placed in the volume to be air-conditioned was investigated. The volume heat gain of the air conditioner is determined by selecting the building elements suitable for the climatic conditions of the application. These principles are defined in TSE 825 standard for Turkey. Furthermore, it is explained how the approach will be based on the energy identity document type A, B type and C type.

The difference between the cooling volumetric temperature and the outdoor temperature was taken as the control size in the experimental installation designed for the thesis study. The water passed through the cooling element is supplied through the pump and the pump serves as the electric motor power, control size. In the conclusion part of the study, according to the values obtained from the experimental applications realized, such a system was evaluated for feasibility and economy.

Year : 2017

Number of Pages : 65

Keywords : Automation

ÖNSÖZ

Günümüzde çevre kirliliği ve enerji tüketimi artmaktadır. Enerji verimliliğini sağlamak ve ülke ekonomisine katkı bağlamında doğru tekniklerle giderlerin azaltılarak daha konforlu ve çevreci sistemlere geçmek mümkündür. Bunun için bilimsel çalışmalara ihtiyacı vardır. Bu noktada bilimsel çalışmalar yapmak ve bu çalışmaları topluma kazandırmaktır.

Bu çalışmada ısı transferine etki eden parametreler teorik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu çalışmayı gerçekleştirmemde değerli bilgilerini benden esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr.-Ing Ahmet CAN' a, ayrıca Doç. Dr. Hilmi KUŞÇU' ya, deneysel çalışma sırasında kullanılan modül için Mahmut KÜÇÜK 'e, bu çalışmalarda yardımda bulunan Hasan ŞENTÜRK 'e teşekkürü bir borç bilirim.

Amet RETZEP

İÇİNDEKİLER

ÖZET i

ABSTRACT ii

ÖNSÖZ iii

İÇİNDEKİLER iv

SİMGE VE KISALTMALAR vii

1. GİRİŞ 1

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI 3

3. TESİSATİN BORU SİSTEMİYLE AKTİVE EDİLMESİ. 6

3.1 Fonksiyon prensibi ve özellikler. 6

3.2 Yapı elemanı içinde enerji dağılımının modellenmesi. 6

3.2.1 Genel tanım. 7

3.2.2 Kapilâr borular içindeki ısı taşınım katsayısının belirlenmesi. 8

3.2.3 Levhanın yüzey film katsayısı ve ısı kazancı. 8

3.2.3.1 Doğal konveksiyon ile meydana gelen ısı kazancı. 8

3.2.3.2 Işınım ile meydana gelen ısı kazancı. 8

3.2.3.3 Isı iletimi meydana gelen ısı kazancı. 9

3.2.3.4 Yüzeyin toplam ısı kazancı. 11

3.3. Modelin madde fiziki değerlerinin ve sınır şartlarının eklenmesi: 12

3.4 Elektriksel benzeşim yaklaşımı 13

3.4.1 Benzeşim (analoji) yöntemi. 14

3.5. Süreksiz kontrol yöntemi. 23

3.5.1 Süreksiz kontrol deneysel modele uygulanması. 23

4. DENEY STANDI ve SİSTEMİ OLUŞTURAN BÖLÜMLER 25

4.1 Polipropilen borular. 26

4.1.1 Genel bilgiler. 26

4.1.2 Lineer genleşme katsayısı. 27
4.1.3 Oksijen geçirgenliği. 27
4.1.4 Yaşlanma dayanımı. 28
4.1.5 Uygun işletme basınçları ve maksimum işletme süreleri. 29
4.1.6 Yanma özelliği. 29
4.1.7 Polipropilenin madde fiziki özellikleri. 30
4.2 Modüller ve özellikler. 30
4.2.1 Modüllerin ölçülerinin belirlenmesi. 30
4.2.2 Modülün yapılışı. 31
4.3 Toplayıcı ve dağıtıcı. 31
4.4 Bağlantı boruları. 32
4.5 Ölçüm aletleri 32
4.5.1 Basınç ölçme aleti 32
4.5.2 Elektriksel Güç Ölçer 33
4.5.3 Termometreler. 33
4.5.4 Debi ölçer 33
4.6 Dirsekler 38
4.7Pompa 38
4.8 Buz dolabı 39

5. SİSTEMLERİNİN PLANLANMASI ,TASARIMI ve DENEYSEL SONUCLARIN İRDELENMESİ 40

5.1 Modüle verilecek su debisinin belirlenmesi. 40
5.2 Modülde kullanılacak boru boyunun belirlenmesi. 40
5.3 Kullanılacak boru adedinin belirlenmesi. 41
5.4 Özel elemanlardan oluşan kayıplar 43
5.4.1 Dağıtıcı ve toplayıcıda oluşan kayıplar. 43
5.4.2 “T” ’lerin içindeki basınç kaybı. 43
5.6 Modüllerin birbirine göre olan konumunun ışınım ile ısı transferi üzerindeki etkisi. 45

5.7 Deney protokolleri ve hesaplamalar. 45
5.8 Deney hesaplamaları ortalama. 52

6. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME. 65

KAYNAKLAR

EKLER

ÖZGEÇMİŞ

SİMGELER

Büyüklük	Sembol	Birim
Boyut katsayısı	B	Birimsiz
Çevre	Ç	m
Çap	d	m
Alan	A	m^2
Sürtünme katsayısı	f	Birimsiz
Yerçekimi ivmesi	g	m/s^2
Isı geçirgenliği	k	$W/(m^2K)$
Uzunluk	ℓ	m
Basınç	P	Pa
Birim yüzeyden ısı geçişi	q	W/m^2
Isı geçişi	Q	W
Isı direnci	R	K/W
Yarıçap	r	m
Boru eksenleri arası mesafe	s	mm
Sıcaklık	T	K
Zaman	t	s
Hacim	V	m^3
Hacimsel debi	$\dot{V}$	m^3/s
Hız	w	m/s
Isı Taşınım katsayısı	α	$W/(m^2K)$
Emisivite	ε	Birimsiz
Görme oranı	φ	Birimsiz
Isı iletim katsayısı	λ	W/(mK)
Kinematik viskozite	ν	m^2/s
Özgül kütle	ρ	kg/m^3
Özel kayıp katsayısı	Ψ	Birimsiz

İNDİSLER

k	Karakteristik (uzunluk)
m	Ortalama
ort	Ortam
pp	Polipropilen
akış	Ortalama akışkan sıcaklığı
td	Toplayıcı - dağıtıcı
Tgsu	Su giriş sıcaklığı
Tçsu	Su çıkış sıcaklığı
yüz	Yüzey şartları

TABLO LİSTESİ

Tablolar

4.1 Su sıcaklığına bağlı olarak emniyetli işletme basınçları……..……..29
4.2 Polipropilenin madde fiziki özellikleri……...……30
4.3 Kullanılan manometrenin teknik özellikleri……...33
4.4 Kullanılan Termometrenin Teknik Özellikleri……...……34
5.1 Kullanılan kılcal boru sayısına bağılı olarak oluşan basınç kaybı……...…….42
5.2 Modülden geçen su debisine bağılı olarak meydana gelen basınç kaybı……..…45

ŞEKİL LİSTESİ

Şekiller ve Resimler

3.1 Modelin kesiti ve elektriksel şemadaki dirençleri temsil eden bölgeler…..…..14

3.2 Açıp kapama farkı olmayan durum için karakteristik eğri…….….21

3.3 Açma kapama farkı olan karakteristik eğri……..…...22

3.4 Histerisizli açık – kapalı kontrol eğrisi…….……..24

4.1 Şematik olarak deney tesisatının görünümü ve bağlantılar…….25

4.2 Lineer genleşme katsayısının sıcaklığa bağılı değişimi (DIN 53752)……...…27

4.3 DIN 4726/4728 'e göre PP boruların oksijen geçirgenliği diyagramı…….....….28

4.4 İç basınç - dayanma süresi diyagramı…….28

4.5 Soğutma Modülündeki boruların yerleştirilmesi…….31

4.6 Tamamlanmış durumdaki açık borulu modülün kesiti ve ölçüler……...31

4.7 Toplayıcının (dağıtıcının) şekli ve ölçüler…….....…32

4.8 Kanatçıklı Tekerlek Debi Ölçeri…….……34

3.9 Kanatçıklı tekerlek debi ölçerinin değişik hava yoğunluklarında v akış hızı ile v_u çevre hızının değişimi……...36

GİRİŞ

İnsanoğlunun tarihte soğutmayı ilk defa Çinliler kullanmıştır. Buz tutmuş göllerin buzlarını kırarak geniş kuyulara alıp sıkıştırmışlar ve yazın sıkıştırılan bu buz kalıplarını çıkararak kullanmışlardır.

Romalılar ve Yunanlılar büyük küplere su doldurarak topraga gömmüsler gece soğuyan toprak yüzeyi küpleri soğutmuş, gündüz soğuyan küplerden soğuk su ihtiyaçlarını gidermişlerdir.

1775 yılında Glasgow Üniversitesi profesörü William Cullen eline eter sürdüğünde elinin serinlendiğini görerek çalışmalara başlamış ve ilk mekanik soğutmanın temelini atmıştır.

William Cullen tesadüfe dayanarak 1775 yılında emiş prensibine dayanarak buz yapma makinesi imal etmiştir. Bu çalışmanın ardından bir çok bilim adamı bu prensip ile buz makineleri yapmış fakat çok pahalı ve büyük boyutlarda olduğundan seri üretime girmemiştir.

1834 yılında Jacop Perkins adındaki Amerikalı mühendis Londra'da pratik buz yapma makinesi geliştirmiştir. Otuz yıl bu prensiple çalışan buz makineleri kullanıma sunulmuştur.

Bu arada elektrik enerjisi olmayan yerlerde çalışan makineler üzerinde durulmuş ve 1885 yılında Fransız Ferdinand CARSE absorbisyon sistemini bulmuştur. 1886 yılında WINDHUSEN karbondioksit gazı ile çalışan tesisat geliştirerek -80 dereceye düşürmeyi başarmıştır. Bunun üzerine tahtadan buz dolapları yapılarak evlerde buzla gıda saklanmaya başlanmıştır.

Bu soğutma türü çok zahmetli olduğundan bilim adamları mekanik bir sistemin üzerine çalışmaya başlamışlardır. 1910 yılında J.M. Larsen şirketi tarafından ilk küçük buzdolabı yapılmıştır. Termostat olmadığı için kullanımda büyük zorluklar yaşanmıştır. 1913 yılında KELVINATÖR ilk termostatlı dolabı imal etmiş satışa sunulmuştur. 1930'da R-12 gazı bulunarak CFC soğutucuların temeli atılmıştır. Bunu 1935'te R-22 soğutucu akışkanı bulunarak HCFC kökenli akışkanlar geliştirildi. 1989'da R-134 A ve R-123 soğutucu akışkanları bulunarak ozon tabakasına zarar vermeyen HFC. kökenli akışkanları gelistirilmistir.1990'lı yılların

basında R-22 ve R-502 yerine kullanılmak üzere ikili ve üçlü alternatif soğutucu akışkan karışımları geliştirilmiştir. 1913 yılından itibaren soğutma teknolojisi sürekli gelişmekte ve günümüzde yasamın değişmez bir parçası olmuştur.

Gerçekleştirilen bu çalışmada soğutucu gaz olarak su kullanılmıştır. Burada doğal klima simülasyonu ile hacim soğulması ve otomasyonu gerçekleştirilmiştir. Amaç doğal kaynakları, ırmak, kuyu suyu vb kaynakları kullanarak bir hacmin otomatik kontrol sistemi ile soğultması. Kuyu suyu, buzdolabı tarafından sağlanmaktadır. Sistem hacim içine yerleştirilen soğutucu panel, sirkülasyon pompası ve buzdolabından oluşmaktadır. Bağlantı propilenin borularla yapılmıştır. Soğutucu panel ayrı bir hacme yerleştirilmiş buradan direnç termometreleri sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.

Otomatik kontrol sistemi olarak on-off sistem kullanılmıştır. Bu sistem süreksiz bir sistemdir, sürekli kontrol sistemine göre çok daha basit ve maliyeti daha düşük bir sistemdir. Sistemde kontrol büyüklüğü olarak oda sıcaklığı kontrolü sağlanmakta, kumada büyüklüğü 220V – 50HZ ile çalışan sirkülasyon pompasıdır.

BÖLÜM 2

KAYNAK ARAŞTIRMASI

Schulenberg in (1965)araştırmasında Finli dairesel tüpler, sadece Amerikan petrol ve kimya endüstrileri için imal edilen hava soğutmalı ısı değiştiricilerinde kullanılmış olup Finli dairesel ve eliptik tüpler karşılaştırılmıştır; Gelişmiş ısı transferi yüzeyinin hava soğutmalı bir fin-borulu ısı eşanjörünün performansını tahmin etmek için yeterli bir kriter olmadığı gösterilmiştir.

Setterwall (2002) makalesinde serin depolama ve serin depolama sistemleri için sermaye maliyeti yatırımı için faz değiştirme malzemesi (PCM) olarak teknik dereceli parafin mumlarının tartışması ele alınmış olup amaç olarak serin depolama sistemlerini kullanma potansiyelini belirlenmıştir. Soğutma depolama sisteminin sermaye maliyeti tahmin edilmektedir, bu da soğutma depolama sisteminin sadece enerji ve diğer işletme ve bakım maliyetlerinden tasarruf sağlamakla kalmadığı aynı zamanda başlangıçtaki sermaye maliyetlerinin önemli bir bölümünü de tasarruf ettiği gözlenmiştir. Serin depolamayı konvansiyonel olmayan stoklama ekipmanından daha az maliyetle yüklemek, sıklıkla mevcut sistemin soğutma kapasitesini artırabilir.

Beerin makalesinde (2007) Elektrik üretim sistemi geliştirme, tesis verimliliğine özel dikkat gösterilerek gözden geçirilme ele alınmış olup genel olarak, yüksek tesis güvenilirliği ve düşük elektrik maliyetiyle tutarlı olan verimlilik iyileştirmesinin ekonomik açıdan faydalı olduğu anlaşılmıştır Ancak ilave çevresel ekipman yüklemeden tüm bitki emisyonlarının azaltılması üzerindeki etkisi daha az takdir görmüştür.

Pierre Hollmuller, Bernard Lachal (2001) yılında yazdıkları kitaplarında kapsamlı izleme ve simülasyon çalışmalarına dayanarak Orta Avrupa iklimindeki gömülü boru sistemlerinin kış ön ısıtması ve yaz soğutma potansiyeli arasındaki temel farkı ve ekonomik açıdan enerjik olanı incelemekte olup Topraktan difüzyonun yanısıra akılcı ve latent ısı alışverişi de hesaba katarak, kapsamlı enerji dengelerini dikkate almaktadırlar.

.R. Doodman, M. Fesanghary R. Hosseini nin(Ağustos 2009) çalışmaları, hava soğutmalı ısı değiştiricilerinin (ACHE'ler) ekonomik açıdan tasarım optimizasyonu için küresel duyarlılık analizi (GSA) ve harmoni arama (HS) algoritmasının kullanımını araştırmaktadır. Optimizasyon sorununun boyutunu azaltmak için GSA, tasarım parametrelerinin etkisini incelemek ve etkili olmayan parametreleri tanımlamak için gerçekleştirilir. Sonrasında etkili parametreleri optimize etmek için HS uygulanır. HS algoritmasının kabiliyetini göstermek için bir vaka çalışması düşünülmekte ve doğrulama amacıyla genetik algoritma (GA) da bu vaka çalışmasına uygulanmaktadır. Sonuçlar, HS algoritmasının GA ile karşılaştırıldığında daha yüksek doğrulukla optimum çözüme yakınsadığını ortaya koymaktadır

David G. Wood, Anthony J. Crisp, Arthur J. Bursle (1996) yılında yaptıkları çalışmada katı süspansiyon bulamacının ısıtılması veya soğutulması için bir cihaz tasarlamışlardır. Bu cihazda aparat, harç maddenin muhafaza edilmesi için bir kap (1) ve bir süspansiyonun (2) bir taslak bölümü içinde bulunan bir taslak aracı içermektedir. Çekiş aracının altında, çekiş borusunun silindirik bölümünün uzunluğunun büyük ölçüde uzatılması, seri bağlanmış plakalı ısı değiştiricileridir. Plakalı ısı değiştiricileri, çekiş borusundaki basınç düşüşünü arttırmamak için çekme borusunun çeperine girintili şekilde bağlanmış veya çekiş borusunun ekseni boyunca çiftler halinde düzenlenmiştir, böylece boru hattı kesit alanı Isı eşanjörleri tarafından kullanılan taslak tüpü en aza indirgenmiştir.

Rahim K. Jassim, Tahar Khir, Badr A. Habeebullah, Galal M. Zaki çalışmalarında hava soğutmalı kondenserdeki bir dizi tüp üzerinde sürekli kanatların geometrik parametrelerini optimize etmek için bir ekserji yöntemi bu kutuda geliştirme üzerinde durmuşlar ve toplam maliyet fonksiyonu, sermaye yatırımının yıllık maliyeti ve geri dönüşsüzlüğe karşı tazminat maliyeti temelinde ifade etmişlerdir. Sonuçlar, toplam geri döndürülemezliğin kondenser kapasitesinin% 3.885'inin etkisinin olduğunu göstermektedir

A.E. Conradie. Author .D.G. Kröger (1996) araştırmalarında kuru soğutma sistemlerinin performans değerlendirmesi, sistemin fiziksel olgusunu modelleme kabiliyetine büyük ölçüde bağlı olduğunu saptamışlardır.Sonuç olarak küçük

değişiklikler ve geliştirilmiş ve güvenilir tasarım uygulamaları, büyük ve pahalı bitkilerin çalışma ömrü boyunca sermaye ve işletme maliyetlerinde büyük tasarruflara neden olabileceği anlaşılmıştır.

David Henry Eber (1976) patentli çalışmada hava soğutmalı santrifüjlü bir soğutma makinesi, düşük dış ortam sıcaklıklarında soğutucu akışkanının doğal dolaşımını önlemek için sıvı hattında otomatik kapanma valfine sahip olup, aksi takdirde evaporatördeki suyun donmasına neden olarak gösterilmektedir.

José María Ponce-Ortega, Medardo Serna-González and Arturo Jiménez-Gutiérrez (2009) yılında yayınladığı makalede soğutma ağlarının sentezini ve detaylandırılmış tasarım özelliklerini eşzamanlı olarak ele alan bir model sunulmaktadır. Model, karışık tamsayı doğrusal olmayan bir programa dönüştürülen genelleştirilmiş ayrık programlama formülasyonuna dayanmaktadır. Amaç fonksiyonu, soğuk hizmet tüketim maliyeti, soğutucular ve pompalar için sermaye maliyeti ve pompalama maliyetlerini açıklayan toplam yıllık maliyeti en aza indirgemektir.

M. Dentice d'Accadiaa, L. Vanoli (Şubat 2011) kıtabında güneş Enerjisi Isıtma ve Soğutma sistemlerinin (SHC) optimal termoekonomik konfigürasyonu araştırmıştır. Özellikle Napoli'de (güney İtalya) bulunan bir ofis binasına yönlendirilen bir vaka çalışması sunulmuştur; Bu yapı için üç farklı SHC yapılandırması analiz edilmiş olup sonuçlar optimal konfigürasyonlarda enerji ve parasal akışlara özel önem verilerek aylık ve haftalık olarak sunulmaktadır ve Özellikle, termoekonomik analiz ve optimizasyon, bu tür teknolojilerin geliştirilmesi için iyi bir fonlama politikasının, tatmin edici bir Geri Ödeme Dönemi gerçekleştirilmesine olanak tanıyan, bir katma değer vergisi ile hafif bir Sermaye Maliyeti Katkı'sı birleştireceğini göstermiştir.

Richard Salmonson, Scott Robinson, Timothy McCann, David Collins (2005) patentli çalışmada elektronik devre kartları için sıvı soğutmalı ısı emici tarif edilmiştir. Bir ısı emici tabanın, tabandan ısıyı uzaklaştırmak için bir sıvı soğutma düzenlenmiştir. Soğutma kanatlarının bir düzenlemesi tabandan uzanır ve her kanadın en az bir yüzeyi bir termal ara yüzey tabakası içerir. Düzenek, paralel elektronik devre levhaları arasında paralel olacak şekilde düzenlenmiştir, böylece

her bir devre kartı için, bir yüzgeçli bir termal temas tabakası, bileşenlerden yüzeye ısı iletmek üzere devre üzerinde bir çok bileşene temas eder Isıyı soğutucu tabana aktarır.

Frank M. Iannelli (Mayıs 1983) tarihli patentinde bir kabin üstüne monte edilen, bir fıçı içinde taşınan bira gibi sıcak bir içeceğin musluğun dışarı akması öncesinde soğutulan bir içecek soğutma cihazini bulmuştur. Aparat, bir iç duvara çok bitişik konumlandırılmış bir buharlaştırıcı bobine ve kap içinde merkezi olarak konumlandırılmış bir içecek dağıtım kabına sahip silindirik bir kap içerir. Güçlü bir propellör, bobin içinden akan biranın soğumasını arttırmak için, buz katmanı ve içecek dağıtım kabı etrafında suyu dolaştırmak için kap içinde merkezi bir yere yerleştirilmiştir. Kapta suyun uygun sıcaklığını korumak için bir kompresörün çalışmasını kontrol etmek için buz tabakası ve içecek soğutma bobini arasındaki suda bir sıcaklık sensörü taşınır.

Jerry A. Ebeling, Rick Halil, Doug Bantam, Byron Bakenhus, Henry Schreiber and Ron Wendland (1992) araştirmalarına göre akıt türbini pik üniteleri, sıcak, nemli hava şartlarında yaz taleplerini en yüksek seviyeye getiren kısa süreli dönemlerde güç sağlar. Bu aynı hava koşulları yanma türbin kapasitesini ve ısı oranını düşürür. Soğutma yanmalı türbin giriş havası yoğunluğunu arttırır ve yanma türbin performansını geliştirir.

A. Caruvana, R. S. Rose, E. D. Alderson and G. A. Cincotta (1980) makalesinde kömür türevi yakıtlarla çalışabilen ve düşük Btu kömür gazı yakarken 73 MW üretecek su soğutmalı bir gaz türbininin ön tasarımını sunmaktadır. 2600 derece ateşleme sıcaklığında yanmanın ve ısı transferinin kritik teknoloji konularına özellikle önem verilmektedir. Son teknoloji gelişmeleri; Yani, bu gelişmiş konsepti mümkün kılan materyal gelişmeleri, kompozit yapı, su soğutma, yakıt temizleme vb. Konuları ele alınmaktadır. Sıcak gaz yolu bileşenleri, kademeli sektörel yakma borusu, suyla soğutulan nozullar ve kepçelerin ayrıntılı açıklaması bu son gelişmelerin uygulanmasını göstermektedir. Devam etmekte olan bileşen geliştirme test programı anlatılmakta ve test sonuçlarının mevcut olduğu yerlerde tasarım onayı gösterilmektedir.

BÖLÜM 3

TESİSATİN BORU SİSTEMİYLE AKTİVE EDİLMESİ.

3.1 Fonksiyon Prensibi ve Özellikleri

Ortamın soğutulmasında modül içine yerleştirilmiş kılcal borular kullanılmaktadır. Kılcal boru olarak ∅3,4 x 0,55 mm veya ∅4,3 x 0,9 mm çapında polipropilen borular tercih edilmektedir.

Tezde ele alınan sistemde $1{,}51 \times 0{,}66$ m $\approx 1\text{m}^2$ ölçülerinde levha kullanıldı. Basınç kaybını düşük tutmak amacı ile su debisi bir dağıtıcı aracılığıyla 5'e bölünerek levhanın içine her birinin boyu 10 m olan 5 adet kılcal boru yerleştirildi. Levhanın içindeki boruların düzgün durmasını sağlamak ve levhanın mukavemetini artırmak amacıyla, borular tahta çerçeveye gerilmiş 16mm $\times$ 16mm'lik tel örgü üzerine sabitlenmiştir.

Soğuk levhanın yüzeyi yakınında soğuyan hava yoğunluğu artarak aşağıya inmektedir.

Bu hava hareketi dik duran sıcak levhanın önündeki hava hareketinin tersidir. Düşük sıcaklıklı levhayla soğutulan odanın içindeki ortam havası ve cisimler, levhanın yüzeyinden soğuyan ortam havası tarafından soğutulmak ile birlikte, aynı zamanda levhayı görme oranına bağlı olarak ışınım aracılığıyla da soğumaktadır.

3.2 Yapı Elemanı İçinde Sıcaklık Dağılımının Modellenmesi

3.2.1 Genel Tanım

Bu bölümde, deneysel çalışmada kullanılan su soğutmalı modülün içindeki ve yüzeyindeki sıcaklık, sonlu farklar yöntemi ile hesaplanmıştır.Burada esas amaç, sıcaklık dağılımını ve levhanın ısı kazancını tespit etmektir.

Modül sıcaklık dağılımını bulmak için sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Sonlu farklar yönteminin sağladığı en önemli avantaj, düzenli olmayan geometrilere ve sınır şartlarında uygulanabilmesidir.

Boru çapı (iç) = 4 mm
et kalınlığı = 1 mm
aralık = 20 mm
Polipropilen borunun ısı iletim katsayısı:
λ_{pp} = 0,18W/(mK)

Buradaki ısı transferi süreci değerlendirilirken yapılmış varsayımlar aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

1. Soğutucu modulün ısı iletim sayısı her yerde aynıdır.
2. Sistem daimi rejimde çalışıyor.
3. Boru boyunca su sıcaklığı değişmiyor.
4. Tavanın duvar ve kolonlar ile yaptığı ısı transferinin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi ihmal ediliyor.
6. Bütün borulardan geçen su aynı sıcaklıktadır.
7. Borular ön ve arka yüzeye paralel olacak şekilde yerleştirilmiştir.
8. Sıcaklık dağılımı iki boyutludur. T = f (x,y)

Hesap hacmini azaltmak için simetriden olabildiğince faydalanılmış ve 30 mm x 10 mm ölçülerinde bir bölgedeki sıcaklık dağılımını hesaplamak yeterli görülmüştür. Borular 20 mm aralık ile yerleştirilmiştir. Simetri eksenlerinden biri borunun üzerinden diğeri ise iki borunun arasından geçiyor. Boru kare şeklindeki bir eleman ile temsil edilmiştir. Her ne kadar boru ile aynı hidrolik çapa sahip bir kare kullanmak mantıklı gibi görünse de, buna benzer hesaplamalarda temsil edeceği boruyla aynı çevreye sahip kare kullanılması tavsiye edilmektedir. /1, Glück /.

Burada kullanılan 4 mm çaplı kılcal boru yerine alınacak kare kesitin kenar uzunluğu aşağıdaki şekilde belirlenir:

$Ç_{boru} = \pi d = \pi.4 = 4\pi \quad Ç_{kare} = 4.a \Rightarrow a = \frac{Ç_{kare}}{4} = \frac{Ç_{boru}}{4} = 3{,}14 \text{ mm}$

Böylece, a = 3,14 mm karenin kenar uzunluğu olarak kabul edilebilir.

3.2.2 Kılcal Boruların İçindeki Isı Taşınım Sayısının Belirlenmesi

Kılcal borular içindeki yüzey film katsayısı için; /6, Winter s.354/ 'ten alınmış su için deneysel olarak çıkartılmış uygulama denklemi (2) kullanılmıştır.

$$\alpha_{su} = 1750\left(1 + 0,015.T\right) \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \quad \text{kcal/(m²hK)} \qquad (2)$$

Burada,

T = 20 °C = 293,15 K mutlak su sıcaklığı,

w (m/s) ortalama su hızı,

d = 4 mm = 0,004 m boru iç çapı.

$\dot{V}$ = 120 L/s = 3,33.10^{-5} m³/h debi ve n = 5 adet boru için su hızı hesaplandığında, boru içinde:

$$\dot{V} = n \cdot w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow w = \frac{4\dot{V}}{n\pi d^2} = \frac{4.3,33.10^{-5}}{5\pi.(0,004)^2} \qquad (3)$$

w = 0,530 m/s ortalama su hızı bulunur.

Madde fiziki değerlerinin (2) ifadesinde yerine konulması ile kılcal boru içindeki ısı taşınım sayısı aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\alpha_{su} = 1750\left(1 + 0,015.293,15\right) \cdot \frac{0,530^{0,87}}{0,004^{0,13}} = 11144,6 \text{ kcal/}\left(\text{m}^2\text{hK}\right) \qquad (4)$$

α_{su} = 12958,7 W/(m²K)

3.2.3 Levhanın Yüzey Taşınım Sayısı ve Isı Kazancı

3.2.3.1 Doğal Taşınım ile Meydana Gelen Isı Kazancı

Taşınım ile ısı geçişi, akışkanın bir katı cidar üzerinde veya kanal içerisinde hareketi ile enerji taşınım sürecidir. Burada, akışkan hareketinin oluşturulması şekline bağlı olarak "zorlanmış taşınım" ve "doğal taşınım" ayrı ayrı değerlendirilir. Buna karşılık akışkan içindeki sıcaklık farkının neden olduğu yoğunluk farkından dolayı oluşan kaldırma kuvvetleri akışkan hareketini oluşturuyorsa bu duruma da "doğal taşınım" adı verilir. Yüzey sıcaklığı $T_{yüz}$ temas ederek akan akışkanı ortalama sıcaklığı $T_{akış}$ ise, cidar ile akışkan arasındaki birim zamandaki ısı geçişidir.

Doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferinin hesaplanmasında kullanılan ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi mümkündür. Isı taşınım katsayısı olarak /2, Dağsöz s.380/'de iç duvarlar için önerilen $a_{yüz}$= 7kcal/(m²hK) = 8,14W/(mK) kullanılmıştır.

$$Q_n = \alpha_{yüz} . A (T_{yüz} - T_{akış}) \quad (5)$$

3.2.3.2 Işınım ile Meydana Gelen Isı Kazancı

İletim ve taşınım ısı geçişinden tamamen farklı bir özelliktedir. Bu tür ısı geçişinde diğerlerindeki gibi bir ortama ve maddesel bir temasa gerek yoktur elektromanyetik dalgalarla enerji aktarımı sağlanmaktadır.

Bir yüzeyin birim alanından, birim zamanda geçen ışınım, yüzeyin mutlak sıcaklığının dördüncü kuvvetiyle doğru orantılıdır. $E \alpha T^4$

Maksimum miktarda ışınım neşredebilen ideal yüzeyler siyah yüzeylerdir. Buna göre siyah cismin ışınım neşretme gücü Stefan – Boltzmann yasasına göre $Es = \sigma T^4$ şeklindedir.

Diğer yüzeylerin neşrettiği ışınım miktarı ise $E = \varepsilon Es = \varepsilon \sigma T^4$ bağıntısıyla tanımlanır. Buradaki ε, söz konusu cismin ışınım neşretme gücünün, siyah cismin ışınım neşretme gücüne oranıdır. Bu orana emisivite adı verilir. Işınımla ısı geçişi aşağıdaki şekilde verilebilir:

$$Q_{ışınım} = \sigma.\varphi.\varepsilon.(T_2^4-T_1^4) \quad (6)$$

Burada:

$\sigma = 5{,}669.10^{-8}$ W/(m²K⁴) (Stefan – Bolzman sabiti)

$\varepsilon_a = 0{,}93$ (Yüzeyin emisivitesi)

$\varphi = 1$ (Görme oranı)

$T_2 = 30°C = 303{,}15K$

$T_1 = (T_{yüz} + 273{,}15)K$, anlamındadır.

Verilmiş değerlerin (6) ifadesine yazılması ile aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$q_{ışınım} = 5{,}669.10^{-8}.1.0{,}93\ [303{,}15^4 - (T_{yüz} + 273{,}15)^4]\ W/m^2 \quad (7)$$

$$q_{ışınım} = 5{,}2722.10^{-8}[303{,}15^4 - (T_{yüz} + 273{,}15)^4]\ W/m^2 \quad (8)$$

3.2.3.3 Isı İletimi İle Meydana Gelen Isı Kazancı

Isı iletimi: Katı, sıvı ve gaz şeklinde herhangi bir ortamda bulunan bölgeler arasında veya direkt fiziki temasta olan farklı ortamlar arasında, atom ve moleküllerin gözlenebilir yer değiştirmesi olmaksızın, bunların doğrudan teması sonucu, yüksek enerji seviyesinden alçak enerji seviyesine doğru bir ısı yayınımı sürecidir. İletimle ısı aktarımı genel olarak sıcaklığa ve sıcaklık basamağına bağlıdır. Sıcaklık alanının matematiksel ifadesi
T (x,y,z,t) şeklindedir.

3.2.3.4 Yüzeyin Toplam Isı Kazancı:

Yüzeyin toplam ısı kazancı, taşınım ve ışınım ile olan ısı kazançları toplamıdır.

$$q = \alpha.\Delta T + \sigma.\varphi.\varepsilon. [303{,}15^4 – (T_{yüz} + 273{,}15)^4] \text{ W/m}^2 \quad (9)$$

Burada ısı taşınım katsayısı $\alpha_{yüz} = 8{,}14 \text{W/(mK)}$, ortam sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı $\Delta T = (30 - T_{yüz})$. Madde fiziki değerleri (8) ifadesinde yerine konulduğunda levha yüzeyinin toplam ısı kazancı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$q = 8{,}14.(30 – T_{yüz}) – 5{,}2722.10^{-8}.[303{,}15^4 – (T_{yüz} + 273{,}15)^4] \text{ W/m}^2 \quad (10)$$

3.3 Modelin Madde Fiziki Değerlerinin ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi

-Simetri eksenlerinden ısı transferi gerçekleşmediğinden, sınır şartı olarak ısı akışına
0 (sıfır) değeri verilir.
-Ön ve arka yüzeyde sınır şartı olarak kullanılan değerler; ısı taşınım katsayısı $\alpha_{yüz} = 8{,}14 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, ortam sıcaklığı 30°C = 303,15K , yüzeyin emisivitesi $\varepsilon = 0{,}93$.

Bunun için ısı geçirgenliği aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$k = 2\pi / \left(\frac{1}{r_1 \cdot \alpha_{su}} + \frac{1}{\lambda_{pp}} \ln \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (11)$$

Burada, borunun iç yüzeyindeki ısı taşınım sayısı α_{su} = 12958,7 W/(m²K)
(2) numaralı ifade ile hesaplanmıştır.

iç yarıçap r_1 = 0,002m ,
dış yarıçap r_2 = 0,003m ,
polipropilen borunun ısı iletim sayısı
λ_{pp} = 0,18 W/(mK)

Bileşenlerin madde fiziki değerlerin (11) ifadesine yazılması ile;

$$k = 2\pi / \left[\frac{1}{0,002 \cdot 12958,7} + \frac{1}{0,18} \ln\left(\frac{0,003}{0,002}\right) \right] = 2,7423 \text{ W/(mK)} \qquad (12)$$

olarak ısı geçirgenliği elde edilir fakat ısı geçirgenliği ona eşdeğer miktarda ısı transferi yaratacak ısı taşınım sayısına geçilmelidir. Eşdeğer ısı iletim sayısı aşağıdaki gibi elde edilmiştir; (∅ - boru boyudur)

$$Q = k.\ell.\Delta T = \alpha_{eş} \cdot (2\pi.r_2.\ell)\Delta T \qquad \alpha_{eş} = \frac{k.\ell.\Delta T}{2\pi.r_2.\ell.\Delta T} = \frac{k}{2\pi.r_2} \qquad (13)$$

$$\alpha_{eş} = \frac{2,7423}{2\pi.0,003} = 145,48 \quad \text{W/(m²K)} \quad \text{eşdeğer ısı taşınım sayısı} \qquad (14)$$

Elde edilen eşdeğer ısı taşınım sayısı, boru ile temas ettiği yüzeyde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Akışkan (su) sıcaklığı olarak 20 °C = 293,15 K girilmiştir.

3.4 Elektriksel Benzeşim Yaklaşım

3.4.1 Benzeşim (Analoji) yöntemi

Terminoloji açısından "analoji", şekil ve fiziksel yönden birbirine benzemez gibi görünen olaylar arasında bazı bakımlardan benzerlik bulunması demektir. Eğer iki farklı olayın oluş şekillerini ifade eden denklemler matematik bakımından aynı ise, bu iki olay birbirine benzeşmektedir (analog) denir./8,Yazıcı H.F.,s.1/

Teknikte ısı transferi mühendislik uygulamalarında ve diğer bilim dallarında geniş kullanma alanı bulan elektriksel benzeşim çözümlemesi ile, sistem kolayca incelenebilir. Isı transferi uygulamalarında bu yöntem termoelektriksel analoji yöntemi olarak adlandırılır.

Bu yöntemde elektrik akımı ısı akımına; elektriksel potansiyel farkı sıcaklık farkına; elektriksel direnç R, ısıl direnç $R_{ısıl}$'a karşılık gelir. Buna göre

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R_{ısıl}} \quad \text{ve} \quad I = \frac{U_1 - U_2}{R} \quad \text{yazılabilir.} \tag{15}$$

Bu ifade ile açıklanan ısıl direnç aşağıdaki örnek ile açıklanmıştır. /5, Can As.34/

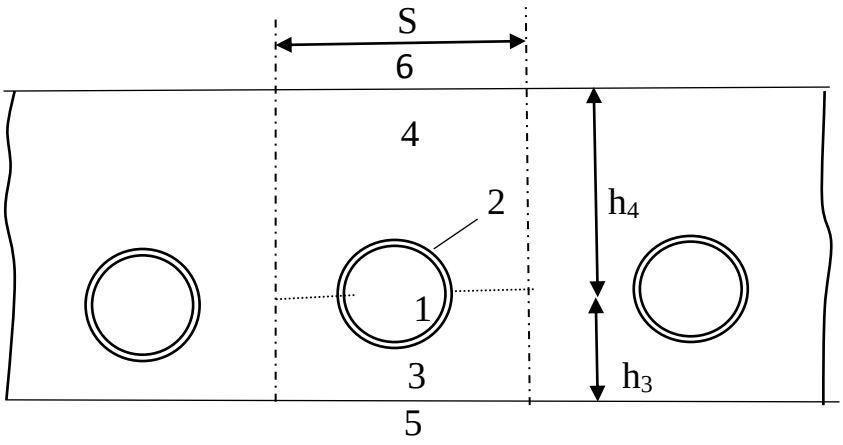
$$Q = \frac{\lambda}{\ell} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_{ısıl}} \tag{16}$$

Yukarıdaki eşitlikten $R_{ısıl}$ aşağıdaki gibi elde edilir.

$$R = \frac{\ell}{\lambda . A} \tag{17}$$

3.4.2 Elektriksel Benzeşimin (analojinin) Deneysel Modele Uygulanması

Modelde meydana gelen ısı transferi birbiriyle seri ve paralel bağlı dirençlerden oluşan bir elektriksel devre ile gösterilebilir. Modelin kesiti, S genişliğindeki bir bölge olup her biri bir direnç tarafından temsil edilen 4 bölgeye ayrılmıştır. İki borunun arasından geçen simetri eksenleridir. Ön ve arka yüzeydeki ısı taşınımı ve ışınımının oluşturduğu ısı dirençleri 5 ve 6 numaralı dirençler tarafından temsil edilmektedir.



Şekil 3.1 Modelin kesiti ve elektriksel şemadaki dirençleri temsil eden bölgeler

1.Bölge; R_1 ısı direnci boru iç yarıçapı ve ısı taşınım sayısının fonksiyonudur.

$$R_1 = 1/(2\pi \,.\, r_{iç} \,.\, \alpha_{su}) \tag{19}$$

Burada, boru iç yarıçapı $r_{iç} = 0{,}002$m , boru iç yüzeyinde ısı taşınım katsayısı $\alpha_{su} = 12958{,}7$ W/(m²K)
Bileşenlerin (133) denklemine yazılması ile;

$$R_1 = 1/(2\pi \,.\, 0{,}002 \,.\, 12958{,}7) = 0{,}006141 \quad \text{m K/W} \quad \text{elde edilir.} \tag{20}$$

Yukarıdaki denklemin paydasında boru boyunu temsil eden birimi metre olan 1 çarpanı vardır.

2.Bölge , R_2 ısı direnci, borunun iç ve dış çapının ve ısı iletim katsayısının fonksiyonudur.

$$R_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{\lambda_{pp}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \tag{21}$$

R_2 'nin ifadesinde polipropilen borunun ısı iletim katsayısı $\lambda_{pp} = 0{,}18$ W/(mK) , boru iç çapı
$r_{iç} = 0{,}002$m , dış çap $r_{dış} = 0{,}003$m.

$$R_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{0{,}18} \cdot \ln\left(\frac{0{,}003}{0{,}002}\right) = 0{,}3585 \quad \text{m K/W} \tag{22}$$

4. Bölge; buradaki ısı transferi borunun üst yüzeyi ile levhanın dış yüzeyi arasında gerçekleşmektedir.

Buradaki ısı transferi hesaplamalarını basitleştirmek amacıyla R_4 ısı direnci buradaki geometriye benzer geometriler için çıkarılmış boyut katsayısı kullanılarak

elde edilmiştir. Boyut katsayısı kullanarak S genişliğinde ve 1 metre boyunda olan bölgeden gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q_4 = \lambda_{hava} .B_4 . \ell .\Delta T \qquad W \tag{23}$$

Burada B_4 boyu katsayısı Şekil 2.17 'da görünen s , h , ve r ölçülerinin fonksiyonudur.

4. Bölgeden s genişliğinde 1 m boyunda bölgeden transfer edilen ısı miktarı R_4 ısı direnci kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_4 = \Delta T / R_4 \tag{24}$$

R_4 ile boyut katsayısı arasındaki ilişki aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\lambda_{hava} . B_4 . \ell . \Delta T = \Delta T / R_4 \quad => \quad R_4 = 1/(\lambda_{hava} . B_4 . \ell) \tag{25}$$

$$B_4 = \pi / \mathrm{Sinh}\left[\frac{s}{\pi.r_2} \cdot \ln\left(\frac{\pi.h_4}{s} \right) \right] \tag{26}$$

Boyut katsayısı, (25) ifadesinde yerine yazılarak R_4 ısı direnci ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$R_4 = \frac{1}{\pi.\lambda_{hava}} \cdot \ln\left[\frac{s}{\pi.r_2} \cdot \sinh\left(\frac{\pi.h_4}{s} \right) \right] \tag{27}$$

Burada, ahşabın ısı iletim katsayısı λ_{hava} = 0,0234 W/(mK) , boru dış çapı r_2 = 0,003m aralık s = 0,02m , boru ekseninin yüzeye uzaklığı h_4 = 0,023m

$$R_4 = \frac{1}{\pi.0,0234} \cdot \ln\left[\frac{0,02}{\pi.0,003} \cdot \sinh\left(\frac{\pi.0,023}{0,02}\right)\right] = 6,4924 \quad [mK/W] \qquad (28)$$

3. Bölge: Geometrik olarak 4. bölge ile aradaki tek fark boru ekseninin yüzeye olan mesafesidir ve 4. bölge için çıkarılmış ifade h_4 yerine h_3 yazılarak kullanılmıştır.

$$R_3 = \frac{1}{\pi.\lambda_{hava}} \cdot \ln\left[\frac{s}{\pi.r_2} \cdot \sinh\left(\frac{\pi.h_3}{s}\right)\right] \qquad (29)$$

Burada, ahşabın ısı iletim katsayısı $\lambda_{ahşap}$= 0,2 W/(mK) , boru dış çapı r_2 = 0,003m aralık s = 0,02 m boru ekseninin yüzeye uzaklığı h_3 = 0,007m.

$$R_4 = \frac{1}{\pi.0,2} \cdot \ln\left[\frac{0,02}{\pi.0,003} \cdot \sinh\left(\frac{\pi.0,007}{0,02}\right)\right] = 1,1390 \quad [mK/W] \qquad (30)$$

5. Bölge: Bu bölgede modülün yüzeyi ile ortam arasında, taşınım ve ısınım aracılığı ile gerçekleşen ısı transferi söz konusudur. Isı direnci R_5

$Q_5 = \Delta T / R_5$ ifadesinden çekilerek elde edilir. (31)

S genişliğindeki ve 1 metre boyundaki yüzeyden gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$Q_5 = \alpha_{yüz}.A.\Delta T + \sigma.\varphi.\varepsilon.A\left(T_{yüz}^4 + T_\infty^4\right) \qquad (32)$$

(31) ifadesini (32) ifadesinde yerine koyarak ısı direncini elde edebilmek için sıcaklık terimi dördüncü kuvvetten kurtarılmalı ve ΔT cinsinden yazılmalıdır.

$$\left(T_{yüz}^4 + T_\infty^4\right) = \left(T_{yüz}^2 - T_\infty^2\right) \cdot \left(T_{yüz}^2 + T_\infty^2\right) = \left(T_{yüz} - T_\infty\right) \cdot \left(T_{yüz} + T_\infty\right) \cdot \left(T_{yüz}^2 + T_\infty^2\right) \qquad (33)$$

Yukarıdaki ifadede $(T_{yüz} - T_\infty) = \Delta T$, $(T_{yüz} + T_\infty) = 2T_m$, $T_{yüz} = T_m - \Delta T/2$ ve

$T_\infty = T_m + \Delta T/2$ yerine yazılarak aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\left(T_{yüz}^4 + T_\infty^4\right) = \Delta T.2T_m\left[\left(T_m - \Delta T/2\right)^2 + \left(T_m + \Delta T/2\right)^2\right] =$$

$$= \Delta T.2T_m\left(T_m^2 - T_m.\Delta T + \Delta T^2/4 + T_m^2 + T_m.\Delta T + \Delta T^2/4\right) \qquad (34)$$

$$\left(T_{yüz}^4 + T_\infty^4\right) = \Delta T.2T_m\left(2T_m^2 + \Delta T^2/2\right) \qquad (35)$$

Yukarıdaki ifadede $\Delta T^2/2$ terimi ΔT 'nin küçük değerleri için ihmâl edilebilir. Ortalama sıcaklık $T_m = 300K$ civarında olacağı ve ΔT 'nin 10K 'i geçmediği göz önüne alındığında yapılacak hatanın çok küçük olduğu görülür. Meydana gelen sapma (36) ifadesi ile tespit edilmiştir.

$$\left(\Delta T/2\right)/\left(2T_m^2\right) = (10^2/2)/(2.300^2) = 0,00028 = \%\ 0,028 \qquad (36)$$

(35) ifadesindeki $\Delta T^2/2$ terimi ihmâl edilerek

$$\left(T_{yüz}^4 + T_\infty^4\right) = \Delta T.2T_m.2T_m^2 = 4T_m^3.\Delta T \qquad \text{elde edilir.} \qquad (37)$$

(37) ifadesi, /7, Derbentli T., s.2/ 'de ışınım ile ısı transferinin ΔT cinsinden yazılması gerekli olduğu durumlar için tavsiye edilmiştir. T_m sıcaklığı ortam sıcaklığı ile yüzey sıcaklığının ortalamasıdır. Hesaplamalarda kolaylık sağlaması açısından T_m su sıcaklığı ile ortam sıcaklığının ortalaması olarak kullanılmıştır. T_m sıcaklığının bu şekilde elde edilmesi ile meydana gelen sapma 5 K 'ni geçmez. T_m sıcaklığının 300 K civarında olduğu varsayımı ile 5K 'lik sapmanın sonuç üzerindeki etkisi:

$[(300+5)^3 - 300^3] / 300^3 = 0,0508 = \%\ 5,08$ olur. (38)

(37) ifadesini (32) ısı transferi denkleminde yerine yazılarak, ifadenin ışınım kısmındaki sıcaklık terimi ile taşınım kısmındaki sıcaklık terimi uyumlu hale getirilir.

$$Q_5 = \alpha_{yüz}.A.\Delta T + \sigma.\varphi.\varepsilon.A\left(4T_m^3.\Delta T\right) = \left(\alpha_{yüz} + 4.\sigma.\varphi.\varepsilon.T_m^3\right).A.\Delta T \qquad (39)$$

Bu şekilde elde edilen Q_5 ifadesinde yerine yazılmıştır.

$$Q_5 = \left(\alpha_{yüz} + 4.\sigma.\varphi.\varepsilon.T_m^3\right).A.\Delta T = \Delta T / R_5 \qquad (40)$$

R_5 terimi denklemin sol tarafına çekilerek aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$R_5 = \Delta T / \left[\left(\alpha_{yüz} + 4.\sigma.\varphi.\varepsilon.T_m^3\right).A.\Delta T\right] \qquad (41)$$

$$R_5 = 1 / \left[\left(\alpha_{yüz} + 4.\sigma.\varphi.\varepsilon.T_m^3\right).A\right] \qquad (42)$$

Yukarıdaki ifadede ortalama sıcaklık T_m yerine $(T_{su} + T_\infty)/2$ yazılarak ve yüzey alanının

A = (1 . s) m² olduğu göz önüne alarak ısı direnci ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$R_5 = 1 / \left\{\left[\alpha_{yüz} + 4.\sigma.\varphi.\varepsilon.\left(T_{su} + T_\infty\right)^3 / 2^3\right].1.s\right\} \qquad (43)$$

$$R_5 = \left\{\left[\alpha_{yüz} + \sigma.\varphi.\varepsilon.\left(T_{su} + T_\infty\right)^3 / 2\right].s\right\}^{-1} \qquad (44)$$

Burada yüzeydeki ışı taşınım katsayısı $\alpha_{yüz}$ = 8,14 W/(m²K) , Stefan – Bolzman sabiti

σ = 5,669 . 10^{-8} W/(m²K^4) , görme oranı φ = 1 , ahşap yüzeyin emisivitesi ε = 0,94 ,su sıcaklığı T_{su} = 20°C = 293,15K , ortam sıcaklığı T_∞ = 30°C = 303,15K , genişlik s = 0,02.

$$R_5 = \left\{ \left[8,14 + 5,669.10^{-8}.1.0,94\left(293,15 + 303,15\right)^3 / 2 \right].0,02 \right\}^{-1} \quad (45)$$

$$R_5 = 3,642 \text{mK} / \text{W} \quad (46)$$

6. Bölge: Isı direnci taşınım katsayısı ile ısı ışınımının fonksiyonunun olduğundan ve bunlar yüzey sıcaklığı ile değiştiğinden dolayı 6. bölgedeki R_6 ısı direnci R_5 'ten farklıdır.

Bu ifadede yüzey sıcaklığı $T_{yüz}$ yerine T_{su} kullanıldığından dolayı R_5 'in hesaplanmasında kullanılan madde fiziki değerlerle 6. bölgede madde fiziki değer tamamen aynıdır. Bundan dolayı R_5 ve R_6 birbirine eşit olmadığı halde, hesaplamaların sonucunda eşit olarak elde edilmektedir. Yüzey sıcaklığı $T_{yüz}$ yerine su sıcaklığı T_{su} konulmasının sonuç üzerindeki etkisi (38) ifadesi ile %5 'in altında kaldığı gösterilmiştir.

$$R_6 = \left\{ \left[\alpha_{yüz} + \sigma.\varphi.\varepsilon.\left(T_{su} + T_\infty\right)^3 / 2 \right].s \right\}^{-1} \quad (47)$$

Yukarıdaki ifadenin madde fiziki değerleri;

$$R_6 = \left\{ \left[6 + 5,669.10^{-8}.1.0,94\left(293,15 + 303,15\right)^3 / 2 \right].0,02 \right\}^{-1} \quad (48)$$

$$R_6 = 3,642 \text{mK} / \text{W} \quad (49)$$

Her bir ısı direnci (18) toplam ısı direnci ifadesinde yerine konularak toplam ısı direnci aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$R_{top} = 0,006128 + 0,3585 + \frac{1}{\frac{1}{4,0159 + 3,642} + \frac{1}{1,1390 + 3,642}} \quad (50)$$

$$R_{top} = 3,308 \text{mK} / \text{W} \qquad \text{toplam ısı direnci} \quad (51)$$

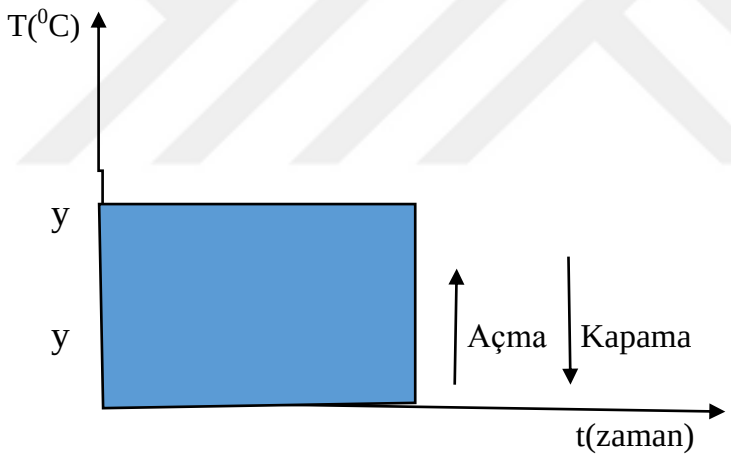
Toplam ısı direnci modülün s = 20 mm genişliğinde ve 1 m boyundaki kısmı için hesaplanmıştır. Modülün 1 m² alanından meydana gelen ısı transferi (ön ve arka yüzeyden) aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$Q = \frac{1}{s} \cdot \frac{\Delta T}{R_{top}} \qquad (52)$$

3.5.1 Süreksiz Kontrol Elemanları ve Kullanımları

Süreksiz kontrol elemanları oldukça basit ve ekonomiktirler. Bu yüzden, çok yaygın olarak kullanılırlar. Süreksiz kontrol elemanının en büyük özelliği, "kontrol büyüklüğü" sabit tutulmayıp /11 Can, A, s.58/, bilakis iki sınır değer arasında yukarı aşağı salınır. Sabit tutulan değer, kontrol büyüklüğünün ortalama değeridir.

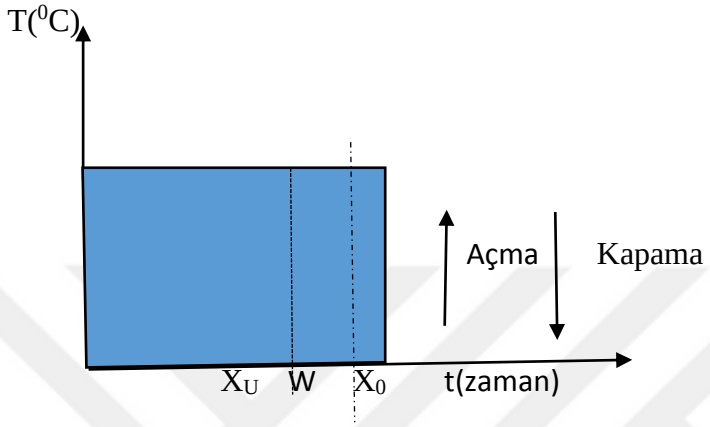
Süreksiz kontrol elemanı için, kontrol büyüklüğü ve kumanda büyüklüğü arasındaki bağıntıyı veren, bir karakteristik eğri verilebilir.



Şekil 3.2 Açıp kapama farkı olmayan durum için karakteristik eğri

Giriş büyüklüğü , x kontrol büyüklüğü ve çıkış büyüklüğü de y kumanda büyüklüğüdür. Karakteristik eğrinin çıkarılması x kontrol büyüklüğü değeri değiştirilir ve y kumanda büyüklüğü gözlenir. Eğer, x kontrol büyüklüğü, w kılavuz büyüklüğünden küçük ise, bu durumda kumanda büyüklüğü, üst sabit değeri y_H üzerinden bulunur. Eğer, x kontrol büyüklüğü y kılavuz büyüklüğünü aşarsa, o zaman y kumanda büyüklüğü sıfır değerini alır veya temel yük değeri azalır.

İki konumlu kontrol elemanlarının teknik örneklerinde, genellikle açıp-kapama farkı "histeriz" görülür.Yani kontrol elemanı, verilmiş bir kılavuz büyüklükten farklı değerde devreyi açar ve bundan farklı bir değerde kapar. Şekil 3.4 de bu tip bir kontrol elemanın karakteristik eğrisi gösterilmiştir. X kontrol büyüklüğünün değeri, devrenin kelimesinde, w kılavuz büyüklüğünün üzerinde ve devrenin birleştirilmesinde w kılavuz büyüklüğünün altında bulunur.



Şekil 3.3 Açma kapama farkı olan karakteristik eğri.

Açıp kapama noktaları arasındaki bölüm, açıp kapama farkı "histeriz" olarak adlandırılır.
Bunun için ,

$$X_d=X_0-X_U \qquad (53)$$

Şeklindeki eşitlilik geçerlidir.

Kontrol siteminin gecikmeli, gecikmesiz veya ölü zamanlı olmasına bağlı olarak küçük veya büyük toleranslı kontrol meydana gelir. Süreksiz kontrol elemanı kullanılarak birden fazla fiziksel büyüklük birbirlerinden bağımsız olarak aynı zamanda sabit tutulabilir. Bu sabit tutma yukarıda belirtildiği gibi, aynı zamanda kontrol cihazının açıp kapama farkına bağlıdır. Süreksiz kontrol elemanı ile gerçekleştirilen konumlu kontrolde ancak bir veya birkaç kontrol büyüklüğünün birbirinden bağımsız sabit tutma işlemi yapabildiğinden küçük tesislerde kullanılır. En çok kullanıldıkları yerler çoğunlukla sıcaklığın sabit tutulmak istenildiği

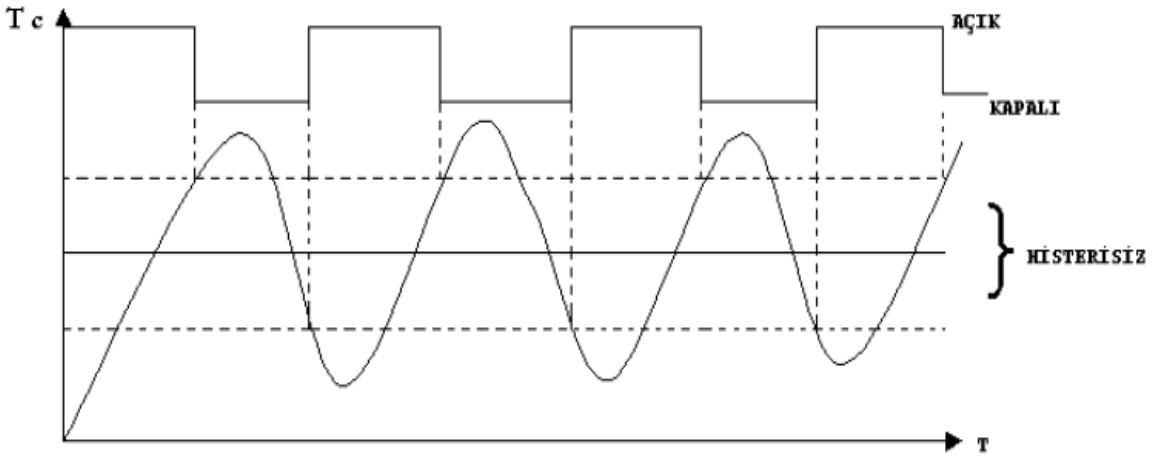
yerlerdir. Sıcaklık normal şartlarda -4 C kadar sabit tutulabilir. Sıcaklığın bu yöntemle kontrolünde, büyük toleranslar meydana gelir çünkü her madde özgül ısınma ısısı ve sınırlı ısı iletkenliği, dolayısı ile bir ısı deposudur. Basıncın kontrolü, fırınlar, klima tesisleri, ısıtma tesisleri, süreksiz kontrol elemanlı konumlu kontrol uygulanan tesislere örnek olarak verilebilir.

3.5.1 Süreksiz Kontrol Deneysel Modele Uygulanması

Bu tip kontrollerde sistemin enerjisi güç elemanına ya tam uygulanır, ya da tam kesilir. Güç elemanı iki durumda bulunabilir; ya çalışıyordur ya da duruyordur. Burada 220 V 50 Hz şebeke elektriği ile çalışan pompa buzdolabında bir değer aralında duran suyu alıp, bir odayı soğutmaktadır. Ancak oda sıcaklığı 22 ^{0}C dereceye ayarlandı. Oda sıcaklığı 22 ^{0}C ‘ye gelinceye kadar pompa çalışır. 22 ^{0}C ye gelince pompa devreden çıkar. Aşağıda bu tip kontrole ait sıcaklık – zaman eğrisi ve transfer eğrisi görülmektedir.

Bu tip açık – kapalı kontrolde kontrol değişkeni olan ortam sıcaklığı sürekli değişim halindedir. Pompa 22 ^{0}C ‘ de durur durmaz sıcaklık, biraz sonra bu değerin üstüne çıkacaktır. Örneğin 22,1^{0}C gibi. Ortam sıcaklığı set değerinin altına düşer düşmez pompa yeniden çalışmaya başlayacaktır. 22,1^{0}C’den 22^{0}C’ye düşünce tekrar duracaktır. Pompa 0,1 ^{0}C’ lik bir aralıkta çalışıp - duracaktır. Yani bir salınıma (osilasyona) girecektir.

Böyle bir salınıma güç elemanını çalıştırıp durduran sürücü devrenin çabuk bozulmasına neden olur. Sistemin verimini düşürür. Devrenin böyle bir salınıma girmesini önlemek için sabit bir bant oluşturuldu sıcaklık 22 ^{0}C ye set edilir ancak ısıtıcı 18 ^{0}C ‘ye kadar çalışmasını sürdürür. 18^{0}C ‘ye gelince durur. Ortam sıcaklığı 20^{0}C’nin üstüne çıkamadan pompa devreye girmez. Ortam sıcaklığı 20^{0}C’nin üstüne çıkınca pompa devreye girer. Böylece pompanın devreye girip çıkması için 4 ^{0}C’lik sabit bir bant oluşturularak sistemin sürekli çalışıp durma durumu önlenmiş olur. Bu sabit banda histeriz bandı da denir.



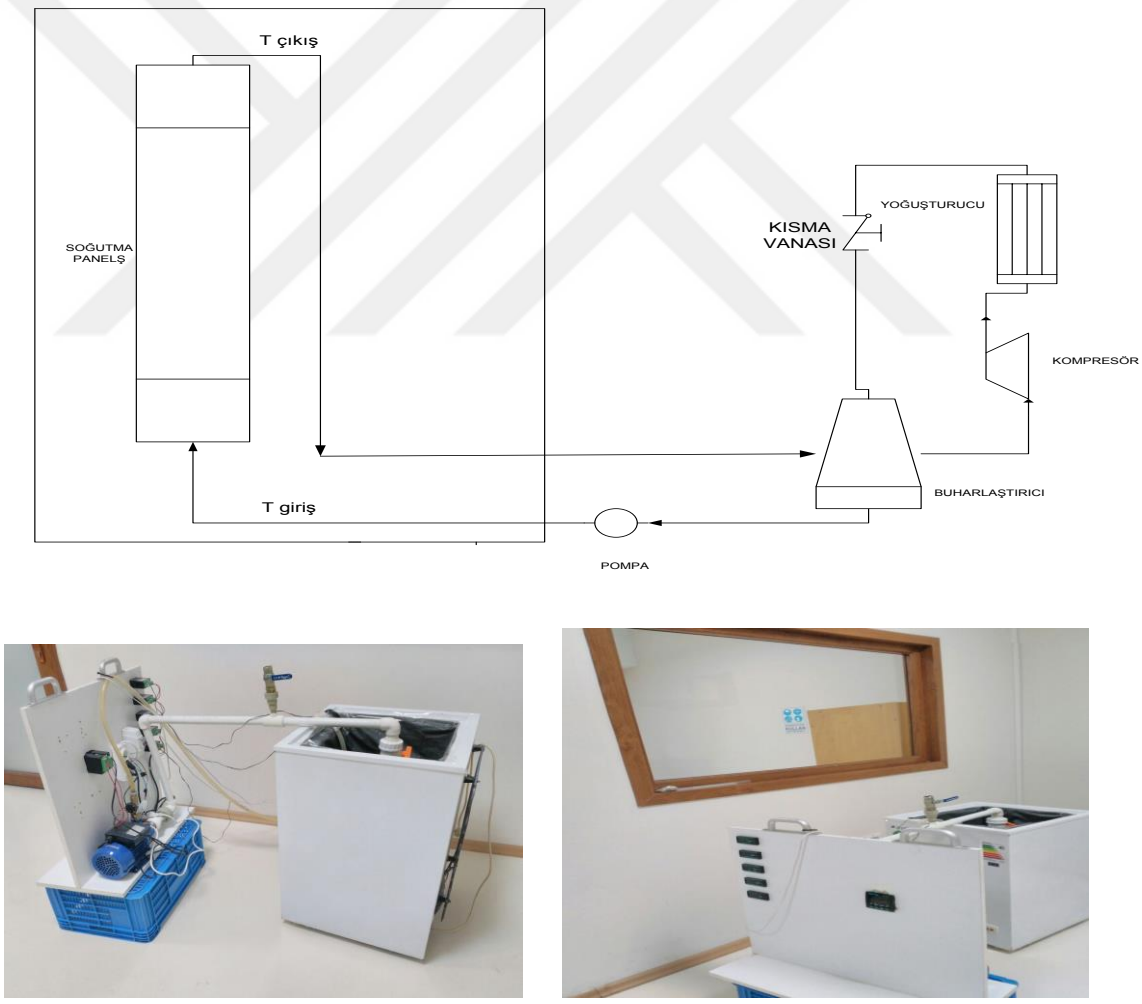
Şekil 3.4 Histerisizli açık – kapalı kontrol eğrisi

Bu eğriden anlaşılacağı üzere, pompa set değerini geçtiği anda enerji kesilmez, belirli bir değere kadar yükselir ve daha sonra kapanır. Enerji kesildikten sonra sıcaklık yükselmeye başlar. Yine sıcaklık set değerinin altına iner inmez pompa devreye girmez. Set değerinin altındaki değerlere kadar düşünce ısıtıcı tekrar çalışmaya başlar. Set değerinin altında ve üstündeki çalışma –durma noktaları arasındaki bu bandın darlığı veya genişliği kontrol edilen sürecin gerektiği kadar olmalıdır.

BÖLÜM 4

DENEY STANDI ve DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Birleşik sistemi oluşturan tesisat ve çalışma yöntemi Şekil 4.1 ile verilmiştir. Buzdolabı ile doğal yeraltı suyu ile akıllı hacim soğutması olarak tanımlanmıştır. Soğutma hacminin ve dış ortamın sıcaklıkları arasındaki fark, kontrol büyüklüğünü oluşturmaktadır. Doğal yeraltı suyunun soğutma modülünde sirkülasyonunu sağlayan pompanın debisi, otomatik kontrol çevriminin kumanda büyüklüğü olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.1 Şematik ve resim olarak deney tesisatının görünümü ve bağlantılar.

Soğutma hacmi İstanbul Çatalca semtinde kurulu üniversite laboratuvarının 4m x 5m x 10m ölçülerine sahip bir hacmidir. TS 825 Standartına uygun yapı bileşenli. Hacmi çevreleyen diğer üç yüzey benzer iç hava kalitesi konfor özelliklerine sahiptir. Kullanılan soğutma Modülü 100 W/m^2 kapasitelidir ve daha önce test edilmiştir.

Doğal yeraltı suyu kullanılarak soğutulan iç hacim sıcaklığı 21 ^oC, dış ortam sıcaklığı 25 - 30 ^oC arasında değişmektedir. Sıcaklık izleyicileri sensörler olarak platin direnç termometreleri kullanılmıştır.

4.1 Polipropilen Borular

4.1.1 Genel Bilgiler

Yapı elemanlarının ısıl aktive edilmesinde kullanılan kılcal borular polipropilenden üretilir. Polipropilen, propilenin polimerizasyonu aracılığıyla elde edilir. Kullanılan polipropilen boruların yapı elemanı içindeki ömrü 50 yılı aşar. Polipropilen boruların içi düz ve pürüzsüzdür.Boruların esnekliği ve kaynak kabiliyeti montaj kolaylığı sağlamaktadır.

Polipropilen toksik değildir, gıda maddelerinin muhafaza edildiği plastik kapların üretiminde kullanılmaktadır. Bunun haricinde farmakolojik ürünlerin ambalajlanmasına uygundur.

Polipropilenin sağladığı diğer üstünlükler:

- korozyon dayanıklılığı
- hafiftir (demirden 9 kat daha hafif)
- çok rahat kaynak edilebilir
- çok düşük sürtünme kaybı
- çok düşük akış sesi

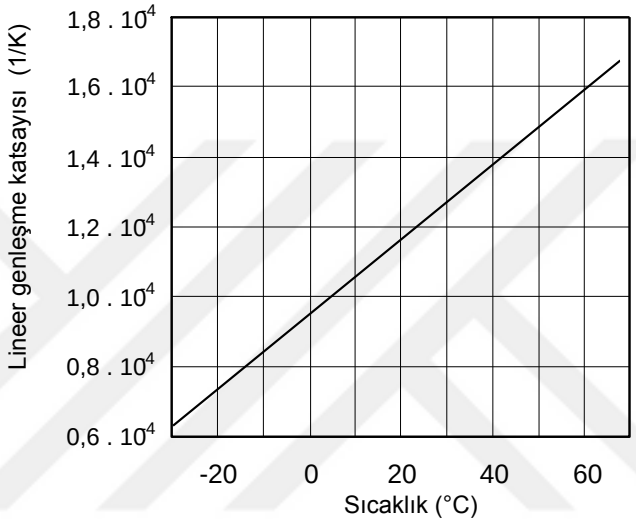
*) Polipropilen borularla ilgili bilgiler /9, Chahed, Mrowetz/ 'ten alınmıştır.

- yüksek basınç yüklemesine uygundur
- iyi ısı izolasyon özelliği
- içinden akan akışkanlara ve yapı maddelerine dirençlidir
- ısıda yüksek form korunumu

- gerilim çatlağı oluşturmaz
- elektrik iletmez
- iyi ısıl yaşlanma korunumu

4.1.2 Lineer Genleşme Katsayısı

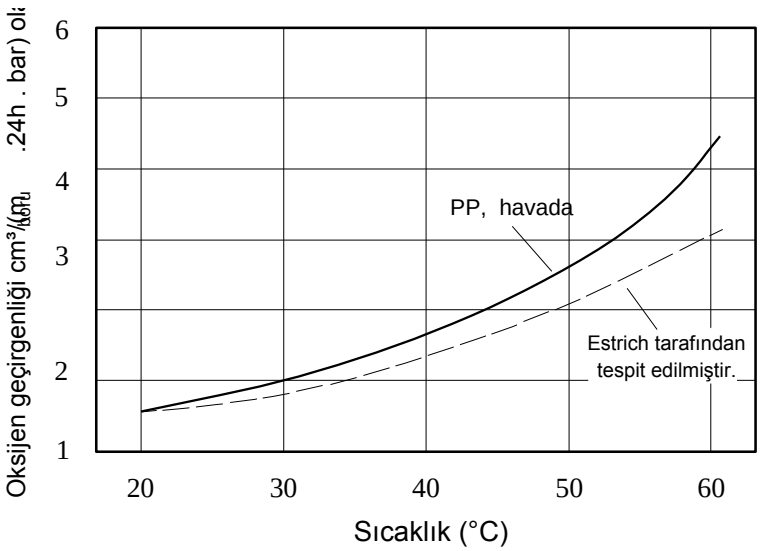
Sıcaklık değişimleriyle oluşturulan uzunluk değişimleri, bütün suni maddelerde metallerden daha büyüktür. Şekil 4.2'de DIN 53752 normuna göre polipropilenin lineer genleşme katsayısının sıcaklık ile değişimi verilmiştir.



Şekil 4.2 Lineer genleşme katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi (DIN 53752).

4.1.3 Oksijen Geçirgenliği

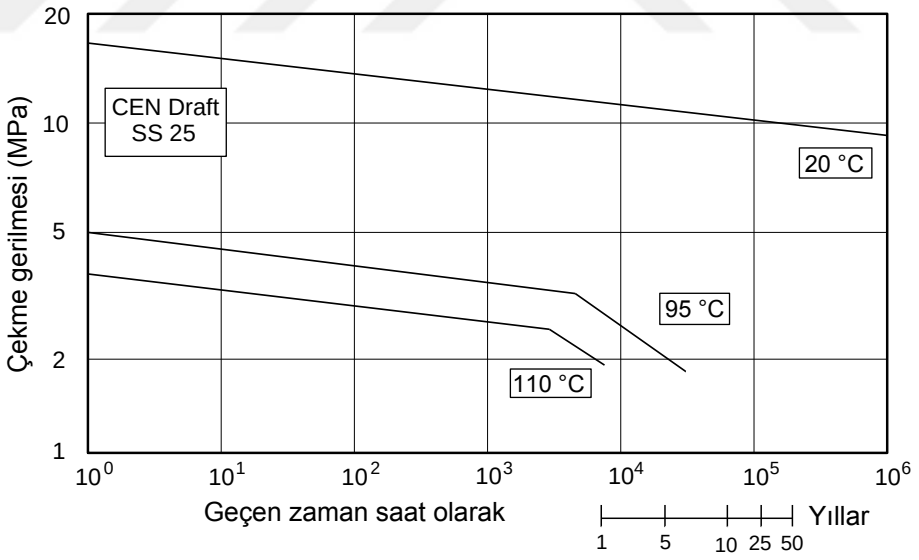
Polipropilen borular uygulanan basınca bağlı olarak değişen az miktarda oksijen geçir-genliğine sahiptir. Şekil 4.2'deki oksijen geçirgenliği diyagramı ısıtma amaçlı kullanılan PP borular için kullanılmamalıdır.



Şekil 4.3 DIN 4726/4728 'e göre PP boruların oksijen geçirgenliği diyagramı.

4.1.4 Yaşlanma Dayanımı

Isı etkisine ait sıcaklık ve dayanım, ısı ile yaşlanmaya ait kimyasal olayı belirler. Şekil 4.4 zaman durum davranışını göstermektedir. Maksimum emniyetli işletme basıncı (15) formülüne göre hesaplanır.



Şekil 4.4 İç basınç - dayanma süresi diyagramı.

$$P = (\sigma_v \cdot 10 \cdot 2 \cdot s \cdot Si) / (d_a - s) \qquad (54)$$

Burada P – maksimum basınç (Bar), σ_v – çekme gerilmesi, ortalama boru çapı, s – boru et kalınlığı, Si – emniyet faktörü.

4.1.5 Uygun İşletme Basınçları ve Maksimum İşletme Süreleri

50 yıllık işletme süresi için Polipropilen PN 10'dan yapılmış borular için sıcaklığa bağlı olarak verilmiş emniyetli işletme basınçları 1,5 emniyet katsayısı ile aşağıda verilmiştir. /9, Chahed, Mrowetz s.18/

Tablo 4.1 Su sıcaklığına bağlı olarak emniyetli işletme basınçları

Sıcaklık	Emniyetli işletme basıncı
20°C	12,9 Bar
30°C	10,9 Bar
40°C	9,2 Bar
50°C	7,7 Bar
60°C	6,5 Bar
70°C	4,3 Bar
80°C	3,2 Bar

4.1.6 Yanma Özelliği

Polipropilen malzemeler DIN 4102 T2 'de tarif edilmiş B2 yanma sınıfı şartlarına uygundur. ASTM D 1929/77 'ye göre kendi kendine tutuşma sıcaklığı 360°C, dışarıdan tutuşma sıcaklığı 345 °C. Polipropilenin yanma sonu ürünleri çevre kirliliği yaratmamakta olup ısıl değeri 12,8 kWh/kg = 11000 kcal/kg olarak verilmektedir.

4.1.7 Polipropilenin Madde Fiziki Özellikleri

Özellik	Sınama yöntemi	Sonuç
Özgül ağırlık (23°C)	ISO 1183, DIN 53 479/a	897 kg/m³
Kopma uzaması	ISO 527/1A, 50 mm/min	> %400
Çekme elastidite modülü	ISO 527/1A, 50 mm/min	808 MPa
Eğime modülü	ISO 178, 2 mm/min	874 MPa
Eğime mukavemeti	ISO 178, 2 mm/min	30,5 MPa
Vicat - Yumuşama sıcaklığı	ISO 306, Metode A, 50K/h	131,3°C
Ergime sıcaklığı	ISO 3146-19	142,4°C
Isı sığası (20°C)	DSC	2,0 kJ/(kg.K)
Isı iletim kabiliyeti (10 - 60°C)	DIN 52 612	0,21W/(m.K)
Isıl form dayanıklılığı, HDT-A	ISO 75, Methode A	45,2°C

Tablo 4.2 Polipropilenin madde fiziki özellikleri

4.2 Modüller ve Özellikleri

Modülde borular kontraplâk levhanın üzerine tel ile sabitlenmiştir (Şekil 4.7). Bu şekilde açıkta duran borularla kütle içinde bulunan borulardan gerçekleşen ısı transferini karşılaştırma olanağı sağlanmıştır.

4.2.1 Modüllerin Ölçülerinin Belirlenmesi

İlk önce modüle kaç adet boru kullanılacağı belirlendi (Bölüm 4.2). Daha sonra boruların diziliş şeklinden yola çıkarak modülün yüzey alanı 1m² olacak şekilde en ve boy tespit edilmiştir.

Borular Şekil 4.5'teki gibi yerleştirildiğinde borular 14 kere kıvrılmaktadır.

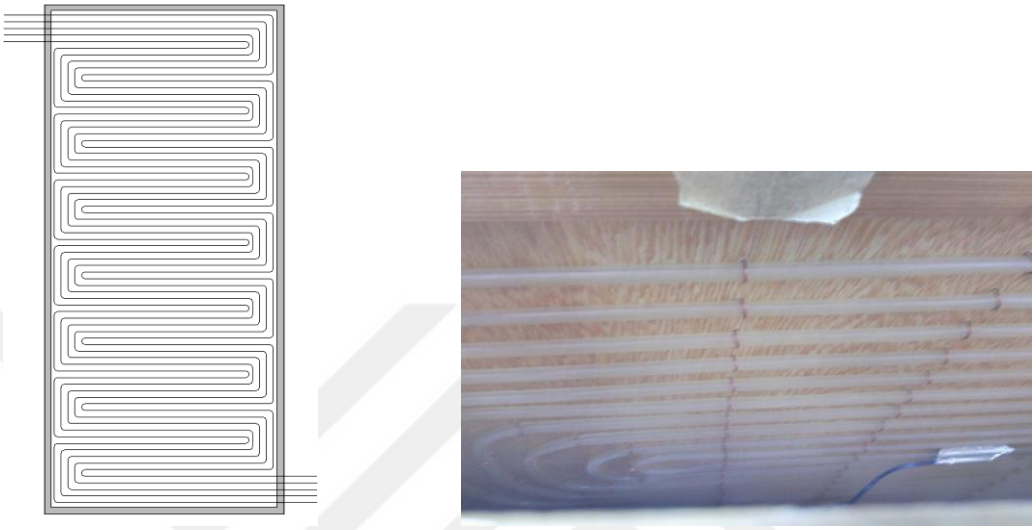
Borular 2cm aralıkla (aralıktan kasıt eksenler arası mesafe) yerleştirildiğinde ve alt ile üst kenardan 1,5cm boşluk bırakıldığında çerçevenin iç ölçüsünün uzunluğu:

$$1{,}5 + 1{,}5 + 15 \,.\, 5 \,.\, 2 - 2 = 151 \text{ cm bulunur.} \qquad (55)$$

Çerçevenin iç ölçüsünün toplam alanı 1 m² olacağı dikkate alarak genişlik aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$1\ m^2 / 1{,}51\ m = 0{,}66\ m \quad (56)$$

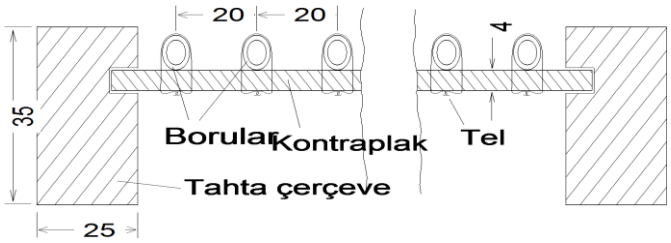
Çerçevenin iç ölçüsü 1,51 m x 0,66m olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.5 Soğutma Modülündeki boruların yerleştirilmesi

4.2.2 Soğutma Modülünün Yapılışı

Borular 4mm kalınlığında kontraplâk levha üzerine ∅1,5mm çapında matkap ucu ile delinmiş deliklerden geçirilmiş bakır tellerle sabitlenmiştir.

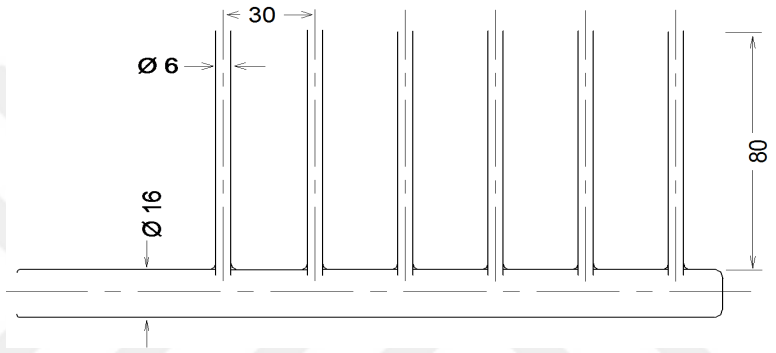


Şekil 4.6 Tamamlanmış durumdaki açık borulu modülün kesiti ve ölçüler.

4.3 Toplayıcı ve Dağıtıcı

Deneysel çalışmada kullanılan modüle su beş adet kılcal boruya suyu dağıtmak ve modülden çıkan borulardaki suyu toplamak için bir dağıtıcı ve bir toplayıcı kullanılmıştır.

Toplayıcı ve dağıtıcının ölçüleri tamamen aynıdır. Her ikisi de Şekil 4.7 'deki gibi ∅ 16 mm çapında ve 1 mm et kalınlığındaki borunun üzerine ∅ 6 mm dış çapında ve 1 mm et kalınlığında 6 adet ince boru lehimlenerek yapıldı. Lehimlenmesi daha kolay olduğu için bakır borular tercih edilmiştir. Altıncı boru manometreyi bağlamak amacıyla konulmuştur.



Şekil 4.7 Toplayıcının (dağıtıcının) şekli ve ölçüler.

4.4 Bağlantı Boruları

Bağlantı borularından kasıt, su deposuna daldırılmış su debisini ayarlamak için kullanılan vana, debi ölçer, pompa,dağıtıcı ve toplayıcı arasındaki lâstik borulardır. Her ikisi de ∅ 16 mm dış çapında ve 1,5 m boyundadır ve ayrıca 1m boyunda ∅25.4 mm dış çapında boru kullanılmıştır.

4.5 Ölçme Aletleri

4.5.1 Basınç Ölçme Aleti

Manometre dağıtıcının üzerindeki borulardan birine bağlanmıştır. Modül çıkışındaki basınç düşük olduğundan çıkış basıncını ölçmek için U – borusu yeterli olmaktadır. Modül-deki basınç kaybı, giriş basıncı ile çıkış basıncı arasındaki

farktır. Basınçlar toplayıcı ve dağıtıcı üzerinden ölçüldüğünden bağlantı borularının ve su sayacının ölçülen basınç farkı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur.

Model	: MMP-60 (GOST 6915-80)
Ölçü son değeri	: 300 mmHg
Hassasiyet	: ± 4 mmHg

Tablo 4.3 Kullanılan manometrenin teknik özellikleri:

4.5.2 Elektriksel Güç Ölçer

- Elektriksel güç ölçer ile elektrik masraflarını ve elektrik gücünü en kısa zamanda ölçmek mümkündür.
- Sahip olduğu hafıza fonksiyonuyla elektrik kesintilerinde bile kayıt edebilir, kayıt silebilir, voltaj ayarlayabilir ve alarm yükleme fonksiyonuna sahiptir.
- Büyük LCD ekran
- 24 saat formatında üç ekran göstergesi
- Düşük enerji durumunda kullanılmak üzere 3 tane 1,5V AAA tipi pil içerir
- Çift fiyat tarifesine ayarlanabilir
- Korumalı prizli girdi çıktı

TEKNİK ÖZELLİKLER

- Değerlendirme gerilimi: 230 V AC, 50/60
- Maksimum bağlantı gücü: 3680W
- Maksimum akım: 16 A
- Çalışma dereceleri: +5 C ila+ 40 C
- Güç göstergesi: 2W-3680W
- Maksimum kaydedilmiş enerji: 999.9 hors
- Minimum enerji aralığı: 0.1 KWH
- Minimum fiyat göstergesi: 0.1 Euro

ITEM NO. FHT-9992

Enerji ve elektrik tüketimini ölçer ve gösterir ve buna bağlı elektrikli aygıtların fiyatını hesaplar.

4.5.3 Termometreler

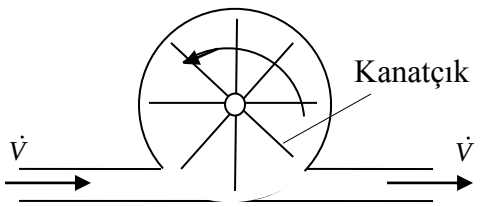
Ortam sıcaklığı, modül, su deposu, modülün su girişi ve çıkışı arasındaki suyun sıcaklık farkını ölçmek için 5 adet dijital göstergeli termometre kullanılmıştır. Her termometre termokupul prensibine göre çalışmaktadır ve 0,1 °C okuma hassasiyetine sahiptir.

Üretici	: Gentek elektronik, TURKEY
Model	: GNT
Model No	: 105
Ölçme prensibi	: Termokupul
Ölçme aralığı	: -20°C, +100°C
Okuma hassasiyeti	: 0,1°C

Tablo 4.4 Kullanılan Termometrenin Teknik Özellikleri

4.5.4 Debi Ölçer

Burada kullanılan debi ölçeri, kanatçıklı tekerlek debi ölçeridir. Pratikte türbin anemometresi olarak da adlandırılır. Şekil 4.9'de gösterildiği şekilde üzerinde kanatçıkları olan döner bir tekerlek borudan akan akışkanın etkisi ile belirli bir açısal hız ile döner.



Şekil 4.8 Kanatçıklı Tekerlek Debi Ölçeri

Lineer Hız, Açısal Hız ve Devir Sayısı Arasındaki Bağıntılar

Bir cismin lineer hızı v, kısaca hız olarak adlandırılır, cismin geride bıraktığı s yolunun t zamanına göre türevi olarak tanımlanır.

$$v = \frac{ds}{dt} = \dot{s} \tag{57}$$

Yol diferansiyeli Δs ile zaman diferansiyeli Δt oranı ortalama hız olarak adlandırılır.

$$\bar{v} = \frac{\Delta s}{\Delta t} \tag{58}$$

Açısal hız için <1> denklemine uygun şekilde aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\alpha = \frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha} \tag{59}$$

Ortalama açısal hız için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\bar{\alpha} = \frac{\Delta \alpha}{\Delta t} \tag{60}$$

Denir sayısı n dönme frekansı f olarak ta adlandırılır birim zamandaki dönme sayısı u değerine eşittir.

$$n = \frac{u}{zaman\ birimi} = \frac{\omega}{2\pi} = f \tag{61}$$

ω açısal hızı, dev/s birimi ile ve n devir sayısı bir dakikadaki dönme sayısı ile verilir. Örneğin, saniyede 10 defa dönen bir milin açısal hızı ω ve devir sayısı n ile frekans f hesaplanabilir.

$$\omega = 10 \,.2.\pi.\frac{dev}{s} \tag{62}$$

$$n = 600\ \frac{1}{dak} = \frac{600}{60} \cdot \frac{1}{s} = 10\ Hz \tag{63}$$

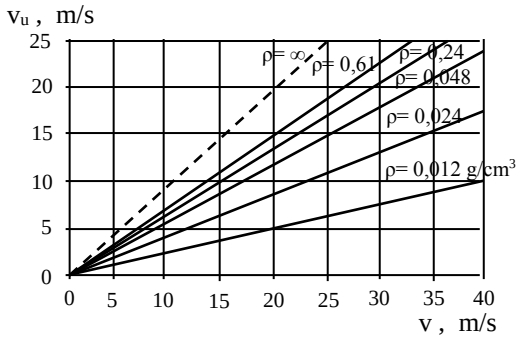
Kanatçıklı Tekerlek Debi Ölçeri

Kanatçıklı tekerlek debi ölçerinde ideal durumda v rüzgar hızı ile v_u çevresel hızı arasında bağıntı tanımlanır, .

$$v_u = v \,.\, tg\,\alpha \tag{64}$$

α kanatçık yüzeyi ile akış yönü arasındaki konum açısıdır. (65)

Kanatçıklı Tekerlikli Debi Ölçer Kalibrasyon Grafiği Şekil 4.9'den alınmış değişik yoğunluklara sahip hava için kalibrasyon eğrileri gösterilmiştir. Sonlu dönme hızlarında kanatçıklı tekerleğin sürtünme etkisi sapmaya sebep olmaktadır. Sapmanın azalan gaz yoğunluğu ile daha büyük değerde olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.9 Kanatçıklı tekerlek debi ölçerinin değişik hava yoğunluklarında v akış hızı ile v_u çevre hızının değişimi

Kanatçıklı tekerlek debi ölçerinde sürtünmenin etkisini azaltmak için rotor taş içine veya dinamik şekilde akışkan içine yataklanmış olabilir. Fotoelektriksel devir sayısı nakletme ile minyatür kanatçıklı tekerlek debi ölçerlerinde 0,2 ile 0,3 m/s çevre hızlarına, suyun kullanılması durumunda 1,27 mm/s çevre hızları değerlerine ulaşılabilir.

Kanatçıklı tekerlek debi ölçerinde sürtünmenin etkisini azaltmak için rotor taş içine veya dinamik şekilde akışkan içine yataklanmış olabilir. Fotoelektriksel devir sayısı nakletme ile minyatür kanatçıklı tekerlek debi ölçerlerinde 0,2 ile 0,3 m/s çevre hızlarına, suyun kullanılması durumunda 1,27 mm/s çevre hızları değerlerine ulaşılabilir.

GNT 604 Debi ölçüm ve kontrol cihazı mikro denetleyici tabanlı olup her türlü pulse çıkışlı debimetreler için anlık değer batch toplam değer ve global toplam değer sayma ve kontrol amaçlı tasarlanmıştır. 2 adet debimetrenin cihaza aynı anda bağlanabilmesi, tüm değerlerin haberleşme çıkışı ile bilgisayara aktarılabilmesi ve aynı zamanda röleler ile çıkışların enu et edilmesi sayesinde gelişmiş fonksiyonel bir cihazdır. Tuşlara ve terminallere fonksiyonlar atanabilmesi ile pek çok sistemde esnek çalışması sağlanmıştır.

Genel Özellikler

- 2 Adet 6 digit 7 segment led display
- Her display için bağımsız menu gösterim atama
- Display kapatma seçeneği
- 2 Adet debimetre bağlama imkanı
- Her debimetre girişi için farklı menu girişi
- Geniş frekans aralığı (Input A ve B için) 0,1Hz.. 15kHz* Rs485 Mbus RTU ile bilgisayara aktarım ve uzaktan erişim ile menu değiştirebilme
- Butonlar için 13 adet fonksiyon atama
- Logic1 ve Logic2 girişleri için 18 adet fonksiyon atama
- Programdan veya Logic girişlerden tuşları kilitleme
- Kolay programlama özellikli menu
- 2 Adet rölenin her biri için 17 adet fonksiyon

- Röle çıkışlarını Buton ve Terminal girişlerinden manuel çalıştırabilme seçeneği.
- Röle çıkışları için ayarlanabilir açma kapama gecikmesi
- Röle çıkışlarını input A ve B için bağımsız atayabilme.

4.6 Dirsekler

Sistemde iki adet dirsek kullanılmıştır. Dirsek ölçüleri 25.4 mm dış çapındadır.

4.7 Pompa

- 0.5 Hp-220V.-1.8A
- Preferik-brons fanlı
- Temiz su
- Maksimum su sıcakliği 35°C
- Emme derinliği maksimum 6m
- Termal korumalı
- Bakır sargılı
- Mil paslanmaz
- Pompa Min. Basma Yüksekliği : (8 metre de : 1,8 m3/h)
- Pompa Max. Basma Yüksekliği : (30 metre de : 0,5 m3/h)
- Bağlantı çapı : 1"

4.8 Buzdolabı

- Ürün Tipi :Yatay Tip
- Dondurucu Yeri :Yatay Dondurucu
- Ürün Rengi :Beyaz
- Toplam Brüt Hacim (L) 136
- Kontrol Sistemi Mekanik
- Aydınlatma Tipi Standart
- Ses Seviyesi (dBA) 42
- İklim Sınıfı SN-T

Dondurucu Bölme Özellikleri

- Dondurucu Bölme Net Hacmi (L) 129
- Hızlı Dondurma Bölmesi Var
- Dondurucu Bölme Aydınlatma Tipi LED

Soğutucu Bölme Özellikleri

- Soğutma Sistemi Statik
- Günlük Soğutma Kapasitesi (kg) 7

Tüketim Bilgileri

- Enerji Sınıfı A++
- Günlük Enerji Tüketimi (25°C'de) (kwh/Gün) 0.362

Ölçüler

- Yükseklik 86.0 cm
- Derinlik 72.5 cm
- Genişlik 75.1 cm
- Ağırlık 35.5 kg

BÖLÜM 5

KILCAL BORU SİSTEMLERİNİN PLANLANMASI, TASARIMI ve DENEYSEL SONUÇLARIN İRDELENMESİ.

5.1 Soğutma Modülüne Verilecek Su Debisinin Belirlenmesi.

Modülden geçirilecek suyun hacimsel debisi belirlenirken pratik uygulamada kullanılan standart levha ölçülerinden biri olan 1300 x 650 mm'lik levhadan geçen su debisi göz önüne alındı.

Kılcal boru çapı: d = 3,4 mm = 0,0034 mm

Ortalama su hızı: w = 0,15 m/s

Modüldeki boru sayısı:

n = genişlik / aralık = 625 / 15 = 41,6
n = 41 adet kılcal boru

Ortalama su hızı 0,15 m/s olduğuna göre modüle verilen su debisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2.w.n = \frac{\pi}{4} \cdot 0,0034^2.0,15.41 \quad (66)$$

$$\dot{V} = 5,584.10^{-5}\ m^3/s = 201\ L/h \quad (67)$$

1300 x 650 mm ölçülerindeki standart modülde boruların yerleştirme şekli.

Birim levha alanı başına düşen debi aşağıdaki gibi belirlenebilir:

Hacimsel debi / alan = 201 / (1,3 . 0,625) = 247,4 L/(h.m²) = 6,871 . 10^{-5} m³/(s.m²)

Yukarıdaki ifade ile elde edilen debi esas alınarak 4.2 bölümünde modülde kullanılan boru boyu ve boru sayısı belirlenmiştir.

5.2 Modülde Kullanılacak Boru Boyunun Belirlenmesi

Deneysel çalışma sırasında kullanılan dikdörtgen levhanın yüzey alanı hesap kolaylığı sağlaması açısından 1m² alınmıştır.

Dikdörtgen levhanın ölçüsü 1,51 m x 0,66 m = 0,9966 m² ≈ 1 m² seçilmiştir.

Yukarıdan ve aşağıdan çerçeve ile borular arasında 1,5cm boşluk bırakılacak olursa boruları yerleştirmek için geri kalan mesafe:

$$151 - (1{,}5 \cdot 2) = 148 \text{ cm} \quad \text{bulunur.} \tag{68}$$

Boru kıvrımlarının 2 cm aralık (boru eksenleri arasındaki mesafe) ile yerleştirildiği göz önüne alınarak Şekil: 4.2 'de yatay düz kısımlar sayıldığında

$$148/2 + 1 = 75 \quad \text{adet olduğu tespit edilir.} \tag{69}$$

Toplam boru boyu aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\ell = 2 \cdot 100\text{cm (levha dışında)} + 75 \cdot 61\text{cm (düz kısımlar)} + 148.2\pi/2(180° \text{ kıvrımlar})$$

(70)

$$\ell = 200 + 5040 = 5240 \text{ cm} = 52{,}4 \text{ m toplam boru boyu.} \tag{71}$$

5.3 Kullanılacak Boru Adetinin Belirlenmesi

Bu bölümde su debisi ve boru boyu değerleri ile deneysel soğutma modülünde makul bir basınç kaybı elde edebilmek için soğutma modülüne verilen su debisinin dağıtıcı ile kaç kola bölüneceği belirlenecek. Borular içindeki ortalama su hızı debi ifadesinden elde edilebilir:

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot w \cdot n \quad => \quad w = \frac{4.\dot{V}}{\pi.d^2.n} \tag{72}$$

Burada; boru iç çapı d = 0,004m, boru adedi n = 1 , hacimsel debi $\dot{V} = 6{,}871 \cdot 10^{-5}$ m^3/s

$$w = \frac{4.6{,}871.10^{-5}}{\pi.0{,}004^2} = 5{,}468 \text{ m/s} \quad \text{ortalama su hızı} \tag{73}$$

Sürtünme katsayısı Moody diyagramından okunmak üzere Reynolds sayısı belirlenir

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \tag{74}$$

Suyun kinematik viskozitesi 20°C için $\nu = 1{,}004.10^{-6}$ m²/s

$$\mathrm{Re} = \frac{5,468 \cdot 0,004}{1,004.10^{-6}} = 21784 \tag{75}$$

Moody diyagramından $\mathrm{Re} = 21784$ için sürtünme katsayısı $f = 0{,}026$ olarak tespit edilmiştir.

Buradan borular içindeki sürtünme katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta h = f \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} = 0,0026 \cdot \frac{52,4}{0,004} \cdot \frac{5,468^2}{2.9,81} = 519 \ \mathrm{mSS} \qquad \Delta P = 50{,}82 \ \mathrm{Bar} \tag{76}$$

Modülün içinde birden fazla kılcal boru koyarak ve debiyi bu borulara paylaştırarak daha düşük basınç kaybı elde edilebilir. Kullanılan boru sayısı ve buna bağılı olarak oluşan basınç kaybı ile ilgili hesap sonuçları Tablo 5.1 'de sunulmuştur.

Tablo 5.1 Kullanılan kılcal boru sayısına bağılı olarak oluşan basınç kaybı

n	V_{toplam} (m³/s)	V_{tek} (m³/s)	ℓ_{toplam} (m)	ℓ_{tek} (m)	w (m/s)	Re	f	Δh (mSS)	ΔP (Bar)
1	0,00006871	0,00006871	52,4	52,4	5,468	21783,94	0,026	519,00	50,82
2	0,00006871	3,4355E-05	54,4	27,2	2,734	10891,97	0,031	80,30	7,86
3	0,00006871	2,2903E-05	56,4	18,8	1,823	7261,31	0,034	27,06	2,65
4	0,00006871	1,7178E-05	58,4	14,6	1,367	5445,98	0,038	13,21	1,29
5	0,00006871	1,3742E-05	60,4	12,08	1,094	4356,79	0,042	7,73	0,76

Hesap sonuçları dikkate alınarak deneysel çalışma sırasında kullanılan modüle 5 adet kılcal boru konulmasına karar verilmiştir.

5.4 Özel Elemanlardan Oluşan Kayıplar

Sistemde oluşan basınç kaybında, soğutma modülündeki kılcal boruların haricindeki elemanların da etkisi vardır. Bunlar dağıtıcı, toplayıcı, "T" ler, su sayacı ve bağlantı borularıdır. Basınç kaybını ölçmek için kullanılan manometrelerden ölçülen basınç farkı iki manometre arasında bulunan elemanların oluşturduğu basınç kaybıdır dolayısıyla su sayacı ve bağlantı borularındaki basınç kaybının ölçülen değer üzerinde etkisi yoktur.

5.4.1 Dağıtıcı ve Toplayıcıda Oluşan Kayıplar

Dağıtıcı ve toplayıcıdaki suyun akış şekline özdeş bir durum için çıkarılmış direnç katsayısı tablosu veya ifadesi bulunamamıştır. Bu duruma oldukça yakın olan /2, Dağsöz, s.263, Şekil 3-27.2 / 'de tanımlanmış kesit daralması ve genişlemesi için "keskin ağız" hali için verilmiş $\Psi = 0{,}5$ kayıp katsayısı kullanılmıştır.

Toplayıcı ve dağıtıcıda oluşan basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta P_{td} = \Psi \cdot \frac{w^2}{2g} + \Psi \cdot \frac{w^2}{2g} = \Psi \cdot \frac{w^2}{g} \qquad (77)$$

Burada; w kılcal boru içindeki ortalama su hızı, Ψ kayıp katsayısı, g yerçekimi ivmesi.

5.4.2 "T" 'lerin İçindeki Basınç Kaybı

Termometre sensörlerini yerleştirmek için kullanılan "T" 'lerin içinden su yön değiştirmeksizin geçmektedir ve suyun akışına önemsiz miktarda direnç oluşturmaktadır.

Cam "T" 'lerin oluşturduğu basınç kaybı ihmal edilmiştir.

5.5 Toplam Basınç Kaybı

Toplam basınç kaybı ifadesi, kılcal borulardaki basınç kaybı ifadesi ile özel kayıplar toplanarak elde edildi.

$$\Delta P = f \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} + \Psi \cdot \frac{w^2}{g} \qquad (78)$$

Burada; ΔP basınç kaybı (mSS), ℓ boru boyu (m), d boru iç çapı (m), kılcal boru ve toplayıcının kollarındaki ortalama su hızı, Ψ kolektör için özel kayıp katsayısı.

5 adet borunun kullanıldığı durum için $\dot{V}_{toplam}$ = 200 ℓ/h için toplam basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{V}_{tek} = \frac{\dot{V}_{toplam}}{5} = \frac{200}{5} = 40$$

ℓ/h = $1{,}11.10^{-5}$ m³/s (Tek bir borudan geçen su debisi) (79)

Kılcal borunun ve toplayıcının (dağıtıcının) içindeki ortalama su hızı için aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot w \cdot n \quad \Rightarrow \quad w = \frac{4.\dot{V}}{\pi.d^2.n} \qquad (80)$$

Madde fiziki değerlerin yerine konulması ile:

$$w = \frac{4.1{,}11.10^{-5}}{\pi \cdot 0{,}004^2} = 0{,}8842 \ m/s$$ olarak ortalama su hızı elde edilir (81)

Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0{,}8842 \cdot 0{,}004}{1{,}004.10^{-6}} = 3523 \qquad (82)$$

Yukarıdaki ifadede kinematik viskozite ν = 1,004 . 10^{-6} m²/s (20°C su için).
Sürtünme katsayısı Moody diyagramından Re = 3523 için f = 0,048 olarak okunur.
Elde edilen değerler ifade (77)'te yerine yazılarak soğutma modülü içindeki basınç kaybı elde edilir;

$$\Delta P = 0,048 \cdot \frac{12,08}{0,004} \cdot \frac{0,8842^2}{2.9,81} + 0,5 \cdot \frac{0,8842^2}{9,81} = 5,816 \text{ mSS} = 0,5695 \text{ Bar} \quad (83)$$

Diğer debiler için hesaplamalar Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2 Modülden geçen su debisine bağılı olarak meydana gelen basınç kaybı.

V(L/h)	V_{toplam}(m³/s)	V_{tek}(m³/h)	w (m/s)	Re	f	ΔP(mSS)	ΔP(Bar)
40	1,111E-05	2,222E-06	0,1768	704,5	0,091	0,439	0,0430
50	1,389E-05	2,778E-06	0,2210	880,7	0,073	0,549	0,0538
60	1,667E-05	3,333E-06	0,2653	1056,8	0,061	0,659	0,0646
70	1,944E-05	3,889E-06	0,3095	1232,9	0,052	0,770	0,0754
80	2,222E-05	4,444E-06	0,3537	1409,1	0,045	0,881	0,0863
90	2,500E-05	5,000E-06	0,3979	1585,2	0,040	0,992	0,0971
100	2,778E-05	5,556E-06	0,4421	1761,3	0,036	1,103	0,1080
110	3,056E-05	6,111E-06	0,4863	1937,5	0,033	1,215	0,1189
120	3,333E-05	6,667E-06	0,5305	2113,6	0,031	1,357	0,1329
130	3,611E-05	7,222E-06	0,5747	2289,7	0,030	1,542	0,1510
140	3,889E-05	7,778E-06	0,6189	2465,9	0,031	1,847	0,1809
150	4,167E-05	8,333E-06	0,6631	2642,0	0,031	2,121	0,2077
160	4,444E-05	8,889E-06	0,7074	2818,1	0,032	2,490	0,2438
170	4,722E-05	9,444E-06	0,7516	2994,3	0,036	3,159	0,3093
180	5,000E-05	1,000E-05	0,7958	3170,4	0,038	3,736	0,3659
190	5,278E-05	1,056E-05	0,8400	3346,5	0,042	4,597	0,4502
200	5,556E-05	1,111E-05	0,8842	3522,7	0,048	5,816	0,5695

Levhanın gördüğü bütün cisimlerin ortam sıcaklığında olduğu varsayımıyla.

5.6 Modüllerin Birbirine Göre Olan Konumunun Işınım ile Isı Transferi Üzerindeki Etkisi

Düşük sıcaklıklı levhayla soğutulan odanın duvarları ve içindeki cisimler, levha yüzeyinden konveksiyon ile soğuyan ortam havası tarafından soğutulmakla birlikte, aynı zamanda levhayı görme oranına bağılı olarak ışınım aracılığıyla da soğutulmaktadır.

Levhanın ısı kazancını hesaplarken, tek levhanın ışınım ile ısı kazancı hesabında odayı görme oranı 1 alınarak hesap yapılabilir.

Fakat bu levha oda içindeki başka bir soğutucu levhayı görüyorsa eşit sıcaklıklı iki levha arasında ısı transferi olmayacağından, ikinci levhayı görme oranını toplam görme oranından çıkartarak hesap yapılmalıdır.

5.7 Panel ısı geçişi hesaplamaları.

Yüzeyin toplam ısı kazancı, taşınım ve ışınım ile olan ısı kazançları toplamıdır. Değerleri (9) de yerine yazarsak deneylerdeki etkinliği buluruz. $T_{yüz}$ = 8,14W/(mK), ortam sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ΔT = (Tortam - $T_{yüz}$) Modül 1 m^2 boyutunda.

$$q = \alpha\ A.\Delta T + \sigma.\varphi.\varepsilon.\ [303{,}15^4 - (T_{yüz} + 273{,}15)^4]\ W/m^2 \qquad (85)$$

Deney protokolü 1.1

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8{,}14x1x6{,}7 + 5{,}2722x10^{-8}\left[298{,}55^4 - 291{,}75^4\right] = 91{,}41W/m^2 \qquad (86)$$

$$q_2 = 8{,}14x1x6{,}8 + 5{,}2722x10^{-8}\left[298{,}75^4 - 291{,}95^4\right] = 92{,}3W/m^2 \qquad (87)$$

$$q_3 = 8{,}14x1x6{,}9 + 5{,}2722x10^{-8}\left[298{,}95^4 - 291{,}95^4\right] = 94{,}2W/m^2 \qquad (88)$$

$$q_4 = 8{,}14x1x6{,}9 + 5{,}2722x10^{-8}\left[299{,}05^4 - 292{,}15^4\right] = 93{,}7W/m^2 \qquad (89)$$

$$q_5 = 8{,}14x1x6{,}7 + 5{,}2722x10^{-8}\left[298{,}95^4 - 292{,}15^4\right] = 92{,}1W/m^2 \qquad (90)$$

$$q_6 = 8{,}14x1x6{,}8 + 5{,}2722x10^{-8}\left[299{,}15^4 - 292{,}25^4\right] = 93{,}5W/m^2 \qquad (91)$$

$$q_7 = 8{,}14x1x6{,}8 + 5{,}2722x10^{-8}\left[299{,}25^4 - 292{,}25^4\right] = 93{,}5W/m^2 \qquad (92)$$

$$q_8 = 8{,}14x1x6{,}5 + 5{,}2722x10^{-8}\left[299{,}05^4 - 292{,}35^4\right] = 89{,}4W/m^2 \qquad (93)$$

$$q_9 = 8{,}14x1x6{,}3 + 5{,}2722x10^{-8}\left[298{,}95^4 - 292{,}35^4\right] = 87{,}8W/m^2 \qquad (94)$$

$$q_{10} = 8,14x1x6,3 + 5,2722x10^{-8}\left[299,05^4 - 292,45^4\right] = 87,3W/m^2 \quad (95)$$

Deney protokolü 2.1

Denklem (85) yerine yazrsak

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8,14.x10,7 + 5,2722x10^{-8}\left[302,35^4 - 291,95^4\right] = 144,7W/m^2 \quad (96)$$

$$q_2 = 8,14.x10,8 + 5,2722x10^{-8}\left[302,55^4 - 291,85^4\right] = 147,2W/m^2 \quad (97)$$

$$q_3 = 8,14.x11,0 + 5,2722x10^{-8}\left[302,75^4 - 291,95^4\right] = 149,4W/m^2 \quad (98)$$

$$q_4 = 8,14.x10,8 + 5,2722x10^{-8}\left[302,55^4 - 291,05^4\right] = 147,8W/m^2 \quad (99)$$

$$q_5 = 8,14.x10,8 + 5,2722x10^{-8}\left[302,65^4 - 291,25^4\right] = 145,7W/m^2 \quad (100)$$

$$q_6 = 8,14x1x11,0 + 5,2722x10^{-8}\left[302,95^4 - 292,15^4\right] = 149,6W/m^2 \quad (101)$$

$$q_7 = 8,14x1x10,4 + 5,2722x10^{-8}\left[303,05^4 - 292,15^4\right] = 145,3W/m^2 \quad (102)$$

$$q_8 = 8,14x1x11,0 + 5,2722x10^{-8}\left[303,05^4 - 292,15^4\right] = 150,1W/m^2 \quad (103)$$

$$q_9 = 8,14x1x11,0 + 5,2722x10^{-8}\left[302,95^4 - 292,25^4\right] = 151,0W/m^2 \quad (104)$$

$$q_{10} = 8,14x1x10,9 + 5,2722x10^{-8}\left[302,85^4 - 292,25^4\right] = 148,5W/m^2 \quad (105)$$

Deney protokolü 3.1

Denklem (85) yerine yazarsak

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8,14x1x12,2 + 5,2722x10^{-8}\left[306,45^4 - 293,25^4\right] = 174,4W/m^2 \quad (106)$$

$$q_2 = 8,14x1x12,3 + 5,2722x10^{-8}\left[306,75^4 - 293,25^4\right] = 177,0W/m^2 \quad (107)$$

$$q_3 = 8,14x1x12,3 + 5,2722x10^{-8}\left[306,75^4 - 293,25^4\right] = 177,0W/m^2 \quad (108)$$

$$q_4 = 8,14x1x12,1 + 5,2722x10^{-8}\left[306,55^4 - 293,35^4\right] = 173,7W/m^2 \quad (109)$$

$$q_5 = 8,14x1x12,0 + 5,2722x10^{-8}\left[306,45^4 - 293,35^4\right] = 172,2W/m^2 \quad (110)$$

$$q_6 = 8,14x1x12,1 + 5,2722x10^{-8}\left[306,65^4 - 293,35^4\right] = 174,3W/m^2 \quad (111)$$

$$q_7 = 8,14x1x12,2 + 5,2722x10^{-8}\left[306,75^4 - 293,35^4\right] = 175,7W/m^2 \quad (112)$$

$$q_8 = 8,14x1x12,1 + 5,2722x10^{-8}\left[306,65^4 - 293,25^4\right] = 175,6W/m^2 \quad (113)$$

$$q_9 = 8,14x1x11,8 + 5,2722x10^{-8}\left[306,45^4 - 293,35^4\right] = 170,6W/m^2 \quad (114)$$

$$q_{10} = 8,14x1x12,1 + 5,2722x10^{-8}\left[306,55^4 - 293,45^4\right] = 171,5W/m^2 \quad (115)$$

Deney protokolü 1.2

Denklem (85) yerine yazarsak

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8,14x1x18,5 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,25^4\right] = 215,3W/m^2 \quad (116)$$

$$q_2 = 8,14x1x18,5 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,15^4\right] = 215,7W/m^2 \quad (117)$$

$$q_3 = 8,14x1x18,5 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,25^4\right] = 215,3W/m^2 \quad (118)$$

$$q_4 = 8,14x1x18,4 + 5,2722x10^{-8}\left[291,55^4 - 280,55^4\right] = 214,9W/m^2 \quad (119)$$

$$q_5 = 8,14x1x18,4 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,55^4\right] = 214,4W/m^2 \quad (120)$$

$$q_6 = 8,14x1x18,3 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,45^4\right] = 212,6W/m^2 \quad (121)$$

$$q_7 = 8,14x1x18,2 + 5,2722x10^{-8}\left[291,35^4 - 280,25^4\right] = 213,1W/m^2 \quad (122)$$

$$q_8 = 8,14x1x18,2 + 5,2722x10^{-8}\left[291,25^4 - 280,35^4\right] = 212,3W/m^2 \quad (123)$$

$$q_9 = 8,14x1x18,2 + 5,2722x10^{-8}\left[291,35^4 - 280,35^4\right] = 211,8W/m^2 \quad (124)$$

$$q_{10} = 8,14x1x18,2 + 5,2722x10^{-8}\left[291,35^4 - 280,25^4\right] = 211,7W/m^2 \quad (125)$$

Deney protokolü 2.2

Denklem (85) yerine yazarsak

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8,14x1x18,0 + 5,2722x10^{-8}\left[291,15^4 - 280,75^4\right] = 206,0W/m^2 \quad (126)$$

$$q_2 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 280,75^4\right] = 207,0W/m^2 \quad (127)$$

$$q_3 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 280,75^4\right] = 207,0W/m^2 \quad (128)$$

$$q_4 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 280,75^4\right] = 207,0W/m^2 \quad (129)$$

$$q_5 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 280,85^4\right] = 207,1W/m^2 \quad (130)$$

$$q_6 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 280,85^4\right] = 207,1W/m^2 \quad (131)$$

$$q_7 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[291,85^4 - 280,75^4\right] = 205,4W/m^2 \quad (132)$$

$$q_8 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[291,85^4 - 280,75^4\right] = 205,4W/m^2 \quad (133)$$

$$q_9 = 8,14x1x17,6 + 5,2722x10^{-8}\left[291,85^4 - 280,75^4\right] = 204,5W/m^2 \quad (134)$$

$$q_{10} = 8,14x1x17,5 + 5,2722x10^{-8}\left[291,65^4 - 280,65^4\right] = 203,7W/m^2 \quad (135)$$

Deney protokolü 3.2

Denklem (85) yerine yazarsak

TARİH 23-02-2016

$$q_1 = 8,14x1x17,8 + 5,2722x10^{-8}\left[290,95^4 - 281,15^4\right] = 204,8W/m^2 \quad (136)$$

$$q_2 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[290,85^4 - 281,15^4\right] = 203,5W/m^2 \quad (137)$$

$$q_3 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[290,85^4 - 281,15^4\right] = 203,5W/m^2 \quad (138)$$

$$q_4 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[290,85^4 - 281,15^4\right] = 203,5W/m^2 \quad (139)$$

$$q_5 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[290,85^4 - 281,15^4\right] = 203,5W/m^2 \quad (140)$$

$$q_6 = 8,14x1x17,7 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 281,05^4\right] = 205,9W/m^2 \quad (141)$$

$$q_7 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 281,05^4\right] = 205,9W/m^2 \quad (142)$$

$$q_8 = 8,14x1x18,0 + 5,2722x10^{-8}\left[291,05^4 - 281,15^4\right] = 205,9W/m^2 \quad (143)$$

$$q_9 = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[290,05^4 - 281,15^4\right] = 205,1W/m^2 \quad (144)$$

$$q_{10} = 8,14x1x17,9 + 5,2722x10^{-8}\left[290,05^4 - 281,15^4\right] = 205,1W/m^2 \quad (145)$$

5.8 Deney hesaplamaları.

DENEY PROTOKOLU: 1.1 TARİH 23-02-2016

$$Q_{kazac} = m.cp.\Delta T \quad (146)$$

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=238x10^{-3}x4182x(1.1)=1095W$ (147)

$Q=238x10^{-3}x4182x(1.1)$ (148)

$Q=1095W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (149)

$Q=1095W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.2) (150)

$Q=1194W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.2) (151)

$Q=1194W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (152)

$Q=1095W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.2) (153)

$Q=1194W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (154)

$Q=1095W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.2) (155)

$Q=1194W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (156)

$Q=1095W$

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(3.1) (157)

Q=2087W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(2.9) (158)

Q=1959W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.6) (159)

Q=1077W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.5) (160)

Q=1010W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.4) (161)

Q=943W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.4) (162)

Q=943W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.3) (163)

Q=875W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.4) (164)

Q=943W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.3) (165)

Q=875W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.3) (166)

Q=875W

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (167)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (168)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (169)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (170)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (171)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.7) (172)
Q=1028W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (173)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (174)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(2.6) (175)
Q=989W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.3) (176)
Q=943W

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=238x10^{-3}x4182x(1.1)$

$Q=1095W$ (177)

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.2) (178)

$Q=1194W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.0) (179)

$Q=995W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.0) (180)

$Q=995W$

$Q=238x10^{-3}x4182x(1.1)$

$Q=1095W$ (181)

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(0.9) (182)

$Q=896W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.0) (183)

$Q=995W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.0) (184)

$Q=995W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (185)

$Q=1095W$

$Q=238x10^{-3}$ x4182x(1.1) (186)

$Q=1095W$

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.0) (187)

Q=673W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.0) (188)

Q=673W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.1) (189)

Q=741W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.2) (190)

Q=808W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.0) (191)

Q=673W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.1) (192)

Q=741W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.1) (193)

Q=741W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.3) (194)

Q=875W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.3) (195)

Q=875W

$Q=161x10^{-3}$ x4182x(1.4) (196)

Q=943W

Denklem (146) yerine değerleri yazarsak

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.8) (197)

Q=689W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.5) (198)

Q=574W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.4) (199)

Q=536W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.0) (200)

Q=383W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.1) (201)

Q=421W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.1) (202)

Q=421W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.0) (203)

Q=383W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.0) (204)

Q=383W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.1) (205)

Q=421W

$Q=91x10^{-3}$ x4182x(1.0) (206)

Q=383W

Panelden doğal taşınım ile çekilen ısı akımı ΔT deneyler için ortalama su giriş ile çıkış farkıdır.

DENEY PROTOKOLU: 1 TARİH 23-02-2016

$$\Delta T=(Tsg-Tsuç) \tag{207}$$

$$Q_{1.1}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x01,14}{3,308}=114W \tag{208}$$

DENEY PROTOKOLU: 2 TARİH 23-02-2016

$$Q_{2,1}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x01,72}{3,308}=171W \tag{209}$$

DENEY PROTOKOLU: 3 TARİH 23-02-2016

$$Q_{3.1}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x02,61}{3,308}=260W \tag{210}$$

DENEY PROTOKOLU: 1 TARİH 26-02-2016

$$Q_{1.2}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x01,05}{3,308}=105W \tag{211}$$

DENEY PROTOKOLU: 2 TARİH 26-02-2016

$$Q_{2.2}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x01,15}{3,308}=115W \tag{212}$$

DENEY PROTOKOLU: 3 TARİH 26-02-2016

$$Q_{3.2}=\frac{2\pi L\Delta T}{R}=\frac{2x3,14x52,4x01,2}{3,308}=119W \tag{213}$$

Sistemin etkinliği:

$$\beta = \frac{q_{elde.edilen}}{harcanan} \quad (214)$$

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 1.1 göre (214) yerine yazarsak

$\beta_{1,1}=\frac{1095}{310}=3,53$ (215)

$\beta_{1,2}=\frac{1095}{310}=3,53$ (216)

$\beta_{1,3}=\frac{1095}{310}=3,53$ (217)

$\beta_{1,4}=\frac{1194}{313}=3,81$ (218)

$\beta_{1,5}=\frac{1194}{313}=3,81$ (219)

$\beta_{1,6}=\frac{1095}{313}=3,49$ (220)

$\beta_{1,7}=\frac{1195}{313}=3,81$ (221)

$\beta_{1,8}=\frac{1095}{314}=3,48$ (222)

$\beta_{1,9}=\frac{1194}{314}=3,80$ (223)

$\beta_{1,0}=\frac{1095}{314}=3,48$ (224)

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 2.1 göre (214) yerine yazarsak

$$\beta_{1,1}=\frac{2087}{731}=2,85 \quad (225)$$

$$\beta_{1,2}=\frac{1959}{731}=2,68 \quad (226)$$

$$\beta_{1,3}=\frac{1077}{336}=3,20 \quad (227)$$

$$\beta_{1,4}=\frac{1010}{336}=3,00 \quad (228)$$

$$\beta_{1,5}=\frac{943}{343}=2,75 \quad (229)$$

$$\beta_{1,6}=\frac{943}{343}=2,75 \quad (230)$$

$$\beta_{1,7}=\frac{875}{343}=2,55 \quad (231)$$

$$\beta_{1,8}=\frac{943}{343}=2,75 \quad (232)$$

$$\beta_{1,9}=\frac{875}{342}=2,55 \quad (233)$$

$$\beta_{1,0}=\frac{875}{342}=2,55 \quad (234)$$

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 3.1 göre (214) yerine yazarsak

$$\beta_{1,1} = \frac{989}{424} = 2{,}33 \quad (235)$$

$$\beta_{1,2} = \frac{989}{425} = 2{,}32 \quad (236)$$

$$\beta_{1,3} = \frac{989}{425} = 2{,}32 \quad (237)$$

$$\beta_{1,4} = \frac{989}{425} = 2{,}32 \quad (238)$$

$$\beta_{1,5} = \frac{1028}{428} = 2{,}40 \quad (239)$$

$$\beta_{1,6} = \frac{989}{428} = 2{,}31 \quad (240)$$

$$\beta_{1,7} = \frac{989}{430} = 2{,}30 \quad (241)$$

$$\beta_{1,8} = \frac{989}{430} = 2{,}30 \quad (242)$$

$$\beta_{1,9} = \frac{989}{429} = 2{,}30 \quad (243)$$

$$\beta_{1,0} = \frac{989}{429} = 2{,}30 \quad (244)$$

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 1.2 göre (214) yerine yazarsak

$$\beta_{1,1}=\frac{1095}{245}=4,46 \quad (245)$$

$$\beta_{1,2}=\frac{1194}{245}=4,87 \quad (246)$$

$$\beta_{1,3=}\frac{995}{245}=4,06 \quad (247)$$

$$\beta_{1,4}=\frac{995}{242}=4,11 \quad (248)$$

$$\beta_{1,5}=\frac{1095}{242}=4,52 \quad (249)$$

$$\beta_{1,6}=\frac{896}{242}=3,70 \quad (250)$$

$$\beta_{1,7}=\frac{995}{242}=4,11 \quad (251)$$

$$\beta_{1,8}=\frac{995}{242}=4,11 \quad (252)$$

$$\beta_{1,9}=\frac{1095}{243}=4,50 \quad (253)$$

$$\beta_{1,0}=\frac{1095}{243}=4,48 \quad (254)$$

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 2.2 göre (214) yerine yazarsak

$$\beta_{1,1}=\frac{673}{255}=2,63 \quad (255)$$

$$\beta_{1,2}=\frac{673}{255}=2,63 \quad (256)$$

$$\beta_{1,3=}\frac{741}{253}=2,92 \quad (257)$$

$$\beta_{1,4}=\frac{808}{253}=3,19 \quad (258)$$

$$\beta_{1,5}=\frac{673}{255}=2,63 \quad (259)$$

$$\beta_{1,6}=\frac{741}{253}=2,92 \quad (260)$$

$$\beta_{1,7}=\frac{741}{254}=2,91 \quad (261)$$

$$\beta_{1,8}=\frac{875}{253}=3,45 \quad (262)$$

$$\beta_{1,9}=\frac{875}{253}=3,45 \quad (263)$$

$$\beta_{1,0}=\frac{943}{253}=3,72 \quad (264)$$

Etkinliği;

Değerleri ölçme protokulu 3.2 göre (214) yerine yazarsak

$$\beta_{1,1}=\frac{689}{257}=2,68 \quad (265)$$

$$\beta_{1,2}=\frac{574}{257}=2,23 \quad (266)$$

$$\beta_{1,3}=\frac{536}{257}=2,08 \quad (267)$$

$$\beta_{1,4=}\frac{383}{257}=1,49 \quad (268)$$

$$\beta_{1,5}=\frac{421}{256}=1,64 \quad (269)$$

$$\beta_{1,6}=\frac{421}{256}=1,64 \quad (270)$$

$$\beta_{1,7}=\frac{383}{256}=1,49 \quad (271)$$

$$\beta_{1,8}=\frac{283}{256}=1,49 \quad (272)$$

$$\beta_{1,9}=\frac{421}{257}=1,63 \quad (273)$$

$$\beta_{1,0}=\frac{383}{257}=1,49 \quad (274)$$

BÖLÜM 6

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında modül aracılıyla yeraltı suyu buzdolabı simülasyonu ile etkinliği belirlenmiştir. Sistemi oluşturan ekipmanların özellikleri belirtilmiş olup sistemin klima edilmesindeki amaç gereksinimi anlatılmıştır.

Enerji üretiminde görülen sıkıntılara karşılık dünyada ve ülkemizde enerji kullanımı sürekli artmaktadır. Günümüz ve gelecekte dünya ve ülkemizi tehdit eden bu unsurlar mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanımını gerektirmektedir.Alternatif enerji kaynaklarına, çevreci sistemlere gereksinim vardır. Enerjinin yoğun olarak kullanıldığı alanların başında ulaşım, konutlarda ve iş yerlerinde ısıtma amaçlı uygulamalar gerekmektedir.

Klima sistemleri incelendiğinde, sistemin düşük işletim masrafı, enerji tasarrufu ve soğutulan ortamda homojen sıcaklık dağılımı dış ortamdan gelen ısının bir kısmı henüz iklimlendirilen ortamda ısı kazancı meydana getirmeden uzaklaştırılmaktadır. Sistemin diğer bir artısı ise kullanılan suyu soğutmak için bir soğutma sistemine ihtiyacı olmaması, doğal kaynak olmasıdır.

Farklı debilerde yapılan deneyde etkinliği suyun giriş çıkış sıcaklığına bağlı hesaplar yapılmıştır.. Klimayı baz alındığında , konutlarda kullanıldığında yeraltı su deposuyla enerji sarfiyatı olarak sadece pompanın çektiği güç olacaktır. Yer altı su deposu kullanımında büyük tasarruf sağlayacağı görülmektedir.

Enerji ve su, dünya için en önemli maddeler haline gelmiştir. Bu iki maddeye sahip olmak gelişme sağlar. Doğal su kaynakları bol olan ülkelerde, burada tanıtılan uygulamalar ve kullanım çok önemli konfor ve enerji tasarrufu sağlayabilir.

EK-A

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :1.1 TARİH :23/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1013mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	9:30	9:40	9:50	10:00	10:10	10:20	10:30	10:40	10:50	11:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	238	238	238	238	238	238	238	238	238	238
Soğutma Ortam Sıcaklığı ^oC	25.4	25.6	25.8	25.9	25.8	26	26.1	25.9	25.8	25.9
Depodaki Su Sıcaklığı ^oC	17.7	17.8	17.9	18.0	18.1	18.2	18.3	18.4	18.5	18.6
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ^oC	18.2	18.3	18.4	18.5	18.6	18.7	18.8	18.9	18.9	19.0
Panel Yüzey Sıcaklığı ^oC	18.6	18.8	18.8	19.0	19.1	19.1	19.2	19.3	19.3	19.4
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ^oC	19.3	19.4	19.5	19.7	19.8	19.8	20.0	20.0	20.1	20.1
Soğutucu Gücü W	196	196	196	199	199	199	199	200	200	200
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G-Ç Sıcaklık Farklı ^oC	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.1	1.2	1.1	1.2	1.1
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ^oC	6.7	6.8	6.9	6.9	6.7	6.8	6.8	6.5	6.3	6.3
Panel Isı Kazancı W/m^2	91.4	92.3	94.2	93.7	92.1	93.5	93.5	89.1	87.8	87.3
Soğutma Etkinliği -	3,53	3,53	3,53	3,81	3,81	3,49	3,81	3,48	3,80	3,48

EK-B

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :2.1 TARİH :23/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1013mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	13:30	13:40	13:50	14:00	14:10	14:20	15:30	15:40	15:50	16:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3
Soğutma Ortam Sıcaklığı ^oC	29.2	29.4	29.6	29.4	29.5	29.8	29.9	29.9	29.8	29.7
Depodaki Su Sıcaklığı ^oC	18.5	18.6	18.6	18.6	18.7	18.7	18.8	18.8	18.8	18.9
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ^oC	19.1	18.6	18.7	18.8	18.8	18.8	18.9	18.9	19	19
Panel Yüzey Sıcaklığı ^oC	18.8	18.7	18.8	18.9	19.1	19	19	19	19.1	19.1
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ^oC	22.2	21.5	20.3	20.3	20.2	20.2	20.2	20.3	20.3	20.3
Soğutucu Gücü W	165	165	167	167	174	174	174	174	173	173
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G- Ç Sıcaklık Farkı ^oC	3.1	2.9	1.6	1.5	1.4	1.4	1.3	1.4	1.3	1.3
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ^oC	10.7	10.8	11.0	10.8	10.8	11.0	10.4	11.1	11.0	10.8
Panel Isı Kazancı W/m^2	144.7	149.4	147.8	163,2	145.7	149.6	145.3	150,1	151,0	148.5
Soğutma Etkinliği -	2,85	2,68	3,20	3,00	2,75	2,75	2,55	2,75	2,55	2,55

EK-C

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :3.1 TARİH :23/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1013mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	15:30	15:40	15:50	16:00	16:10	16:20	16:30	16:40	16:50	17:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9
Soğutma Ortam Sıcaklığı ^oC	31.3	31.6	31.6	31.4	31.3	31.5	31.6	31.5	31.3	31.4
Depodaki Su Sıcaklığı ^oC	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.4	19.4	19.4	19.5	19.5
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ^oC	19.4	19.4	19.5	19.5	19.5	19.5	19.6	19.6	19.6	19.6
Panel Yüzey Sıcaklığı ^oC	20.1	20.1	20.1	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2	20.3
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ^oC	22	22	22.1	22.1	22.2	22.1	22.2	22.2	22.2	22.2
Soğutucu Gücü W	164	165	165	165	168	168	170	170	169	169
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G- Ç Sıcaklık Farkı ^oC	2.6	2.6	2.6	2.6	2.7	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ^oC	12.2	12.3	12.3	12.1	12.0	12.1	12.2	12.1	11.8	11.9
Panel Isı Kazancı W/m^2	174.4	177.0	177.0	173.7	172.2	174.3	175.7	175.6	170.6	171.5
Soğutma Etkinliği -	2,33	2,32	2,32	2,32	2,40	2,31	2,30	2,30	2,30	2,30

EK-D

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :1.2 TARİH :26/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1013mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	9:30	9:40	9:50	10:00	10:10	10:20	10:30	10:40	10:50	11:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	238	238	238	238	238	238	238	238	238	238
Soğutma Ortam Sıcaklığı ºC	20.1	20.1	20.1	20.1	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.9
Depodaki Su Sıcaklığı ºC	01.6	01.6	01.7	01.7	01.7	01.7	01.7	01.8	01.8	01.8
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ºC	06.9	06.8	07.0	07.0	06.9	07.1	07.1	07.0	07.0	07.0
Panel Yüzey Sıcaklığı ºC	07.1	07.0	07.1	07.1	07.1	07.2	07.1	07.1	07.2	07.1
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ºC	08.0	08.0	08.0	08.0	08.0	08.0	08.1	08.0	08.1	08.1
Soğutucu Gücü W	140	140	140	137	137	137	137	137	139	140
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G- Ç Sıcaklık Farkı ºC	1.1	1.2	1.0	1.0	1.1	0.9	1.0	1.0	1.1	1.1
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ºC	18.5	18.5	18.5	18.4	18.4	18.3	18.3	18.2	18.2	18.2
Panel Isı Kazancı W/m^2	215.3	215.7	215.3	214.9	214.4	212.6	213.1	212.3	211.8	211.7
Soğutma Etkinliği -	4,46	4,87	4,06	4,11	4,52	3,70	4,11	4,11	4,50	4,48

EK-F

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :2.2 TARİH :26/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1012mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	12:30	12:40	12:50	13:00	13:10	13:20	13:30	13:40	13:50	14:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3	161.3
Soğutma Ortam Sıcaklığı ^oC	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.9	19.9	19.9	19.8
Depodaki Su Sıcaklığı ^oC	02.0	02.1	02.1	02.1	02.1	02.1	02.2	02.2	02.3	02.3
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ^oC	07.5	07.5	07.5	07.5	07.5	07.6	07.6	07.5	07.5	07.5
Panel Yüzey Sıcaklığı ^oC	07.6	07.6	07.6	07.6	07.7	07.7	07.6	07.6	07.6	07.5
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ^oC	08.5	08.5	08.6	08.7	08.5	08.7	08.7	08.8	08.8	08.9
Soğutucu Gücü W	140	140	138	138	140	138	139	138	138	138
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G- Ç Sıcaklık Farkı ^oC	1.0	1.0	1.1	1.2	1.0	1.1	1.1	1.3	1.3	1.4
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ^oC	18.0	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9	17.7	17.7	17.6	17.5
Panel Isı Kazancı W/m^2	206.0	207.0	207.0	207.0	207.1	207.1	205.4	205.4	204.5	203.7
Soğutma Etkinliği -	2,63	2,63	2,92	3,19	2,63	2,92	2,91	3,45	3,45	3,72

EK-G

ÖLÇME PROTOKOLÜ NO :3.2 TARİH :26/02/2016

Laboratuvar Ortam Basıncı :1012mbar

Panel Soğutma Yüzeyi : 1 m^2

DOĞAL YERALTI SUYU İLE HACİM SOĞUTMA
SICAKLIK OTOMASYONU

ÖLÇME SIRASI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saatin Zaman Anı	15:30	15:40	15:50	16:00	16:10	16:20	16:30	16:40	16:50	17:00
SABİT BİR DEĞERE AYARLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Su Debisi m, kg/s x 10^{-3}	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9	90.9
Soğutma Ortam Sıcaklığı ºC	20.0	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.8	19.9
Depodaki Su Sıcaklığı ºC	02.2	02.2	02.1	02.1	02.0	02.0	02.0	01.9	01.9	02.0
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										
Panel Su Giriş Sıcaklığı ºC	08.1	08.0	07.9	07.8	07.7	07.7	07.8	07.8	07.8	07.9
Panel Yüzey Sıcaklığı ºC	08.0	08.0	08.0	08.0	08.0	07.9	07.9	08.0	08.0	08.0
Panel Su Çıkış Sıcaklığı ºC	09.9	09.5	09.3	08.8	08.8	08.8	08.8	08.9	08.9	08.9
Soğutucu Gücü W	138	138	138	138	137	137	137	137	138	138
HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER										
Panel G- Ç Sıcaklık Farkı ºC	01.8	01.5	01.4	01.0	01.1	01.1	01.0	01.0	01.1	01.0
Ortam-Panel Yüzey Sıcaklık Farkı ºC	17.8	17.7	17.7	17.7	17.7	17.9	17.9	18.0	17.9	17.9
Panel Isı Kazancı W/m^2	204.8	203.5	203.5	203.5	203.5	205.9	205.9	205.9	205.1	205.1
Soğutma Etkinliği -	2,68	2,23	2,08	1,49	1,64	1,64	1,49	1,49	1,63	1,49

KAYNAKLAR

1. Glück, B. "Thermische Bauteilaktivierung" Springer - VDI - Verlag GmbH & Co. KG, Düsseldorf, (1999).

2. Dağsöz, A. Kemal "Isı Geçişi" Beta Basım Yayım Dağıtım A.Ş, İstanbul, (1995).

3. Genceli, O. F. "Çözümlü Isı İletimi Problemleri" Birsen Yayınevi, İstanbul, (2000).

4. Kakaç, S. "Isı İletimi" ODTÜ Mühendislik Fakültesi, Ankara, (1989).

5. Can, A "Isı Transferi Ders Notları" Trakya Üniversitesi, (1991).

6. Winter, K. "Thermische Wärmelehre" Vieweg Verlag, (1997).

7. Derbentli, T "Işınımla Isı Geçişi" Ders notları, İTÜ Makina Fakültesi, (1990).

8. Yazıcı H. F. (1995) "Benzeşim ve Model Tekniği" Ders notları, İTÜ Makina Fakültesi,
9. İstanbul

10. Chahed, B. Mrowetz, F. "Planungshandbuch" CLINA Firmaunterlagen, (2000).

11. Can, A "Ölçme tekniği Ders Notları" Trakya Üniversitesi, Edirne, (1991).

12. Can, A "Sistem Dinamiği ve Kontrolu " Arel Üniversitesi, İstanbul, (2015).

13. Franz J. Schulenberg "Finned Elliptical Tubes and Their Application in Air-Cooled Heat Exchangers" *J. Eng. Ind* 88(2), 179-186 (May 01, 1966).

14. Fredrik Setterwall "Energy Conversion and Management Cilt" 43, Sayı Sayfa 1709-1723, (2002).

15. János M. Beé " Progress in Energy and Combustion Science High efficiency electric power generation: The environmental role" Cilt 33, Sayı 2, Sayfalar 107-134, (2007).

16. Pierre Hollmuller, Bernard Lachal "Energy and Buildings " "Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects" Cilt 33, Sayı 5, Sayfalar 509-518,(2001).

17. A.R. Doodman, M. Fesanghary R. Hosseini "Applied Energy " "A robust stochastic approach for design optimization of air cooled heat exchangers" Cilt 86, Sayılar 7-8, Sayfa 1240-1245,(2009).

18. David G. Wood, Anthony J. Crisp, Arthur J. Bursle "Heating and/or cooling of vessels",(1996).

19. Rahim K. Jassim, Tahar Khir, Badr A. Habeebullah, Galal M. Zaki "International Journal of Exergy" "Exergoeconomic optimisation of the geometry of continuous fins on an array of tubes of a refrigeration air cooled condenser"

20. A.E. Conradie. Author .D.G. Kröger "Applied Thermal Engineering" "Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant applications" Cilt 16, Sayı 3,Sayfa 219-232,(1996).

21. David Henry Eber "Air cooled centrifugal refrigeration machine with provision to prevent evaporator freezing",(1976).

22. José María Ponce-Ortega, Medardo Serna-González and Arturo Jiménez-Gutiérrez "A Disjunctive Programming Model for Simultaneous Synthesis and Detailed Design of Cooling Networks", (2009).

23. M. Dentice d'Accadiaa, L. Vanoli "Energy Conversion and Management" "Thermoeconomic optimization of Solar Heating and Cooling systems" Cilt 52, Sayı 2,Sayfa 1562-1573,(2011).

24. Richard Salmonson, Scott Robinson, Timothy McCann, David Collins "Liquid DIMM Cooler",(2005).

25. Frank M. Iannelli "Beverage dispensing device" ,(1983).

26. Jerry A. Ebeling, Rick Halil, Doug Bantam, Byron Bakenhus, Henry Schreiber and Ron Wendland "Peaking Gas Turbine Capacity Enhancement Using Ice Storage for Compressor Inlet Air Cooling" "ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition" Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration Cologne, Germany, (1992).

27. A Caruvana, R. S. Rose, E. D. Alderson and G. A. Cincotta "Design and Test of a 73-MW Water Cooled Gas Turbine" "ASME 1980 International Gas Turbine Conference and Products Show" Volume 1B: General New Orleans, Louisiana, USA, (1980).

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Amet RETZEP

1986'da Gümülcine'de doğdum. İlk öğretim eğitimimi Yunanistan'da Kalfa İlköğretim okulunda okudum. Orta ve Liseyi Yunanistan'da 2005 yılında Celal Bayar lisesinde okudum. 2006 yılında Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesinin Makine Mühendisliği Lisans Programına başladım. Öğrenimimi 2011 yılında bitirdim. Trakya Üniversitesindeki yüksek lisans tez eğitimimi programına 2012 yılında başladım.

TEZ ÖĞRENCİSİNE AİT TEZ İLE İLGİLİ BİLİMSEL

FAALİYETLER

1) Uluslararası Konferans ve Sempozyumlar.

Ahmet Can, Ertan Buyruk, Ahmet Retzep, Ferhat Kilinç " Investigation of a Method for Volume Temperature Automation with Gorundwater in Natural Cooling", 22nd "International Symposium On Heating,Refrigerating and Air Condining 11th Conferance On Thermografy Zagreb/ CROATIA, April, 11th 2013

2) Ulusal Konferans ve Sempozyumlar.

Ahmet CAN, Ertan BUYRUK Amet RETZEP "Yeraltı Suyu ile Doğal Soğutmada Hacim Sıcaklığı Otomasyonu" ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 9-12 Eylül 2013, Samsun / TÜRKİYE, 9-12 Eylül 2013