



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

DÜŞÜK GİRİŞ SUYU SICAKLIKLARI
İÇİN YENİ NESİL PANEL RADYATÖR
GELİŞTİRİLMESİ
SUAT AYDIN

Yüksek Lisans Tezi

DÜŞÜK GİRİŞ SUYU SICAKLIKLARI
İÇİN YENİ NESİL PANEL RADYATÖR
GELİŞTİRİLMESİ
SUAT AYDIN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞÜK GİRİŞ SUYU SICAKLIKLARI
İÇİN YENİ NESİL PANEL RADYATÖR
GELİŞTİRİLMESİ

Suat AYDIN

Prof.Dr. Muhsin KILIÇ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ ANABİLİM DALI

BURSA 2013

TEZ ONAYI

Suat AYDIN tarafından hazırlanan 'PANEL RADYATÖR TASARIMI VE ISIL ANALİZİ' adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof.Dr.Muhsin KILIÇ

Başkan : Prof.Dr. Muhsin KILIÇ

İmza

Üye : Doç.Dr. Ömer KAYNAKLI

İmza

Üye : Yrd.Doç.Dr. Gökhan SEVİLGEN

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof.Dr.Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
.././2013

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.././2013

İmza

Ad ve Soyadı

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DÜŞÜK GİRİŞ SUYU SICAKLIKLARI İÇİN YENİ NESİL PANEL RADYATÖR GELİŞTİRİLMESİ

Suat AYDIN

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr.Muhsin KILIÇ

Bu çalışmada, panel radyatörlerde hız ve sıcaklık dağılımının üç boyutlu sayısal analizi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanarak gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla standart panel radyatörlere ait ölçüler referans alınarak radyatör modeli oluşturulmuştur. Bu analiz bir ticari program olan sonlu hacim metodunu kullanan ANSYS ile yapılmıştır. Nümerik termal performans değerleri elde edilip ve katalogdaki değerler ile karşılaştırılmıştır. Panel tarafı ve konvektör tarafı olarak iki farklı yapı olarak düşünülüp çalışılma yapılmıştır.

Çelik panel radyatörün ısı yükünün standart test durumuna göre 3 farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Bu üç durum için, giriş suyu sıcaklık dereceleri sırasıyla 85,7 °C, 74,9 °C, 52,4 °C ve giriş su debisi değerleri sırasıyla 0,027719 kg/s, 0,027822 kg/s, 0,027972 kg/s olarak alınmıştır. Referans hava sıcaklığı ise 20 °C olarak alınmıştır.

Konvektör modülün ısı yükünün standart test durumuna göre 5 farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Bu beş durum için, panel yüzey sıcaklık dereceleri sırasıyla 80 °C, 70 °C, 60 °C, 50 °C ve 40 °C olarak sabit kabul edilmiştir. Hava giriş sıcaklığı ise 20 °C olarak kabul edilmiştir.

Panel radyatör için nümerik hesaplamalar sürekli rejim olarak yapılmıştır. Konvektör modül için nümerik hesaplamalar ise geçici rejimde yapılmıştır. Nümerik simülasyonlardan elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel verilerle iyi derecede yakınlık olduğu gözlenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Panel Radyatör, Isıl yük, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).

ABSTRACT

MSc Thesis

**DEVELOPMENT OF A NEW GENERATION PANEL RADIATOR FOR LOW
INLET WATER TEMPERATURES**

Suat AYDIN

Uludag University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Energy

Supervisor: Prof.Dr.Muhsin KILIC

In this study, three dimensional numerical analysis of temperature and air flow distribution in the panel radiators were performed by using Computational Fluid Dynamics (CFD) method. For this purpose, a three dimensional radiator surfaces were modeled by using the real dimensions of standard panel radiator. This analysis was made with a commercial program ANSYS using finite volume method. Numerical performance values were obtained and compared given catalogue values. We thought two different constructions which include panel side and convector side, were employed.

We employed three different cases according to standard test conditions of thermal output of a steel panel radiator. In all three cases, the value of water inlet temperatures were set to 85.7°C, 74.9°C, 52.4°C and the value of entering mass-flow rates were set to 0.027719 kg/s, 0.027822 kg/s, 0.027972 kg/s, respectively. The reference air temperature was set to 20 °C.

We employed five different cases according to standard test conditions of thermal output of a convector module. In all five cases, the value of panel surfaces temperatures were set to 80 °C, 70 °C, 60 °C, 50 °C and 40 °C respectively. The reference air temperature was set to 20 °C.

For the panel radiator, the numerical calculations were performed under steady-state conditions. For the convector module, the numerical calculations were performed under transient conditions. We observed that, the results obtained from the numerical simulations were in good agreement with the experimental data available in the literature.

Key words: Panel Radiator, Thermal Output, Computational Fluids Dynamic (CFD).

TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans öğrenimim süresince kazandığım tüm bilgi ve birikimin her aşamasında büyük emeği olan değerli öğretim üyesi Prof.Dr.Muhsin KILIÇ'a en samimi ve içten dileklerle teşekkür ederim. Aynı zamanda tezimin başından sonuna her aşamada şekillenmesinde büyük emeği olan değerli hocam Yrd.Doç.Dr.Gökhan SEVİLGİN'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca göstermiş olduğu anlayış nedeniyle ve bilgisayar yazılımlarındaki desteğiyle Arş.Gör.Mustafa MUTLU'ya teşekkürlerimi borç bilirim.

Tüm hayatım boyunca olduğu gibi yüksek lisans çalışmam esnasında da sabır gösteren, maddi – manevi yardımlarını esirgemeyen, bana her zaman destek olan aileme en içten şükranlarımı sunarım.

Suat AYDIN
18/06/2013

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL ve YÖNTEM	15
3.1 Giriş	15
3.1.1 Radyatörlerin Yerleştirilmesi.....	16
3.1.2 Radyatör ve Ortam Arasında Isı Alışverişi.....	17
3.2 CFD Analizinde Kullanılan Metodlar.....	18
3.2.1 Sonlu Farklar Metodu.....	20
3.2.2 Sonlu Hacimler Metodu.....	20
3.2.3 Sonlu Elemanlar Metodu.....	20
3.3 CFD Çözücü Dizisi.....	22
3.4 CFD Çözümünde Kullanılan Denklemler	23
3.5 Radyatör Isıl Kapasite Çalışmaları.....	24
3.5.1 TS EN 442'ye Göre Bir Modelin Standart Isıl Gücü.....	24
3.5.2 Enerji Denge Denklemine Göre Isıl Güç.....	25
3.6 CAD Model Boyutları.....	27
3.6.1 Tip10 Panel Radyatör.....	28
3.6.2 Konvektör.....	31
4. BULGULAR	35
4.1 Giriş	35
4.2 Radyatör Sonuçları	35
4.2.1 Çözüm Ayarları ve Sınır Şartları	35
4.2.2 Radyatör Bulguları.....	37
4.3 Konvektör Modül Tasarım Sonuçları.....	41
4.3.1 Çözüm Ayarları ve Sınır Şartları.....	41
4.3.2 Konvektör Modül Bulguları.....	42
4.3.2.1 80 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları	45
4.3.2.2 70 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları	48
4.3.2.3 60 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları	50
4.3.2.4 50 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları	52
4.3.2.5 40 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları	54
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	55
5.1 Giriş	55
5.2 Sonuçlar.....	55
5.3 Öneriler.....	58
6. KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	62

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	: Isı transfer yüzey alanı, (m^2)
D	: Çap, (m)
D_h	: Hidrolik çap, (m)
c_p	: Özgül ısı, (kJ/kgK)
F_x	: x yönündeki kuvvet bileşeni
F_y	: y yönündeki kuvvet bileşeni
F_z	: z yönündeki kuvvet bileşeni
g	: Yer çekimi ivmesi, (m/s^2)
Gr	: Grashof boyutsuz sayısı
h	: Isı taşınım katsayısı, $W/m^2\text{°C}$
H	: Yükseklik, m
h_m	: Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2\text{°C}$
k	: Türbülans kinetik enerjisi
L	: Uzunluk, m
L_k	: Karakteristik uzunluk, (m)
m	: Metre
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/s)
p	: Basınç, (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh boyutsuz sayısı
Re	: Reynolds boyutsuz sayısı
T	: Sıcaklık, (°C)
T_ζ	: Çıkış sıcaklığı, (K)
T_g	: Giriş sıcaklığı, (K)
T_y	: Yüzey sıcaklığı, (K)
T_∞	: Ortam sıcaklığı, (K)
t	: Zaman, (s)
Q	: Isıl yük, (W)
u	: x yönündeki hız bileşeni, (m/s)
v	: y yönündeki hız bileşeni, (m/s)

w	: z yönündeki hız bileşeni, (m/s)
ε	: Türbülans yayılım katsayısı
μ	: Dinamik vizkozite, ($Pa\cdot s$)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m^3)
ν	: Kinematik vizkozite, ($Pa\cdot s$)
ΔT	: Sıcaklık farkı, (K)
ΔT_1	: Logaritmik sıcaklık farkındaki giriş sıcaklık farkı
ΔT_2	: Logaritmik sıcaklık farkındaki çıkış sıcaklık farkı
ΔT_{ln}	: Logaritmik sıcaklık farkı
β	: İdeal gazlar için genleşme katsayısı
θ	: Isıl yük, (W)

Kısaltmalar Açıklama

CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CFD	: Computational Fluid Dynamics
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HTR	: High Temperature Radiator (Yüksek Sıcaklıklı Radyatör)
TBOE	: Top Bottom Opposite End (Çapraz Bağlantı)
TBSE	: Top Bottom Same End (Aynı Taraflı Bağlantı)
UDF	: User Defined Function (Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon)
VLTR	: Vantilation Low Temperature Radiator (Düşük Sıcaklıklı Fanlı Radyatör)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 3.1	Panel radyatörlerin ana parçaları..... 15
Şekil 3.2	Radyatör yeri..... 17
Şekil 3.3	Radyatör modellemede izlenecek adımlar..... 18
Şekil 3.4	Sonlu elemanlar metodunda kullanılan temel elemanlar..... 21
Şekil 3.5	Panel Radyatör Kesit Görünümü..... 29
Şekil 3.6	Radyatör CAD montaj görünümü (a-b)..... 29
Şekil 3.7	Panel radyatörün orijinal CAD datasının su akış hacmi..... 31
Şekil 3.8	CFD için su hacminin mesh yapısı..... 31
Şekil 3.9	Konvektör CAD modül..... 32
Şekil 3.10	Konvektörün mesh yapısı..... 33
Şekil 3.11	Hava tarafının mesh yapısı..... 34
Şekil 3.12	Konvektör CAD geometrisi üzerinde arayüzey gösterimi..... 34
Şekil 4.1	Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (1.durum)..... 38
Şekil 4.2	Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (2.durum)..... 38
Şekil 4.3	Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (3.durum)..... 38
Şekil 4.4	10 x 600 x 2000 mm boyutlarındaki radyatörün sıcaklık dağılımı (TBSE bağlantı)..... 39
Şekil 4.5	Sıcaklık sonuçları için çizgilerin yerlerinin tanımlanması..... 39
Şekil 4.6	CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri (1.durum)..... 40
Şekil 4.7	CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri (2.durum)..... 40
Şekil 4.8	CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri (3.durum)..... 41
Şekil 4.9	Beck ve ark. yaptıkları çalışmadaki panel radyatörler..... 44
Şekil 4.10	Beck ve ark. yaptıkları çalışmadaki hız profilleri..... 45
Şekil 4.11	Panel yüzey sıcaklığı 80 °C sabit kabul edilen sonuçlar..... 47
Şekil 4.12	80 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini hız ve sıcaklık gösterimi..... 47
Şekil 4.13	80 °C sabit sıcaklıktaki analizin konvektör kesit eksenini hız ve sıcaklık gösterimi..... 48
Şekil 4.14	Panel yüzey sıcaklığı 70 °C sabit kabul edilen sonuçlar..... 49
Şekil 4.15	70 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini hız ve sıcaklık gösterimi..... 49
Şekil 4.16	70 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik doğrultuda hız ve sıcaklık gösterimi..... 50
Şekil 4.17	60 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini hız ve sıcaklık gösterimi..... 51
Şekil 4.18	60 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik doğrultuda hız ve sıcaklık gösterimi..... 51
Şekil 4.19	50 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini hız ve sıcaklık gösterimi..... 52
Şekil 4.20	50 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik doğrultuda hız ve sıcaklık gösterimi..... 53
Şekil 4.21	Panel yüzey sıcaklığı 40 °C sabit kabul edilen sonuçlar..... 53
Şekil 4.22	40 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik ve paralel doğrultuda hız ve sıcaklık gösterimi..... 53

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 3.1	Metodlar arasındaki farklar..... 21
Çizelge 3.2	Çalışmada kullanılan panel radyatör ölçüleri..... 29
Çizelge 3.3	Panel tarafı mesh yapısı.....31
Çizelge 3.4	Çalışmada kullanılan konvektör ölçüleri.....32
Çizelge 4.1	Nümerik simülasyondaki çözüm ayarları, türbülans modelleri.....36
Çizelge 4.2	DeneySEL verilerde belirtilen 3 farklı durum..... 36
Çizelge 4.3	Nümerik analizde kullanılan sınır şartları..... 37
Çizelge 4.4	DeneySEL sonuçlardan elde edilen 3 farklı durum..... 37
Çizelge 4.5	Nümerik simülasyondaki çözüm ayarları, türbülans modelleri.....41
Çizelge 4.6	Nümerik analizde kullanılan sınır şartları42
Çizelge 4.7	Konvektör ve hava arasındaki analiz sonuçları..... 43
Çizelge 4.8	Konvektör ve hava arasındaki analiz sonuçları..... 43
Çizelge 4.9	Izgara üzerindeki hızların değerleri.....44
Çizelge 4.10	Modüle ait yüzey alanları..... 46

1. GİRİŞ

Tarih boyunca ısınma, insanoğlunun temel ihtiyaçlarından biri olmuştur. Geçmiş dönemlerden günümüze uzanan süreçte bu ihtiyacın karşılanması için birçok değişik sistem ve enerji kaynakları kullanılmıştır. Merkezi ısıtma sistemi ilk olarak M.Ö. 100 yılında Roma'da kurulmuş olup, bu sistemde sıcak buhar, Terracotta'dan yapılmış içi boş borulardan yönlendirilerek duvarlar ve yerlerden, evleri ve hamamları ısıtmak için kullanılmıştır. 1831 yılında Jacob Perkins tarafından patenti alınan ilk yüksek basınçlı model, ısıtma sisteminin öncüsü olmuştur. Yapılan çalışmalar ve araştırmalar, gereksinimleri karşılamada en az enerji sarfiyatı ile daha konforlu ortamların oluşturulması yönünde olmuştur.

Radyatörler, uzun zamandan beri kullanılmakta olup ısıtma sisteminin vazgeçilmez birer parçasıdır. Radyatör, Franz SanGalli, Rusya'da yaşamış İtalyan doğumlu bir Alman, tarafından 1855 tarihinde icat edilmiştir.

Radyatörlerde ısı, çevreye ışınım ve taşınım yoluyla yayılır. Radyatörlerde genel olarak ısının %20-40 arasındaki bir kısmı ışınım ile yayılırken asıl büyük kısmı taşınım ile yayılmaktadır. Radyatör ömrü kullanılan malzeme cinsine bağlıdır. Korozyona en dayanıklı radyatörler döküm radyatörlerdir. Bunlarda ömür 50 yıl civarlarındadır. Panel radyatörlerde ömür 15 ila 20 yıl arasında olup, alüminyumlarda ise değişim göstermektedir. Radyatör ömrünü etkileyen bir başka önemli faktör de kireçlenmedir. Estetik bakımından, panel ve alüminyum radyatörler günümüzde yaygın bir şekilde tercih edilmektedirler. Güvenlik bakımından dilimli çelik radyatörler keskin köşelere sahip olduklarından çarpma halinde yaralanmaya sebebiyet verebilirler. Temizlik bakımından düz dilimli radyatörler en kullanışlılarıdır.

Işınım ile olan ısı geçişine radyatörün malzemesinden çok boyanın cinsi ve radyatörün geometrisi etki etmektedir. Birinci etken boyanın cinsidir. Siyah ve mat boyalı radyatörlerde ışınım fazladır. Ancak boyanın rengi fazla etkili değildir. Parlak metalik boyalarda ise ışınım önemli ölçüde azalır. Alüminyum veya bronz gibi parlak metalik boyalar ışınımı %50, toplam radyatör ısı gücünü ise %10 mertebesinde düşürürler. Dış yüzey alanı fazla olan radyatörlerde ışınım oranı da yüksektir. Bu sebeple ince döküm radyatörlerde ve panel radyatörlerde ışınım oranı yüksektir.

Alüminyum radyatörlerde ise kanatlı radyatörler kullanıldığından, kanatlar doğrudan su ile temas etmez ve daha düşük sıcaklıktadır. Bu nedenle ışıınım oranları da düşüktür. Yüzey pürüzsüzlüğünün de ışıınıma etkisi vardır. Pürüzlü döküm yüzeyler düz yüzeylere göre biraz daha fazla ışıınımla ısı transferi gerçekleştirirler (Anonim,2009).

Isıl atalet ve montaj kolaylığı bakımından ağırlık unsuru önemlidir. Su hacmi fazla ve ağır olan radyatörler, geç ısınıp geç soğurlar. En ağır radyatörler döküm olanlarıdır. En fazla su hacmine sahip olan radyatörler ise dilimli çelik tipleridir. Dolayısı ile döküm ve çelik radyatörlerde ağırlık ve su hacminin getirdiği atalet dezavantajı en fazla olup daha sonra sırasıyla, panel ve alüminyum radyatörler gelir. Bununla birlikte su hacmi ve ağırlığın az olması sıcaklığın kontrol edilebilmesi bakımından kolaylık sağlamaktadır. Su hacminin büyük olması genleşme deposu büyüklüğünü de etkiler. Kapalı genleşme deposu hesaplarında sistemdeki su hacmi hesaba alınmaktadır. Sistemdeki en fazla su radyatörlerde bulunduğundan, su hacminin fazla olduğu sistemlerde genleşme deposu da büyük olacaktır.

Paneller otomatik preslerde oluklu olarak biçimlendirilmiş iki sac levhanın, otomatik tezgâhlarda birbirine makine kaynağı ile birleştirilmesiyle oluşturulur. Olukların arasında oluşan kanalda sıcak su dolaşır. Sıcak su panel yüzeylerini ısıtır. Panellere, yine oluklu olarak şekil verilmiş bir sac levha kaynatılır. Bu levhaya ‘kanat’ veya ‘konvektör’ adı verilir. Kanatların arasından yukarıya doğru yükselen hava sıcak panel yüzeylerine temas ettikçe ısınır ve ortam havasına karışır.

Konvektörler öz olarak kanatlı borulardan oluşur. Bu kanatlı borular baca etkisi yaratmak üzere bir kaset içine yerleştirilmiştir. Kasetin alt tarafından giren soğuk hava kanatlı ısıtıcı borularda ısınır ve yükselen ısınmış hava kasetin üst tarafından odaya verilir. Konvektörleri radyatörlerden ayıran ana özellik ısı geçiş şekline bağlıdır. Konvektörlerde odaya radyasyonla ısı yayımı çok azdır. Buna karşılık baca etkisi dolayısı ile artan hava hızlarına bağlı olarak ısı geçişi %95-98 gibi büyük bir oranda konveksiyonla olur. Konveksiyonla ısı geçişini arttırmak için kanatlı boru kullanılır. Konvektörler kapasitelerine göre az yer kapladığından ve çabuk ısıtma yapabildiklerinden tercih edilirler. Konvektörlerde temizlik çok önemlidir. Özellikle üfleme tipi konvektörlerin filtreleri çok çabuk kirlenir ve tıkanır. Bu yüzden okul gibi gerekli bakım ve temizliğin yapılamayacağı yerlerde, tozlu ortamlarda konvektörler

kullanılmamalıdır. Tavan yüksekliği 3,5m'den fazla olan yerlerde ısıtıcı olarak radyatör kullanılması tavan seviyesinde ısı birikimi nedeniyle ekonomik ve konforlu değildir. Vantilatörlü sıcak hava cihazları tavan yüksekliğinin 5,5 metreden fazla olduğu yerlerde pratik olabilir.

Radyatörler alttan duvara gömülü konsollar üzerine oturtulur ve üstten de kelepçelerle tespit edilirler. 15 dilime kadar 2 konsol, 1 kelepçe, 25 dilime kadar 3 konsol 1 kelepçe ve 45 dilime kadar 4 konsol 2 kelepçe kullanılmalıdır. Radyatör grubuna tek kelepçe kullanılacaksa giriş borusunun aksi köşesinde olmalıdır. Yeterli parapet yoksa radyatör konsolları alt kolektöre konulabilir. Panel radyatörler ve alüminyum radyatörler özel konsollara bağlanır. Radyatörlerin tesisatsa bağlanması kural olarak aynı taraftır. Su girişi üstten, çıkışı ise alttan yapılır. Radyatörlerin su girişine radyatör vanası, çıkışına ise radyatör dönüş vanası monte edilmelidir. Radyatör vanalarının reglaj özelliği vardır. Diğer taraftaki uçlar kör tapa ile kapalıdır. Gerekli olan gruplarda üstteki kör tapaya pürjör takılır. Bağlantı borularına gidişte ısıtıcıya doğru, dönüşte kolona doğru % 1 oranında bir eğim verilmelidir. Bağlantının ters taraflı olması radyatör ısıl verimini etkilemez. Genellikle 30 dilimin üzerinde ters taraflı bağlantı öğütlenirse de 80 dilime kadar bağlantı şeklinin etkisi olmadığı literatürde ifade edilmektedir. Ancak alttan giriş yapılacak olursa ısıl güç % 5 – 10 mertebesinde düşer. Tek borulu sistemlerde (Alttan giriş, alttan çıkış) radyatör içinde körlleme yapılarak su yukarı yönlendirilmedikçe verimde % 10 – 15 düşme meydana gelir.

Radyatörler normalde 4 bar basınca dayanacak şekilde imal edilirler. Özel imalatta bu değer 6 bar'a kadar çıkmaktadır. Alüminyum radyatörlerde basınca dayanım daha fazladır. Günümüzde 10 bar basınca dayanabilen radyatör grupları bulunmaktadır. Isıtma yüzeyi büyüklüğü bir radyatörün iyi bir ısı yayıcılığına sahip olması bakımından en önemli göstergedir. Bir radyatör aynı ısıyı, aynı şartlarda, ne kadar küçük yüzeyle verebiliyorsa ısıl tasarımı o derece iyi olduğu anlamına gelmektedir.

Tezde, Giriş bölümünde radyatörle ilgili verilen temel bilgilerin ardından Kaynak Araştırması yer almaktadır. Bu kısımda, ısıl konfor, farklı tip radyatörlerin ısıl verime etkilerini, farklı tip konvektörlerin radyatör verimine etkileri gibi çalışmalara değinilmiştir. Çalışmanın 3. bölümünü oluşturan Materyal ve Yöntem kısmında panel radyatörde taşınım ile olan ısı transferi kavramının üzerinde durulmuştur. Radyatör ve

çevre arasındaki ısı transferinin hesaplanmasında kullanılan eşitlikler ve farklı tip konvektörler için kullanılan ampirik ifadeler yer almaktadır. Bulgular bölümünde ise geliştirilen modelden elde edilen sonuçlara geçmeden önce sonuçların güvenilirliği çeşitli çalışmalarla karşılaştırılarak ortaya konmuş ve daha sonra ısıtma ve soğutma süreçlerinde elde edilen teorik sonuçlar verilmiştir. Daha sonra tüm bulgular farklı açılardan yorumlanarak bu alanda çalışacak olan araştırmacılara önerilerde bulunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Vavricka R. ve Basta J. (2004) gerçekleştirdikleri çalışmada, panel radyatörlerde görülen tesisat bağlantı metotları ve ortaya çıkan problemleri irdelemişlerdir. Yapılan çalışmada sayısal çözümler için Gambit ve Fluent yazılımları kullanılmış ve sonuçların doğruluğu için ise termografik yöntem tercih edilmiştir. Sayısal çözümlerinde Tip 10 radyatör paneline ait dört farklı boyut (500x500, 500x1000, 500x2000, 300x2000) için tekrarlanmış ve tüm analizler 75/65/20°C şartlarında gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada kullanılan tesisat bağlantı metotları; giriş ve çıkış aynı taraflı, giriş ve çıkış çapraz taraflı olmak üzere 2 çeşittir. Yukarıda bahsi geçen 4 farklı radyatör için, aynı taraflı ve çapraz taraflı bağlantı metotlarını kullanarak 8 farklı CFD model incelenmiştir ve termografik kamerayla kontrol edilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmada farklı tip radyatörlerin 75/65/20°C koşullarında ısı kapasiteleri belirlenmiştir. Bu çalışma sonucunda uzun tip radyatör ($L/H \geq 4$) olarak adlandırılan radyatörlerde çapraz bağlantı metodunun sıcaklık dağılımı açısından daha iyi sonuç verdiğini ve bu radyatörlerde aynı taraflı bağlantının kullanılmaması önerilmiştir.

Gritzki R ve diğ., (2007) çalışmalarında ısıtma sistemleri ve radyatörlerin bütünlük simülasyonu üç farklı yazılım kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. EN 442 standardına uygun bir odada (4m x 4m x 3m) radyatör analizleri için üç farklı yazılımın kullanıldığı bütünlük bir model geliştirilmiştir. Bu modelde Fluent yazılımı, radyatör içini modellemek için kullanılmış, Trnsys yazılımı oda içerisinde ışıyım hesaplamaları için kullanılmış ve ParalelNS yazılımı ise oda içerisinde hava dağılımı için kullanılmıştır. Bu üç yazılımı birbiri ile bütünlük hale getirmek için UDF(User Defined Function) oluşturulmuş ve sonuçlar üç program arasında transfer edilmek suretiyle birbirine bağlanmıştır. Kronolojik sıralamaya göre öncelikle TRNYS yazılımından elde edilen sıcaklık değerleri ve diğer sınır değerler ParalelNS yazılımına gönderilmekte ve bu yazılımda geçici rejimde akış alanı bir sonraki zaman adımına kadar hesaplanmaktadır. Sınır yüzeylerde ve ara yüzeylerde hesaplanan ısı akıları ise tekrar TRNSYS yazılımına gönderilmektedir. TRANSYS ise mevcut zaman adımı için enerji dengesi hesaplamalarını gerçekleştirmekte ve elde ettiği sıcaklık değerlerini tekrar ParalelNS yazılımına göndermektedir. Yerden 0.75m yükseklikte test odasının merkezinde sıcaklık kontrol noktası tanımlanmış ve test odası iki farklı döngü şeklinde

modellenmiştir. Bunlardan birincisi ölçüm noktasındaki sıcaklığın 20°C sabit şekilde kalması için duvar yüzey sıcaklıklarının kontrol edildiği döngüdür. Diğeri ise radyatör çıkış sıcaklığına bağlı su döngüsüdür. İkinci döngü TRANSYS yazılımında çıkış sıcaklığı ve çıkışta hesaplanan debiyi kontrol etmektedir. Bu çalışmada çıkış sıcaklığını 65°C elde edebilmek için sabit giriş suyu sıcaklığı(75°C) kullanılmış ve çalışmalar geçici rejimde yapılmıştır. Ve sonuçlar referans değerlerine çok yaklaşık çıkmıştır.

Myhren J.A. ve Holmberg S. (2009) gerçekleştirdikleri çalışmada, iki farklı konvansiyonel radyatörde radyatör fanı kullanımının karşılaştırmasını yaparak fanlı radyatör kullanımının klasik radyatörlere göre daha dengeli (Stabil) iklimlendirme koşulları yaratma konusunda avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca çalışmada fanlı radyatör kullanıldığında, klasik radyatör yüzey sıcaklığından 7.8°C daha düşük sıcaklığa sahip fanlı radyatörün klasik radyatörle aynı havalandırma koşullarına sahip olduğu belirtilmiştir. Radyatör ısı kapasitesinin, hava giriş birimi konumu ile doğrudan ilişkili olduğu belirtilerek fanlı radyatörlerin klasik radyatörlere göre daha yüksek performans gösterdiği ifade edilmiştir. İlgili çalışmada 4 farklı durum incelenmiştir. Yüksek sıcaklıkta çalışan konvektör olmayan radyatörler için ısı taşınım katsayısının 8-10 W/m²°C arasında değiştiği belirtilerek, düşük sıcaklıkta çalışan radyatörlerde ise ısı taşınım katsayısının 5 – 7 W/m²°C arasında değiştiği ifade edilmiştir. (9.6) W/m²°C taşınım katsayısına sahip “D” durumu için aşağıda yer alan sonuç elde edilmiştir. “ Düşük sıcaklıklı fanlı radyatörün(VLTR) ileride yüksek sıcaklıklı klasik radyatörün(HTR) yerini alabileceği belirtilmiştir. “ Araştırmadan elde diğer bir önemli sonuç ise, radyatör havalandırma kanalının boyutlarının ısı kapasite üzerinde büyük bir etkisinin olduğu ifade edilerek, radyatör panelleri arasında dar hava kanalına sahip olan sistemin en iyi performansı gösterdiği açıklanmıştır.

Beck ve diğ., (2003) iki panelden oluşan radyatör yüzeyleri arasına yerleştirilen ince düzlem levha şeklindeki sac metalin, radyatörden olan ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarında her bir yüzeyi yaklaşık 1m² yüzey alanına sahip 1.4m uzunluğunda, 0,7 neşretme katsayısına sahip tek panelden oluşan radyatörden olan toplam 1800W ısı, 400W’ının ısıyla gerçekleştiği ifade edilmiştir (≅%25). Duvarlarla radyatör panelleri arasındaki etkileşim dikkate alındığında ise bu oranın%45’lere kadar çıkabileceği ifade edilmiştir. İki panelli radyatör için ise taşınım

ile ısı transferin iki katına ulaştığı ancak ışınım ile ısı transferinin değişmediği belirtilmiştir. Ayrıca çalışmalarında radyatör tasarımının radyatör ısı yükü üzerine etkileri konusunda değerlendirmelerde bulunulmuştur. Bunlar; zemin ile radyatör arasındaki yüksekliğe ve duvara göre yerleşim konumuna bağlı olarak ısı yükünün bir miktar artırılacağı, su debisindeki azalmanın ısı yükü azaltacağı, konvektörlerin taşınım ile ısı transferini arttırdığı, farklı tesisat bağlantılarının radyatör performansına etkide bulunabileceği, metalik boya kullanımının ışınım ile ısı transferini %10 arttırabileceği ifade etmiştir. Gerçekleştirdikleri çalışmada iki düzlem levha şeklinde panel arasında kalan boşluğa yüksek neşretme değerine sahip sac metal yerleştirildiğinde ısı transferine olan etkisi irdelenmiştir. Çalışmada kullanılan tüm radyatörler 600x600 mm boyutunda ve EN 442'ye göre zeminden 150 mm yukarıda konumlandırılmıştır. Sonuç olarak iki düz levhanın radyatör panelleri arasındaki boşluğa konumlandırılması sonucunda elde edilen ısı kapasitenin, konvektörlü iki panelden oluşan panel radyatörün ısı kapasitesinin %71-88'i arasında değiştiği belirtilmiştir. Ancak konvansiyonel sisteme göre daha kolay temizlenebilir bir model olması vurgulanmıştır.

Bangert K., (2010) tarafından gerçekleştirilen bu mini-project, hali hazırda devam eden bir projenin alt çalışması şeklindedir. EN 442-2 standardına uygun radyatör test donanımı oluşturmaya yönelik olan bir proje için ampirik veri toplama amacıyla gerçekleştirilen bu küçük ölçekli projede, Radyatör arkasında yer alan duvarın yüzey pürüzlüğünün ve neşretme (Emisivite) katsayısının, radyatör performansına etkisi irdelenmiştir. Bu çalışmada 8 adet ısı çifti ile ortam sıcaklığı ölçümleri, 7 adet ısı çifti de yüzey üzerinden sıcaklık ölçümleri yapmaktadır. Gümüş spreyleneşmiş ve siyah spreyleneşmiş olmak üzere 2 farklı yüzey üzerinde denemeler yapılmıştır. Radyatör arka yüzeyinde yer alan yüksek neşretme katsayılı kaplamanın ısı transferini arttırdığı ifade edilen çalışmada, toplam enerji açısından en yüksek verimin siyah düz yüzeyde(676,41W) elde edildiği belirtilmiştir.

Pillutla G. ve diğ., (2008) ısı taşınım katsayısının, termografik yöntemle belirlenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın en önemli sonucu radyatör yüzeyinde elde edilen non-uniform sıcaklık dağılımının, ısı taşınım katsayısı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı vurgulanmıştır.

Akın D. (2007) tarafından gerçekleştirilen “Isıl sistemlerin bilgisayar destekli tasarımı” başlıklı yüksek lisans tezinde, TS EN442’ye uygun olan bir çelik panel radyatörün ısı gücü sonlu hacimler yöntemi ile sayısal olarak belirlenmiştir. Üç boyutlu çözümleme, zorlanmış taşınım modeli yoluyla radyatörün tamamına uygulanmıştır. Sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak sonuçların deneysel veriler ile uyumluluk gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, radyatörün ısıl gücünü arttırmak amacıyla konvektör tasarımında modifikasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda, sekiz adet konvektör tasarlanmıştır. Radyatörün tekrar eden en küçük kısmı (Modül) hesaplamalarda kullanılmıştır. Isıl güç, modülün iç yüzeyinde sabit sıcaklık olması ve modülün içinde akış olması durumları için belirlenmiştir. Tasarlanan konvektörlerin ikisinde kayda değer ısıl güç artırımını elde edilmiştir. Isıl yük hesaplamaları Tip22 için gerçekleştirilmiş ve deneysel veriler CETIAT / Fransa laboratuvarı verileri ile karşılaştırılmıştır. EN 442-2 standardına göre ($30\pm 2.5K$, $50\pm 2.5K$, $60\pm 2.5K$) üç farklı aşırı sıcaklık durumu için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Aşırı sıcaklık değeri; ortalama su sıcaklığı ile oda sıcaklığı arasındaki farktır. Modellenen radyatör 0.6m uzunluğunda modellenmiş ve ortamın ısıl kapasiteye etkisini belirlemek amacıyla 6 ila 10 değerleri arasında farklı ısı taşınım katsayıları kullanılmıştır. Radyatöre ait modül için ayrı hesaplamalar yapılmış ve 8 farklı konvektör tasarımı için panel formu sabit tutularak yüzey alanının ve konvektör ile panel arasında temas eden yüzey sayısının ısıl kapasiteye etkisi değerlendirilmiştir. TS EN 442-2’ye göre $75^{\circ}C / 65^{\circ}C$ koşullarında ve $h=6W/m^2K$ alınarak gerçekleştirilen çalışmada, konvektör tasarım sürecinde, konvektör yüksekliği ve genişliği sabit tutularak kesit alanı değişimine bağlı ısıl kapasitenin ne şekilde değiştiği irdelenmiştir. Isıl kapasitenin, üç temas noktası olan konvektörlerde belirgin bir artış gösterdiği ifade edilerek, mevcut sistemlere alternatif olduğu belirtilmiştir.

Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliğinde Emir AYDAR (2009) tarafından gerçekleştirilen bir yüksek lisans tez çalışmasında, sayısal olarak ısıl performans elde edilmeye çalışılmış ve katalog değerleri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısıl verimi arttırmak için yapılacak yapısal değişiklikler CFD analizleri ile elde edilmiştir. Giriş sıcaklığı $75^{\circ}C$ ve sabit debi alınarak gerçekleştirilen analizlerde, $h=6,5 W/m^2^{\circ}C$ için $65^{\circ}C$ su çıkış sıcaklığı elde edilmiş ve üçgen kanat tasarımının diğer kanat profillerine göre daha verimli olduğu verilmiştir. Ayrıca yapılan çalışmada, kanat uzunluğunun azaltılarak daha verimli kanat elde dileyebileceği ifade edilmiştir. Diğer taraftan, verimi

arttırmak için panel genişliği arttırılıp, dik kanal genişliği azaltılırsa, su debisinin bütün dik kanallardan neredeyse eşit miktarda hesaplandığı belirtilmiştir. Radyatörün boyutları; uzunluğu 500 mm, yüksekliği 600 mm olarak alınmıştır. İlk ve son 4 konvektörlerin boyları giriş ve çıkış su borularının montajı nedeniyle diğer konvektörlere oranla daha kısadır. Uzun olan konvektörlerin radyatörde kapladığı uzunluk 273,53 mm olarak kabul alınmıştır.

TS EN 442-2 standardına göre 75/65 °C koşullarında gerçekleştirilen CFD analizleri, çok bölgeli birleşik ısı transfer hesaplamaları(Multi-region conjugate heat transfer) ve STAR-CCM yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Ortam ısı taşınım katsayısı 6,5 W/m²K alınarak gerçekleştirilen çalışmada debi, enerji denge denkleminde yararlanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca modül başına düşen ısı miktarı ve Re sayıları da hesaplanmıştır. Gerçekleştirilen tez çalışmasında kullanılan akışkan ve katı malzeme özellikleri tablo halinde belirlenmiş ve gösterilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada 4 farklı tip konvektör tasarımları kullanılmıştır. Bu tasarımlar standart konvektör tasarımı referans alınmış olup diğerleri ona göre geliştirilmiştir. Her bir konvektör tasarımını CAD programı üzerinde modelleyip daha sonra CFD üzerinde analizi yapılmıştır. Sıcaklık gradyanları tek tek şekiller yardımıyla görsel olarak sunulmuştur.

Gerçekleştirilen bu çalışmalarda orijinal konvektör tasarımına ait boyutlar değiştirilerek boyutların etkisi de irdelenmiştir. Örneğin orijinal konvektör tasarım uzunluğu 37 mm iken bu uzunluk kısaltılarak 32,375 mm, 27,75 mm ve 23,125 mm için de CFD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca bu çalışmada orijinal panel genişliği sabit tutularak dikey su kanallarının genişliği azaltılarak tasarım değişkenleri üzerinde değişiklikler de yapılmıştır.

Gerçekleştirilen bu çalışmada çapraz taraflı bağlantı ve aynı taraflı bağlantılı radyatör içinde çalışmalar yapılarak sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve konvektör tasarımları için elde edilen değerlerin bağlantı türüne göre büyük bir farklılık göstermediği sonucuna varılmıştır. Çapraz bağlantılı ve aynı taraftan bağlantılı radyatörler için ısı karakteristilerinin karşılaştırması yapılmıştır. Sayısal sonuçlar; çapraz bağlantılı (TBOE) radyatörün entalpiye göre hesaplanan ısı yükü 894,172 W

olarak, aynı taraflı bağlantılı (TBSE) radyatörün hesaplanan ısı yükü 866,106 olarak bulunmuştur.

Farklı ortam taşınım katsayıları için elde edilen sonuçlar da tablo halinde gösterilmiştir. Taşınım katsayıları 5,6.5,8,10 W/m²K olarak denenmiştir. Değerlerden de anlaşılacağı gibi hesaplanan ısı yük en fazla taşınım katsayısı 10 W/m²K seçilen radyatörde olmuştur. Taşınım katsayısı azaldıkça hesaplanan ısı yük de azalmaktadır. Bulunan bu değerler ayrıca katalog değerleriyle de karşılaştırılmıştır. Katalog değerlerine en yakın olan değerler 6,5 W/m²K taşınım katsayılı radyatörün olduğu gözlemlenmiştir.

Panel, konvektör ve su tarafı için ısı transferi miktarları da ayrıca tablo halinde yer almaktadır. Burada da ısı taşınım katsayısı arttıkça panel, konvektör ve su taraflarında ısı transfer miktarlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Ayrıca gerçekleştirilen bu çalışmada sonuç olarak konvektör tasarımlarını karşılaştıracak olursak. Konvektör tasarımı III'te birim alandan olan ısı transferinin en fazla olduğu görülmüştür bu da verimin en yüksek olduğu anlamına gelmektedir.

İzmir Teknoloji Enstitüsünde (2007) gerçekleştirilen "EN 442 standardı ile tanımlanmış ısıtıcı test odasının simülasyonu ve değişik tipteki ısıtıcıların sanal testleri" başlıklı bir doktora çalışmasında, 600 mm x 1000 mm boyutlarında üç farklı tip panel radyatörün ısı kapasiteleri hesaplanmıştır. Sayısal yöntemde kullanacakları sınır şartlarını belirlemek ve sonuçları doğrulamak için deneysel çalışma yapmışlardır. Testler üç farklı aşırı sıcaklık değerine göre yapılmış ve her bir durum için kararlı hale ulaşıldığında 12 sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Türbülanslı hava akışı ve radyatör içindeki suyun akışı birlikte simüle edilmiştir. Aynı zamanda test odası içinde sıcaklık ve hız dağılımları incelenmiştir. Karmaşık radyatör modellerinde ve yüksek aşırı sıcaklıklarda, hız eğrilerinin radyatör eksenine göre simetrikliğinin bozulduğu görülmüştür. Test edilen radyatör yüzeyi üzerinde sıcaklıkların farklı olduğu belirlenmiştir. Deneysel ve nümerik yollarla elde edilen ısı kapasiteler ve diğer ölçümler ELBA şirketi bünyesinde yer alan test odasında yapılmıştır. Isıl kapasiteler arasındaki farkın %0,5-%15 arasında değiştiği belirtilerek, 50°C ve 60°C aşırı sıcaklıklar için sonuçlarının oldukça iyi olduğu ifade edilmiş, 30°C aşırı sıcaklık için ise kabul edilebilir aralıkta olduğu belirtilmiştir.

Gerçekleştirilen çalışmada kullanılan radyatör tipleri; sadece panel şeklinde radyatör, tek konvektörlü radyatör ve çift konvektörlü radyatördür.

Deneysel yöntemde elde edilen ısı kapasitelerin enerji denge ifadesi kullanılarak hesaplandığı belirtilerek üç farklı radyatör üç farklı durumda ısı kapasiteler açısından karşılaştırılmıştır. Üç farklı radyatör için elde edilen ortalama ısı kapasite değerleri ise enerji denge formülünü kullanarak bulunmuştur. Ortaya çıkan sonuçların da gösterdiği durum çift konvektörlü radyatörün diğerlerine göre toplam ısı transferinin daha fazla olduğudur.

Bu çalışmada ayrıca, sırasıyla 50°C, 60 °C, 30°C aşırı sıcaklık durumları için gerçekleştirilen deneysel çalışmadan elde edilen üç farklı radyatörün üç farklı durumda değerleri de ölçülmüş ve grafik halinde verilmiştir.

Dokuz Eylül Üniversitesinde (2009) gerçekleştirilen bir yüksek lisans tez çalışmasında, TS-EN442'ye uygun bir çelik panel radyatörün ısı gücünün sonlu hacimler yöntemi ile belirlenmesine çalışılmıştır. Zorlanmış taşınım modeli kullanılarak elde edilen sonuçlar, FRANSA CETIAT lab. Sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca ortam taşınım katsayısının radyatör ısı gücüne olan etkisi incelenerek, radyatör ısı kapasitesini arttırmak amacıyla farklı konvektör tasarımları(8 adet) geliştirilmiştir. Radyatörün tamamını modellemek yerine modül (Tekrar eden kısımlar) tasarımı yapılarak sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında modül içinde hava akışı incelenmiştir. Dikkate değer güç artışı, kademeli konvektör tasarımı ve panel ile konvektör arasında üç temas yüzeyi kullanılan konvektör tasarımında elde edilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada kullanılan radyatör ve modül boyutları; uzunluk 600 mm, yükseklik 600 mm, konvektör yüksekliği 560 mm, konvektör uzunluğu 566,6 mm, konvektör genişliği 35 mm olarak alınmıştır. Ayrıca su giriş ve çıkış boru bağlantılardan dolayı ilk ve son 4 konvektörlerin boyutları diğerlerine göre daha kısadır. Kısa olan konvektörlerin uzunlukları 480 mm ve uzun olan konvektörlerin uzunluğu 299,97 mm olarak alınmıştır.

Tip 22 radyatör modelinin seçildiği çalışmada, 36 adet modülden oluşan tasarım kullanılmış ve her bir radyatör için 18 modül tasarlanmıştır. Panel radyatör malzemesi için DIN EN10130 standardına göre 1,15 mm kalınlığında sac metal ve konvektör

malzemesi için aynı standarda göre 0,7 mm kalınlığında sac metal kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan konvektör tasarımları standart konvektör tasarımı referans alınıp diğerleri ona göre geliştirilmiştir. Bunu takiben 8 çeşit konvektör geliştirilmiştir.

Modül için panel iç yüzey sıcaklığı sabit ve 340,6°C olarak alınmış ve panel ve konvektör dış yüzeyleri için ortam ısı taşınım katsayısı 6 W/m²K ve ortam sıcaklığı 20°C 'dir. Su akış hacmi için ise debi 0,0245 kg/s, Giriş suyu sıcaklığı 75°C olacak şekilde Mass flow Inlet olarak, Çıkışta ise Outflow sınır şartı ile birlikte hiçbir sayısal değer verilmemiştir. Ortam ısı transfer katsayısı 6,8,9,10 olacak şekilde gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen sayısal değerler tablo halinde verilmiştir. Buna göre ısı transfer katsayısı yükseldikçe ısı kapasite de yükselmektedir. Fakat 10 W/m²K ısı transfer katsayısı normal bir radyatör için çok fazla olduğundan dolayı pek de realist yaklaşmamızı sağlamıcağıdır.

Üç farklı aşırı sıcaklık değeri için elde edilen sonuçlar da ayrıca tablo halinde verilmiştir. Burada da 75°C giriş suyu sıcaklığında ısı kapasite 1699,4 W, 86,3°C giriş suyu sıcaklığında ısı kapasite 2156 W, 52,6°C giriş suyu sıcaklığında ısı kapasite 876,3 W olarak bulunmuştur.

Farklı modül tasarımlarının yüzey alanı, panel, modül ve konvektör ısı yükü açısından karşılaştırılması da gösterilmiştir. Bu modül tasarımlarına ait ısı yükleri, ısı transfer yüzey alanları karşılaştırılması da yapılmış olup en iyi performansa sahip konvektör belirlenmiştir. Ayrıca bu konvektörlerin ısı yük dağılımlarını gösteren şekiller de CFD program sayesinde gösterilmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışmanın sonuçlarına göre ısı transfer yüzey alanı bakımından dikkate değer artışın tasarım-9'da sağlandığı gözlemlenmiştir. Bu tasarımda ayrıca panel yüzeyine üç ayrı noktadan temas sağlanması modülden olan ısı transferini de arttırmıştır.

Royal Teknoloji Enstitüsünde (2011) İsveç'te gerçekleştirilen "Fanlı radyatör potansiyeli" başlıklı doktora çalışmasında, CFD metodu kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada radyatör ısı kapasitesinin; artan sıcaklık farkıyla arttığını, artan yüzeydeki hava hızıyla arttığını ve artan radyatör yüksekliğiyle azaldığı gösterilmiştir. Buna göre, yüksekliği daha az

ancak daha geniş radyatör, aynı yüzey alanına sahip daha uzun radyatöre göre daha iyi performans gösterdiği ifade edilebilir. Bu çalışma sonucunda fanlı radyatörlerin klasik tip radyatörlerden daha verimli olduğu görülmüştür. Ayrıca geliştirilmiş yani farklı konvektör tiplerine sahip fanlı radyatörlerin en verimli olduğu tespit edilmiştir.

1970'lerden günümüze kadar olan süreçte çelik panel radyatörlerin ne şekilde geliştiği ve bu gelişimin ısı yüküne katkısı bu çalışmada incelenmiştir. Modern radyatörlerin klasik radyatörlere göre daha fazla dikey kanal geometrisi, daha fazla konvektör içerdiği ve daha düşük su debisi ile klasik radyatörden elde edilen ısı gücünün aynısını sağladığı vurgulanmaktadır. Ayrıca malzeme veriminde %87 oranında kazanç sağlandığı gösterilmektedir (W/kg). Geçmişten günümüze gelene kadar radyatörlerde hacmin azaldığını bunun sonucunda daha az su debisi daha az enerji sarfiyatı ve hızlı reaksiyon verildiği görülmüştür. Gerçekleştirilen bu çalışmada ayrıca eski tip radyatörler ile yeni tip radyatörlerin yalıtımlı ve yalıtımsız odalardaki verimleri karşılaştırılmıştır. Aynı boyutta iki farklı radyatörün iyi bir yalıtımla beraber kullanılması ile hem düşük sıcaklıkta radyatör kullanımına olanak sağladığı hem de daha düşük enerji tüketimi gerçekleştiği vurgulanarak; modern yalıtılmış odadaki yeni tip radyatörün daha az debi daha az ağırlık ve daha kısa sürede ısındığı sonucuna varılmıştır.

Jaga-Low H₂O (2013) radyatörleri üzerinde gerçekleştirilen çalışmada ise düşük su kütlesi ile daha verimli ısınma sağlanabileceği vurgulanmıştır. Low-H₂O radyatörleri, aynı çıkışa sahip bir panel radyatörlerden gelen su içeriğinin sadece %10'unu tutar. Böylelikle atalet en aza indirgenmiş olur. Yani bu radyatörler dış faktörlerle anında tepkimeye girebilir. Low-H₂O aynı zamanda düşük su sıcaklıkları anlamına gelir ve bu radyatörler aynı zamanda 45°C den başlayan bir şebeke su sıcaklığında çalışmak üzere tasarlanmışlardır. Geleneksel bir panel radyatörün kütlesinin sadece %10'unu ısıtmak zorunda olduklarından tepkime daha hızlıdır. İngiltere Araştırma Kurumu BRE'nin gerçekleştirdiği bağımsız bir araştırma da bunu ispatlamıştır. Panel radyatörlerle karşılaştırıldığında Low-H₂O radyatörleri konveksiyon prensibine göre çalışır. Oluklu lameller maksimum alüminyum yüzey ile üretilmiştir ve bakır boru ile geniş bir temas alanına sahiptir. Düşük su sıcaklıkları kullanılırken eleman boyunca en iyi hava akışını sağlamak için lamel mesafesi optimize edilmiştir.

Eleman bir çapraz akış ısı eşanjörünü temel alır. Burada su ile hava arasında sıcaklık farkı her zaman optimaldir. Lamel ile hava arasındaki kısa temas mesafesi çıkan havanın sıcaklığını düşürür. Bu, elemanda kademeli bir hava akışını koruyarak odadaki katmanlaşmayı azaltır. Bu, sıcak havanın doğrudan tavana yükselmeyip ortama karışması anlamına gelir.

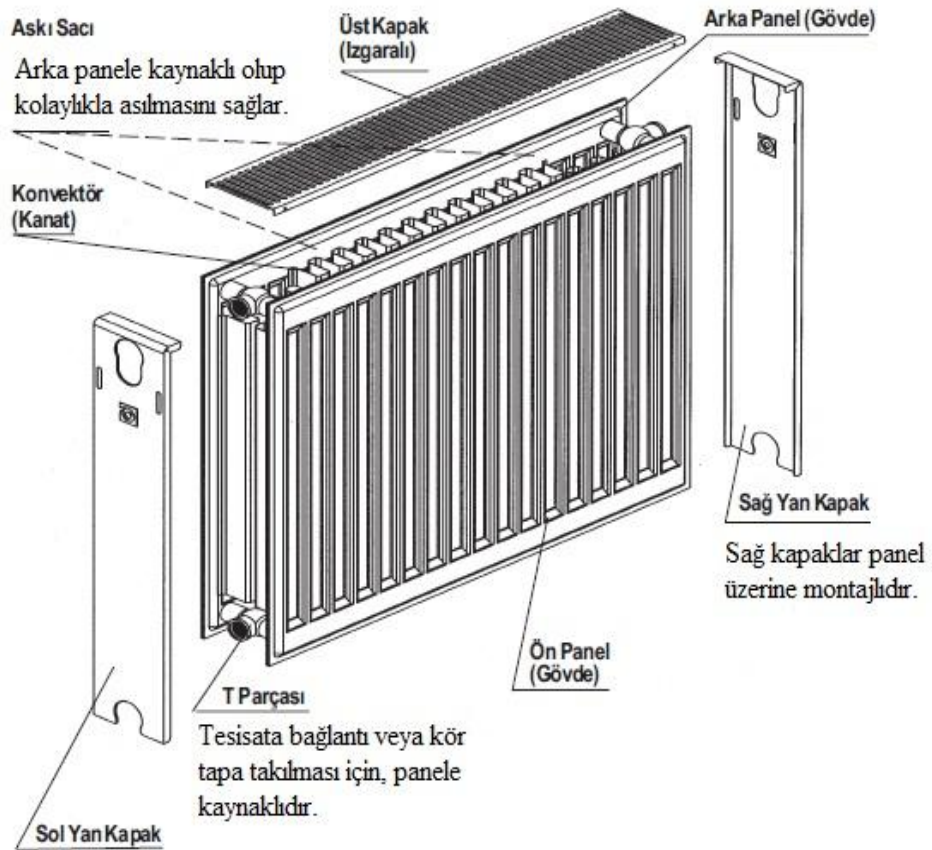
Modern panel radyatörler, konvektör kanatlarıyla donatılmıştır. Bu radyatörlerin, ön panelin tüm uzunluğu boyunca uzanan kanatları bulunur. Bu kanatlar her zaman en yüksek Low-H₂O elemanından büyüktür. Böylece kanatlar arasındaki temas mesafesi daha uzundur. Böylece hava daha çok ısınır. Bunun birkaç dezavantajı bulunmaktadır. Bunlar; Çıkan havanın sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, katmanlaşma da o kadar fazla olur. Bu, sıcak havanın hemen tavana, yani sıcak havanın ihtiyaç duyulmadığı bir yere birikmesi demektir. Artan hava sıcaklıklarıyla havanın hızı da artar. Hava iki konvektör kanadı arasında hareket eder, daha hızlı hava hareketi türbülans hava akışına neden olur. Bu da radyatörün çıkışını gerçek anlamda sınırlar. Genel olarak besleme su sıcaklığını 75° C 'den 55° C'e düşürürken radyatör boyutlarını da iki katına çıkarmanız gerekir (bu yoğuşmalı kazanların tam bir şekilde verim sağlaması için yaklaşık bir noktadır). Bir panel radyatörün hacmini iki katına çıkarırken, su içeriği radyatör başına iki galon ile dört galon civarı artar.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Giriş

Radyatörler su sirkülasyonu kanallarıyla ve yüksek konvektörlerin kombinasyonu şeklinde panellere kaynaklanmışlardır. Bütün panel radyatörler, ışınlama ile ısı transferine ve taşınım ile ısı transferine izin verir. Bu ısı transferlerinin %80'i taşınım ile %20'si ışınlama ile gerçekleşmektedir.

Panel radyatörün ana parçalarından bahsedecek olursak aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir (Şekil 3.1). Hava ile panel radyatör arasında ısı transferini sağlayan konvektörler; arka panelle ön panel arasında olup bunlara kaynaklıdır. Su giriş ve su çıkışı için T bağlantıları kullanılır. Bu bağlantıların yapılabilmesi için ilk ve son 4 konvektörler diğer konvektörlere göre daha kısa boyludur. Sağ ve sol yan kapaklar ise panel üzerine monte edilir.



Şekil 3.1. Panel radyatörlerin ana parçaları

3.1.1 Radyatörlerin Yerleştirilmesi

Soğuk hava iç ortama daha çok pencere lin kasa ve çerçevelerindeki açıklıklardan girer. İç ortamlarda soğuk havanın zemine doğru hareketine ve ısınan havanın tavana doğru yükselmesine dayanan doğal bir hava sirkülasyonu vardır.

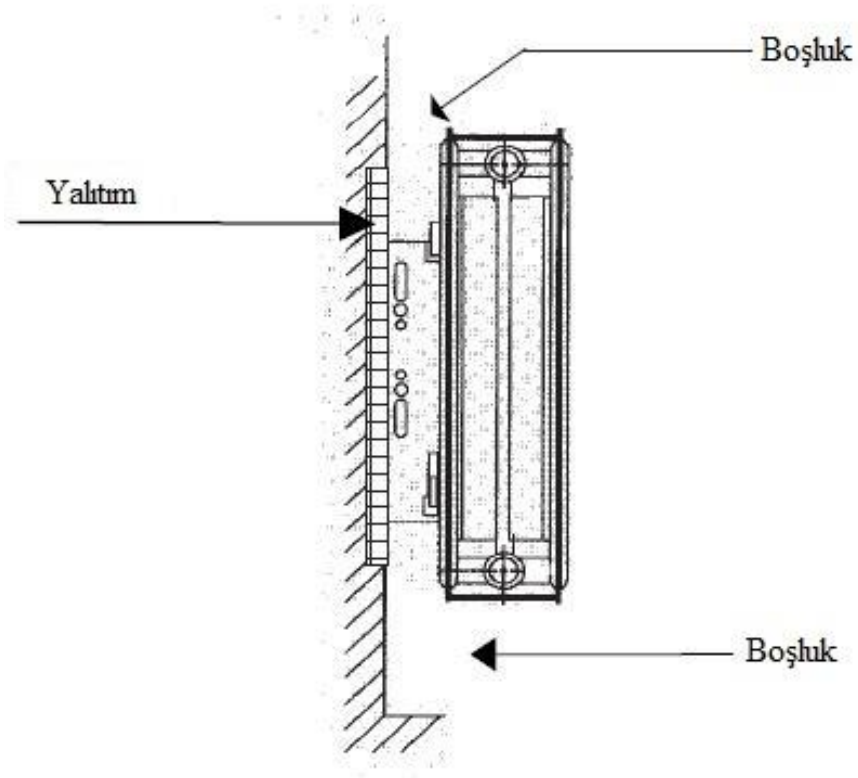
Pencere altındaki radyatörden çıkan sıcak hava pencereden giren soğuk taze hava ile karışır. Sıcak hava soğuk taze havanın sıcaklığını yükseltir. Isınan hava tavana doğru yükselir ve ısısı düşünce zemine doğru iner. Zemindeki soğuk hava radyatörlere doğru yönelir. Böylece radyatörden çıkan sıcak hava iç ortama daha homojen olarak yayılır, aynı ortamda farklı sıcaklıklarda bölgelerin oluşması engellenir. Radyatörlerden çıkan sıcak hava pencere camlarını da ısıtır. Böylece verimli bir ısıtmanın yanı sıra konforlu bir ortam da sağlanır.

Radyatörün pencere altından başka bir duvara yerleştirilmesi durumunda pencereden giren soğuk hava zemine doğru inerek radyatöre yönelir. Radyatörden çıkan sıcak hava tavana doğru yükselir ve pencereye doğru hareket eder. İç ortamda sıcak ve soğuk havanın karışımı homojen olmaz. Zeminde soğuk tavanda ise sıcak hava bölgeleri oluşur. Bu nedenlerle, zorunlu kalınmadığı sürece radyatörün pencere altından başka bir duvara yerleştirilmesi tavsiye edilmez.

Panel radyatörler pencerelerin altlarına en iyi yere yerleştirilmesi gerekir. Teknik verilere göre pencerenin altına yerleştirilmesinin sebepleri;

- Isı en fazla istenmesi gereken yere temin edilmesi
- Sıcak (Pozitif) ışınımın soğuk (Negatif) ışınımına karşı kuvvet sergilemesi
- Sıcaklık grandyanlarının pencerenin yukarisından aşağıya doğru gelmesidir.

Burada radyatörle duvar arasında da belirli bir mesafe olması gerekir (Şekil 3.2). Eğer yeterli boşluk olmaması halinde radyatör verimi negatif olarak etkilenir. Olması gereken yerden yükseklik en az 100 mm'dir. Olması gereken duvardan uzaklık ise radyatör arka tarafından 40 mm'dir. Radyatör üst tarafı tamamen açık olmalıdır. Eğer bu durum uygulanabilirse radyatör verimi %100 olabilir.

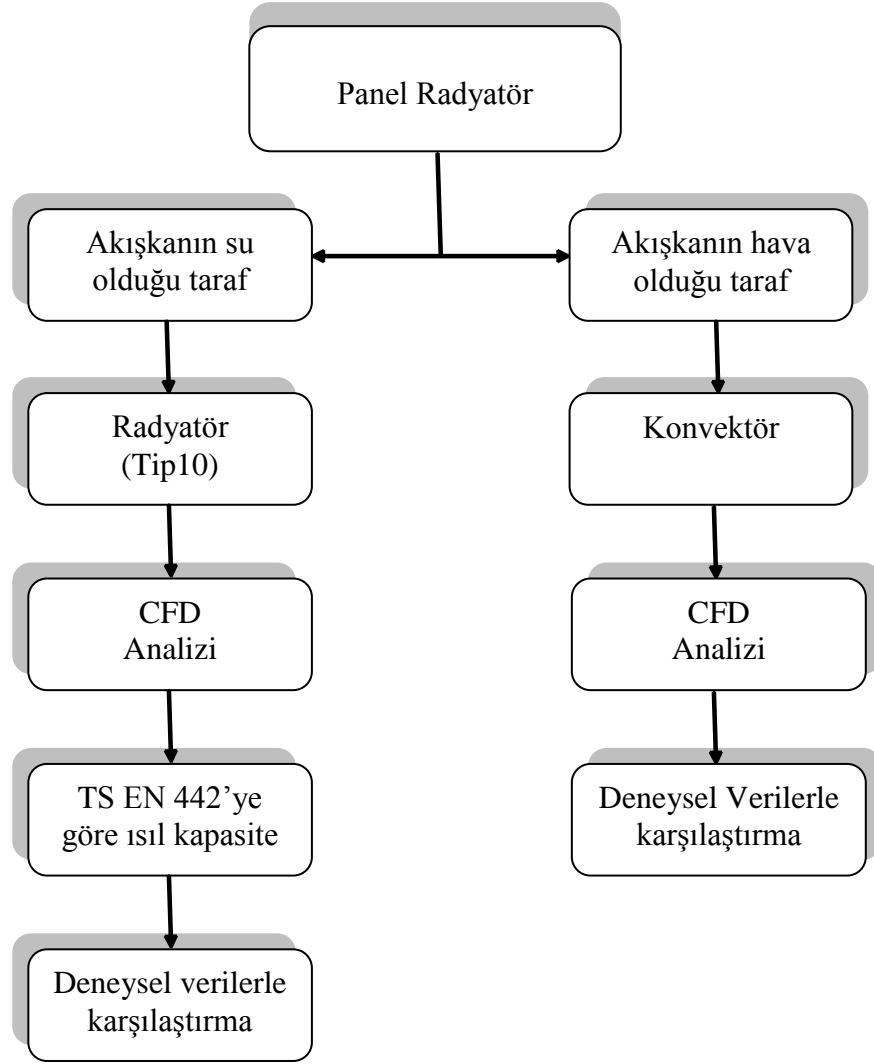


Şekil 3.2. Radyatör yeri

3.1.2. Radyatör ve Ortam Arasında Isı Alışverişi

Panel radyatörlerde ortama ısı geçişi daha öncede belirtildiği gibi konvektörler ile sağlanır. Bu konvektörler, radyatörün içinden akan sıcak su sayesinde ısınır. Ortamla radyatörün birbirleri arasında ısı değişimi ise bu sıcak konvektörler üzerinden olur. Bu sonuç bize radyatörü iki açıdan incelememiz gerektiğini doğurur. Birincisi radyatör içerisinden akan sıcak su tarafı için inceleme. İkincisi ise konvektörler üzerinden akan hava için inceleme. Sıcak su tarafında zorlanmış taşınım, hava tarafında ise doğal taşınım gerçekleşir.

Bu çalışmada izlenecek adımları genel olarak açıklamak gerekirse aşağıdaki çizelge bize bu konuda yardımcı olacaktır (Şekil 3.3). Görüldüğü gibi CFD analizi yapılırken Tip10'ye göre radyatör analizi ayrı yapılıp, konvektör analizi ayrı yapılacaktır.



Şekil 3.3. Radyatör modellemede izlenecek adımlar

3.2 CFD Analizinde Kullanılan Metodlar

CFD akışkan hareketi, ısı transferi ve ilgili fiziksel problemin, örneğin kimyasal reaksiyonları içeren sistemlerin bilgisayar tabanlı simülasyonu ile analizidir. Bu yöntem, endüstriyel alanlarda ve endüstriyel olmayan uygulama alanlarında oldukça güçlü ve yaygındır. Bazı örnekler:

- ❖ Uçak ve araç aerodinamiği
- ❖ Gemilerin hidrodinamiği
- ❖ İçten yanmalı motorlar ve gaz türbinleri
- ❖ Turbo makineler

- ❖ Elektrik ve Elektronik Mühendisliği uygulamaları
- ❖ Kimyasal Proses Mühendisliği uygulamaları
- ❖ Yapıların iç ve dış ortamları ile ilgili uygulamalar
- ❖ Çevre Mühendisliği uygulamaları
- ❖ Hidroloji ve okyanus bilimi uygulamaları
- ❖ Meteoroloji
- ❖ Biomedical Mühendisliği uygulamaları

Yukarıda bahsedilen alanlarda yer alan fiziksel problemleri çözebilmek için CFD yönteminde genelde üç aşamalı bir süreç izlenir. Bunlar, hazırlık süreci olan ön-işlem(Pre-processing), çözümün gerçekleştiği işlem(Processing) ve sonuçların görüntülendiği son işlem(Post-processing) basamakları olarak özetlenebilir. Son yıllardaki bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler, yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin nümerik olarak incelenmesine ve bu sistemlerin sanal ortamda simülasyonuna olanak sağlamıştır.

CFD metodunda, kısmi diferansiyel denklemleri cebirsel denklemler kümesine indirgemek için sonlu eleman metodu kullanılmaktadır. Bu metotta, bağımlı değişkenler, küçük bir alan ya da hacim (Eleman) üzerinde polinom şeklindeki fonksiyonlar olarak gösterilmektedir. Bu gösterimler kısmi diferansiyel denklemlerde yerine konular ve bu denklemlerin ağırlıklı integrali, eleman üzerinden alınır. Sonuç, ayrı noktadaki bağımlı değişkenler için veya tüm elemanlar üzerindeki nodlar için, cebirsel denklemlerin bir kümesidir.

Diferansiyel denklemler ayrıştırılmalı veya sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemler kümesine çevrilmelidir. Bu ayrıştırmayı yapmak için birçok metot bulunur. Bunlardan en çok kullanılan 3 tanesi:

1. Sonlu Farklar
2. Sonlu Hacimler
3. Sonlu Elemanlar Metotlarıdır.

3.2.1. Sonlu Farklar Metodu

Sonlu fark metodunda, parçalı türevler, seri açılım gösterimi ile (Genellikle Taylor Serisi ile) yer değiştirilir. Seri, genellikle birinci ya da ikinci terimden sonra kesilir. Ne kadar çok terim eklenirse sonuç o kadar doğru olur. Ancak, açılımdaki fazla terimler karışıklığa neden olur ve çözümdeki ayırık noktaların ya da nodların sayısı büyük ölçüde artar. Bu metodu düzenli şekilli geometrilere uygulamak doğrudur. Ancak, düzensiz şekilli geometrilere Taylor serisi uygulanmadan önce denklemler çevrilmelidir. Bu çeviri, denklemlerin daha fazla çapraz bağlaşımı, ağ üretimi ve genel yakınsama nedenlerinden dolayı problemler oluşturmaktadır.

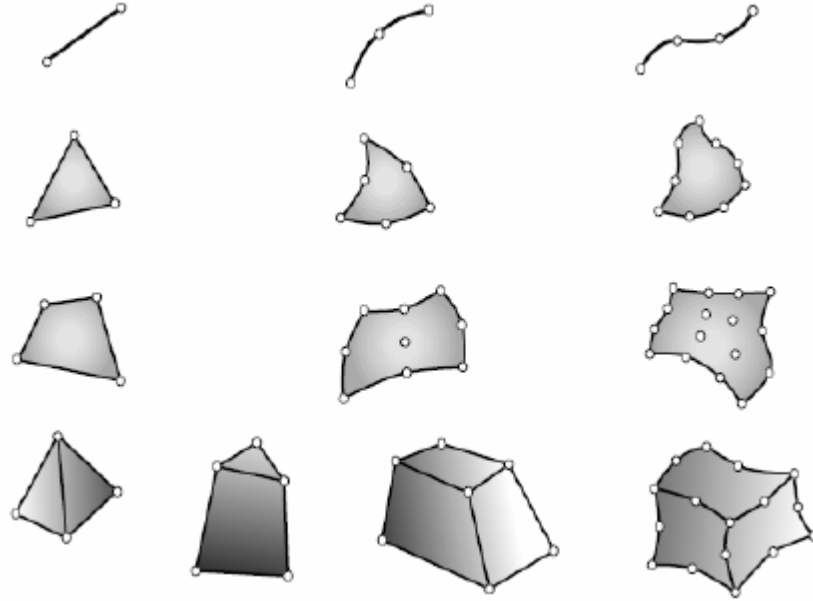
3.2.2. Sonlu Hacimler Metodu

Sonlu hacim metodunda, bağımlı değişkenlerin (u,v,w,p,T) parçalı lineer varyasyonları kabul edilerek kullanılan denklemlerin bir hacim veya hücre üzerinden integralleri alınır. Parçalı lineer varyasyonlar, kesinliği ve karmaşıklığı belirler. Bu integraller kullanılarak, temelde ayırık hacimlerin sınırları boyunca akılar dengelenir. Akı, tanım kümesindeki tüm komşu nodlar arasında hesaplanmalıdır. Düzgün bir ağda, bu akı hesabı oldukça doğrudur. Düzensiz bir mesh'de (Otomatik olarak oluşturulan dört yüzlü ağda olduğu gibi), bu hesaplama aşırı miktarda akıya ve tüm bu akıların doğru hesaplandığından emin olmak için yapılacak hesap tutma uğraşına neden olmaktadır.

3.2.3. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu eleman metodunda, genellikle Galerkin'in ağırlıklı artık metodu kullanılır. Bu metotta, kullanılan parçalı diferansiyel denklemlerin, bir ağırlık fonksiyonu tarafından çarpıldıktan sonra, bir eleman veya hacim üzerinden integralleri alınır. Bağımlı değişkenler, ağırlık fonksiyonu ile aynı formda olan bir şekil fonksiyonu tarafından bir eleman üzerinde belirtilir. Şekil fonksiyonu birçok değişik formdan herhangi birini alabilir. CFD, 2B üçgenel elemanlar için lineer, 2B dörtkenarlı elemanlar için bilinear, 3B dört yüzlü elemanlar için lineer, 3B altı yüzlü elemanlar için tri-lineer ve 3B 5 ve 6 kenarlı elemanlar için karışık lineerler kullanılır. Sonlu hacim metodunda sonlu elemanlar yerine sürekli akılarla uğraşılmaktadır. Ancak, herhangi bir geometrik şekil üzerinde sonlu elemanların uygulaması aynıdır.

Sonlu Elemanlar Metodunda, genel olarak fiziksel model element adı verilen parçalara ayrılarak her bir eleman için ilgili denklemler ayrık olarak çözülür; sonrasında ise elde edilen sonuçlar birleştirilerek sürekliliği temsil eder. Bu metodun uygulanmasında kullanılan temel elemanlar (Tek boyutlu, iki boyutlu, üç boyutlu) şekil 3.4'te belirtilmiştir.



Şekil 3.4. Sonlu Elemanlar Metodunda Kullanılan Temel Elemanlar

Sonlu elemanlar metodu ve sonlu hacimler metodu arasındaki farklar çizelge 3.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Metodlar arasındaki farklar

Yöntem	Avantajları	Dezavantajları
Sonlu Elemanlar	<ol style="list-style-type: none"> 1. Daha fazla matematik söz konusudur. 2. Doğal sınır koşulları (Akışlar için) 3. Başlıca eleman formülasyonu 4. Aynı çabayla şekilli bir geometri modellenebilir. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Daha az fiziksel dönemi vardır.
Sonlu hacimler	<ol style="list-style-type: none"> 1. Akışların daha fazla fiziksel önemi vardır. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Düzensiz geometriler daha fazla çaba ister.

3.3. CFD Çözücü Dizisi

CFD çözücüsündeki işlemlerin dizisi aşağıda sırasıyla gösterilmiştir. Kullanılan denklemlerin her biri ayrı olarak çözülmektedir. Ayrıca, analiz izotermal ise, enerji denklemi çözümü atlanmaktadır. Benzer şekilde, analiz laminar ise, türbülans denklemi atlanmaktadır.

Analiz boyunca, CFD yakınsama izleme penceresi çözülmekte olan denklemi bir ok ile gösterir. Birkaç analizden sonra, okun en çok basınç denklemi üzerinde kaldığı görülmektedir. Bunun sebebi akışların çoğunun basınç tarafından sürdürülüyor olmasıdır. Elde edilen tecrübelerden, basınç denklemi yeterince iyi çözülmemişse, analizin tümü tehlikeye atılmış olacaktır. Sonuç olarak, analizin süresinin büyük kısmı basınç denklemlerine iyi bir çözüm bulmak için harcanır.

- Geometri okuma, veri kontrolü
- Veri yapılarının oluşturulması
- X-momentum denklemi çözülmesi
- Y-momentum denklemi çözülmesi
- Z-momentum denklemi çözülmesi
- Basınç eşitliği ve doğru hızların çözülmesi
- Enerji eşitliği çözülmesi
- Çalkantılı kinetik enerji eşitliği çözülmesi
- Çalkantılı enerji dağılımı eşitliği çözülmesi
- Yakınsama kontrolü (3.adıma dön)
- Çıktı hesaplamaları yapılması
- Verilerin yazılması
- Çıkış

3.4 CFD Çözümünde Kullanılan Denklemler

Isı transferinde kullanılan kısmi diferansiyel denklemler; süreklilik denklemini, Navier-Stokes denklemlerini ve enerji denklemlerini içerir. Kullanılan kısmi diferansiyel denklemler şöyle yazılabilir;

Analiz iki boyutlu (2-D) yapılırsa aşağıdaki denklemleri çözer;

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (3.4)$$

x-momentum denklemi;

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \rho F_x \quad (3.5)$$

y-momentum denklemi;

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \rho F_y \quad (3.6)$$

Eğer analiz üç boyutlu (3-D) ise akış denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanır;

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

x-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = \\ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho F_x \end{aligned} \quad (3.8)$$

y-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho F_y \end{aligned} \quad (3.9)$$

z-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = \\ - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \rho F_z \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial x} + \nabla(\rho e \vec{V}) = -\rho \nabla \vec{V} + \nabla(k \nabla T) + \Phi + S_e \quad (3.11)$$

Yukarıda Kartezyen koordinat sisteminde ifade edilen denklemlerde; ρ yoğunluğu, \vec{V} hız vektörünü, u , v , w , hız vektörlerinin sırasıyla x , y ve z bileşenlerini, p basıncı, S_e enerji kaynak terimini, Φ ise yayınım teriminin temsil etmektedir. Yayınım terimini enerji kaybını ifade eder ve 3.12 deki gibi yazılabilir.

$$\Phi = \mu \left[\begin{aligned} & 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \\ & \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \right] + \lambda (\nabla \vec{V})^2 \quad (3.12)$$

3.5. Radyatör Isıl Kapasite Çalışmaları

Standart bir panel radyatörün ısı kapasitesini hesaplamak için TS EN 442 standardın da belirtildiği gibi çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu çalışmada panel radyatörün ısı kapasitesini hesaplamak için 2 yöntem kullanılmıştır. Bunlardan ilki TS EN 442 standardında belirtilen yöntem diğeri ise enerji denge denklemdir.

3.5.1. TS EN 442'ye Göre Bir Modelin Standart Isıl Gücü

Radyatör olarak sınıflandırılan ısıtma cihazları için, bir modelin deneyinden elde edilen Standard karakteristik eşitlik aşağıda verildiği gibidir.

Bir model için en küçük kareler regresyonu uygulanır.

Karakteristik eşitlik;

$$\phi = K_M \Delta T^n \quad (3.11)$$

Logaritmik model:

$$\log \phi = \log K_M + n \log \Delta T \quad (3.12)$$

En küçük kareler metodu uygulanarak ‘ $\log K_M$ ’ ve ‘ n ’ değerleri aşağıda olduğu gibi elde edilir.

$$\log K_M = \frac{\sum(\log \phi) \sum[(\log \Delta T)^2] - \sum(\log \Delta T - \log \phi) \sum(\log \Delta T)}{N \sum[(\log \Delta T)^2] - (\sum(\log \Delta T))^2} \quad (3.13)$$

$$n = \frac{N \sum[(\log \Delta T \log \phi)] - \sum(\log \Delta T) \sum(\log \phi)}{N \sum[(\log \Delta T)^2] - (\sum(\log \Delta T))^2} \quad (3.14)$$

Burada;

‘ N ’ deney noktalarının sayısıdır. ‘ K_M ’ model sabitidir.

3.5.2 Enerji Denge Denklemine Göre Isıl Güç

Bu çalışmada panel radyatör giriş ve çıkış sıcaklıkları, TS EN 442 standardına göre, sırasıyla 75 °C ve 65 °C olarak alınmıştır. Nümerik analizde giriş sıcaklığı ve akış debisi hesaplanır. Çıkış sıcaklığı ise sınır şartlarına göre ölçülür. Giriş sıcaklığı TS EN 442 standardına göre 75 °C ye sabitlenir. Akışkan debisi ise enerji denge denkleminde aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.15)$$

$$1165 = \dot{m} \times 4189,8 \times (75 - 65)$$

$$\dot{m} = 0,027822 \text{ kg/s}$$

Isıl kapasitesi 1165 W/m olan panel radyatörün tek bir modülünün ısıl kapasitesi hesaplanıp oradan o modüldeki akış debisi bulunup o akışın laminar mi türbülanslı mı olduğu belirlenir.

$$Q' = Q \times L \quad (3.16)$$

$$Q' = 1165 \times 0,012$$

$$Q' = 13,988 \text{ W}$$

Akış debisi tekrar enerji denge denkleminde bulunur (3.15) ;

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T$$

$$13,988 = \dot{m} \times 4189,8 \times (75-65)$$

$$\dot{m} = 0,00033 \text{ kg/s}$$

Bu arada akışın cinsini bulabilmek için Reynolds sayısını hesaplamamız gerekmektedir. Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D} \quad (3.17)$$

$$Re = 4 \times 0,00033 / (3,14 \times 0,012 \times 0,0004014)$$

$$Re = 88,30$$

Akışın cinsi Reynolds sayısına göre değişiklik gösterir;

- $Re < 2300$ ise laminar akış
- $2300 < Re < 4000$ ise geçiş bölgesi akış
- $4000 < Re$ ise türbülanslı akış

$Re=88,30$ olduğuna göre akış laminar akıştır.

Panel tarafında akış laminar kabul edilip analiz yapıldıktan sonra konvektör modül tarafının analizinin laminar yada türbülanslı olacağına karar vermek için de Grashof sayısını bulmamız gerekmektedir. Grashof sayısı doğal taşınımında son derece önemli bir boyutsuz sayıdır. Zorlanmış taşınımında Re sayısının yerini doğal taşınımında Gr sayısı tutar. Gr sayısı; kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Doğal taşınımında akışın laminar veya türbülanslı olduğunu belirleyen boyutsuz sayı Gr sayısıdır. Gr sayısı aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır (3.18).

$$Gr = \frac{g\beta L_k^3(T_y - T_\infty)}{\nu^2} \quad (3.18)$$

Burada g yer çekimi ivmesi, β ideal gazlar için genleşme katsayısı (3.19), L_k karakteristik uzunluktur.

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (3.19)$$

3.18'deki ifadede ' ν ' kinematik viskozite değeri film sıcaklığına göre tablolara bakılıp alınmaktadır. Film sıcaklığı ise yüzey sıcaklığı ve ortam sıcaklığının aritmetik ortalaması olan 50 °C olarak belirlenmiştir ve tablodan bu değere karşılık gelen kinematik viskozite değeri $18,41 \cdot 10^{-6}$ olarak alınmıştır.

$$Gr = \frac{9,81 * 0,8^3 * (80 - 20)}{323 * (18,41 * 10^{-6})^2}$$

Gr sayısı yukarıdaki ifadeden $2,75 \cdot 10^9$ olarak hesaplanır. Doğal taşınımında bir diğer boyutsuz sayı da Rayleigh sayısıdır (3.20). Bu sayı türetilen boyutsuz sayıdır ve şu şekilde tanımlanır;

$$Ra = Gr * Pr \quad (3.20)$$

$$Ra = 2,75 \cdot 10^9 * 0,7 = 1,95 \cdot 10^9$$

Akışın cinsi Rayleigh sayısına göre değişiklik gösterir;

- $10^{-1} < Ra < 10^9$ ise laminer akış
- $10^9 < Ra < 10^{12}$ ise türbülanslı akış olarak kabul edilir.

Ra sayısı $1,95 \cdot 10^9$ olarak bulunmuştur ve türbülanslı akış olarak kabul edilmiştir.

3.6 CAD Model Boyutları

Günümüzde CFD analizleri için birçok bilgisayar yazılım paketleri bulunmaktadır. Bu çalışmada üç boyutlu akış alanı ve ısı transfer analizi için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmaktadır. Fluent yazılımı çözüm yaparken doğal taşınım dahilinde süreklilik ve enerji denge denklemlerinden yararlanır. Nümerik analizde kullanılacak panel radyatör kesit görünümü ve CAD modeli şekil 3.5 ve 3.6'da gösterilmiştir. Yaptığımız nümerik çalışma, Tip-10 seçilip orijinal boyutlar ve geometri, herhangi bir basitleştirme yapılmadan, TS EN 442'ye göre uygulanmıştır. Ayrıca bağlantı tipi olarak da TBSE (Top-Bottom-Same-End) uygulanmıştır.

Panel radyatör, daha önceden de belirtildiği gibi konvektörlerin panellere kaynaklanmasıyla oluştuğundan dolayı konvektör ve panel ayrı ayrı modellenir. Bu

modellerin analiz sonuçları deneysel sonuçlarla (Katalog verileri) karşılaştırılacak ve yapılan modelin standartlara ne kadar uygun olup olmayacağı tespit edilecektir. Konvektör modeli ise karşılıklı konvektör bir modül olarak düşünülüp analiz edilecektir. Bu analiz sonucu konvektör verimliliğini aynı şekilde deneysel verilerle karşılaştırılacaktır.

3.6.1 Tip10 Panel Radyatör

Panel radyatör yapısı genel olarak paneller, konvektörler, ızgaralar ve T-bağlantılardan oluşur. Bu numerik çalışmada Tip-10 radyatör modeli kullanılmıştır (Şekil 3.6 (b) konvektörsüz tek panel). Panel radyatör ölçüleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

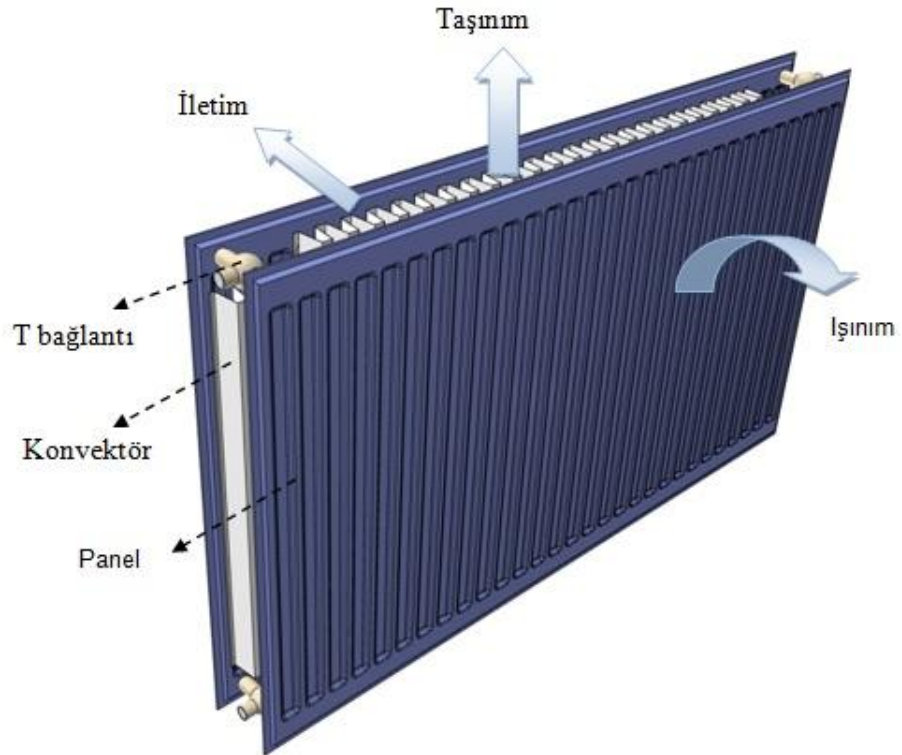
Çizelge 3.2. Çalışmada kullanılan panel radyatör ölçüleri

Tip	Bağlantı	Uzunluk(mm)	Yükseklik(mm)	Genişlik(mm)
Tip-10	TBSE	2000 mm	600 mm	13 mm

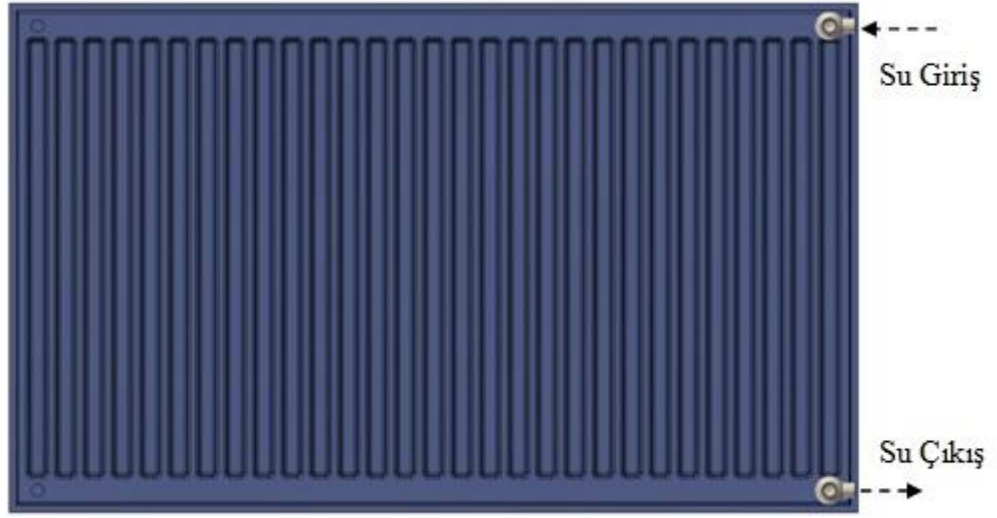
Radyatör, CFD analizleri için CAD programında tek tek çizilir. Bu çalışmada panel-konvektör-konvektör-panel olan Tip-10 panel radyatör kullanılmıştır. TS EN442 standartlarına uygun olarak sınır şartları belirlenmiştir. Bizim bu çalışmadaki radyatör boyutları uzunluk 2000 mm ve yükseklik 600 mm olarak belirlenmiştir. Radyatör CAD montaj görünümü şekil 3.6’da gösterilmiştir. T bağlantılar nedeniyle ilk ve son konvektörlerin diğerlerine nazaran daha kısa olduğu görülmektedir.



Şekil 3.5 Panel Radyatör Kesit Görünümü



(a)



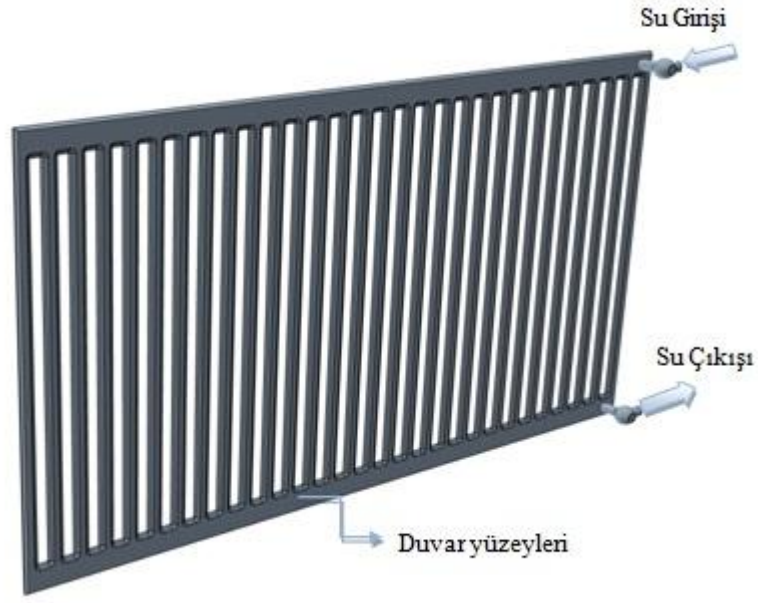
(b)

Şekil 3.6 Radyatör CAD montaj görünümü (a-b)

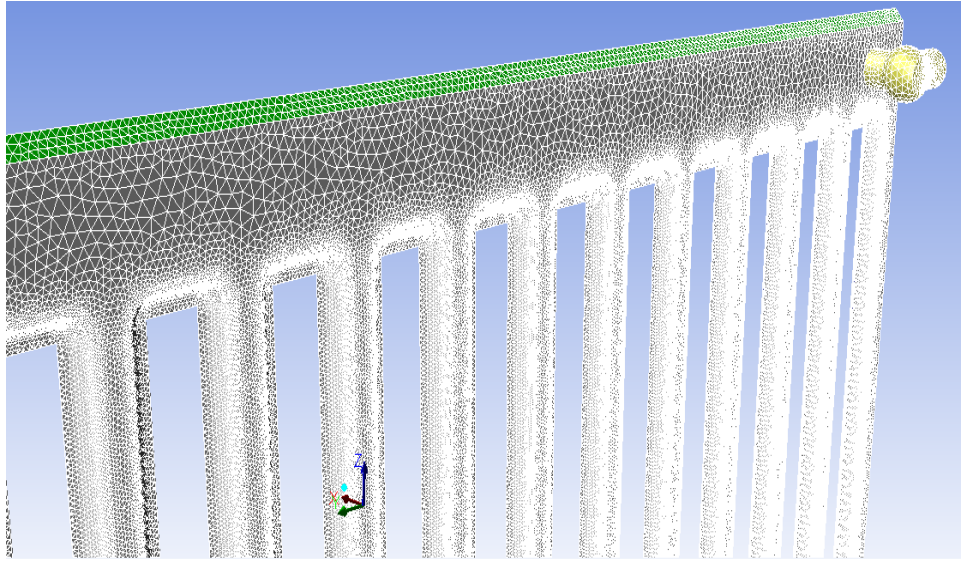
Sınır yüzeyleri CFD model üzerinde tanımlanır (Şekil 3.7). Nümerik hesaplamalarda, mesh yapısı sonuçların daha hassas ve hesaplama süresini indirmek için çok önemlidir. Radyatör yüzeydeki mesh yapısı üçgen element içerir (Şekil 3.8). Bu model yaklaşık 2 300 000 element içerir (Çizelge 3.3).

Çizelge 3.3. Panel Tarafı Mesh Yapısı

Mesh Yapısı	
Element tipi	Tetrahedral
Element sayısı	2 300 000
Düğüm noktası sayısı	450 000



Şekil 3.7. Panel radyatörün orijinal CAD datasının su akış hacmi



Şekil 3.8. CFD için su hacminin mesh yapısı

3.6.2 Konvektör

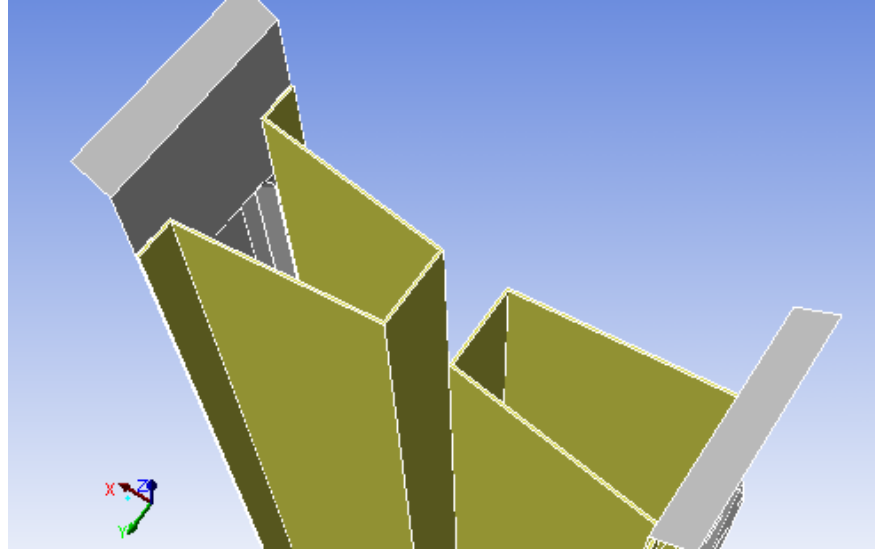
Orijinal konvektör CAD program yardımıyla geometri modellenmesi yapıldıktan sonra konvektörlerin tamamının analizi yapılmasındansa bu konvektörleri temsilen bir modül konvektör referans alınıp analizi onun üzerinde yapılmasına karar verilmiştir. Bu

işlemin gerçekleştirilmesi analiz programında simetri sınır şartı yardımıyla olmaktadır. Şekil 3.9’da konvektör modülü gösterilmiştir.

Konvektör boyutları çizelge 3.4 ‘te gösterilmiştir. Havanın akışı modellenirken konvektörün uzunluğunun altından ve üstünden 10’ar cm daha ilave edilerek yapılmıştır. Bunun nedeni ise doğal taşınımı yakalayabilmek ve konvektör bitiminden sonraki olayları az da olsa gözlemleyebilmektir.

Çizelge 3.4. Çalışmada kullanılan konvektör ölçüleri

Uzunluk(mm)	Yükseklik(mm)	Genişlik(mm)
87 mm	800 mm	33 mm

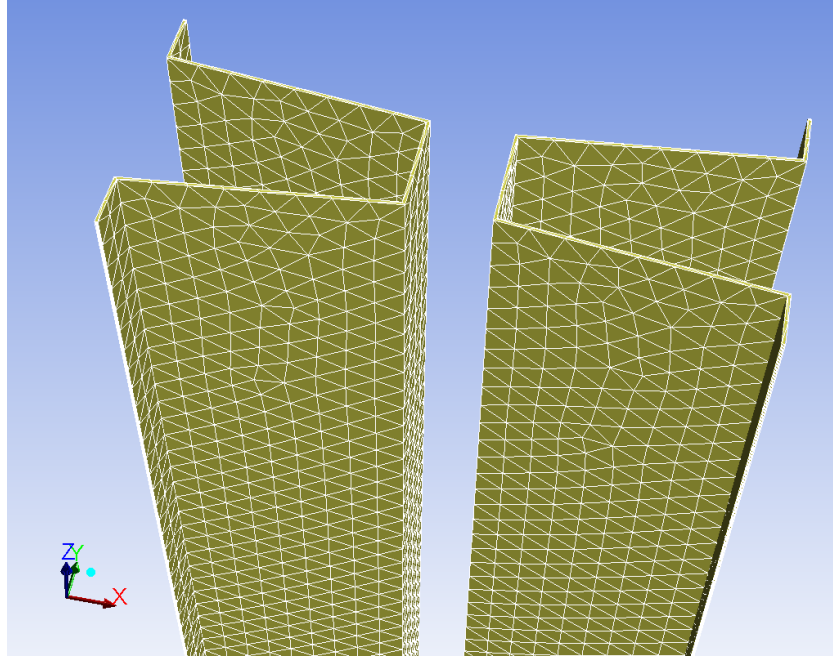


Şekil 3.9 Konvektör CAD modül

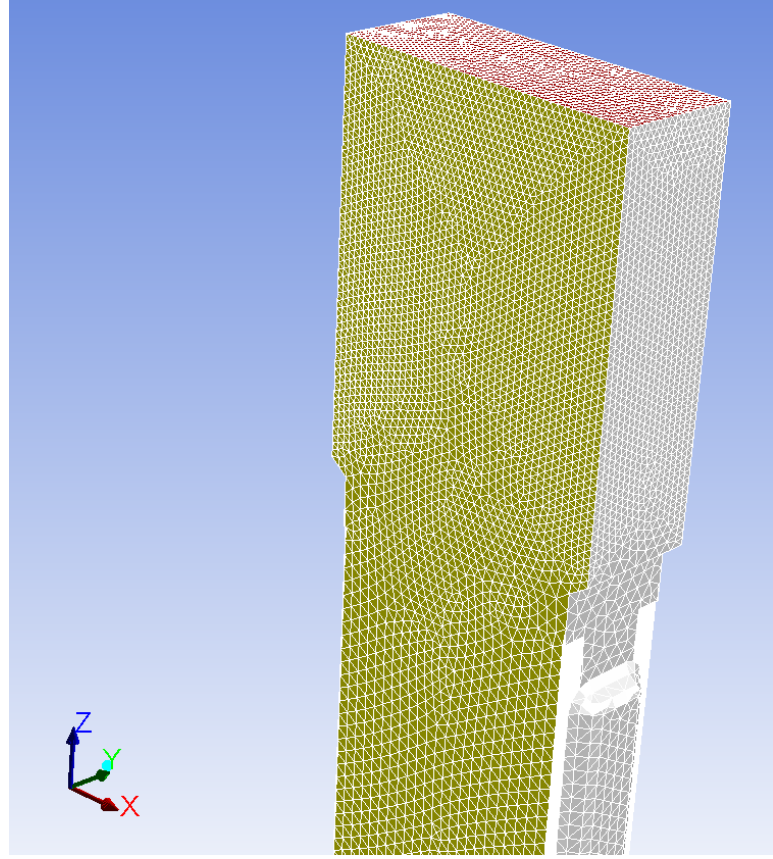
Bütün analizlerde olduğu gibi düzenli bir mesh yapısına sahip geometri modelinin analiz sonuçları daha doğrudur. Bu bölümde CFD programının çözüm gerçekleştirebilmesi için konvektör ve hava ayrı ayrı mesh yapısına sahiptir(Şekil 3.10-3.11). Program bu iki parçayı birlikte çözümler ve sonuca ulaştırır(Multi-zone). Aşağıdaki çizelgede mesh yapısının özellikleri yaklaşık olarak görülmektedir (Çizelge 3.5).

Çizelge 3.5 Konvektör modül’ün mesh özellikleri

Mesh Yapısı	
Element tipi	Tetrahedral
Element sayısı	1 365 000
Düğüm noktası sayısı	1 400 000

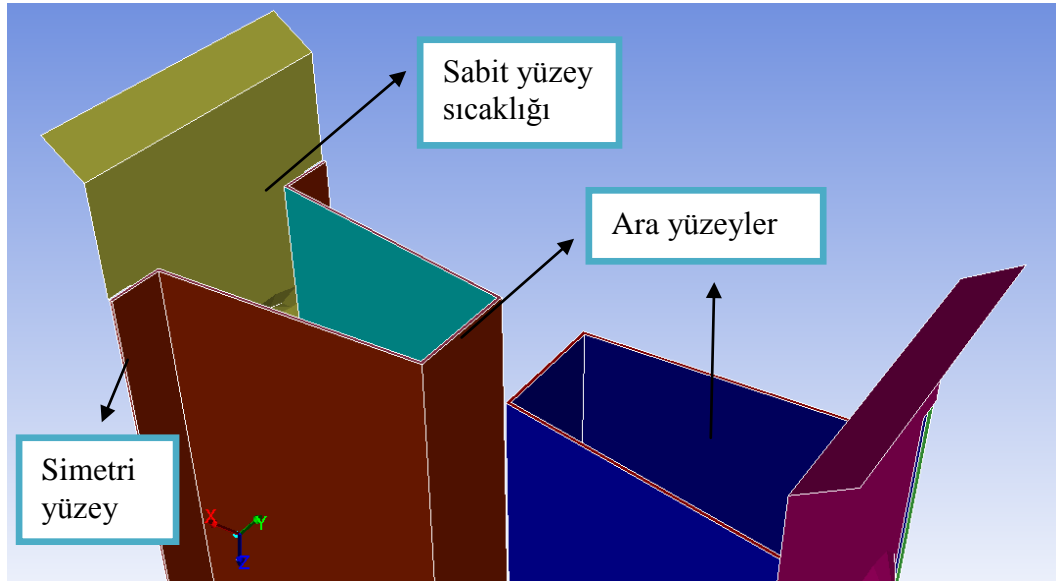


Şekil 3.10 Konvektörün mesh yapısı



Şekil 3.11 Hava tarafının mesh yapısı

Şekil 3.12’de ortam ile konvektör arasındaki ısı transferinin olduğu yüzeyler gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Konvektör CAD geometrisi üzerinde arayüzey gösterimi

4. BULGULAR

4.1 Giriş

Çalışmanın bu kısmında, panel radyatör ile çevre arasındaki ısı ve kütle geçişi, panel radyatörde olan değişimler ve ortamın ısı konfor seviyesinin tespiti için geliştirilen bilgisayar programları yardımıyla çözümler yapılmış ve sunulmuştur. Panel radyatör ile çevre arasındaki ısı etkileşim için temel ısı ve kütle geçişi denklemlerine, panel radyatör ve üzerindeki konvektörlerin sıcaklık değişimlerini ifade için ise ampirik bağıntılara başvurulur. Bu tür denklemlerin bilgisayar yardımı olmadan çözülmesi oldukça vakit alır ve hata yapma ihtimali yüksektir. Bu nedenle, bu ifadeleri bilgisayar ortamında çözdürmek ve insanların kolayca kullanabileceği paket programlar haline getirmek oldukça yararlı olacaktır.

Bu çalışma kapsamında, genel anlamda birçok ortamlarda da kullanılabilen ısı konfor yazılımları, özellikle yurtiçinde bu konudaki eksikliğin görülmesi nedeniyle ANSYS programlama dili kullanılarak hazırlanmış ve görsel öğelerle zenginleştirilerek son kullanıcıya hazır hale getirilmiştir. Mühendislik uygulamalarında da kullanıcıya kolaylık sağlayacak bu programlar temel olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Birincisi; sürekli rejim enerji dengesini, ikincisi ise iki bölmeli anlık enerji dengesini içerir.

4.2 Radyatör Sonuçları

4.2.1 Çözüm Ayarları ve Sınır Şartları

Bizim burada kullandığımız yukarıda bahsedilen temel iki kısımdan ilki olan sürekli rejim dengesidir. Bu programda kullanılan çözüm ağı basınca bağlı eş zamanlı olarak belirlenmiştir. En küçük kareler yöntemi yardımıyla akış denklemleri enerji denklemleri birlikte çözülmüştür (Çizelge 4.1). Sınır şartlarının belirlenmesi süreci CFD yöntemlerinde önemli bir yer teşkil eder. Sevilgen ve Kılıç (2010) CFD tabanlı Fluent yazılımını kullanarak geçici rejimde standart ısıtma sürecinde sanal insan modeli otomobil kabini için üç boyutlu sayısal akış ve ısı transfer karakteristikleri hesaplamalarını içeren araştırmalarında, sayısal hesaplamaların deneysel hesaplamalara yaklaşık sonuçlar elde etmesinin başlıca iki ana faktöre bağlı olduğunu belirterek, bu faktörlerin çözüm ağı yapısının doğruluğu ve sınır şartları olduğunu ifade etmişlerdir.

Çizelge 4.1. Nümerik simülasyondaki çözüm ayarları, türbülans modelleri

Çözüm Ayarları, türbülans modelleri	
Zaman	Sürekli rejim
Çözücü	Basınca bağlı eş zamanlı çözüm
Gradyen Seçeneği	En küçük kareler yöntemi
Formülasyon	Birinci dereceden denklemler
Denklemler	Akış ve enerji denklemlerinin birlikte çözümü
Akış	Laminer Akış

Çelik panel radyatörün standart test durumuna göre 3 farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Bu üç durum için, giriş suyu sıcaklık dereceleri sırasıyla 85,7 °C, 74,9 °C, 52,4 °C ve giriş su debisi değerleri sırasıyla 0,027719 kg/s, 0,027822 kg/s, 0,027972 kg/s olarak alınmıştır. Bu aşamadan sonra bütün durumlar için çıkış sıcaklığı hesaplandı. Referans hava sıcaklığı ise yeniden deneysel sonuçlardan yararlanılarak sırasıyla 20,4 °C, 20,5 °C, 19,8 °C elde edilmiştir (Çizelge 4.2). Bütün durumlar için kullanılan sınır şartları ise Çizelge 4.3 'de gösterilmiştir. Su çıkış yüzeyindeki çıkış sıcaklığını hesaplamak için atmosferik sınır şartı kullanılmıştır. Panel yüzey kalınlığı 0,0012 m olup ve panel radyatörün malzemesi çeliktir. Panel yüzeyinde ise iletim, ışınım ve kabuk taşınımı içeren karışık sınır şartı kullanılır. Diğer panel yüzeylerinde ise doğal taşınım vuku bulmaktadır.

Çizelge 4.2. Deneysel verilerde belirtilen 3 farklı durum

Durumlar	T_{gir} (°C)	Akış debisi (kg/s)	T_{hava} (°C)
1.Durum	85.7	0.027719	20.4
2.Durum	74.9	0.027822	20.5
3.Durum	52.4	0.027972	19.8

Çizelge 4.3. Nümerik analizde kullanılan sınır şartları

Sınır Şartları		
Yüzey	Sınır Tipi	Özellikler
		$T_{gir}=T_{deney}$ (Deneysel verilerden elde edilen)
Su Giriş	Giriş akış debisi	Akış debisi (Deneysel verilerden elde edilen)
Su Çıkış	Çıkış basıncı	Atmosferik şartlar
		T_{hava} (Deneysel verilerden elde edilen)
Panel yüzeyleri ve T bağlantılar	Duvar kalınlığı	0.0012 mm
	Malzeme	Çelik

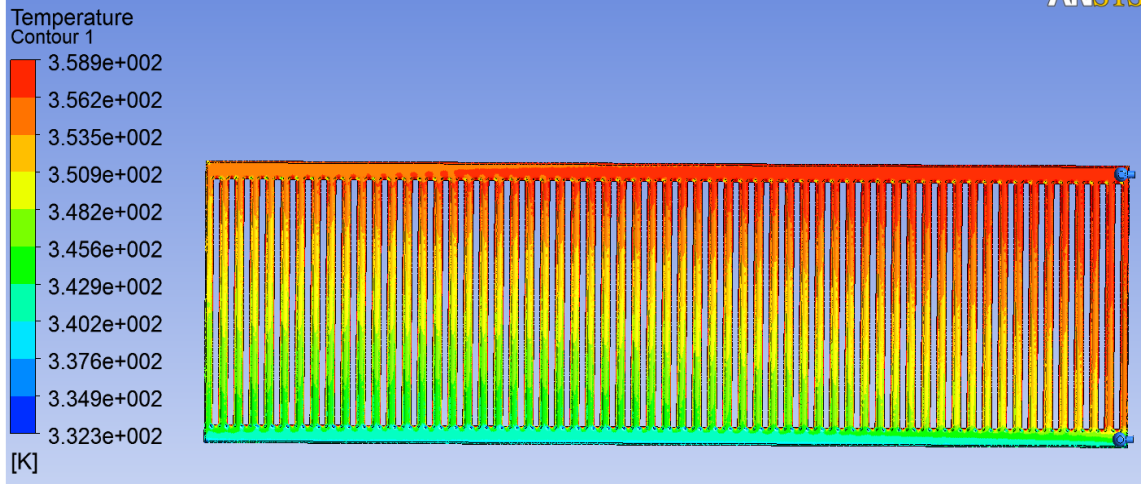
4.2.2. Radyatör Bulguları

Radyatörden ayrılan suyun sıcaklığının ve ısı gücünün hesaplanan değerleri Çizelge 4.4’de gösterilmiştir. Ayrıca nümerik analiz sonucundan elde edilen radyatördeki sıcaklık dağılımı şekil 4.1, 4.2, 4.3 de gösterilmiştir.

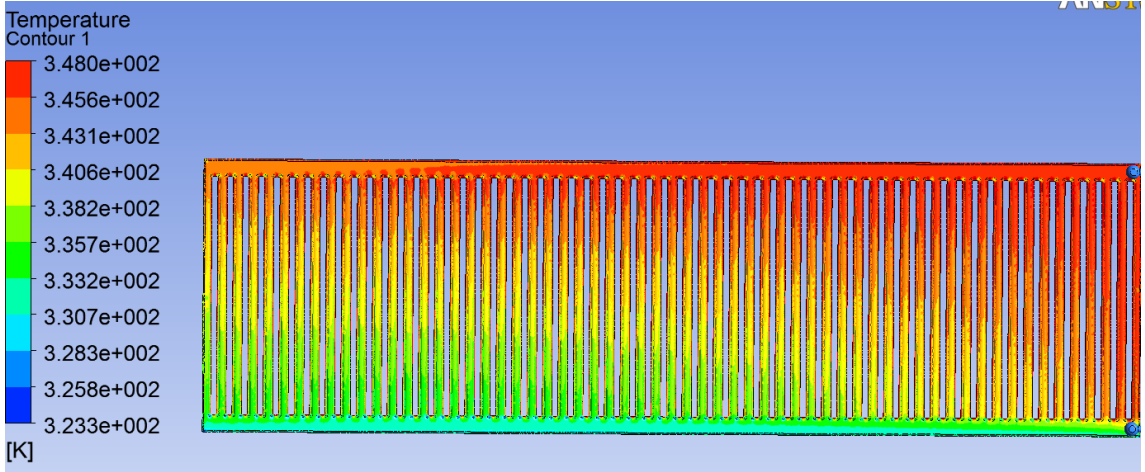
Çizelge 4.4. Deneysel sonuçlardan elde edilen 3 farklı durum

Durumlar	$T_{giriş}$ °C	$T_{çıkış}$ °C (CFD)	$T_{çıkış}$ °C (Deneysel)	θ (W) (CFD)	θ (W) (Deneysel)	Farklılık %
1.Durum	85,70	72,79	73,40	1501,2	1431	5
2.Durum	74,90	64,68	65,20	1191,04	1131	5
3.Durum	52,40	47,08	47,40	622,12	583	7

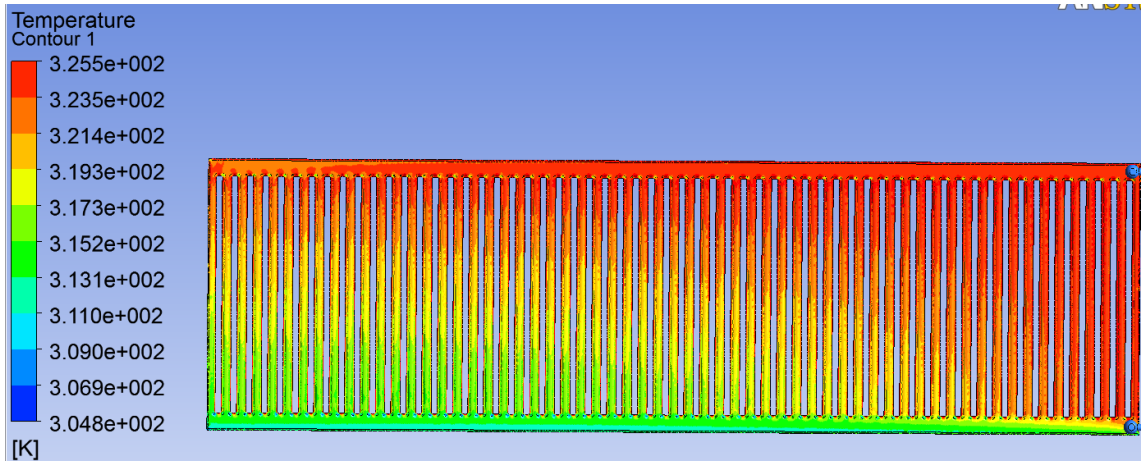
Birinci durumda, ısı gücü 1500 W civarında hesaplanmış olup deneysel veriler ile CFD arasında %5’lik bir fark vardır. Nümerik analiz sonuçlarının gösterildiği Çizelge 4.4’te de anlaşılacağı gibi nümerik analiz sonuçları ve deneysel sonuçlar arasındaki yakınlık iyi derecededir.



Şekil 4.1. Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (1.durum)

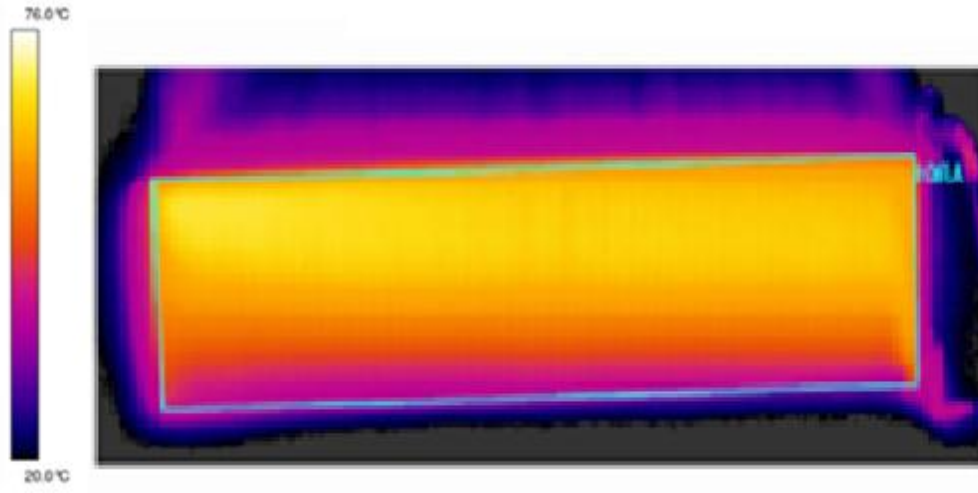


Şekil 4.2. Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (2.durum)



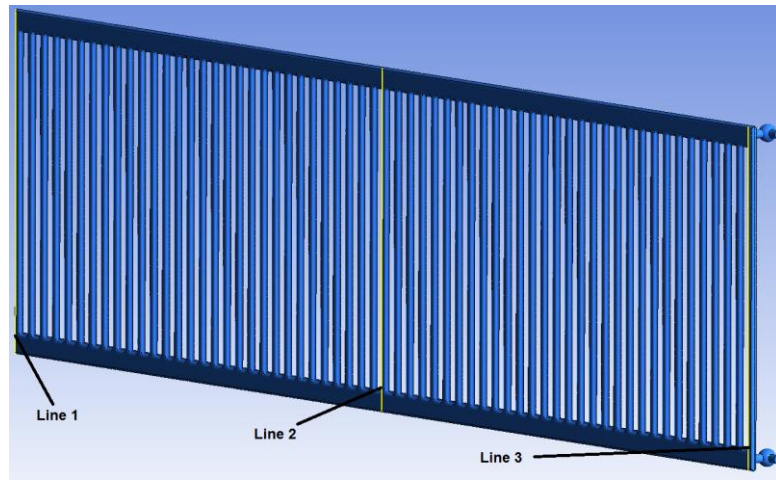
Şekil 4.3. Panel radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımı (3.durum)

Tüm radyatör yüzeylerinin üst ve alt kısımlarındaki soğuk ve sıcak alanları karşılaştırılmıştır. Bütün durumlarda, öngörülen maksimum sıcaklık giriş suyu yüzeyine yakın yerde elde ediliyor. Vavricka R. and Basta J. tarafından elde edilen sıcaklık gradyanı şekil 4.4 'te gösterilmiştir. Onlar, radyatör yüzeyindeki sıcaklık dağılımını görebilmek için termal kamera kullanmışlardır. Bu çalışmada kullanılan radyatör bizim çelik panel radyatör ile ölçüleri ve sınır şartları hemen hemen aynıdır. Elde edilen sıcaklık gradyanları bizim nümerik analizimizdekiler ile aynıdır (Şekil 4.1, 4.2, 4.3).



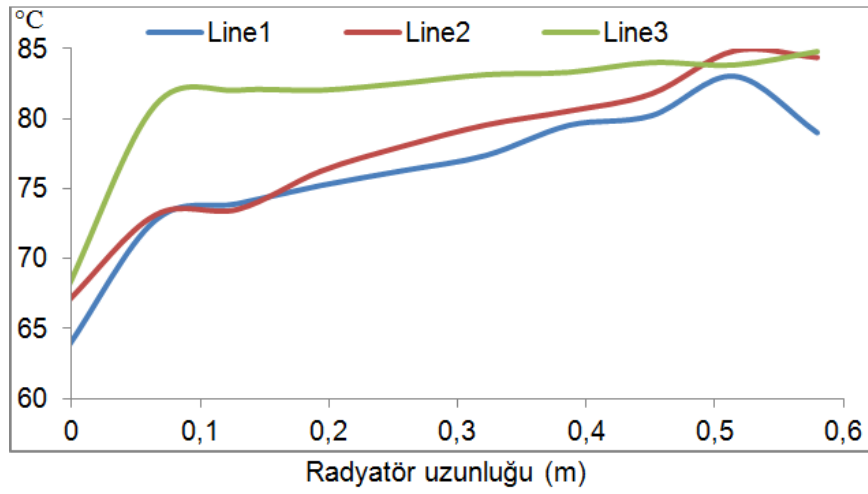
Şekil 4.4. 10 x 600 x 2000 mm boyutlarındaki radyatörün sıcaklık dağılımı (TBSE bağlantı)

Panel radyatör yüzeyinde, sonuçları karşılaştırmak için 3 farklı çizgi tanımladık (Şekil 4.5).

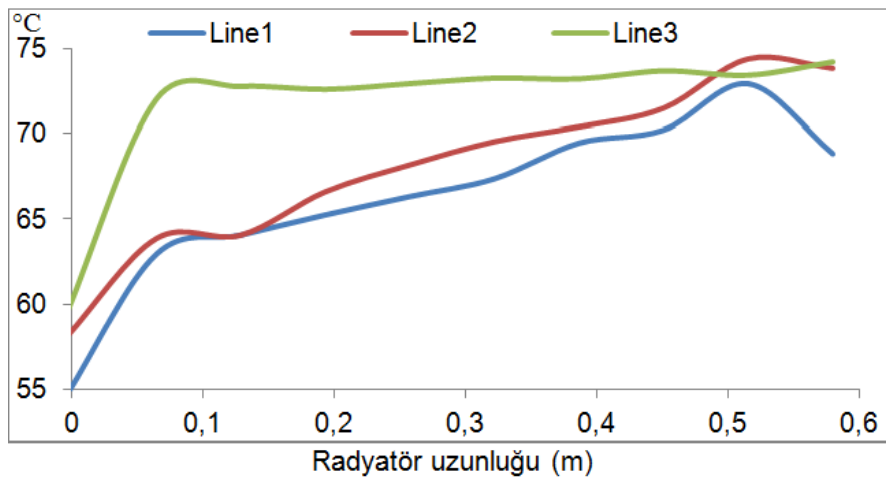


Şekil 4.5. Sıcaklık sonuçları için çizgilerin yerlerinin tanımlanması

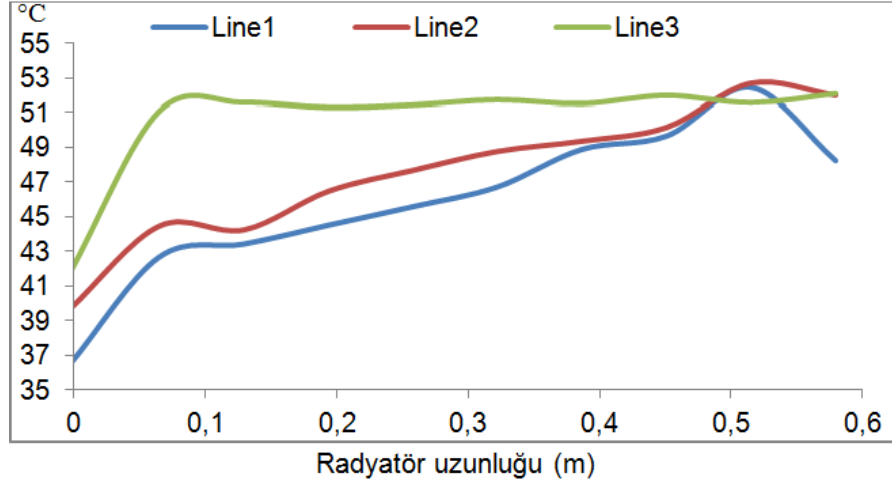
Radyatörün üst ve alt yüzelerindeki sıcaklık gradyanları bu 3 durum için aynı eğimlere sahip diyebiliriz (Şekil 4.6, 4.7, 4.8). En yüksek sıcaklık gradyanının karşımıza çıktığı yer ise radyatör tabanın 0,1 m yüksekliğindeki alandır. 3 durumda da sıcaklık değerleri radyatörün yarısından radyatör yüzeyi boyunca kayda değer biçimde değişmediği görülmüştür. Bir diğer önemli sonuç ise giriş ve çıkış su sıcaklıkları arasındaki değişim ısı transfer katsayısına bağlı olduğudur.



Şekil 4.6. CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri 1.durum



Şekil 4.7. CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri 2.durum



Şekil 4.8. CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık değerleri 3.durum

4.3 Konvektör Modül Tasarım Sonuçları

4.3.1 Çözüm Ayarları ve Sınır Şartları

Bizim burada kullandığımız yukarıda bahsedilen temel iki kısımdan ilki olan geçici rejim dengesidir. Yani yapılan analiz de zamana bağlı olarak değişen hız değişkeni bulunmaktadır. Bu programda kullanılan çözüm ağı basınca bağlı eş zamanlı olarak belirlenmiştir. En küçük kareler yöntemi yardımıyla akış denklemleri enerji denklemleri birlikte çözülmüştür. Ayrıca akış cinsi olarak da türbülanslı akış seçilerek çözüm yapılmıştır (Çizelge 4.5).

Çizelge 4.5. Nümerik simülasyondaki çözüm ayarları, türbülans modelleri

Çözüm Ayarları, türbülans modelleri	
Zaman	Geçici rejim
Çözücü	Basınca bağlı eş zamanlı çözüm
Gradyen Seçeneği	En küçük kareler yöntemi
Formülasyon	Birinci dereceden denklemler
Denklemler	Akış ve enerji denklemlerinin birlikte çözümü
Akış	Türbülanslı Akış

Konvektör modülün standart test durumuna göre 5 farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Bu beş durum için, panel yüzey sıcaklık dereceleri sırasıyla 80 °C, 70 °C, 60 °C, 50 °C ve 40 °C olarak sabit kabul edilmiştir. Hava giriş sıcaklığı ise 20 °C olarak kabul edilmiştir. Bu aşamadan sonra bütün durumlar için giriş, çıkış hız değerleri ve çıkış sıcaklığı hesaplandı. Bütün durumlar için kullanılan sınır şartları ise Çizelge 4.6 'de gösterilmiştir. Hava çıkış yüzeyindeki çıkış sıcaklığını hesaplamak için atmosferik sınır şartı kullanılmıştır. Burada analiz yaparken dikkat edilmesi gereken nokta; konvektör başlangıcında ve bitiminde 10'ar cm daha hava modellenmiş olup bu yan yüzeyleri adyabatik olarak kabul edilmiştir. Konvektör modülün malzemesi çeliktir.

Çizelge 4.6. Nümerik analizde kullanılan sınır şartları

Sınır Şartları		
Yüzey	Sınır Tipi	Özellikler
		$T_{\text{hava giriş}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (İdeal gaz)
Hava Giriş	Giriş basıncı	Atmosferik şartlar
Hava Çıkış	Çıkış basıncı	Atmosferik şartlar
		$T_{\text{yüz}}=\text{Sabit}$ Sabit yüzey sıcaklığı
Konvektör	Hidrolik Çap	0.0012 mm
	Malzeme	Çelik

4.3.2. Konvektör Modül Bulguları

Konvektörden ayrılan havanın sıcaklığının ve hızının hesaplanan değerleri Çizelge 4.7 ve 4.8' de gösterilmiştir. Ayrıca nümerik analiz sonucundan elde edilen konvektördeki sıcaklık dağılımları şekil 4.11, 4.14, 4.17, 4.19, 4.21 de gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 Konvektör ve hava arasındaki analiz sonuçları

	80 (°C) yüzey sıcaklığı		70 (°C) yüzey sıcaklığı		60 (°C) yüzey sıcaklığı	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
Sıcaklık (°C)	20	59,57	20	51,78	20	46,36
Hız (m/s)	0,44407	0,51610	0,40623	0,46119	0,40388	0,45254
Debi (kg/s)	0,00155	-0,00155	0,00142	-0,00143	0,00141	-0,00141

Çizelge 4.8 Konvektör ve hava arasındaki analiz sonuçları

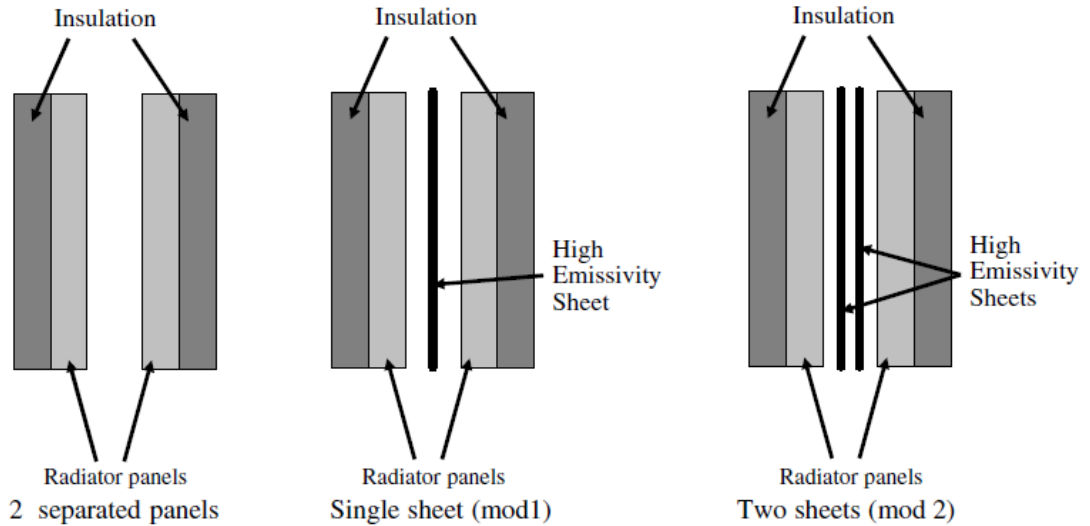
	50 (°C) yüzey sıcaklığı		40 (°C) yüzey sıcaklığı	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
Sıcaklık (°C)	20	40,68	20	34,56
Hız (m/s)	0,36481	0,40293	0,32419	0,35483
Debi (kg/s)	0,00127	-0,00127	0,00113	-0,00113

Václav Heis tarafından gerçekleştirilen çalışmada Tip-22 panel radyatöründe farklı ızgara şekillerinden çıkan hızları incelemiştir (Çizelge 4.9). Bu çalışmada giriş çıkış ve ortam sıcaklıkları sırasıyla 75 °C, 65 °C, 20 °C olarak alınmıştır. Bizim burada referans olarak aldığımız ızgara dikdörtgen şeklindeki ızgaranın 104,5 mm üzerindeki hız olabilir. Çünkü bizim geometri modelimiz konvektör bitiminden 100 mm yukarıda sonlanmaktadır.

Çizelge 4.9 Izgara üzerindeki hızların değerleri

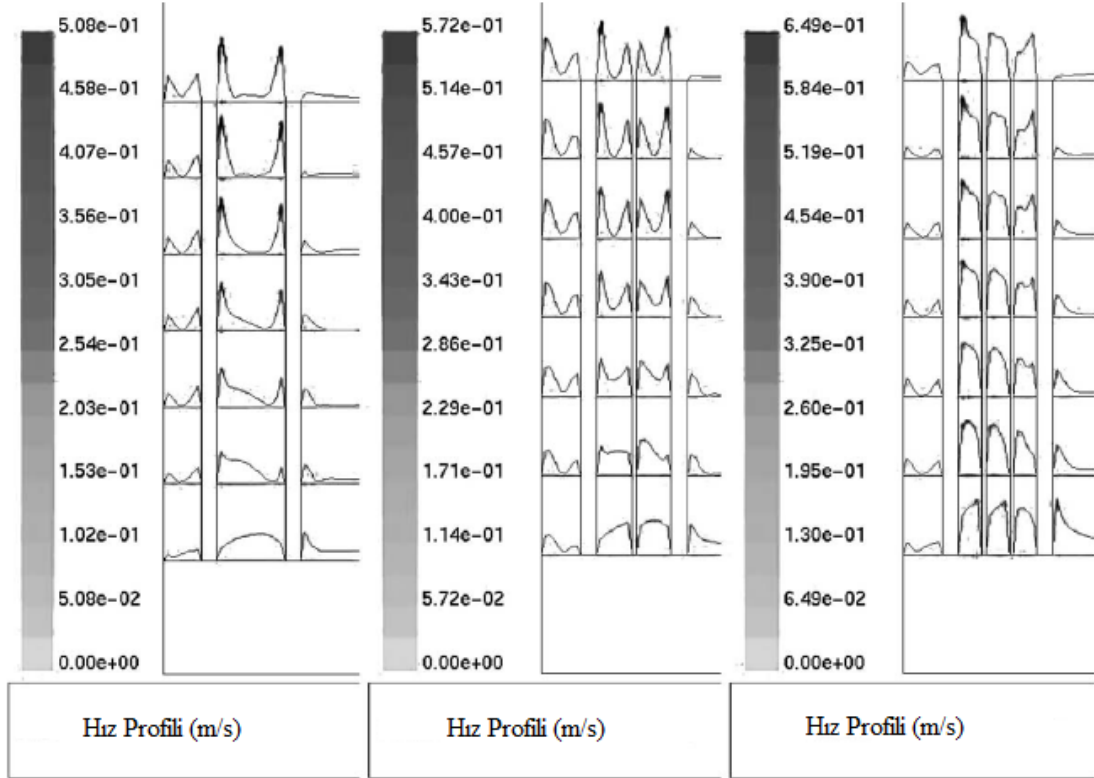
	Panel radyatör üzerindeki yükseklik (mm)					
	14,9	22,4	44,8	104,5	261,2	335,9
Yıldız	0,73	0,85	0,66	0,48	0,69	0,72
Yuvarlak	0,8	0,91	0,78	0,50	0,70	0,72
Dikdörtgen	0,79	0,96	0,69	0,51	0,67	0,72
Hilal	0,94	0,95	0,53	0,54	0,71	0,74

Çalışmamızda referans aldığımız bir diğer literatür ise Beck ve arkadaşlarının 2004 yılında gerçekleştirdiği çalışmadır. Bu çalışmada arası boş olan, arasında bir tane yüksek emisyonlu tabaka olan ve iki tane yüksek emisyonlu tabaka bulunan paneller arasındaki ısı yükü ve hızları incelemiştir (Şekil 4.9). Panel yüzey sıcaklığını 70 °C sabit alırken ortam sıcaklığını ise 20 °C olarak almıştır.



Şekil 4.9 Beck ve ark. yaptıkları çalışmadaki panel radyatörler

Bu çalışmada k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. EN 442-2 standartına göre çözümleme yapılmıştır. Şekil 4.10 'da çalışmada bulunan hız profilleri gösterilmektedir. Aşağıdaki şekilden de anlaşılacağı gibi arasında tabaka olmadan ki hız profilinin çıkış hızı yaklaşık 5,1 m/s olarak görülmüştür. Bu değer arada tabaka olması halinde arttığı da gözlemlenmektedir. Bu sebeple bizim bulduğumuz hız değerleri ile literatür değerlerinin yakınlık derecesi iyidir.



Şekil 4.10 Beck ve ark. yaptıkları çalışmadaki hız profilleri

4.3.2.1. 80 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları

Panel yüzey sıcaklığı 80 °C sabit olan konvektör de ısı transferini hesaplayacak olursak çizelge 4.7' deki sıcaklık ve debi gibi değerlere bakmamız gerekmektedir;

$$Q = m \times c_p \times (T_{\zeta} - T_g) \quad (4.1)$$

$$Q = 0,0015488 \times 1007 \times (332,72 - 293,15)$$

$$Q = 61,71 \text{ W}$$

Sabit yüzey sıcaklığından yararlanılarak ortalama ısı taşınım katsayısını da bulabiliriz. Yüzey üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h = Q / A / \Delta T_{ln} \quad (4.2)$$

Burada gösterilen 'A' ısı transferi toplam yüzey alanıdır ve değerleri CFD programından alınmıştır (Çizelge 4.10). ' ΔT_{ln} ' ise logaritmik sıcaklık farkı olup aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.3)$$

$$\Delta T_{ln} = ((80-60) - (80-59,57)) / (\ln((80-60)/(80-59,57))) = 36,73$$

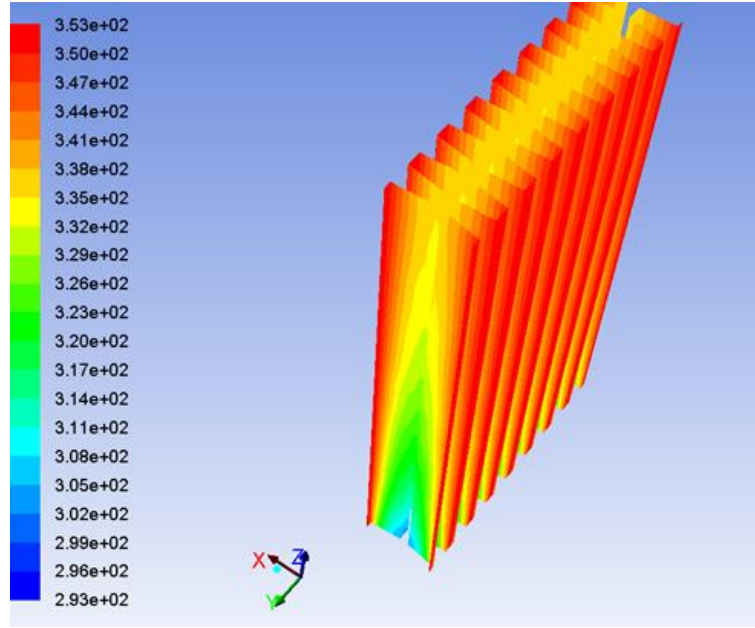
Çizelge 4.10 Modüle ait yüzey alanları

Alan	(m ²)
Ara Yüzey 1	3,6762 e ⁻⁵
Ara Yüzey 2	3,6762 e ⁻⁵
Ara Yüzey 3	3,6762 e ⁻⁵
Ara Yüzey 4	3,6762 e ⁻⁵
Ara Yüzey 5	0,0503
Ara Yüzey 6	0,0503
Ara Yüzey 7	0,0469
Ara Yüzey 8	0,0469
Simetri Yüzey 1	0,00044
Simetri Yüzey 2	0,00044
Toplam Alan	0,19541

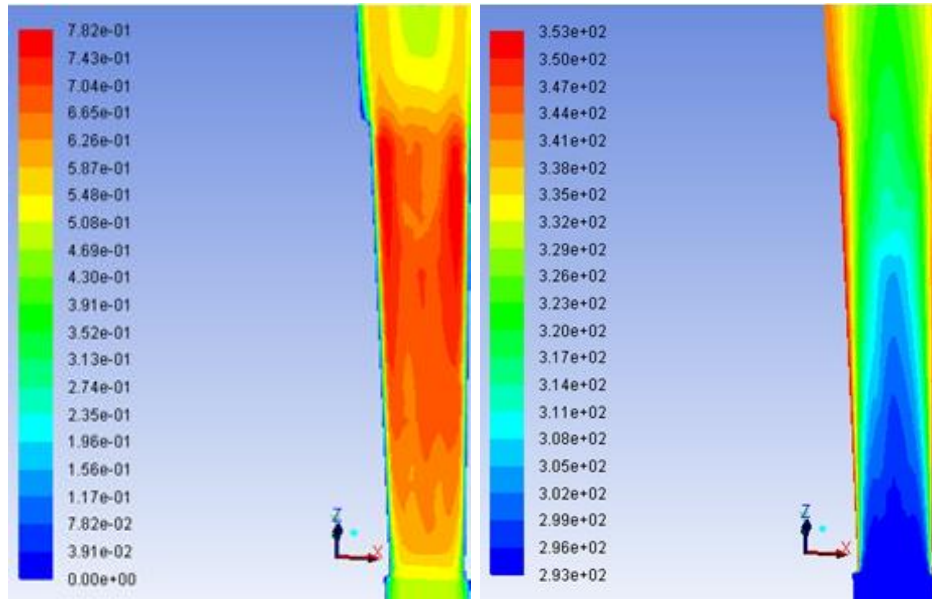
$$h = 61,71 / 0,19541 / 36,73$$

$h = 8,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

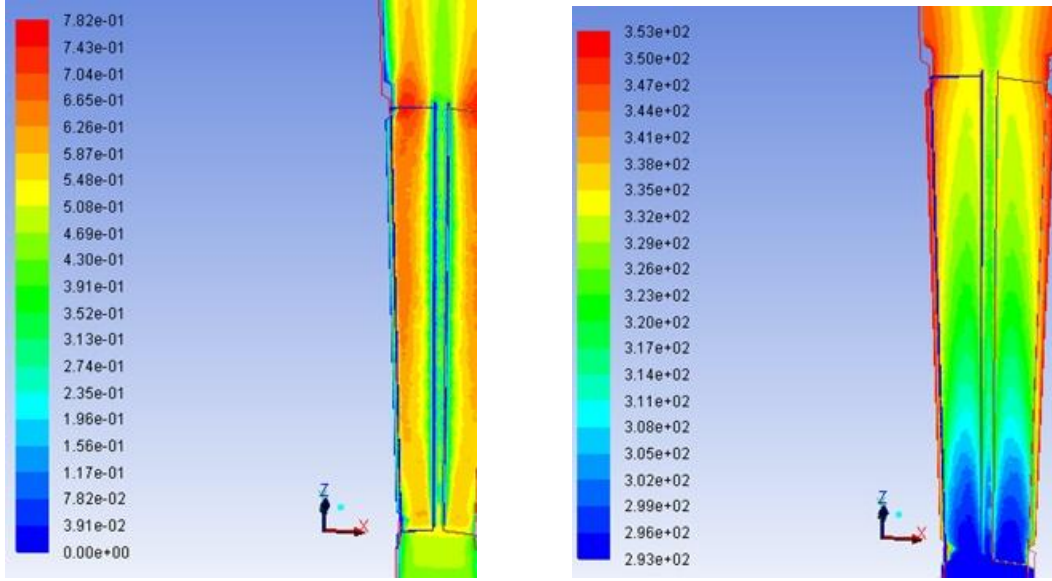
Teorik hesaplamalarla tekrar karşılaştırıldığında; Churcill ve Chu tarafından verilen dikey yüzeylerden doğal taşınım için bağıntılar da $h=8,44 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak gösterilmektedir. Teoriyle bizim elde ettiğimiz çalışma arasındaki fark %2 dir.



Şekil 4.11 Panel yüzey sıcaklığı 80 °C sabit kabul edilen sonuçlar



Şekil 4.12 80 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenine hız ve sıcaklık gösterimi



Şekil 4.13 80 °C sabit sıcaklıktaki analiz için konvektör kesit eksen hız ve sıcaklık gösterimi

4.3.2.2. 70 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları

Panel yüzey sıcaklığı 70 °C sabit olan konvektör de ısı transferini hesaplayacak olursak çizelge 4.7' deki sıcaklık ve debi gibi değerlere bakmamız gerekmektedir;

$$Q = m \times c_p \times (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}})$$

$$Q = 0,001416 \times 1007 \times (324,93 - 293,15)$$

$$Q = 45,34 \text{ W}$$

Sabit yüzey sıcaklığından yararlanılarak ortalama ısı taşınım katsayısını da bulabiliriz.

Yüzey üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır;

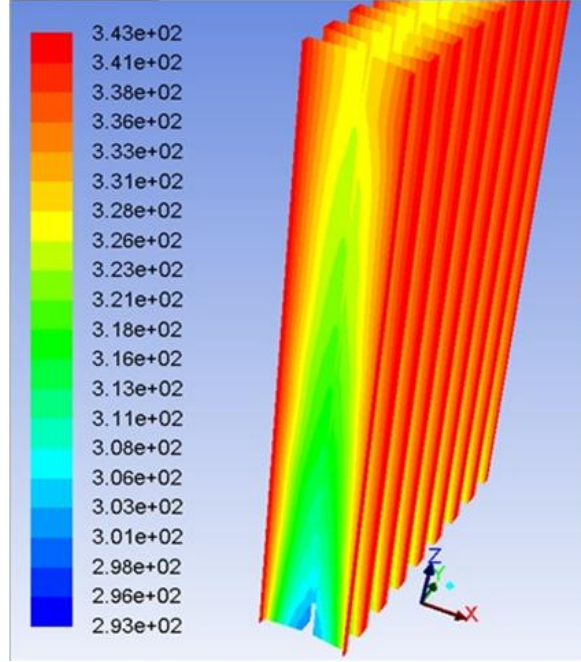
$$h = Q / A / \Delta T_{\text{ln}}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = ((70-50) - (70-51,78)) / (\ln((70-50)/(70-51,78)))$$

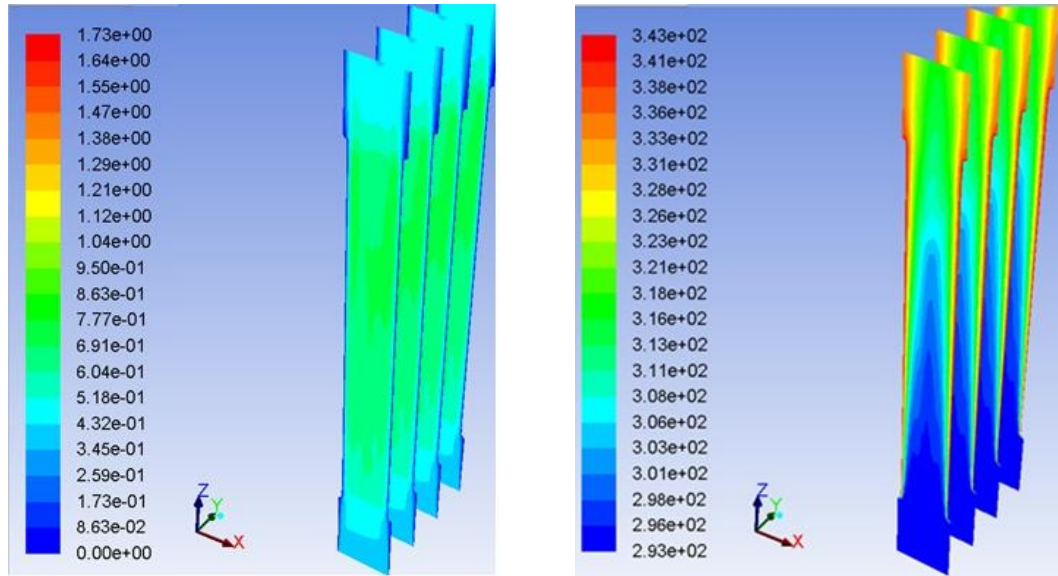
$$= 31,48$$

$$h = 45,34 / 0,19541 / 31,48$$

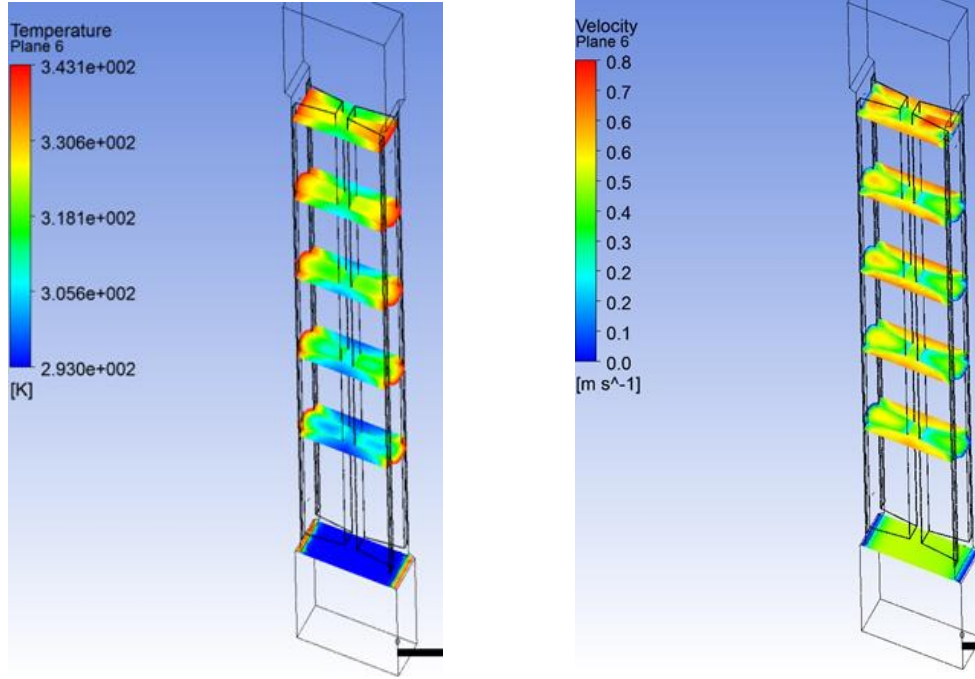
$h = 7,37 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.



Şekil 4.14 Panel yüzey sıcaklığı 70 °C sabit kabul edilen sonuçlar



Şekil 4.15 70 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini hız ve sıcaklık gösterimi



Şekil 4.16 70 °C sabit sıcaklıktaki analiz için hava akış yönüne dik doğrultuda sıcaklık (K) ve hız(m/s) dağılımı

4.3.2.3. 60 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları

Panel yüzey sıcaklığı 60 °C sabit olan konvektör de ısı transferini hesaplayacak olursak çizelge 4.7' deki sıcaklık ve debi gibi değerlere bakmamız gerekmektedir;

$$Q = m \times c_p \times (T_c - T_g)$$

$$Q = 0,0014082 \times 1007 \times (319,51 - 293,15)$$

$$Q = 37,38 \text{ W}$$

$$h = Q / A / \Delta T_{ln}$$

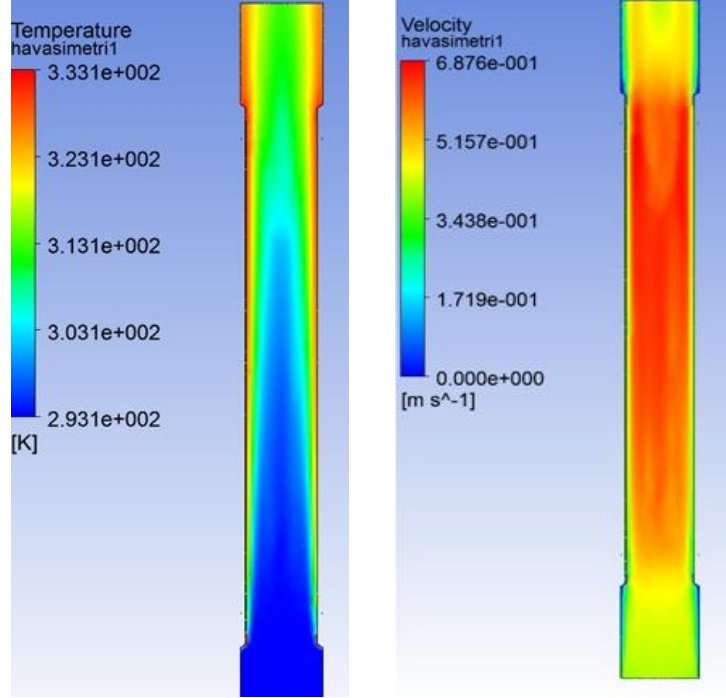
Burada gösterilen 'A' ısı transferi yüzey alanı olup ' ΔT_{ln} ' ise logaritmik sıcaklık farkı olup aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta T_{ln} = ((60 - 40) - (60 - 46,36)) / (\ln((60 - 40) / (60 - 46,36)))$$

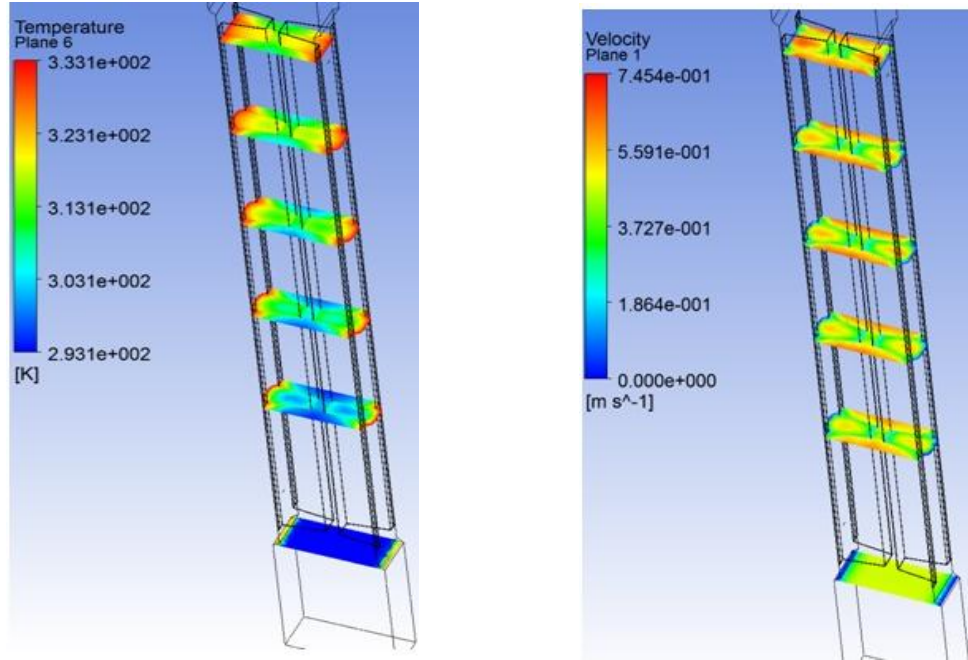
$$= 24,5$$

$$h = 37,38 / 0,19541 / 24,5$$

$h = 7,81 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.



Şekil 4.17 60 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenini sıcaklık ve hız gösterimi



Şekil 4.18 60 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik doğrultuda sıcaklık (K) ve hız(m/s) dağılımı

4.3.2.4. 50 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları

Panel yüzey sıcaklığı 50 °C sabit olan konvektör de ısı transferini hesaplayacak olursak çizelge 4.8' deki sıcaklık ve debi gibi değerlere bakmamız gerekmektedir;

$$Q = m \times c_p \times (T_{\check{c}} - T_g)$$

$$Q = 0,0012717 \times 1007 \times (313,83 - 293,1499)$$

$$Q = 26,48 \text{ W}$$

Sabit yüzey sıcaklığından yararlanılarak ortalama ısı taşınım katsayısını da bulabiliriz. Yüzey üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h = Q / A / \Delta T_{ln}$$

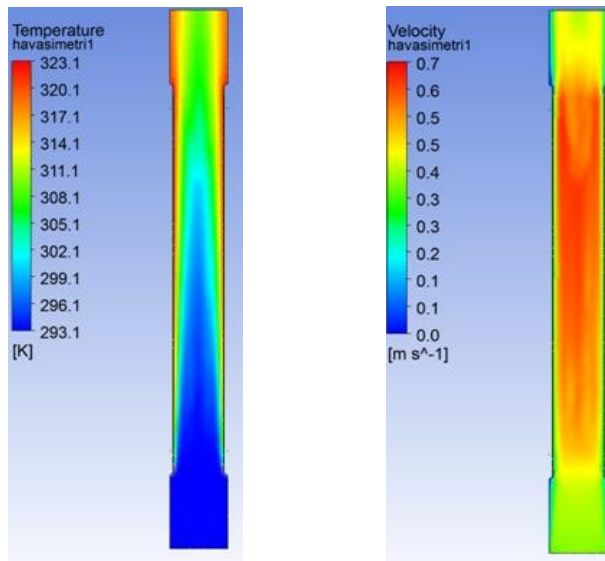
Burada gösterilen 'A' ısı transferi yüzey alanı olup ' ΔT_{ln} ' ise logaritmik sıcaklık farkı olup aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta T_{ln} = ((50-30) - (50-40,68)) / (\ln((50-30)/(50-40,68)))$$

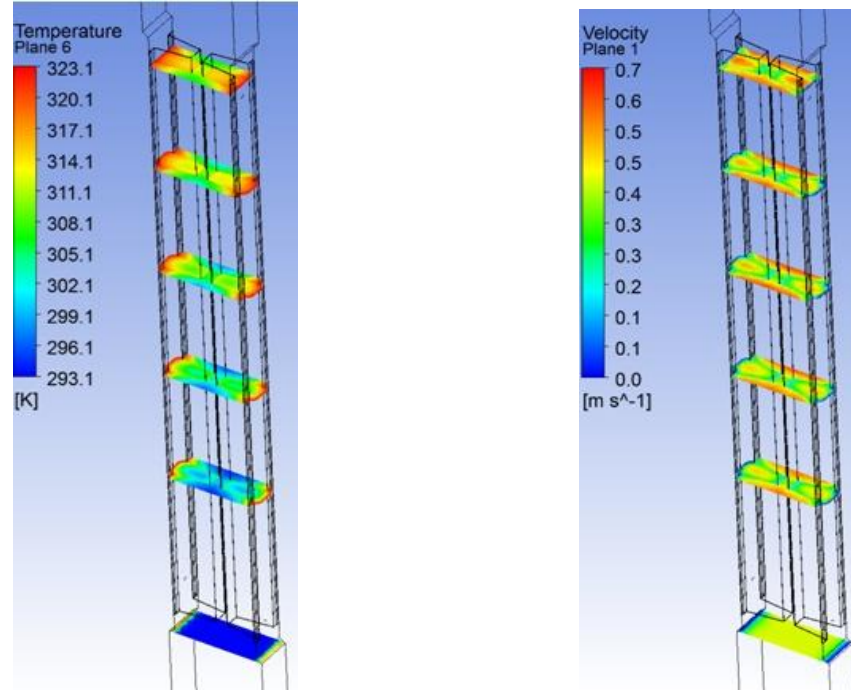
$$= 17,69$$

$$h = 26,48 / 0,19541 / 17,69$$

$h = 7,66 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.



Şekil 4.19 50 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava simetri eksenine sıcaklık ve hız gösterimi



Şekil 4.20 50 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik doğrultuda sıcaklık (K) ve hız(m/s) dağılımı

4.3.2.5. 40 °C Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Konvektör Bulguları

Panel yüzey sıcaklığı 40 °C sabit olan konvektör de ısı transferini hesaplayacak olursak çizelge 4.8' deki sıcaklık ve debi gibi değerlere bakmamız gerekmektedir;

$$Q = m \times c_p \times (T_{\text{ç}} - T_g)$$

$$Q = 0,0011297 \times 1007 \times (307,71 - 293,15)$$

$$Q = 16,56 \text{ W}$$

Sabit yüzey sıcaklığından yararlanılarak ortalama ısı taşınım katsayısını da bulabiliriz. Yüzey üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h = Q / A / \Delta T_{\text{ln}}$$

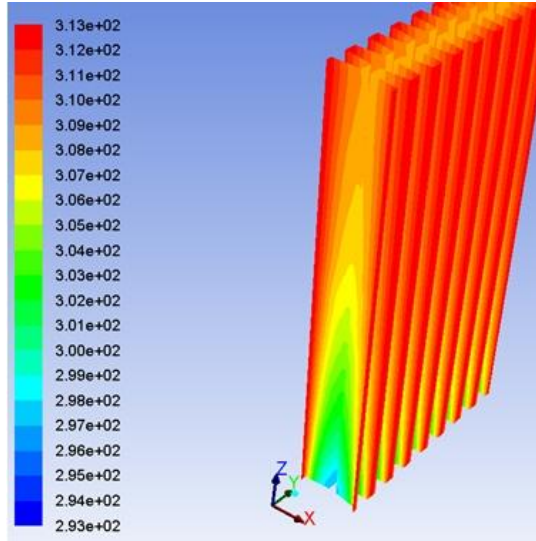
Burada gösterilen 'A' ısı transferi yüzey alanı olup ' ΔT_{ln} ' ise logaritmik sıcaklık farkı olup aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(40-20) - (40-34,56)}{\ln\left(\frac{40-20}{40-34,56}\right)}$$

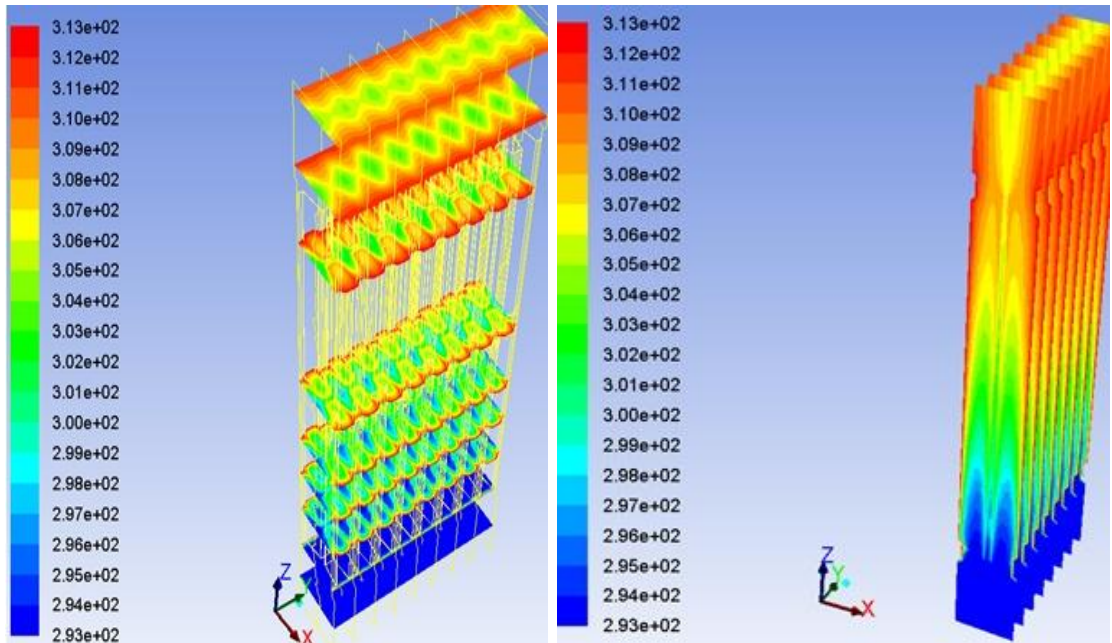
$$= 11,19$$

$$h = 16,56 / 0,19541 / 11,19$$

$h = 7,58 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.



Şekil 4.21 Panel yüzey sıcaklığı 40 °C sabit kabul edilen sonuçlar



Şekil 4.22 40 °C sabit sıcaklıktaki analizin hava akış yönüne dik ve paralel doğrultuda sıcaklık (K) dağılımı

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Giriş

Bu bölümde, panel radyatör konusunda daha önce yapılan çalışmaların kısa bir değerlendirmesi yapılmış ve tez kapsamında elde edilen bulguların özeti verilerek tüm sonuçlar irdelenmiştir. Aynı zamanda, bu konuda ileride teorik veya deneysel çalışacak araştırmacılara da önerilerde bulunulmuştur.

5.2 Sonuçlar

Panel radyatör ile çevresi arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferinin belirlenebilmesi için matematiksel modelin kurulduğu, bu modelin analizinin piyasada bulunan ticari bir paket program yardımıyla çözüldüğü, panel radyatör üzerindeki ısı şartlarının tespit edildiği ve bu şartların panel radyatör ve çevresi üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelendiği bu çalışmada varılan sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Genel değerlendirme

- Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde, genel olarak ısı konfor konusunda özellikle de bir oda içindeki ısı şartlarıyla ilgili olarak araştırmaların son yıllarda yoğunluk kazandığı ve üzerinde özenle durulduğu, bu nedenle ısı konforun güncel bir çalışma alanı olduğu görülmüştür.
- Panel radyatörler üzerinde bu zamana kadar; radyatörün bağlantı şekillerine göre (TBSE ve TBOE), radyatörün oda içerisindeki konumuna göre, radyatördeki konvektörün yüzey alanına göre, ısı taşınım katsayısına göre birçok çalışma gerçekleştirilmiştir.
- Bağlantı şekillerine göre panel radyatör üzerinde gerçekleştirilen çalışmalarda uzun tip radyatör ($L/H \geq 4$) olarak adlandırılan radyatörlerde çapraz bağlantı metodunun sıcaklık dağılımı açısından daha iyi sonuç verdiğini ve bu radyatörlerde aynı taraflı bağlantının kullanılmaması önerilmiştir.
- Radyatörlerin oda içerisindeki konumlarının incelendiği çalışmalarda radyatörle duvar arasında da belirli bir mesafe olması gerektiği savunulmuştur. Eğer yeterli boşluk olmaması halinde radyatör verimi negatif olarak etkileneceğinden

bahsedilmiştir. Olması gereken yerden yükseklik en az 100 mm ve olması gereken duvardan uzaklık ise radyatör arka tarafından 40 mm olarak belirtilmiştir. Radyatörlerin üzerlerine raf konulması veya önünün pano ile kapatılması gibi durumlarda, konveksiyon akımlarının bozulmasından ve ışıını engellemesinden dolayı ısı verimleri azalacağı yönünde bulgular verilmiştir.

- Taşınım katsayısının ısı yüküne etkisini görmek için gerçekleştirilen teorik çalışmalarda taşınım katsayıları 5,6,5,8,10 W/m²K olarak denenmiştir. Değerlerden de anlaşılacağı gibi hesaplanan ısı yükü en fazla taşınım katsayısı 10 W/m²K seçilen radyatörde olduğu gözlemlenmiştir. Ancak katalog değerleriyle karşılaştırıldığında katalog değerlerine en yakın olan değerler 6,5 W/m²K taşınım katsayılı radyatörün olduğu gözlemlenmiştir.
- Bizim gerçekleştirdiğimiz bu çalışmada ise panel radyatörlerde su ve hava tarafı olarak ayrı ayrı ele alınıp incelenmiş olup bu tarafların performansına etkileyen parametrelerde aşağıdaki gibi gözlemlenmiştir. Panel radyatör tasarımı yapılırken bu parametreler mutlaka göz önüne alınmalıdır.
 - Radyatörün su tarafını etkileyen parametreler;
 - ❖ Suyun panellere ve kanallara homojen dağılımı
 - ❖ Radyatörün içinde ölü hacim kalmayacak şekilde suyun sirkülasyonu
 - ❖ Sızdırmazlık
 - ❖ Basınç kaybı
 - Radyatörün hava tarafına etkileyen parametreler;
 - ❖ Radyatör bileşenlerin dış yüzey sıcaklıkları
 - ❖ Ortam havasının sıcaklığı
 - ❖ Ortamdaki yüzeylerin sıcaklıkları
 - ❖ Radyatörün (özellikle panel ve konvektörlerin) hava ile temas eden yüzeylerinin geometrisi, yapısı ve alanı
 - ❖ Hava akışına direnç teşkil edecek üst kapak ya da ızgara yapısı
- Tezde ilk olarak panel radyatör ısı yük hesaplamaları için panel ve konvektör için kullanılan modeller tanıtılmış, daha sonra ise analizleri gerçekleştirmek için panel radyatör ile ortam arasındaki ısı etkileşiminin matematiksel modeli

kurulmuştur. ANSYS programlama diliyle bilgisayar ortamına aktarılan modelin, bu program yardımıyla da analizi yapılmıştır.

Panel Tarafının Isıl Şartları ve Sonuçları

- Panel radyatörde su tarafı için analiz yapıldığında; 85,7 °C giriş su sıcaklığı olduğu zaman ısı yükü 1501,2 W, 74,9 °C giriş su sıcaklığında ısı yükü 1191,04 W, 52,4 °C giriş su sıcaklığında ise 622,12 W'lık bir ısı yükü olduğu gözlemlenmiştir. Burada giriş su sıcaklığı düştükçe ısı yükü giderek azaldığı saptanmıştır. Bu sonuçlar bize boyutların değişmesi gerektiğini gösteren bir ifade olmuştur.
- Sıcaklık dağılımı su giriş kısmından panelin sonuna doğru azalan bir görüntü sergilemektedir. Giriş su sıcaklık değeri yüksek olan panelde, giriş ve çıkış su sıcaklık farkı daha yüksektir. Bu nedenle ısı transfer değeri diğer panel radyatörlerin ısı transfer değerlerinden yüksek olduğu görülmektedir.

Konvektör Modülün Isıl Şartları ve Sonuçları

- Konvektör modül tarafı için yapılan analizlerin sonuçlarında ise; sabit alınan yüzey sıcaklıklarının dereceleri azaldıkça, aşağıdan girip yukarıdan çıkan havanın çıkış sıcaklığı da azalmaktadır. Sıcaklığın yanı sıra bir diğer dikkat edilmesi gereken nokta ise hızların da azalıyor olmasıdır. Burada yüzey sıcaklığını sabit almamızın sebebi ise konvektör yapısının konvektör verimliliğine etkisini görmektir.
- Konvektör modülün analiz sonuçlarına baktığımız zaman, hız profillindeki dağılım konvektör geometrisi taraflarında daha yoğun olup çıkışa doğru azaldığı gözlemlenmektedir. Bunun sebebi konvektör modülü modellenirken konvektörlerin bitiminden 10 cm daha yukarıdaki kısmı da modelin içine dahil edilmiştir. Sıcaklık ise giriş kısmından çıkış kısmına doğru artmakta olduğu gözlemlenmektedir.

Hazırlanan matematiksel modelden elde edilen sonuçların doğruluğunun sınanması ilk olarak literatürde yer alan çeşitli teorik ve deneysel çalışmalarla yapılmıştır. Radyatörün panel tarafında bulunan sonuçları daha önce yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarıyla, konvektör modül tarafında bulunan sonuçları ise teorik çalışmaların sonuçlarıyla mukayese edilmiştir. Radyatörün panel tarafında gerçekleşen; su giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı transfer katsayısı, toplam ısı transfer gibi oldukça geniş bir aralıkta yapılan karşılaştırmalarda geliştirilen model her koşulda oldukça iyi bir yaklaşım sağlamaktadır. Konvektör modül tarafında gerçekleşen hava çıkış sıcaklığı ve hız değerlerinin yapılan karşılaştırmalar sonucunda ise yine iyi bir yaklaşım sağlanmaktadır.

5.3 Öneriler

- Daha verimli panel radyatör tasarımı yapılmak istenirse panel radyatörün boyutları, geometrik yapısı değiştirilerek bu değişikliklerin ısı verime etkisi incelenebilir.
- Konvektörlerin sayısı, genişliği, geometrisi değiştirilerek ısı verime etkisi incelenebilir.
- Düşük sıcaklıklarda verimli çalışan radyatör tasarımı yapılmak istenirse konvektörde ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanında değişiklikler yaparak incelenebilir.
- Ayrıca panel radyatör içerisinde dolaşan su hacminin azalmasıyla ısı veriminin nasıl değişebileceği incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

Akın D. 2007. Computer Aided Design of Thermal Systems. *Degree of Master of Science in Mechanical Engineering*, Graduate School of Natural and Applied Sciences of Dokuz Eylül University, Energy Program, İzmir.

Anonim, 2001. Domestic radiators: Performance at lower mass flow rates and lower temperature differentials than those specified in standard performance tests. *Building Service Engineering Research and Technology*, 22: 185-194.

Anonim, 2001. Fluent 6 user's guide. Fluent Inc, Lebanon, NH, USA.

Anonim, 2003. Fluent 6.2 UDF Manual. Fluent Inc, Lebanon, NH, USA.

Anonim, 2009. Isısan Çalışmaları Kalorifer Tesisatı. ISISAN, Yayın No: 70.

Anonim, 2009. Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları. TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: 84, Bursa.

Anonim, 2013. Energy Savers Low-H2O, Jaga Catalogue, UK.

Aydar E. 2009. The estimation of the thermal efficiency of panel type radiators by CFD analysis and an alternative design research to increase efficiency, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Bangert K. 2010. Radiator heat transfer augmentation by changes to wall surface roughness and emissivity, Mini-project report. EPSRC Pioneering research and skills. University of Sheffield, June-August.

Beck S.M.B., Grinsted S.C., Blakey S.G., Worden K. 2003. A novel design for panel radiators. Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Sheffield, UK.

Beck S.M.B., Grinsted S.C., Blakey S.G., Worden K. 2011. The effect of surface roughness and emissivity on radiator output. *Energy and Buildings*, 43: 400-406.

Boerstra, A., Op, P., Eijdens H. 2000. The health, safety and comfort advantages of low temperature heating systems. Healthy Buildings Conference, August, Netherlands.

Churchill, S.W. and Chu, H.H.S. 1975. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 18: 1323-1329.

Erdoğan A B. 2011 Simulation of the Heater Test room Defined by EN 442 Standard and virtual Testing of Different Type of Heaters. *Doctor of Philosophy Thesis*, Graduate School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology, İzmir.

Gritzki R., Perschke A., Rösler M., Richter W. 2007. Modeling of heating systems and radiators in combined simulations. Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors, Dresden TU, Germany.

Heis, V. 2010. The reduction of convective heat output at panel radiators. Czech Technical University, Prague.

Hutter, E. 1991. Comparison of different heat emitters in respect of thermal comfort and energy consumption, in: Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer. Heat and Mass Transfer in Building Materials and Structures, pp: 753–769.

Janbaksh, S. 2007. Construction and evaluation of a controlled active mass (CAM) a new cooling system desing for increased thermal comfort using low energy sources. *Master's Thesis*. University of Galve, Department of Technology and Built Environment, Sweden.

J.A. Myhren, S. Holmberg, 2008. Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. *Energy and Buildings*, 40: 524–536.

Kaynaklı Ö. 2004. Otomobillerde Isıl Konfor Parametrelerinin İncelenmesi, *Doktora Tezi*. Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

Kilic M., Sevilgen G., Mutlu M., Kaya M., Sigirtmac T. 2013. Three Dimensional Numerical Analysis of Thermal Output of a Steel Panel Radiator. The Sixth International Exergy, Energy and Environment Symposium, Rize, Turkey.

Kilic M and Sevilgen G, 2008. Modelling airflow, heat transfer and moisture transport around a standing human body by computational fluid dynamics. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(9): 1159–1164.

Myhren J.A. 2011. Potential of Ventilation Radiators: Performance assessment by numerical, analytical and experimental investigations. *Ph.D. Thesis*, Royal Institute of Technology, Department of Civil and Architectural Engineering, School of Architecture and the Built Environment, Fluid and Climate Technology, Haninge-Stockholm, Sweden.

Myhren J.A., Holmberg S. 2009. Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators, *Energy and Buildings*, 41: 92–100.

Murakami, S. Kato, S. Zeng, J. 2000. Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release from a human body. *Building and Environment*, 35: 489-500.

Pillutla G., Mishra R., Barrans S. 2008. Determination of convective heat transfer over a standalone water filled radiator using thermal imaging. School of Computing and Engineering Researchers' Conference, University of Huddersfield, November.

Pillutla G., Mishra R., Barrans S.M., Barrans J. 2010. Evaluation of Loss Coefficient For Stand Alone Radiator. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'10), 23th to 25th March 2010, Granada, Spain.

Sevilgen G. 2010. Otomobil Kabininde Hız ve Sıcaklık Dağılımının Üç Boyutlu Sayısal Analizi, *Doktora Tezi*. Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

Sevilgen, G. ve Kılıç, M. 2011. Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and Buildings*, 43(1): 137–146.

Vavricka, R., Basta J. 2004. Temperature fields of radiators. Department of Environmental Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering Technicka 4 ,166 07, Prague 6 , Czech Republic.

Yedikardeş Y. 2009. Panel radyatörlerde panjurların ısı verime etkisinin incelenmesi. *Doktora Tezi*. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

1989 Bursa doğumlu olan Suat AYDIN, 2003 yılında Yalova'da Şehit Osman Altinkuyu Anadolu Lisesi'nde eğitim görmeye hak kazandı. 2007 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği öğretimine başladı. 2011 yılında bu bölümden mezun olup ve aynı yıl Enerji Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğretimine başladı.