

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MERKEZ EKSENİ BOYUNCA GİRDAP ÜRETEÇLERİ YERLEŞTİRİLEN BORU
AKIŞINDA ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBININ İNCELENMESİ

83306

Mak. Müh. M. Serap KAHRAMAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

“ Makina Yüksek Mühendisi”

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 08.01.1999

Tezin Savunma Tarihi : 11.02.1999

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Habip ASAN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Teoman AYHAN

Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. M. Emin ARICI

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Asım KADIOĞLU

Trabzon 1999

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM BAKANLIĞI
DOKÜMANİZASYON BİRETLERİ

ÖNSÖZ

Bu çalışma merkez ekseni boyunca girdap üreteçleri yerleştirilen boru akışında ısı transferi ve basınç kayıplarının incelenmesine yönelik deneysel bir çalışmadır. Deneyler K.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında mevcut bulunan deney düzeneğinde yapılmıştır.

Bu tez çalışmasının konusunun belirlenmesinde ve gerçekleştirilmesi esnasında değerli görüş ve önerileriyle katkıda bulunan değerli danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Habip Asan'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca gerek deney düzeneğinde gerekli değişiklikler yapılması esnasında, gerekse tezin diğer aşamalarında yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Lutfü Namlı'ya ve diğer arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Trabzon, Ocak 1999

M. Serap KAHRAMAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	I
İÇİNDEKİLER	II
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER DİZİNİ	VI
TABLolar DİZİNİ	IX
SEMBOLLER DİZİNİ	X
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tez Çalışmasının Amacı, Bilimsel ve Pratik Önemi	3
1.3. Literatür Araştırması	4
1.4. Dairesel Kesitli Borularda Akış	6
1.5. Isı Transferi Uygulamalarında Isıl Sınır Koşulları	6
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	8
2.1. Deney Düzenegi	9
2.2. Deney Verilerinin Değerlendirilmesi	13
2.2.1. Nusselt Sayısının Hesaplanması	14
2.2.2. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması	17
2.2.3. Performans Analizi	18
2.4. Belirsizlik Analizi	20
3. BULGULAR	21
3.1. Ölçülen Değerler	21
3.1.1. Laminer Akış İçin Ölçülen Değerler	21
3.1.2. Türbülanslı Akış İçin Ölçülen Değerler	21
3.2. Hesaplanan Değerlerden Elde Edilen Sonuçlar	22
3.2.1. Laminer Akış İçin Elde Edilen Hesap Sonuçları	22
3.2.2. Türbülanslı Akış İçin Elde Edilen Hesap Sonuçları	31
3.2.3. Belirsizlik Analizi İçin Elde Edilen Sonuçlar	40

4.	İRDELEME	42
4.1.	Laminer Akış Durumu İçin Denev Sonuçlarının İrdelenmesi	42
4.1.1.	Laminer Akışta Isı Transferi Sonuçlarının İrdelenmesi	42
4.1.2.	Laminer Akışta Basınę Kaybı Artışının İrdelenmesi	43
4.1.3.	Laminer Akışta Entropi Üretimi Sonuçlarının İrdelenmesi	44
4.2.	Türbölanslı Akış Durumu İçin Denev Sonuçlarının Değerlendirilmesi	45
4.2.1.	Türbölanslı Akışta Isı Transferi Sonuçlarının İrdelenmesi	45
4.2.2.	Türbölanslı Akışta Basınę Kaybı Artışının İrdelenmesi	46
4.2.3.	Türbölanslı Akışta Entropi Üretimi Sonuçlarının İrdelenmesi	47
5.	SONUçLAR	48
6.	ÖNERİLER	50
7.	KAYNAKLAR	51
8.	EKLER	55
9.	ÖZGEÇMİŞ	75

ÖZET

Bu çalışmada merkez ekseni boyunca girdap üreticileri yerleştirilmiş boru akışında ısı transferi ve basınç kaybı deneysel olarak incelenmiştir. Yerleştirilen girdap üreticilerinin akışı karıştırarak ısı transferini pasif olarak iyileştirmesi amaçlanmıştır. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akış için, sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında deneyler yapılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının 200 ile 40000 değerleri arasında yapılmış, farklı girdap üretici açıları ve konumlarında tekrarlanmıştır. Deneylerin sonucunda ölçülen değerlerden Nusselt sayısı, sürtünme faktörü değerleri hesaplanmış ve Reynolds sayısına bağlı olarak sunulmuştur.

Bu çalışmada merkez ekseni boyunca girdap üretici yerleştirilmiş boruların performanslarını belirlemek için *entropi analizi* yapılmıştır. Ayrıca deneyler esnasında oluşabilecek hataların belirlenmesi için aynı düzenek ve benzer deneyler için yapılmış olan *belirsizlik analizi* sonuçları yapılan çalışmaya uygulanmıştır.

Deneysel sonuçlar, bütün girdap üretici açıları ve konumları için ısı transferinde iyileşmelerin olduğunu, ancak bu iyileşmelerin yanı sıra basınç kayıplarında da önemli miktarlarda artmaların olduğunu göstermektedir.

Laminer akış deneylerinde ısı transferi iyileşmesi bakımından en iyi sonuç 30°'lik girdap üreticinin ters yerleştirildiği durumda ortaya çıkmıştır. Bu durumda ısı transferi %400 artarken basınç kaybı da %600 artmaktadır.

Türbülanslı akış deneylerinde ısı transferi iyileşmesi bakımından en iyi sonuç 30°'lik girdap üreticinin ters yerleştirildiği durumda ortaya çıkmıştır. Bu durumda ısı transferi %160 artarken basınç kaybı da %400 artmaktadır.

Anahtar Kelimeler : Isı Transferi İyileştirilmesi, Girdap Üretici, Basınç Kaybı Entropi Analizi

SUMMARY

Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in Pipes Having Longitudinal Vortex Generators Inside

In this study, heat transfer and pressure drop characteristics of laminar and turbulent flow through pipes having longitudinal vortex generators are investigated experimentally. The flow was hydrodynamically fully developed and thermally developing. The experiments were performed for Re numbers ranging 200 – 40000 and $100^{\circ}\text{C}\pm 1$ constant surface boundary condition was sustained. The experimental parameters used were Re number, vortex generators angle, and vortex generators position. From experimentally measured data, average Nusselt Number and friction factor f were computed. Furthermore, entropy and uncertainty analysis were performed.

The experimental results show that for all vortex generator angles and positions, the heat transfer was enhanced but at the same time the friction factor was increased.

For laminar flow, the best heat transfer result was obtained for vortex generator angle at 30° where the vortex generator was positioned against incoming flow. For this case heat transfer increased almost 400% comparing with the straight pipe results, whereas the pressure drop increase was 600% comparing with straight pipe results.

For turbulent flow, the best heat transfer result was obtained for vortex generator angle at 45° where the vortex generator was positioned against incoming flow. For this case heat transfer increased almost 160% comparing with the straight pipe results, whereas the pressure drop increase was 400% comparing with straight pipe results.

Keywords: Heat Transfer Enhancement, Vortex Generators, Pressure Loss, Entropy Analysis.

ŞEKİLLER DİZİNİ

		<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.	Boru akışında, (a) sabit yüzey ısı akısı, (b) sabit yüzey sınır koşulu durumunda yüzey sıcaklığının ve akışkan sıcaklığının aksenal yönde değişimleri	7
Şekil 2.	Girdap üreticilerinin şematik resmi	9
Şekil 3.	Test borusunun şematik resmi	9
Şekil 4.	Deney düzeneğinin fotoğrafı	10
Şekil 5.	Deney düzeneğinin şematik resmi	11
Şekil 6.	Su buharı için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı	13
Şekil 7.	Test borusunun ilave eleman yerleştirilmiş şekli	16
Şekil 8.	Laminer akışta Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi	23
Şekil 9.	Laminer akışta Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına göre değişimi	23
Şekil 10.	Laminer akışta Nu / f değerinin Reynolds sayısına göre değişimi	24
Şekil 11.	Laminer akışta sürtünme katsayısının (f), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	24
Şekil 12.	Laminer akışta f/f_{bb} oranının, Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	25
Şekil 13.	Laminer akışta Nu/ Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi	25
Şekil 14.	Laminer akışta ters girdap üretici için Nusselt sayısının (Nu) Reynolds sayısıyla (Re), değişimi	26
Şekil 15.	Laminer akışta ters girdap üretici için Nu/ Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	26
Şekil 16.	Laminer akışta ters girdap üretici için Nu / f oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	27
Şekil 17.	Laminer akışta ters girdap üretici için sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	27
Şekil 18.	Laminer akışta ters girdap üretici için f / f_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	28

Şekil 19.	Laminer akışta ters girdap üretici için boyutsuz entropi değerinin Reynolds sayısına göre değişimi	28
Şekil 20.	Laminer akışta ters girdap üretici için Nu / Nu_{bb} değerinin girdap üretici açısına göre değişimi	29
Şekil 21.	Laminer akışta düz levha deneyi için Nusselt sayısının $L / D * Re * Pr$ değerine göre değişimi	30
Şekil 22.	Laminer akışta düz levha için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi	30
Şekil 23.	Türbülanslı akışta Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi	32
Şekil 24.	Türbülanslı akışta Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına göre değişimi	32
Şekil 25.	Türbülanslı akışta $Nu / Pr^{0.5}$ değerinin Reynolds sayısına göre değişimi	33
Şekil 26.	Türbülanslı akışta Nu / f değerinin Reynolds sayısına göre değişimi	33
Şekil 27.	Türbülanslı akışta Sürtünme faktörünün (f), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	34
Şekil 28.	Türbülanslı akışta f / f_{bb} oranının, Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	34
Şekil 29.	Türbülanslı akışta $Nu_{g,u} / Nu_{bb}$ oranının girdap üretici açısına göre değişimi	35
Şekil 30.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Nusselt sayısının (Nu), Reynolds sayısına göre (Re), değişimi	36
Şekil 31.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	36
Şekil 32.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için $Nu / Pr^{0.5}$ 'nin Reynolds sayısına göre (Re), değişimi	37
Şekil 33.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Nu / f oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	37
Şekil 34.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	38
Şekil 35.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için f / f_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi	38
Şekil 36.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için boyutsuz entropi değerinin Reynolds sayısına göre değişimi	39

Şekil 37.	Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi	39
Ek Şekil 1.	Termoeleman çiftinin (Bakır-Konstantan) kalibrasyon eğrisi	54
Ek Şekil 2.	Sukbenin kalibrasyon eğrisi	54



TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Belirsizlik analizi sonuçları	40
Ek Tablo1. Laminer akışta boş boru deneyi ölçüm sonuçları	56
Ek Tablo 2. Laminer akışta düz levha deneyi ölçüm sonuçları	56
Ek Tablo3. Laminer akışta girdap üretici açısı 15° deneyi ölçüm sonuçları	57
Ek Tablo4. Laminer akışta girdap üretici açısı 30° deneyi ölçüm sonuçları	57
Ek Tablo5. Laminer akışta girdap üretici açısı 45° deneyi ölçüm sonuçları	58
Ek Tablo6. Laminer akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 15° deneyi ölçüm sonuçları	58
Ek Tablo7. Laminer akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 30° deneyi ölçüm sonuçları	59
Ek Tablo8. Laminer akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 45° deneyi ölçüm sonuçları	59
Ek Tablo9. Türbülanslı akışta boş boru deneyi ölçüm sonuçları	60
Ek Tablo10. Türbülanslı akışta düz levha deneyi ölçüm sonuçları	60
Ek Tablo11. Türbülanslı akışta girdap üretici açısı 15° deneyi ölçüm sonuçları	61
Ek Tablo12. Türbülanslı akışta girdap üretici açısı 30° deneyi ölçüm sonuçları	61
Ek Tablo13. Türbülanslı akışta girdap üretici açısı 45° deneyi ölçüm sonuçları	62
Ek Tablo14. Türbülanslı akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 15° deneyi ölçüm sonuçları	62
Ek Tablo15. Türbülanslı akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 30° deneyi ölçüm sonuçları	63
Ek Tablo16. Türbülanslı akışta ters girdap üretici, ve girdap üretici açısı 45° deneyi ölçüm sonuçları	63
Ek Tablo 17. Bilgisayar Programı	64

SEMBOLLER DİZİNİ

- D : Test borusunun iç çapı, (m)
D_h : Test borusunun hidrolik çapı (m)
L : Test borusunun boyu, (m)
ρ : Akışkan yoğunluğu, (kg/m³)
k : Isı iletim katsayısı, (W/m^{°K})
ṁ : Kütleli debi, (kg/s)
Ḃ : Hacimsel debi, (m³/s)
C_p : Özgöl ısı, (J/kg^{°K})
ν : Kinematik viskozite, (m²/s)
U_{ort} : Ortalama akışkan hızı, (m/s)
E : Gerilim, (mV)
T : Sıcaklık, (°K)
T_{ort} : Akışkanın ortalama sıcaklığı, (°K)
h : Isı taşıyım katsayısı, (W/m² °K)
q'' : Isı akısı, (W/m² °K)
ΔT : Sıcaklık farkı, (T_g - T_ç)
ΔT_m : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
A : Alan, (m²)
P : Basınç, (N/ m²)
ΔP : Basınç farkı, (N/ m²)
N_s : Boyutsuz entropi sayısı
β : Exponansiyel sabit ısı akısında bir sabit

Boyutsuz sayılar:

- Re : Reynolds sayısı, $\frac{U_{ort} D_h}{\nu}$
Nu : Nusselt sayısı, $\frac{hD}{k}$

- f : Sürtünme faktörü, $\frac{(\Delta P / L)D}{\rho U_{ort}^2 / 2}$
- Pr : Prandtl sayısı, $\frac{\rho v C_p}{k}$
- τ : Boyutsuz akışkan giriş sıcaklığı, $\frac{T_y - T_g}{T_y}$
- γ : Eşitlik 25' de tanımlanmıştır.

Alt indisler:

- ort : Ortalama
- ag : Girişte
- aç : Çıkışta
- bb : Boş Boru
- g.ü. : Girdap Üretici
- a : Alınan
- v : Verilen
- y : Yüzey
- çev : Çevre

1. GENEL BİLGİLER

1.1.Giriş

Endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricileri genelde, iki farklı sıcaklıktaki akışkan arasında soğutma veya ısıtma amaçlı ısı geçişinin sağlandığı cihazlardır. Bu cihazların performanslarındaki iyileşmeler, üretim ve işletme masraflarının düşmesi, teknik, ekonomik ve ekolojik olarak önemlidir. Performansın ısı transfer edilen alan ve basınç kaybı ile sınırlı olması, ısı transferini iyileştirme çalışmalarını da sınırlamaktadır. Bu yüzden bu çalışmalarda çok değişik metotlar geliştirilmiştir. Bunlardan ilki; birim hacim için ısı transfer edilen yüzey alanını artırmak, diğeri; taşınım ile ısı transferinde *ısı transfer katsayısı* olarak da adlandırılan *ısı taşınım katsayısını* artırmaktır. Üçüncü olarak da; bu iki metodun birlikte uygulandığı ısı taşınım katsayısı ve yüzey alanını birlikte artırma çalışmalarıdır. Bu metotların ve benzer uygulamaların tümüne *ısı transferini iyileştirme* çalışmaları denir (Tiggelbeck vd., 1993).

Isı transferini iyileştirme teknikleri genelde pasif ve aktif teknikler olarak iki şekilde sınıflandırılmaktadır. Pasif teknikler dışarıdan pompa işinden başka hiçbir enerji girişi olmadan ısı transferini artırma teknikleridir. Bunlardan bazıları aşağıdaki şekillerde sıralanabilirler.

1. Isı transfer eden yüzeyi işlemek.
2. Isı transfer eden yüzeye kanatçıklar eklemek.
3. İç bölgeye aygıtlar yerleştirmek.
4. Akışı döndürücü aygıtlar yerleştirmek.
5. Kıvrımlı borular kullanmak.
6. Akışkana dışarıdan maddeler eklemek.

Aktif tekniklerde ise dışarıdan ayrıca bir enerji verilmesi gerekmektedir. Bunlardan bazıları şu şekilde sıralanabilir;

1. Mekanik olarak akışı desteklemek.
2. Isıtıcı yüzeyi titreştirmek.
3. Akışkanı titreştirmek.

4. Elektrostatik alanlar oluşturmak.
5. Emme veya enjeksiyon yapmak.
6. Jet veya çarpmalar oluşturmak.

Bu yöntemlerin kullanılması sonucunda yüksek verimli ısı değiştircileri imal edilmiştir(Bergles ve Joshi,1983)

Isı değiştircilerinin kullanım alanlarının giderek yaygınlaşması önemini giderek artırmaktadır. Örneğin gıda ve kimya endüstrisi, yağların ve petrolün ısıtılıp soğutulması veya işlenmesi, uzay cihazlarının aksamalarının soğutulması, güneş kollektörlerinde akışkanın ısıtılması, cerrahi operasyonlar sırasında kanın ısıtılması veya soğutulması işlemlerinde ısı değiştircilerinin verimi oldukça önem kazanmaktadır. İşte bu nedenle yukarıda saydığımız iyileştirme tekniklerinin daha da geliştirilmesi ve çeşitlendirilmesi gerekmektedir (Hong ve Bergles, 1976).

Bu çalışmada kullanılan iyileştirme tekniği, yukarıda bahsedilen ısı transferini iyileştirme tekniklerinin pasif teknikler bölümüne örnek teşkil etmektedir. Çalışmada ısı değiştircilerde yaygın olarak kullanılan bir boru boyunca, üzerinde üçgen kanatçıklar açmak suretiyle oluşturulmuş yönlendiriciler olan bir levha merkezlenmiştir. Bu şekilde ısı transfer eden yüzey alanı sabit tutularak, boru içerisindeki ısı transfer katsayısı artırılmış ve dolayısıyla ısı transferinde artış sağlanmaya çalışılmıştır. Merkezlenen levha üzerindeki üçgen kanatçıklar akışı girdap oluşacak şekilde yönlendirdiklerinden dolayı girdap üreteci olarak adlandırılmaktadırlar. Bu girdap üreteleri kanatçıklar üzerinden akan akışta akım çizgilerinin bir kısmının ayrılarak ana akıştan farklı doğrultulara yönlenmesini sağlar. Bu şekilde boru içerisindeki akışta girdap oluşturarak karıştırıcı etki yapar ve laminer alt sınır tabakayı bozar. İncelen laminer alt sınır tabaka ısı transferini artırmaktadır. Benzer şekilde boru içerisinde yerel ısı transferinin azaldığı bölgeler de oluşmaktadır (Fiebig vd.,1989). Boru içerisine eleman yerleştirerek ısı transferini iyileştirme çalışmalarında önemli bir husus da bu elemanların sebep olduğu basınç kayıplarıdır. Basınç kayıplarının artmasıyla pompalama masraflarının artması istenmeyen bir durum olduğu için iyileşmeden dolayı elde edilecek kazanç, basınç kayıplarının artmasından dolayı oluşacak ek masraflardan fazla olmalıdır(Biswas ve Chattopadyay,1992).

Bu çalışma sonucunda, farklı girdap üreteci açılarında ısı transferi ve basınç kayıpları değerleri farklı Reynolds sayılarına göre incelenmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Deneyleerde ısı sınır şartı olarak *sabit yüzey sıcaklığı şartı* kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, hem düz borular için aynı şartlarda yapılan deney sonuçları ile hem de literatürde bulunan deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

1.2. Tez Çalışmasının Amacı, Bilimsel ve Pratik Önemi

Bu tez çalışmasının amacı, merkez eksenli boyunca girdap üreteçleri yerleştirilen boru akışı içerisinde ısı transferinin ve basınç kayıplarının incelenmesidir. Bu yöntemin diğer pasif iyileştirme tekniklerine en önemli üstünlüğü uygulamasının çok daha kolay ve pratik olmasıdır. 'Newton'un Soğuma Kanunu'na göre cidar ile akışkan arasında transfer edilen ısı, cidar ile akışkan arasındaki sıcaklık farkıyla ve ısının transfer edildiği yüzey alanıyla doğru orantılıdır. Bu orantı katsayısına *Isı Transfer Katsayısı* veya *Film Katsayısı* adı verilir. Bu ısı transfer katsayısını artırmanın bir yolu boru içerisine ilave eleman yerleştirmek ve bu şekilde ısı transfer eden yüzey alanını artırmaktır. Bu yöntemle hem elemanın geometrisinin akışa katkılarından dolayı, hem de ısı transfer eden yüzey alanının artmasından dolayı ısı transferinde bir artış beklenmektedir. Eleman galvanizli sacdan imal edilmiştir. Galvanizli sacın ısı iletim katsayısı, boru malzemesi olan bakırın ısı iletim katsayısından çok düşüktür. Böylece ilave elemanla, boru arasında gerçekleşmesi beklenen ısı transferi çok düşük değerlerde kalacaktır. Yani kanatçık etkisi çok düşük olacaktır.

Burada ısı transferindeki iyileşmeye neden olan en önemli etken ilave elemanın yani *girdap üreticinin* girdap oluşturarak akışı karıştırmasıdır. Diğer taraftan özellikle girdap üreticinin kanat açılarının yüksek değerlerinde sürtünme değerlerinde fazladan artışlara, kesit alanının daralması da, debi kaybına ve basınç kaybında artışlara neden olacağı açıktır.

Burada ele alınan çalışmada ilave elemanın olumsuz etkilerine rağmen, ısı transferine yapacağı olumlu etkilerin performansı artırması beklenmektedir. Bu amaç doğrultusunda sabit yüzey sıcaklığı ısı sınır şartı altında deneyler yapılmış ve bulgular Bölüm 3'de sunulmuştur.

1.3. Literatür Araştırması

Literatürde içerisine girdap üretici yerleştirilmiş kanal akışlarında ısı transferi ve basınç kaybı ile ilgili pek çok çalışma mevcuttur. Bu konudaki ilk çalışmalardan biri; 1989 yılında M. Fiebig, vd. tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalda akış doğrultusuna karşı iki ayrı doğrultuda yerleştirilmiş kanatçıkların, tam gelişmiş laminer akışta sabit cidar sıcaklığı şartı altında akışa etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada düşük Mach sayılarında çalışıldığı için akışın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Sonuç olarak farklı kanatçık açılarında ısı transferi ve basınç kaybı değerleri elde edilmiştir. Kanatçık açısının 50° olduğu durumda ısı transferinin 3 kat arttığı tespit edilmiştir (Fiebig vd.,1989).

G. Biswas ve H. Chattopadyay; yaptıkları sayısal çalışmada tam gelişmiş laminer akış için sabit cidar sıcaklığında, dikdörtgen kesitli kanala yerleştirilmiş üçgen girdap üreteçlerinin ısı transferi ve basınç kaybına olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada üçgen girdap üreteçlerinin iki farklı konumda bir tek, diğeri çift yerleştirilmiştir. Ayrıca bir durumda girdap üreticinin altı boş diğesinde doludur. Bu durumlar göz önüne alınarak yapılan sayısal çözüm sonucunda ısı transferindeki iyileşme ve basınç kayıplarındaki artmanın üçgen açısıyla arttığı tespit edilmiştir(Biswas ve Chattopadyay, 1992).

M.Fiebig, vd.'nin yaptıkları bir diğer deneysel çalışmada ise dikdörtgen kesitli kanal içerisine üçgen ve dörtgen kanatçıklar iki farklı konumda yerleştirilmiş, girdap üreticinin açısı değiştirilerek farklı Reynolds sayılarında deneyler tekrarlanmıştır. Sonuçta akışa karşı yerleştirilen üçgen girdap üreticinin ısı transferine katkısının %50 olduğu tespit edilmiştir(Fiebig vd.,1991).

U. Brockmeier, vd., yaptıkları bir diğer çalışmada , ısı transferini artırıcı beş farklı geometriyi karşılaştırıp performans değerlendirmesi yapmışlardır. Bu beş farklı geometriden ısı transferine olan katkılarının yanı sıra basınç kayıplarına olan etkileri araştırılmış, ve en iyi sonucun üçgen kanatçık tipi girdap üreteçlerinde ortaya çıktığını saptamışlardır(Brockmeier vd.,1993).

St. Tiggelbeck, vd., yaptıkları deneysel çalışmada girdap üreteçlerini bir kanal içerisine çift sıra yerleştirmişler. Deneyler sonucunda ısı transferindeki iyileşme %80, basınç kaybındaki artışın da % 160 olduğu, ısı transferindeki iyileşmenin ve basınç kayıplarındaki artışın artan Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir(Tiggelbeck vd., 1993).

St. Tiggelbeck, N. Mitra, ve M. Fiebig yaptıkları bir diğer çalışmada gelişmekte olan kanal akışı içerisinde yerleştirilen girdap üreteçlerinin ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda girdap üreteci açısının 45° ve Reynolds sayısının 6000 olduğu durumda yerel ısı transferi artışının % 300, genel ısı transferi artışının %165 olduğu tespit edilmiştir (Tiggelbeck vd.,1992).

R. L. Webb vd., yaptıkları çalışmada ısı değiştiricilerine girdap üreteci ilave edilerek yapılan ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden bazılarını karşılaştırarak yeni bir performans değerlendirme kriteri (PEC) ortaya koymuştur. Performans değerlendirme kriterinde değiştirici malzemesi, ısı transferi artışı, logaritmik sıcaklık artışı ve pompalama gücü değişken olarak kullanılmıştır(Webb,1981).

G. Biswas vd., yaptıkları diğer bir çalışmada, düz kanatlı bir ısı değiştiricisinde kanatlar üzerine yerleştirilmiş girdap üreteçlerinin sebep olduğu ısı transferi artışı sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak ısı transferindeki iyileşme değerini % 240 olarak hesaplamışlardır(Biswas vd., 1994).

G. Biswas vd., daha sonra yaptıkları çalışmada , farklı geometrideki kanatçık tipleri yerleştirilmiş kanal akışını inceleyip, kanatçıkların ısı transferine katkılarını karşılaştırmışlardır. Sonuçta artan girdap üreteci açısıyla ısı transferindeki iyileşmenin tek kanatçıklı durumda daha iyi sonuç verdiğini, ancak sürtünme katsayısının da arttığı tespit edilmiştir(Biswas vd, 1996).

M. Fiebig vd., yaptıkları sayısal çalışmada paralel levhalı ısı değiştiricisinde levhalar üzerine yerleştirilmiş yatay üçgen formundaki girdap üreteçlerinin ısı transferine katkıları sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçta Reynolds sayısının 1000 olduğu durumda ve artan girdap üreteci açısıyla ısı transferinin 4-5 kat arttığı tespit edilmiştir (Fiebig,1989).

M. C. Gentry vd., soğutma sistemleri uygulamalarında girdap üreteci yerleştirilmiş evaporatör performansını incelemişlerdir (Gentry vd., 1996).

1.4. Dairesel Kesitli Borularda Akış

Bir yerden diğer bir yere akışkan aktarılırken kullanılan boru geometrilerinden en yaygın olarak kullanılan dairesel kesitli borulardır. Akışı dairesel kesitli boru akışı olarak adlandırabilmek için akışkanın boru içini tamamen doldurması gerekir. Bu çalışmada ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemek üzere dairesel kesitli boru kullanılmıştır. Boru

düzeneğe yatay olarak yerleştirilmiştir. Yatay borularda akışı oluşturan kuvvet, borunun çıkışı ve girişi arasındaki basınç farkının oluşturduğu kuvvettir (Bruce vd., 1990).

Boru içerisindeki akış; laminer veya türbülans olarak sınıflandırılabilir. Reynolds sayısı 2300 değerine kadar olan akışlar Laminer akış özelliği gösterir. Bu değer üzerindeki akışlarda türbülansa geçilmeye başlanır. Türbülanslı akıştaki basınç düşüşü Laminer akışa göre çok daha fazla olmaktadır. Bu yüzden Türbülanslı akışın enerji ihtiyacı daha fazladır (Bruce vd., 1990).

1.5. Isı Transferi Uygulamalarında Isıl Sınır Koşulları

Isı transferi uygulamalarında karşımıza çıkan en yaygın ısıl sınır koşulları:

- Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu, $T_y = \text{sabit}$,
- Sabit yüzey ısı akısı sınır koşulu, $q'' = \text{sabit}$,
- Cidar ısı akısının değişken olması sınır koşulu, $q'' \approx e^{\beta x}$
- Taşınım ile ısı transferi sınır koşulu, şeklinde verilebilir. (Kakaç, S., vd. 1987)

Isıl sınır koşullarından en sık kullanılanları sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır koşuludur. Sabit ısı akısı sınır koşulu elektrik direnciyle ısıtma, nükleer ısıtma ve akışkan kapasite oranlarının aynı olduğu durumlarda ve çapraz akışlı ısı değiştiricilerindeki akışı ortaya çıkan sınır koşuludur. Bu sınır koşulu aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$q''_y = \text{sabit} \quad (1)$$

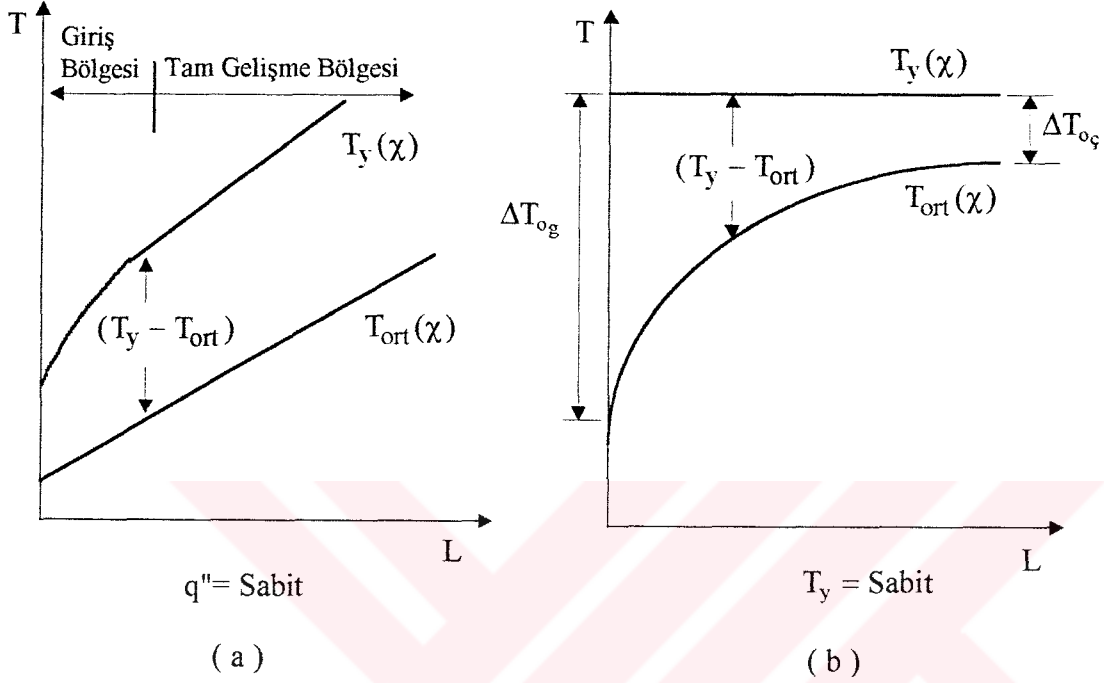
Burada q''_y yüzeyde sabit ısı akısıdır.

Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu; buharlaştırıcılar, yoğunlaştırıcılar gibi ısı değiştiricilerinde ortaya çıkan sınır koşuludur. Ayrıca akışkanların ısıl kapasite oranlarının birbirinden farklı olduğu her ısı değiştiricisinde bu koşul uygulanabilir. Bu sınır koşulunun matematiksel ifadesi aşağıdaki şekildedir (Kakaç, S., vd. 1987)

$$\frac{dT_y}{dX} = 0 \quad \text{veya} \quad T_y = \text{sabit} \quad (2)$$

Burada T_y yüzey sıcaklığı, X ise ısıyı transfer eden yüzeyin uzunluğudur.

Sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı sınır koşullarında ortalama akışkan sıcaklığının ve yüzey sıcaklığının aksenal yöndeki değişimleri Şekil 1.' de verilmiştir.



Şekil 1. Boru akışında (a) sabit yüzey ısı akısı, (b) sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu durumunda yüzey sıcaklığının ve akışkan sıcaklığının aksenal yönde değişimleri.

2.YAPILAN ÇALIŞMALAR

Yapılan bu çalışmada, akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan boru akışıdır. Boru içerisine üzerinde üçgen kanatçıklar bulunan ilave elemanlar eksen boyunca merkezlenmiştir. İlave elemanlar Şekil 2’de görülmektedir. Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında, ısı transferi ve basınç kayıplarının değişimi deneysel olarak incelenmiştir.

Akışkan olarak normal koşullardaki hava kullanılmıştır. Yüzey sınır koşulunun 100°C’ de sabit kalması için boru yüzeyinde atmosfer basıncı altında buhar yoğunlaştırılmıştır. Deneyler esnasında bakır boru kullanılmıştır. Kullanılan borunun şekli Şekil 3’de verilmiştir. Bakır boru üzerine eşit aralıklarla ve aksel olarak farklı yedi noktadan sıcaklık ölçümleri yapılarak sıcaklığın sabit kalıp kalmadığı kontrol edilmiştir.

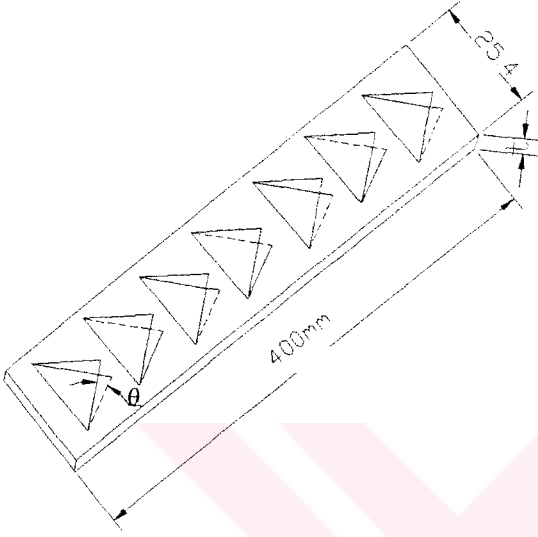
Bu çalışmada deneyler ilk önce boş boru için yapılmıştır. Daha sonra üzerinde girdap üreticilerinin bulunduğu levha boru ekseni boyunca merkezlenerek yerleştirilmiş ve değişik parametrelerde asıl deneylere geçilmiştir. Deneylerde parametre olarak Reynolds sayısı, girdap üretici açısı ve yönü kullanılmıştır. Deneyler laminer ve türbülanslı akışta Reynolds sayısının 200 ile 40000 değerleri arasında yapılmıştır. Girdap üretici açısı olarak 15°, 30° ve 45°, yön olarak da düz ve ters yerleştirme yapılarak deneyler tekrarlanmıştır.

Deneylerde ölçülen büyüklükler şunlardır; akışkanın boruya giriş ve çıkış sıcaklıkları, boru yüzey sıcaklığı, boru boyunca statik basınç farkı ve debi. Bu değerler kullanılarak *Sürtünme Faktörü*, *Entalpi* yöntemiyle de *Ortalama Nusselt Sayısı* Reynolds sayısına bağlı olarak hesaplanmıştır. Borudan akışkana transfer edilen ısı miktarı, debi, basınç farkı değerleri vs. kullanılarak *Entropi analizi* yapılmış ve en düşük entropi üreten girdap üretici açısı ve konumu belirlenmiştir.

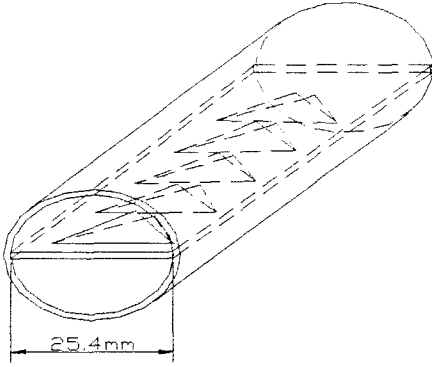
Deneylerin yapılabilmesi için K.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında var olan deney düzeneği üzerinde gerekli değişiklikler yapılmıştır.

2.1. Deney Düzenegi

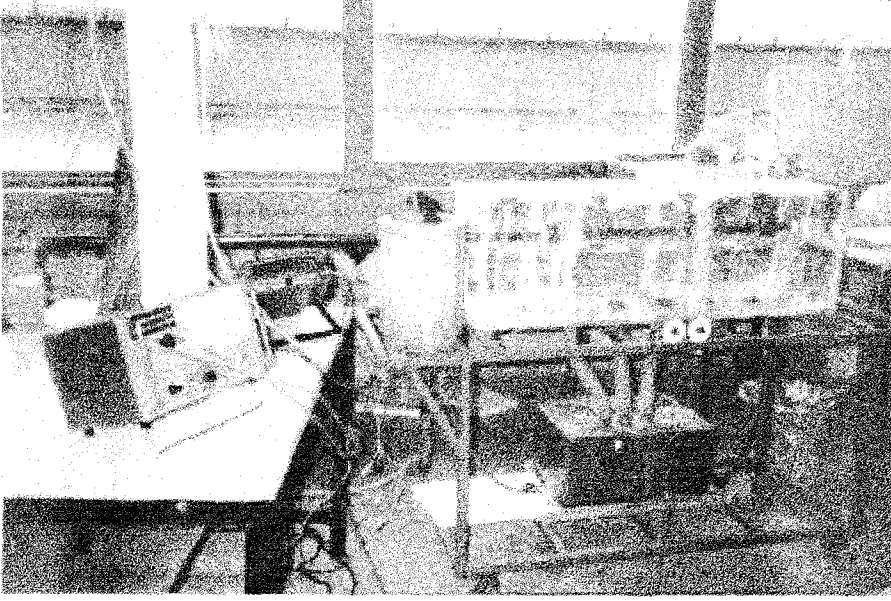
Deney düzenegi, test bölgesi (borusu), sabit yüzey sıcakligi ıslı sınır şartının sağlanması için oluşturulan kabin, buhar üretme kazanı, fan ve ölçüm araçlarından oluşmaktadır. Deney düzenegi Şekil 4’de görülmektedir.



Şekil 2. Girdap üreticilerinin şematik resmi



Şekil 3. Test borusunun şematik resmi

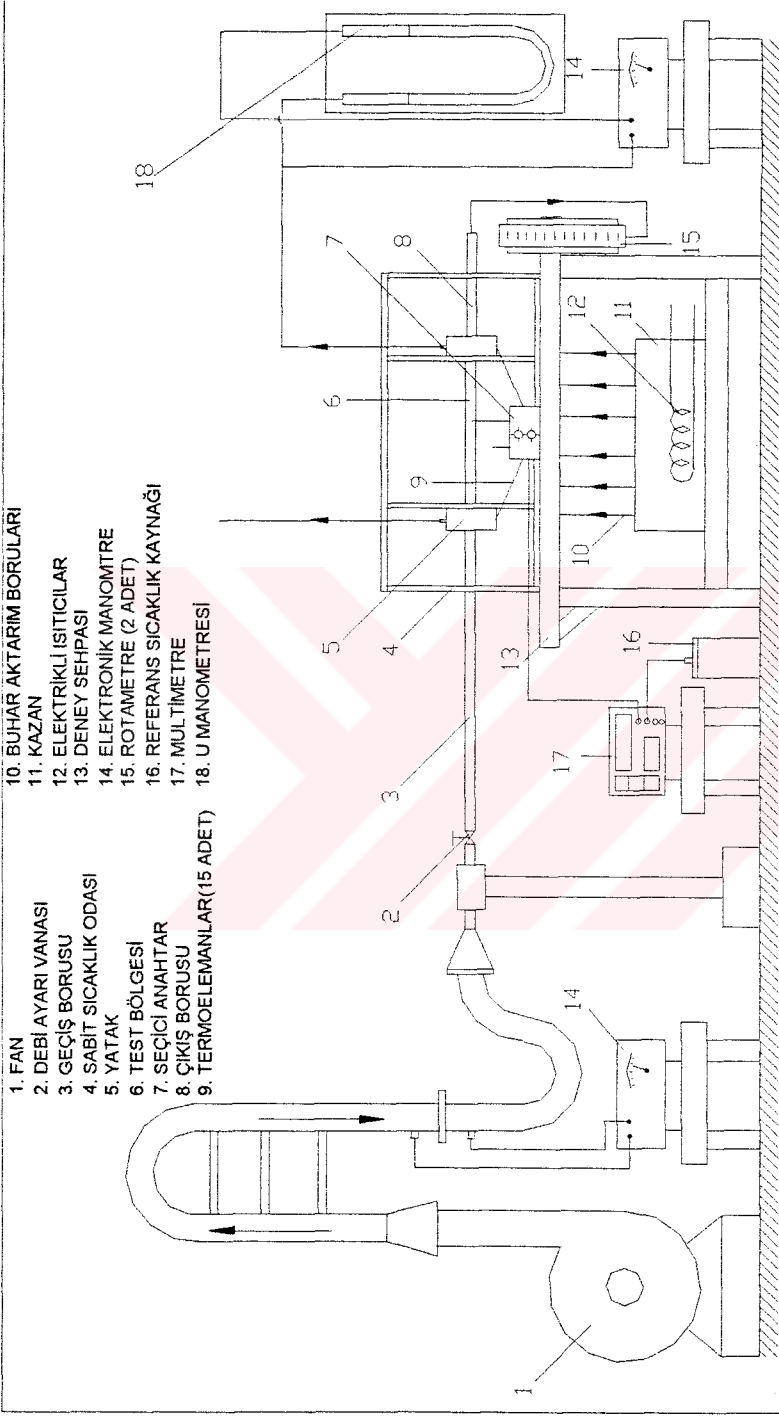


Şekil 4. Deney düzeneğinin fotoğrafı

Çalışmalarda test bölgesi olarak kullanılan bakır boru 400 mm uzunluğunda, 25.4 mm çapındadır. Borunun dış çapı 26 mm'dir. Borunun şematik resmi Şekil 3'de verilmiştir. Boru fiberglass'dan yapılmış yataklama elemanları kullanılarak giriş ve çıkışta yataklanmıştır. Yataklama elemanları üzerine yerleştirilen sıcaklık ve basınç ölçüm elemanlarıyla, sıcaklık ve basınç farkı değerleri ölçülmüştür. Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulunun sağlanıp sağlanmadığını kontrol amacıyla boru eksenine boyunca belli aralıklarla termoeleman çiftleri, boru cidarında 0.5 mm'lik oyuklar açılarak yapıştırıcıyla tespit edilmiştir. Test borusunun girişinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş bir akış elde etmek için 1m uzunluğunda geçiş borusu kullanılmıştır. Şekil 5'de deney düzeneğinin şekli şematik olarak verilmiştir.

Çalışmalarda kullanılan girdap üreteçleri galvanizli sacdan imal edilmiştir. Malzeme olarak galvanizli sac seçilmesinin bir nedeni kolay şekil verilmesi ve kolay işlenmesidir. Isı transferi açısından, ısı iletim katsayısının düşüklüğü nedeniyle boru eksenine boyunca merkezlendiğinde ayrıca bir kanatçık etkisi yapması minimize edilmeye çalışılmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi ilave elemanların şematik resmi Şekil 2'de verilmiştir.

Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulunu sağlamak için atmosfer basıncında buharı test bölgesinin içinde tutacak şekilde kabin kullanılmıştır. Kabin 10mm kalınlığında plexiglas'dan



Şekil 5. Deneý düzeneginin Őematik resmi

yapılmıştır. Isıl kayıpları en aza indirmek ve test bölgesinin görülebilir olması için plexiglas kullanılmıştır. Buhar kazanından çıkan buhar 3 adet aktarma kanalıyla kabine aktarılmaktadır. Kabine giren buhar boru yüzeyinde yoğuşur ve böylece boru dış yüzeyi 100° C’ de sabit kalmaktadır. Kabinin üst kısmında bulunan tahliye deliklerinin kapakları aracılığıyla fazla buhar dışarı atılmakta ve sabit yüzey sıcaklığı sağlanmaktadır.

Buhar üretme kazanı, 430 x 305 x 230 mm ebatlarında paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Kazan içerisinde iki adet 2.25 kW gücünde elektrikli rezistans bulunmaktadır. Buhar üretme kazanında üretilen buhar 6 tane buhar aktarma kanalı aracılığıyla kabine aktarılmaktadır.

Deneylede gerekli olan hava debisi fan yardımıyla sağlanmıştır. Akışkanın debisini ayarlamak için fan çıkışı ile test bölgesi girişi arasına vana yerleştirilmiştir.

Deneylede sıcaklık ölçümleri Bakır-Constantan termoeleman çifti kullanılarak, dijital bir multimetre aracılığıyla ölçülmüştür. Termoelemanlar kalibre edildikten sonra kullanılmıştır. Multimetrede mV(milivolt) cinsinden okunan sıcaklık değerleri Ek Tablo1’ deki kalibrasyon eğrisi kullanılarak °C’a çevrilmiştir.

Basınç farkı ölçümleri, test borusunun yatakları üzerine monte edilmiş basınç prizlerinden statik basınçların ölçülmesiyle yapılmıştır. Laminer akışta basınç farkları elektrikli manometre ile okunmuş, türbülanslı akışta ise U manometresi ile okunmuştur.

Debi ölçümleri, laminer akış için iki farklı ölçüm aralığında kullanılan topaçlı hava rotametreleri ile yapılmıştır. Bu rotametrelerle ölçülen hacimsel debi değerleri (lt/dak) cinsinden kalibrasyon eğrileri kullanılarak okunmuştur. Hacimsel debi değerleri aşağıda verilen eşitlik ile kütleli debiye dönüştürülmüştür.

$$\dot{m} \text{ (kg / s)} = 1.6667 \times \dot{V} \text{ (lt / dak)} \times \rho \text{ (kg / m}^3\text{)} \quad (3)$$

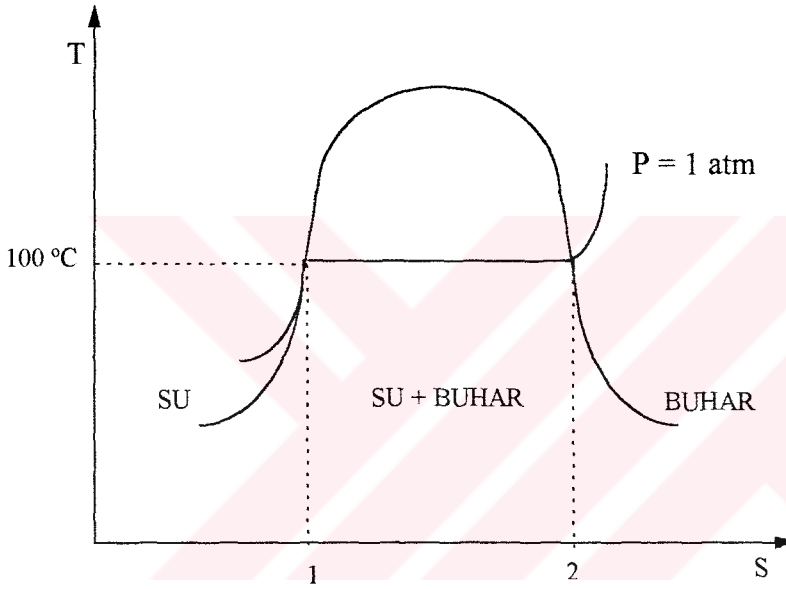
Türbülanslı akışta ise daha önceden kalibre edilmiş bir sukbeğe bağlanan elektrikli bir manometre ile ölçülmüştür. Sukbenin kalibrasyon eğrisi Ek Şekil 2.’de verilmiştir.

Eğrinin denklemi şu şekildedir;

$$\dot{V} = 29.6101 \Delta P^{0.568441} \quad (4)$$

denklemden ΔP sukbede okunan basınç farkıdır.

Sabit yüzey sıcaklığı ısı sınır koşulunu sağlayabilmek için, borunun dış yüzeyinde doymuş su buharı yoğunlaştırılmıştır. Bu işleme deney süresince devam edilmesiyle yüzey sıcaklığı sabit kalmaktadır. Şekil 6.'deki sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında görüldüğü gibi, P basıncı 1 atm. olarak alındığında T_y sıcaklığının 1-2 noktaları arası seçilirse sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu sağlanır.



Şekil 6. Su buharı için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı

2.2. Deney Verilerinin Değerlendirilmesi

Bu çalışmada boru eksenine yerleştirilen girdap üreteçlerinin farklı parametrelerde ısı transferi ve basınç kayıpları incelenmiştir.

Isı transferi değerini belirleyebilmek için Nusselt sayısının hesaplanması gerekmektedir. Nusselt sayısının hesaplanabilmesi içinse Ortalama Isı Transfer Katsayısının hesaplanması gerekmektedir.

Basınç kayıplarının hesaplanabilmesi içinse sürtünme faktörünün belirlenmesi gerekmektedir. Bunların belirlenmesi için, ayrıca havanın fiziksel özellikleri sıcaklıklara göre tablolardan seçilmiştir.

2.2.1. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Isı taşımının iyilik derecesini ifade eden Nusselt sayısını hesaplayabilmek için önce ortalama ısı taşınım katsayısının hesaplanması gerekir. Isı taşınım katsayısının hesaplanması da Entalpi yöntemine göre yapılmıştır. Entalpi yönteminde sistemde ayrıca bir iç enerji üretimi yoksa, ısıtma durumunda, akışkanın boru boyunca kazandığı ısı enerjisinin, cidardan akışkana geçen enerjiye eşit olması gerekir.

Bu prensibe göre akışkanın boru girişi ve çıkışı arasında kazanacağı ısı enerjisi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_a = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (5)$$

burada Q_a akışkanın kazandığı toplam ısı enerjisi, \dot{m} kütleli debi, C_p akışkanın ısı kapasitesi, ΔT ise akışkanın boru girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkıdır.

Cidardan geçen ısı ise aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir;

$$Q_y = h_{ort} \times A_y \times \Delta T_m \quad (6)$$

burada Q_y cidardan akışkana geçen toplam ısı enerjisi, h_{ort} ortalama ısı taşınım katsayısı, A_y test borusunun ısı transfer eden toplam yüzeyi, ΔT_m ise logaritmik sıcaklık farkıdır. Eşitlik 5 ve Eşitlik 6 birbirlerine eşitlenip düzenlenirse, ortalama ısı taşınım katsayısı,

$$A_y = \pi DL \quad (7)$$

$$h_{ort} = \frac{\dot{m} c_p \Delta T}{A_y \Delta T_m} \quad (8)$$

denkleme dönüşür. Burada logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m sabit yüzey ısı sınır şartı altında aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_y - T_{ag}) - (T_y - T_{aç})}{\ln\left(\frac{T_y - T_{ag}}{T_y - T_{aç}}\right)} \quad (9)$$

burada T_y yüzey sıcaklığı, T_{ag} ve $T_{aç}$ sırasıyla akışkanın test borusuna giriş ve çıkış ortalama sıcaklıklarıdır. Eşitlik 9, Eşitlik 8'de yerine koyularak yeniden düzenlenirse ,

$$h_{ort} = \frac{\dot{m}c_p}{\pi DL} \ln\left(\frac{T_y - T_{ag}}{T_y - T_{aç}}\right) \quad (10)$$

elde edilir.

Burada D ve L sırasıyla test borusu çapı ve uzunluğudur. Eşitlik 10'dan elde edilen ortalama ısı transfer katsayısı ifadesi kullanılarak Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} D_h}{k} \quad (11)$$

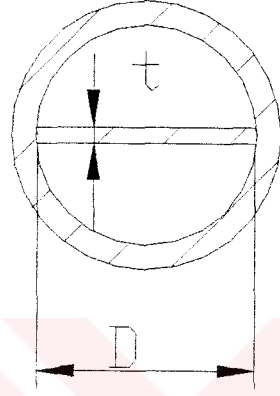
Burada D_h hidrolik çap (silindirik borularda $D_h = D$), k akışkanın ısı iletim katsayısıdır.

Bu çalışmada test borusu eksenine boyunca ilave eleman merkezlendiği için hidrolik çap ifadesi değişmiştir. Şekil 7.'de test borusunun ilave eleman yerleştirilmiş durumundaki şematik resmi görülmektedir. Aşağıda bu ifadenin elde edilişi verilmektedir.

$$D_h = \frac{4A_k}{P_i} \quad (12)$$

$$D_h = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4} - Dt\right)}{\pi D - 2(D-t)} \quad (13)$$

Burada A_k Test borusunun kesit alanı, P_1 ıslak çevredir ve t 'de ilave elemanların kesit kalınlığıdır. Yukarıdaki ifadelerde hesaplamalar yapıldığında boş borunun çapı 25.4mm iken hidrolik çap 15mm olmaktadır. Şekil 7.'de test borusunun ilave eleman yerleştirilmiş durumda şekli görülmektedir.



Şekil 7. Test borusunun ilave eleman yerleştirilmiş şekli.

Deneilerin literatüre uygunluğunun belirlenmesi için düz boru deneyleri yapılmış ve literatürdeki ampirik bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Deneyler hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısıtılarak gelişmekte olan akış koşullarında yapılmıştır. Sabit yüzey sıcaklığı ısıtılma sınır koşulu ve laminer akış için tanımlanan mevcut bağıntılardan birini yazacak olursak;

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(D_h / L) Re Pr}{1 + 0.04[(D_h / L) Re Pr]^{2/3}} \quad (14)$$

Yukarıdaki bağıntı Hausen tarafından tanımlanmıştır. Türbülanslı akış için ise aynı ısıtılma sınır koşullarında Kays tarafından tanımlanan ampirik bağıntı kullanılmıştır (Incropera ve De Witt, 1990).

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad Re < 10^5 \quad (15)$$

(Kays ve Crawford, 1980).

Eşitlik 14 ve Eşitlik 15'den elde ettiğimiz değerlerin, deney sonuçlarından elde edilen sonuçlarla uyumu karşılaştırılarak belirlenmiştir. Bu karşılaştırmalar ve çizilen grafikler Bölüm 3.'de verilmiştir.

Ayrıca test borusuna yerleştirilmiş düz levha deneylerinden elde edilen sonuçlar literatürdeki diğer bir çalışmadan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve uygunluğu test edilmiştir. Bu karşılaştırmalardan elde edilen sonuçlar Bölüm 3.'de verilmiştir. (S.W.Hong ve Bergles, 1976).

2.2.2. Sürtünme Faktörünün Hesaplanması

Isı transferini iyileştirme çalışmalarında ısı transferinin hesaplanması kadar önemli bir değer de sürtünme faktörüdür. Bu çalışmada sürtünme faktörü değerleri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır. Bu eşitlik literatürde Moody sürtünme faktörü veya Darcy sürtünme faktörü olarak adlandırılmaktadır.

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) D_h}{\rho U_{ort}^2 / 2} \quad (16)$$

Bu eşitlikte ΔP test borusu girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, U_{ort} ortalama hız, D_h test borusu hidrolik çapı ve ρ akışkanın özgül ağırlığıdır.

Test borusunun giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları ise laminer ve türbülanslı akışta milimetre su seviyesi (mmSS) olarak ölçülmüştür. Bu birimin Pascal (N/m^2)'a çevrilmesi için gerekli bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$\Delta P (N/m^2) = \Delta P (mmSS) \times 1.33322 \cdot 10^{-3} \quad (0^\circ C'de) \quad (17)$$

Ortalama hız ise;

$$U_{\text{ort}} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi D^2} \quad (18)$$

burada \dot{m} kütleli debiyi, ρ akışkanın özgül ağırlığını ve D de test borusunun çapını ifade etmektedir.

Bu çalışmada elde edilen deney sonuçlarının literatürde bulunan f sürtünme faktörü değerleriyle karşılaştırmak için kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir. Laminer akış için;

$$f = \frac{64}{Re} \quad (19)$$

bağıntısı, türbülanslı akış için ise aşağıdaki bağıntılar literatürde mevcuttur.

$$f = 0.316 \cdot Re^{-1/4} \quad Re \leq 2 \cdot 10^4 \quad (20)$$

$$f = 0.184 \cdot Re^{-1/5} \quad Re \geq 2 \cdot 10^4 \quad (21)$$

Eşitlik 19, 20, 21'den elde edilen değerlerle, deney sonuçlarının Eşitlik 16 ile hesaplanması sonucu elde edilen sonuçlar Bölüm 3'de verilmiştir.

2.3. Performans Analizi

Isı transferi ve termodinamik sistemlerinin tasarımında enerjinin etkili bir biçimde kullanılması ana amaçlardandır. Bilindiği gibi entropi, moleküler düzensizlik olarak tanımlanır. Bu amaca yönelik çalışmalarda en az entropi üretimiyle sistemin ihtiyacı olan enerjiyi sağlamak gerekmektedir. Bu da tasarımı yapılan sistemlerin bu amaca uygunluğunu kontrol etmek için bir analiz yapma ihtiyacını doğurmuştur. Bejan yaptığı çalışmalarda *Termodinamiğin İkinci Kanunu Analizi* yaparak bir değerlendirme tekniği önermiştir (Bejan, 1988). Isı transfer sistemlerinin performanslarının değerlendirmeye yönelik yapılan çalışmalardan bazıları literatür kısmında verilmiştir (Brockmeier vd.1993, Gentry vd.,1996, Webb,1981). Isı transferini iyileştirme tekniklerinde ısı transferini artırmak için yapılan çalışmalarda sürtünme faktörünün değerinin de arttığı bilinmektedir.

Diğer yöntemlerde kullanılan parametreler basınç kaybı, debi ve pompalama gücü gibi parametrelerdir. Bu amaçla yapılan performans analizlerinde yukarıdaki parametrelerden biri sabit olduğu durumlarda ısı transferi ve diğer parametrelerin değişimleri, tasarımın performansını göstermektedir. Bu performans analizleriyle birden fazla performans kriterinin ortaya çıkması, kesin bir değerlendirme yapmayı engellemektedir. Bu yüzden her bir parametredeki iyileşmenin ve performansın kendi aralarında tekrar değerlendirilmesi gerekmektedir (Şahin, A.Z.,1998). Bu yöntemin uygulandığı bir sistemde, tersinmezlik ve entropi üretimi performans kriteri olarak alınır. Entropi üretimi, taşınım ile ısı transferi esnasında, akışkanın sürtünmesi ve birim sıcaklık farklarından doğan ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Bir sistemin entropisinin artması, o sistemin kullanılabilir enerjisinin (ekserjisinin) azalması demektir (Çengel ve Boles,1994). İkinci kanun analizi, entropi üretimini en aza indirerek, kullanılabilir enerjinin (ekserji) artırılmasını öngörmektedir.

Bu çalışmada yapılan deneyler esnasında test borusunun performans analizini yapmak için deneyler esnasında üretilen entropiyi bulmak gerekmektedir. Bunun için Nag ve Mukherjee'nin (1986) yaptıkları çalışmaya benzer şekilde ısıtma durumu için, sabit yüzey sıcaklığı ısı sınır koşulu altında elde edilen *boyutsuz entropi üretimi* (N_s) sayısı elde edilerek kullanılmıştır. Aşağıda bu bağıntı verilmektedir;

$$N_s = \left[\tau \left[\exp(-\gamma L) - 1 \right] + \ln \left[\frac{\tau \exp(-\gamma L) - 1}{(\tau - 1)} \right] \right] + \frac{1}{\rho T_y \gamma C_p} \left(- \frac{dP}{dX} \right) \ln \left[\frac{\tau \exp(-\gamma L) - 1}{(\tau - 1) \exp(-\gamma L)} \right] \quad (22)$$

Burada τ boyutsuz giriş sıcaklığıdır

$$\tau = \frac{T_y - T_{ag}}{T_y} \quad (23)$$

Burada T_y yüzey sıcaklığı, T_{ag} akışkan giriş sıcaklığıdır,

$$\gamma = \frac{h\pi D}{\dot{m}C_p} \quad (24)$$

Burada h ısı taşınım katsayısı, \dot{m} kütleli debiyi, C_p akışkanın özgül ısısını ifade etmektedir. Ayrıca Eşitlik 22'deki $(-dP/dX)$ teriminin ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\left(-\frac{dP}{dX} \right) = \frac{f\rho U_{ort}^2}{2D} \quad (25)$$

Burada f sürtünme faktörü, ρ akışkan (hava) yoğunluğu ve U_{ort} ortalama akışkan hızıdır. (Namlı, 1996)

2.4. Belirsizlik Analizi

Deneysel olarak yapılan çalışmalarda belirsizlik analizi deney düzeneği veya ölçü araçlarından kaynaklanan hataların değerlendirilmesi ve deney sonuçlarının doğru değerlendirilmesi için gereklidir. Burada söz konusu olan standart olarak kurulan bir deney düzeneğinde ortaya çıkması olası olan kaçınılmaz hatalardır (Namlı, 1996). Bu yüzden bu çalışmada Namlı (1996) tarafından aynı deney düzeneği için yapılmış olan belirsizlik analizi kullanılmıştır. Bu analizle ilgili sonuçlar Bölüm 3'de verilmiştir.

3. BULGULAR

Bu çalışmada boru içerisine girdap üreticileri merkezlenerek ısı transferi ve basınç kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan laminer ve türbülanslı akışta yapılmıştır. Girdap üreticilerinin açıları değiştirilerek ve yönleri ters çevrilerek tekrarlanan bu deneyler, ayrıca boş boru ve üzerinde girdap üretici bulunmayan düz levha için de yapılmıştır. Çalışmada ısı transferinin incelenmesi için, deneylerde sıcaklık ve debi değerleri ölçülüp bunlara karşılık gelen Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Basınç kayıplarının incelenmesi içinde test bölgesinin giriş ve çıkış kesitlerinde statik basınç farkları ve debi ölçümleri yapılmıştır. Bu değerlerden yararlanarak sürtünme faktörü hesaplanmış ve değerlendirmeler yapılmıştır. Sonuçlar bulunduktan sonra Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişim grafikleri, sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına bağlı değişim grafikleri ilerde verilmiştir. Ayrıca boş boru ve düz levha deneylerinin literatürle karşılaştırmaları mevcuttur.

3.1. Ölçülen Değerler

3.1.1. Laminer Akış İçin Ölçülen Değerler

Laminer akış deneyleri yaklaşık olarak Reynolds sayısının 200 ile 2300 değerleri arasında yapılmıştır. Akışkanın test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıkları termoelemanların bağlı olduğu dijital bir multimetreden okunmuş ve daha sonra °C' a çevrilmiştir. Akışkanın test borusuna giriş sıcaklığı (T_g) bir noktadan akışkanın test borusundan çıkış sıcaklığı (T_c) cidardan merkeze doğru üç noktadan ölçülerek ortalamaları alınmıştır. Debi, rotametreden (lt/dak) cinsinden ölçülmüştür. Akışkanın test borusuna girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı elektronik manometre ile (mmSS) cinsinden ölçülmüştür. Laminer akış için yapılan deneylerde ölçülen değerler Ek Tablo 1'den Ek Tablo 8'e kadar olan tablolarda verilmiştir.

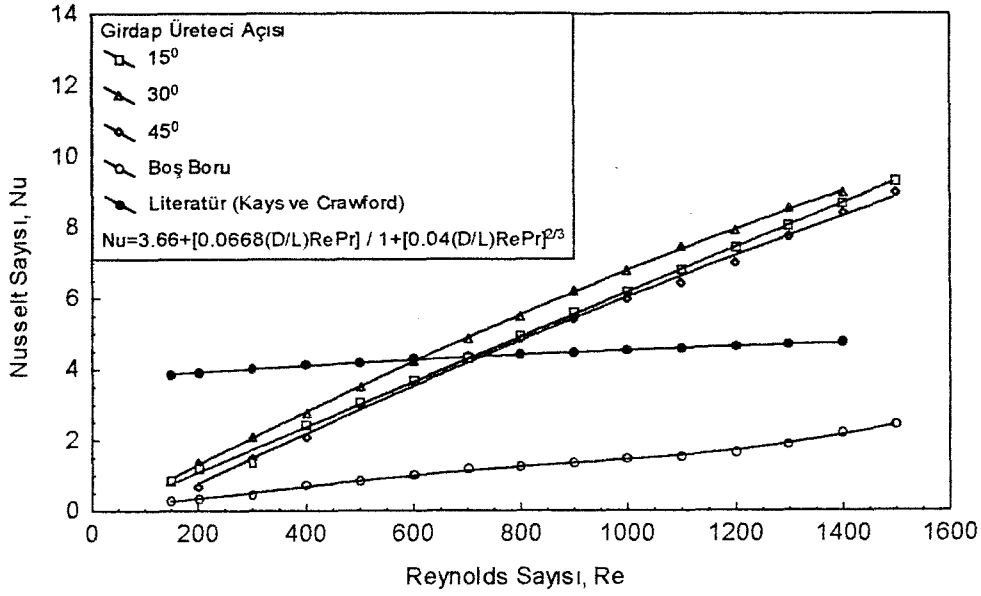
3.1.2. Türbülanslı Akış İçin Ölçülen Değerler

Türbülanslı akış deneyleri Reynolds sayısının 8000 ile 40000 değerleri arasında yapılmıştır. Burada akışkanın test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıkları laminer akışta olduğu gibi ölçülmüştür. Debi, daha önceden kalibre edilmiş sukbedeki basınç farkını elektronik manometreden (mmSS) cinsinden okunup, kalibrasyon denklemiyle (lt/dak)'ya çevrilmiştir. Basınç kayıpları ise içerisinde saf su bulunan U-manometresiyle ölçülmüştür. Ölçülen değerler Ek Tablo 9'dan Ek Tablo 16'ya kadar olan tablolarda verilmiştir.

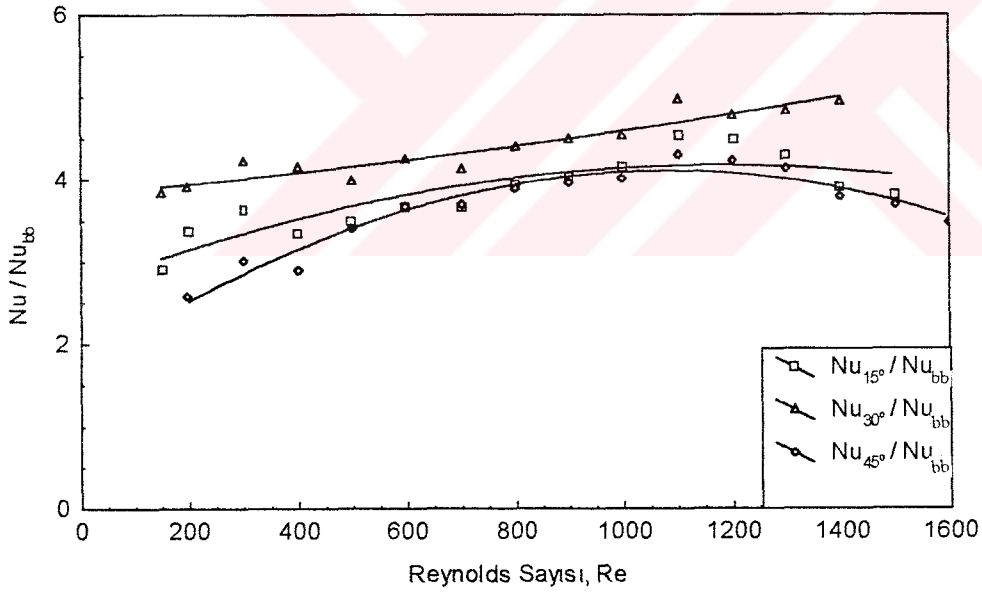
3.2. Hesaplanan Değerlerden Elde Edilen Sonuçlar

3.2.1. Laminer Akış İçin Elde Edilen Hesap Sonuçları

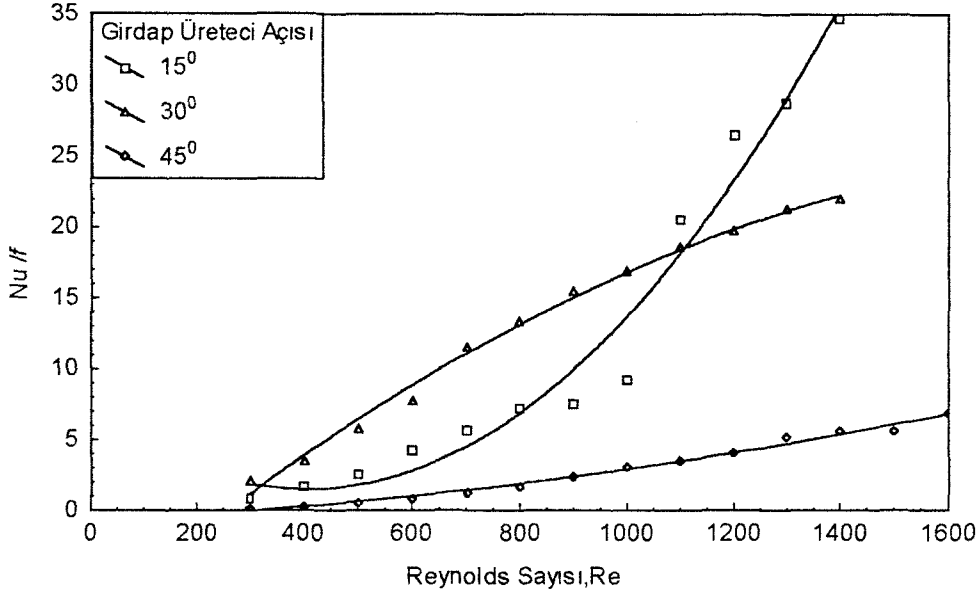
Laminer akışta 15° , 30° ve 45° 'lik girdap üretici açısı için, düz ve ters olmak üzere iki ayrı yönde ayrı ayrı hesaplanan Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve boyutsuz entropi sayısı (N_s) değerlerinin Reynolds sayısına bağlı değişimleri grafikler halinde Şekil 8'den Şekil 20'ye kadar olan grafiklerde verilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısının Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açılarına göre değişimleri de Şekil 13'de ve Şekil 20'de verilmiştir.



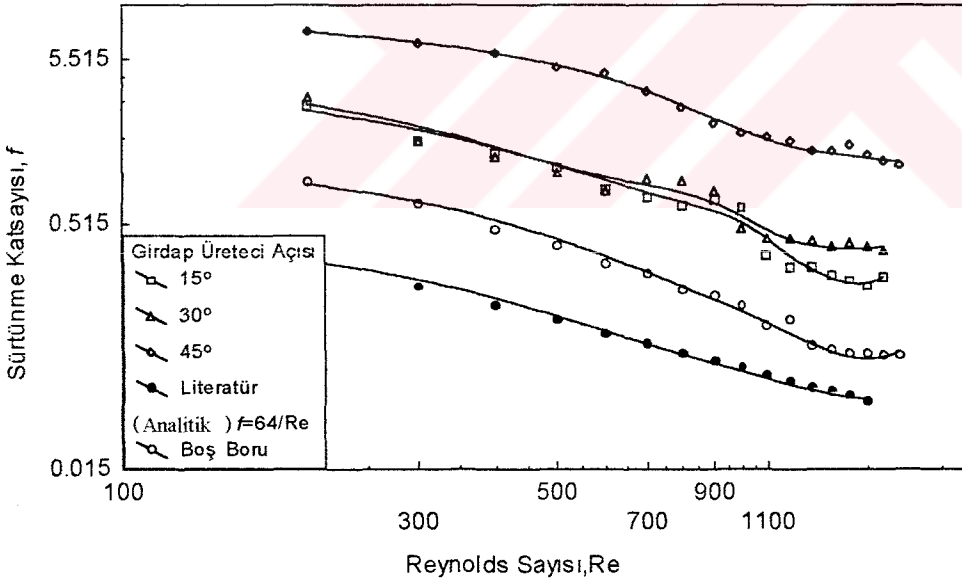
Şekil 8. Laminer akışta Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi grafiği



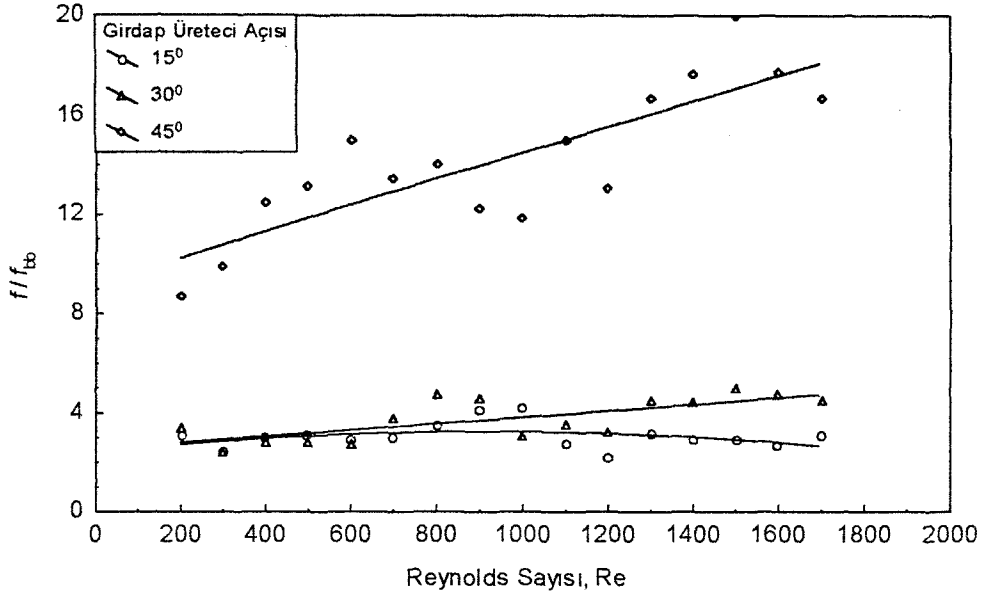
Şekil 9. Laminer akışta Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına göre değişimi grafiği



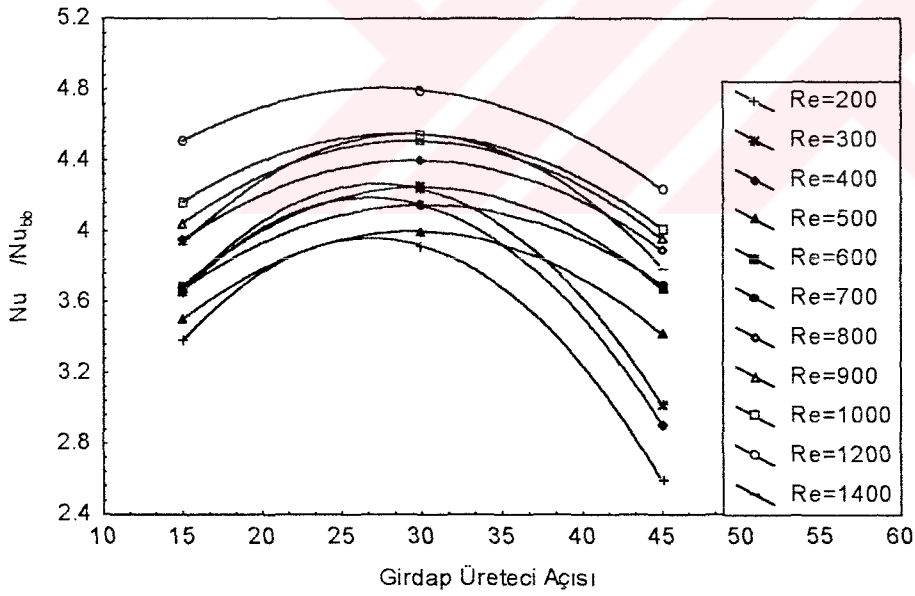
Şekil 10. Laminer akışta Nu/f değerinin Reynolds sayısına göre değişimi grafiği



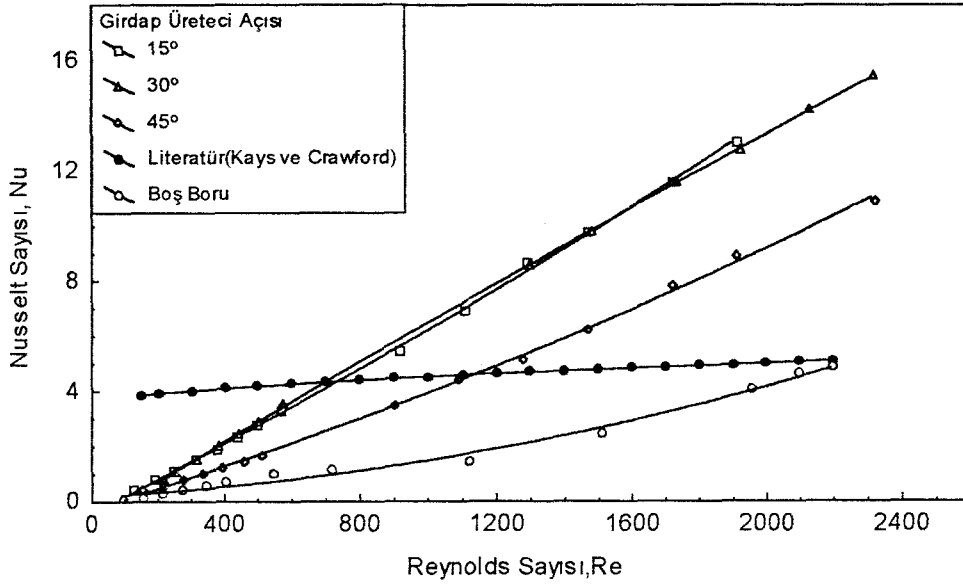
Şekil 11. Laminer akışta Sürtünme faktörünün (f), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



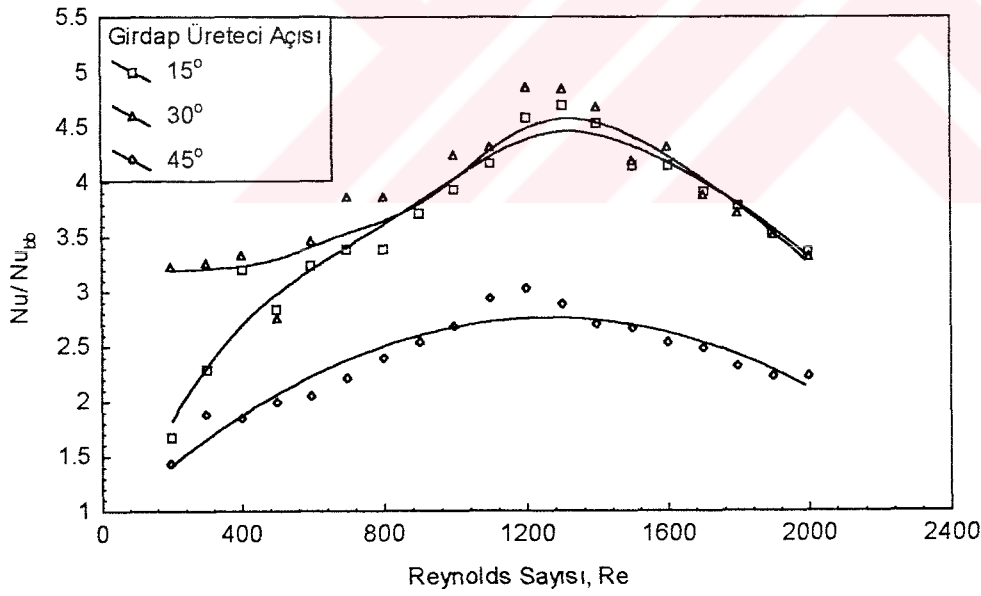
Şekil 12. Laminer akışta f/f_{bb} oranının, Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



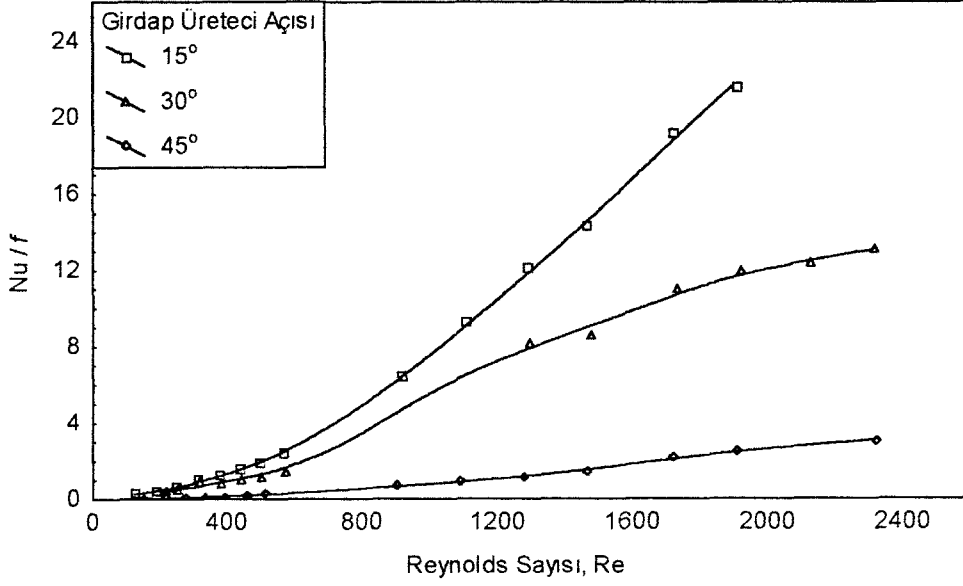
Şekil 13. Laminer akışta Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi grafiği



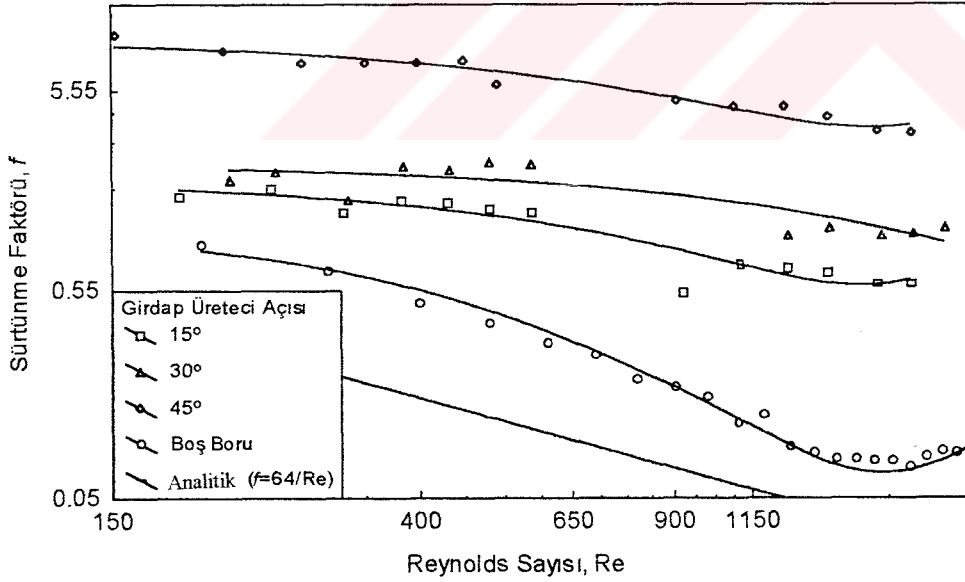
Şekil 14. Laminer akışta ters girdap üretici için Nusselt sayısının (Nu), Reynolds sayısına göre (Re), değişimi grafiği



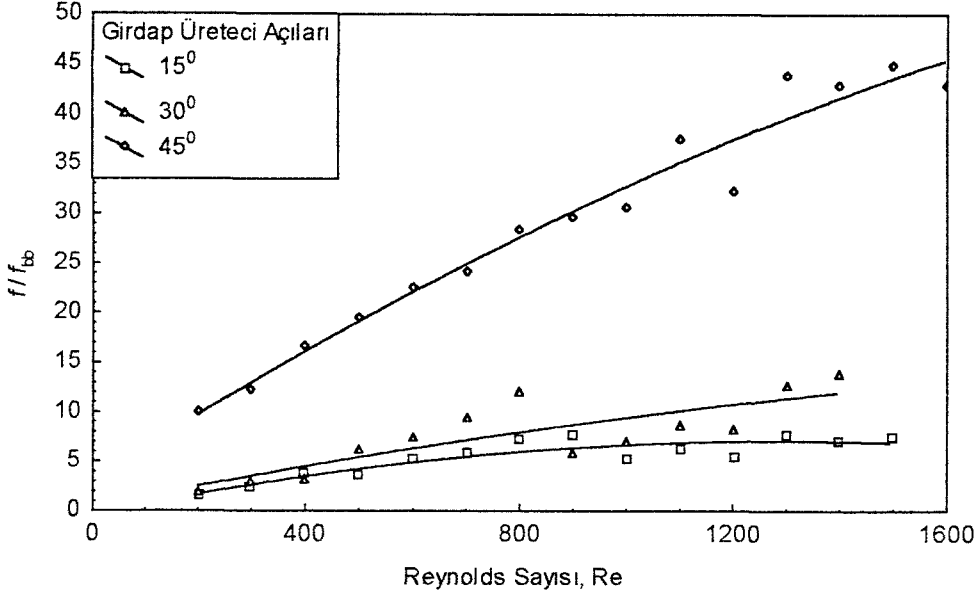
Şekil 15. Laminer akışta ters girdap üretici için Nu/Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



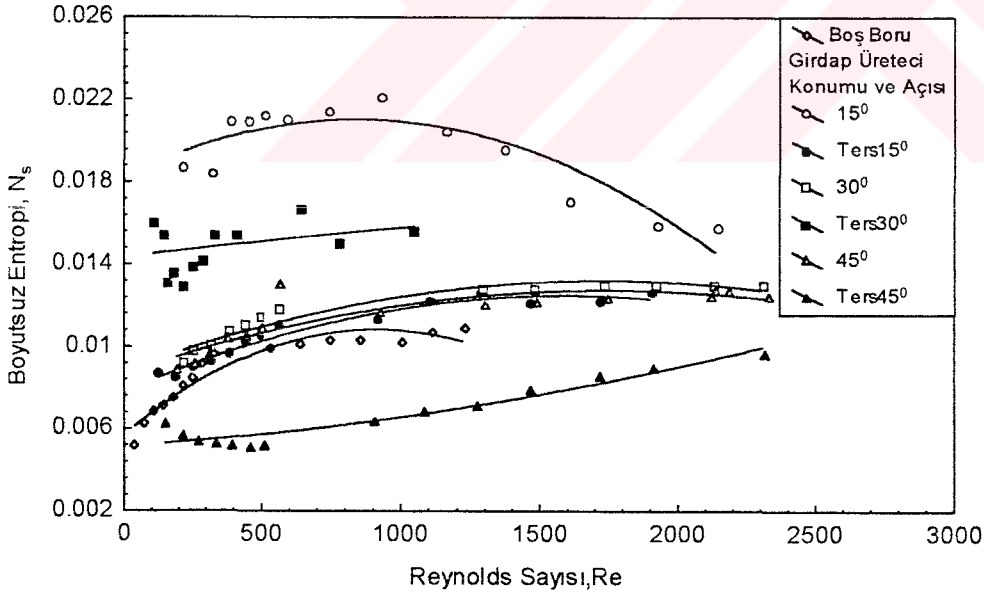
Şekil 16. Laminer akışta ters girdap üretici konumu için Nu/f oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



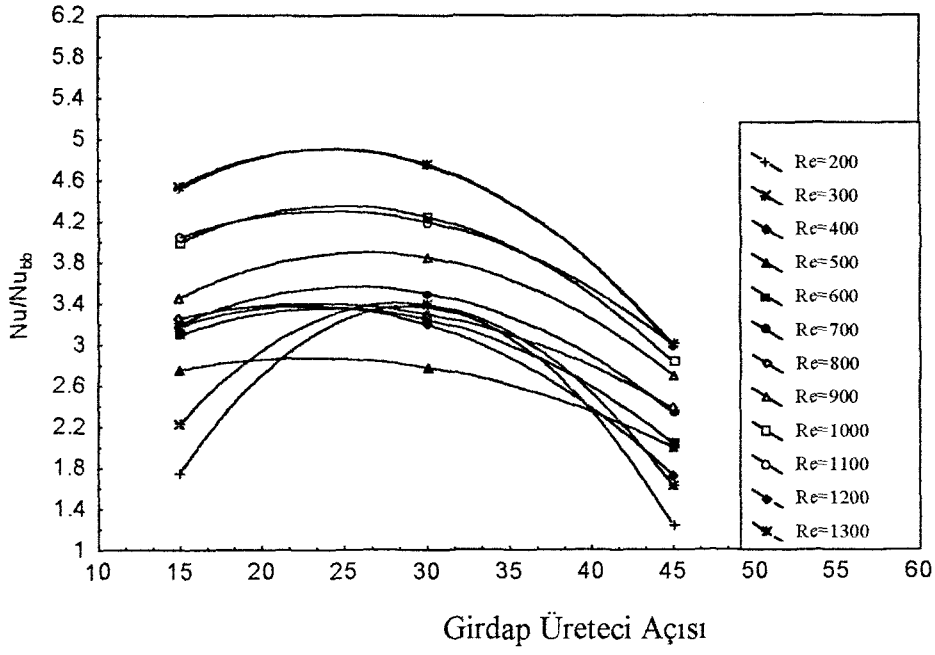
Şekil 17. Laminer akışta ters girdap üretici konumu için sürtünme faktörünün (f), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



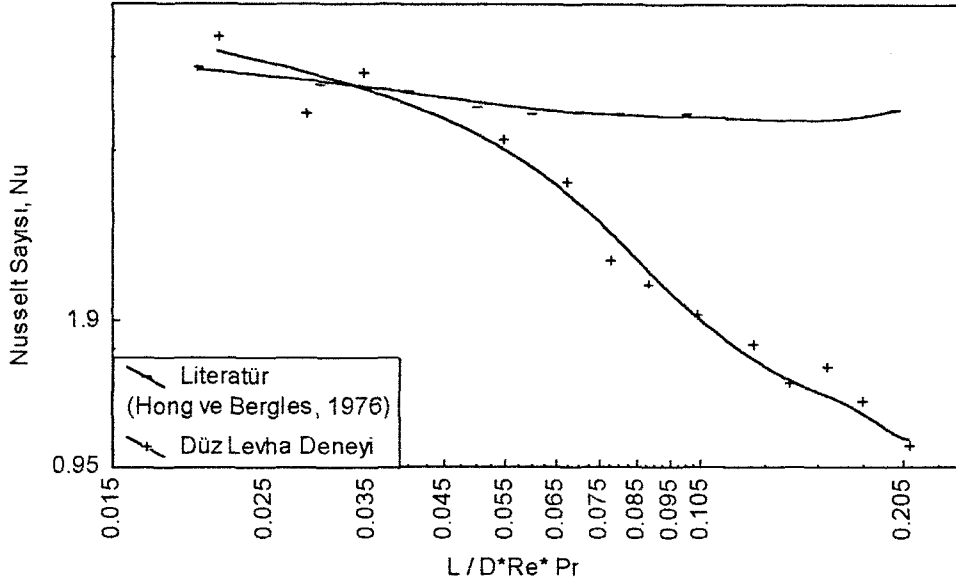
Şekil 18. Laminer akışta ters girdap üretici konumu için f/f_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



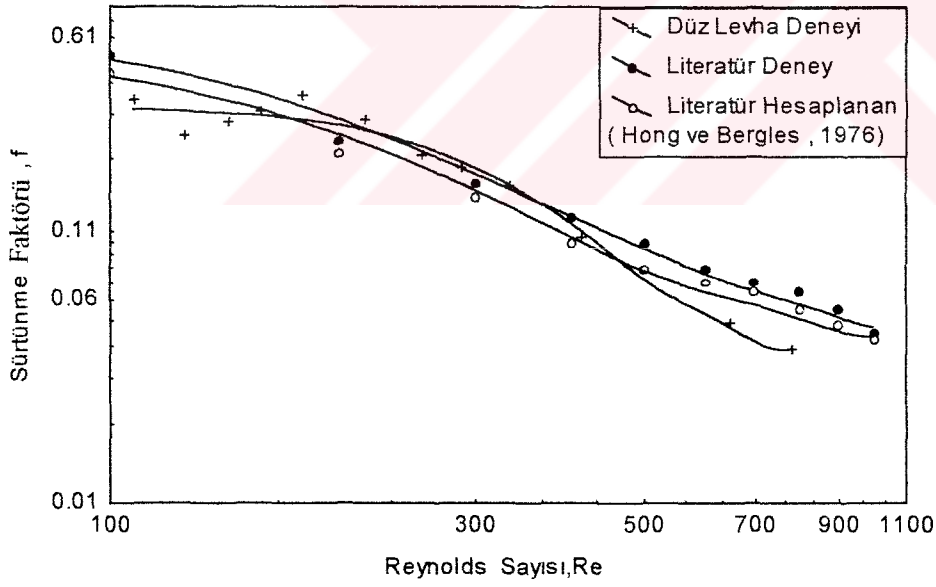
Şekil 19. Laminer akışta boyutsuz entropinin (N_s) Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



Şekil 20. Laminer akışta ters girdap üretici konumu için Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi grafiği



Şekil 21. Laminer akışta düz levha deneyi için Nusselt sayısının $\frac{L}{D \times Re \times Pr}$ 'ye göre değişimi

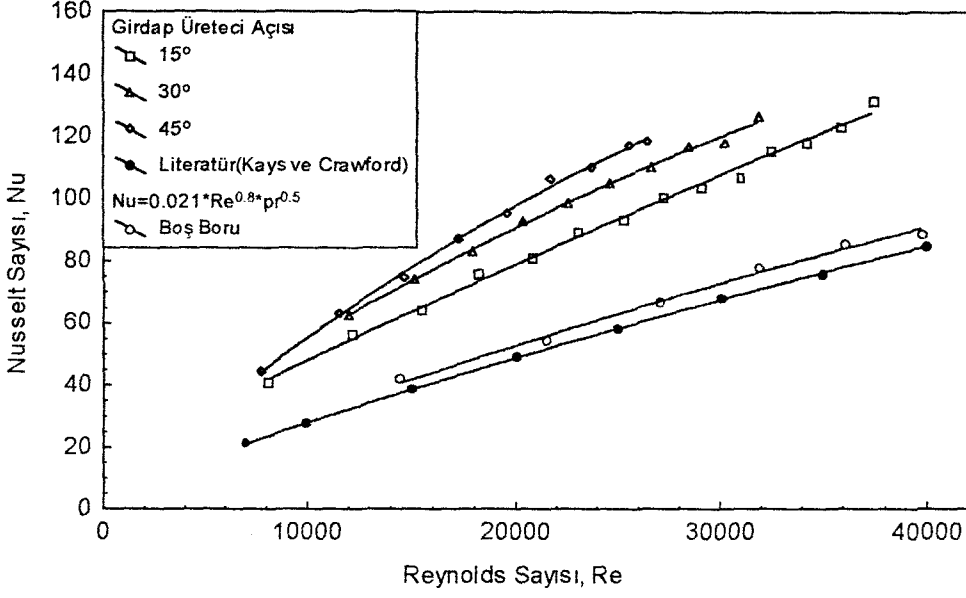


Şekil 22. Düz levha deneyi için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi grafiği

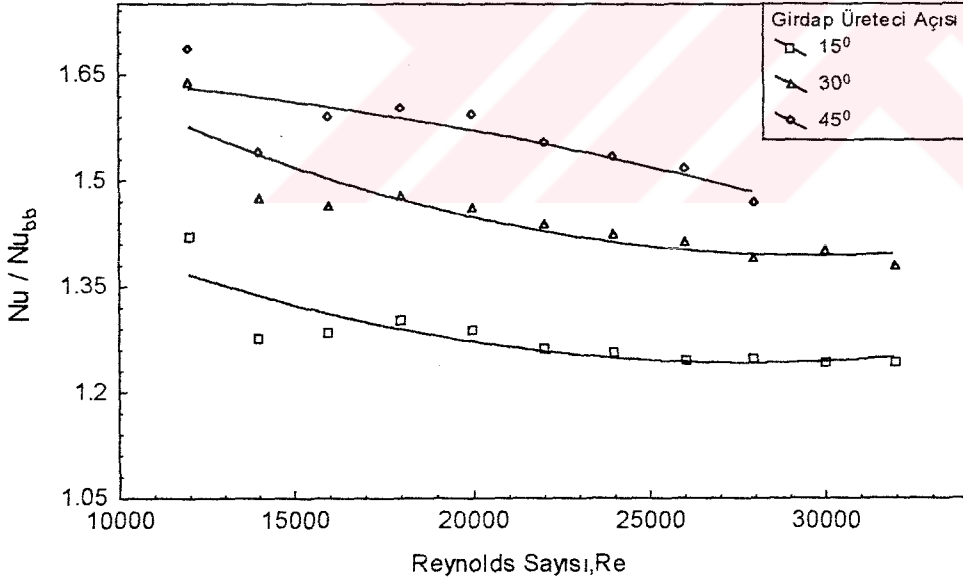
3.2.2. Türbülanslı Akış İçin Elde Edilen Sonuçlar

Türbülanslı akışta 15° , 30° ve 45° 'lik girdap üretici açısı için, düz ve ters olmak üzere iki ayrı yönde ayrı ayrı hesaplanan Nusselt sayısı (Nu), $Nu/Pr^{0.5}$ değerleri, sürtünme faktörü (f) ve boyutsuz entropi sayısı (N_s) değerlerinin Reynolds sayısına bağlı değişimleri grafikler halinde Şekil 23'den Şekil 34'ya kadar olan grafiklerde verilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısının (Nu), girdap üretici açısıyla değişim grafikleri Şekil 29'da ve Şekil 37'de verilmiştir.

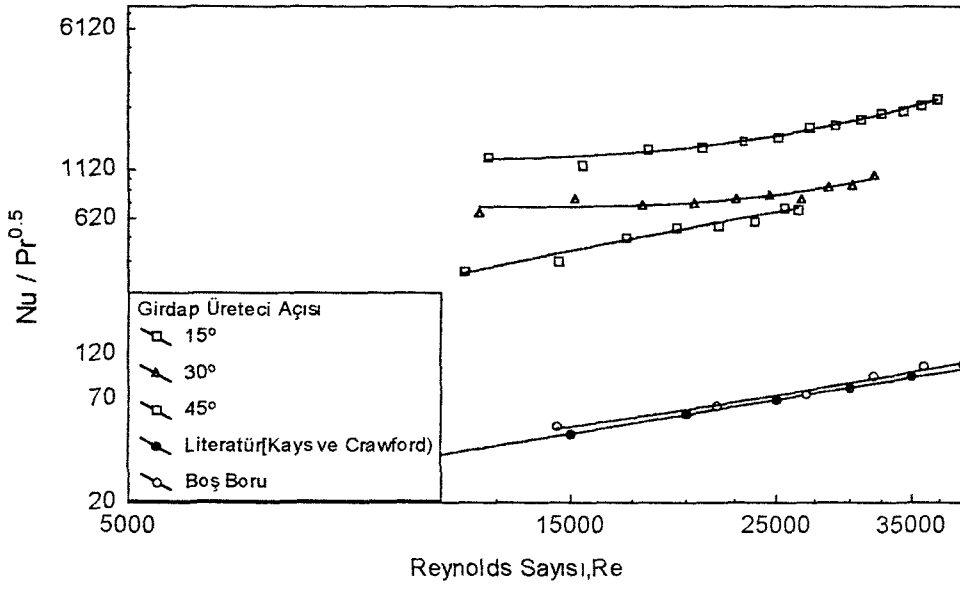




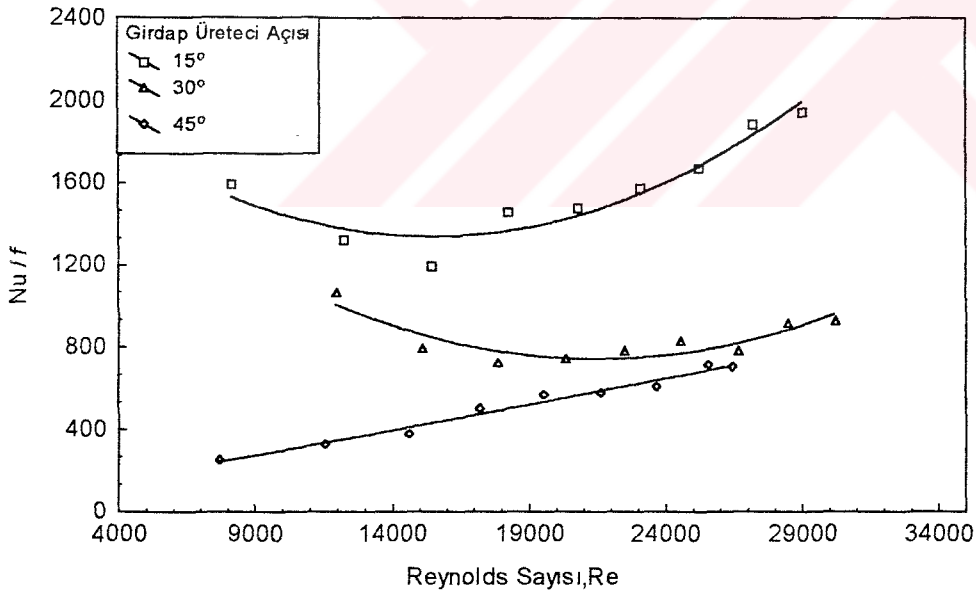
Şekil 23. Türlülanlı akışta Nusselt sayısının (Nu), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



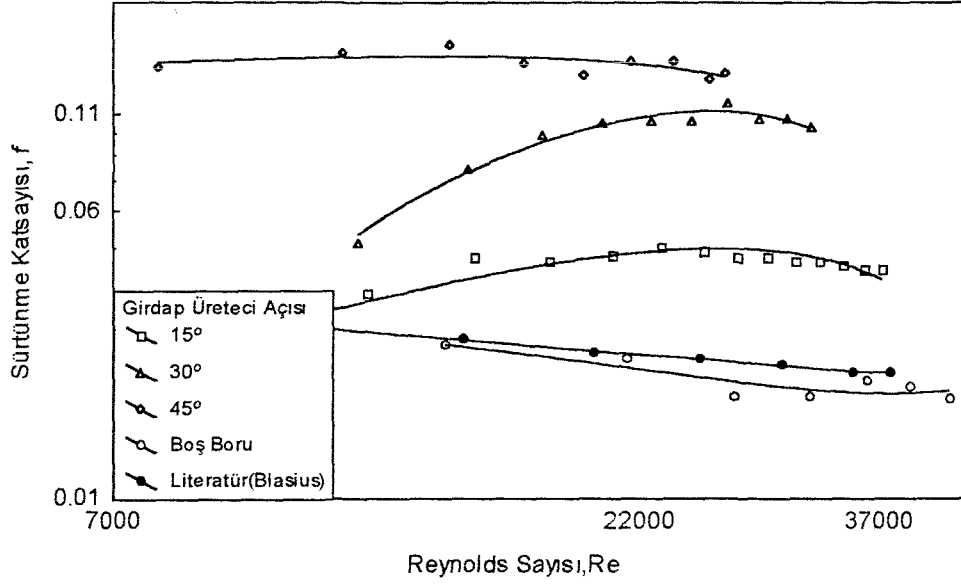
Şekil 24. Türlülanlı akışta Nu/Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



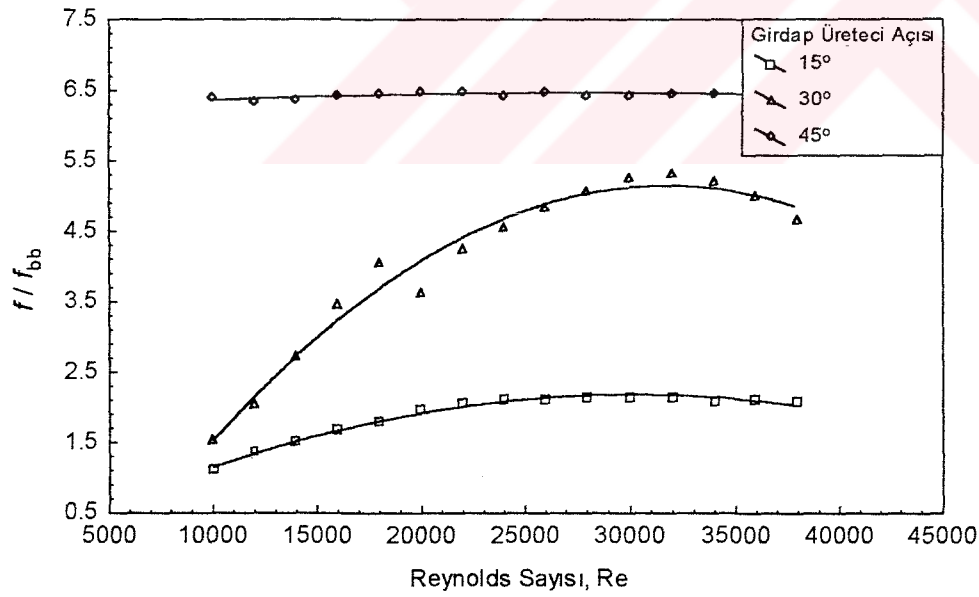
Şekil 25. Türbülanslı akışta $Nu / Pr^{0.5}$ oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



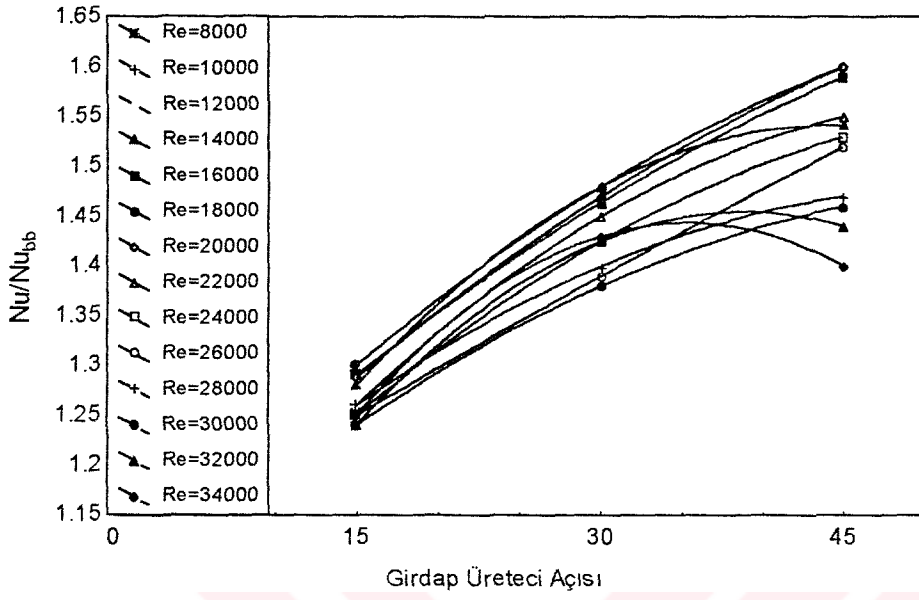
Şekil 26. Türbülanslı akışta Nu / f oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



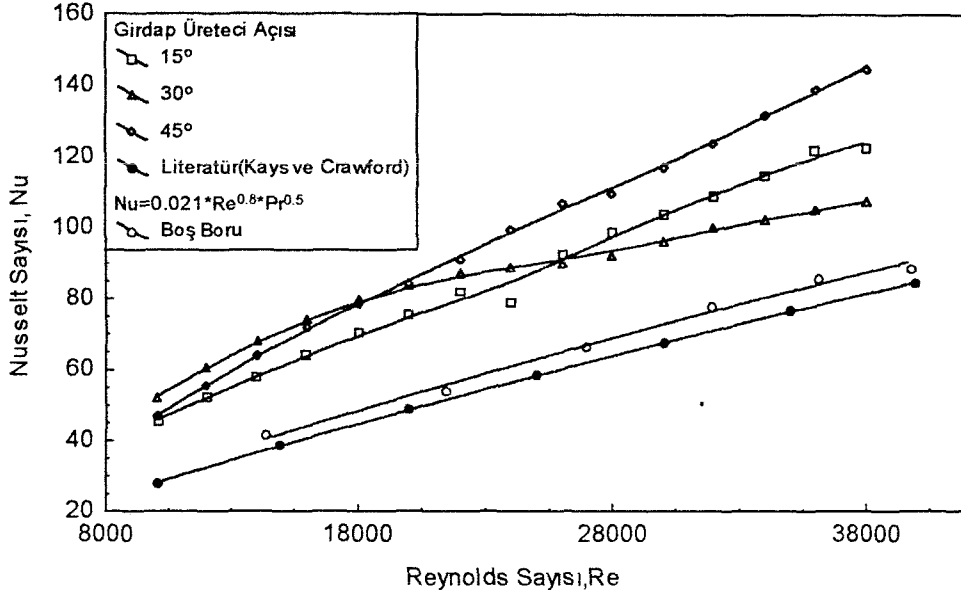
Şekil 27. Turbulanslı akışta Sürtünme katsayısının (f) Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



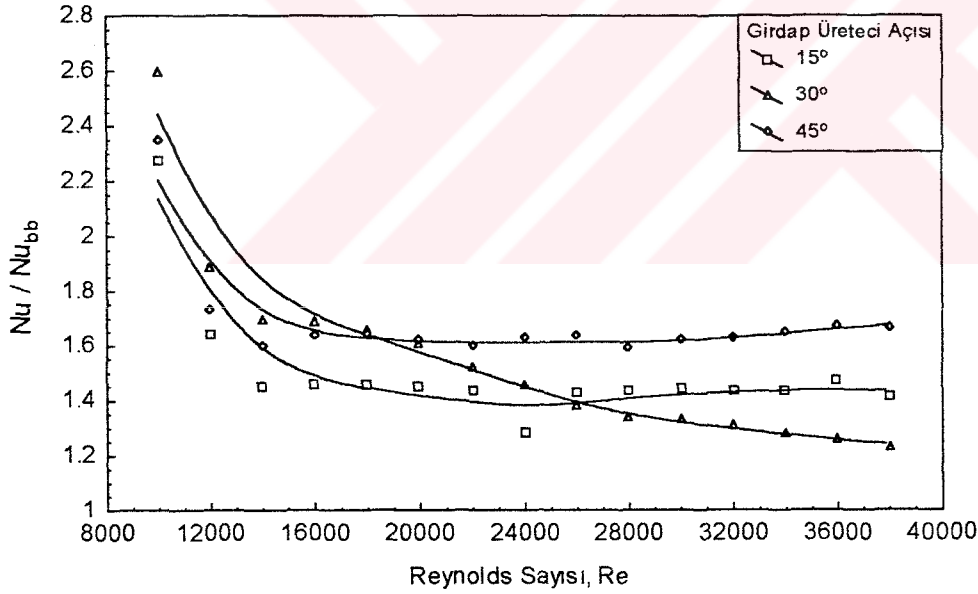
Şekil 28. Turbulanslı akışta f / f_{bb} 'nin Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



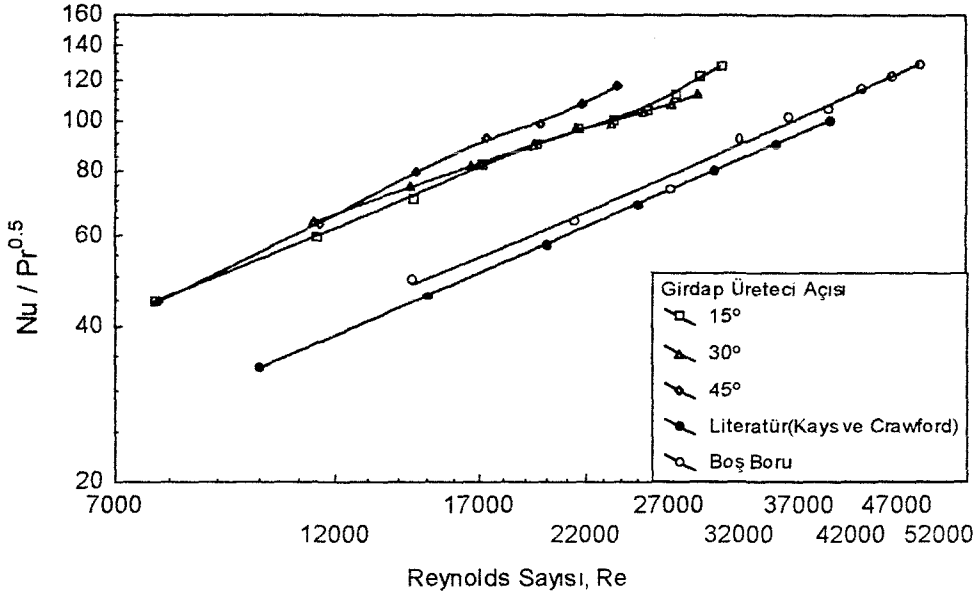
Şekil 28. Türbülanslı akışta Nu/Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi grafiği



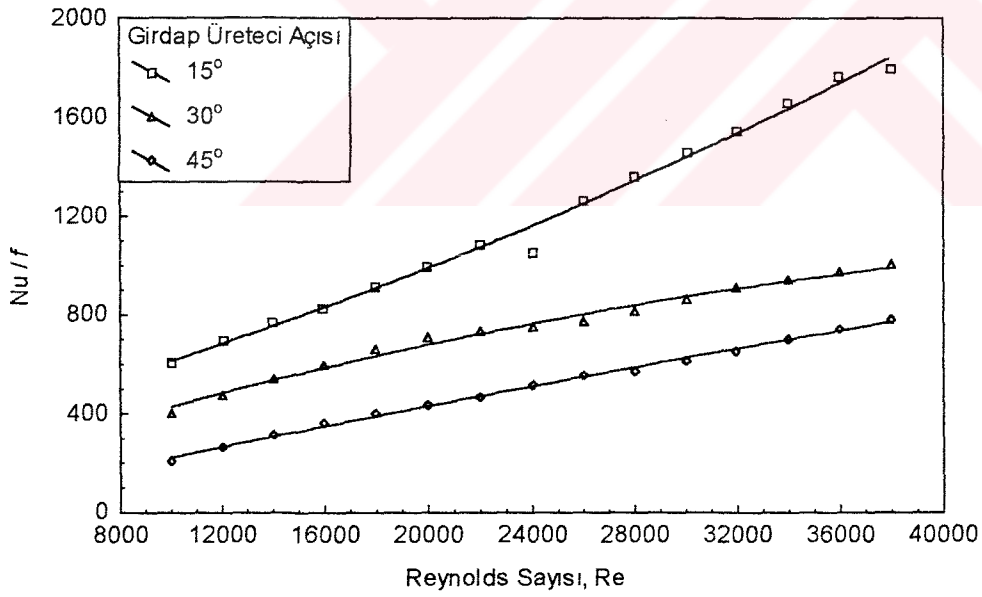
Şekil 32. Turbulanslı akışta ters girdap üretici için Nusselt sayısının (Nu), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



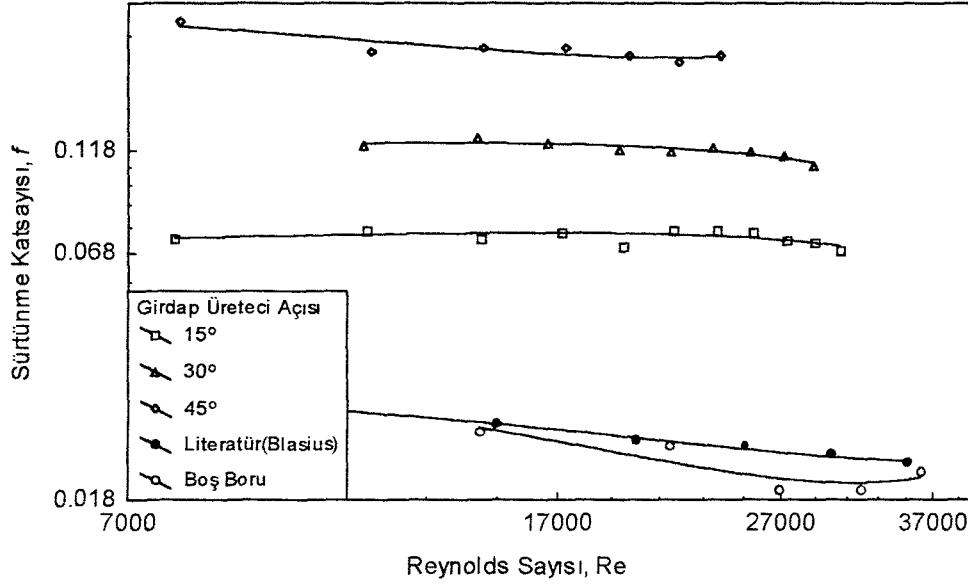
Şekil 33. Turbulanslı akışta ters girdap üretici için Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



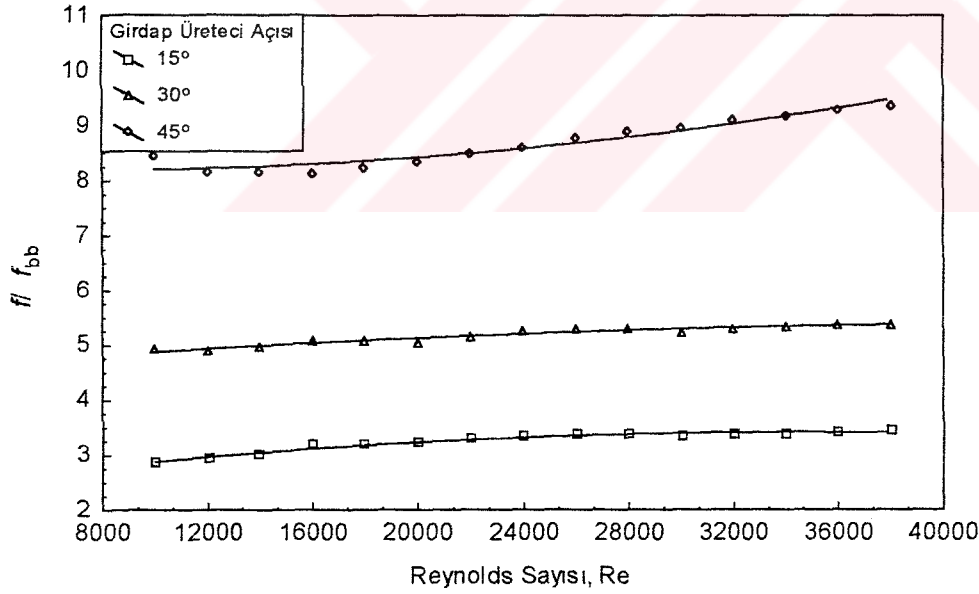
Şekil 34. Türbülanslı akışta ters girdap üretici için $Nu/Pr^{0.5}$ oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



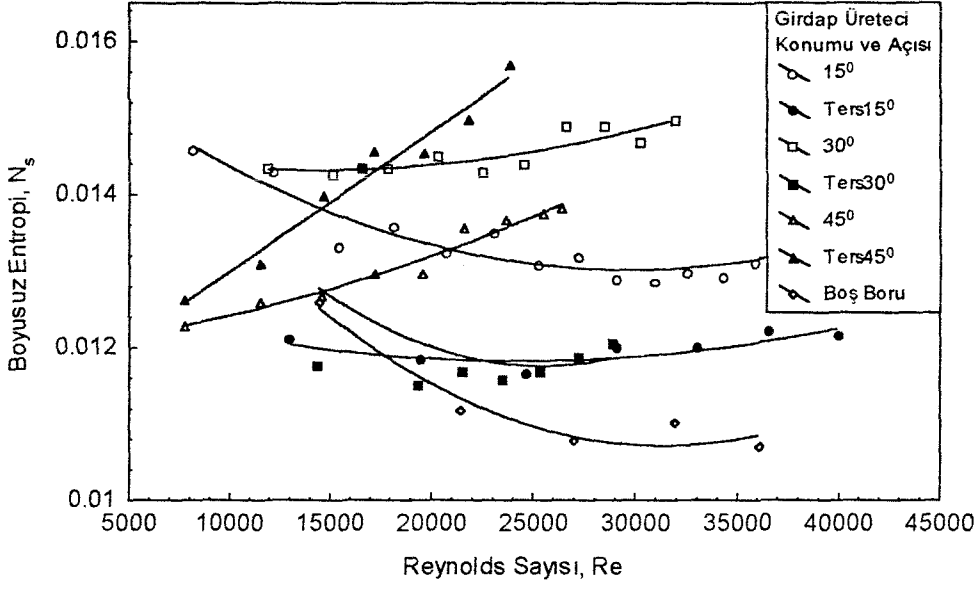
Şekil 35. Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Nu/f oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



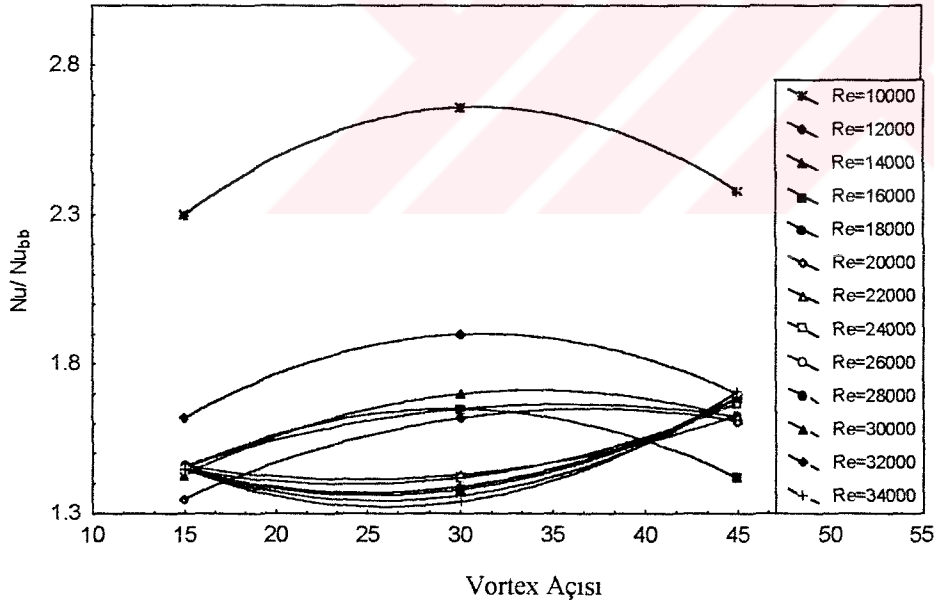
Şekil 36. Türbülanslı akışta ters girdap üretici için Sürtünme katsayısının (f) Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



Şekil 37. Türbülanslı akışta ters girdap üretici için f/f_{bb} oranının Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



Şekil 38. Türlüanslı akışta Boyutsuz Entropinin (N_s), Reynolds sayısına (Re) göre değişimi grafiği



Şekil 39. Türlüanslı akışta ters girdap üretici için Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi grafiği

3.2.3. Belirsizlik Analizi Sonuçları

Deneysel çalışmalarda alınan ölçümlerin hatalı olması kaçınılmazdır. Bu hatalar ölçümlerden yararlanılarak hesaplanan değerlerin de hatalı hesaplanmasına yol açar. Bu çalışmada hesaplanan değerler olan Nusselt sayısı, Sürtünme katsayısı, Reynolds sayısı gibi büyüklükler için yapılan belirsizlik analizi sonucu hesaplanan hata değerlerinin birbirlerine çok yakın çıktığı görülmüştür. Elde edilen ortalama hata değerleri Nusselt sayısı için % 4.63, Sürtünme katsayısı için %9.85 ve Reynolds sayısı için % 3.81 civarındadır. (Namlı,1996)

Tablo 1. Belirsizlik analizi sonuçları

Hesaplanan Değerler	Ortalama Hata Değerleri [%]
Hava Giriş Sıcaklığı	±1.5
Hava Çıkış Sıcaklığı	±3.2
Test Borusu Cidar Sıcaklığı	±1.5
Basınç Farkı	±3.4
Hacimsel Debi	±3.6
Reynolds Sayısı	±3.8
Nusselt Sayısı	±4.6
Sürtünme Katsayısı	±9.8

4. İRDELEME

Bu çalışmada boru merkezi boyunca yerleştirilen girdap üreticilerinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler laminer ve türbülanslı akış için 10 değişik durumda tekrarlanmıştır. Parametre olarak girdap üreticinin yönü ve açısı alınmıştır. Deneyler hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan boru akışında yapılmıştır. Sınır koşulu olarak sabit yüzey sıcaklığı koşulu sağlanmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar grafikler halinde Bölüm 3’de verilmiştir. Bu bölümde ise elde edilen sonuçlar irdelenecektir.

4.1. Laminer Akış Durumu İçin Deney Sonuçlarının İrdelenmesi

4.1.1. Laminer Akışta Isı Transferi Sonuçlarının İrdelenmesi

Laminer akışta (Şekil 8) boş boru için elde edilen Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin, Kays ve Crawford’ dan alınan değerlerle aynı eğimi göstermekle beraber deneysel değerler daha düşük çıkmaktadır. Şekil 8’de girdap üreticinin konumu düz, açısının 15° , 30° ve 45° olması halinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi görülmektedir. Her üç girdap üretici açısında eğrilerin eğimi birbirine çok yakındır ancak değerleri farklıdır. Her üç girdap üretici açısı için söylenebilir ki eğimleri boş borunun eğiminden çok daha büyüktür. Girdap üretici açısı 30° olduğu durumda (Şekil 9) Reynolds sayısının 200 değerinde %300, 1400 değerinde % 400 civarında bir ısı transferi artışı görülmektedir. Girdap üretici açısı 15° olduğu durumda Reynolds sayısının 200 değerinde %250, Reynolds sayısının 1500 değerinde %280 ısı transferi artışı olmaktadır. Girdap üreticinin 45° olduğu durumda ise en az artış görülmektedir. Reynolds sayısının 200 değerinde %150, Reynolds sayısının 1500 değerinde ise %250 civarında bir artış görülmektedir.

Girdap üreticinin boru eksenine boyunca ters merkezlendiği durumda yapılan deney sonuçları irdelenirse (Şekil 15) Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişim eğrilerinin eğimlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Şekil 15’de 45° , 15° ve 30° ’lik sırayla ısı transferi iyileşmesi görülmektedir. 30° ve 15° ’nin Nusselt sayısı değerleri birbirine çok yakındır. Şekil 16’da Nu / Nu_{bb} oranının Reynolds sayısına göre değişiminde

en iyi sonucu 30° lik girdap üreticinin verdiği görülmektedir, bu iyileşme miktarı %400 civarındadır. Diğerlerindeki iyileşme miktarları 15° için yaklaşık %350, 45° için yaklaşık %150'dir.

Isı transferindeki iyileşme değerlerinin girdap üretici açısına göre değişimi Şekil 14'de görülmektedir. En yüksek iyileşme girdap üretici açısının 30° olduğu durumda gerçekleşmektedir. Daha sonra 15° ve en düşük değerler 45° 'de ortaya çıkmaktadır.

Şekil 23 ve 24'de laminer akışta boru merkezine düz levha yerleştirildiği durum için yapılan deney sonuçları görülmektedir. Deney sonucu elde edilen sonuçlar literatürde aynı durum için yapılan deney ve sayısal çözüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Şekilde (Şekil23) Nusselt sayısının Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan $L / D \cdot Re \cdot Pr$ değerine göre değişimi görülmektedir. Reynolds sayısının düşük değerlerinde aralarında büyük fark görülmektedir. Ancak Reynolds sayısının artan değerlerinde eğrilerin birbirlerine yaklaştığı $L/D \cdot Re \cdot Pr$ 'nin 0.31 değerinde kesiştikleri görülmektedir. Şekil 24'e bakıldığında Nusselt sayısı değerlerinden çok daha iyi bir uyum olduğu görülmektedir. Bu çalışmanın deneysel sonuçlarıyla, literatürden alınan deneysel ve sayısal sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir (Hong ve Bergles,1976).

Girdap üreticilerinin performanslarını değerlendirmek için sadece ısı transferindeki artışlara bakmak yeterli değildir. Performans değerlendirmesi yaparken ısı transferi iyileşmesinin yanı sıra, basınç kaybı artışlarının da makul bir değerde kalması istenir. Aksi halde debi kaybı olacağından pompalama masrafları artar. Bu da ısı transferi iyileştirme çalışmaları için önemli bir husustur. Bu yüzden sürtünme katsayısı ve boyutsuz entropi üretiminin de değerlendirilmesi gerekmektedir.

4.1.2. Laminer Akışta Basınç Kaybı Artışının İrdelenmesi

Laminer akış (Şekil 12) boş boru sürtünme katsayısı değerlerinin literatürden alınan (Incropera) değerlerle aynı eğimi gösterdiği ancak büyüklük farkı olduğu görülmektedir. Şekil 12'de her üç girdap üretici açısı için sürtünme kaybı eğrilerinin eğimlerinin birbirine yakın, ancak miktar olarak farklı oldukları görülmektedir. Reynolds sayısı 200 için en yüksek ısı transferi iyileşmesi, açısı 45° olan girdap üreticinde sağlanmaktadır. Yine Reynolds sayısının 200 değerinde 15° ve 30° birbirlerine yakın iyileşme göstermektedirler. Reynolds sayısının 1500 olduğu durumda en yüksek iyileşmeyi 45° gösterirken, 15° ve 30° daha düşük bir iyileşme göstermektedir.

Sürtünme katsayısının boş boruya oranının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 13'de görülmektedir. Sürtünme katsayısı Reynolds sayısının 200 değerinde girdap üretici açısı 15° ve 30° için %300 civarında artmıştır. Ancak bu artış 45° 'lik girdap üretici açısı için %900 civarında gerçekleşmektedir. Reynolds sayısının 1500 değerinde 15° için %250, 30° için %280 civarında bir artış görülmektedir. Yine bu Reynolds sayısı değerinde 45° için artışın çok daha fazla, %1600 civarında olduğu görülmektedir.

Girdap üreticinin ters yerleştirildiği durum için sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 19'de görülmektedir. Bütün girdap üreticileri için boş borudan daha yüksek bir sürtünme katsayısı değeri söz konusudur. En düşük artış 15° 'de görülmektedir. 30° 'de daha fazla ancak en fazla artış 45° 'lik girdap üretici açısında görülmektedir. Şekil 20'de görüldüğü gibi sürtünme katsayısı artışı Reynolds sayısının 200 değerinde girdap üretici açısı 15° için % 200 , 30° için %300 ve 45° için %900 civarındadır. Reynolds sayısının daha yüksek değerlerinde 1500 için sürtünme katsayısı artış değerlerine bakılırsa; 15° için %400, 30° için %600 ve 45° için çok yüksek bir değer olan %4400 civarındadır. Şekil 22'de Nu / Nu_{bb} oranının girdap üretici açısına göre değişimi görülmektedir. Reynolds sayısının 200 ve 300 gibi düşük değerlerinde en iyi ısı transferi iyileşme oranı 30° 'lik girdap üreticinde, diğer Reynolds sayılarında en iyi iyileşme oranının 15° de ortaya çıktığı görülmektedir. Sadece ısı transferi iyileşmesi göz önüne alınırsa en iyi performansı 15° 'lik girdap üretici göstermektedir.

4.1.3. Laminer Akışta Entropi Üretimi Sonuçlarının İrdelenmesi

Performans analizi sonuçlarına göre (Şekil 21) her üç girdap üretici açısında entropi üretiminin boş borudan daha fazla olduğu görülmektedir. En yüksek entropi üretimi değerinin girdap üreticinin açısının 15° de olduğu görülmektedir. Bundan sonra girdap üretici açısı 30° gelmektedir. En düşük entropi üretimi ise 45° 'de gerçekleşmektedir.

Ters girdap üretici konumu için 15° ve 30° 'lik girdap üretici açılarının entropi üretimlerinin boş borudan daha yüksek olduğu görülmektedir. En yüksek değerler 30° 'lik girdap üreticinde ortaya çıkmaktadır. Girdap üretici açısının 45° olduğu durumda ise entropi üretiminin boş borunun entropi üretimi değerinin altında olduğu görülmektedir.

Laminer akışta hem ters, hem de düz konum için en fazla entropi üretimi 15° 'lik girdap üretici düz yerleştirildiğinde gerçekleşmektedir.

4.2. Türbülanslı Akış Durumu İçin Deneysel Sonuçlarının İrdelenmesi

4.2.1. Türbülanslı Akışta Isı Transferi Sonuçlarının İrdelenmesi

Türbülanslı akışta boş boru deneyi sonuçları Şekil 25’de görülmektedir. Boş boru deneyi sonuçlarıyla literatürün aynı eğimde olduğu ve değer olarak da birbirlerine yakın oldukları görülmektedir. Şekil 25’de her üç girdap üretici açısı için ısı transferi eğrilerinin aynı eğimde olduğu ve Reynolds sayısı 10000 olduğunda değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Ancak artan Reynolds sayısı ile aralarındaki fark artmaktadır. Reynolds sayısının 28000 değerinde en iyi sonuç 45°’lik girdap üretici açısında görülmektedir. Girdap üretici açısı 30° ve 15° olan durumlar 45°’lik girdap üreticiden daha az ısı transfer değerini göstermektedir. Isı transferinin iyileşme miktarlarını incelemek için Şekil 26’ya bakılırsa Reynolds sayısının 12500 değerinde en iyi ısı transferi artışının 45° için %65 olduğu görülmektedir. 30° için % 60 ve 15° için % 40 civarındadır.

Isı transferindeki iyileşme değerinin girdap üretici açısına göre verildiği Şekil 31’e bakıldığında en iyi ısı transferi iyileşme değerlerinin 45°’lik girdap üretici açısında ortaya çıktığı görülmektedir. Ancak sürtünme kaybı fazla olduğundan bu açı için en iyi performansı sergiliyor denilemez.

Türbülanslı akışta girdap üreticinin ters yerleştirildiği durum için elde edilen sonuçlar irdelendiğinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimine (Şekil 32) bakılırsa, boş borunun literatürden alınan değerlerle aynı eğimi gösterdiği ve değer olarak da birbirine yakın olduğu görülmektedir. Girdap üreticinin yerleştirildiği durumların hepsinde boş boruya göre iyileşme vardır. Reynolds sayısının 10000 değeri civarında 30°’lik girdap üretici açısının 45°’den daha yüksek olmasına rağmen Reynolds sayısının 20000 değerinden sonra 45°’lik girdap üreticinin eğimi artmakta ve ısı transferi değeri de 30°’den daha fazla olmaktadır. Isı transferi artış oranlarına bakılırsa (Şekil 33) Reynolds sayısının düşük değerlerinde daha yüksek bir iyileşme ortaya çıkmaktadır. Reynolds sayısının 11000 değerine en iyi iyileşme 30° girdap üretici açısına %160 civarındadır. 45° için %140 ve 15° için % 120 civarındadır. Reynolds sayısının artan değerlerinde ısı transferi iyileşmesi azalmaktadır. Reynolds sayısının 38000 değerinde 45° için %70, 30° için %20 ve 15° için 40 civarında olduğu görülmektedir. Şekil 38’de görülebileceği gibi ısı transferi iyileşmesi değerinin girdap üretici açısına göre değişimi görülmektedir. Burada

bütün Reynolds sayıları için çizilen eğrilerin eğimleri uyumludur. Reynolds sayısının 11000 değerinde oldukça yüksek bir iyileşme görülmektedir. Reynolds sayısının 12000 değerinde daha düşük bir değer ve diğer bütün Reynolds sayılarında birbirlerine çok yakın değerler göstermektedir. Eğrilerin hepsinde en iyi ısı transferi iyileşmesi 45° 'de görülmektedir.

4.2.2. Türbülanslı Akışta Basınç Kaybı Artışının İrdelenmesi

Şekil 29'a bakıldığında, sürtünme katsayısının artan Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Boş boru sürtünme katsayısı değerleri literatürden alınan değerlerle uyum göstermektedir. Şekilden de görülebileceği gibi en yüksek sürtünme katsayısı değerleri 45° 'lik girdap üretici açısında ortaya çıkmaktadır. 30° 'lik girdap üretici açısında daha düşük değerler ve 15° 'lik girdap üretici açısında en düşük değerler görülmektedir. Sürtünme katsayısı yüzde artışları ise Şekil 30'dan görülmektedir. En yüksek artış yüzdesi 45° 'lik girdap üretici açısında ve %5.5 olarak görülmektedir. Reynolds sayısının 10000 değerinde 30° 'de %50, 38000 de %350 civarındadır. 15° 'lik girdap üretici açısında Reynolds sayısının 10000 değerinde %10 gibi çok düşük bir artış görülmektedir. Ancak Reynolds sayısının 38000 değerinde bu artış %50 olarak görülmektedir.

Türbülanslı akışta ters girdap üretici konumu için sürtünme katsayısındaki değişim değerlendirilirse (Şekil 36) boş borunun literatürden alınan değerlerle uyum gösterdiği ve eğimlerinin yakın olduğu görülmektedir. Bütün girdap üretici açıları için sürtünme katsayısı değerleri boş borudan fazladır. Bunlar arasında sıralama yapılırsa en yüksek sürtünme katsayısı değerleri 45° 'de ortaya çıkmaktadır. 30° 'de daha az ve en az 15° 'lik girdap üretici açısında. Bu üç açı değeri için de eğrilerin eğimleri benzerdir. Sürtünme katsayısındaki artışa bakıldığında (Şekil 37) Reynolds sayısının 10000 değerinde 45° 'lik girdap üreticinde % 700, 38000 değerinde %800 olduğu görülmektedir. 30° için Reynolds sayısının 10000 değerinde %400, 38000 değerinde % 430 civarındadır. 15° için bakıldığında Reynolds sayısının 10000 değerinde %200 ve Reynolds sayısının 38000 değerinde %230 civarında bir artış görülmektedir.

4.2.3. Türbülanslı Akışta Entropi Üretimi Sonuçlarının İrdelenmesi

Performans değerlendirmesi yapıldığında Şekil 39'dan da görüldüğü gibi düz konumda en yüksek değerler 30° 'lik girdap üretici açısında ortaya çıkmaktadır. Düz konumda en iyi performans Reynolds sayısının düşük değerlerinde 45° 'de, yüksek değerlerinde 15° 'de ortaya çıkmaktadır.

Girdap üreticinin ters konumunda bütün durumlar için entropi üretiminin boş boru entropi üretiminden daha fazla olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra 45° 'lik girdap üreticinin entropi üretimi en yüksek değerdedir. Isı transferinin iyileşmesi değerlendirilmesi yapılırken 30° ve 45° 'lik girdap üreticindeki iyileşme değerleri birbirlerine yakın olduğu halde, entropi üretimleri arasındaki bu farkın sürtünme katsayılarının artışıyla ilgili olduğu görülmektedir. Ters konumda 15° ve 30° 'lik girdap üreticilerinin performanslarının birbirine yakın olduğu görülmektedir.



5. SONUÇLAR

1.Laminer akışta, bütün girdap üretici açıları ve her iki yerleştirme konumu için ısı transferinde iyileşme sağlanmaktadır. Reynolds sayısının 1200 değeri için düz ve ters konumdaki maksimum iyileşme miktarı birbirine oldukça yakındır.

2. Laminer akışta en iyi ısı transferi iyileşmesi Reynolds sayısının 1200 değerinde, 30°'lik girdap üretici açısıyla ters yerleştirilmiş üreteçli boruda % 400 olarak gerçekleşmiştir.

3. Isı transferi iyileşmelerine rağmen sürtünme katsayısı değerleri bütün durumlar için boş borudan fazladır. Laminer akışta en yüksek artış her iki konum için 45°'lik girdap üretecinde ortaya çıkmıştır. En yüksek artış ters yerleştirilmiş girdap üretici için Reynolds sayısının 1600 değerinde %4400 olarak ortaya çıkmıştır

4. Laminer akıştaki tüm durumlarda entropi üretimi, açısı 45° ve ters girdap üreteçli durum haricinde, boş boruya göre daha fazladır. Bu durum sürtünme katsayısının yüksek değerlerinden kaynaklanmaktadır. En yüksek entropi üretimi düz yerleştirilmiş 15°'lik girdap üretici açısında ortaya çıkmaktadır. Daha sonra en yüksek entropi üretimi ters yerleştirilmiş 30°'lik girdap üretecinde gerçekleşmektedir. Girdap üretici açısı 15° ve düz yerleştirilmiş boru haricindeki tüm durumlarda artan Reynolds sayısı ile artan bir entropi üretimi vardır.

5.Laminer akışta girdap üretici açısı arttıkça akış engellendiği için ısı transferi azalmaktadır. Düz yerleştirmede en yüksek iyileşme girdap üretici açısının 30° olduğu durumda ortaya çıkmaktadır. Ancak ters yerleştirmede her Reynolds sayısı için en yüksek ısı transferi iyileşmesi 15°'lik girdap üretecinde ortaya çıkmaktadır.

6. Türbülanslı akışta, bütün girdap üretici açıları ve her iki yerleştirme konumu için ısı transferinde iyileşme sağlanmaktadır. Bu iyileşme her iki yerleştirme konumu için artan Reynolds sayısı ile azalmaktadır. Ancak ters yerleştirme, düz yerleştirmeye oranla daha yüksek iyileşme değerleri göstermektedir.

7.Türbülanslı akıştaki en yüksek ısı transferi iyileşmesi, Reynolds sayısının 10000 değerinde ve ters yerleştirilmiş, 30°'lik girdap üretecinde %160 olarak gerçekleşmiştir.

8.Türbülanslı akışta en yüksek sürtünme katsayısı artış değeri ters konumda ve 45°'lik girdap üretici açısı için %800 olarak ortaya çıkmıştır.

Türbülanslı akışta hem düz yerleştirmede hem de ters yerleştirmede en yüksek ısı transferi iyileşmesi her Reynolds sayısı için 45° 'de ortaya çıkmaktadır.

9. Türbülanslı akışta ısı transferi artan girdap üretici açısıyla artmaktadır.

10. Türbülanslı akışta bütün durumlar için entropi üretimi boş borudan fazladır. En yüksek entropi üretimi ters yerleştirilmiş, girdap üretici açısı 30° olan boruda gerçekleşmiştir.

11. Belirsizlik analizi sonuçları, ölçümler sırasında yapılan hataların çok yüksek bir değerde olmadığını göstermektedir. Değerlendirme yapılırken en fazla debi ölçümü hatasının sonuçları etkileyebileceği görülmektedir.



6.ÖNERİLER

1.Bu çalışmada boru ekseni boyunca merkezlenen girdap üreteçlerinin akış üzerinde nasıl bir etki yaptığını görmek için akış gözleme deneyi yapılabilir.

2.Bu çalışmada basınç farkları boru girişi ve çıkışında ölçülerek hesaplamalar yapıldı. Akıştaki lokal basınç kayıplarını ölçerek ara bölgelerdeki değerler de hesaplanabilir.

3.Deneylerde, özellikle türbülanslı akışta, basınç kayıpları fazla olduğu için çok yüksek Reynolds değerlerine çıkılamamıştır. Daha büyük boru çapı seçilebilir.

4. Deneylerde boru ekseni boyunca yerleştirilen, üzerine girdap üreteçleri yerleştirilmiş levha belli bir açıyla döndürülerek daha bileşik bir ilave eleman elde edilmiş olur. Bu durum için deneyler yapılabilir.

5. Deneylerde kullanılan girdap üreteçlerinin yerleştirildiği boru akışı sayısal olarak çözümlenerek sonuçlar desteklenebilir.

TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

7. KAYNAKLAR

- Bejan, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, New York, 1988, 594-602s.
- Bergles, A.E., Joshi, S.D., *Augmentation Techniques for Low Reynolds Number In Tube Flow, Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakaç, R.K.Shah, and A.E. Bergles, 1983, Hemisphere, Washington, 695-720.
- Bergles, A.E., 1995, *Heat Transfer Enhancement - The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes*, *Transactions of the ASME- Journal of Heat Transfer*, 119, 8-19.
- Biswas, G., Chattopadhyay, H., 1992, *Heat Transfer in a Channel with Built-in Wing-Type Vortex Generators*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35 (4), 803-814.
- Biswas, G., Mitra, N.K., Fiebig, M., 1994, *Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(4), 283-291.
- Biswas, G., Torii, K., Fujii, D., Nishino, K., 1996, *Numerical and Experimental Determination of Flow Structure and Heat Transfer Effects of Longitudinal Vortices in a Channel Flow*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(16), 3441-3451.
- Brockmeier, U., Guentermann, Th., Fiebig, M., 1993, *Performance Evaluation of a Vortex Generator Heat Transfer Surface and Comparison with Different High Performance Surfaces*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(10), 2575-2587.
- Bruce, R.M., Young, D.F., Okiishi, T.H., *Fundamentals of Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons, 1990, Singapore.

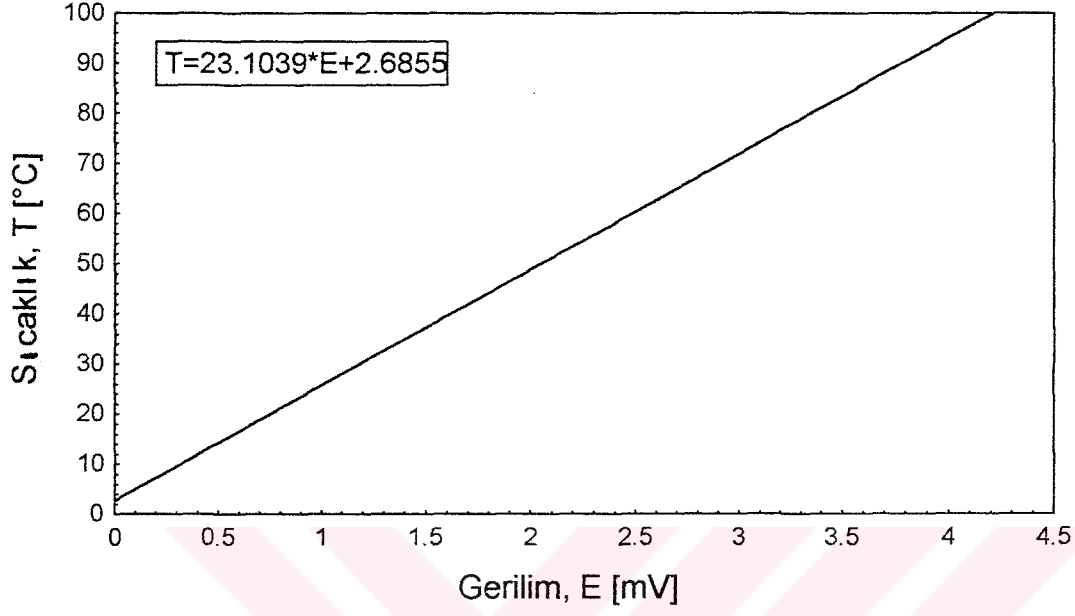
- Fiebig, M., Brockmeier, U., Mitra, N.K., Guentermann, Th., 1989, Structure of Velocity and Temperature Fields in Laminar Channel Flows with Longitudinal Vortex Generators, *Numerical Heat Transfer*, 15, 281-302.
- Fiebig, M., Kallweit, P., Mitra, N., Tiggelbeck, S., 1991, Heat Transfer Enhancement and Drag by Longitudinal Vortex Generators in Channel Flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 4, 103-114.
- Fiebig, M., 1995, Embedded Vortices in Internal Flow, Heat Transfer and Pressure Loss Enhancement, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- Fiebig, M., Guentermann, Th., Mitra, N.K., 1995, Numerical Analysis of Heat Transfer and Flow Loss in a Parallel Plate Heat Exchanger Element with Longitudinal Vortex Generators as Fins, *Transactions of the ASME- Journal of Heat Transfer*, 117, 1064-1067.
- Gentry, M. C., DeJong, N.C., Jacobi, A. M., 1996, Evaluating the Potential of Vortex-Enhanced Evaporator Performance for Refrigeration Applications, *ASHRAE Transactions, Sempozyum*, 2-1, 361-366.
- Hong, S.W., Bergles, A.E., 1976, Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Twisted-Tape Inserts, *Transactions of the ASME- Journal of Heat Transfer*, 98, 251-256.
- Incropera, F.P., De Witt, P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Third Edition, John Wiley & Sons, Singapore, 1990.
- Kakaç, S., Shah, R.K., Aung, W., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, A Willey - Interscience Publication, New York, 1987.

- Kays, W.M., Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, Second Edition, McGraw-Hill book Company, New York, 1980.
- Nag, P.K., Mukherjee, P., 1987, Thermodynamics Optimization of Convective Heat Transfer Through a Duct with Constant Wall Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 30, 405-410.
- Namlı, L., 1996, Sinüzoidal Kıvrımlı Borularda Isı Transferi ve Basınç Kayıp Karakteristiklerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 42-46.
- Şahin, A.Z., 1998, Second Law Analysis of Laminar Viscous Flow Through a Duct Subjected to Constant Wall Temperature, Transactions of the ASME- Journal of Heat Transfer, 120, 77-83.
- Tiggelbeck, St., Mitra, N.K., Fiebig, M., 1992, Flow Structure and Heat Transfer in a Channel with Multiple Longitudinal Vortex Generators, Experimental Thermal and Fluid Science, 5, 425-436.
- Tiggelbeck, St., Mitra, N.K., Fiebig, M., 1993, Experimental Investigations of Heat Transfer Enhancement and Flow Losses in a Channel with Double Rows of Longitudinal Vortex Generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 2327-2337.
- Wang, L., 1998, Minimum Heat to Environment and Entropy, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 1869-1871.
- Webb, R.L., 1981, Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design, International Journal of Heat and Mass Transfer, 24, 715-726.

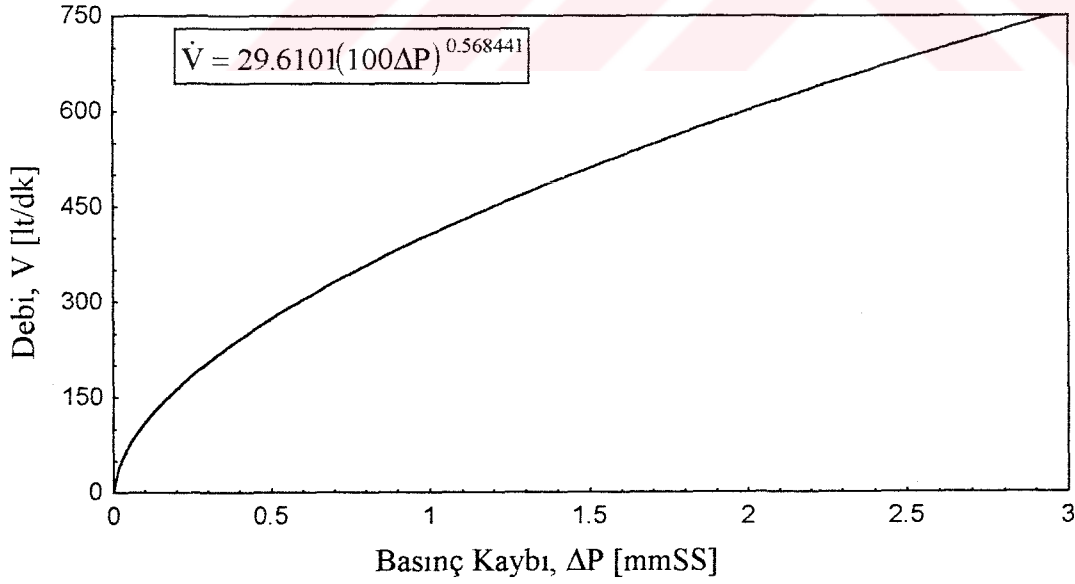
Zhu, J.X., Mitra, N.K., Fiebig, M., 1993, Effects of Longitudinal Vortex Generators on Heat Transfer and Flow Loss in Turbulent Channel Flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36, 2339-2347.



8.EKLER



Ek Şekil 1. Termoeleman Çiftinin (Bakır-Konstantan) kalibrasyon eğrisi



Ek Şekil 2. Sukbenin kalibrasyon eğrisi

Ek Tablo 1.Laminer akışta boş boru deneyi ölçüm sonuçları.

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_c (mV)	T_y (mV)
1	4.7	0.02	1.01	2.80	4.21
2	6.8	0.03	0.05	2.62	4.22
3	8.2	0.03	0.90	2.76	4.22
4	9.6	0.04	0.83	2.72	4.21
5	10.8	0.04	0.8	2.68	4.22
6	12.4	0.045	0.78	2.6	4.23
7	1.6	0.05	0.78	2.65	4.22
8	19.5	0.055	0.73	2.52	4.21
9	24.0	0.07	0.77	2.49	4.22
10	28.0	0.07	0.75	2.34	4.22
11	32.0	0.08	0.71	1.98	4.22
12	37.8	0.10	0.68	1.82	4.23
13	41.7	0.15	0.64	1.75	4.23
14	45.7	0.017	0.65	1.73	4.22

Ek Tablo 2.Laminer akışta düz levha deneyi ölçüm sonuçları.

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_c (mV)	T_y (mV)
1	3.4	0.01	1.26	2.98	4.22
2	4.7	0.015	1.3	3.26	4.22
3	5.4	0.02	1.34	3.1	4.21
4	6.0	0.03	1.48	2.98	4.21
5	6.8	0.03	1.46	3.03	4.22
6	8.2	0.035	1.50	3.07	4.22
7	9.6	0.035	1.41	2.95	4.22
8	10.8	0.038	1.37	2.95	4.23
9	12.4	0.045	1.28	2.92	4.22
10	15.6	0.045	1.36	3.14	4.22
11	24.0	0.05	1.19	2.92	4.22
12	28.0	0.06	1.11	2.48	4.23
13	37.8	0.06	1.10	2.54	4.22

Ek Tablo 3. Laminer akışta girdap üretici açısı 15° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_φ (mV)	T_y (mV)
1	0.8	0.03	1.33	1.91	4.22
2	2.0	0.035	1.44	2.04	4.22
3	3.4	0.040	1.48	2.17	4.22
4	4.7	0.040	1.44	2.2	4.23
5	6.0	0.045	1.42	2.25	4.23
6	7.5	0.045	1.40	2.31	4.23
7	8.8	0.050	1.37	2.34	4.23
8	12.0	0.050	1.34	2.37	4.22
9	11.6	0.050	1.28	2.39	4.22
10	12.4	0.055	1.27	2.42	4.22
11	20.0	0.055	1.23	2.41	4.21
12	24.0	0.06	1.16	2.39	4.21
13	32.0	0.065	1.06	2.37	4.21
14	41.5	0.065	1.09	2.34	4.22
15	50.0	0.07	0.99	2.27	4.22

Ek Tablo 4. Laminer akışta ters girdap üretici, üretici açısı 15° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_φ (mV)	T_y (mV)
1	2.6	0.01	1.35	2.123	4.22
2	4.0	0.025	1.52	2.35	4.22
3	5.4	0.05	1.51	2.40	4.22
4	6.8	0.06	1.51	2.44	4.21
5	8.2	0.10	1.51	2.48	4.23
6	9.5	0.13	1.48	2.51	4.23
7	10.8	0.16	1.47	2.53	4.22
8	12.4	0.20	1.45	2.55	4.21
9	20.0	0.30	1.43	2.57	4.21
10	24.0	0.41	1.37	2.58	4.22
11	28.0	0.53	1.37	2.65	4.22
12	32.0	0.66	1.42	2.67	4.23
13	37.5	0.8	1.42	2.68	4.22
14	41.5	0.98	1.38	2.67	4.21

Ek Tablo 5. Laminer akışta girdap üretici açısı 30° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_{ϕ} (mV)	T_y (mV)
1	2.6	0.04	1.06	2.07	4.22
2	4.0	0.05	1.18	2.29	4.22
3	5.4	0.07	1.23	2.42	4.22
4	6.8	0.09	1.19	2.47	4.21
5	8.2	0.10	1.21	2.53	4.21
6	9.5	0.16	1.13	2.53	4.22
7	10.8	0.20	1.11	2.54	4.22
8	12.4	0.23	1.11	2.54	4.23
9	20.0	0.35	1.08	2.53	4.23
10	24.0	0.44	1.02	2.52	4.22
11	28.0	0.59	1.02	2.48	4.21
12	32.0	0.75	1.01	2.45	4.21
13	37.5	0.96	0.99	2.42	4.22
14	41.5	1.25	0.98	2.41	4.22
15	45.5	1.40	0.96	2.40	4.23
16	50.0	1.60	0.93	2.36	4.22

Ek Tablo 6. Laminer akışta ters girdap üretici, üretici açısı 30° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_{ϕ} (mV)	T_y (mV)
1	4.63	0.04	1.34	2.16	4.22
2	5.4	0.055	1.38	2.297	4.22
3	6.8	0.07	1.41	2.37	4.22
4	8.2	0.15	1.41	2.46	4.23
5	9.5	0.19	1.41	2.5	4.23
6	10.8	0.27	1.41	2.55	4.22
7	12.4	0.35	1.41	2.60	4.22
8	28.0	0.78	1.34	2.62	4.21
9	32.0	1.1	1.34	2.62	4.21
10	37.5	1.4	1.33	2.62	4.21
11	41.5	1.75	1.32	2.61	4.21
12	46.0	2.3	1.33	2.62	4.21
13	50.0	2.8	1.33	2.62	4.22
14	59.0	4.2	1.32	2.62	4.22
15	68.0	5.9	1.31	2.59	4.21

Ek Tablo 7. Laminer akışta girdap üretici açısı 45° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	4.0	0.18	1.30	2.07	4.22
2	5.4	0.22	1.37	2.21	4.22
3	6.8	0.27	1.38	2.28	4.21
4	8.2	0.38	1.37	2.35	4.21
5	9.5	0.45	1.40	2.42	4.21
6	10.8	0.56	1.40	2.46	4.22
7	12.4	0.76	1.39	2.48	4.23
8	20.0	0.86	1.37	2.51	4.23
9	24.0	1.2	1.34	2.51	4.24
10	28.0	1.5	1.34	2.53	4.24
11	32.0	1.8	1.32	2.52	4.22
12	37.5	2.2	1.31	2.51	4.23
13	45.5	2.65	1.31	2.51	4.22
14	50.0	3.9	1.29	2.48	4.23
15	59.0	5.3	1.28	2.47	4.23
16	68.0	7.0	1.27	2.45	4.22

Ek Tablo 8. Laminer akışta ters girdap üretici, üretici açısı 45° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	3.2	0.125	11.49	2.06	4.22
2	4.65	0.18	1.68	2.24	4.22
3	6.0	0.26	1.78	2.34	4.22
4	7.4	0.4	1.82	2.38	4.22
5	8.8	0.56	1.88	2.45	4.23
6	10.2	0.76	1.89	2.46	4.23
7	11.4	1.10	1.89	2.47	4.22
8	20.0	1.85	1.81	2.51	4.21
9	24.0	2.5	1.76	2.50	4.22
10	28.0	3.4	1.71	2.46	4.22
11	32.0	4.0	1.65	2.46	4.22
12	37.5	4.7	1.60	2.47	4.23
13	41.5	5.65	1.56	2.46	4.22
14	50.0	8.4	1.49	2.42	4.22

Ek Tablo 9. Türbülanslı akışta boş boru deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (mmSS)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	0.5	2.0	0.60	1.42	4.22
2	1.0	4.0	0.65	1.37	4.22
3	1.5	6.0	0.67	1.37	4.22
4	2.0	7.0	0.64	1.34	4.21
5	2.5	9.0	0.67	1.35	4.21
6	3.0	12.0	0.74	1.37	4.22
7	3.5	14.0	0.77	1.40	4.22
8	4.0	15.0	0.80	1.41	4.23
9	4.5	17.0	0.82	1.42	4.24
10	5.0	20.0	0.81	1.44	4.24
11	5.5	22.0	0.82	1.43	4.23
12	6.0	24.0	0.85	1.45	4.23
13	6.5	26.0	0.84	1.45	4.22
14	7.0	29.0	0.87	1.5	4.22
15	7.5	32.0	0.89	1.5	4.22
16	8.0	33.0	0.93	1.52	4.22
17	8.5	34.0	0.95	1.53	4.22
18	9.0	36.0	0.94	1.5	4.22

Ek Tablo 10. Türbülanslı akışta düz levha deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (mmSS)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	1.0	4.0	1.08	1.81	4.21
2	1.5	5.0	1.07	1.75	4.22
3	2.0	7.0	1.09	1.73	4.22
4	2.5	10.0	1.08	1.71	4.21
5	3.0	14.0	1.06	1.67	4.21
6	3.5	17.0	1.06	1.69	4.22
7	4.0	20.0	1.07	1.68	4.22
8	4.5	25.0	1.07	1.64	4.23
9	5.0	27.0	1.06	1.63	4.23
10	5.5	31.0	1.05	1.63	4.23
11	6.0	33.0	1.04	1.60	4.23
12	6.5	36.0	1.06	1.62	4.23
13	7.0	39.0	1.06	1.61	4.22
14	7.5	44.0	1.05	1.58	4.22
15	8.0	47.0	1.06	1.59	4.21
16	8.5	49.0	1.08	1.62	4.22

Ek Tablo 11. Türbülanslı akışta girdap üretici açısı 15° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T _g (mV)	T _ç (mV)	T _y (mV)
1	0.5	3.0	0.78	1.85	4.22
2	1.0	11.0	0.74	1.75	4.22
3	1.5	22.0	0.77	1.69	4.22
4	2.0	30.0	0.76	1.69	4.22
5	2.5	40.0	0.75	1.63	4.22
6	3.0	52.0	0.74	1.52	4.22
7	3.5	60.0	0.75	1.59	4.22
8	4.0	68.0	0.75	1.59	4.21
9	4.5	77.0	0.77	1.58	4.21
10	5.0	84.0	0.76	1.55	4.22
11	5.5	94.0	0.79	1.59	4.21
12	6.0	102.0	0.78	1.56	4.21
13	6.5	110.0	0.77	1.55	4.22
14	7.0	118.0	0.77	1.57	4.22

Ek Tablo 12. Türbülanslı akışta ters girdap üretici,üreteç açısı 15° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T _g (mV)	T _ç (mV)	T _y (mV)
1	0.5	10.0	1.22	2.27	4.21
2	1.0	23.0	1.20	2.17	4.21
3	1.5	35.0	1.21	2.13	4.21
4	2.0	50.0	1.21	2.12	4.21
5	2.5	60.0	1.21	2.09	4.22
6	3.0	80.0	1.22	2.07	4.22
7	3.5	95.0	1.24	2.05	4.22
8	4.0	106.0	1.22	2.01	4.21
9	4.5	120.0	1.22	2.01	4.21
10	5.0	135.0	1.22	2.03	4.22
11	5.5	145.0	1.23	2.03	4.23

Ek Tablo 13. Türbülanslı akışta girdap üretici 30° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T _g (mV)	T _ç (mV)	T _y (mV)
1	1.0	15.0	0.87	1.95	4.21
2	1.5	38.0	0.86	1.89	4.21
3	2.0	65.0	0.85	1.84	4.21
4	2.5	90.0	0.86	1.83	4.22
5	3.0	112.0	0.88	1.81	4.22
6	3.5	135.0	0.90	1.81	4.22
7	4.0	175.0	0.88	1.77	4.22
8	4.5	182.0	0.88	1.76	4.23
9	5.0	204.0	0.90	1.74	4.23
10	5.3	215.0	0.91	1.76	4.23

Ek Tablo 14. Türbülanslı akışta ters girdap üretici, üreteç açısı 30° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T _g (mV)	T _ç (mV)	T _y (mV)
1	1.0	36.0	1.25	2.26	4.23
2	1.5	60.0	1.25	2.20	4.23
3	2.0	80.0	1.26	2.15	4.23
4	2.5	100.0	1.27	2.12	4.23
5	3.0	122.0	1.27	2.11	4.22
6	3.5	150.0	1.29	2.08	4.22
7	4.0	170.0	1.30	2.07	4.22
8	4.5	190.0	1.29	2.04	4.22
9	5.0	205.0	1.28	2.02	4.23

Ek Tablo 15. Türbülanslı akışta girdap üretici açısı 45° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	0.5	20.0	1.19	2.24	4.22
2	1.0	48.0	1.17	2.19	4.22
3	1.5	80.0	1.17	2.14	4.22
4	2.0	100.0	1.16	2.12	4.23
5	2.5	120.0	1.17	2.20	4.22
6	3.0	160.0	1.18	2.11	4.22
7	3.5	190.0	1.18	2.07	4.22
8	4.0	200.0	1.18	2.06	4.22
9	4.5	220.0	1.19	2.05	4.23

Ek Tablo 16. Türbülanslı akışta ters girdap üretici, üretici açısı 45° deneyi sonuçları

Deney No	Debi, V (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_g (mV)	T_ϕ (mV)	T_y (mV)
1	0.5	32.0	1.18	2.24	4.21
2	1.0	60.0	1.13	2.16	4.21
3	1.5	98.0	1.10	2.14	4.21
4	2.0	136.0	1.09	2.12	4.22
5	2.5	168.0	1.09	2.06	4.22
6	3.0	200.0	1.09	2.05	4.22
7	3.5	245.0	1.09	2.05	4.22

Ek Tablo 17. Girdap üretici eklenmiş durumda Nu sayısını, $Nu / Pr^{0.5}$ değerini ve sürtünme katsayısını hesaplayan, ayrıca entropi ve belirsizlik analizini yapan program.

C

```

PARAMETER (KL=50)
REAL L,KDEBI(KL)
INTEGER TUR(KL)
DIMENSION E1G(KL),E1C(KL),E2G(KL),E2C(KL)
DIMENSION T1G(KL),T1C(KL),T2G(KL),T2C(KL)
DIMENSION Q(KL),DP(KL),NT(KL),NT1(KL)
DIMENSION TOR(KL),T1F(KL),T2F(KL),SFL(KL),SFN(KL),OTAH(KL)
DIMENSION TC1(KL),TC2(KL),TC3(KL)
DIMENSION FF(KL),FFT(KL),ORTH(KL),HGD(KL),HGD2(KL)
DIMENSION ONUS(KL),ONUST(KL),ORP(KL),RE(KL)
COMMON RO(KL),CP(KL),AKP(KL),VIS(KL),PR(KL)
OPEN (12,FILE='VERV1TL.DAT',STATUS='OLD')
OPEN (21,FILE='DA15TL1.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (22,FILE='DA15TL2.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (23,FILE='DA15TL3.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (24,FILE='DA15TL4.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (25,FILE='DA15TL5.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (26,FILE='DA15TL6.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (27,FILE='DA15TL7.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (28,FILE='DA15TL8.DAT',STATUS='UNKNOWN')

```

C WRITE (*,*) 'Q DEBI ve DP BASINC KAYBI DEGERLERINI GIRINIZ [lt/da

C +k] '

```

READ (12,*) ISAY

```

```

READ (12,*) (Q(I),DP(I),NT(I),TUR(I),NT1(I),I=1,ISAY)

```

C WRITE (*,*) ' SICAKLIK DEG. GIRINIZ [mV] E1G,E2G,E2C '

```

READ (12,*) (E1G(I),E2G(I),E2C(I),I=1,ISAY)

```

```

DO 35 I=1,ISAY

```

```
35 E1C(I)=E1G(I)
```

```
C
```

```
L=0.4
```

```
PI=4.*ATAN(1.0)
```

```
D=25.4E-3
```

```
AK=(PI*D*D)/4.0
```

```
AY=PI*D*L
```

```
C
```

```
DO 39 I=1,ISAY
```

```
IF(NT1(I).EQ.1)THEN
```

```
Q(I)=Q(I)*100.
```

```
Q(I)=29.6101*(Q(I)**(0.568441))
```

```
ENDIF
```

```
39 CONTINUE
```

```
C
```

```
C.....BASINCLARIN [N/m2] BIRIMINE CEVIRILMESI..[NT=1;mmSS],[NT=2;cmHg].
```

```
DO 85 I=1,ISAY
```

```
IF (NT(I).EQ.1) THEN
```

```
DP(I)=DP(I)*0.1
```

```
DP(I)=DP(I)*9.80638E+1
```

```
ELSEIF (NT(I).EQ.2) THEN
```

```
DP(I)=DP(I)*1.33322E+3
```

```
ENDIF
```

```
85 CONTINUE
```

```
C
```

```
C.....SICAKLIKLARIN [mV] BIRIMINDEN [ C] BIRIMINE CEVIRILMESI.....
```

```
S1=23.1039
```

```
S2=2.6855
```

```
DO 55 I=1,ISAY
```

```
T1G(I)=S1*E1G(I)+S2
```

```
T2G(I)=S1*E2G(I)+S2
```

```
T1C(I)=S1*E1C(I)+S2
```

```
T2C(I)=S1*E2C(I)+S2
```

```
WRITE (*,45) T2G(I),T2C(I),T1G(I)
```

```
C
```

```
TC1(I)=T2G(I)
```

```
TC2(I)=T2C(I)
```

```
TC3(I)=T1G(I)
```

```
C
```

```
T1G(I)=T1G(I)+273.15
```

```
T2G(I)=T2G(I)+273.15
```

```
T1C(I)=T1C(I)+273.15
```

```
T2C(I)=T2C(I)+273.15
```

```
C....FIZIKSEL OZELLIKLERIN ARA DEGERLERININ HESAPLANMASI.....
```

```
TOR(I)=(T2G(I)+T2C(I))/2.0
```

```
WRITE (*,5) I,TOR(I)
```

```
5 FORMAT (5X,'TOR(',I3,')= ',F10.4)
```

```
55 CONTINUE
```

```
C
```

```
C WRITE (*,*)'T1 ve T2 DEGERLERINI GIRINIZ [K] '
```

```
READ (12,*) T1E,T2E
```

```
READ (12,*) RO1,RO2
```

```
READ (12,*) CP1,CP2
```

```
READ (12,*) AKP1,AKP2
```

```
READ (12,*) VIS1,VIS2
```

```
READ (12,*) PR1,PR2
```

```
C
```

```
DO 65 I=1,ISAY
```

```
C WRITE (*,*)'RO1 ve RO2 DEGERLERINI GIRINIZ [kg/m3] '
```

```
KTY=2
```

```
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,RO1,RO2,TOR(I))
```

```
65 WRITE (*,*) RO(I)
```

```
C
```

```
DO 95 I=1,ISAY
```

C WRITE (*,*) 'CP1 ve CP2 DEGERLERINI GIRINIZ [kj/kg.K] '

KTY=3

CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,CP1,CP2,TOR(I))

95 WRITE (*,*) CP(I)

C

DO 105 I=1,ISAY

C WRITE (*,*) 'K1 ve K2 DEGERLERINI GIRINIZ K.10E+3 [W/m.K] '

KTY=4

CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,AKP1,AKP2,TOR(I))

105 WRITE (*,*) AKP(I)

C

DO 115 I=1,ISAY

C WRITE (*,*) 'VIS1 ve VIS2 DEGERLERINI GIRINIZ VIS.10E-6 [m2/s]'

KTY=5

CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,VIS1,VIS2,TOR(I))

115 WRITE (*,*) VIS(I)

C

DO 225 I=1,ISAY

C WRITE (*,*) 'Pr1 ve Pr2 DEGERLERINI GIRINIZ '

KTY=6

CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,PR1,PR2,TOR(I))

225 WRITE (*,*) PR(I)

C

C.....SFL=LOGARITMIK SICAKLIK FARKI....SFN=SICAKLIK FARKI.....

DO 75 I=1,ISAY

T1F(I)=T1G(I)-T2G(I)

T2F(I)=T1C(I)-T2C(I)

SFL(I)=(T1F(I)-T2F(I))/(ALOG(T1F(I)/T2F(I)))

SFN(I)=T2C(I)-T2G(I)

C.....TASINIM KATSAYISININ HESAPLANMASI.....

Q(I)=(Q(I)*1.D-3)/60.

ORTH(I)=Q(I)/AK

$$RE(I)=(4.*Q(I))/(PI*D*VIS(I))$$

$$KDEBI(I)=Q(I)*RO(I)$$

$$CP(I)=CP(I)*1000.$$

$$OTAH(I)=(KDEBI(I)*CP(I)*SFN(I))/(AY*SFL(I))$$

$$HGD(I)=OTAH(I)$$

$$HGD2(I)=OTAH(I)$$

C....NUSSELT SAYISININ HESAPLANMASI.....

$$ONUS(I)=(OTAH(I)*D)/AKP(I)$$

$$ORP(I)=ONUS(I)/(PR(I)**0.5)$$

C....SURTUNME KATSAYISININ HESAPLANMASI.....

$$FF(I)=((DP(I)/L)*D)/(RO(I)*ORTH(I)*ORTH(I)*0.5)$$

C....TEORIK SURTUNME KATSAYILARININ HESAPLANMASI.....

IF (TUR(I).EQ.1) THEN

$$FFT(I)=64./RE(I)$$

ELSEIF (TUR(I).EQ.2) THEN

IF (RE(I).GT.2300.) THEN

$$ONUST(I)=0.021*RE(I)**0.8*PR(I)**0.5$$

ENDIF

IF (RE(I).LE.20000.) THEN

$$FFT(I)=0.316*RE(I)**(-0.25)$$

ELSE

$$FFT(I)=0.184*RE(I)**(-0.20)$$

ENDIF

ENDIF

75 CONTINUE

C

45 FORMAT (/5X,'Tortam = ',F15.6/

+ 5X,'Tg = ',F15.6/

+ 5X,'Tc = ',F15.6/

+ 5X,'Ty = ',F15.6)

WRITE (24,50) (RE(I),TC1(I),I=1,ISAY)

WRITE (25,50) (RE(I),TC2(I),I=1,ISAY)


```

WRITE (21,50) (RE(I),ONUS(I),I=1,ISAY)
WRITE (22,50) (RE(I),ORP(I),I=1,ISAY)
WRITE (23,50) (RE(I),FF(I),I=1,ISAY)
50 FORMAT (2X,F20.7,3X,F20.7)
60 FORMAT (/2X,E15.4,2X,F15.4,2X,F15.4,2X,F15.4/
+ 2X,F15.4,2X,F15.6,2X,F15.6,2X,F15.4)
CALL BELANA(ISAY,T1G,T2G,T2C)
CALL EKSERJI1 (ISAY,KDEBI,CP,HGD,ORTH,
+ D,T1G,T2G,L,RE,FF)
CALL EKSERJI2 (ISAY,KDEBI,CP,RO,HGD2,ONUS,ORTH,
+ T1G,T2G,L,RE,FF,VIS,AKP)
CLOSE (12,STATUS='KEEP')
CLOSE (21,STATUS='KEEP')
CLOSE (22,STATUS='KEEP')
CLOSE (23,STATUS='KEEP')
CLOSE (24,STATUS='KEEP')
CLOSE (25,STATUS='KEEP')
CLOSE (26,STATUS='KEEP')
CLOSE (27,STATUS='KEEP')
CLOSE (28,STATUS='KEEP')
STOP
END

```

C

C.....FIZIKSEL OZELLIKLERIN ARA DEGERLERINI HESAPLAYAN
 ALTPROGRAM.....

```

SUBROUTINE AINTP (I,KTY,XT,YT,ZT,TT,PT)
PARAMETER (KL=50)
COMMON RO(KL),CP(KL),AKP(KL),VIS(KL),PR(KL)
EG=(XT-YT)/(ZT-TT)
DEG=(1./EG)*(PT-XT)+ZT
IF (KTY.EQ.2) THEN
RO(I)=DEG

```

```

ELSEIF (KTY.EQ.3) THEN
CP(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.4) THEN
AKP(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.5) THEN
VIS(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.6) THEN
PR(I)=DEG
ENDIF
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE BELANA(ISAY,T1G,T2G,T2C)
PARAMETER (KL=50)
DIMENSION BN1(KL),BN2(KL),BN3(KL)
DIMENSION WTBN(KL)
DIMENSION T1G(KL),T2C(KL),T2G(KL)
DATA WT2A,WT1A,WTS/3.2,1.53,1.53/
DATA WQY,WDPY,WROY,WCPY/0.035,0.0332,0.002,0.002/
DATA WAKY,WLY,WDY,WVISY/0.002,0.015,0.015,0.002/
OPEN (85,FILE='BA15TL.DAT',STATUS='UNKNOWN')

```

C

C.....NUSSELT SAYISININ BELIRSIZLIK ANALIZI.....

```

DO 10 I=1,ISAY
Z1=(T1G(I)-T2G(I))/(T1G(I)-T2C(I))
BN1(I)=(WT1A/((T1G(I)-T2G(I))*ALOG(Z1)))**2
BN2(I)=(WT2A/((T1G(I)-T2C(I))*ALOG(Z1)))**2
BN3(I)=((T2C(I)-T2G(I))*WTS/((T1G(I)-T2C(I))*(T1G(I)-T2G(I))*
+   ALOG(Z1)))**2
WTBN(I)=(SQRT((WROY)**2+(WCPY)**2+(WAKY)**2+
+   (WLY)**2+(WQY)**2+BN1(I)+BN2(I)+BN3(I)))*100.
WRITE(*,*)'WTBN(',I,')=',WTBN(I)

```

```

10 CONTINUE
C
C.....SURTUNME FAKTORUNUN BELIRSIZLIK ANALIZI.....
  WTBF=(SQRT((WROY)**2+25.*(WDY)**2+(WLY)**2+4.*(WQY)**2+
+ (WDPY)**2))*100.0
C.....REYNOLDS SAYISININ BELIRSIZLIK ANALIZI.....
  WTBRE=(SQRT((WVISY)**2+(WDY)**2+(WQY)**2))*100.0
  DO 61 I=1,ISAY
61 WRITE (85,*) 'WTBN(',I,')=',WTBN(I)
  WRITE (85,*) 'WTBF= ',WTBF,' WTBRE= ',WTBRE
  WRITE (*,*) 'WTBF= ',WTBF,' WTBRE= ',WTBRE
  CLOSE(85,STATUS='KEEP')
  RETURN
  END
C
  SUBROUTINE EKSERJI1 (ISAY,KDEBI,CP,HGD,ORTH,
+      D,T1G,T2G,L,RE,FF)
  PARAMETER (KL=50)
  REAL L,KDEBI(KL)
  DIMENSION CP(KL),HGD(KL),ORTH(KL)
  DIMENSION RE(KL),FF(KL)
  DIMENSION SNs(KL),CR(KL),GA(KL)
  DIMENSION T1G(KL),T2G(KL),TO(KL)
  OPEN (86,FILE='EA15TL1.DAT',STATUS='UNKNOWN')
  R2=D/2.
  PI=4.*ATAN(1.0)
  DO 10 I=1,ISAY
  TO(I)=(T1G(I)-T2G(I))/T1G(I)
  GA(I)=(HGD(I)*2.*PI*R2)/(KDEBI(I)*CP(I))
  CR(I)=EXP(-GA(I)*L)
  SNs(I)=(TO(I)*(CR(I)-1.))+LOG((TO(I)*CR(I)-1.)/(TO(I)-1.))+
+ ((FF(I)*ORTH(I)*ORTH(I))/(4.*R2*T1G(I)*GA(I)*CP(I)))*

```

```

+ LOG((TO(I)*CR(I)-1.)/((TO(I)-1.)*CR(I)))
10 CONTINUE
DO 20 I=1,ISAY
20 WRITE (*,*) 'Ns(I)= ',SNs(I)
DO 30 I=1,ISAY
30 WRITE (86,*) RE(I),SNs(I)
CLOSE (86,STATUS='KEEP')
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE EKSERJ2 (ISAY,KDEBI,CP,RO,HGD2,ONUS,ORTH,
+ T1G,T2G,L,RE,FF,VIS,AKP)
PARAMETER (KL=50)
REAL L,KDEBI(KL)
DIMENSION CP(KL),RO(KL),HGD2(KL),ORTH(KL),FF(KL)
DIMENSION RE(KL),ONUS(KL),CR(KL),VIS(KL)
DIMENSION VM(KL),AKP(KL)
DIMENSION SNs(KL),SBR(KL),GA(KL)
DIMENSION T1G(KL),T2G(KL),TO(KL)
OPEN (87,FILE='EA15TL2.DAT',STATUS='UNKNOWN')
PI=4.*ATAN(1.0)
R=12.7E-3
DO 10 I=1,ISAY
TO(I)=(T1G(I)-T2G(I))/T1G(I)
VM(I)=RO(I)*VIS(I)
SBR(I)=(VM(I)*ORTH(I)*ORTH(I))/(AKP(I)*T1G(I))
GA(I)=(HGD2(I)*2.*PI*R)/(KDEBI(I)*CP(I))
CR(I)=EXP(-GA(I)*L)
SNs(I)=(TO(I)*(CR(I)-1.)+LOG((TO(I)*CR(I)-1.)/(TO(I)-1.)))+
+ (FF(I)*RE(I)*SBR(I)/(8.*ONUS(I))*LOG((TO(I)*CR(I)-1.)/
+ ((TO(I)-1.)*CR(I))))
10 CONTINUE

```

```
DO 20 I=1,ISAY  
20 WRITE (*,*) 'Ns(',I,')= ',SNs(I)  
DO 32 I=1,ISAY  
32 WRITE (87,*) RE(I),SNs(I)  
CLOSE (87,STATUS='KEEP')  
RETURN  
END
```



9. ÖZGEÇMİŞ

M. Serap KAHRAMAN; 1973 yılında Hollanda'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Hatay-Antakya'da tamamladıktan sonra 1990 yılında K.T.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. Bu bölümü 1995 yılında bitirdikten sonra, 1996 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 1997 Aralık ayında K.T.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanlığı'na Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmektedir. Evli olup, İngilizce ve Felemenkçe bilmektedir.



TA. YÜKSEL
DOKÜMANZASYON MERKEZİ