

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÖMÜLÜ TİP KONVEKTÖRLERİN
ISIL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Serkan OKAY

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇAKIR

Ekim 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÖMÜLÜ TİP KONVEKTÖRLERİN
ISIL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Serkan OKAY

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

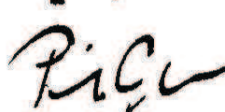
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 30/09/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

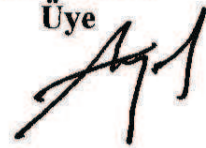
Yardı. Doç. Dr. Kemal ÇAKIR
Jüri Başkanı



Prof. Dr. İsmail ÇALCI
Üye



Doç. Dr. Ahmet ÖTEC
Üye



ÖNSÖZ

Son yıllarda genellikle çok katlı binalarda ve villa inşaatlarında panoramik pencerele yüzeylerin çok fazla kullanılması ile konu güncel hale gelmiştir. Radyatör konulamayan yüzeylerde oluşan soğuk yüzey etkisini ortadan kaldırmak için özel ısıtıcıların kullanılmasını gerekli kılmıştır. Bu problemin çözümü için düşünülen Gömülü Tip Konvektörler hakkında ülkemizde bu konuda bir çalışma ve üretim bulunmamaktadır. Genel anlamda doğal ve zorlanmış ısı taşınımı ile ilgili çalışmalar çok yaygındır. Fakat bu çalışmaların özel bir uygulaması olarak araştırmalar mevcut değildir.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarımnda desteğini her daim yanımda hissettiğim danıőmanım Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇAKIR'a ve meslektaőlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
SUMMARY	xii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Isı Aktarma Elemanları.....	2
1.1.1. Radyatörler.....	2
1.1.2. Paralel ısıtıcılar	3
1.1.3. Işınım levhaları	3
1.1.4. Borulu ısıtıcılar.....	3
1.1.5. Konvektörler	4

BÖLÜM 2.

KONVEKTÖRLER	9
2.1. Konvektör Bileşenleri.....	9
2.1.1. Kanatlı borular.....	9
2.1.2. Fanlar	10

2.1.3. Menfezler.....	12
2.1.4. Gövde.....	12
2.1.5. Kontrol.....	13
2.1.6. Filtre.....	13
2.2. Konvektör Sınıflandırılması	13
2.2.1. Akışın hareketlendirilmesi esasına göre	15
a) Doğal sirkülasyonlu konvektörler.....	15
b) Cebri sirkülasyonlu konvektörler.....	15
2.3. Gömülü Tip Konvektörler	16

BÖLÜM 3.

KONVEKTÖRLERDE ISI TRANSFERİ VE LİTERATÜR ÇALIŞMALARI 18

3.1. Konvektörlerde Isı Geçişini Etkileyen Parametreler	18
3.2. Boru İçerisi	20
3.2.1. Tanımlar ve kavramlar.....	20
3.2.1.1. Ortalama hız	20
3.2.1.2. Ortalama karışım sıcaklığı	21
3.2.1.3. Borularda laminer ve türbülans akış	23
3.2.2. Boru içi ısı taşınım katsayısı.....	24
3.3. Boru ve Boru Etrafındaki Dikdörtgen Kanatlar.....	25
3.3.1. Tanımlar ve kavramlar.....	25
3.3.2. Borunun ısı direnci	26
3.3.3. Kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı geçişi.....	27
3.4. Kanatlar Arasındaki Akış ve Isı Geçişi	30
3.4.1. Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması	33

BÖLÜM 4.

SAYISAL ANALİZ..... 36

4.1. Havaya Geçen Isı	38
-----------------------------	----

a) Kanatlar arası ısı direnç ve sıcaklık gradyeni.....	38
b) Kanatlı kısımdaki sıcaklık gradyeni.....	38
c) Kanat verimi	39
4.2. İterasyon Çözüm Adımları	41
4.3. Düzeltme (HDK ve KVD) Değerlerinin Hesaplanması	43

BÖLÜM 5.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	47
EK-1	51
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ	54

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

c_p	: Özgül ısı kapasitesi
Gr	: Grashof sayısı
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
\bar{h}	: Ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
HDK	: Taşınım katsayısı düzeltmesi
K	: Isı iletim Katsayısı (W/mK)
KVD	: Kanat verimi düzeltmesi
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
Pr	: Prandalt
Re	: Reynolds sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
U_m	: Ortalama hız (m/s)
T_m	: Ortalama karışım sıcaklığı $^{\circ}C$
$T_m(x)$: Konvektör boyunca temsili sıcaklık gradyeni
$T_y(x)$: Boru iç yüzey temsili sıcaklık gradyeni
$T_{y2}(x)$: Boru dış yüzey temsili sıcaklık gradyeni
\dot{q}''	: Birim zamanda birim yüzeyden geçen ısı
ΔT_m	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Türbülans düzeyinin fonksiyonu olarak hava sıcaklığına karşılık ortalama hız değerleri.....	5
Şekil 1.2.	Soğuk yüzey sonucu oluşan hava akımı.....	6
Şekil 1.3.	Sıcak hava tabakasının oluşturduğu düzgün sıcaklık dağılımı.....	6
Şekil 1.4.	Konvektörün oluşturduğu düzenli hava akımı.....	7
Şekil 2.1.	Değişik geometrilere kanatlar.....	10
Şekil 2.2.	Sağdan sola çapraz radyal ve çapraz akımlı fan.....	11
Şekil 2.3.	Radyal ve çapraz akımlı fanlara soğuk havanın girişi.....	11
Şekil 2.4.	Uygulamada değişik tipteki menfezler.....	12
Şekil 2.5.	Konvektörlerin sınıflandırması.....	14
Şekil 2.6	Gömülü tip konvektörlerin uygulamaya ait örnekleri.....	17
Şekil 3.1.	L. Marin vd.(2004) incelediği ısıtıcı eleman.....	27
Şekil 3.2.	L. Marin vd.(2004) çalışmasında elde ettiği boyutsuz eş sıcaklık eğrileri.....	24 28
Şekil 3.3.	Chen vd. tarafından incelenen geometri.....	29
Şekil 3.4.	Chen vd. ni elde ettiği 1m/s ve 5m/s için eş sıcaklık eğrileri.....	29
Şekil 3.5.	E.Pavlovic ve E.Venka'nın gerçekleştirdiği iki borulu dikdörtgen kanatlı ısıtıcı elemana ait şematik görüntü.....	30
Şekil 3.6.	Isıtıcının bir dilimindeki ısı kapasitesi ve ısıtıcının giriş ve çıkışındaki basınç düşümünün kanat arasındaki mesafeye göre değişimi.....	31
Şekil 3.7.	Değişen gövde yüksekliğine karşılık, ısıtıcı kapasitesinin kanatlar arasındaki mesafeye göre ilişkisi.....	32
Şekil 3.8.	Dikdörtgen kanatlı boru grubu için çözüm elemanı ve sınır koşulları.....	32
Şekil 3.9.	Kanatlar arasında orta düzlemde anlık akım çizgileri.....	33

Şekil 3.10. Değişik Pr sayılarında $Ra-U_0^l$ ilişkisi.....	34
Şekil 4.1. Analizi yapılacak kanatlı boru.....	36
Şekil 4.2. Konvektör boyunca temsili sıcaklık gradyeni.....	37
Şekil 4.3. Isı geçiş bölgeleri.....	37
Şekil 4.4. Dilim yöntemi kullanılarak dikdörtgen kanatlarda maksimum kanat direnç sayısının bulunuşu.....	40
Şekil 4.5. Program akış diagramı.....	42
Şekil 4.6. Gövde yüksekliği($h=90\text{mm}$) için değişen kanat sayılarında taşınım katsayısı düzeltme (HDK) değerleri.....	45
Şekil 4.7. Gövde yüksekliği($h=110\text{mm}$) için değişen kanat sayılarında taşınım katsayısı düzeltme (HDK) değerleri.....	45
Şekil 4.8. Gövde yüksekliği($h=90\text{mm}$) için değişen kanat sayılarında kanat verimi düzeltme (KVD) değerleri.....	46
Şekil 4.9. Gövde yüksekliği($h=110\text{mm}$) için değişen kanat sayılarında kanat verimi düzeltme (KVD) değerleri.....	46

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1.	Tam gelişmiş laminer akışta ısı transferi katsayıları.....	24
Tablo 3.2.	Değişik metallerin değişik sıcaklıklardaki özellikleri.....	25
Tablo 4.1.	Üretici firma konvektör geometri boyutları.....	43
Tablo 4.2.	N=160 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri.....	43
Tablo 4.3.	N=350 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri.....	44
Tablo 4.4.	N=540 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri.....	44
Tablo 5.1.	Diğer firma ısıtıcı batarya geometrisi.....	49
Tablo 5.2.	Firma ve program sonuçları karşılaştırma tablosu.....	49

ÖZET

Anahtar kelimeler: Konvektör, gömülü, gömme, ısı değiştirici, ısıtıcı eleman, radyatör, gömülü tip konvektör,

Gömülü tip konvektörlerin ısıtıcı elemanlar içerisindeki yeri bu tip ısıtıcıların ortaya çıkmasına neden olan etkenlerden bahsedildi. Gömülü tip konvektörlerin bileşenleri üzerinde duruldu. Bu bileşenlerin ısı geçişi etkisi değerlendirildi. Isı geçişi ve ısı geçişi mekanizmalarının doğru geometriye ulaşmak için etkin parametrelerin ne olduğu nasıl olması gerektiğine ait literatür çalışmalarından bahsedildi. Gömülü tip konvektörlerin ısı kapasitesini hesaplamak için bir model öne sürülüp çözüme gidildi.

Çözüm sonuçları üretici firma sonuçları ile karşılaştırıldı. Modelin doğruluk derecesi değerlendirildi. Modelin yakınsamasını arttırmak için nasıl bir geliştirmeye gidilir fikir yürütmelerinde bulunuldu. Gömülü tip konvektörler için dilimize ait uygulamaya yönelik bir çalışma gerçekteştirildi.

TERMAL ANALYSIS OF UNDERFLOOR TYPE CONVECTORS

SUMMARY

Key Words: Convector, underfloor, heat exchanger, heater element, radiator, under floor convector

Its was mentioned about the effects, which caused to come out these types of heaters and tje role of underfloor convectors on the heater elements. It was dwelled on the components of the underfloor convectors. Heat transmission effect of these components was evaluated. It was mentioned abouth the literature studies abouth that what are the effectice parameters of the transmission mechanism to reach to the correct geometry and how must be they. A model was brought forward to estimate the heat capacity of the underfloor convectors and it was looked for a solution.

Solution results were compared with the company results. Degree of accuracy of the model was considered. It was given opinions abouth that what can be done to raise the convergence of the model. An application-oriented study was done for being estimated the heat transmission at the underfloor convectors.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İnsanların günümüzde yaz, kış aylarında aynı mahallerde yaşamaya başlaması nedeniyle kış aylarında ısıtılma yaz aylarında da soğutulma ihtiyacı doğmuştur. Bu ihtiyaca cevap arayışı sistemlerinde farklı seçenekler sunan sistemleri beraberinde getirmiştir. Literatürde bunlar üç başlık olarak toplanmıştır:

- a) Tekil ısıtma (Kat ısıtması)
- b) Merkezi ısıtma (Bina bazında ısıtma)
- c) Bölge ısıtması (Uzaktan ısıtma)

Isıtma sistemi seçiminde dikkat edilmesi gereken bir etkenler kısaca:

- Tesisatın işletme emniyeti ve kolaylığı
- Isıtma ihtiyacını karşılayabilmesi
- Maliyetin düşük olması
- Enerji yani yakıt tasarrufu sağlaması
- Çevre özellikle hava kirliliğinin ön planda tutulması gereklilikleri

olarak sıralayabiliriz etkin olan parametre sistemin ekonomikliğidir. Maliyet analizinde kurulum maliyeti yanı sıra işletme maliyeti göz önünde bulundurulmalıdır.

İşletme maliyetini etkileyen en önemli parametre ise verim kavramıdır yani vazgeçtiğimiz değere karşılık ne kadar bir kazanç elde ettiğimizdir.

Yukarıda saydığımız beş madde içerisinde en önemli olan kısım enerji ve yakıt tasarrufunun sağlanmasıdır. Yakıt tasarrufu sağladığımızda maliyet düşecek, daha az yakıt demek dolayısıyla zararlı gaz miktarında düşümlere yol açacak ve sahip olduğumuz sınırlı kaynaklardan maksimum geri dönüşüm elde edilmesine yol

açacaktır. Elbet bu yalnızca ısıtma sistemlerinin doğru seçilmesiyle değil aynı zamanda enerjiyi doğru bir şekilde koruma ve iletme/aktarma ile gerçekleştirilebilir.

Enerjinin aktarılmasından kastımız ürettiğimiz ısıl gücün maksimum oranda mahale verilmesinin yanı sıra ısının mahalde korunabilmesidir. Isının korunmasında yalıtım prensiplerinin dışına çıkılmamalıyken, diğer parametremiz olan ısının ortama doğru ve maksimum şekilde aktarmanın yolları aranmalıdır.

Üretilen ısı çeşitli elemanlar vasıtasıyla mahale aktarılır. Bu aktarma işlemi gerçekleştiren elemanlara ısı aktarma elemanları veya kısaca ısırtıcı elemanlar denilmektedir. Isıtıcı elemanlarda ısı aktarımı sıcaklık farkı esasına dayanan sıcak akışkandan soğuk yüzeye veya soğuk akışkana ısı aktarımı şeklinde gerçekleşir. Bu ısı aktarımı taşınım, iletim veya ışınım ile gerçekleşir.

1.1. Isı Aktarma Elemanları

Üretilen ısının ortama verilmesi için literatürün yanı sıra uygulamada birçok çalışma bulunduğundan benzer özellikli olanlar (ısı geçiş mekanizmasına göre) aynı başlık altında toplanıp genel bir isimlendirilmeye gidilmiştir.

1.1.1. Radyatörler

Birbirlerine yan yana birleştirilmiş dilimlerden meydana gelir. Birden fazla dilimin yan yana gelmesi ile radyatör grubu oluşmaktadır. Kendi içlerinde de yapı malzemesine göre dökme demir radyatör, çelik radyatörler, çelik borulu radyatörler, alüminyum radyatörler, sentetik radyatörler gibi değişik şekilde adlandırılmaktadırlar. Radyatörlerde ısı çevreye ışınım (radyasyon) ve taşınım

(konveksiyon) olmak üzere iki yolla yayılır. Genel olarak ısının %20-40 arasındaki bir kısmı ışınım ile yayılır. Işınım ile ısı geçişine etki eden faktörler radyatörün geometrisi ve yüzey boyasının Çinsi etkilidir. Siyah ve mat boyalı radyatörlerde ışınım fazladır. Geometri açısından bakıldığında ince döküm radyatörlerde ve panel radyatörlerde ışınım oranı yüksektir. Pürüzlü döküm yüzeylerde düz yüzeylere oranla daha fazla ışınım yapar.

1.1.2. Panel ısıtıcılar(Panel radyatörler)

Ön yüzleri genellikle düzdür. Alüminyum saçtan imal edilirler. Isıtmayı ön yüzlerinden genellikle ışınım ile gerçekleştirirler. Arkada tarafından kanatlar bulunan sistemlerinde taşınılma ısı geçişi de söz konusudur. Estetik olmaları nedeniyle son zamanlarda tercih edilmektedirler.

1.1.3. Işınım levhaları

Fabrika gibi büyük hacimler ile iş yerlerindeki depolar gibi mahal havasının ısıtması uygun olmayan ortamların ısıtmalarında ışınım levhaları yararlanır. Saç levhaların arka yüzlerinde sıcak su geçen borular kaynak veya kelepçelenme yoluyla sıkı bir şekilde tespit edilerek ısının iletim yoluyla iyi şekilde geçmeleri sağlanmıştır. Bu tip ısıtıcı elamanlarda ısıtma işlemi ışınım ile gerçekleşir. Borular içinden 180°C sıcaklığa kadar kaynar su geçirilen işletmelerde mevcuttur.

1.1.4. Borulu ısıtıcılar

Isıtıcı olarak sadece boru veya kanatlı borularda kullanılır. Boruların yatay veya düşey konumda olmalarına göre veya boru etrafına uygun formdaki kanatlar yardımıyla ısı güçleri artırılır. Dik borular aynı şartlarda % 10 mertebelerinde daha

fazla ısıyayar. Kanatlardaki amaç sıcak yüzey alanını arttırmaktır. Alanın yüksek olması ısı miktarını artırır. Kanatlar arasına pislik dolması temizlenmede karşılaşılan zorluklar bu elemanların dezavantajıdır.

1.1.5. Konvektörler

Sıcak suyun geçtiği borular ve bu borulara dikey olarak yerleştirilmiş kanatlardan oluşmaktadır. Bu kanatlı borular bir duvar boşluğunda yâda bir gövde içerisinde bölmeye yerleştirilir. Bu sistemlerin borulu ısıtıcılardan farkı sistemin bir kanal içerisinde bulunması nedeniyle ısı geçişinde taşınım ile ısı geçişi daha etkindir.

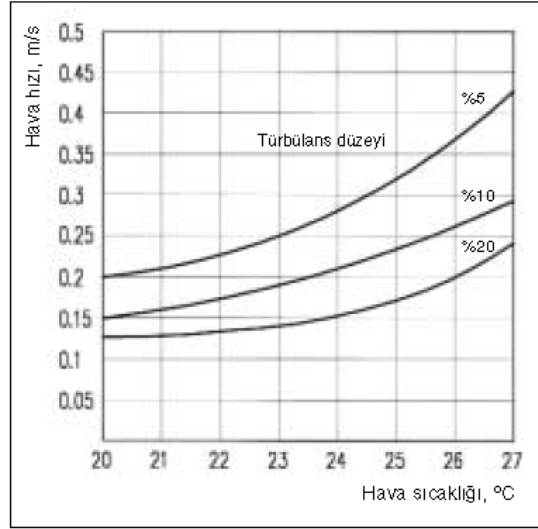
Yukarda saydığımız sistemlerin her biri bir diğerine göre üstünlükleri bulunmaktadır. Bu yüzden ısıtma için eleman seçiminde öncelikle sistemden ne bekleniyor sorusuna net bir cevap verilmelidir. Bir ısıtıcı elemanın asıl görevi ısının mahale aktarılmasıdır. Bunun yanında,

- a) Mahal içerisinde sıcaklık dağılımının homojen olması,
- b) Mahalde rahatsız edecek hava akımlarına sebep olmamalı,
- c) Isı ihtiyacının artıp/azalmasına karşılık ayarlanabilir olmalı bu işlemler arasında geçişin hızlı olması ortamın ısı gereksinimini karşılayabilmeli,
- d) Sistemde gürültü ve titreşim değerlerinin düşük olması beklenmektedir.

Özellikle ilk iki madde ısıtıcı eleman seçiminde karar vermemizi belirleyen konfora direkt etki eden parametrelerdir.

Konfor bir mekanın sıcaklığı, nemi, hızı radyant sıcaklığı optimum değerde ise ve buradaki insanlar oda sıcaklığın daha sıcak veya soğuk olmasını istemiyorlarsa, bu mekan ısı konfora ulaşmış demektir. Bunun yanı sıra düşey sıcaklık gradyeni, düşey

doğrultudaki her bir metre oda yüksekliği başına 2 °C'yi aşmamalıdır. Döşeme yüzeyinden 0,1 metre yükseklikte hava sıcaklığı 21 °C'nin altında olmamalıdır. Pencerelerden veya diğer soğuk yüzeylerden dolayı ışıınım sıcaklığını asimetrisinin 10°C'den az olması, operatif sıcaklık $22\pm 2^{\circ}\text{C}$ olmalı. Hava hızı ise türbülans düzeyine ve hava sıcaklığına göre değişimi (Bkz. Şekil 1.1) de verilen değerleri aşmaması halinde ısı konforu hala sürdürülmektedir.



Şekil 1.1 Türbülans düzeyinin fonksiyonu olarak hava sıcaklığına karşılık ortalama hız değerleri

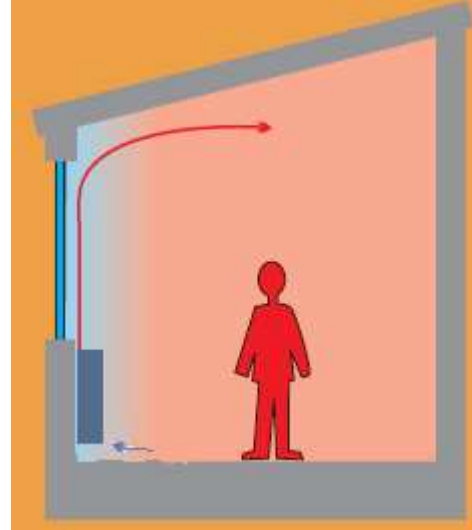
Yukarıdaki etkilerin yanı sıra konfora, mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklıklarının da konfora etkisi vardır. Psikolojik hissedilen sıcaklık, oda sıcaklığı ve yüzey sıcaklığının aritmetik ortalamasıdır. Pratikte yüzeyler arasında sıcaklık farkı 5°C'yi geçmemeliyken hava ile ortalama yüzey sıcaklığı arasındaki fark 2°C'yi geçmemelidir.

Yüzey sıcaklıklarının bir etkisi de mahaldeki hava akımında konfor etkisi bulunmaktadır. Hava akımına etki eden en önemli iki parametre ısıtıcı elemanın yerleştirildiği yer ve mahalın geometrisidir. Isıtıcı elemanlar genelde dış hava ile temas eden (düşük sıcaklıklı) yüzeylere yerleştirilirler. Eğer yüzeyden geçen toplam ısı kaybının (pencere+duvar) 250 W'tan fazla ise ısıtıcı eleman konulması zorunludur. Soğuk yüzeyde havanın yoğunluğundaki artma sonucu gerçekleşen düşey yönlü oluşan hava akımı yüzey önünden mahal içerisine doğru bir soğuk hava

tabakası oluşturur. Oluşan bu soğuk hava tabakası döşeme yüzeyinde soğuk bir bölge oluşturur. (Bkz. Şekil 1.2) Soğuk yüzey önüne konulan ısıtıcı eleman bu etkiyi bertaraf eder (Bkz. Şekil 1.3)



Şekil 1.2. Soğuk yüzey sonucu oluşan hava akımı



Şekil 1.3. Sıcak hava tabakasının oluşturduğu düzgün sıcaklık dağılımı

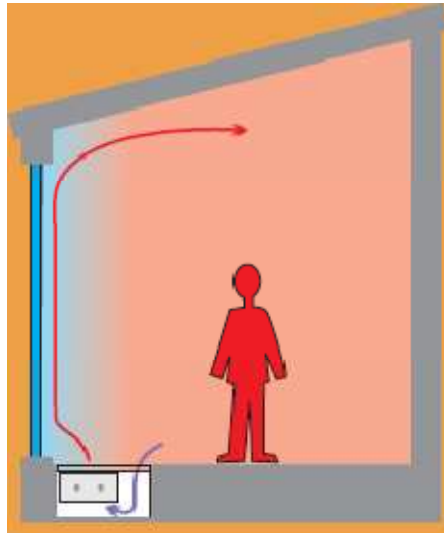
Bir diğer etkide soğuk yüzey nedeniyle içerideki yaşayan insanlardan ışıma etkisiyle gerçekleşen ısı transferi kişide tek taraflı soğumaya yol açar. Buda insan vücut sıcaklık dağılımının homojenliğini bozması doğasıyla sağlığa olumsuz etkileri bulunur. Bunun tam terside olabilir. Isıtıcı eleman sıcaklığı yüksek olduğunda ışımla ısı geçişi söz konusu olması durumunda vücutta tek taraflı ısınmaya yol açacağından sağlığı olumsuz etkilemektedir.

Günümüz yaşam mahallerinde farklı mekânlar tasarlanması özellikle panoramik pencereyi yüzeylerin bu tarz yapılarda çok kullanılması ve mekânlarda artık ihtiyacın karşılamasının yanında estetik anlayışın da hâkim olmaya başlaması ısıtma, soğutma ve havalandırma ihtiyaçlarının karşılanmasında kullanılan sistemlerin görünen yapılarında da farklılıklara neden olmuştur. Bunun yanı sıra kullanılan eski yapıların, insan sağlığı ve konforu açısından düşünüldüğümüzde insan vücut dirençlerinin

değişim aralığı çok farklı olan insanlar ve çocuk, hasta, yaşlılar gibi kolayca etkilenen yani vücut dirençlerinin düşük olması nedeniyle yukarıda bahsettiğimiz olumsuz etkilerinin önüne geçmekte zorlanmaktadır.

Bu arayışlara cevap veren sistemlerden birisi konvektörlerdir. Konvektörler, doğal ısı geçişi ile hava hızları düşük, nem oranları kabul edilebilir seviyelerde ortamlar oluşturmaktadır. Bu özellikleri ile Türkiye gibi değişik iklimleri olan yerlerde, özellikle yaz sezonu uzun, kış sezonunun kısa olduğu bölgelerde, oldukça yaygın kullanımı olabilecektir.

Konvektörlerin bir etkisi de burada ortaya çıkmaktadır. Geniş cam yüzeylerinde gerçekleşen soğuk hava etkisini maksimum seviyede önleyecek sistemlerden biri olmalarıdır. Pencere boyunca yerleştirilen konvektörden ısınan havanın, yoğunluğundaki azalım nedeniyle yükselmesi nedeniyle bir ısı perdesi oluşmaktadır. Böylece pencere önünden mahal içerisine doğru azalan bir sıcaklık basamağı önlenir yani mahal içerisinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımı oluşur. Dolayısıyla ısı kayıplarımız azalır. (Bkz. Şekil 1.4)



Şekil 1.4 Konvektörün oluşturduğu düzenli hava akımı

Konvektörlerin bir avantajı da mahal ısı ihtiyacı değiştiğinde termostatik valfler yardımıyla hızlı bir şekilde yeni ısı ihtiyacına uyum sağlamalarıdır. Özellikle fanlı tipleri ısı ihtiyacı değişimlerinde doğal taşınımlı tiplerine göre daha iyidir.

Hafif olmaları yanı sıra temizliğin ve bakımının kolay olmaları nedeniyle tercih edilmektedirler.

Görüldüğü gibi konvektörlerin, konfor, sağlık ve ekonomiklik gibi biręok açıdan gereksinimlerimizi karşılamaktadır. Bu yüzden bu tip ısıtıcı elemanların araştırılıp geliştirilmeye ihtiyacı bulunmaktadır. Ülkemizde bu konuda ęalıřma ve üretim bulunmamaktadır. Genel anlamda doğal ve zorlanmış ısı taşınım ile ilgili ęalıřmalar yaygın olmasına rağmen özel bir uygulaması olarak araştırmalar ne yazık ki pek yaygın değildir. Bu yüzden ülkemizin bu konudaki ihtiyacını karşılayacak bir ęalıřma yapılması uygun görülmüştür.

BÖLÜM 2. KONVEKTÖRLER

Konvektörler basit anlamda kanatlı borular, akışın cebri olarak gerçekleştirildiği durumlarda fan ve akışı yönlendiren ekipmanların yanı sıra diğer elemanları bünyesinde barındıran bir gövdeden oluşmaktadır. Konvektörümüze soğuk hava yönlendirmelere göre gövdenin bir kısmından girer kanatlı borularımızda ısınır ve ısınan havanın yoğunluğundaki düşüm sebebiyle gövdenin üst kısmından odaya verilir.

Konvektörleri radyatörlerden ayıran en önemli özellik ısı geçişinde ışınlama (radyasyonla) ısı geçişinin radyatörlere oranla çok düşük olmasıdır. Konvektörlerde taşınılma ısı geçişi %95-98. Isıtma işleminin yapıldığı boru ve kanat yüzeyleri gövde içerisinde muhafaza edildiğinden dolayı vücut temasının doğrudan mümkün olmaması nedeniyle yüzey sıcaklığında yüksek mertebelere çıkılabilmekte dolayısıyla birim yüzeyden ısı aktarımında yüksek değerlere çıkılabilmektedir. Buda bize maliyet düşümünün yanı sıra daha az yer kaplayan sistemlere götürmektedir.

2.1. Konvektör bileşenleri

2.1.1. Kanatlı borular

Tasarımına göre geçiş sayısı değişken borulardan ve bu borulara dik olarak yerleştirilen ısı transfer yüzey alanını arttırmaya yarayan kanatlardan oluşmaktadır. Boruların profili genelde daire olmasına karşın elips şeklinde borulardan oluşan konvektörlerde uygulamada kullanılmaktadır. (Şekil 2.1) Kanatlar bir birilerine

belirli uzaklıklarda paralel olarak yerleştirilmişlerdir. Boru ve kanatların geometrilerinin yanı sıra boru dizişi ve kanatlar arasındaki mesafenin ısı transferine etkilerinin yanında basınç kayıplarına neden olduğundan fan gücünü de belirleyen etkin parametre olduğu gözden kaçırılmamalıdır.

Boru ve kanatların işlevi ısıyı maksimum oranda transfer etmek olduğundan ötürü kanatlar ve boruların imalatında ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler tercih edilmelidir.

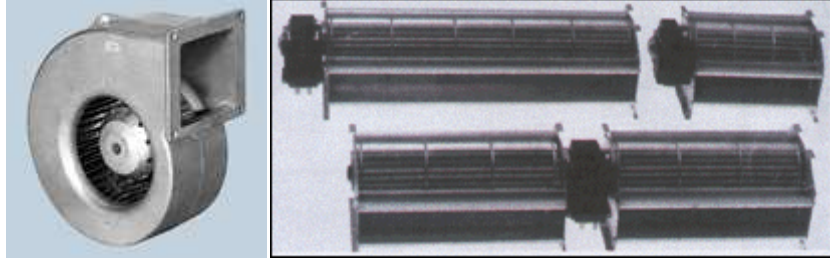


Şekil 2.1. Değişik geometrilerdeki kanatlar

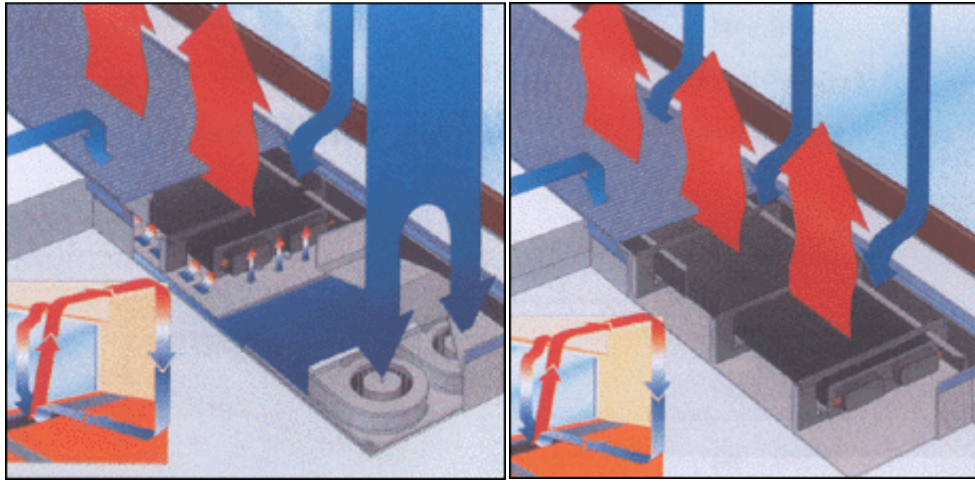
2.1.2. Fanlar

Havanın cebri olarak yüksek sıcaklıktaki kanatlar arasına gönderilmek istenildiğinde kullanılır. Kullanılan fan tipleri tanjantiyel ve radyan fanlar olmaktadır. (Bkz. Şekil 2.2) Radyan fanlarda soğuk havanın konvektörün bir bölümünden alınmasından ötürü konvektör içerisinde akışı sıcak yüzeyler arasında doğru bir şekilde dağıtması için ek ekipmanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Oysa tanjantiyel fanlarda böyle bir gereksinime ihtiyaç duyulmamaktadır. Kademeli fanların kullanılması değişik hız seçenekleri ile ısı kapasitelerinde farklılıklar sunabilmektedir. Ekonomikliğinin yanı sıra fanlarda seçim yaparken dikkat edilmesi gereken ikinci bir noktada ses seviyesi

ve ısınan hava çıkışındaki hızdır. Çıkan hava hızının hissedilmemesi adına düşük olması ve ses seviyesinin çok düşük olması istenmektedir.



Şekil 2.2 Sağdan sola radyal ve çapraz akışlı fan



Şekil 2.3. Radyal ve çapraz akışlı fanlara soğuk havanın girişi

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi radyan fan kullanılan konvektörler de fanda çekilen havadaki emiş pencere yüzeyinde soğuyan havayı homojen bir şekilde almadığından ötürü radyal fanlara göre daha az verimlidirler. Üstelik fan bulunan kısımdan konvektörün diğer uç kısmındaki levhalar aralıklarına havanın homojen olarak gönderilmesinde problemler yaşanmaktadır. Bunun için konvektörü boyunca yüksek sıcaklıklı levhalar arasında homojen bir hava akışı sağlayacak hava dağıtım kanalları kurulmalıdır. Bununda anlamı ek maliyetin yanı sıra kullanılan ekipmanların oluşturacağı basınç kayıpları nedeniyle fanlar daha büyük seçilmesi gerektirecektir. Çapraz akışlı fanlarda pencere uzunluğu boyunca homojen bir hava emişi olduğundan hava akışında homojensizlikler daha az olduğu gibi odaya

gönderilen hava akışında homojensizlikler olmamaktadır. Bunun sonucunda mahal içi hava akışında düzensizliklerin önüne geçilir.

2.1.3. Menfezler

Konvektörün en üstünde bulunan zemin seviyesindeki soğuk havanın giriş, ısınan havanın çıkışı açıklıklardır. Dolayısıyla bu açıklıkların ısı transferine etkileri göz ardı edilmemelidir. Bunun yanı sıra ısınan havanın odaya verilmesinde bu açıklıklar kullanıldığından oda içerisindeki hava akışında ve sıcaklık dağılımında etkilidirler. Bu etkilerinin yanı sıra zeminde olduğundan üstüne basılabilir dayanımda olmalıdırlar. Değişik tipte ve renkte olabilirler. Estetik olması ön planda tutulur. Bunların yanı sıra gövde konvektör bakım ve temizliğinde kolaylık sağlaması için bunların sökülebilir hatta bir kapı gibi açılabilir olması istenir.



Şekil 2.4. Uygulamada değişik tipte menfezler

2.1.4. Gövde

Amaç ısı boruları ve fanların yanı sıra diğer ekipmanların içinde bulunduğu kısımdır. Dayanıklı olmasının yanı sıra hafif olması istenir ayrıca sızdırmaz

olmalıdır. Çünkü alınan havanın ısınmadan konvektör gövdesinden kaçması ısı gücümüzü düşürürken açıklıklardan geçen havanın gürültü ve titreşim seviyesini arttıracak unutulmamalıdır.

2.1.5. Kontrol

Kanatlı borulardan geçen su miktarını ayarlayan valflerin yanı sıra fanlı sistemlerde fan devir hızını kontrol eden sistemler bulunabilir. Bu sistemlerin çalışması elle kontrol edilebildiği gibi oda sıcaklığı ile çalışan geri beslemeli sistemlerde mevcuttur. Fansız yani doğal taşınımlı sistemlerde kanatlar arasından geçen hava miktarını dolayısıyla ısı gücü değiştirebilmek için hava klapesi bulunur. Isı ihtiyacı düştüğünde klape kapatılarak birim zamanda geçen hava miktarı azaltılarak konvektörün verdiği ısı düşürülür.

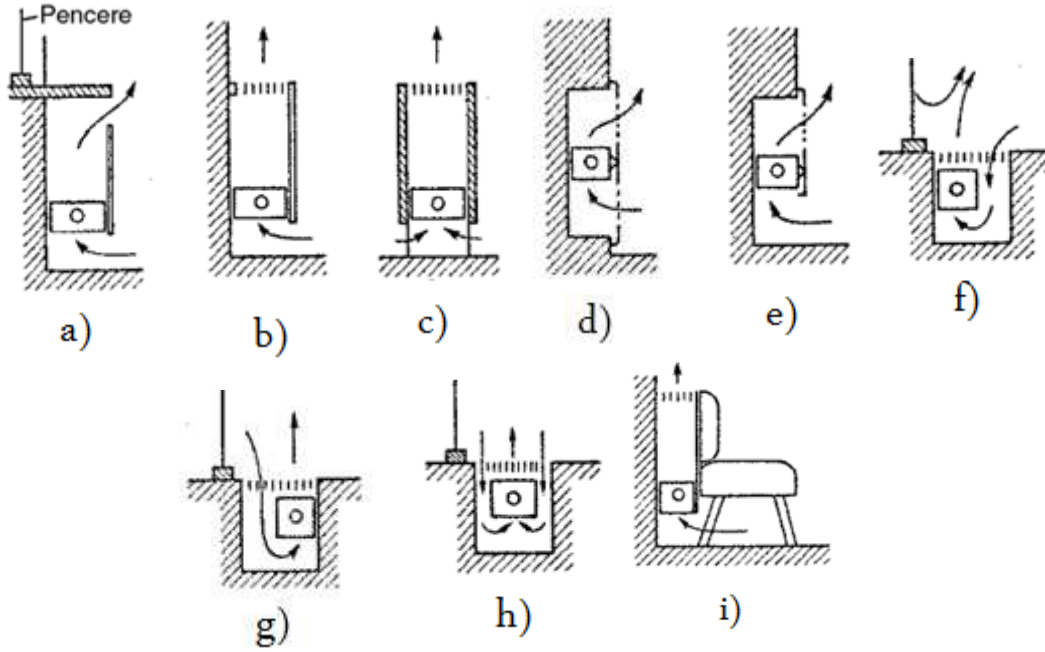
2.1.6. Filtre

Kullanım amacı kanatlar arasından geçecek olan havayı temizlemektir. Doğal tip konvektörlerde tercih edilmez çünkü hava akışında basınç kayıplarına yol açar. Fanlı tiplerde genellikle konvektörün çalıştığı ortamın tozlu olması durumlarında kullanılır. Fitrenin hava akışı üzerine etkisi olduğundan belirli aralıklarla temizliği yapılmalıdır. Yoksa hava akış hızında düşüm gerçekleşecektir. Buda ısı kapasitesinde azalmalara yol açacaktır.

2.2. Konvektörlerin Sınıflandırılması

Konvektörler kendi içlerinde kullanım yerine göre farklı tiplerde bulunmaktadır. Konvektörlerin kapladıkları hacim küçük olması nedeniyle uygulamada farklı yerlere

konulmakta bunlar Şekil 2.5'te belirtildiği gibi montaj yerine göre isimlendirilmektedir.



Şekil 2.5. a) Pencere altı konvektörü, b) Duvar önü konvektörü, c) Serbest duran konvektör, d) Duvara monte edilmiş konvektör, e) Duvara monte edilmiş konvektör, f) Yerden hava alan gömülü tip konvektör, g) Yerden soğuk hava alan gömülü tip konvektör, h) Yerden iki taraflı hava alan gömülü tip konvektör, i) Koltuk arkası konvektörü

Şekil 2.5'den de anlaşılacağı gibi konvektörlerin azımsanmayacak şekilde farklı uygulamaları bulunmaktadır. Estetik açısından çok yönlü seçenek sunmaları konvektörlerin tercih edilmesinde etken parametrelerden biridir. Montaj yerine göre farklı başlıklar altında toplanan konvektörler çalışma prensipleri bakımından iki başlık altında toplanabilirler. Isıtıcı yüzeyler arasından geçen havanın cebri olarak hareketlendirilip hareketlendirilmemesi esasına dayanır.

2.2.1. Akışın Hareketlendirilmesi Esasına Göre

a) Doğal sirkülasyonlu konvektörler

Hava hareketi gövde içerisinde gerçekleşen ısınma neticesiyle oluşan yoğunluk farkları nedeniyle gerçekleşmektedir. Bu tip konvektörlerde soğuk havanın giriş ve çıkış açıklıklarının yanı sıra akışı yönlendiren ekipmanların ısı verime etkisi yüksektir. Konvektörlerde havaya aktarılan ısı miktarının ayarlandırılabilmesi için havanın giriş ve çıkışındaki açıklıkların değişken kesitli olmasının yanında borulardan geçen akışkan miktarını kontrol edebilmek adına akış kontrol vanaları bulunabilir. Bu tip konvektörlerde ısı gücümüz bir metre konvektör boyu, 110 °C su sıcaklığı için yaklaşık 4 kW'tır.

b) Cebri sirkülasyonlu konvektörler

Burada hava hareketi bir fan yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Bu tür sistemlerde havayı temizleyen filtre sistemleri bulunabilir. Fan yardımıyla ortamdan çekilen soğuk hava filtreden geçerek ısıtıcı borularda ısınan hava ortama verilir. Bu tip konvektörlerde ısı güç bir metre konvektör boyu, 110 °C su sıcaklığı için 10 kW'tır. Bazı durumlarda ortamdan alınan havaya dış havada eklenerek havalandırma işlemi de gerçekleştirilebilir. Bu tip konvektörlerde aktarılan ısı miktarını düzenlemek adına fanlar farklı kademelerde (devirlerde) çalışabilen tip fanlar kullanılabilir. Filtre kullanılan konvektörlerde filtre belirli aralıklarla temizlenmeli ve bakımı yapılmalıdır.

Biz çalışmamızda doğal ve zorlanmış (cebri sirkülasyonlu) durumları için gömülü tip konvektörlerde ısı geçiş mekanizmaları ve ısı performansının nasıl artırılacağı üzerinde duracağız. Ancak bunu bir sonraki bölümde tartışacağız. Şimdi genel olarak

gömülü tip konvektör nedir? Uygulamada, nereler de kullanır diğer konvektörler tiplerinden ayıran özellikleri nelerdir bunlara bakalım

2.3. Gömülü Tip Konvektörler

Son yıllarda genellikle çok katlı binalarda, iş hanları ve villa gibi değişik mekânlarda panoramik pencereyi yüzeylerin fazla kullanılması ile gündeme gelen, konvektör konulamayan yüzeylerde oluşan soğuk yüzey etkisini ortadan kaldırmak için özel ısıtıcıların kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Soğuk yüzey etkisiyle oluşan hava akımı pencere yüzeyinden mahale doğru bir azalan sıcaklık gradyeniye yol açar. Bu hava akımı ve sıcaklık gradyeni bazı olumsuzluklara yol açar. Bunlar,

a) Pencere yüzeyinde yoğuşma (çiğleşme) ve pencereden mahale doğru bir sis bölgesine yol açar. Bunun neden sıcaklığın düşük olması sonucu havanın bulundurabileceği nem miktarındaki (bağıl nemindeki) azalmadır. Bu etki genellikle buz pateni, kapalı havuz gibi iç, dış sıcaklık farkının ve özgül nem farkının yüksek olduğu uygulamalarda gözlenebilir. Ayrıca mahal içerisinde farklı özgül nemdeki hava bölgelerinin olumsuzlukları da unutulmamalıdır.

b) Bir diğer etkide soğuk yüzeyin gerçekleştirdiği kişilerin vücutlarında tek taraflı soğumaya yol açmasıdır.

c) Taban yüzeyde biriken soğuk hava tabakası nedeniyle, konfor için döşeme yüzeyinde olması gereken 21 °C'lik sıcaklık şartını sağlayamayız.

Bu problemlerin çözümü için düşünülen en iyi yöntem olarak karşımıza çıkan gömülü tip konvektörlerdir.

Bu konvektör tipi zemin içinde bulunan bir oyuna yerleştirilmesi esasına dayanır bu yüzden mekânda yer kaplamazlar, özellikle geniş şeffaf yüzeyle (panoramik cam gibi) radyatör yerleştirilmesi için yeterli boşluk bulunmayan mekânlarda kullanılır. (Bkz. Şekil 2.6)



Şekil 2.6. Gömülü tip konvektörlerin uygulamaya ait örnekleri

BÖLÜM 3. GÖMÜLÜ TİP KONVEKTÖRLERDE ISI TRANSFERİ VE LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Konvektörlerde ısı geçişi, boru içerisinde akan yüksek sıcaklıklı akışkandan ısıtıcı eleman (boru ve kanatlar) vasıtasıyla konvektöre alınan soğuk havaya doğrudur. Isıl analizimiz için bu ısıtıcı elemanı, boru içerişi, boru ve dikdörtgen kanatlar ile boru dışı kanatlar arası akış ve ısı geçişi olarak ayırılım ve her birini içerişindeki ısı geçiş mekanizması ve ısı geçişine etki eden parametreleri belirtelim. Öncesinde ısıtıcı elemanımızda geçen ısı miktarına etki eden parametreleri genel başlıklar altında toplayalım.

3.1. Konvektörde Isı Geçişini Etkiyen Parametreler

Kanatlı borular uygulamada çok kullanıldığından ötürü bu konuda geniş bir bilgi dağarcığı birikmiş. Değişik kanat tiplerindeki ısı geçişi ve sıcaklık dağılımı üzerine analitik çözümlerin yanı sıra sayısal çözümler öne sürülmüş çeşitli paket programları ile bu çalışmalar yüksek sayıda geometrideki kombinasyonlarından ötürü çeşitli analiz programları ile görselleştirilmiştir. Yapılan bu görselleştirmeler ısıtıcı elemanı en uygun şekilde sokma çalışmalarında cevapların kısa sürede alınmasına yol açmıştır. Uygun kanat geometrisi için elde edilen sonuçları belirtmek istersek belirli başlıklar altında toplayabiliriz

Boru iç çapının etkisi: Boru iç çapı akışın karakteristiğinin belirlenmesinde önemli bir parametrelerden biridir. Üç çap büyüdükçe akış türbülanslaşmaya dolayısıyla taşınım katsayısının artmasına neden olur. Ayrıca boru iç çapı arttıkça sürekli basınç kaybında azalmaya yol açar.

Boru dış çapı ve et kalınlığının etkisi: boru dış çapının boru dışından geçen akışkanın hızını belirleyen bir etkidir. Borular arasında oluşan kesit daralması sonucu maksimum hız borular arasında gerçekleşir. Dolayısıyla ısı taşınım katsayısının büyük olduğu kısımdır. Ayrıca basınç düşümleri de boru dış çapına bağlıdır. Dış çap arttıkça dış akışta basınç kaybı artar. Boru dış çapının büyümesi borunun arkasındaki zayıf sirkülasyon bölgesinin büyümesine yol açacaktır. Boru et kalınlığı ile ısı direnç doğru orantılıdır. Boru et kalınlığı arttıkça ısı direnç artar.

Kanat et kalınlığının etkisi: kanat kalınlığı kanat boyuna göre çok ince olduğundan ısı transferine etkisi göreceli düşüktür. Yalnız kanat kalınlığı ısıtıcı eleman boyunu belirleyen bir parametre olduğundan mümkün olduğunca ince tutulmalıdır.

Kanatlar arası mesafenin etkisi: kanatlar arası mesafe mümkün olduğunca dar seçilmeli ama burada etkin olan parametre ise kanatların oluşturduğu ısı sınır tabakalarının toplamını geçmemelidir. Çünkü ısı geçişi yalnızca ısı sınır tabaka içerisinde gerçekleşir. Kanatlar arası mesafenin ısı sınır tabakaların toplamından fazla olması durumunda ısı sınır tabaka dışından geçen akışkan ısınmadan geçecektir. Eğer ısı sınır tabakaların toplamından daha az ise bu sefer kanatlarda istenildiği kadar ısı geçişi olamayacak buda kanat verimini düşürecektir. Kanatlar arası ayrıca basınç düşümüne etki etmektedir. Kanat aralıkları dar olması durumunda basınç kayıpları artacaktır.

Boru dizilişinin etkisi: boru dizilişleri transfer edilen ısı miktarını artırır özellikle üçgen şeklinde yerleştirilen boru demetleri türbülansa neden olduğundan yüksek ısı taşınım katsayılarına neden olur. Yalnız bu tip düzenlemelerde basınç düşümü artmaktadır.

Geçen akışkanın hızı: akışkanın hızına etki eden parametre zorlanmış taşınım da fan gücüyle, doğal taşınım da ise kanat yüzey sıcaklıklarıdır. Kanat yüzey sıcaklığı

arttığında Gr (Grashof sayısı) artar, fan gücü arttığında ise Re (Reynolds sayısı) artar. Gr, Re artması ise ısı taşınım katsayısının artmasına neden olmaktadır.

3.2. Boru İçerisi

Boru içerisindeki akış ve akış türüne göre ısı geçiş mekanizmaları hakkında literatürde geniş bir bilgi dağarcığı oluşturacak kadar köklü çalışmalar mevcuttur.

3.2.1. Tanımlar ve kavramlar:

Boru içerisinde ısı geçişinde etkin parametre ısı taşınım katsayısı (h) dır. Taşınım katsayısı ise akışkanın özelliklerinin yanı sıra akışın türüne de bağlıdır. Bu kısımda boru içerisindeki akışta tanımlardan ve kavramlardan bahsedeceğiz.

3.2.1.1. Ortalama hız

Boru boyunca akış da akışkanın hızı boru boyu ve kanalın kesiti ile değiştiğinden ötürü akışın niteliklerinin belirlenmesinde kütlelenin korunumu prensibinden hareket ederek tanımlanan ortalama hız kullanılacaktır.

Ortalama hız:

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (3.1)$$

\dot{m} : kütleli debi, ρ : akışkanın yoğunluğu, A: akış kesit alanıdır

3.2.1.2. Ortalama karışım sıcaklığı

Ortalama karışım sıcaklığını ve ısı transferi katsayısını tanımlamak için enerjinin korunumu prensibinden de yararlanılarak, ısı kapasitenin sıcaklıkla değişimi ihmal edilerek, ortalama hızın ve yoğunluğun sabit olduğu göz önüne alınarak sıkıştırılmaz akışkanlar için,

$$\text{Ortalama karışım sıcaklığı: } T_m = \frac{\int \rho u T dA}{\rho U_m A} \quad (3.2)$$

Ortalama karışım sıcaklığı fiziksel olarak borunun veya kanalın herhangi bir kesitinden birim zamanda akan akışkanın bir kap içerisinde toplamı adyabatik olarak karıştırıldıktan sonra ölçülen sıcaklığıdır.

Pratikte genellikle iki tür karışım sınır şartı için ortalama karışım sıcaklığı hesaplanır. Bunlar;

- Sabit ısı akısı
- Sabit yüzey sıcaklığıdır.

Tasarımızda boru boyunca iç cidar sıcaklığını (T_y) sabit olarak kalacağı kabul edilmiştir. Buna göre boru iç cidar sıcaklığı ile ortalama karışım sıcaklığı $T_m(x)$ farkına göre,

$$h(x) = \frac{\dot{q}_y''(x)}{T_y - T_m(x)}, \quad (3.3)$$

yerel ısı taşınım katsayısı tanımlanırsa akışkanın dx mesafesi için iç boru cidarına verdiği ısı,

$$h(x) (T_y - T_m(x)) P = \dot{m} c_p \frac{dT_m}{dx} \quad (3.4)$$

olarak elde edilir. Burada P , boru iç yüzeyinin çevresini ifade etmektedir. Yani

$$P = \frac{\pi D_i^2}{4} \text{ tür.}$$

Denklem 3.4' ün çözümü için $\theta(x) = T_y - T_m(x)$ şeklinde sıcaklık farkı tanımlanıp gerekli işlemler sonrasında diferansiyel denklemin genel çözümü

$$T_y - T_m(x) = B \exp\left(\int_0^x -\frac{P h(x)}{\dot{m}c_p} dx\right) \quad (3.5)$$

Burada integral sabiti akışkanın boruya giriş sıcaklığı T_i ise, $x=0$ da $T_m(x=0) = T_i$ sınır şartında integral sabiti $B = T_y - T_i$ olarak elde edilir.

Ortalama karışım sıcaklığının boru boyunca değişimi,

$$\frac{T_y - T_c}{T_y - T_i} = \exp\left(\int_0^L -\frac{P h(x)}{\dot{m}c_p} dx\right) \quad (3.6)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Burada T_c , boru içinden akan akışkanın çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. Bu ifade de ortalama ısı transferi katsayısı \bar{h} tanımlanarak,

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (3.7)$$

Çıkış sıcaklığı olarak sabit yüzey sıcaklığı için ortalama taşınım katsayısı cinsinden elde edilir.

$$\frac{T_y - T_c}{T_y - T_i} = \exp\left(-\frac{P \bar{h} L}{\dot{m}c_p}\right) \quad (3.8)$$

Kanal yüzey sıcaklığı sabit olduğundan akışkandan kanala transfer edilen ısı akımı termodinamiğin birinci kanunundan

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_c - T_i) \quad (3.9)$$

Şeklinde ifade edilebilir. 3.8 denkleminde 3.9 denklemindeki $\dot{m}c_p$ çekilip 12 denkleminde yazılırsa ısı akımı

$$\dot{Q} = \bar{h}PL \frac{(T_y - T_i) - (T_y - T_c)}{\ln\left(\frac{T_y - T_i}{T_y - T_c}\right)} \quad \text{şeklinde ifade edilir.} \quad (3.10)$$

Burada sıcaklık içeren terimler ΔT_m logaritmik ortalama sıcaklık farkı olarak adlandırılır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_y - T_i) - (T_y - T_c)}{\ln\left(\frac{T_y - T_i}{T_y - T_c}\right)} \quad (3.11)$$

Yukarıdan da gözlenebileceği gibi akışkanın kanaldan çıkış sıcaklığını bulabilmek için ısı transfer katsayısına ihtiyaç vardır. Isı transfer katsayısına da sadece tam gelişmiş laminer akış için analitik olarak bulunabilir. Diğer akış türleri (türbülans ve geçiş bölgesi) için deneysel verilerin sonuçlarından türetilen ampirik veya yarı ampirik eş ilişkilerden bulunur.

3.2.1.3. Borularda laminer ve türbülans akış

Boru iç akışlarda akışın laminer ve türbülanslı olması Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds sayısının fiziksel anlamı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olup boyutsuz bir sayıdır.

$$Re = \frac{U_m D_h}{\mu} = \frac{\rho U_m D_h}{\nu} \quad (3.12)$$

Burada $D_h = \frac{4A_{lan}}{I_{lan \text{ çevre}}}$, Hidrolik yarıçap olarak adlandırılır.

Reynolds sayısı analitik ve deneysel çalışmalar sonucu ortaya çıkmıştır. Yapılan çalışmalarda akış yapısının $Re_{kr}=2320$ değerinden sonra akım çizgilerinin paralel ve düzenli olan yapısında bozulmaların olduğu gözlenmiş, akımın düzgün ve paralel olmayan bu yapısına türbülanslı akış, paralel ve düzenli yapısına ise türbülanslı akış olarak adlandırılmıştır. Boru iç akış yapısının ısı geçişine etkin parametre olduğu yine yapılan deneysel çalışmalar da ortaya çıkmıştır. Eğer akışımız türbülanslı ise akışkanın ısı taşınım katsayısı (h) değerinin laminer akışa oranla daha büyük dolayısıyla türbülanslı akışta daha fazla ısının transfer edilebildiği görülmüştür.

3.2.2. Boru içi ısı taşınım katsayısı

Yukarıda da söylediğimiz gibi ısı taşınım katsayısı akış türüne göre değişmekte ve yalnızca akışın laminar tam gelişmiş olması durumu için analitik olarak hesaplanabilmektedir.

Tablo 3.1 Tam Gelişmiş Laminer Akışta Isı Transferi Katsayıları

Geometri	Nu _{Dh}	
	Sabit yüzey sıcaklığı	Sabit ısı akısı
Dairesel boru	3.66	4.36

* Akışkan özellikleri akışkanın giriş ve çıkışındaki sıcaklıkların aritmetik ortalamasına göre hesaplanmıştır.

Diğer tip akışlar (Türbülans veya geçiş gölgesi) için değişik kaynaklarda değişik korelasyonlar bulunmaktadır. Çalışmamızda boru içindeki ısı taşınım katsayısının hesaplanması için yaygın olarak kullanılan Dittus-Boelter eş ilişkisinden faydalanılacaktır.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n \quad (3.13)$$

Bu korelasyonun uygulama şartları araştırmacı tarafından;

$$0.7 < Pr < 120$$

$$2500 < Re_D < 10\ 000$$

$L/D \geq 10$ (tam gelişmiş akış) önerilmiştir. Burada $T_y > T_m$ ise $n=0.4$, $T_y < T_m$ ise $n=0.3$ alınmalıdır.

3.3. Boru ve Boru Etrafındaki Dikdörtgen Kanatlar

3.3.1. Tanımlar ve kavramlar

Yüksek sıcaklık akışkandan taşınımıyla alınan ısı enerjisi öncelikle dairesel boruya oradan da kanatlara iletimle geçmektedir. Isı iletimi aynı, katı sıvı veya gaz ortamındaki farklı bölgeler arasında veya doğrudan fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar moleküllerin doğrudan teması sonucunda oluşan ısı yayılımı işlemidir. Bu kanun ilk defa Fransız bilim adamı J.B. Fourier tarafından 1822 senesinde önerilmiştir. Bu ifade kalınlığı dx olan bir elemanın, yüzey sıcaklıkları T ve $T+dT$ ise Fourier ısı iletim kanunu;

$$\dot{q}_x'' = -k \frac{dT}{dn} \quad (3.14)$$

olarak ifade edilir. Burada k , ısı iletim katsayısını, n ise herhangi bir yönü ifade etmektedir. 3.14 denkleminde de görüleceği gibi ısı iletim katsayısı, k , veya sıcaklık gradyeni dT/dn arttıkça geçen ısı miktarı da artmaktadır. Bu yüzden daha iyi bir ısı transferi için genellikle bizler için çalışma sıcaklık aralımız sınırlamalar içerir. Bu yüzden sıcaklık gradyenini arttıramadığımız için iletim katsayısı büyük malzemeler seçilmelidir.

Tablo 3.2 Değişik Metallerin Değişik Sıcaklıklarda Özellikleri

	20 °C de Özellikler		Değişik Sıcaklıklarda k (W/(mK))	
	ρ (kg/m ³)	k (W/(mK))	100 °C	200 °C
Alüminyum,saf	2707	204	206	215
Duralumin, 94-96 Al, 3-5 Cu	2787	164	182	194
Bakır, saf	8954	386	379	374
Gümüş,%99,9 saf	10520	234	415	374

Tablo 3.2 de değişik malzemeler gösterilmiştir boru ve kanatların imalı için kullanılacak malzemenin ısı iletim katsayısının yanında ağırlıkları dolayısıyla yoğunluklarının da önemli olduğu unutulmamalıdır. Seğilen malzeme hafif, ısı iletim katsayısı yüksek, bunun yanı sıra korozif malzeme olmamalı aynı zamanda ısıl gerilmelere karşı dayanımlı olmalıdır. Bu seçim kriterleri borunun yanı sıra kanatların malzemesinde de geçerlidir.

3.3.2. Borunun ısıl direnci

İç ve dış sıcaklıkları sırasıyla T_1 ve T_2 olan iç yarı çapı, r_1 dış yarı çapı, r_2 olan boru boyu ise boru çaplarına göre çok uzun olan bir boruda geçen ısı miktarı, boru boyu çok uzun olduğundan boru boyunca sıcaklık basamağı ihmal edilmesi durumunda yani yalnızca radyal yönde bir ısı geçişi olması kabulüyle, Fourier ısı iletimi kanunundan

$$\dot{Q} = -k2 \pi L \frac{dT}{dr} \quad (3.15)$$

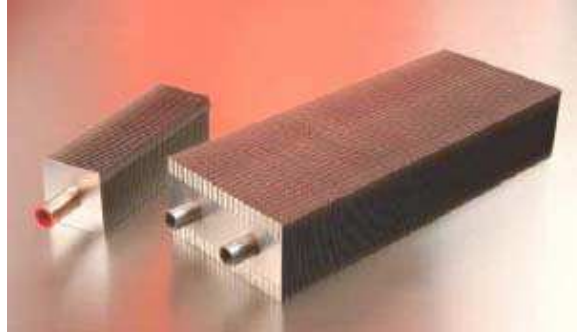
Sınır şartları da kullanılarak;

$$\dot{Q} = -k2 \pi L \frac{T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (3.16)$$

olarak elde edilir. Denklem 3.16 dan da anlaşılacağı gibi $\frac{r_2}{r_1}$ oranı arttıkça yani boru kalınlaştıkça ısıl direnç artacağından transfer edilen ısı miktarı azalacaktır. Bu yüzden boru et kalınlığı mümkün olduğu kadar ince seçilmelidir. İnce seğilmesinde bizi sınırlayan ise boru içerisinde geçen akışkanın basıncı etkisiyle oluşan ve sıcaklık farklarıyla oluşan ısıl gerilmelere karşı dayanımlı olmalıdır.

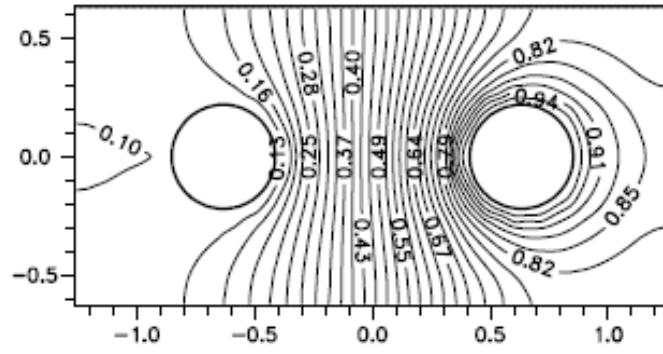
3.3.3. Kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı geçişi

Kanatlar temel anlamda sıcak yüzey alanını artırarak transfer edilen ısı miktarını arttırdığından ısı geçişinde önemli bir konudur. Literatürde değişik geometrilere ve özelliklerde kanatlar için analitik, nümerik ve deneysel çalışmalar bulunmaktadır. Literatürde gömülü tip konvektörlerin ısıtıcı elemanları için kullanılan dikdörtgen kanatlar için çalışmaların diğer kanat türlerine göre az olduğu gözlenmiştir. L. Marin vd. (2004) dikdörtgen tip kanatların çift boru olması durumu için incelemiştir. (Şekil 3.1) L. Marin vd. yaptığı çalışmaları sınır elemanları metodu kullanarak boyutsuz eş sıcaklık eğrileri $\left(\frac{T_b^2 - T_\infty}{T_b^1 - T_\infty^2}\right)$ oluşturmuştur. (Şekil 3.2)

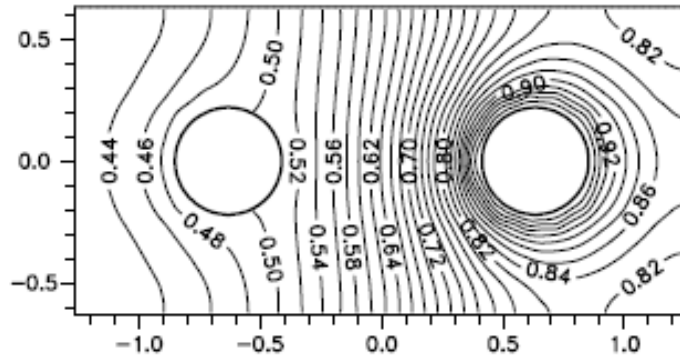


Şekil 3.1 L. Marin vd.(2004) incelediği ısıtıcı eleman

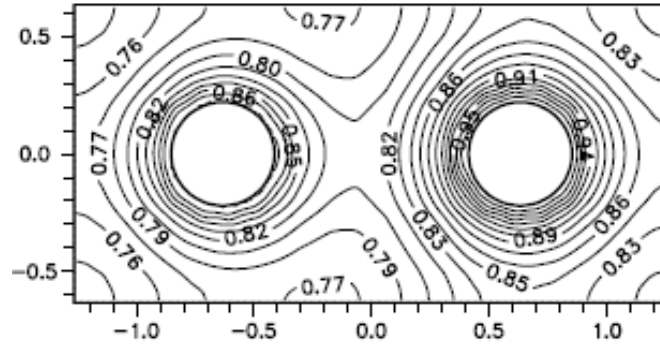
Elde ettiği boyutsuz eş sıcaklık eğrilerini L. Marin vd. borular arasında ısının iletimle geçtiğini ve geniş bir ısı transfer alanı oluşturduklarını görmüşlerdir. Ancak kanatların özellikle dış kısımlarına doğru dış sıcaklık ile kanat yüzey sıcaklığı arasındaki farkın gittikçe azalması nedeniyle yüzeyin etkin şekilde kullanılmadığını belirlemişlerdir. Şekil 3.2.c den görüleceği gibi borular arasında, boyutsuz sıcaklığın, $\frac{T_b^2 - T_\infty}{T_b^1 - T_\infty^2} = 0.9$ a yaklaştığı görülmektedir. Bunun anlamı ise ısının neredeyse tamamı havaya geçmektedir. Yani bu değer iki boru kullanılması durumunda optimum borular arası mesafe olarak seçilmelidir.



(a)



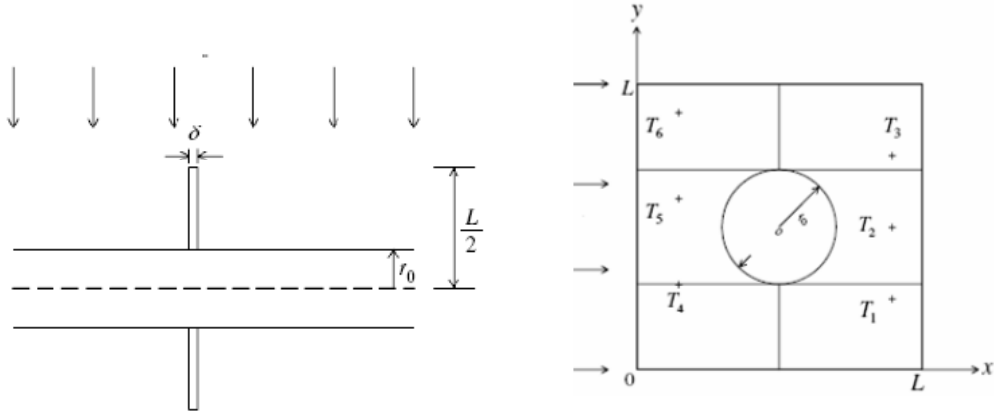
(b)



(c)

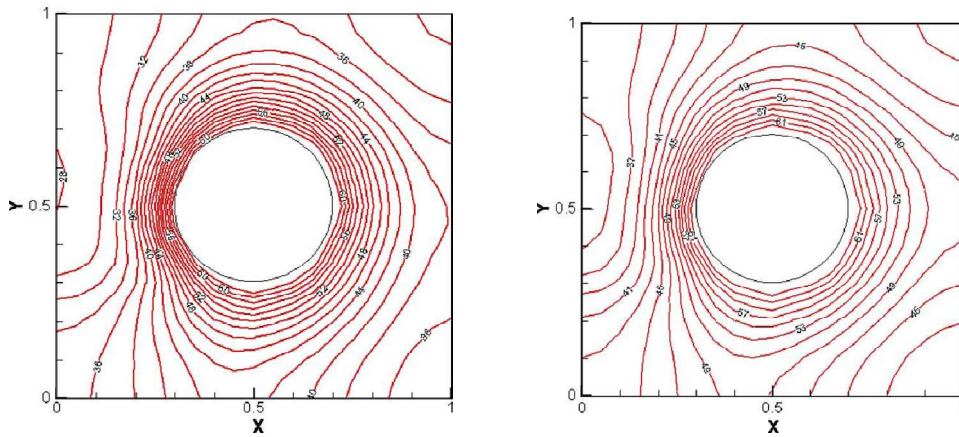
Şekil 3.2 L. Marin vd. çalışmasında elde ettiği boyutsuz eş sıcaklık eğrileri

Chen vd. (2005) tek borulu kare kanat durumunu incelemiştir. Kanat yüzeyini 6 bölgeye ayırmış her bir bölge için yüzey sıcaklığı ölçümü gerçekleştirip ortalama ısı ve taşınım sayısını belirlemiştir. Hava giriş sıcaklığı ve yüzey sıcaklıkları sabit olarak alınmıştır.



Şekil 3.3 Chen vd. tarafından incelenen geometri

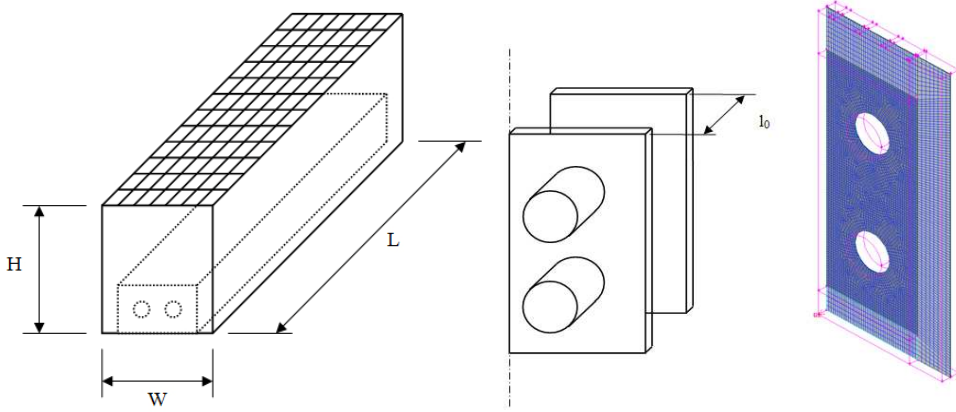
Chen vd. çalışmalarının sonucunda kanat verimini %62'yi geçmediğini görmüş. Bunun yanı sıra hava akış hızı arttıkça kanatların verimlerinin düştüğünü eğri olarak sunmuş. Bu yüzden bu tip kanatların cebri konveksiyonda değil doğal konveksiyonda daha verimli olacağı sonucu çıkarılabilir. Ayrıca kanat yüzey sıcaklıklarını eğri olarak sunmuştur. (Şekil 3.4) Ayrıca ısı taşınım katsayılarının hava giriş kısmında daha düşük olduğu hatta kanattan çıkış durumundaki taşınım katsayısının onda biri mertebesinde olduğunu taşınım gözlemiştir.



Şekil 3.4 Chen vd.'nin elde ettiği 1 m/s ve 5 m/s için eş sıcaklık eğrileri

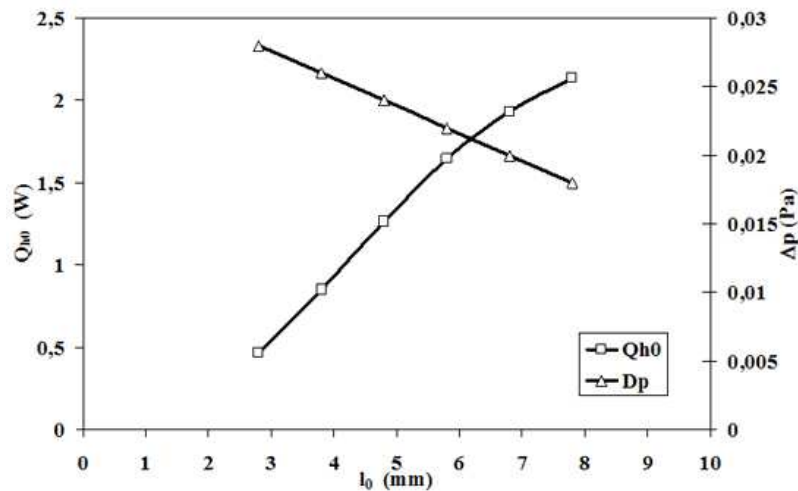
3.4. Kanatlar Arasındaki Akış ve Isı Geçişi

Literatürde genellikle paralel levhalar ve boru etrafındaki akışı ele alan çalışmalar bulunmaktadır. Ancak özel olarak gömülü tip konvektörün içerisindeki akışı simule eden bir çalışma bulunmamaktadır. Çalışmamıza temel teşkil edebilecek bir çalışma Erik Pavlovic ve Egon Venka'nın beraber gerçekleştirdiği iki borulu dikdörtgen kanatlı borudan doğal taşınım ile ısı geçişi için nümerik bir çalışma bulunmaktadır.(Şekil 3.5) Çalışmalarını HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımı ile gerçekleştirmişler.



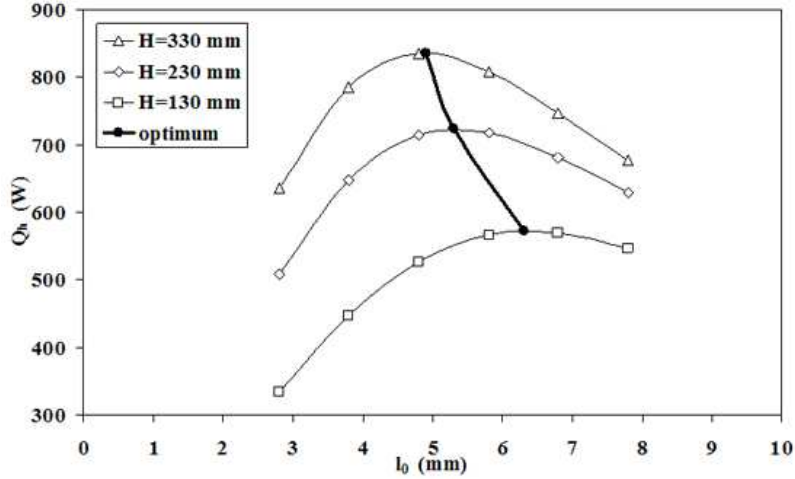
Şekil 3.5 Erik Povlovic ve Egon Venka'nın gerçekleştirdiği iki borulu dikdörtgen kanatlı ısıtıcı elemana ait şematik görüntü

Yaptıkları bu çalışmada ısıtıcı eleman gücünü belirleyen kanatlar arasındaki mesafeye karşılık iki kanat arasından transfer edilen ısı gücünü grafiksel olarak sunmuştur. Aynı grafikte kanat arasındaki mesafenin bir diğer etkin parametresi olan basınç düşümünü de ifade etmiştir. (Şekil 3.6) aşağıdaki şekilden de anlaşılacağı gibi doğru kanat arası için uygun değer iki eğrinin kesiştiği $l_0=6$ mm mesafesidir.



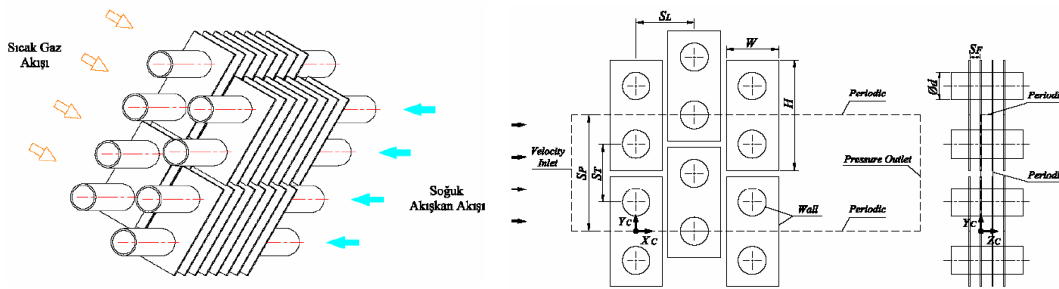
Şekil 3.6 Isıtıcının bir dilimindeki ısı kapasitesi (Q_{h0}) ve ısıtıcının giriş ve çıkışındaki basınç düşümü (Δp) ile ısı değiştirici kanatlarının arasındaki mesafe (l_0) ilişkisi

Çalışmanın bir sonucu da ısıtıcı elemanın bulunduğu gövde hacminin kanat arası mesafeye ve kanatlar arasındaki basınç düşümüne etkisini değerlendirmiştir. Doğal taşınım durumunda yüzdürücülüğün derecesi belirleyen, konvektör içerisindeki akışı sağlayan, konvektör içerisindeki ve dışarısındaki havanın sıcaklıkları arasındaki fark nedeniyle gerçekleşen konvektör içerisinde daha düşük özgül ağırlığa sahip hava miktarıdır. Aynı şekilde ısıtıcı elemandaki basınç kaybı da içerisinde bulunan havanın niceliğine bağlıdır. Buda dolayısıyla gövdenin yüksekliğine bağlıdır. Gövdenin yüksekliği artırılarak gövde içerisindeki havanın miktarı artırılabilir. Sıcak havanın kütesinin artmasına rağmen hava akışı ısı değiştiricisinden dışarı atılan hava miktarına bağlıdır. Yüksek yüzdürücülük hava akış hızı artırılabilir yada kanatlar arasındaki mesafenin azaltılması ve ısı değiştirici yüzey alanının artırılması sonucu oluşan daha yüksek hava basınç düşümlerinin sabit hava akışında yenmesini sağlar. (Şekil 3.7)



Şekil 3.7 Doğal konveksiyolu ısıtıcı elemanın değişen gövde yüksekliklerinde ısı kapasitesi ile kanatlar arasındaki mesafe ilişkisi

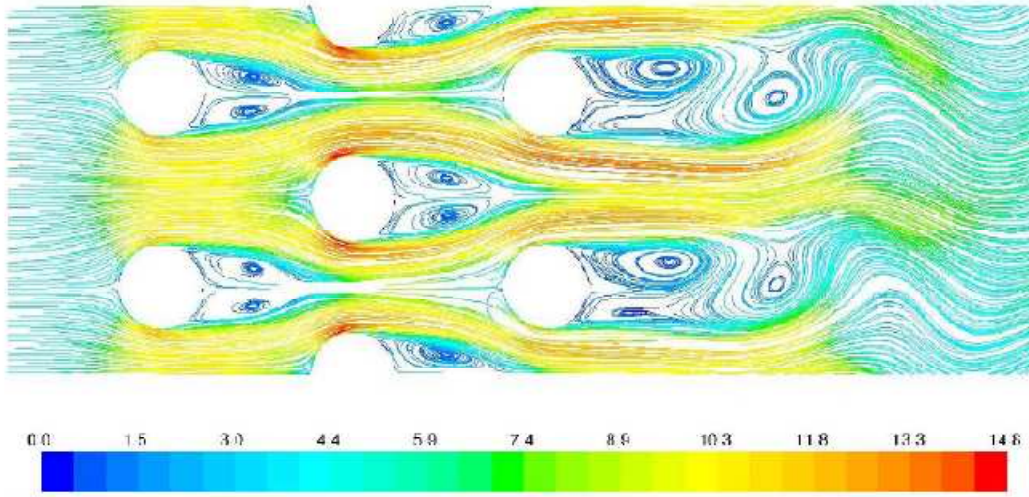
Yukarıdaki çalışmaların yanı sıra kanatlar arası akış ve ısı geçişi hakkında taban oluşturabilecek, Prof. Dr. Oktay ÖZCAN danışmanlığında Ç. Yeşil tarafından Fluent yazımı ile gerçekleştirilmiş kanatlı boru dışında ısı geçişi ve dış akışı inceleyen yüksek lisans tezi bulunmaktadır. Bu çalışmada kanatlar arasındaki boru etrafındaki akışın simetrik olarak kabul edilemeyeceğini kabul edilmesi durumunda yapılan nümerik çalışmanın deneysel verilerle farklılık gösterdiğini gözlemlemişler. Dolayısıyla simetrik kabulün yapılamayacağını ortaya koymuşlardır.



Şekil 3.8 Dikdörtgen kanatlı boru grubu için çözüm elemanı ve sınır koşulları

Çalışmalarında ayrıca Şekil 3.8 görülen boru grubuna sıcak akışkan göndererek sıcaklık dağılımını ve akım çizgilerini oluşturmuşlardır. Bizde ise soğuk bir akışkan gönderildiğinden, sıcak dağılımları alınmamış ama akış hakkında fikir vereceği

düşünceyle anlık akım çizgileri alınmıştır. Görüldüğü gibi akım çizgileri borular arasından geçerken sıklaşmakta dolayısıyla borular arasında hızın arttığını bunun yanı sıra boru arkasında gerçekleşen akış ayrılmaları ve girdaplar görülebilir. (Şekil 3.9)



Şekil 3.9 Kanatlar arasında orta düzlemde anlık akım çizgileri

Buldukları bir diğer önemli sonuçta borular boyunca gittikçe kanatlar arasında transfer edilen ısı miktarında azalma olduğunu gözlemlememişlerdir. Bu yüzden boru boyunca kanatlardaki dip sıcaklıklar değişmektedir.

3.4.1. Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması

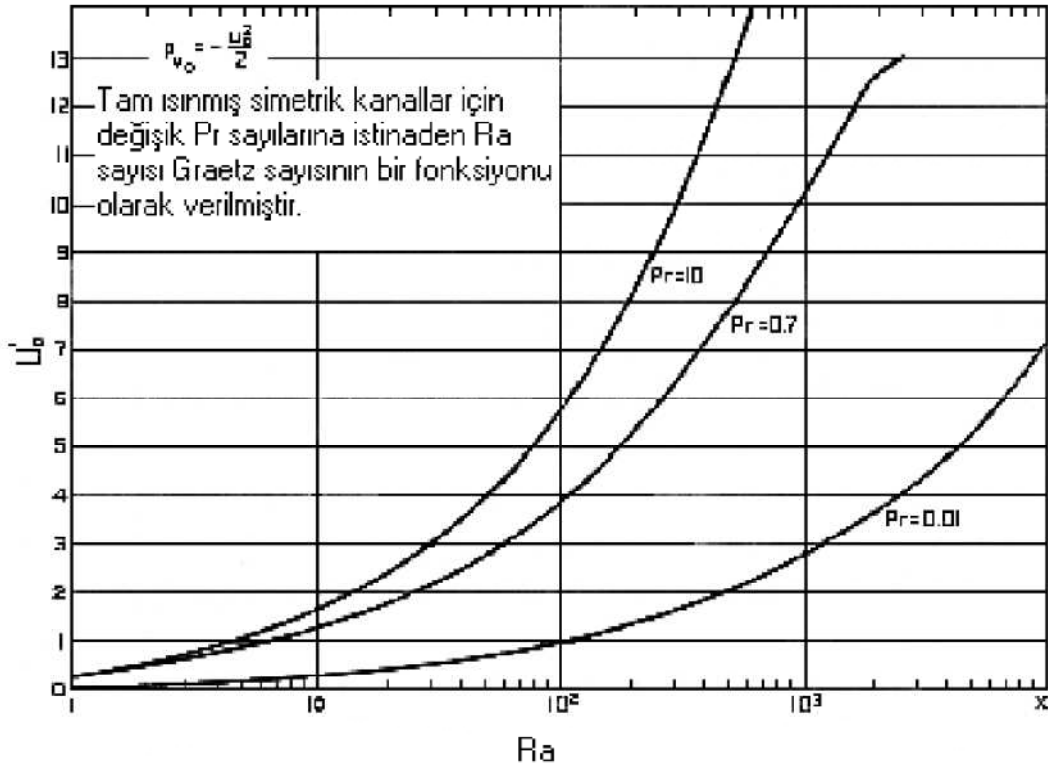
Taşınım katsayısının hesaplanmasında iki farklı durum vardır. Bunlar havanın cebri olarak hareketlendirilip hareketlendirilmesi olmak üzere ikiye ayrılır. Doğal taşınım için bizim önereceğimiz Elenbaas a ait olan korelasyonlardır. Burada akışkan özellikleri T_f sıcaklığına göre alınabilir. [13]

$$T_f = \frac{1}{2} \left(T_\infty + \frac{T_{giren(su)} + T_{çıkan(su)}}{2} \right) \quad (3.17)$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) S^3}{\alpha \nu} \frac{S}{H} \quad (3.18)$$

$$0.2 < Ra < 4 \cdot 10^4 \text{ için } m=2.7 \quad Nu = \frac{hS}{k} = \left[\left(\frac{Ra^{0.89}}{18} \right)^m + (0.62 Ra^{1/4})^m \right]^{1/m} \quad (3.19)$$

Zorlanmış akış durumunda ise aşağıdaki tablodan hesaplanan U_0^I değerine karşılık gelen Ra değeri için 3.19 denkleminde Nu, dolayısıyla kanatlar arasındaki taşınım katsayısına geçilebilir. [5]



Şekil 3.10 Değişik Pr Sayılarında Ra- U_0^I ilişkisi

Buradaki U_0^I değeri aşağıdaki formülden hesaplanabilir.

$$U_0^I = \frac{U_0 S}{\nu} Pr \frac{S}{H} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_c = U_0 (S_w * N) \rho_\infty \quad (3.21)$$

Burada U_0 , kanat yüzeylerinden geçen havanın hızı, \dot{m}_c , gövdeye giren hava debisi, S_w , kanatlar arasında havanın geçiş kesit alanı, N, kanat sayısı, S, kanatlar arasındaki mesafe, H, kanat yüksekliği olarak tanımlanmıştır.

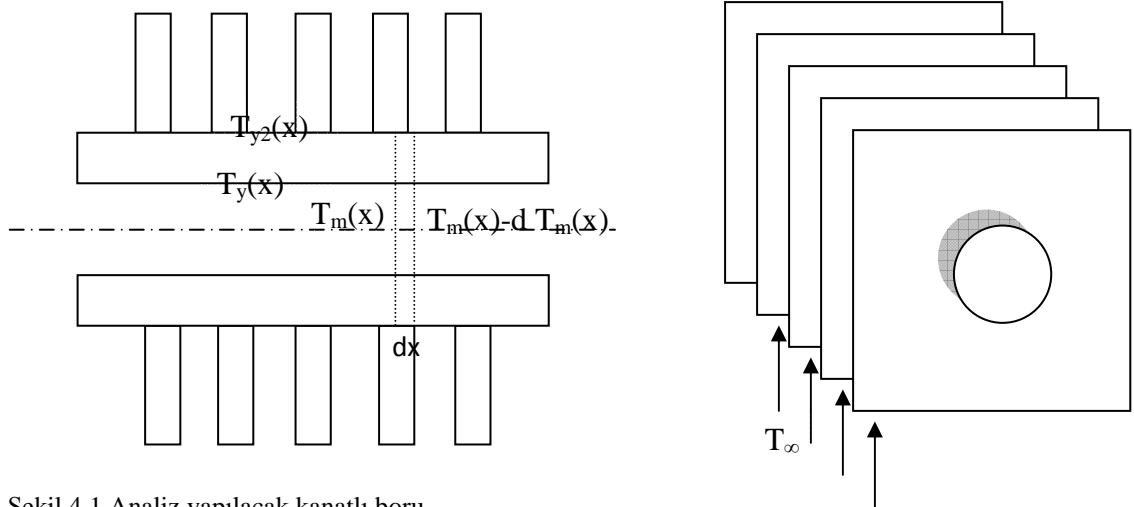
Bilindiği üzere hava tarafındaki taşınım katsayısına kanat yüzey sıcaklıklarının etkisi altında olduğundan T_f sıcaklığına göre hesaplanan h değeri yüksek kanat sayısında hatalara neden olacaktır. Bu hataları egale eden taşınım katsayısı düzeltme (HDK) sayısı ile çarpılmalıdır.

BÖLÜM 4. SAYISAL ANALİZ

Gömülü tip konvektörümüzün ısı gücü için ısıtıcı elemanın üzerindeki sıcaklık ve ısı dağılımını belirlemeliyiz. Konvektörün ısı gücünü belirleyen asıl görevi gerçekleştiren ısıtıcı elemanın ısı analizi için öncelikle aşağıdaki kabuller yapıldı.

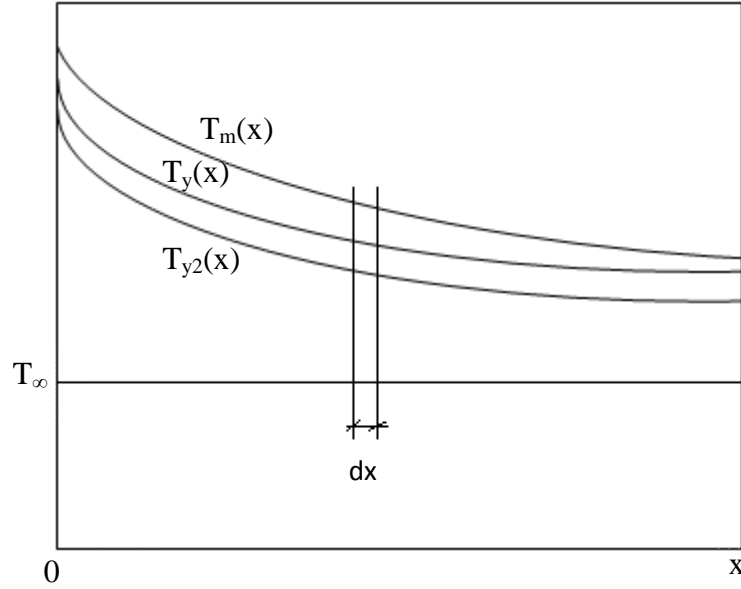
Kabuller;

- Boru içerisinden geçen akışkanın ısı taşınım katsayısı boru boyunca sabit ve ortalama ısı taşınım katsayısı (\bar{h}) olarak adlandırıldı.
- Boru boyunca akışkan özellikleri sıcaklıkla değişmiyor yani sabit ve boru giriş sıcaklığı ve çıkıştaki beklenen sıcaklıklarının toplamının yarısı olarak seçildi belirlendi
- Radyal yönde akışkanın sıcaklığında azalma olduğundan fonksiyon $T_m(x)$ ortalama karışım sıcaklığı olarak tanımlandı ve boru boyunca değiştiği kabul edildi.
- Kanatlar arasındaki ısı taşınım katsayısı sabit kabul edildi ve gerçekte kanat yüzey sıcaklıklarına bağlı olduğundan ve boru boyunca azalacağından ortalama kanat yüzey sıcaklığı için hesaplandı.

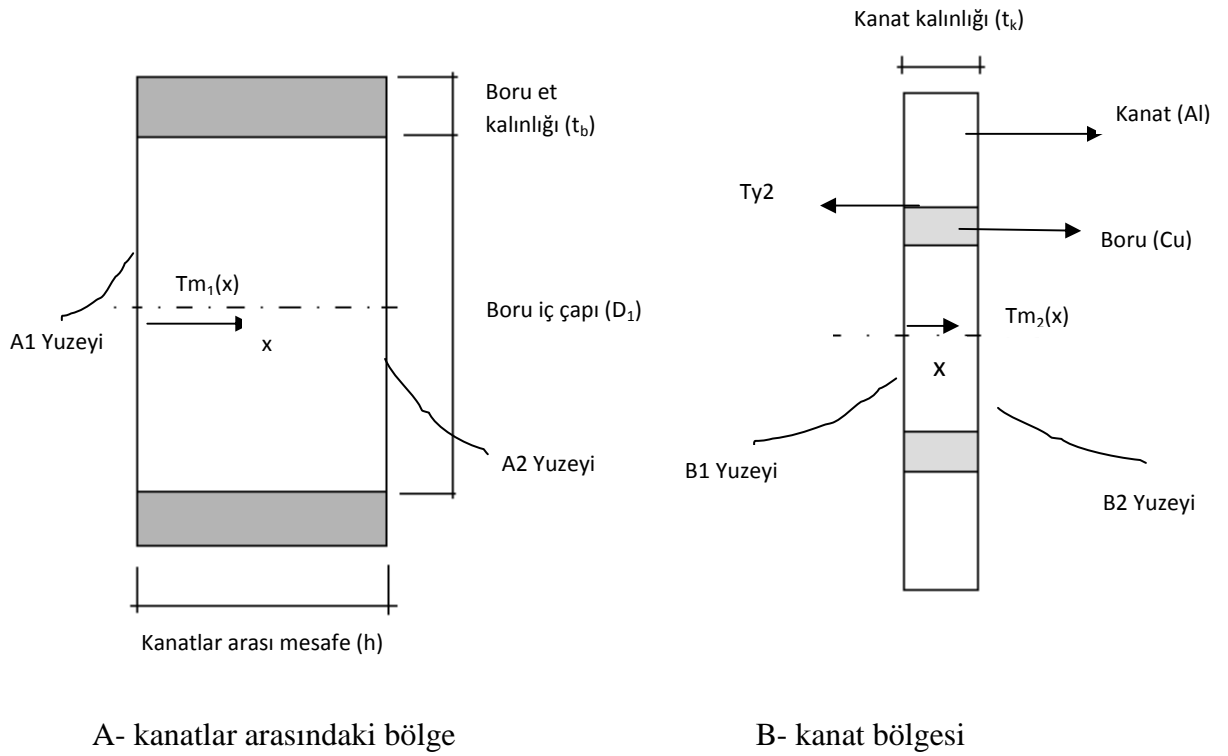


Şekil 4.1 Analiz yapılacak kanatlı boru

Şekilde görüldüğü gibi ısı boru yüzeyinden havaya ve kanatlara olmak üzere iki şekilde gerçekleşmektedir.



Şekil 4.2 Konvektör boyunca temsili sıcaklık gradyeni



A- kanatlar arasındaki bölge

B- kanat bölgesi

Şekil 4.3 Isı Geçiş Bölgeleri

4.1. Havaya Geçen Isı

4.1. a) Kanatlar arasındaki ısı direnç ve sıcaklık gradyeni

$$Q = \frac{[Tm_1(x) - T_\infty]}{\frac{1}{2\pi r_1 h} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_2 h_0}} = mc_p (Tm_1(A_2) - Tm_1(A_1)) \quad (4.1)$$

$$U_A = \frac{1}{2\pi r_1 h} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_2 h_0} \text{ olarak ifade edelim.} \quad (4.2)$$

4.1 ifadesini dx diferansiyel elemanı içi ifade edersek

$$mc_p dTm_1(x) = \frac{[Tm_1(x) - T_\infty]}{U_A} dx \quad (4.3)$$

İntegre ettiğimizde

$$\ln[Tm_1(x) - T_\infty] \Big|_0^x = \frac{1}{mc_p U_A} \Big|_0^x \quad (4.4)$$

Sınır şartları;

$$x=0 \text{ da } Tm_1(0) = T_{giren} \quad , \quad x=h \text{ da } Tm_1(h) = T_2(0)$$

$$Tm_1(x) = T_\infty + [Tm_1(A_1) - T_\infty] \exp\left[\frac{1}{mc_p U_A} x\right] \quad (4.5)$$

İfadesi kanatsız taraftaki sıcaklık gradyenidir.

4.1. b) Kanatlı kısımdaki sıcaklık gradyeni

Şekil 4.3 b de görülen kısmın da alınan dx diferansiyel elemanına ısı denge uygulandığında

$$mc_p dTm_2(x) = \frac{[Tm_2(x) - T_{y2}(x)]}{\frac{1}{2\pi r_1 h} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k}} dx \quad (4.6)$$

4.3 ifadesinden U_B 'yi ısı direnç olarak tanımlarsak,

$$U_B = \frac{1}{2\pi r_1 h} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k} \quad (4.7)$$

$$\frac{dT_{m_2}(x)}{[T_{m_2}(x) - T_{y_2}(x)]} = \frac{1}{mc_p U_B} dx \quad (4.8)$$

$$\ln[T_{m_2}(x) - T_{y_2}(x)] \Big|_{T_{m_2}(B1)}^{T_{m_2}(x)} = \frac{1}{mc_p U_B} x \Big|_{B1}^x \quad (4.9)$$

$$B1=h$$

$$B2=h+d_k$$

$$T_{m_2}(x) = T_{y_2} + [T_{m_2}(B1) - T_{\infty}] \exp\left[\frac{1}{mc_p U_A} (B2 - B1)\right] \quad (4.10)$$

4.1. c) Kanat verimi (η veya Φ)

$$\text{Kanat verimi} = \frac{\text{Kanatçıktan transfer edilen ısı}}{\text{Bütün kanat sıcaklığı dip sıcaklığında olduğunda kanattan tarasnfer edilen ısı}} = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_{ideal}} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{ideal} = hA(T_{y_2}(x) - T_{\infty}) \quad (4.12)$$

olarak tanımlanır. Kanat verimi literatürde değişik geometriler için belirtilmiştir. Sabit kalınlıktaki etkenlik değerleri için aynı kesitteki dairesel kanatlara ait değerler kullanılabilir. Daha hassas olarak, özellikle boyut oranı büyük olan dikdörtgen kanatlara ait etkenlik değerleri, dikdörtgen kanatların dairesel kısımlara bölünmesi olarak elde edilebilir. [12]

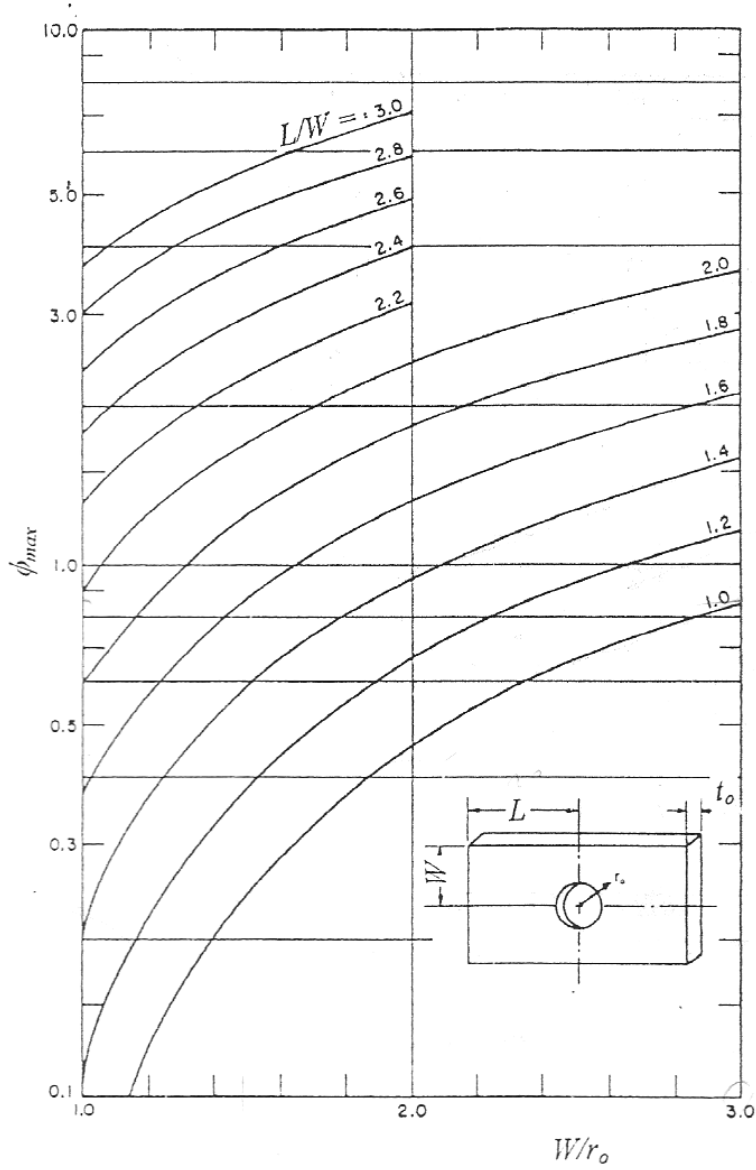
$$\Phi_{max} = R_{f(max)} t_o k / W^2 \quad (4.13)$$

$$\Phi = \frac{1}{1+hR_f} \quad (4.14)$$

Problemimiz için kanat verimi hesabı,

$$\left. \begin{array}{l} W=20 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ L=40 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ r_o= 13.3/2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ h= 7 \text{ W/m}^2\text{K} \\ k=204 \text{ W/mK} \\ t_b=0.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \frac{W}{r_o} = 3 \\ \frac{L}{W} = 2 \end{array} \right\} \Phi_{max} = 3.8$$

4.13 denkleminde $R_{f(max)} = 0.075$, 4.14 denkleminde ise $\Phi = 0.66$ olarak elde edilir.



Şekil 4.4 Dilim yöntemi kullanılarak, dikdörtgen kanatlarda maksimum kanat direnç sayısının bulunuşu

Ancak burada elde edilen kanat verim ifadesini direk olarak programımızda, tek boru geometrisi için gerçekleştirildiğinden kullanılamaz. Bulunan Φ değeri kanat verimi düzeltme (KVD) ifadesi ile çarpılmalıdır.

4.2. İterasyon Çözüm Adımları

Burada bahsedilen adımlar yazdığımız programın algoritması niteliğindedir.

1- Akışkana ait özellikler (giriş sıcaklığı, debisi, yoğunluk özgül ısı kapasitesi...), geometriye ait değerler (boru çapları, kanat uzunlukları, iletim katsayısı...) gibi program tarafından sorulan değerler girilir.

2- Sırasıyla Re , Nu , h_i (su tarafındaki taşınım katsayısı) hesaplanır.

3- U_A , U_B değerleri 4.2 ve 4.7 denklemlerinden hesaplanır.

4- Geometriye göre öncelikle kanatsız kısmın, giriş sıcaklığı bilindiğinden kanatsız kısmın bitiş (A_2 yüzeyindeki) sıcaklığı 4.5 denklemleri vasıtasıyla hesaplanır.

5- A_2 yüzeyindeki sıcaklık aynı zamanda B_1 yüzeyindeki akışkan sıcaklığına eşit olduğundan bu $T_{m2}(B_1)$ e atanır.

6- Kanattan transfer olan ısı 4.11 denklemlerinden hesaplanır. Yüzey sıcaklığı olarak hesaplanan kanadın girişindeki sıcaklık olarak alınır.

7- Hesaplanan ısı miktarı, B_1 yüzeyindeki sıcaklık ve debi bilindiğinden B_2 yüzeyindeki çıkış sıcaklığı hesaplanır.

8- 4.9 denklemlerinden T_{y2} hesaplanır.

9- 6. adımda yüzey sıcaklığı ve 8 adımdaki ile karşılaştırılır. Bir birinden farklı ise 6. adıma geri dönülür T_y 0.001 azaltılarak 8. adıma gelinir.

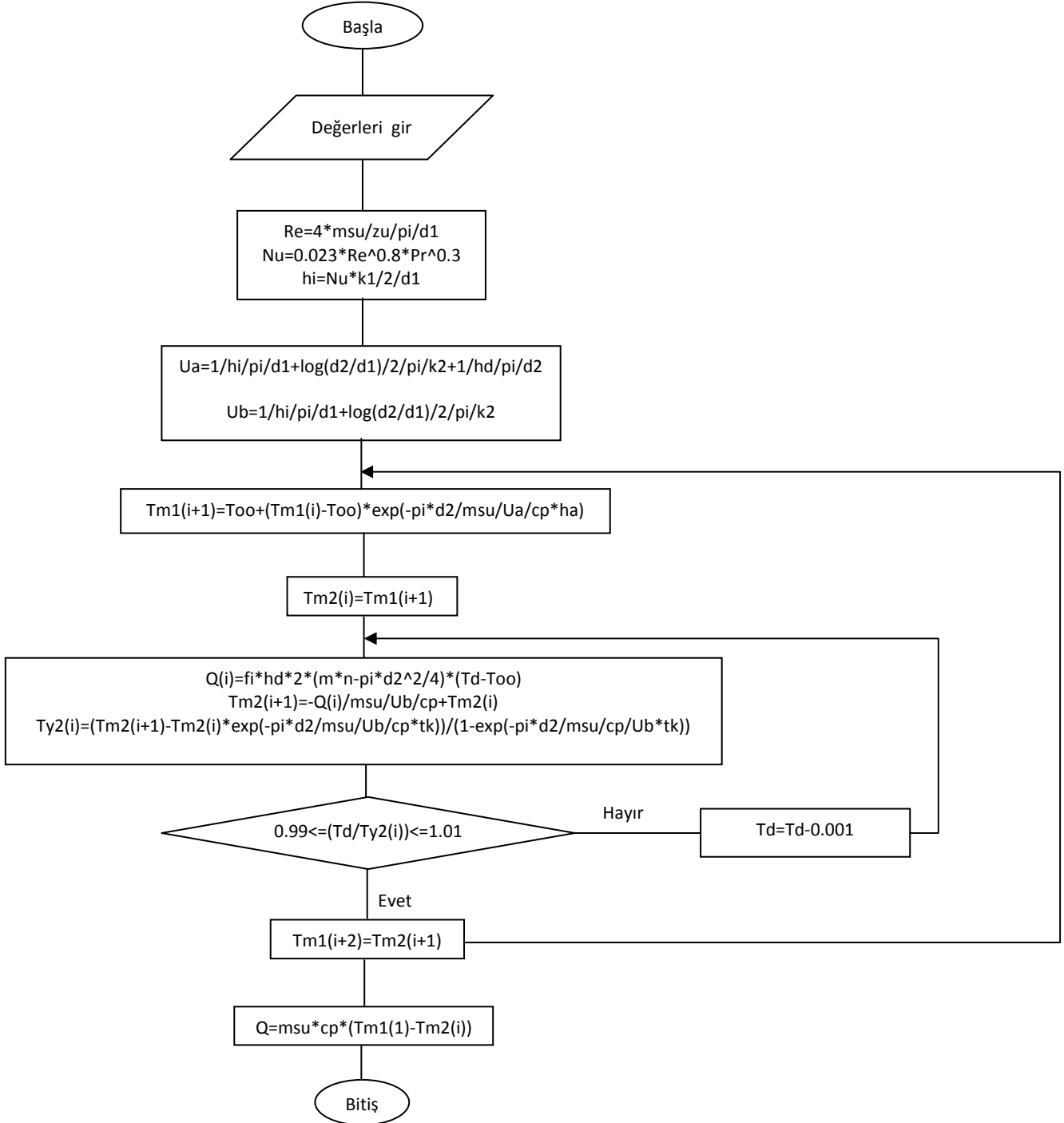
10- Eğer eşit ise döngüden çıkılır ve akışkanın B_2 yüzey sıcaklığı kanatsız kısmın yüzey sıcaklığına atanır. Bir sonraki kanatsız kısmın çıkış sıcaklığı için 4 adıma dönülür.

11- Kanat sayısı kadar bu işlemler tekrarlanır.

12- Hesaplanan son kanat çıkış sıcaklığı bizim konvektörümüzden çıkan akışkan sıcaklığıdır.

13- Konvektör ısı kapasitesi ise $Q = mc_p(T_{giren} - T_{çikan})$ formülünden hesaplanır.

Şekil 4.5 Program akış diagramı



4.3. Düzeltme (HDK ve KVD) değerlerinin hesaplanması

$$HDK = \frac{\text{üretici firma deney sonucu}}{\text{program sonucu}} \quad (4.15), \quad KVD = \frac{\text{üretici firma deney sonucu}}{HDK \text{ düzetmesi sonrası prog.sonucu}} \quad (4.16)$$

Şeklinde değerlendirildiğinde Tablo 4.2 de K31 950/650 h=90mm ve h=110mm için düzeltme değerlerinin sonucu görülmektedir.

Tablo 4.1 Üretici firma konvektör geometri boyutları

Geometri tip	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Boru merkezleri arasındaki mesafe (mm)	Kanatlar arası mesafe (mm)	Kanat kalınlığı (mm)	Kanat yüksekliği (mm)	Kanat genişliği (mm)	Kanat sayısı
K31 elektroteknik 950/650 h=90mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	160
K31 elektroteknik 1550/1250 h=90mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	350
K31 elektroteknik 2150/1850 h=90mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	540
K31 elektroteknik 950/650 h=110mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	160
K31 elektroteknik 1550/1250 h=110mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	350
K31 elektroteknik 2150/1850 h=110mm	12.7	13.3	35	3	0,15	40	80	540

Tablo 4.2 N=160 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri

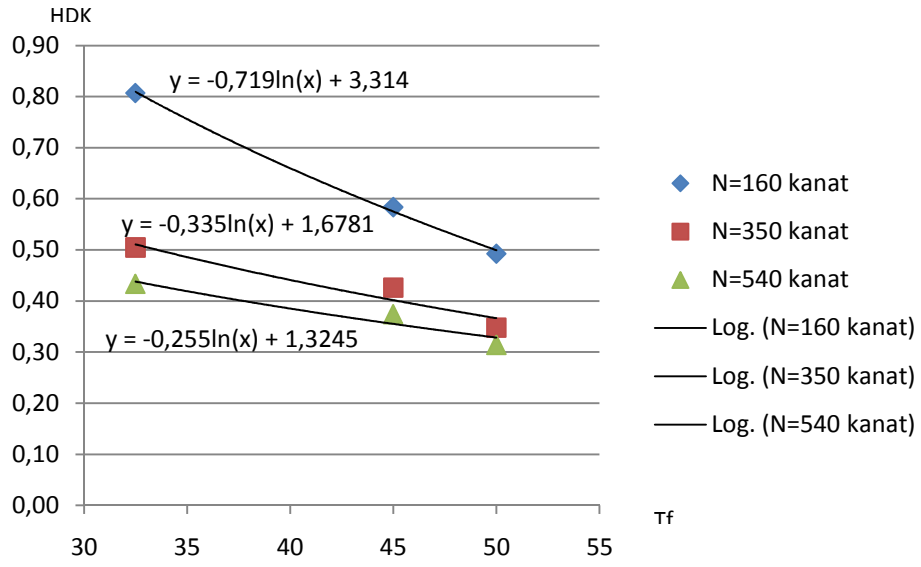
Geometri tipi (160 kanat)	Giriş sıcaklığı (°C)	Su debisi (kg/s)	Hava tarafı taşınım katsayısı (W/m ² K)	Kanat verimi	Üretici firma deney sonucu (W)	Program sonuçları (W)	HDK	HDK düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	KVD	KVD düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	% hata
K31 elektroteknik 950/650 h=90mm	90	0.0017	9,75	0.66	146	296,31	0,49	177,64	0,82	151,1	3,49
K31 elektroteknik 950/650 h=90mm	80	0.0014	9,18	0.66	115	196,97	0,58	133,12	0,86	117,94	2,56
K31 elektroteknik 950/650 h=90mm	50	0.0011	7,51	0.66	48	59,47	0,81	50,57	0,95	48,55	1,15
K31 elektroteknik 950/650 h=110mm	90	0.0020	9,75	0.66	172	341,57	0,50	206,93	0,83	177,72	3,33
K31 elektroteknik 950/650 h=110mm	80	0.0016	9,18	0.66	136	221,21	0,61	154,85	0,88	139,96	2,91
K31 elektroteknik 950/650 h=110mm	50	0.0014	7,51	0.66	57	72,98	0,78	60,08	0,95	57,63	1,11

Tablo 4.3 N=350 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri

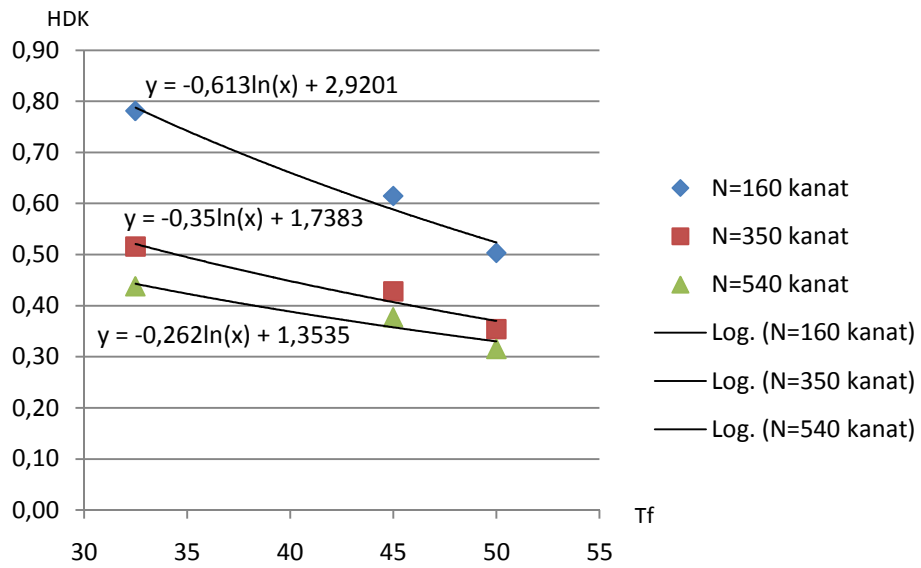
Geometri tipi (350 kanat)	Giriş sıcaklığı (C)	Su debisi (kg/s)	Hava tarafı taşınım katsayısı (W/m ² K)	Kanat verimi	Üretici firma deney sonucu(W)	Program sonuçları (W)	HDK	HDK düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	KVD	KVD düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	% hata
K31 elektroteknik 1550/1250 h=90mm	90	0.0033	9,75	0.66	280	804,95	0,35	439,97	0,64	311,06	11,09
K31 elektroteknik 1550/1250 h=90mm	80	0.0026	9,18	0.66	222	520,96	0,43	323,79	0,69	245,82	10,73
K31 elektroteknik 1550/1250 h=90mm	50	0.0022	7,51	0.66	92	182,25	0,50	115,03	0,80	96,69	5,10
K31 elektroteknik 1550/1250 h=110mm	90	0.0039	9,75	0.66	330	931,42	0,35	507,36	0,65	362,22	9,76
K31 elektroteknik 1550/1250 h=110mm	80	0.0031	9,18	0.66	262	612,13	0,43	376,61	0,70	288,31	10,04
K31 elektroteknik 1550/1250 h=110mm	50	0.0026	7,51	0.66	109	211,37	0,52	136,54	0,80	114,80	5,32

Tablo 4.4 N=540 kanat sayısı için HDK ve KVD değerleri

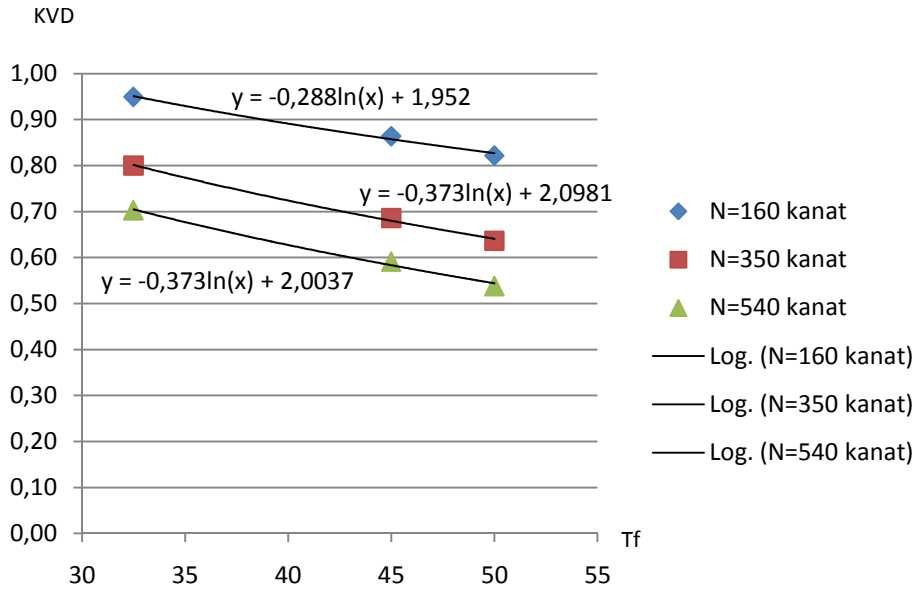
Geometri tipi (540 kanat)	Giriş sıcaklığı (C)	Su debisi (kg/s)	Hava tarafı taşınım katsayısı (W/m ² K)	Kanat verimi	Üretici firma deney sonucu (W)	Program sonuçları (W)	HDK	HDK düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	KVD	KVD düzetmesi sonrası prog. sonucu (W)	% hata
K31 elektroteknik 2150/1850 h=90mm	90	0.0049	9,75	0.66	414	1318	0,31	769,57	0,54	486,90	17,61
K31 elektroteknik 2150/1850 h=90mm	80	0.0039	9,18	0.66	329	879,39	0,37	556,53	0,59	382,49	16,26
K31 elektroteknik 2150/1850 h=90mm	50	0.0032	7,51	0.66	137	316,06	0,43	194,95	0,70	149,36	9,02
K31 elektroteknik 2150/1850 h=110mm	90	0.0058	9,75	0.66	488	1548	0,32	909,68	0,54	575,36	17,90
K31 elektroteknik 2150/1850 h=110mm	80	0.0046	9,18	0.66	388	1028	0,38	653,72	0,59	448,90	15,70
K31 elektroteknik 2150/1850 h=110mm	50	0.0038	7,51	0.66	162	369,85	0,44	229,63	0,71	177,74	9,72



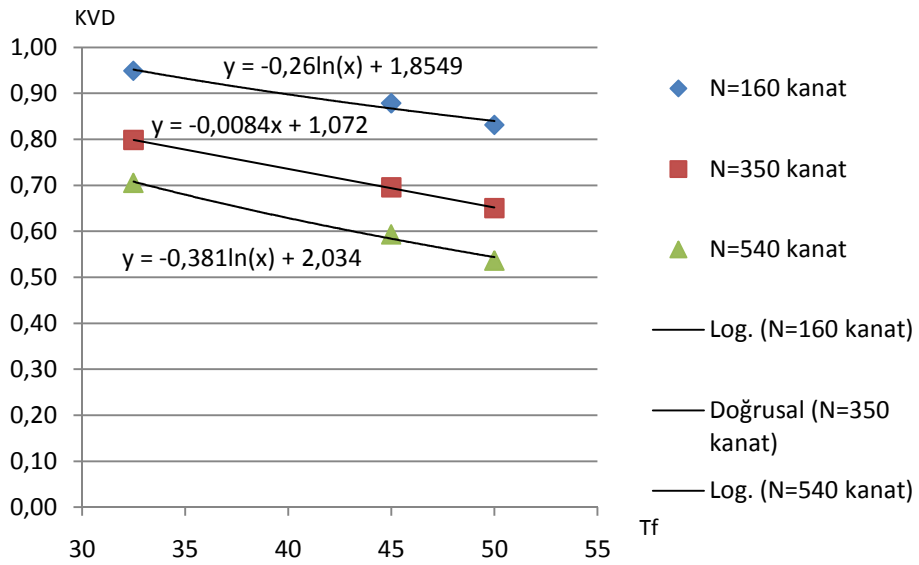
Şekil 4.6 Gövde yüksekliği (h=90mm) için değişen kanat sayılarında taşınım katsayısı düzetme (HDK) değerleri



Şekil 4.7 Gövde yüksekliği (h=110mm) için değişen kanat sayılarında taşınım katsayısı düzetme (HDK) değerleri



Şekil 4.8 Gövde yüksekliği (h=90mm) için değişen kanat sayılarında Kanat verimi düzetme (KVD) değerleri



Şekil 4.9 Gövde yüksekliği (h=110mm) için değişen kanat sayılarında Kanat verimi düzetme (KVD) değerleri

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çalışmada geometrisi bilinen bir konvektör için bu konvektörün ısı kapasitesini belirlenmesi için bir yöntem öne sürüldü. Yöntem programa dökülerek farklı su giriş ve hava giriş sıcaklıklarına göre ısı kapasitesini elde eden bir algoritma oluşturuldu. Program çalıştırılarak ilk sonuçlar elde edildi. İlk sonuçların deneysel firma sonuçlarıyla karşılaştırılması üzere aradaki hatanın çok yüksek olduğu, buda yaptığımız hava tarafı ısı taşınım katsayısının ortalama sıcaklığa göre hesaplanması kabulümüzün hataya neden olduğu görüldü. Hatayı düzeltmek adına ısı taşınım katsayısının bir düzeltme katsayısı (HDK) ile çarpılması gerektiği hissedildi. HDK'nın farklı kanat sayısı ve film sıcaklığı için eğrileri ve eğri denklemleri oluşturuldu. Böylece ısı taşınım katsayısının değişen kanat sayısı ve film sıcaklıklarında hesaplanmasında kolaylık sağlandı.

HDK ile düzeltilmiş program çalıştırıldığında programımızın yeteri kadar yakınsamadığı görüldü. Bunun da nedeni olarak kanat veriminin hesaplanmasında kullandığımız yöntemin aslında tek boru düzenlemeler için geçerli olması nedeniyledir. Bu yüzden 4.14 denklemiyle hesaplanan kanat verimi ifadesinin kanat verimi düzeltme (KVD) ifadesi ile düzeltmeye gidilerek üretici firma deney sonuçlarıyla karşılaştırdı. KVD öncesi hata oranları ile karşılaştırıldığında beklentimiz olan düştüğü gözlemlendi.

Tablo 4.2'dende görülebileceği üzere giriş su sıcaklığı düştükçe % hata değerimizin azalmaktadır. Bunun nedeni düşük su giriş sıcaklıklarında hava tarafı ısı taşınım katsayı değerinin kanat yüzeyi boyunca ve konvektör boyunca değişim aralığının düşük olduğu sonucuna götürmektedir.

Tablo 4.2, Tablo 4.3, Tablo 4.4 beraber değerlendirildiğinde kanat sayısı arttıkça hatanın arttığı gözlenmiştir. Bunun nedeni dış taraf ısı taşınım katsayısı değerinin aşırı düşmesi olduğu söylenebilir. 540 kanat sonrası için ısı kapasitesinde kabul edilebilir hata olan %20 lik şartı aştığı görülecektir. Bu yüzden yüksek kanat sayılarında kullanılabilmek için program geliştirmeye gidilmelidir. Yada hesaplanacak geometri belirli bir kanat sayısına bölünerek programımızda bölüm bölüm koşturularak çıkış sıcaklığı değeri bir sonraki kanat bölmesine giriş sıcaklık değeri olarak verilerek daha doğru bir sonuca ulaşılabilir.

Ayrıca Tablo 4.2, Tablo 4.3, Tablo 4.4 ayrı ayrı değerlendirildiğinde görüldüğü üzere programımızın $h=90$ mm (gövde yüksekliği) 'nin $h=110$ mm ye nazaran daha az bir hataya neden olduğu görülmektedir. Buda Erik Povlovic ve Egon Venka'nın gerçekleştirdiği sayısal çözüm sonucu olan gövde hacmi arttıkça ısı kapasitesi artar sonucunu desteklemektedir. Hava tarafı taşınım katsayısı gövde yüksekliği arttıkça artar sonucu bizim programımızda gövde yüksekliği arttıkça hatanın artması olarak yansımıştır. Bu etkiyi de değerlendirmek adına hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı gövde yüksekliği düzeltme faktörü ile çarpılarak ısı taşınım katsayısının artmasının gövde yüksekliği arttıkça artmasını sağlayacak bir düzeltme katsayısı ile çarpılarak program iyileştirmeye gidilebilir.

Bir diğer iyileştirme yöntemi ise kanat verim ifadesinde gerçekleştirilmelidir. Bunun nedeni borular arasındaki mesafe kanat yüzeyindeki sıcaklık dağılımına dolayısıyla ısı transferine etkisi bilinmektedir. Değişen borular arası mesafe için kanat verim ifadesi oluşturularak KVD değeri ile düzeltilmiş kanat verimi ikinci bir düzeltmeye tabi tutulmalıdır.

Ayrıca aşağıda görüldüğü üzere farklı kanat geometrisi ve sıcaklık değeri için ısı kapasitesi için program sonuçları ve firma sonuçları karşılaştırıldı. Bu analizde KVD be HDK değerleri $h=80$ mm için $h=90$ mm tablolarından, $h=125$ mm içinse $h=110$ mm tablolarından yararlanılmıştır.

Tablo 5.1 Diğer firma ısıtıcı batarya geometrisi

Geometri tip	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Boru merkezleri arasındaki mesafe (mm)	Kanatlar arası mesafe (mm)	Kanat yüksekliği (mm)	Kanat genişliği (mm)	Kanat sayısı
MINIB Coil-P	29,36	30	63	4	60	120	160

Tablo 5.2 Firma ve program sonuçları karşılaştırma tablosu

Geometri tipi	Giriş sıcaklığı (C)	Hava Sıcaklığı	Su Debisi (kg/s)	Hava tarafı taşınım katsayısı (W/m ² K)	Kanat verimi	HDK	KVD	Isıtma Kapasitesi (W)	Program Sonuçları (W)	% Sapma
160 kanat h=80mm	90	15	0,0024	9,58	0,88	0,54	0,84	199	299,58	50,54
		20	0,0021	9,17	0,88	0,5	0,83	177	225,26	27,27
		22	0,002	9,16	0,88	0,49	0,82	168	204,55	21,76
	80	15	0,0019	9,18	0,88	0,62	0,87	156	222,59	42,69
		20	0,0016	8,84	0,88	0,58	0,86	135	162,72	20,53
		22	0,0015	8,83	0,88	0,56	0,85	127	143,57	13,05
160 kanat h=125mm	90	15	0,0037	9,58	0,88	0,55	0,85	269	441,83	64,25
		20	0,0033	9,17	0,88	0,52	0,84	240	342,89	42,87
		22	0,0032	9,16	0,88	0,51	0,83	229	316,27	38,11
	80	15	0,0025	9,18	0,88	0,62	0,88	213	283,35	33,03
		20	0,0022	8,84	0,88	0,59	0,87	186	269,69	44,99
		22	0,0021	8,83	0,88	0,57	0,86	176	195,08	10,84

Tablo 6.2 de görüldüğü üzere hata oranları çok yüksektir. Bunun nedeni borular arasındaki mesafenin burada artmış olmasıdır. Borular arasındaki mesafenin kanat verimini azaltmış buda transfer olan ısıyı azaltmıştır. Ayrıca aynı su giriş sıcaklığında hava sıcaklığı arttıkça hata oranı düşmüştür. Bunun nedeni ısıtıcı yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın azalması nedeniyle gerçekleşmiştir. Benzer etki aynı hava sıcaklığı farklı su giriş sıcaklıklarında da gözlenmiştir.

EKLER

Ek-1 Matlab program kodu

EK-1

```

clear all
clc

%SU ŞARTLARI
Tm1(1)=input('Giriş Sıcaklığı(K):');
msu=input('Su giriş debisi (kg/s):');
k1=input('su k sı');
cp=input('Özgül ısı (j/kgK):');
ro=input('Yoğunluk değerini gir (kg/m^3):');
zu=input('Dinamik vizkozite değerini gir (kg/m.s):');
Pr=input('Prandlt Değerini gir:');

Too=input('Çevre Sıcaklığı (K):');

%HAVA ŞARTLARI
hh=input('Hesaplanan dış taraf taşınım katsayısı (W/m^2K):');
HDK=input('HDK değeri=')
hd=hh*HDK;

%GEOMETRİ

d1=input('Boru iç çapı(m):');
d2=input('Boru dış çapı (m):');
k=input('Kanat ısı iletim katsayısı (W/mK):');
tk=input('Kanat et kalınlığı(m):');
nn=input('Kanat sayısı=')
ha=input('Kanatlar arası mesafe (m):')
m=input('Kanat boyu m=')
n=input('Kanat yüksekliği (m)=')
k2=input('Boru ısı iletim katsayısı')
fii=input('Hesaplanan kanat verimi')
KVD=input('KVD sayısı=')
fi=fii*KVD;
Re=4*msu/zu/pi/d1;
Nu=0.023*Re^0.8*Pr^0.3;
hi=Nu*k1/2/d1;
m=m/2;

Ua=1/hi/pi/d1+log(d2/d1)/2/pi/k2+1/hd/pi/d2;
Ub=1/hi/pi/d1+log(d2/d1)/2/pi/k2;
for i=1:2:nn
    Tm1(i+1)=Too+(Tm1(i)-Too)*exp(-pi*d2/msu/Ua/cp*ha);
    Td=Tm1(i+1);

```



```
Tm2(i)=Tm1(i+1);
serkan=5;
while serkan==5
    Q(i)=fi*hd*2*(m*n-pi*d2^2/4)*(Td-Too);

    Tm2(i+1)=-Q(i)/msu/Ub/cp+Tm2(i);

    Ty2(i)=(Tm2(i+1)-Tm2(i)*exp(-pi*d2/msu/Ub/cp*tk))/(1-exp(-pi*d2/msu/cp/Ub*tk));
    if 0.99<=(Td/Ty2(i))<=1.01;
        Tm1(i+2)=Tm2(i+1);
        break
    else
        Td=Td-0.001
    end
end

end

Q=msu*cp*(Tm1(1)-Tm2(i));
fprintf('Tm2=%f\n',Q)
```

KAYNAKLAR

- [1] BEJAN, A., Convection Heat Transfer, 1995
- [2] COMİNİ, G., SAVİNO, S., Accuracy of one dimensional design procedures for finned-tube heat exchangers. Applied Therm. Eng 29. 2009; 2863-2869
- [3] CHEN, H. T., SONG J. P., WANG, Yi T., Predication of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned tube heat exchangers. International Journal of Heat Mass Transfer 48 (2005), 2697-2707
- [4] DAĞSÖZ, A.K., Sıcak Sulu Kalorifer Tesisatı, 1998
- [5] ERİŞTİRENOĞLU, H.C., SANCAK, E., YILMAZ, S. Levent, ÖZGÜÇ, F., Konvektör bataryalarının ısıl kapasitelerinin teorik ve deneysel incelenmesi. V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi ve Sergisi, 59-76
- [6] GUYER, E. C., BROWNELL, David L., Handbook Applied Thermal Design, 1989
- [7] MARİN, L., ELLIOTT, L., HEGGS, P.J., INGHAM, D.B., LESNİC, D., WEN, X., Analysis of polygonal fin using the boundary element method. International Journal of Heat Mass Transfer 48 (2005), 3018-3033
- [8] MARİN, L., ELLIOTT, L., HEGGS, P.J., INGHAM, D.B., LESNİC, D., WEN, X., Two-dimensional thermal analysis of a polygonal fin with two tubes on a square pitch. International Journal of Heat Mass Transfer 48 (2005), 3018-3033
- [9] ROHSENOW, W. M., HARTNETT, J. P., GANİC, E. N., Handbook of Heat Transfer Fundamentals, 2008
- [10] OLİET, C., PEREZ-SEGARRA, C.D., DANOV, S., OLİVA, A., Numerical simulation of dehumidifying fin-and-tube heat exchangers: Semi-analytical modeling and experimental comparison. International of Refrigeration 30 (2007):1266–1277.
- [11] ÖZİŞİK, M. N., Heat Transfer A Basic Approach, 1985
- [12] Çev. GENCELİ, O., Isı Geçişi, Ashre tc 1.3 Heat Transfer and Fluid Flow .ASHRAE Fundamentals, 1996
- [13] Elenbaas, W., Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection, Physica, Vol. IX, No. 1., pp.2-28,1942

ÖZGEÇMİŞ

Serkan OKAY, 02.02.1987 de Bandırma'da doğdu. Lise eğitimini Bandırma Şehit Mehmet Gönenç Lisesinde 2004 yılında tamamladı. 2004 yılında başladığı ATARTÜRK Ü. Makine bölümünü 2008 yılında bitirdi. 2008 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Enerji A.B.D.'da yüksek lisans eğitimini yapmaktadır.