



**ALÜMİNYUM KÖPÜK KANATLI
YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

Soner GÖK

**Yüksek Lisans Tezi
Prof. Dr. Kadir BİLEN
Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı
2016**

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ALÜMİNYUM KÖPÜK KANATLI YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN
İNCELENMESİ**

Soner GÖK

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Termodinamik Bilim Dalı**

**ERZURUM
2016**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

ALÜMİNYUM KÖPÜK KANATLI YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN
İNCELENMESİ

Prof. Dr. Kadir BİLEN danışmanlığında, Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY ortak danışmanlığında, Soner GÖK tarafından hazırlanan bu çalışma 25/03/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Termodinamik Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (2./2.)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza :

Üye : Prof. Dr. Cihat ARSLANTÜRK

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu .21.../03.../2016. tarih ve .17.../...22..... nolu kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Ertan YILDIRIM
Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.
Proje No:2011/417

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ALÜMİNYUM KÖPÜK KANATLI YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Soner GÖK

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN
Ortak Danışman : Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY

Yapılan bu deneysel çalışmada, yüzeye yerleştirilmiş alüminyum köpük kanatların ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde sabit ısı akısında ısıtılan bir yüzey üzerinde alüminyum köpük kanatlar (2x9x5 cm boyutlarında) akım yönünde aynı hizada dizilerek deneyler yapılmıştır. Deney düzeneğinde üç farklı gözenek (P=10, 20 ve 40) yapısında alüminyum gözenekli (köpük) kanatlar kullanılmış hem akım yönünde hemde akıma dik yönde aynı dört sıra olmak üzere toplamda 16 kanat kullanılmıştır. Tüm deneylerde test bölgesinde akım yönünde üç farklı kanat aralık mesafesi ($S_x=72, 82$ ve 92 mm) denenmiş ve akıma dik yönde ise kanat aralık mesafesi ($S_y=5$ cm) sabit tutulmuştur. Tüm deneylerde $Re=5\ 000-30\ 000$ aralığında farklı gözenek kanatlı yüzeyde akım yönü kanat aralık mesafesi ve farklı kanat üstü boşluk mesafesinde ($C/H=0, 0.5$ ve 1) Nusselt sayısı ve sürtünme katsayıları bulunmuştur. Maksimum ısı transferi $S_x=82$ mm kanat aralık mesafesinde ve kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ 'da elde edilmiştir. Sonuçta farklı kanat gözenek yapısının kullanılması ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir

2015, 76 sayfa

Anahtar Kelimeler: Alüminyum Köpük, Poroz Kanat, Gözenekli Yapı, Kanatlı Yüzey, Isı Transferi

ABSTRACT

MS Thesis

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER ON A SURFACE WITH ALUMINUM FOAM FINNS

Soner GÖK

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Thermodynamics Department

Supervisor: Prof. Dr. Kadir BİLEN
Co-supervisor: Asst. Prof. Dr. Ali Bahadır OLCAY

In this experimental study, the effect of aluminum porous fins on heat transfer was investigated. In the rectangular channel, the experiments were done while the aluminum porous fins (dimensions 2x9x5 cm) mounted on the heated surface and they were arranged in line in the flow direction. In the experiments, three different aluminum porous fins ($P=10, 20$ and 40) and total number of fins of 16 with 4 line in flow direction and 4 in the vertical direction of the flow on the heated surface were used by arranging fins 4x4. In all experiments on the test surface, three fin spacings ($S_x=72, 82$ ve 92 mm) were studied in the flow direction while keeping constant the vertical flow fin spacing ($S_y=5$ cm). In the range of $Re=5000-30000$, Nusselt numbers and friction factors for different aluminum porous fins and different fin spacings in the flow directions as well as different top fin spacings ($C/H=0, 0.5$ ve 1) were investigated on the surface. Max. heat transfer were obtained for fin spacing of $S_x=82$ mm and top fin spacing of $C/H=0$. In the conclusion, the structure of various porous of fins has not very important effect on the heat transfer

2015, 76 pages

Keywords: Aluminum Porous, Porous Fins, Porous Structure, Finned Surface, Heat Transfer

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımnda birçok bilgi ve tecrübesinden yaralandığım ve kıymetli zamanlarından bana zaman ayırarak tezimin tamamlanmasına büyük emeği geçen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN'e (Atatürk Üniversitesi Termodinamik ABD) ve ayrıca eş danışmanım. Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY'a (Yeditepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği),

Deney setinin imalatında emeği geçen Atatürk Üniversitesi Erzurum Meslek Yüksek Okulu personellerinden Memduh DOĞAN, Rasim AKSOY, Kasım BURMAOĞLU, Vahdettin AYVALI ve diğer mesai arkadaşlarıma,

Test sistemi ölçüm sistemlerinin hazır hale getirilmesinde ve ayrıca çalışma süresi boyunca her türlü yardımı esirgemeyen Sayın Öğr. Gör. Ahmet Tahir KALKIŞIM'a (Gümüşhane Üniversitesi)

Manevi desteklerini her zaman üzerimde hissettiğim anneme, babama, sürekli bana destek veren eşime ve çocuklarıma içten teşekkürler ediyorum.

Soner GÖK

Mart, 2016

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	8
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	16
3.1. Deney Düzenegi	16
3.1.1. Kanal	16
3.1.2. Deney düzenegi	16
3.1.3. Test bölgesi.....	18
3.1.4. Isıtma yüzeyi üzerinde gözenekli kanatların dizilimi.....	19
3.1.5. Fan	20
3.1.6. Isıtıcı.....	20
3.1.7. Termokupul ve sıcaklık ölçümleri.....	21
3.1.8. Verilerin kayıt edilmesi	22
3.1.9. Hız ölçümü	23
3.1.10. Akım doğrultucu.....	23
3.1.11. Karıştırıcı.....	23
3.1.12. Voltaj ayarı	23
3.1.13. Alüminyum gözenekli kanatlar	24
3.2. Test Yüzeyi Üzerinde Taşınım Katsayısının Tesbiti.....	27
3.2.1. Boyutsuz sayıların hesaplanması.....	29
3.2.2. Havanın fiziksel özelliklerinin belirlenmesi.....	31
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	32
4.1. Boş Kanalda Kanatsız Yüzeyde Isı Transferinin İncelenmesi	32
4.2. Gözenekli Kanatlı Yüzeyde Isı Transferinin İncelenmesi	35

5. SONUÇ ve ÖNERİLER	69
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ	77



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Deneylede kullanılan kanat diziliş değlerleri	19
Çizelge 3.2. Test bölgesinde kullanılan termokupulların levha uç kısmına olan uzaklıkları.....	22



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Deneş sisteminin Şematik gösterimi.....	17
Şekil 3.2. Deneş sisteminin boyutları.....	17
Şekil 3.3. Deneş sisteminin genel görünüşü ve test bölgesinde kullanılan ısıtma yüzeyi.....	18
Şekil 3.4. Test yüzeyinde kanatların dizilişi.....	19
Şekil 3.5. Test yüzeyi kesiti.....	20
Şekil 3.6. Termokupul çiftlerin test yüzeyinde yerleşimi.....	21
Şekil 3.7. Termokupul tellerinin deneş öncesinde kalibre edilmesi.....	22
Şekil 3.8. Testlerde veri toplamada kullanılan data logger.....	23
Şekil 3.9. Deneş sisteminde kullanılan alüminyum köpük kanatların bazı fiziksel zellikleri.....	25
Şekil 3.10. Deneş sisteminde kullanılan alüminyum köpük kanatların görünüşü, kanat gözenek yapısı.....	26
Şekil 4.1. Boş kanal iÇin Nusselt sayısının çeşitli farklı kanal yüksekliklerine Reynolds sayısıyla deŐiŐimi, kanal yksekliŐi.....	33
Şekil 4.2. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla deŐiŐimi, sabit gözenekli kanat $P=10$ iÇin, kanat aralık mesafesi.....	34
Şekil 4.3. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla deŐiŐimleri, sabit gözenekli kanat $P=20$ iÇin, kanat aralık mesafesi.....	36
Şekil 4.4. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla deŐiŐimleri, sabit gözenekli kanat $P=10$ iÇin, kanat aralık mesafesi.....	38
Şekil 4.5. Farklı gözenek yapılı kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla deŐiŐimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0$ iÇin, kanat aralık mesafesi.....	40
Şekil 4.6. Farklı gözenek yapılı kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla deŐiŐimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0.5$ iÇin, kanat aralık mesafesi.....	42

Şekil 4.7. Farklı gözenek yapıları kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=1$ için, kanat aralık mesafesi	44
Şekil 4.8. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=10$ için, kanat üstü boşluk mesafesi	45
Şekil 4.9. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=20$ için, kanat üstü boşluk mesafesi	47
Şekil 4.10. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=40$ için, kanat üstü boşluk mesafesi	49
Şekil 4.11. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının kanat üstü boşluk mesafesine göre değişimleri	50
Şekil 4.12. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının gözenek yapıyla değişimleri, sabit kanat aralığı $S_x=72$ mm için kanat üstü boşluk mesafesi	51
Şekil 4.13. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi, sabit gözenekli kanat $P=10$ için kanat aralık mesafesi ..	53
Şekil 4.14. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme faktörünün Reynolds Sayısına etkisi, gözenekli kanat $P=20$ için	54
Şekil 4.15. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme faktörünün Reynolds Sayısına etkisi, sabit gözenekli kanat $P=40$ için kanat aralığı	55
Şekil 4.16. Farklı gözenek yapıları kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0$ için kanat aralığı ...	56
Şekil 4.17. Farklı gözenek yapıları kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0.5$ için sabit kanat aralığı	58
Şekil 4.18. Farklı gözenek yapıları kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=1$ için kanat aralığı	59
Şekil 4.19. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=10$ için kanat üstü mesafesi	59

Şekil 4.20. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=20$ için kanat üstü mesafesi.....	61
Şekil 4.21. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=40$ için kanat üstü boşluk mesafesi.....	63
Şekil 4.22. Farklı Reynold sayılarında Nusselt sayısının kanat gözenek yapısına göre değişimleri.....	65
Şekil 4.23. Farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısının gözenek yapısıyla değişimleri, sabit kanat aralığı $S_x=72$ mm için, kanat üstü boşluk mesafesi.....	66

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A	[m ²]	: Isıtma yüzey alanı
a	[mm]	: Dikdörtgen kesitli kanat uzunluğu
b	[mm]	: Dikdörtgen kesitli kanat eni
C		: Kanat üstü boş mesafe yüksekliği
D _h	[m]	: Hidrolik çap
f		: Sürtünme katsayısı
F		: Şekil Faktörü
h	[W/m ² °C]	: Isı taşınım katsayısı
H	[m]	: Kanat yüksekliği
k	[W/m ⁰ K]	: Isı iletim katsayısı
L	[m]	: Test levhası uzunluğu
N		: Toplam kanat sayısı
Nu		: Levha yüzey alanına göre hesaplanmış ortalama Nusselt sayısı
Nu _{DtB}		: Dittus Boelter Nusselt sayısı
Nu _{DtBm}		: Modfiye edilmiş Dittus Boelter Nusselt sayısı
Nu _{St}		: Sider and Tate Nusselt sayısı
Nu _{Nus}		: Nusselt ait Nusselt sayısı
P		: inç başına geçirgenlik (porosity per inc)
Pr		: Prandtl sayısı
Q	[W]	: Isı transferi
Re		: Reynolds sayısı
S	[mm]	: Kanatlar arası mesafe
t	[mm]	: Et kalınlığı
T	[°C]	: Sıcaklık
T _s	[°C]	: Ortalama test levha yüzey sıcaklığı
V	[m/s]	: Hız

W	[m]	: Hava kanalı ve test alanı genişliği
μ	[kg/ms]	: Dinamik viskozite
ν	[m ² /s]	: Kinematik viskozite
ρ	[kg/m ³]	: Yoğunluk

Alt indisler

ç	Çıkış
g	Giriş
h	:Hava
kay	:Kayıp
konv	:Konveksiyon
ort	:Ortalama
rad	:Radyasyon
s	:Yüzey
top	:Toplam
w	:Duvar sıcaklığında
x	:x yönünde
y	:y yönünde
z	:z yönünde

1. GİRİŞ

Modern üretim yöntemlerinin hızla gelişmesi sonucu elektronik ve makine parçalarının küçülmesi gereği ortaya çıkmıştır. Bu durumda cihazların içerisinde yüksek ısı üretimi meydana gelmektedir. Bu istenmeyen durum aşırı ısınmaya dolayısıyla kısa zamanda bozulmalara yol açmaktadır. Yüksek yoğunluğa sahip elektronik cihazların soğutulması hem temelde, hem de uygulamada önemli araştırmalar gerektirmektedir (Akyol 1998). Uygulamada bir çok ürünün daha sık çip aralıkları ve küçülmesiyle birlikte tasarım aşamasında ısı transferinin sağlanması ciddi bir sorun olarak tasarımcıların karşısına çıkmaktadır. Tasarımda bu tür sorunların ortadan kaldırabilmesi için birçok ısı uzaklaştırıcı tipleri kullanılmakta ve buna bağlı olarak artan rekabet ile çeşitlilikler de artmaktadır. Günümüzde giderek elektronik sistemlerin küçülmesi ve daha da geliştirilebilmesi için etkili bir ısı transferi ile mümkün olmaktadır. Teorik olarak bilinen ısı transferi tanımı; dengede olmayan iki sistem arasında, sıcaklığı büyük olandan sıcaklığı küçük olana ısı enerjisi aktarılmasına denir. Ancak bu enerji transferi doğal yollarla olduğu zaman daha uzun sürmektedir. Isı transferini arttırmak ve bu geçişi hızlandırmak için dolayısıyla zamandan tasarruf ederek yüksek sıcaklıktaki önemli parçaların daha çabuk soğumasına ve bozulmalarına karşı tedbir alınması gerekmektedir (Ayrıca etkili ısı transferi yapmak enerjinin çeşitlerinden biri olan ısının daha verimli kullanılmasını sağlar).

Teknolojik gelişmeler ışığında birçok yeni tasarımlar meydana gelmiştir. Bunları kısaca örneklendirecek olursak havacılık sanayisinde uçakların daha güçlü gaz türbin motorlara sahip olması, elektronik aygıtların daha yaygın kullanılmaya başlanmasıyla hem küçülmesi hem de hızlanması. Kullanılan bilgisayar gibi cihazların hayatımızda önemli yer tutması ve yazılımların gelişmesiyle elektronik cihazların kapasitelerinin artması, bu artışın bir sonucu olarak ısı transferinin daha da önem kazanması kaçınılmaz olmaktadır. Ayrıca üretim yöntemlerinin alışla gelişliğinden çıkılarak modern üretim ve tersine üretim yöntemlerinin gelişmesi bunların bir sonucu olarak klasik üretimde elde edilen parçalara nazaran yapısal olarak daha küçük mikroçipler, işlemciler, entegreler ve devreler elde edilmesi teknolojinin ısıya karşı duyarlılığının ciddi olduğu

ortadadır. Saydığımız bu parçaların küçülmesi ile meydana gelen ısının etkisi altında kalmadan çalışması için etkili bir ısı transferi söz konusudur.

Isı transferi temelde iletim, taşınım ve radyasyonla sağlanmaktadır. Sırasıyla İletimle, taşınım ve radyasyonla ısı transferini açıklayacak olursak:

a- İletim: Parçacıklar arası etkileşmelerin sonucu olarak bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklardan bitişiklerindeki daha düşük enerjili olanlara enerji aktarmasıdır. İletimle ısı transferi katı, sıvı ve gazlarda olabilir. Gazlarda veya sıvılarda iletim moleküllerin gelişigüzel hareketleri sırasında birbirlerine çarpışmaları nedeniyle olur. Katılarda ısı iletimi kafes yapılarındaki moleküllerin titreşimleri ve serbest elektronların ısı enerjisi aktarımı ile meydana gelir. Ortamda meydana gelecek iletimle ısı transferinin hızı, sıcaklık farkına, geometriye, kalınlığa ve malzeme yapısına bağlıdır. Ortam ile ısı kaynağının sıcaklık farkları ısı transferini arttırmaktadır. Bununla beraber ısı kaynağının yüzey alanını arttırmak ısı transferini etkilemektedir. Bir levhada ki ısı transfer hızı sıcaklık farkı ve ısı transfer alanı ile doğru kalınlıkla ters orantılı olur. Fourier ısı iletim kanunu aşağıda ifade edilmiştir.

$$Q_{iletim} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \dots\dots\dots(1)$$

Burada k orantı sabiti, ısı iletkenlik sabiti olarak bilinir. Isıl iletkenlik malzemenin ısıyı iletme kabiliyetidir ve k'nın yüksek olması malzemenin yüksek ısı iletkenliğine, düşük olması düşük ısı iletkenliğine sahip olduğunu gösterir.

b- Taşınım: Bir katı yüzey ile ona bitişik, hareket halindeki sıvı veya gaz arasında enerji aktarma türüdür. İletim ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsar. Akışkanın hareketi ne kadar hızlı olursa, taşınım ısı aktarımı da o kadar büyük olur. Akışkan hareketinin ortadan kalkması ile ısı transferi iletimle olur. Sistemde fan, pompa, rüzgar gibi akışkanı akmaya zorlayan etkenler varsa bu ısı transferine zorlanmış taşınım denir. Akışkan hareketi akışkan içi sıcaklık değişimlerinin ortaya çıkardığı

yoğunluk farkıyla oluyorsa buna da doğal taşınım denir. Taşınım ile ısı transfer hızı sıcaklık farkıyla orantılıdır. Newton'un soğutma kanunu denilen taşınım ile ısı transferi aşağıda ifade edilmiştir.

$$Q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (W) \dots\dots\dots(2)$$

Burada h taşınım ısı transfer katsayısıdır. Taşınım katsayısı olan h akışkanın bir özelliği değildir. Bu katsayı, deneysel olarak bulunan ve değeri yüzey geometrisine, akışkan hareketine, akışkanın özelliklerine ve akışkanın yığın hızına bağlı bir parametredir.

c- Işınım: Atom veya moleküllerin elektronik düzenlerindeki değişmelerin sonucunda maddeden elektromanyetik dalgalar (veya fotonlar şeklinde) yayılan enerjidir. İletim ve taşınımından farklı olarak ışınım ile ısı transferi bir aracı ortam gerektirmez. Isı transferi çeşitlerinde en hızlı olanı ışınım ile olanıdır ve boşlukta yavaşlamaz. Mutlak sıfırın üstündeki bütün sıcaklıklarda bütün cisimler ısı ışınım yaparlar. Bütün katılar sıvılar ve gazlar ışınımı değişik seviyelerde yayar, soğurur veya geçirirler.

d- Belirli bir sıcaklığa sahip bir yüzeyden yayılabilecek maksimum ışınım hızı Stefan-Boltzmann Kanunu ile şöyle ifade edilir,

$$Q_{\text{yayılan,maks}} = \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \dots\dots\dots(3)$$

Burada $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2$ Stefan-Boltzmann sabitidir. Bu hızla ışınım yayan yüzeye kara cisim denir. Gerçek yüzeylerden yayılan ışınım kara cisimden yayılan ışınımından az olacağı için denklem

$$Q_{\text{yayılan}} = \epsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \dots\dots\dots(4)$$

şeklinde ifade edilebilir.

En genel haliyle iki yüzey arasındaki ışınlama ısı transferi,

$$Q_{ışınım} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{çevre}^4) \quad (W) \dots\dots\dots(5)$$

şeklinde yazılabilir. Işınlama, iletim ve doğal taşınım ısı transferleri sırasında önemli bir bulgudur. Fakat zorlanmış taşınım yanında ihmal edilebilir. Zorlanmış taşınım uygulamalarında ışınlama, özellikle söz konusu yüzeylerin yayını katsayıları düşük ve orta sıcaklıklarda ise dikkate alınmayabilir.

Isı transferini artırma metotları işlem görmüş yüzeyler, genişletilmiş yüzeyler, pürüzlülüğü artırılmış yüzeyler, gözenekli yapılar olmakla beraber akışkanda veya yüzeyde titreşimler, kıvrımlı tüpler, çarpmalı jetler ve döndürme gibi dışarıdan güç gerektiren yöntemlerle sağlanabilir (Akyol 1998).

Isı transferinin hızlandırılması sistemler için avantaj sağlamaktadır. Ancak ısı transferini hızlandırmanın belirli zorlukları ve maliyetleri vardır. Kullanılan malzemenin maliyeti, ağırlığı, işlenebilirliği, kolay bulunması gibi faktörler ısı transferi mekanizmalarında kullanılacak malzemenin belirli alanda sınırlandırılmasına yol açmaktadır. Isı transferini iyileştirmek için bazı yöntemler mevcuttur. Bunlar sınır tabaka kalınlığını azaltma, yüzey alanını artırma ve türbülans seviyesini artırmadır. Yüzeyin pürüzlülüğünü arttırmak akışın akım şeklinde bozulmalara yol açacağı için kalın sınır tabakalarının bozulmasına sebep olacaktır. Bir boru içerisinde akan akışkana dönel bir hareket kazandırılırsa sınır tabaka kalınlığı azaltılmış olur (Akyol 1998). Türbülansı artırmak için türbülans iç ve dış yüzeylere suni pürüzlülükler yerleştirerek, türbülans promotör olarak boruların içerisine özel şekilli araçlar yerleştirerek artırılabilir (Reay, 1991; Bergles 1997, Akyol 1998). Yüzey alanını arttırmak ise yüzey üzerine kanat ekleme yöntemiyle olmaktadır. Genel olarak ısı transferini iyileştirmek için yüzey alanını büyütmek tercih edilir. Yüzey alanının artırılması uygulama açısından kolaylıklar sağlamaktadır. Yüzey alanını arttırmak için kullanılan kanatlar birçok mühendislik uygulamasında görülebilir. Kanatların kullanım alanları günümüzde oldukça

yaygınlaşırken tasarımların hızla gelişmesi kanat yapılarının ve kanat malzemelerinin değişmesine yol açmıştır.

Isı transferinin iyileştirilmesi için yüzey alanını artırma yönteminde kullanılan kanat türlerinden bazıları aşağıdaki gibidir:

- a. Düz dikdörtgen kanatlar
- b. Düz üçgen kanatlar
- c. Düz parabolik kanatlar
- d. Dikdörtgen profilli dairesel kanatlar
- e. Dikdörtgen profilli iğne kanatlar
- f. Üçgen profilli iğne kanatlar
- g. Parabolik profilli iğne kanatlar
- h. Parabolik profilli iğne kanatlar(küt uçlu)

Sistemin sıcaklığını T_s ve ortam sıcaklığını da T_∞ gibi düşünürsek taşınım ile olan ısı transferi ya da diğer bir deyişle Newton'un soğutma kanunu aşağıdaki gibidir:

$$Q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (W) \dots\dots\dots(6)$$

Burada taşınım ile ısı transferi ya h taşınım katsayısının artması ya da yüzey alanının artmasıyla söz konusudur. Taşınım katsayısını (h) arttırmak için fan veya pompa gibi ısı transferini arttıracak unsurlar kullanılmalıdır. Böyle bir durum sistem için büyümelere ve maliyete yol açacağından A_s yüzey alanını arttırmak daha kolay ve az maliyetli olmaktadır. Yüzeyle iletkenliği yüksek malzemeler ekleyerek yüzey alanını arttırmak ısı transferi için iyi bir alternatiftir (Çengel 2011).

Kanat sıcaklığı kanat tabanında T_b dir ve kanat ucuna gidildikçe azalır. Kanat yüzeyinde olan taşınım, her bir kesitte sıcaklığın orta kısmından dış yüzeylere doğru bir miktar düşmesinde neden olur. Kanatların kesit alanının düşük olması göz önünde

bulundurulursa, sıcaklık her kesitte uniform kabul edilebilir (Çengel 2011). Sıcaklığın üniform kabul edildiği durumda kanatlarda oluşan ısı transferi;

$$Q_{\text{kanat,maks}} = hA_{\text{kanat}}(T_b - T_{\infty}) \dots\dots\dots(7)$$

Teknolojinin hızla ilerlemesi elektronik ve mühendislik alanında modern üretim yöntemleri ve entegre devrelerin küçülmesi sonucunda hafif ağırlığa sahip yüksek ısı transferi bileşenlerine ihtiyaç duymaktadır. Bu gelişimin bir ürünü olarak ısı transferinin arttırmaya yönelik kullanılan kanatlarda gözenekli (poroz) yapılar ortaya çıkmaktadır. Bu metalik köpükler ısı transferi gelişmesinde büyük önem taşırlar.

Özellikle alüminyumdan üretilmiş metalik köpükler, çeşitli mühendislik uygulamalarında sıkça kullanılmakla beraber son yıllarda ısı transferi verimi açısından oldukça ilgi çekmektedirler. Korozyon direnci ve yüksek ısı transferinden dolayı alüminyum köpükler ısı transferinin iyileştirilmesinde kullanılabilirler (Yavuz, 2010).

Isı transferi sürecinin iyileşmesinde önemli katkıları bulunan alüminyum köpükler, toz metalürjisi yöntemi ile erimiş metal içerisine gaz enjekte ederek köpürtücü madde ilavesi kullanarak poroz yapıyı oluşturmaktadır. Ayrıca infiltrasyon adı verilen üretim yöntemiyle ısı transfer performansı ve basınç düşümü arasında optimum bir denge kurarak ısı transfer veriminin artması sağlanmaktadır.

Alüminyum köpükler açık hücreli ve kapalı hücreli olmak üzere iki şekilde üretilmektedir. Her iki yapıda da boşluklar %80-95 malzeme ise %5-20 oranındadır. Eğer gözenekler birbirleriyle bağlantılı halde bulunuyorsa açık hücreli yapılar, hücrelerin içerisine gaz hapsedilmiş ve sızdırmazlık sağlanarak birbirlerinden ayrılmışlarsa kapalı hücreli yapılar olarak tanımlanırlar (Sertkaya 2013).

Isı transferinin arttırılabilmesi için yüzey alanının genişletilmesi önemli bir parametre olarak bilinmektedir. Alüminyum köpük malzemelerde klasik tip kanatlar gibi benzer özelliğe sahiptirler. Aralarındaki en önemli fark, kanatlarda gözenekli köpük yapı

dediğimiz poroz yapının kullanılmasıdır. Poroz yapının amacı ısı transfer veriminin normal kanat verimlerine göre daha fazla olması ve daha hafif imal edilebilirliği yönünden avantaj sağlamasıdır. Poroz kanatlar sistemin daha çabuk soğumasına yardımcı olurlarken hafifliği ve işlenebilirliği açısından üretim yöntemlerinde de kolaylıklar sağlamaktadır.

Elektronik ve mühendislik cihazlarının hızla küçüldüğü teknolojide, ağırlığın azalması ve ısı iletkenliğinin artması için alüminyum köpükler ve diğer metalik köpükler ısı transfer mekanizmalarında önemli rol oynamaya başlamışlardır.

Yaptığımız bu deneysel çalışmada iş yapan akışkan olarak hava kullanılmıştır. Dikdörtgen kesitli ve farklı yüksekliklere sahip kanalda sabit ısı akısı sınır şartında farklı gözenek yapısına sahip P=10, 20 ve 40 alüminyum köpük kanatların ısı transferi üzerine etkisi farklı kanat aralık mesafelerinde ve farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde ısı transferleri incelenmiş ve boş kanalıyla karşılaştırılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Kim *et al.* (2003), Reynolds sayısını $710 \leq Re \leq 2900$ aralığında tutarak $P=10, 20$ ve 40 (PPI Pore Per Inch) gözenekli (köpük) alüminyum malzemelerin Nusselt sayısı ve ısı performans üzerine etkilerini incelemişlerdir. Alüminyum köpük malzemenin aynı boyuttaki klasik paralel plakalara göre %28 ısı performansını arttırdığından ve elektronik cihazların kütlelerindeki değişimlerinden bahsetmişlerdir. Ayrıca Nu sayısı değerlendirmelerinde $P=10$ gözenekli yapının $P=40$ gözenekli yapıdan %16-27 oranında yüksek Nu sayısı olduğu verilerine ulaşmışlardır.

Leong and Jin (2005), farklı aralıklarla yerleştirilen ve farklı gözenekliliğe sahip metal köpükleri ısı kaynağı olarak kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. $P=10, 20$ ve 40 gözenekli alüminyum köpüklerle engelli bir yüzey üzerinde akış boyunca yüzey sıcaklığı, hız ve basınç düşüşü ölçülmüştür.

Hetsroni *et al.* (2005) dikdörtgen bir kanal içerisinde farklı gözenek yapısına sahip çelikten yapılmış engellerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerine etkilerini deneysel incelemişlerdir.

Jeng *et al.* (2005), gözenekli metal köpüklerin ısı kaynağı olarak kullanılması durumunda soğutma etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısının 100 ila 40.000 gibi geniş bir aralıkta ve alüminyum köpük kanatlar ($P=10$) kullanarak yapmışlardır.

Tzeng and Jeng (2005), 90° eğimli tünel akışında gözenekli kanaldaki basınç düşüşünü ve taşınım ile ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışma literatürde birçok deneysel ve sayısal çalışma için referans alınmıştır.

Dukhan *et al.* (2005), açık hücreli metal köpükler için bir boyutlu ısı transfer modelini sunmuşlardır. Modelde, soğutulan gözeneklerdeki taşınım ve iletim birleştirilmiştir.

Jeng *et al.* (2006), kanat teorisini kullanarak gözenekli ısı kaynaklarındaki yerel ısı eşitliği için analitik bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca, Reynolds sayısının geniş bir aralığı için sayısal modelleme yaparak analitik çözümle karşılaştırmışlardır.

Noh *et al.* (2006), alüminyum köpükle doldurulmuş bir boşlukta zorlanmış taşınımın ısı transferini ve basınç kaybını araştırmışlardır. Isıl sistemlerin dizaynı için sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için bağıntılar elde etmişlerdir.

Dukhan and Chen (2007), yılında yaptıkları çalışmada sabit ısı akısında farklı gözenek yapılarında çalışmışlardır. Sabit ısı akısında yaptıkları çalışmada iki boyutlu konveksiyon ve iletim için poroz kanatın literatürdeki transfer modeli uyarlanmıştır. Deneysel sonuçlar genel olarak bakıldığında kalitatif olarak farklı gözenek ve gözenek yoğunluğuna sahip poroz kanatların birbirlerine yakın sıcaklıklar elde edilmesi varsayımlarını ortaya koymuşlardır.

Hetsroni *et al.* (2005), alüminyum köpüklü geçirgen camlar için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Gözenekli malzemelerin yüzeyindeki sınır şartlarının sayısal modeli için bir formülasyon geliştirmişlerdir.

Leong and Jin (2005), sabit ısı akısına maruz, alüminyum köpükle doldurulmuş bir kanal boyunca engelli akış üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, dikdörtgen bir kanal içerisine 10 mm kalınlığında, 50 mm genişliğinde ve 60 mm yüksekliğinde farklı gözenek sayısına sahip alüminyum köpükler yerleştirilerek ısı transferi artırılmıştır.

Dukhan *et al.* (2005) P=10 metal köpük malzeme ile yaptıkları çalışmada Reynolds sayısını arttırarak belirli bir sınıra kadar ısı transferinin arttığını analitik ve deneysel olarak incelemişlerdir.

Li and Leong (2011) alüminyum köpükler üzerinde tek ve iki fazlı akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal çalışma yaparak incelemişlerdir. Sayısal simülasyonları deneyler ile

karşılaştırmak için suya dayalı deneyler yapmışlardır. Modellemelerde momentum ve enerji denklemi kullanarak deneysel ve sayısal sonuçlar arasında karşılaştırmaların uygunluğunu göstermişlerdir.

Yakkatelli *et al.* (2010) gözenekli ortama çarpan jet akış için yaptıkları çalışmalarında Reynolds sayısını $500 \leq Re \leq 22000$ arasında kullanarak farklı gözenek yapısına sahip köpük malzemelerle deneyler yapmışlardır. Yapılan deneyler sonucunda jet-yüzey aralığı, Reynolds sayısındaki değişimler, devridaim bölgeleri ve akış sapma desenleri tespit edilmiştir. Akış saptırma düşük jet çıkış yüzey aralığı için ve düşük geçirimli köpükler için daha verimli olduğunu ayrıca Reynolds sayısının artması akışın daha eşit gözenekli ortam içine girmesine yol açtığı ve köpük çıkışında devridaim bölgenin azaldığını bulmuşlardır.

Mancin *et al.* (2011) $P=20$ gözenekli malzeme kullanarak çalışmalarını yapmışlardır. Ancak gözenek yapısı aynı olmasına rağmen köpük çekirdek yükseklikleri 20mm ve 40mm dir. Sonuçlar incelendiğinde 20mm yapının 40mm yapıya göre daha iyi ısı transfer kat sayısı sunduğu görülmüştür. Basınç eğimleri açısından incelendiğinde ise 40mm-20mm'lik iki yapının da hemen hemen aynı değerlere sahip olduklarını görmüşlerdir.

Kim *et al.* (2005) $P=10, 20$ ve 40 gözenekli malzemeler üzerinde jet akışıyla termal performans değerlendirmeleri yapmışlardır. Reynolds sayısını 1000-13650 değerleri arasında tutarak $P=10$ gözenekli alüminyum malzemenin $P=20$ ve 40 gözenekli yapıya göre Nusselt sayısının daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca alüminyum gözenekli malzemeyi klasik kanatçıklarla karşılaştırdıklarında termal performanslarının %8-33 arasında daha fazla olduğunu incelemişlerdir.

Peak *et al.* (2000) deneysel olarak yaptıkları çalışmada alüminyum gözenekli yapının termal ve fiziksel özelliklerini incelemişlerdir. Termal iletkenlik olarak gözenekli alüminyum yapının iletim katsayısı (k_e) geçirgenlik özelliklerini (K) inceleyerek

gözeneklilik arttıkça iletim katsayısının arttığını, geçirgenlik özelliğinin azalarak sürtünme faktörünün ve diğer etkenlerin arttığını gözlemlemişlerdir.

Doğan ve Öney (2013) P=10 alüminyum köpükle yaptıkları çalışmada sabit ısı akısında Reynolds sayısını $531 \leq Re \leq 4486$, düzeltilmiş Grashof sayısını $Gr_{Dh}^* = 4,2 \times 10^7 - 2,7 \times 10^8$ ve Richardson sayısını $Ri = 0,008 - 1,5$ aralığında tutarak, P=10 alüminyum köpük ısı alıcılarının kullanılması durumunda köpük alıcılarının kullanılmadan elde edilen sonuçlara göre yaklaşık olarak %36 ila %70 daha fazla ısı transferi olduğunu gözlemlemişlerdir. Ortalama Nusselt sayısı, kanal hidrolik çap için korelasyon denklemleri hesaplanmıştır.

Kurtbaş ve Çelik (2009) yaptıkları çalışmada Al-6101 alaşımından, P=10, 20 ve 30 proziteye sahip alüminyum köpükler kullanarak ortalama Nusselt sayısını Reynolds sayısına ve Richardson numarasına bağlı bir fonksiyon olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada Reynolds sayısı 600-33000 arasındadır. Çalışmalarında önemli bir parametre olarak köpüklerin bor oranları olduğunu saptamışlardır. 0.25, 0.5 ve 1 olmak üzere üç farklı boyda ısı transfer analizi yapmışlardır. Çalışmaları sonucunda yatay bir kanal içerisinde alüminyum poroz kanat kullanımı Nusselt sayısında artışlara neden olmaktadır. Reynolds sayısının artması Nusselt sayısının artmasını sağlar. Deneylerinde P=30 gözenek yapıya sahip poroz kanatın diğer gözenek yapılarından daha verimli olduğunu görmüşlerdir.

Izadpanah *et al.* (1998) sabit ısı akısında gözenekli yapının konvektif ısı transferini incelemişlerdir. Bu çalışma hem deneysel hem de teorik bir çalışma olmuştur. Sabit ısı akısında basınç kayıplarını ve sıcaklık profillerini radyal ve aksel olarak kaydetmişlerdir. Teorik ve deneysel arasındaki hata verileri %10 la sınırlı kalmıştır.

Jeng *et al.* (2013) deneysel çalışmalarında döndürme etkisi altında poroz bir yapının ısı transferini araştırmışlardır. Kapalı koşullarda meydana gelen bu deneysel çalışmada kullanılan poroz köpükler 0,93 ve 0,90 gözenek yapısına, çapları ise 40 ve 20 mm olan alüminyum köpüklerdir. Deney düzeneklerinde hava soğutucu akışkan olarak kullanıldı.

Dönme Reynolds sayısı 788-3163 değerleri arasında olup jet için, jet Reynolds sayısı da 3325-16690 arasındadır. Soğutucu akışkan hava rölatif çarpma yüksekliği $C/d= 0,05-9$ arasında çalışarak, Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının C/d oranında etkilerini ve Reynolds ve Nusselt sayılarının alüminyum köpükle jet akışkan içerisinde dönme etkisinde deneysel çalışmalar yaparak birbirleriyle etkileşimlerini incelemiştir.

Schamphelre *et al.* (2013) bulgularında doğal konveksiyon yoluyla gerçekleşen ısı transferinde poroz kanatların durumlarını, yapıştırma yöntemi, gözenek yoğunluğu ve köpük yüksekliği bakımından etkilerini incelemiştir. Rayleigh sayısını 4000 ila 6500 arasında tutarak %93 gözenekliliğe sahip $P=10$ ve 20 yoğunluğu bulunan köpük malzemelerle çalışmışlardır. Her iki poroz yapı için çeşitli yükseklikler kullanılmış ve deney sistemine bağlantı şekli olarak ya lehimleme ya da epoksi uygulaması yapılarak bağlantı şeklinin ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Deney bulgularında, lehimleme yönteminin epoksi uygulamasına göre, daha iyi bir Nusslet sayısı elde ettiği, gözenek yapısının Nusselt sayısına daha çok etki ettiği, bu nedenle $P=10$ yapıya sahip köpük kanatın $P=20$ köpük kanata oranla %25 daha iyi ısı transferi yaptığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca çalışmalarında gözenekli yapının yükseklik durumları da göz önünde bulundurularak, $P=10$ poroz yapıyı 6 ila 40 mm yükseklikte, $P=20$ yapısının 6 ila 18 mm arasında deneyler yaparak yüksekliğin ısı transferine etkilerini de araştırmışlardır. Köpük yükselteleri için alan kısıtlamaları ısı aktarım hızları açısından önemli bir parametre olmuştur.

Feng *et al.* (2014) çalışmalarında köpük kanatların deneysel ve sayısal olarak çarpışan hava jetinde ısı transferine etkilerini incelemiştir. Deney sistemlerinde $P=8$ ve 2mm kalınlığında alüminyum kanat köpük ve metal köpük kullanarak çalışmışlardır. Deney sonuçlarına göre, belirli bir akış oranı altında metal köpük için ısı aktarma köpük yüksekliği arttıkça tekdüze azalmakta iken kanatlı metal köpükte ısı transferi artış gösterirken köpük yüksekliğine bağlı olarak hafif bir düşme eğilimi göstermiştir. Belirli pompa gücü koşulunda, metal köpük ısı alıcıları için ısı aktarma köpük yüksekliğine karşı duyarsız olduğu, kanatlı köpük metal için köpük yüksekliğinde ısı transferinde

artış gözlemlemiştir. Kanatlı metal köpük için ısı transferi modellenmesinde girişteki konvektif ısı dağılımı göz ardı edilmeden modelleme yapmışlardır.

Solmuş (2015) dikdörtgen bir kanalda köpük malzemenin ısı transferine ve sıvı akış davranışlarına etkisini inceleyen sayısal çalışmada, zorlanmış taşınım ile ısı transferini Brinkman-Forchheimer Darcy akış modelinden faydalanarak, grafit ve alüminyum köpük arasında performans karşılaştırması yapmıştır. Grafit köpüğün büyük bir basınç düşüşü göstererek daha iyi bir ısı transfer performansına sahip olduğunu görmüştür. Çalışmada Reynolds sayısını $Re=813$ ila $10\,582$, L/H (uzunluk / yükseklik) oranını da 1 ila 2 arasında tutarak grafit köpüğün Nusselt sayısını ve basınç farkını, alüminyum köpükle karşılaştırarak incelemiştir. Alüminyum köpüğe göre grafit köpük daha iyi bir ısı transferi elde ederken, basınç düşümü alüminyum köpüğe göre daha fazla olmaktadır.

Byon (2015) sabit pompalama gücü altında çarpan bir jet akışında alüminyum köpük yapıların ısı transfer karakteristiklerini incelemiştir. Nusselt sayısını çarpma mesafesi ve Reynolds sayısı altında incelemiştir. Sabit Reynolds sayısında Nusselt sayısının değişiminde çarpma mesafesinin etkisi ihmal edilebilir derecede olduğu gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlara dayanarak, Nusselt sayısını tahmin etmek için ampirik bir bağıntı pompalama gücü ve çarpma mesafesinin bir fonksiyonu olarak önerilmiştir. Köpük yapının iyi bir ısı performans gösterdiğini ve kesitin enine boyutunun Nusselt sayısında önemsiz olduğunu deneysel olarak incelemiştir.

Literatürde gözenekli kanatların ısı transferine etkisinin yanı sıra, gözenekli olmayan kanatların ısı transferi üzerine etkisini içeren birçok çalışmada mevcuttur. Bunlardan bazıları,

Linn and Lee (1996) yaptıkları çalışmada iğneli kanatçıkların, çapraz akım sırasında entropi üretim miktarlarının üzerinde bir çalışma yaparak ikinci kanun analizlerini yapmışlardır. Çapraz akımda, akışkan hızındaki artış ısı transfer miktarını arttırmakta ve böylece ısı transfer tersinmezliği de azalmaktadır. Kanatlar üzerindeki sürüklenme

kuvvetine bağılı olarak hidrodinamik tersinmezlik artmaktadır. Böylece daha geniş bir çalışma alanında Reynolds sayısı bulunabilmektedir. Kanatların zikzak (şaşırtmalı) dizilimi ve düz dizilimi arasında karşılaştırma yaparak entropi temelleri üzerinde diziliş etkilerini araştırmışlardır. İkinci kanun analizleri, entropi üretim miktarını minimum seviyeye indirmek ve böylece sistemin verimini maksimuma ulaştırmak için değişik ısı ve kütle transferi sistemlerinin dizayn metodunu etkilemiştir. Linn ve Lee'nin, zorlanmış akış şartı altında iğneli kanatçık sırası üzerinde, ikinci kanun analizi ele almışlardır. Çalışmada hem taban, hem de kanatçık yüzeyinden meydana gelen ısı transferi göz önünde bulundurulmuştur.

Jubran *et al.* (1993), dikdörtgen kesitli bir kanalda, iğneli kanat arasındaki mesafenin, kanat üstü mesafenin (C/H) ve eksik kanat kullanımının, düz ve zikzak sıralı silindirik iğneli kanatlardan yararlanarak ısı transferine olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmaları sırasında akıma dik yöndeki kanatlar arası mesafeyi birbirlerine çok yakın yapmışlardır. Bu çalışmada hem akıma dik yönde, hem de akım yönü kanat mesafesi, kanatçık çapının 2.5 katı olarak bulunmuştur. Düz sıralı durumda, değişik kanatçık aralığı için eksik kanat kullanımı etkisinin ihmal edilebilir derecede olduğu, fakat zikzak sıralı durumda mesafenin oldukça önemli olduğu gözlenmiştir. Kanat aralıklarının akım yönü ve akım yönüne dik yönde değiştiği durum için kanat üstü mesafenin de ($C/H=0, 0.5, 1$) temel alındığı bazı korelasyon denklemleri bulunmuştur.

Babus'Haq *et al.* (1993) hava akımı yönünde sıralanmış dikdörtgen kanatlarda zorlanmış konvektif ısı transferinin, termalvehidrolik karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyde değişik hava debisi, kanat üstü mesafesinin kanat yükseklik oranında, sabir kanat taban sıcaklığı için ısı transferinin maksimum kararlı durumuna karşılık gelen kanat ayrımlarını hesaplamışlardır. Deneydeki amaç, hava tarafından oluşturulan viskoz kuvvetleri azaltırken, kanatçık sırası boyunca oluşan ısı akım miktarını arttırmaktır. Çalışmalarında, alüminyum ve çelikten yapılan kanatlar için en uygun kanat mesafesi sırası ile $2(\pm 0.1)$ mm ve $4.1(\pm 0.1)$ mm olarak bulunmuştur. Bu değerler kanat üstü boşluk mesafesi ile değişmemekte fakat kanat yüksekliği ile

artmaktadır. Kanat yapımında kullanılan malzemelerinin ısı iletkenliği ısı transfer hızına etkisi azdır. Kanat üstü mesafe, havanın hızı ve kanat dağılımları basınç farklarını etkilediği görölmüştür.



3. MATERYAL ve YÖNTEM

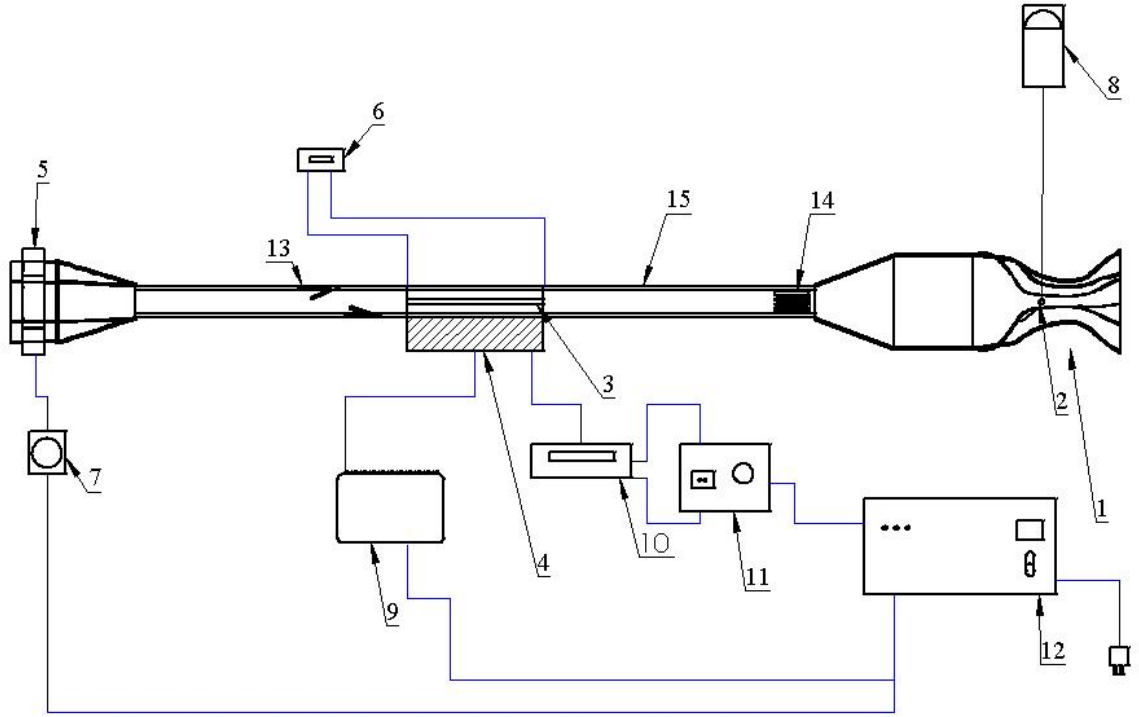
3.1. Deney Düzenegi

3.1.1. Kanal

Dikdörtgen kesitli kanal 20x10 cm boyutlarında ve 1,8 cm kalınlığında MDF'den yapılmıştır. Kanalin toplam uzunluğu 3 m olup test bölgesi kanalın tam ortasına yerleştirilmiştir. Ayrıca test bölgesini görebilmek için yan ön duvarına cam pencere yapılmıştır. Test bölgesine giren havanın düz akışlı olması için yani akışı doğrultmak için kanal girişine akım doğrultucu, test bölgesini terk eden havanın daha iyi karışabilmesi içinde test bölgesinin sonuna bir karıştırıcı yerleştirilmiştir, böylece yaklaşık uniform bir sıcaklık elde edilmiştir. Test bölgesinde üç farklı kanal yüksekliğinde ($Z=5, 7,5$ ve 10 cm) deneyler yapılmıştır. Deney sisteminde yer alan elamanlar Şekil 3.1'de ve deney sistemi boyutları ise Şekil 3.2'de verilmiştir.

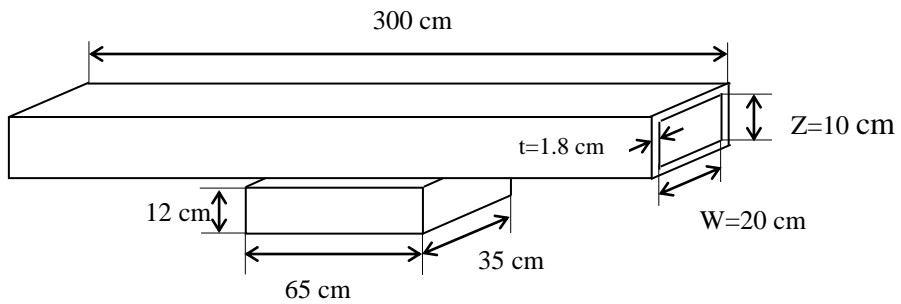
3.1.2. Deney düzenegi

Deney düzenegi şematik resmi Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Deney düzeneginde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanal girişinde bulunan bir lüle içerisinden hava kanala girmektedir. Daha sonra test bölgesine girmeden önce akım doğrultucuda doğrultulduktan sonra boyutları uzunluğu $L=55$ cm olan test bölgesinden geçerek karıştırıcı karışan hava, kanal çıkışında yer alan emiş fanı vasıtasıyla kanaldan atılmaktadır. Sistem içerisinde akım doğrultucu, varyak, voltaj regülatörü, basınç farkı okuyucu, data logger, hız anemometresi, hava karıştırıcı, dimmer, fan ve test bölgesi bulunmaktadır. Şekil 3.1'de deney sisteminin şekli ve yer alan elamanların isimleri verilmiştir.



- | | |
|--|---|
| 1. Lüle | 2. Hız anemometresi |
| 3. Test bölgesi gözleme penceresi | 4. Test bölgesi |
| 5. Fan | 6. Basınç farkı ölçüm cihazı Kimo marka |
| 7. Dimmer (hız ayarlayıcı) | 8. Hız anemometre cihazı |
| 9. Data logger Testone Hioki LR8401-20 | 10. Multimetre |
| 11. Varyak | 12. Voltaj regülatörü |
| 13. Karıştırıcı | 14. Akım doğrultucu |
| 15. Kanal MDF (1.8 cm et kalınlığı) | |

Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik gösterimi



Şekil 3.2. Deney sisteminin boyutları

3.1.3. Test bölgesi

Test bölgesinde ısıtma yüzeyi 1 mm kalınlıkta 55x20 mm ölçülerinde yüksek ısıl iletkenliğe sahip alüminyum bir levhadan meydana gelmiştir. Alüminyum levha kanalın alt yüzeyine 55x20 mm boyutlarında açılan boşluğa yerleştirilmiştir. Levhanın altına aynı boyutlarda bir ısıtıcı levha yerleştirilmiştir. Isıtıcı eleman ile levha arasında boşluk kalmaması ve ısıl direnç oluşturmaması için iki yüzey arasına termal macun sürülmüştür. Isıtıcı levhanın alt kısmında meydana gelecek ısı kayıplarını engellemek için MDF 10 cm kalınlığında izocam ve yalıtım malzemesinin de alt kısmına 18 mm kalınlığında MDF kullanılmıştır. Kanal test bölgesinde üç ayrı kanal yüksekliğinde deneyler yapılmıştır. Bu amaçla kanal üst duvarı buna göre esnek imal edilmiştir. Test bölgesinde kanatları yerleştirebilmek için kanal üst duvarına açılır bir kapak ve test bölgesinde kanatların dizilişlerini gözlemlemek amacıyla da bir gözetleme penceresi yerleştirilmiştir. Deney sistemi genel görünüşü ve ısıtma test yüzeyi Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Deneysel sistemin genel görünüşü ve test bölgesi ısıtma yüzeyi

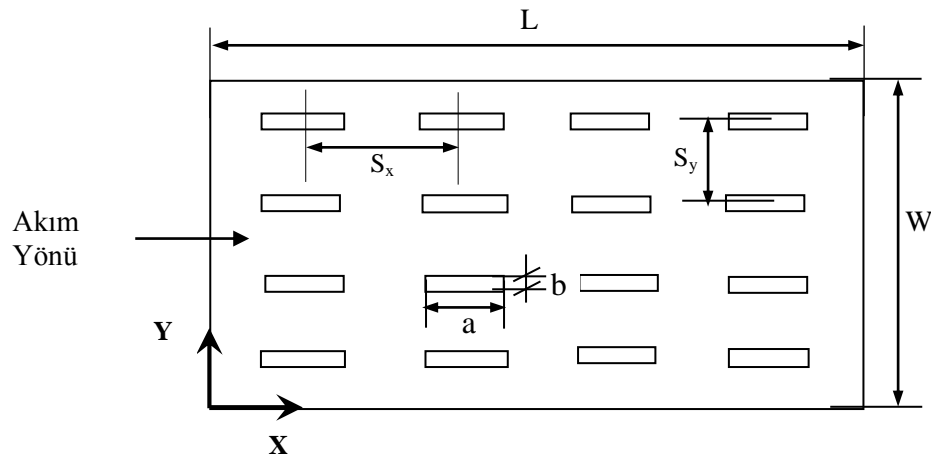
3.1.4. Isıtma yüzeyi üzerinde gözenekli kanatların dizilimi

Test bölgesi üzerinde yapılacak ölçümler için üç farklı akım yönü kanat aralık mesafelerinde testler yapılmıştır. Kanatlar ısıtılan yüzey üzerinde akım yönünde aynı sırada olacak şekilde yerleştirilmiştir. Gözenekli alüminyum köpük kanatlar 2x9x5 cm boyutlarındadır. Deneylerde test edilen kanatlarla ilgili değerler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

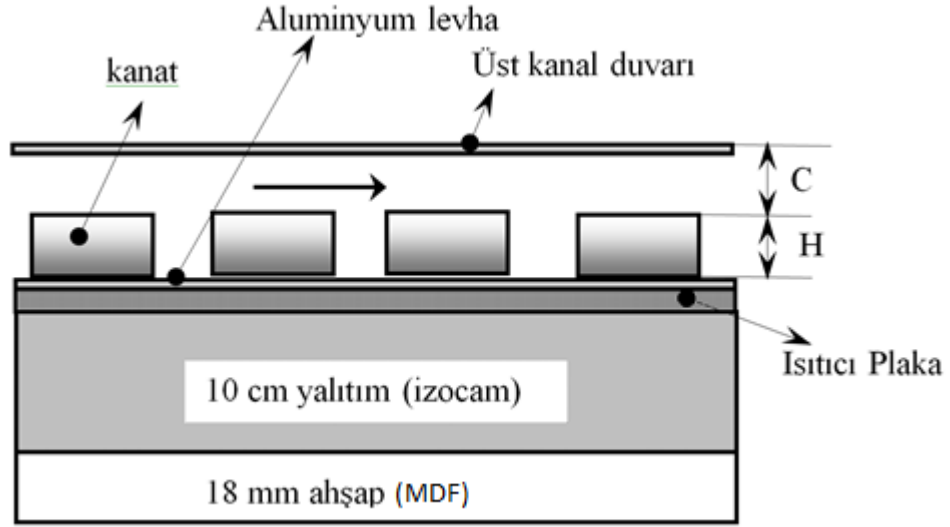
Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan kanat diziliş değerleri

Akım yönü kanat adımı S_x (mm)	72	82	92
Akıma dik yönde kanat adımı S_y (mm)	50	50	50
Akım yönünde kanat sayısı, N_x	4	4	4
Akıma dik yönde kanat sayısı, N_y	4	4	4
Yüzey üzerinde toplam kanat sayısı, N_{top}	16	16	16

Tüm testlerde ısıtılan test yüzeyi üzerine kanatlar akım yönü ve akıma dik yönde dörder sıra sabit olacak şekilde dizilmiş ve deneylerde sadece akım yönünde kanat aralık mesafesi değiştirilmiştir. Kanatların test yüzeyi üzerine dizilişi Şekil 3.4’de ve ısıtma test yüzeyinin kesiti ise Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Test yüzeyi üzerinde kanat dizilişleri



Şekil 3.5. Test yüzey kesiti

3.1.5. Fan

Sistemin arka tarafına yerleştirilen fan ortamdaki havayı emerek, kanal test bölgesinden geçirerek kanal çıkışından havayı tekrar dışarı atmaktadır. Hava kanalı çıkışındaki kesit bir miktar genişletilerek fan ile bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Fan devri ve buna bağlı olarak değişen hava hızı fana bağlanan dimmer yardımıyla yapılmıştır.

Fanın deney sisteminin sonuna bağlanmasının asıl nedeni testler sırasında fan motorundan çıkan ısının deney düzeneğinden geçen havanın ısınmasını önlemek içindir.

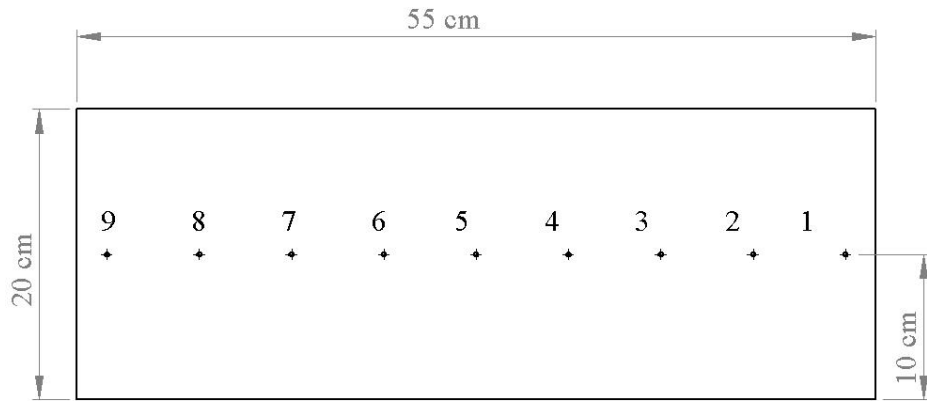
3.1.6. Isıtıcı

Isıtıcı plaka 1000 Watt gücünde olup ısıyı yüzeyde eşit dağıtması için direnç telleri tüm plaka alt yüzeyine eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Ayrıca ısıtıcı yüzey ile alüminyum test yüzeyi arasında ısının iyi iletilmesi yani arada termal macun kullanılmış böylece temas ısıl direnç minimize edilmiştir. Isıtıcının yer aldığı kısım bir çerçeve kutu içerisine alınarak deney sisteminin alt tarafından bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Isıtıcının altında 10 cm izocam yalıtım malzemesi kullanılarak kayıp ısı azaltılmıştır. Test

bölgesinde ısıtma yüzeyi alt tarafından ısıtılmakta ve güç girişinin ayarı ise varyak sayesinde elde edilmektedir. Varyakın çektiği akım ve voltaj değerleri multimetreden okunmaktadır. Test bölgesinde yüzey sıcaklığını ölçmek amacıyla yüzeye 9 adet T tipi termokupl teli yerleştirilmiştir.

3.1.7. Termokupul ve sıcaklık ölçümleri

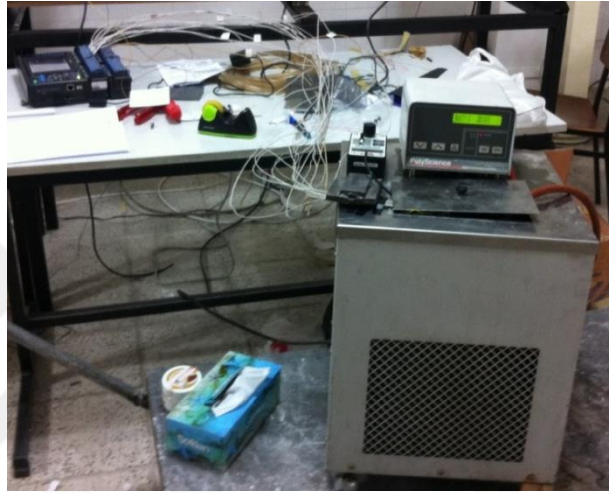
Kanal girişinde hava giriş sıcaklığını ölçmek için 2 adet termokupul, çıkış sıcaklığını ölçmek için 4, test yüzeyinde 9, ortam sıcaklığı için 1, levha alt yüzeyinde kayıp ısıyı hesaplamak içinde alt yüzeyde 2 adet ve toplamda 17 adet T tipi (Cu-Constantan) termokupul çifti kullanılmıştır. Test bölgesine yerleştirilen termokupulların yerleşim yerleri Şekil 3.6' da gösterilmiş ve bunların levha girişinden yerleşim yerlerine mesafeleri ise Çizelge 3.2'de verilmiştir. Termokupullar test sisteminden kullanılmadan önce kalibre edilmesi ise Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Sistemde kullanılan termokupul telleri kalibre edilirken $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ hassas aralıklı ve $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ doğruluklu, dijital ekranlı TESTO marka sıcak su banyosu kullanılmıştır.



Şekil 3.6. Termokupul çiftlerinin test yüzeyindeki yerleşimi

Çizelge 3.2. Test bölgesinde kullanılan termokupulların levha uç kısmına olan uzaklıkları

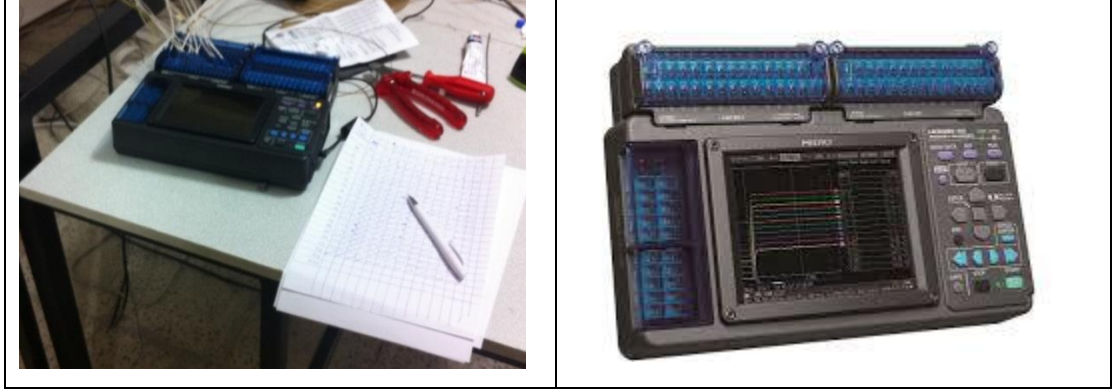
Ölçüm Noktası	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
İki termokupul arası mesafe (cm)	2,2	6,325	6,325	6,325	6,325	6,325	6,325	6,325	6,325	2,2
Levha uc kısmına uzaklık	2,2	8,525	14,85	21,17	27,5	33,82	40,15	46,47	52,8	55



Şekil 3.7. Termokupul tellerinin deney öncesinde kalibre edilmesi

3.1.8. Verilerin kayıt edilmesi

Ölçülen sıcaklık değerleri, test bölgesi giriş ve çıkış diferansiyel basınç düşüşleri bir data logger (HİOKİ LR8402-20) ile ölçülmüş, ayrıca giriş hızı için anemometre, çekilen amper ve voltaj ölçümü için ise multimetre kullanılmıştır. Karşılaştırılabilir olması için test bölgesi giriş ve çıkış basınç farkları ayrı bir diferansiyel basınçölçer (KİMO CP1.00) cihaz tarafından ölçülmüştür. Sistemde kullanılan data loggerın Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Deneyleerde veri toplamada kullanılan data logger (Hioki LR8402-20)

3.1.9. Hız ölçümü

Deney düzeneğinde hız ölçümü anemometre cihazıyla (TA) giriş kesitinde hız tarama yapılarak ortalama hız bulunmuş ve daha sonrada test bölgesinde Reynolds sayısı için ortalama hız hesaplanarak bulunmuştur.

3.1.10. Akım doğrultucu

Kanal içerisine giren havanın dönmesiz ve düzgün olması için kanal girişine bir adet akım doğrultucu yerleştirilmiş olup bunun her bir kanalı 2x2 cm boyutunda olup akış uzunluğu 10 cm dir.

3.1.11. Karıştırıcı

Test bölgesini terk eden havanın ortalama sıcaklığını ölçebilmek için ile test bölgesi çıkışına bir karıştırıcı yerleştirilerek havanın üniform sıcaklığı elde edilmiştir.

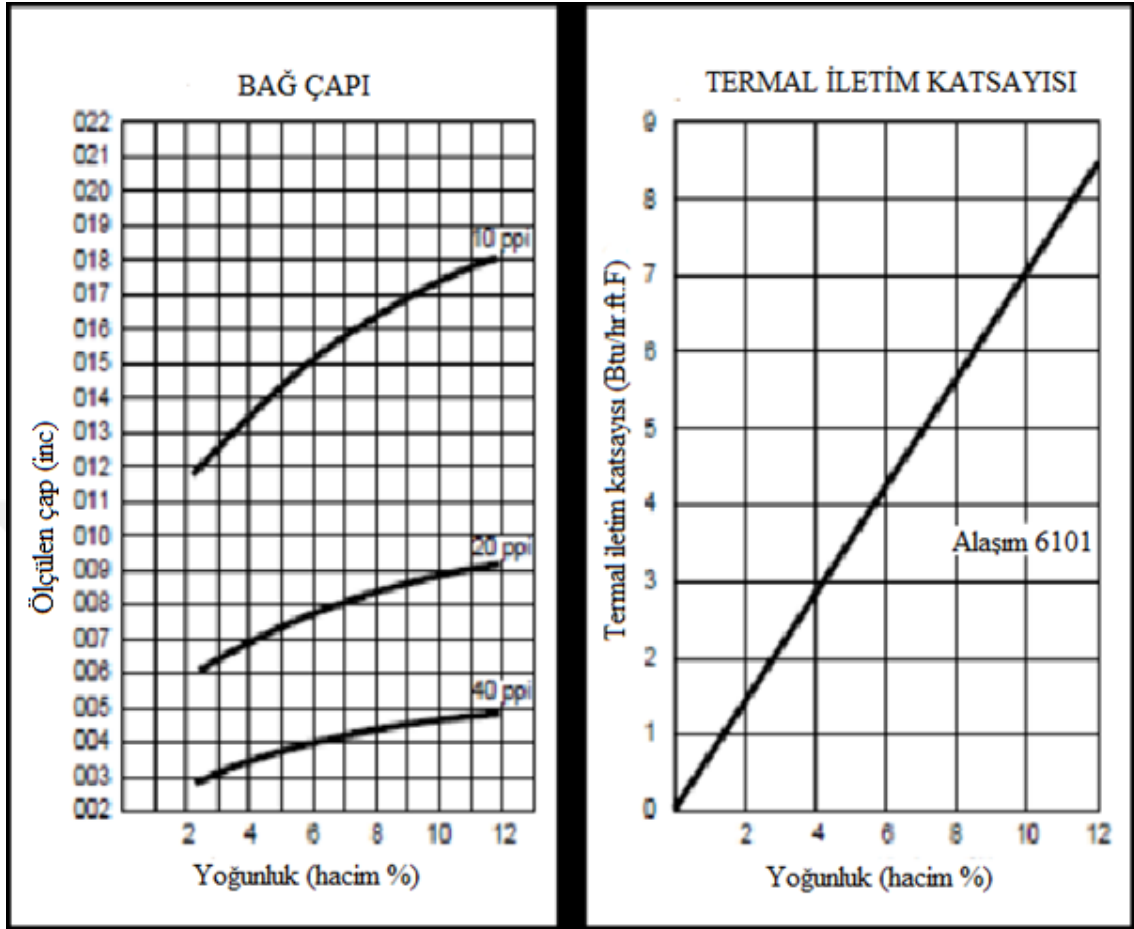
3.1.12. Voltaj ayarı

Sisteme gelen şebeke elektriği voltajında zamanla çalkantılar meydana gelmekte ve bundan dolayıda sabit ısı akışı şartında bir miktar değişmeler olmaktadır. Bu önlemek

için şebekeden direkt gelen elektrik önce bir voltaj regülatörüne girmekte ve daha sonra istenen sabit voltaj ve akım değerlerinin ayarlanmasını sağlayan varyaka girmektedir. Böylece varyak girişinden önce regülatör sabit 220 volt girişi sağlanmıştır. Ayrıca fan devrini ayarlamak için bir triak modülü (dimmer) kullanılmıştır. Isıtıcı levhada sabit güç girişi voltajı 0-220 V arasında varyakta ayarlanarak elde edilmiştir.

3.1.13. Alüminyum gözenekli kanatlar

Sistemde kullanılan alüminyum köpük kanatlar 20x50x90 mm boyutlarında ve farklı gözenek (P=10, 20, 40) yapısındadır. Bu kanatlar yurt içinde temin edilemeyip yurtdışından (Amerikadan) getirilmiştir. Bir ısıtıcı yüzey üzerinde gözenekli kanatların kullanılması sadece yüzey alanında bir artış meydana getirmemekte ve aynı zamanda gözenekli pürüzlü yüzeyi sayesinde akışta daha fazla türbülans meydana getirememektedir. Böylece ısı transferinde ilave artışlara neden olmaktadır. Kullanılan alüminyum köpük kanatları fiziksel özellikleri Şekil 3.9'da ve gözenek yapıları ise Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Deney sisteminde kullanılan alüminyum köpük kanatların bazı fiziksel özellikleri

a)



b)



c)



Şekil 3.10. Deney sisteminde kullanılan alüminyum köpük kanatların görünüşü, kanat gözenek yapısı
a) P=10, b) P=20, c) P=40 (inç başına geçirgenlik)

3.2. Test yüzeyi Üzerinde Taşınım Katsayısının Tespiti

Sistem kararlı halde iken, ısıtıcıda verilen ısı, havanın taşınımıyla aldığı ısı, yüzeyden radyasyonla giden ısı ile ısıtıcı yan ve alt yüzeylerinden kaybedilen ısıların toplamına eşittir.

$$Q_{top} = Q_{ısıtıcı} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kayıp} \dots\dots\dots(8)$$

Test yüzeyinde taşınımıyla kaybedilen ısı, yukarıdaki denklemden çekilirse şöyle olur,

$$Q_{konv} = Q_{ısıtıcı} - Q_{rad} + Q_{kayıp} \dots\dots\dots(9)$$

Isıtıcının verdiği ısı, varyakın verdiği voltaj (V) ve amper (I) değerlerinden şöyle hesaplanır,

$$Q_{ısıtıcı} = V.I \dots\dots\dots(10)$$

Kararlı durumda yüzeyde taşınımıyla olan ısı transferi, yüzeyin ısı taşınım katsayısına bağlı olarak şöyle hesaplanır,

$$Q_{konv} = h_{ort} A_s \left[T_s - \left(\frac{T_{\zeta} + T_g}{2} \right) \right] \dots\dots\dots(11)$$

Burada T_s yüzey sıcaklığı, T_c havanın çıkış sıcaklığı, T_g ise havanın giriş sıcaklığıdır. Ayrıca A_s ise ısı transfer yüzey alanıdır.

Yukarıdaki denklemler sayesinde yüzey üzerinde ortalama taşınım ısı transfer katsayısı şöyle hesaplanır,

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A_s \left[T_b - \left(\frac{T_c + T_g}{2} \right) \right]} \dots\dots\dots(12)$$

Denklem (2) den Q_s burada yerine yazılırsa

$$h_{ort} = \frac{Q_{ısıtıcı} - Q_{rad} + Q_{kayıp}}{A_s \left[T_b - \left(\frac{T_c + T_g}{2} \right) \right]} \dots\dots\dots(13)$$

Burada A_s ; ısı transfer yüzey alanıdır. Bu alan iki türlü tanımlanmaktadır; bunlardan biri toplam ısı transfer yüzey alanına göre diğeri ise üstten görünüş yüzey alanına göre.

Bunlardan ilki boş kanala göre veya kanatlı durumda üst görünüş yani yüzey alanına göre,

$$A_s = L.W \dots\dots\dots(14)$$

İkincisi ise kanatlı yüzey durumunda toplam yüzey alanına göre,

$$A_s = L.W + N_x N_y [2.(aH + bH).] \dots\dots\dots(15)$$

Yukarıdaki denklemde L kanatların üzerinde bulunduğu test yüzey uzunluğunu, W kanal iç genişliğini, a ve b kanat boy ve enini, H kanatçıkların yüksekliklerini, N_x ve N_y ise sırasıyla x ve y yönündeki kanat sayılarını ifade etmektedir.

Kararlı halde kanatlı durumda yüzeyden radyasyonla olan ısı transferi şöyle hesaplanır,

$$Q_{rad} = FA_s \sigma (T_s^4 - T_h^4) \dots\dots\dots(16)$$

Burada F şekil faktörü (burada F=1 alınmıştır), σ : Stefan Boltzman sabiti, A_s : ısı transfer yüzey alanı, T_s ve T_h : sırasıyla yüzey sıcaklığı ve hava sıcaklığıdır.

Deney test sisteminin arka tarafından çevre havasına olan kayıp ısıyı hesaplamada ölçülmüş arka yüzey ve çevre hava sıcaklıkları ve doğal taşınım korelasyonunu kullanılmıştır.

3.2.1. Boyutsuz sayıların hesaplanması

Kanatsız yüzey (boş kanal) ve kanatlı durum göz önüne alınarak boş ve dolu kanallar için Reynolds sayısı, Nusselt ve sürtünme katsayısı ve hidrolük çapın hesaplanması aşağıda şekilde verilmiştir,

Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{V_{ort} D_h}{\nu_h} \dots\dots\dots(17)$$

Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{h_{ort} D_h}{k_h} \dots\dots\dots(18)$$

Sürtünme katsayısı,

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \frac{\rho V_{ort}^2}{2}} \dots\dots\dots(19)$$

Literatürde verilen boş kanal için korelasyon denklemleri kullanılarak bu çalışmada elde edilen boş kanal Nusselt sayıları ile grafiklerde karşılaştırılmıştır. Bu korelasyonlar denklemleri sırasıyla,

Dittus Boelter korelasyonu, termal gelişmiş akım için (Özışık, 1985),

$$Nu_{DtB} = 0,023 \cdot Re_g^{0,8} \cdot (Pr)^{0,33} \dots\dots\dots(20)$$

Modifiye edilmiş Dittus Boelter korelasyonu, termal gelişmekte olan akım için (Kakaç 1999),

$$Nu_{DtBm} = 0,023 \cdot Re_g^{0,8} \cdot (Pr)^{0,33} \cdot \left(1 + \frac{D_h}{L}\right)^{0,7} \dots\dots\dots(21)$$

Sieder and Tate korelasyonu, gelişmiş akım için (Özışık, 1985),

$$Nu_{St} = 0,027 \cdot Re_g^{0,8} \cdot (Pr)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \dots\dots\dots(22)$$

Nusselt koreslayonu, gelişmiş akım için (Özışık, 1985),

$$Nu_{Nus} = 0,036 Re_g^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{D_h}{L_v}\right)^{0,55} \dots\dots\dots(23)$$

3.2.2. Havanın fiziksel özelliklerinin belirlenmesi

Deney düzeneğinde kullanılan havanın fiziksel özellikleri, verilere eğri uydurma ile aşağıdaki denklemlerden yararlanılarak hesaplanmıştır,

$$\rho_h = 3.35608 - 0.010585 \cdot T_g + 0.000011 \cdot T_g^2 \dots\dots\dots(24)$$

$$\mu_h = \left[11.035 + 0.6717 \left(\frac{T_\xi + T_g}{2} \right) - 0.00031 \left(\frac{T_\xi + T_g}{2} \right)^2 \right] \cdot 10^{-8} \dots\dots\dots(25)$$

$$k_h = \left[1.22 + 0.0894 \left(\frac{T_\xi + T_g}{2} \right) - \frac{2}{10^5} \left(\frac{T_\xi + T_g}{2} \right)^2 \right] \cdot 10^{-4} \dots\dots\dots(26)$$

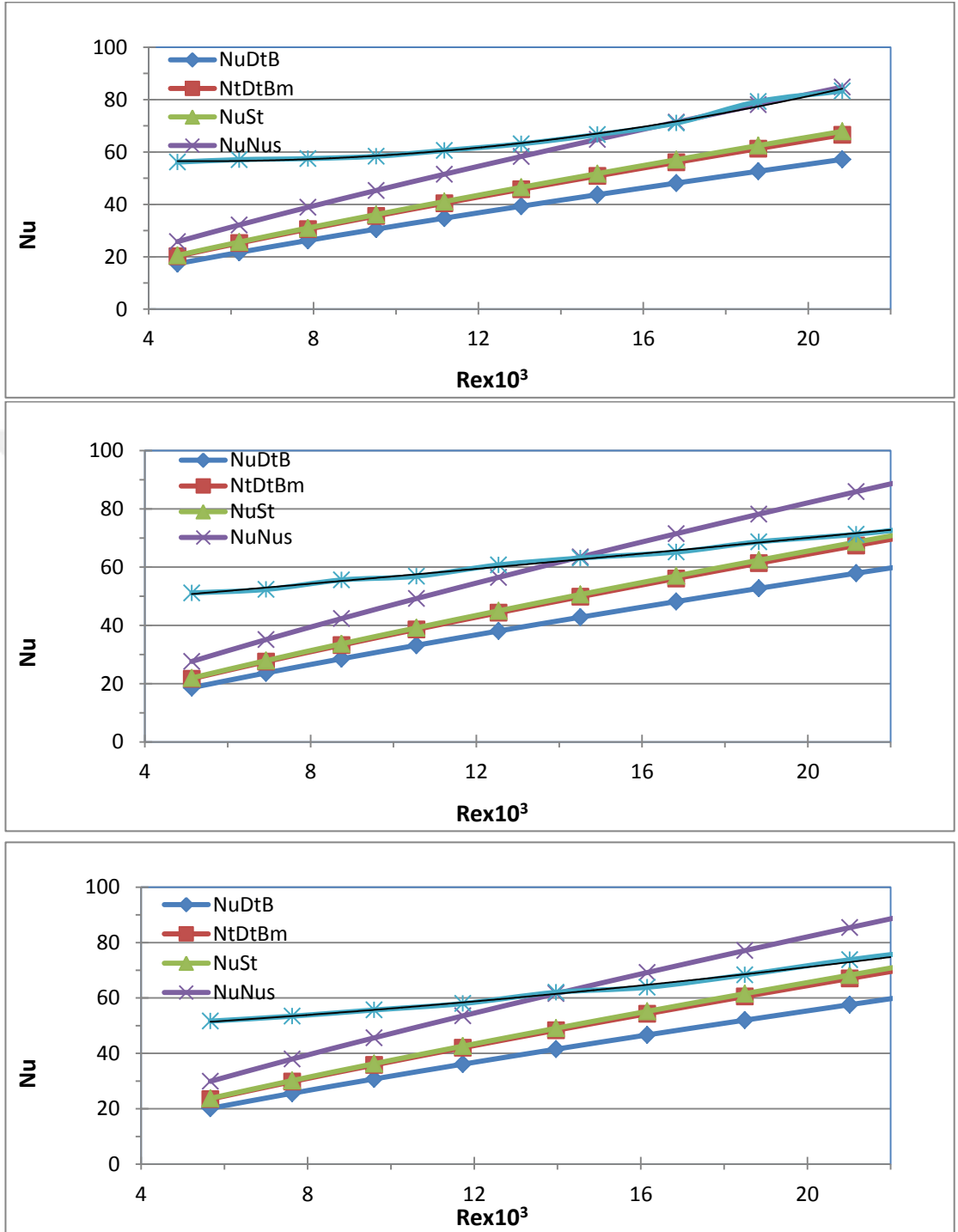
Yukarıda uydurulan eğriler için elde edilen R^2 değerleri şöyledir, ρ için $R^2 = 0,99$, μ için $R^2 = 0,988$, k_h için $R^2 = 0,989$ dir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

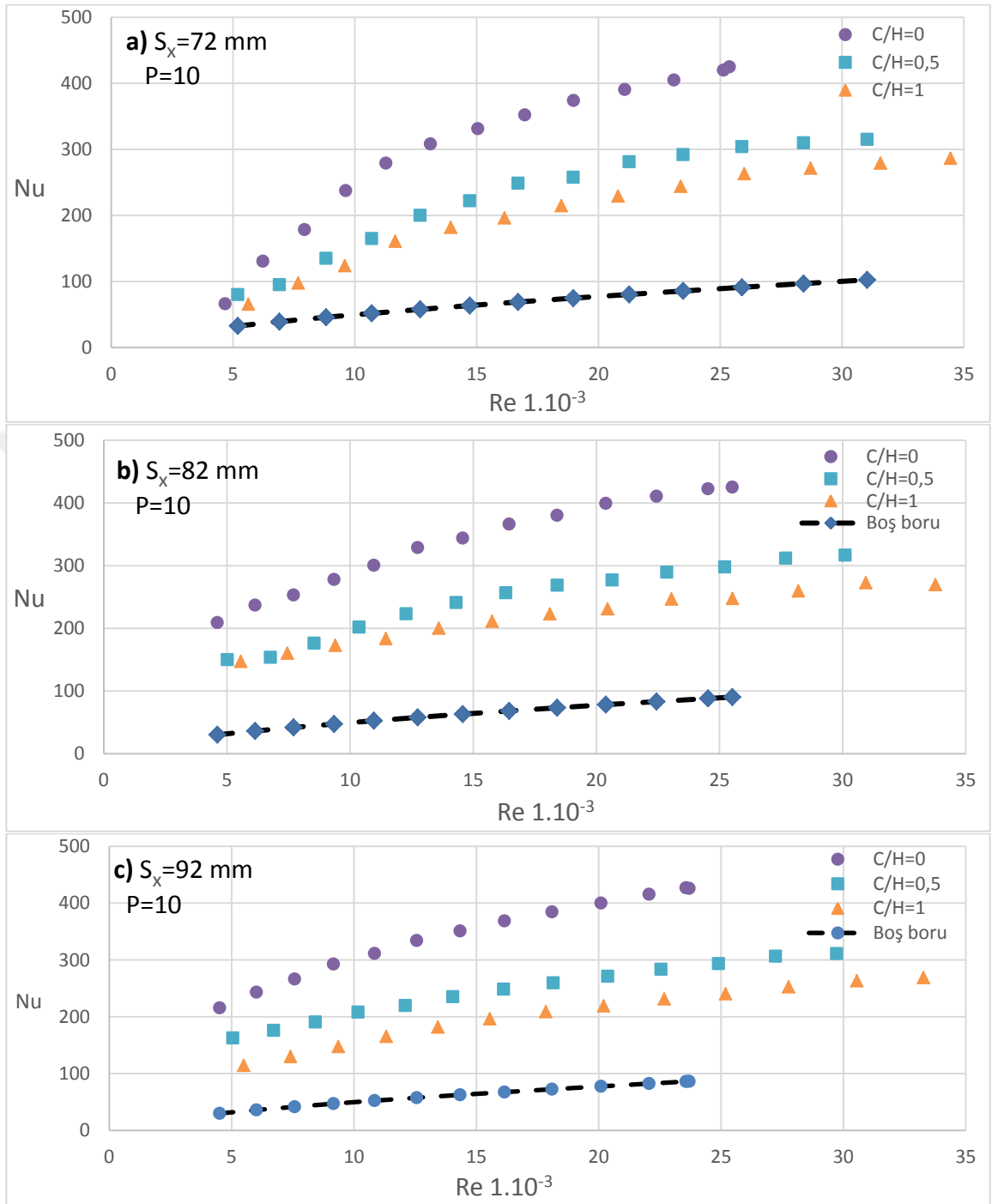
İki farklı grupta deneyler yapılmıştır. Bunlardan biri boş kanal deneyleri diğeri ise kanatlı yüzey deneyleridir. Kanatlı yüzeyde kanat üstünde farklı boşluk mesafesi ($C/H=0, 0.5, 1$) ve farklı kanat gözenek yapısında ($P=10, 20, 40$) alüminyum gözenekli kanatlar test bölgesinde ısıtma levhası üzerine yerleştirilerek testler yapılmıştır. Kanatlar akım yönünde aynı hizada olmak üzere üç kanat aralığı mesafesinde ($S_x=72, 82$ ve 92 mm) yüzeye yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Kanatlı yüzeylerde ısı transferi, test bölgesinde Reynolds sayısı $Re=5000-30000$ arasında incelenmiştir. Deneysel sonuçlara göre test yüzeyi üzerinde ortalama Nusselt sayısı ve basınç kaybından sürtünme katsayıları hesaplanarak bunların değişimleri kanat aralığı, kanat gözenek yapısı, kanat üstü boşluk mesafelerine göre Reynolds sayısı ile değişimleri grafiklerde gösterilmiştir.

4.1. Boş Kanalda Kanatsız Yüzeyde Isı Transferinin İncelenmesi

Boş kanal için Nusselt sayısının farklı kanal yükseklikleri $Z=5, 7.5$ ve 10 cm için Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 4.1'de üç grafik halinde gösterilmiştir. Bu grafiklerde boş kanalda bulunan Nusselt sayıları ve literatürde verilen korelasyon denklemlerinden elde edilen Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Bu grafikler incelendiğinde başlangıç Reynolds sayılarında deneysel Nusselt sayıları literatürde verilen korelasyon denklemlerinkine göre biraz daha büyük olmuştur. Ancak artan Reynolds sayısı ile birlikte Nusselt sayıları birbirine daha çok yaklaşmıştır. Başlangıç Reynolds sayılarında mevcut deneysel sonuçların korelasyon denklemlerinden fazla olmasının nedeni, korelasyon denklemlerinden hesaplanan Nusselt sayıları tamamen gelişmiş akışkan akışı içindir. Halbuki buradaki deneysel verilerde başlangıç Reynolds sayılarında gelişmekte olan akım bölgesi için elde edilen Nusselt sayılarıdır. Bundan dolayı gelişmemiş akım bölgesinde bulunan ısı transferi gelişmiş akım bölgesindeki değerlerden biraz daha büyük olmaktadır. Grafiklerdeki incelendiğinde başlangıç Reynolds sayılarında Nusselt sayıları bir miktar farklı olsa da aralarında iyi bir uyum olduğu söylenebilir.



Şekil 4.1. Boş kanal için farklı kanal yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi, kanal yüksekliği
 *a) Z=5 cm, a) Z=7,5 cm, a) Z=10 cm.



Şekil 4.2. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat $P=10$ için, kanat aralık mesafesi

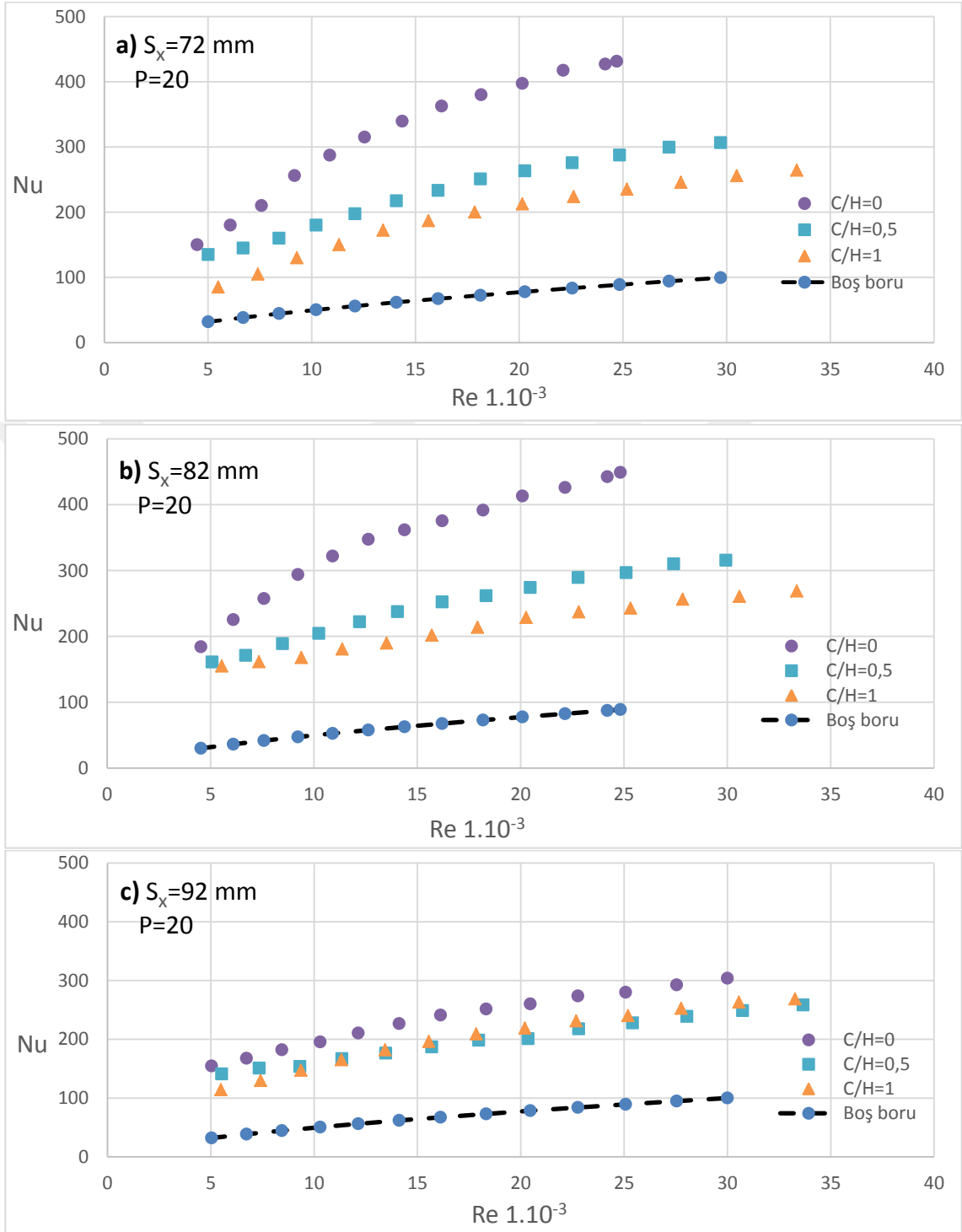
*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

4.2. Gözenekli Kanatlı Yüzeyde Isı Transferinin İncelenmesi

Bir ısıtma yüzeyi üzerine gözenekli kanatlar akım yönünde değişik kanat aralıklarında dizilerek değişik Reynolds sayılarında ortalama Nusselt sayısı değişimleri elde edilmiştir. Tüm deneylerde akıma dik yönde kanat aralığı mesafesi $S_y=5$ cm sabit alınmış sadece akım yönündeki kanat aralığı S_x değiştirilmiştir. Kanatlar alüminyum gözenekli malzemelerden yapılmış olup $2 \times 5 \times 9$ cm ebatlarında dikdörtgen kesitlidir. Bu çalışmada farklı kanat gözenek yapılı kanatlar ($P=10, 20, 40$), değişik akım yönü kanat aralık mesafelerinde ($S_x=72, 82, 92$ mm) ve farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde ($C/H=0, 0.5, 1$) deneyler yapılarak grafiklerde gösterilmiştir. Kanatlı yüzey üzerinde hesaplanan ısı transfer sonuçlarının boş kanal ısı transfer sonuçlarıyla karşılaştırılması için ısı transfer yüzey alanı olarak boş kanal yüzeyi veya kanatlı durumdaki üst görünüş yüzey alanı dikkate alınmıştır.

Kanal içi hava akışında kanatlı bir yüzeyde sabit gözenekli kanat yapısı $P=10$ için farklı akım yönü kanat aralık mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Her bir şekil içerisinde verilen üç grafikte kanat aralığı sırasıyla $S_x=72, 82$ ve 92 mm sabit tutularak her bir grafikte kanat üstü boşluk mesafesinin ($C/H=0, 0.5$ ve 1 'in) Nusselt sayısı üzerine etkisi Reynolds sayısının değişimine bağlı olarak incelenmiştir.

İlk grafikte akım yönü kanat aralık mesafesi sabit $S_x=72$ mm için kanat üstü boşluk mesafesi hiç yokken yani kanatlar üst kanal duvarına temas ederken $C/H=0$ için ortalama Nusselt sayısı artan kanat üstü boşluk mesafesine göre daha fazla ısı transferi meydana getirdiği görülmüştür. Tüm kanat üstü boşluk mesafeleri ve boş kanal durumundaki Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmıştır. Şekil Şekil 4.2 a), b) ve c)'den görüldüğü üzere kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Kanat üstü boşluk mesafesi arttığı zaman tüm durumlar için yüzey üzerinde ısı transferi de azalış göstermektedir. Bu durum kanal içinde akan havanın daha az akım direnciyle karşılaştığı kanat üstü boşluk mesafesinden daha fazla havanın akmasıyla açıklanabilir.



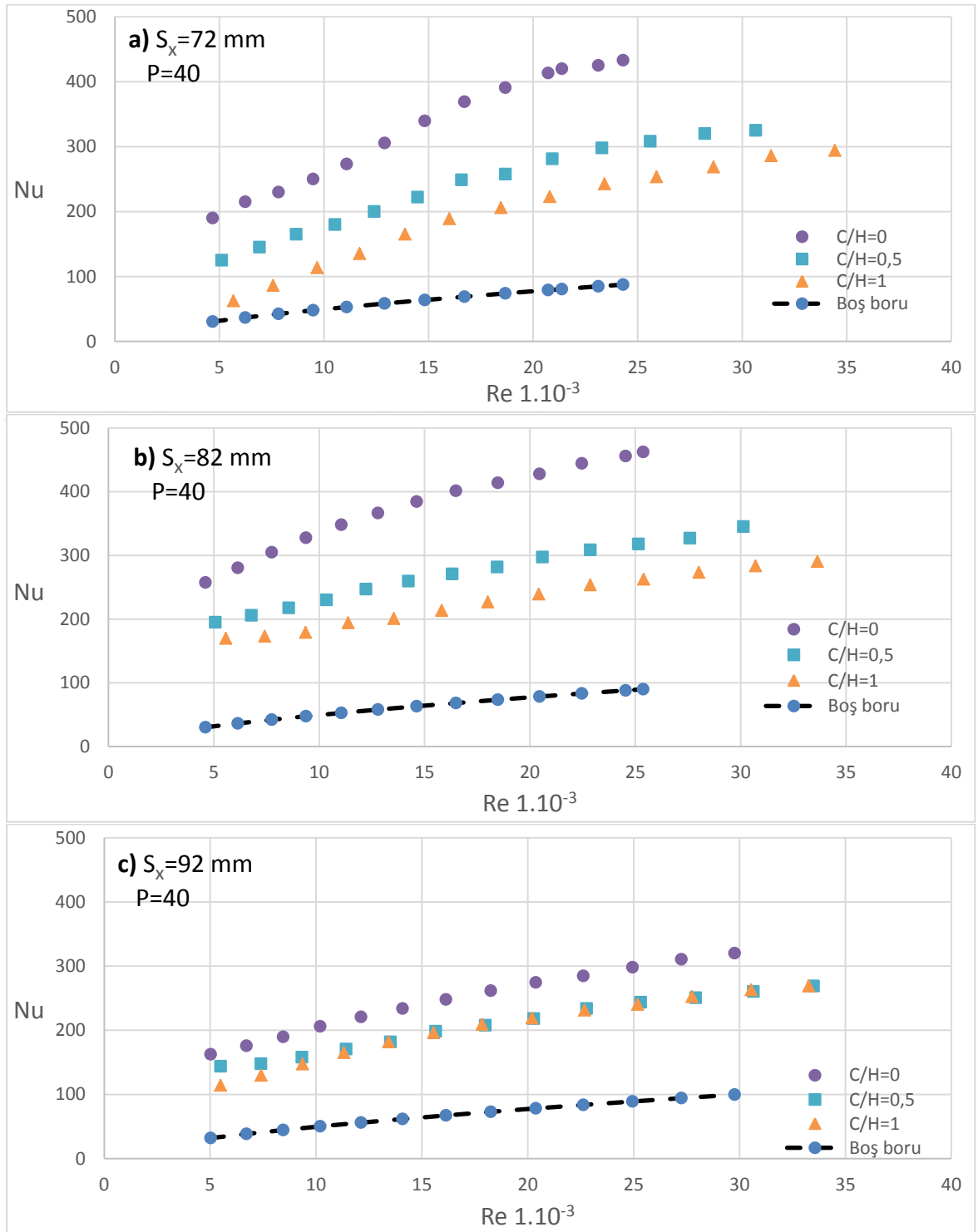
Şekil 4.3. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat $P=20$ için, kanat aralık mesafesi

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm c) $S_x=92$ mm

Şekil 4.2 b) incelendiğinde ikinci kanat aralığı mesafesi $S_x=82$ mm değerinde bir önceki kanat aralığı $S_x=72$ mm ye göre benzer ısı transferi dağılım karakteristik meydana gelmiştir. En büyük kanat aralık mesafesi $S_x=92$ mm için ise yine bir öncekilere benzer ısı transferi meydana gelmiştir. Şekil 4.2’de söz konusu üç grafik incelendiğinde tüm kanat aralık mesafeleri için en fazla ısı transferi sırasıyla kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ da, ikinci $C/H=0.5$ ve en düşük $C/H=1$ da elde edilmiştir. Bu durum kanatlar üzerinde boşluk mesafesi azaldığı zaman kanatlar üzerinde akan havanın gözenekli kanatlar arasından geçmeye zorlanmasından dolayı ısıtma yüzeyinden de daha çok ısı transferi olmaktadır.

Kanat gözenekliliği artırıldığı zaman yani $P=20$ için farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının değişimleri Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Bir önceki şekilde $P=10$ için farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde ($C/H=0, 0.5$ ve 1) elde edilen ısı transfer karakteristiklerine benzer (Şekil 4.2) olarak kanat gözenek yapısı $P=20$ içinde (Şekil 4.3) benzer durum elde edilmiştir. Şekil 4.3.a)’dan görüldüğü üzere akım yönünde kanat aralık mesafesi sabit $S_x=72$ mm durumunda kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için ortalama Nusselt sayısı diğer kanat üstü boşluk mesafelerine göre daha fazla olmuştur. Buradan görüldüğü üzere, kanat üstü boşluk mesafesi Nusselt sayısı üzerine önemli bir etkiye sahiptir. Bu durum yine havanın kanat üzerinden geçen havanın by pass yapmadığı durumda bu sefer kanatlar arasından geçmeye zorlanmasından dolayı ısı transferi de artmaktadır. Kanat üstü boşluk mesafesi arttığı zaman hava akımı bu sefer daha az dirençle karşılaştığı kanat üstü boşluk mesafesinden akmaya daha çok meyil etmesinden dolayı yüzey üzerinde ısı transferi de düşmektedir.

Şekil 4.3.a’da sabit $S_x=72$ mm için ortalama Nusselt sayısı verilmiş, Şekil 4.3.b)’de ise sabit $S_x=82$ mm için sonuçlar verilmiştir. Her iki şekil karşılaştırıldığında Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile birlikte hemen hemen aynı olmuştur. Bu duruma göre her iki kanat aralık mesafesinde kanatlar arasında yeterli mesafenin olduğu ve böylece havanın kanatlar arasındaki boşluk mesafelerine yeterince girerek ve benzer oranda türbülans oluşturduğu söylenebilir. Buna benzer durum en büyük kanat aralık mesafesi $S_x=92$ mm içinde elde edilmiştir (Şekil 4.3.c).



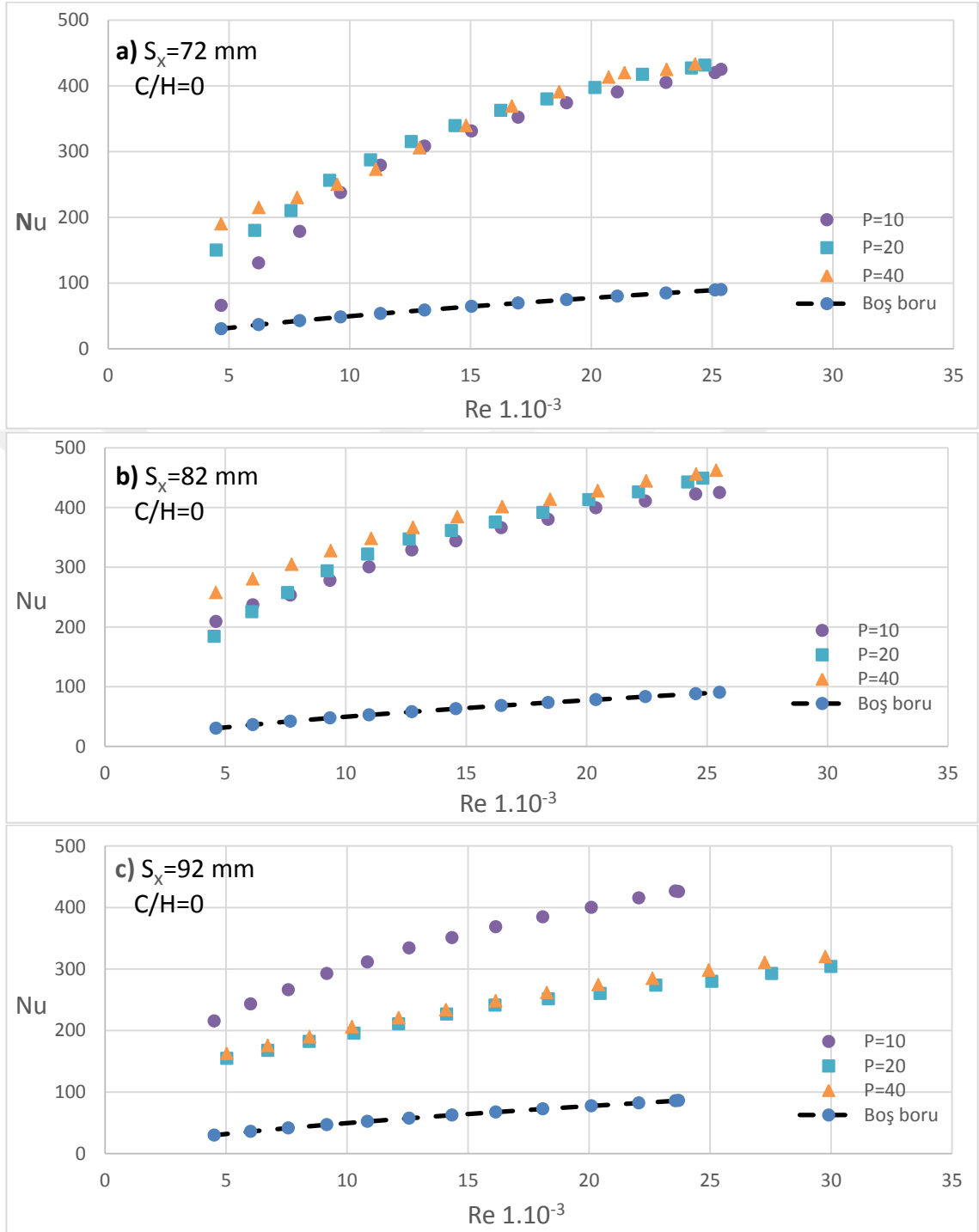
Şekil 4.4. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat $P=40$ için, kanat aralık mesafesi

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

Kanat gözenek yapısı en büyük olduğu zaman yani sabit $P=40$ için değişik kanat üstü boşluk mesafelerinde ($C/H=0, 0.5$ ve 1) ve farklı akım yönü kanat aralık mesafelerinde ($S_x=72, 82, 92$ mm) Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.4'de verilen üç grafikte gösterilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü gibi akım yönü tüm kanat aralık mesafeleri için maksimum ısı transferi bir önceki durumlarda olduğu gibi kanat üstü boşluk mesafesi hiç olmadığı durumda yani $C/H=0$ elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre her üç tip kanat gözenek yapısı için ($P=10, 20$ ve 40 için) her zaman en büyük ısı transferi kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ da, ikinci $C/H=0.5$ de ve en az ise $C/H=1$ de elde edilmiştir.

Kanat gözenek yapısı sabit $P=40$ için tüm kanat aralık mesafeleri ve tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde en fazla ısı transferi her zaman $C/H=0$ da belirgin bir şekilde meydana gelmiştir. $P=40$ ve $C/H=0$ için için en fazla ısı transferi farklı kanat aralık mesafelerinde çok belirgin olmamakla birlikte en fazla $S_x=82$ mm de ikinci buna yakın $S_x=72$ mm ve en son $S_x=92$ mm de meydana gelmiştir. Şekil 4.4). $C/H=0$ durumunda ısı transferi $C/H=1$ durumdaki ortalama Nusselt sayısına göre yaklaşık %100 daha fazla olmuştur. Bu durum tüm Reynolds sayılarında benzer oranda görülmüştür. Kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$ için ısı transferi $C/H=0$ ile 1 arasında yer almakta ve $C/H=1$ durumundakine biraz daha yakın olmuştur. Kanat gözenek yapısı $P=20$ ve 40 için akım yönü kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu zaman kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$ ve 1 için Nusselt sayıları hemen hemen benzer olmuştur. Bu durum daha önce açıklandığı üzere kanatlar üstünde oluşan by pass hava akımı ile açıklanmıştır. Böylece yüzey üzerinde ısı transferi de düşmektedir.

Genel anlamda kanatlı yüzeyden olan ısı transferi boş kanala göre karşılaştırılırsa, tüm akım yönü kanat aralık mesafeleri için gözenekli kanat kullanımı boş kanala göre daha fazla ısı transferi meydana getirmiş, ayrıca kanat üstü boşluk mesafesi de arttıkça yüzeyden olan ısı transferi de düşmüştür.

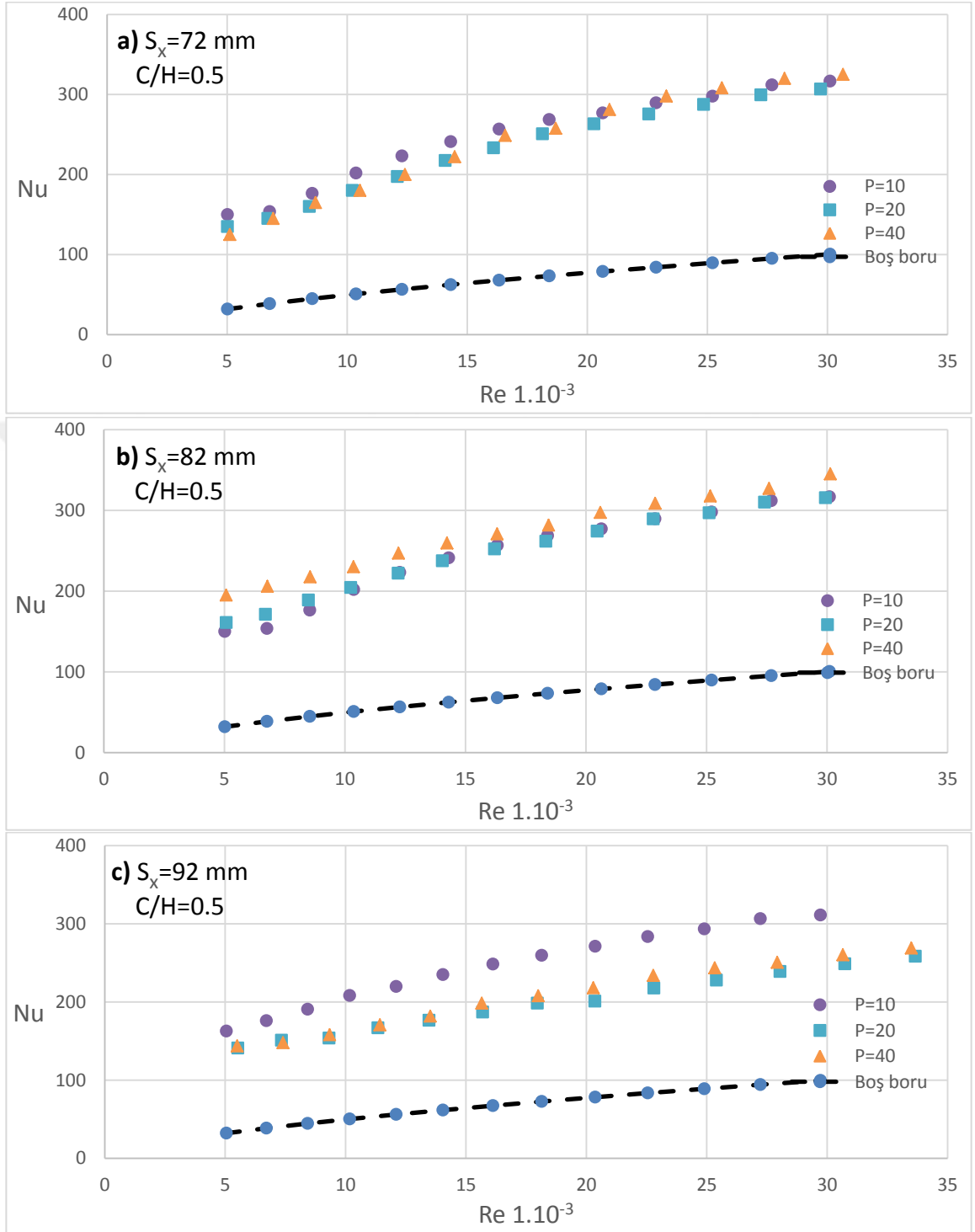


Şekil 4.5. Farklı gözenek yapıları kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0$ için kanat aralık mesafesi

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

Çeşitli gözenek kanat yapısına sahip yüzeyden olan ısı transferinin Reynolds sayısı ile değişimleri kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için Şekil 4.5’de, $C/H=0.5$ için Şekil 4.6’da ve $C/H=1$ için ise Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Her bir şekil içerisinde verilen üç grafikte ise herbir kanat aralık mesafesi $S_x=72, 82$ ve 92 mm durumları için incelenmiştir. Şekil 4.5 sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için üç değişik kanat gözenek yapısı $P=10, 20, 40$ için ısı transferinin Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttığı zaman sabit akım yönü kanat aralık mesafelerinde boş boruya göre ısı transferi de önemli oranda artmıştır. Şekil 4.5 de yer alan ki üç grafikten sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için kanat gözenek yapısının ısı transferi üzerine etkisi incelendiğinde tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde kanat gözenek yapısının birbirlerine göre pek önemli bir fark getirmemiştir.

Bu grafiklere göre her üç kanat üstü boşluk mesafesi için en fazla ısı transferi, aralarında pek fazla fark olmamakla birlikte sırasıyla $P=40$ da, ikinci $P=20$ ve en azda $P=10$ da elde edilmiştir. Bu durum üç kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0, 0.5$ ve 1 için iki akım yönü kanat aralık mesafesi $S_x=72$ ve 82 mm durumları için birbirlerine daha yakın olmuştur. Ancak kanat aralık mesafesi $S_x=92$ mm iken kanat gözenek yapısı sabit $P=10$ için olan ısı transferi diğer iki gözenek yapılı $P=20$ ve 40 durumlarına göre daha fazla ısı transferi meydana getirmiştir. Bu durum akım yönü kanat aralık mesafesi yeterli olmadığı zaman kanatlar arasında ölü hacim ve girdaplı akım bölgelerinin meydana geldiği ve bundan dolayı da benzer ısı transferinin meydana geldiği şeklinde yorumlanabilir. Akım yönü kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu zaman en yoğun kanat gözenek yapısı $P=10$ için kanatlı yüzeyden olan ısı transferi diğer $P=20$ ve 40 gözenekli yapıya göre yaklaşık %25-50 oranında artan Reynolds sayısı ile birlikte iyileştirme getirmiştir. Bu durum akım yönü kanat aralık mesafesi en büyük olduğu zaman, kanatların ön ve arka boşluk bölgelerinde girdap ya da ölü hacim bölgelerinin ortadan kalktığı ve bu bölgelerde artan hava akımı sonucunda daha sık yapıya sahip gözenekli kanatlardan ısı transferinin daha fazla olduğu şeklinde yorumlanabilir

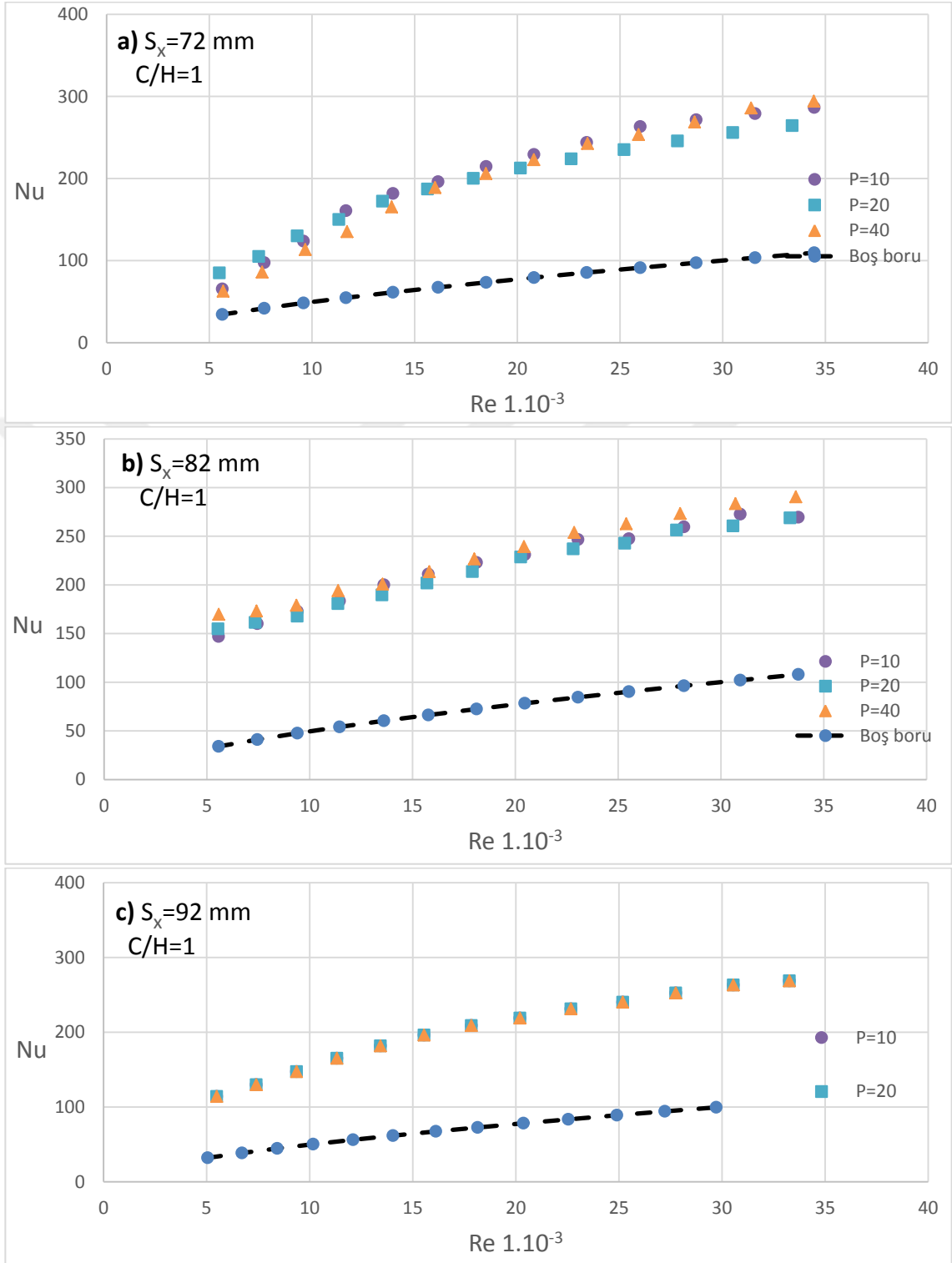


Şekil 4.6. Farklı gözenek yapıları kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=0.5$ için kanat aralık mesafesi

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

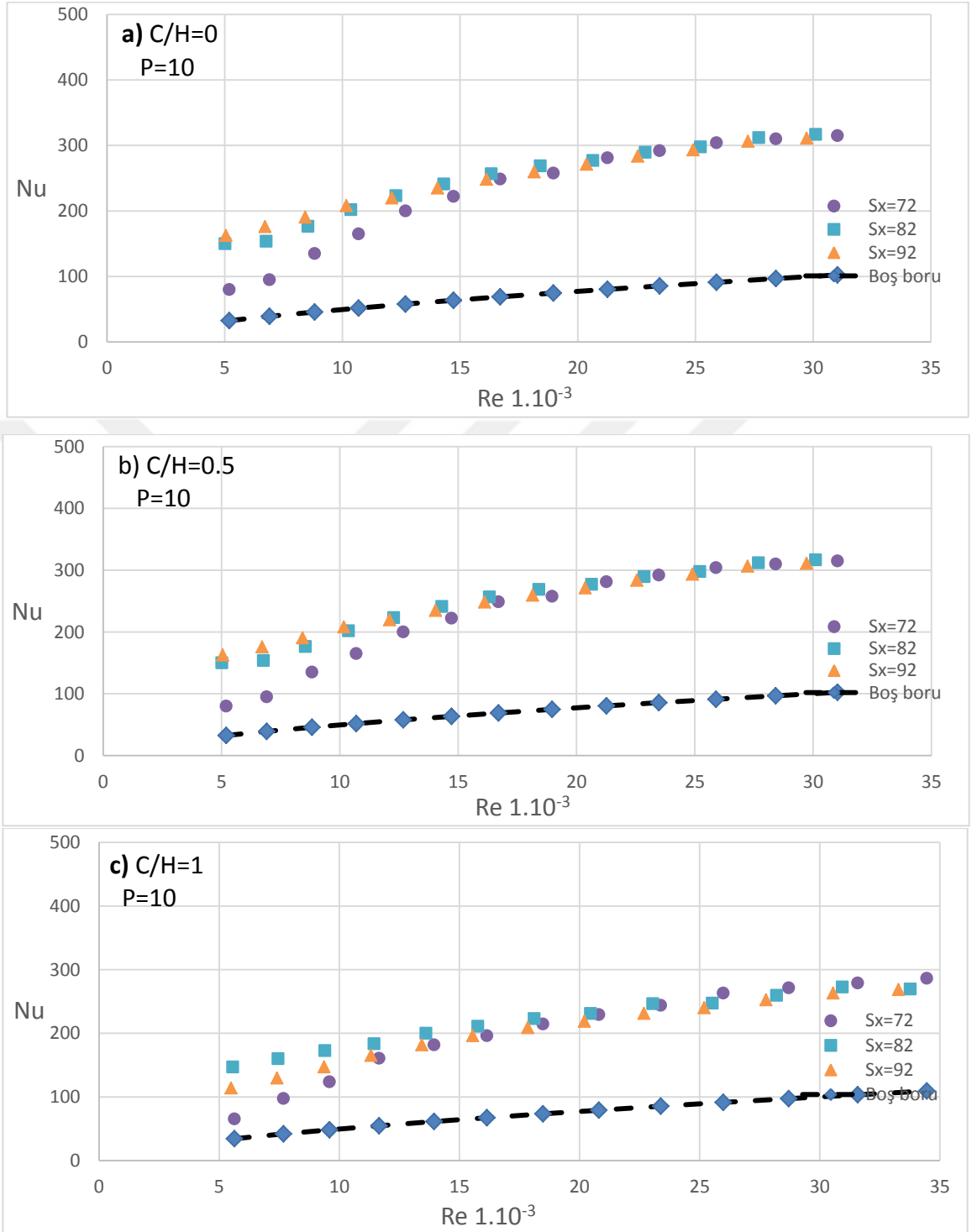
Kanat üstü boşluk mesafesi bir miktar artırılırsa yani sabit $C/H=0.5$ için farklı gözenekli kanatlar için ısı transferleri miktarları Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Bu şekil içerisinde yer alan üç grafikte kanat gözenek yapısı sıra ile kanat aralığı $S_x=72, 82$ ve 92 mm için Nusselt sayısı ile değişimleri gösterilmiştir. Bundan önceki durumda yani $C/H=0$ da elde edilen ısı transfer karakteristik dağılımlarına benzer dağılımlar $C/H=0.5$ içinde elde edilmiştir. Şekil 4.6'a) ve b) incelendiğinde $C/H=0.5$ için kanat aralık mesafesi $S_x=72$ ve 82 mm durumları için tüm gözenekli kanatlar için benzer ısı transferler oranları elde edilmiştir. Nusselt sayısı artan Reynolds sayıları ile nerdeyse üst üste çakışık bir vaziyette artış göstermiştir. Burada tek farklı durum Şekil 4.6.c)'de kanat aralık mesafesi en büyük olduğu zaman yani $S_x=92$ mm durumu için sabit gözenekli kanat $P=10$ durumunda elde edilen ısı transferi, $C/H=0$ ve $0,5$ her iki durumda $P=20$ ve 40 için olandan daha fazla ısı transferi olmuştur.

Kanat üstü boşluk mesafesi en büyük yani $C/H=1$ olduğu zaman kanat aralık mesafesi ve kanat gözenek yapısının ısı transferi üzerine etkisi Şekil 4.7'deki üç grafikte gösterilmiştir. Bu şekilde her iki grafikte kanat üstü boşluk mesafesi sabit değeri $C/H=1$ için kanat aralığı $S_x=72$ mm için Şekil 7a)'da, $S_x=82$ mm için Şekil 4.7.b)'de ve $S_x=92$ mm için ise Şekil 4.7.c)'de Nusselt sayısı incelenmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere, kanat üstü boşluk mesafesi en büyük olduğu zaman yani $C/H=1$ durumu için farklı kanat aralık mesafeleri ve farklı gözenekli kanatlarda ısı transferi boş kanala göre ısı transferinde yine önemli artış getirmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere kanat üstü boşluk mesafesi en büyük $C/H=1$ olduğu zaman ısı transferi tüm gözenekli kanatlar için artan Reynolds sayısı ile birlikte hemen hemen benzer artış göstermiştir. Ayrıca bir önceki iki duruma benzer yani kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ (Şekil 4.5) ve $0,5$ (Şekil 4.6) durumlarında görüldüğü gibi kanat aralığı $S_x=72$ ve 82 mm için Nusselt sayıları oranları birbirine benzer olmuştur. Fakat burada farklı bir durum kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu durumda görülmüştür. Bir önceki grafiklerde hem $C/H=0$ ve $C/H=0.5$ olması durumlarında $P=10$ için ısı transferi diğer gözenekli kanatlara göre aralarında çok az bir farkla benzer olmuştu. Fakat burada $C/H=1$ olması durumunda her üç gözenek yapılı kanatlarda ısı transferi oranları üst üste çakışarak aynı olmuştur.



Şekil 4.7. Farklı gözenek yapıları kanatlarda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü mesafesi $C/H=1$ için kanat aralık mesafesi

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm c) $S_x=92$ mm



Şekil 4.8. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=10$ için, kanat üstü boşluk mesafesi

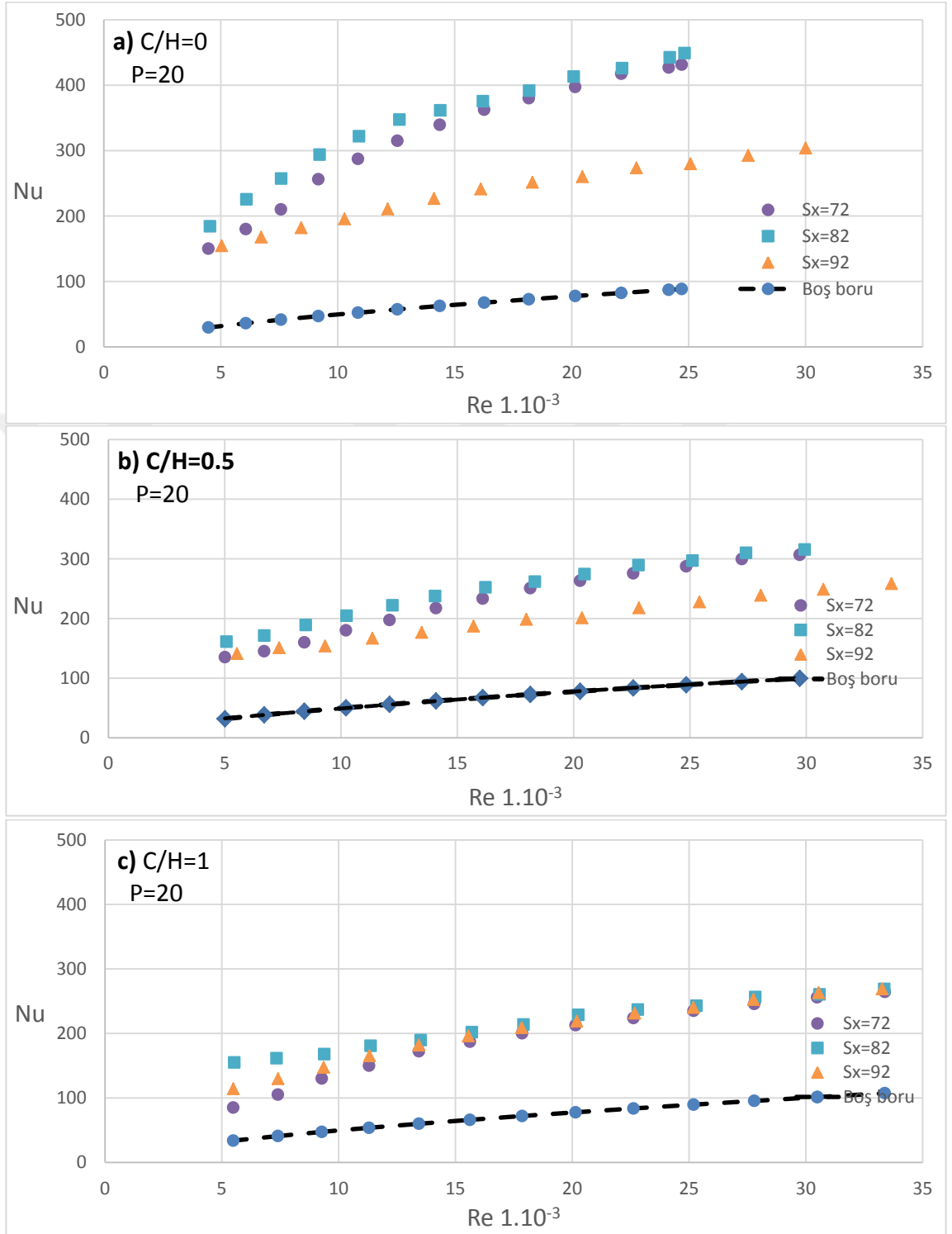
*a) $C/H=0$, b) $C/H=0.5$ c) $C/H=1$

Kanat boşluk mesafesi $C/H=1$ olduğu zaman kanatlar üzerinde boşluk mesafesi artmakta yani boşluk yüksekliği de maksimum olmaktadır. Bu sebeple hava akarken direncin en az olduğu kanat üstü yolunu tercih etmektedir böylece hava kanatlar arasından geçmek yerine by pass akım yolunu tercih ettiği için yüzey üzerinde ısı transferi de düşmektedir.

Bir yüzey üzerinde kanat aralık mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi incelenecek olursa elde edilen grafiklerde kanat gözenek yapısı $P=10$ için, Şekil 4.8'de $P=20$ için Şekil 4.9'da $P=40$ için ise Şekil 4.10'da verilmiştir. Her bir şekil içerisinde yer alan üç grafikte kanat üstü boşluk mesafesi sabit $C/H=0, 0,5$ ve 1 durumları için Nusselt sayısı kanat aralık mesafesine göre incelenmiştir. Şekil 4.8.a), Şekil 4.8.b) ve Şekil 4.8.c)'den görüldüğü üzere sabit tutulan kanat gözenek yapısı $P=10$ için tüm kanat üstü boşluk mesafeleri ($C/H=0, 0,5$ ve 1 durumları) ve kanat aralık mesafeleri için artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferi artmıştır.

Şekil 4.8.a), Şekil 4.8.b) ve Şekil 4.8.c)'de verilen üç grafikte sabit kanat gözenek yapısı $P=10$ için kanat üstü boşluk mesafesinin artmasıyla tüm kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayıları $Re=17\ 000$ değerine kadar birbirine yaklaşmakta ve $Re=17\ 000$ den sonra ise aralarında çok az bir farkla aynı olmaktadır. Yine bu grafiklerden görüldüğü üzere $Re=17\ 000$ değerine kadar olan kısımda en iyi ısı transferi kanat aralık mesafesi $S_x=82$ mm de, ikinci $S_x=92$ mm de ve en son $S_x=72$ mm de elde edilmiştir. $Re=17\ 000$ den sonra ise tüm kanat aralık mesafelerinde ısı transfer oranları büyük oranda birbirine yaklaşarak aynı olmuştur.

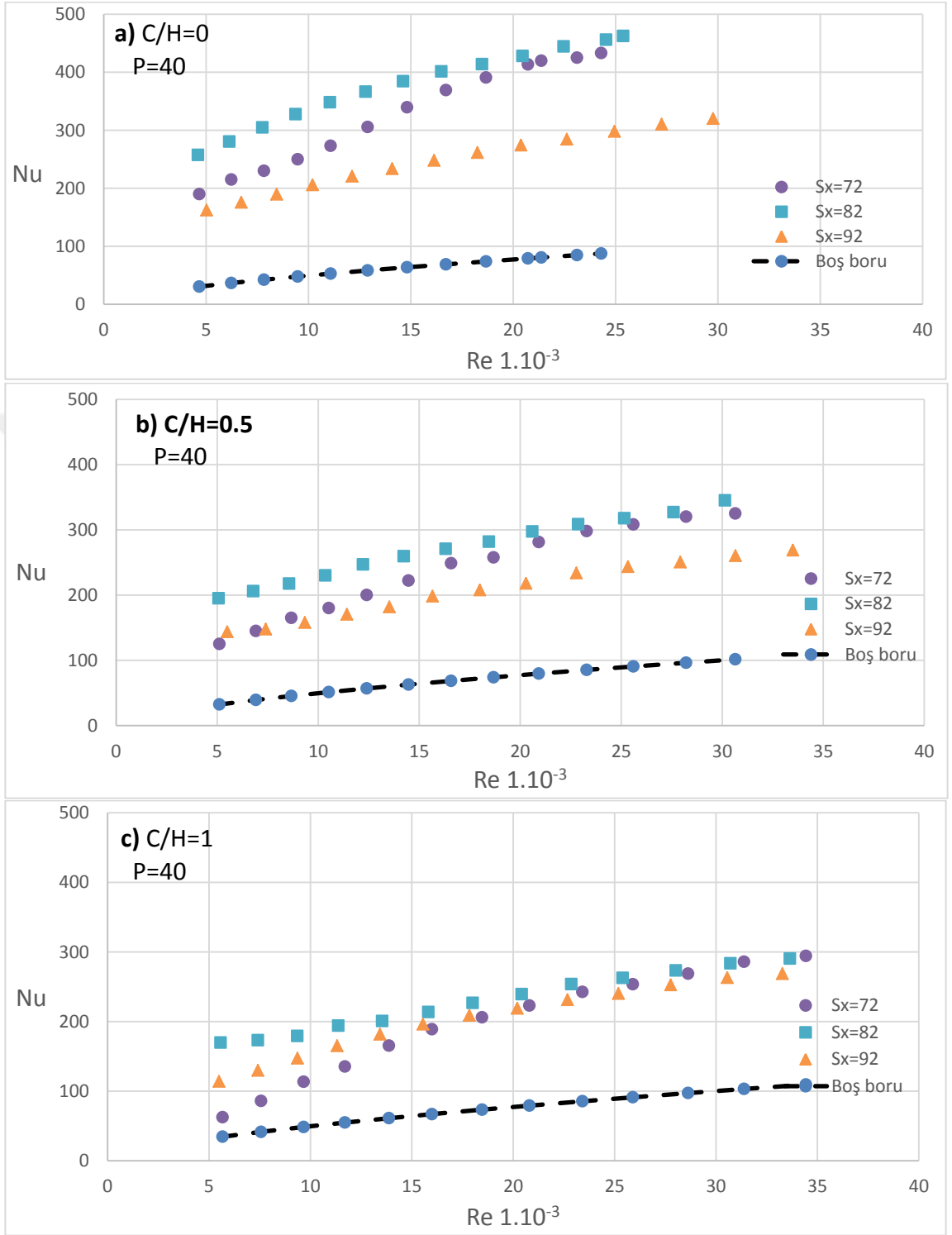
Kanal içi hava akışında gözenekli kanat $P=20$ için farklı kanat aralığının ısı transferi üzerine etkisi Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Burada kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için Şekil 4.9.a)'da, $C/H=0,5$ için Şekil 4.9.b)'de, $C/H=1$ için ise Şekil 4.10.a)'da gösterilmiştir. Kanat gözenek yapısı biraz artırılınca yani sabit $P=20$ değeri için kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi tüm kanat aralık mesafeleri için Şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=20$ için, kanat üstü boşluk mesafesi
 *a) $C/H=0$, b) $C/H=0.5$, c) $C/H=1$

Burada Nusselt sayısı dağılımları Şekil 4,8'dekine benzer yani verilen $P=10$ durumu için verilen ısı transferi karakteristik dağılımına benzer olmuştur. Şekil 4.9.a), Şekil 4.9.b) ve Şekil 4.9.c)'de kanat aralığı $S_x=72$ mm ve $S_x=82$ mm için Nusselt sayıları $Re=17\ 000$ den sonra her üç kanat kanat aralık mesafesine göre hemen hemen birbirine benzer olmuştur. Sadece kanat aralığı $S_x=92$ mm için ısı transferi $C/H=0$ ve 0.5 durumlarında diğer iki kanat aralığı mesafesi $S_x=72$ ve 82 mm değerlerine göre artan tüm Reynolds sayılarında daha az ısı transferi meydana getirmiştir. Şekil 4.9.c)'de $C/H=1$ olması durumunda $Re=17\ 000$ den sonra Nusselt sayıları da her üç kanat aralığı için birbirine yaklaşarak benzer olmuşlardır. Şekil 4.9'a) ve Şekil 4.9.b)'de sabit gözenekli kanat $P=20$ durumunda kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ ve $0,5$ durumları için en fazla ısı transferi $Re=17\ 000$ değerine kadar kanat aralık mesafesi sıra ile $S_x=82$ mm de elde edilmiş, ikinci olarak $S_x=72$ mm de ve en az ise $S_x=92$ mm de elde edilmiştir. $C/H=1$ de ise (Şekil 4.9.c) Nusselt sayısı $Re=17\ 000$ değerine kadar tüm kanat aralık mesafeleri için artan Reynolds sayısı ile birbirlerine daha benzer olmuşlardır.

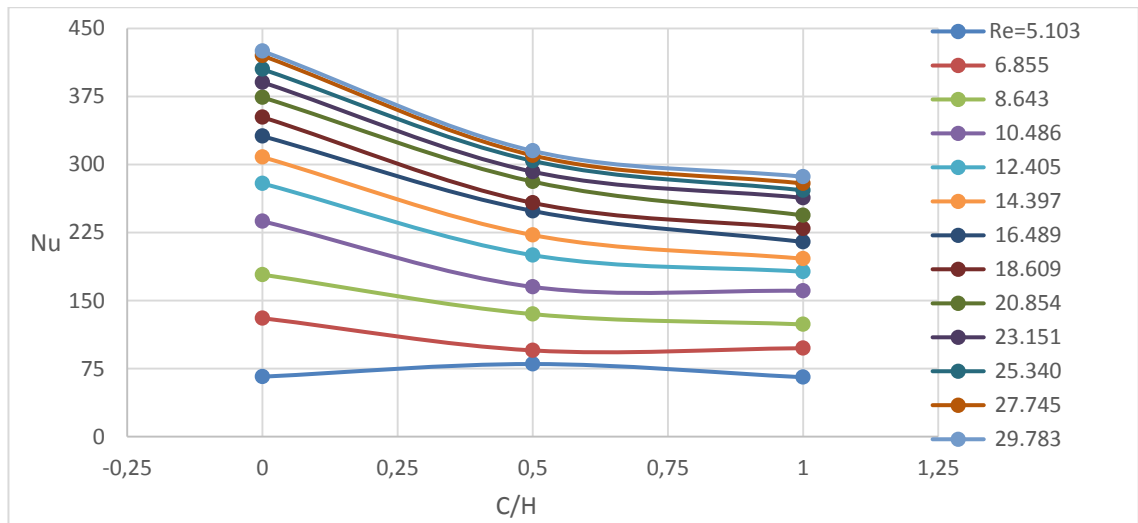
Kanat gözenek yapısı en büyük olduğu zaman yani sabit $P=40$ için yine kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi, tüm kanat aralık mesafeleri için sırasıyla Şekil 4.10'a), b) ve c) de verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere ısı transferi artan Reynolds sayısı ile birlikte bir önceki şekillerde olduğu gibi yani kanat gözenek yapısı $P=10$ ve 20 durumlarına hemen hemen benzer karakteristik dağılımlar göstermiştir. Yine burada kanat gözenek yapısı $P=40$ için tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde $Re=17\ 000$ değerine kadar en fazla ısı transferi $S_x=82$ mm de, ikinci $S_x=72$ mm de ve en az ise $S_x=92$ mm de meydana gelmiştir. Sonuç olarak bu şekillerden en genel anlamda elde edilen verilere göre akım yönü kanat aralık mesafesi ve kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi boş boruya göre önemli olmuştur (Şekil 4.8, 4.9 ve 4.10). Yine burada kanat aralığı $S_x=92$ mm için ısı transferi bir önceki kanat gözenek yapısı yani $P=20$ için Şekil 4.9.a) ve b)'den görüldüğü gibi $C/H=0$ ve $0,5$ durumlarında elde edildiği gibi en düşük olmuştur.



Şekil 4.10. Farklı kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimleri, sabit gözenekli kanat $P=40$ için, kanat üstü boşluk mesafesi
 *a) $C/H=0$, b) $C/H=0.5$, c) $C/H=1$

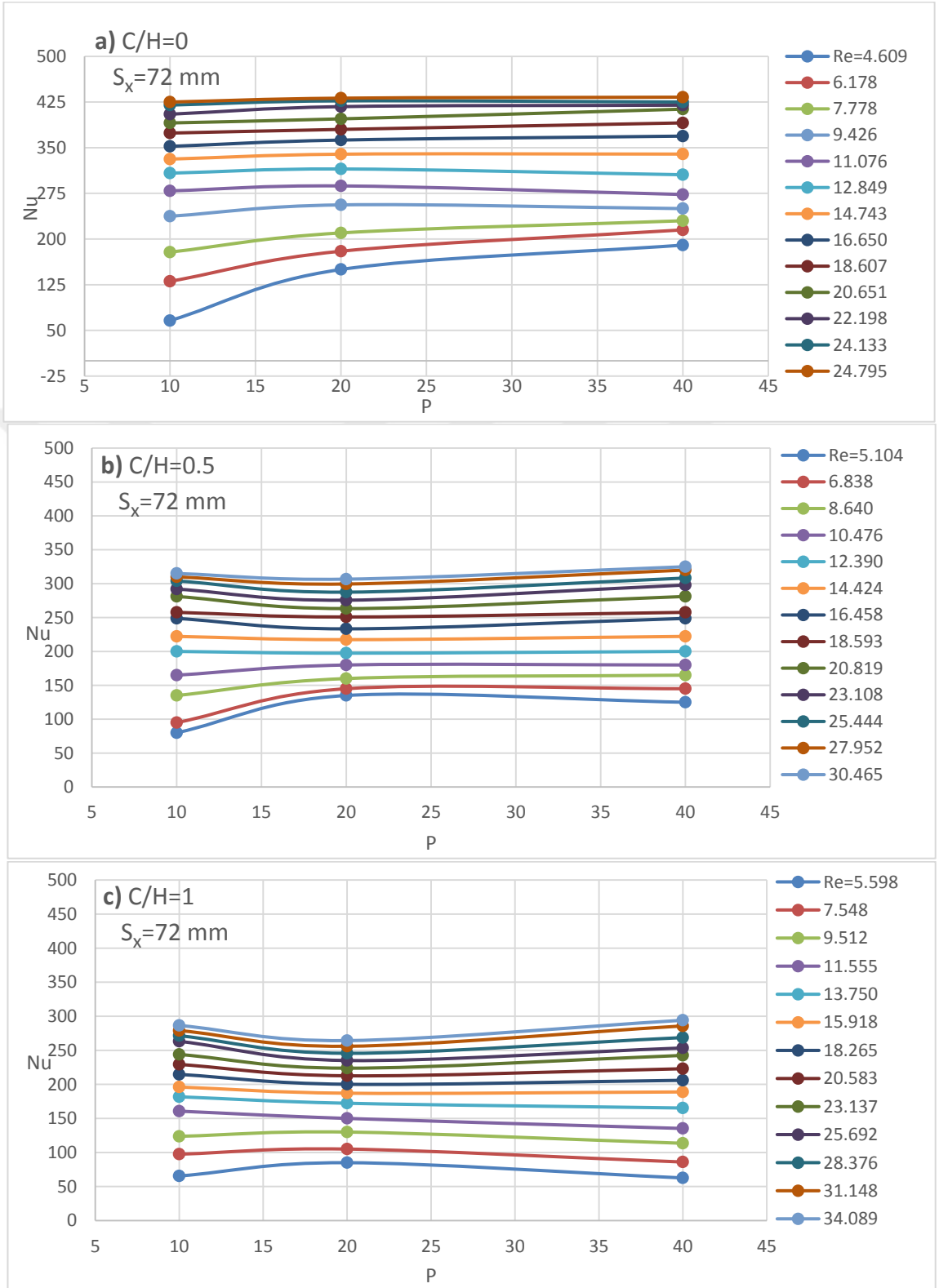
Kanat gözenek yapısı en büyük olduğu zaman yani sabit $P=40$ için yine kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi, tüm kanat aralık mesafelerinde sıra ile Şekil 4.10.a), Şekil 4.10.b) ve Şekil 4.10.c)'de verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere artan Reynolds sayısı ile birlikte artan ısı transferleri oranları da birbirine yakın olmuştur. Sadece burada $C/H=0$ (Şekil 4.10.a) ve $C/H=0.5$ (Şekil 4.10.b) durumlarında $S_x=92$ mm için artan Reynolds sayısı ile birlikte daha az ısı transferi olmuştur. Burada sabit $P=40$ için tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde en fazla ısı transferi $S_x=82$ mm, ikinci 72 ve en azda $S_x=92$ mm de görülmüştür. Buradan görüldüğü üzere genel anlamda kanat üstü boşluk mesafesinin artması ya da azalması ve düşük Reynolds sayılarında akım yönü kanat aralık mesafesi ısı transferi üzerine etkilidir.

Şekil 4.11 de Reynolds sayısına bağlı olarak kanat üstü boşluk mesafesinin değişmesiyle Nusselt sayısındaki değişimler gösterilmiştir. $C/H=0$ durumunda Reynolds sayısının artmasıyla beraber Nusselt sayısında da artış görülmüştür. Fakat kanat üstü mesafesinin artmasıyla birlikte Nusselt sayısı değerlerinde de azalma görülmüştür. En düşük Reynolds sayısında ($R=5103$ için) kanat üstü boşluk mesafesinin Nusselt sayısı üzerine pek bir etkisi olmamıştır. Ama diğer bundan büyük Reynolds sayılarında kanat üstü boşluk mesafesi arttıkça Nusselt sayısı da düşmüştür.



Şekil 4.11. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının kanat üstü boşluk mesafesine göre değişimi

*($P=10$, $S_x=72$ mm ve $C/H=0$).



Şekil 4.12. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının kanat gözenek yapısıyla değişimi, sabit kanat aralığı $S_x=72$ mm için kanat üstü boşluk mesafesi

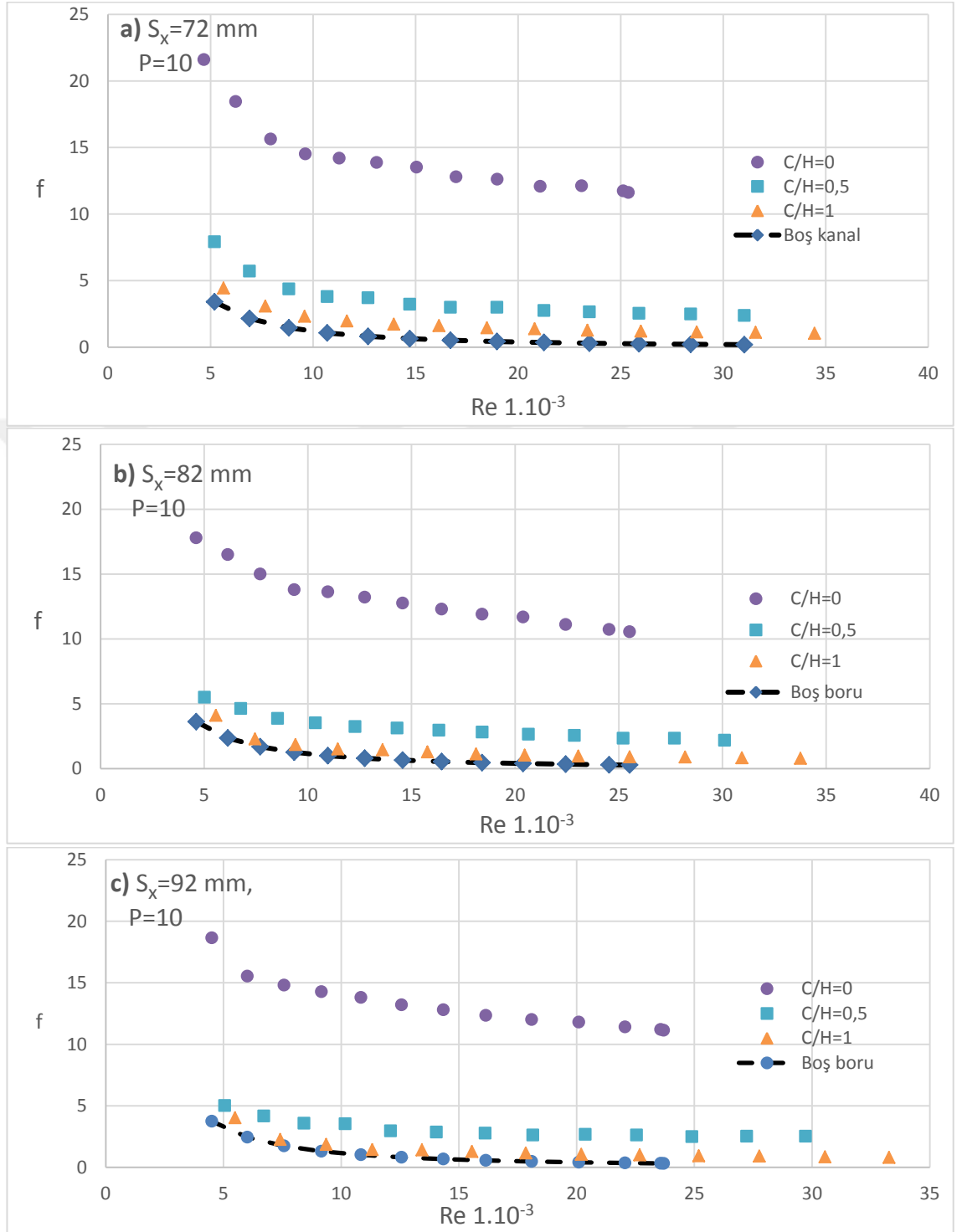
*a) C/H=0, b) C/H=0.5 c) C/H=1

Şekil 4.12'de kanat aralığı sabit $S_x=72$ mm durumunda farklı Reynolds sayılarında kanat gözenek yapısının Nusselt sayısı üzerine etkisi incelenecek olursa. Sırasıyla $C/H=0$ için Şekil 4.12.a) da, $C/H=0.5$ için Şekil 4.12.b) de, $C/H=1$ için ise Şekil 4.12.c) de verilmiştir. Şekil 12.a)'da $C/H=0$ durumu için kanat gözenek yapısının artmasıyla Nusselt sayısında da düşük Reynolds sayılarında bir miktar artış görülmüştür. Fakat Reynold sayılarının artmasıyla Nusselt sayısı tüm kanat gözenek yapılarında sabit kalarak kanat gözenek yapısından bağımsız olmuştur.

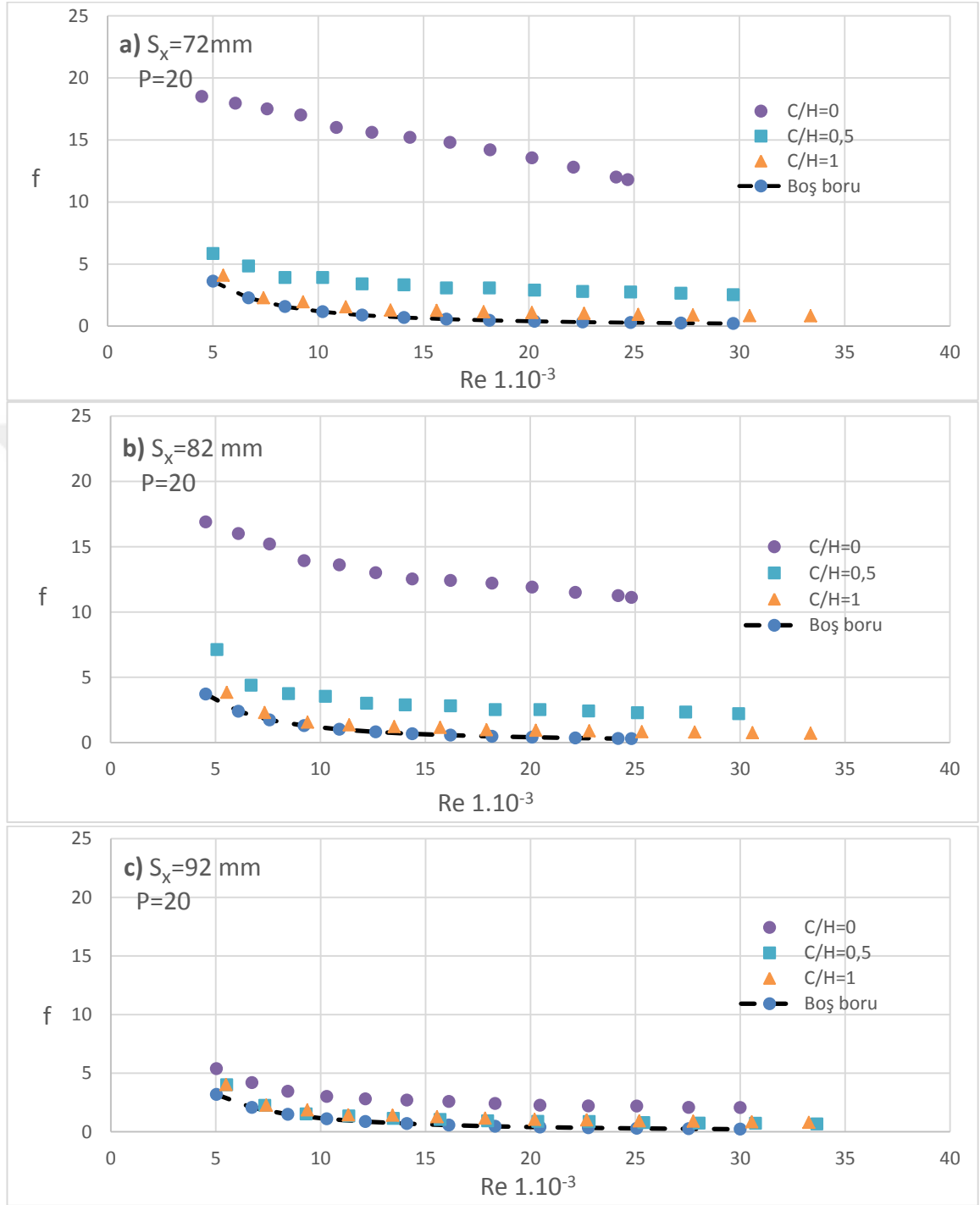
Kanat gözenek yapısı $P=20$ ve $P=40$ durumunda Nusselt sayıları birbirine daha yakın olmuştur. Reynolds sayısı $Re=11\ 000$ den büyük durumlar için Nusselt sayısı kanat gözenek yapısından tamamen bağımsız olmaktadır. Yani tüm kanat gözenek yapılarında ($P=10, 20$ ve 40 için) benzer Nusselt sayıları elde edilmektedir. $Re=9\ 400$ den büyük Reynolds sayılarında ise $P=20$ ve 40 kanat gözenek yapılarında Nusselt sayıları kanat gözenek yapısında bağımsız olup sabit değerde olmaktadır. Bu Reynolds sayılarının altında ise kanat gözenek yapısı $P=10$ ile $P=20$ durumları karşılaştırıldığında kanat gözenek yapısı $P=20$ için Nusselt sayısı $P=10$ için olmadan her zaman daha fazla olmaktadır.

Şekil 4.12.b)'de $C/H=0.5$ kanat üstü boşluk mesafesinde bir önceki $CH=0$ durumuna benzer durum burada da görülmüştür. Tek farklı durum Nusselt sayıları değerleri tüm Reynolds sayılarında bir miktar daha düşük olmuştur. Yine düşük Reynolds sayılarında $P=10$ için Nusselt sayısı $P=20$ olandan daha düşük olmuştur. Bu şekilden görüldüğü gibi $Re>12\ 000$ değerleri için Nusselt sayıları kanat gözenek yapısından tamamen bağımsız olmuştur.

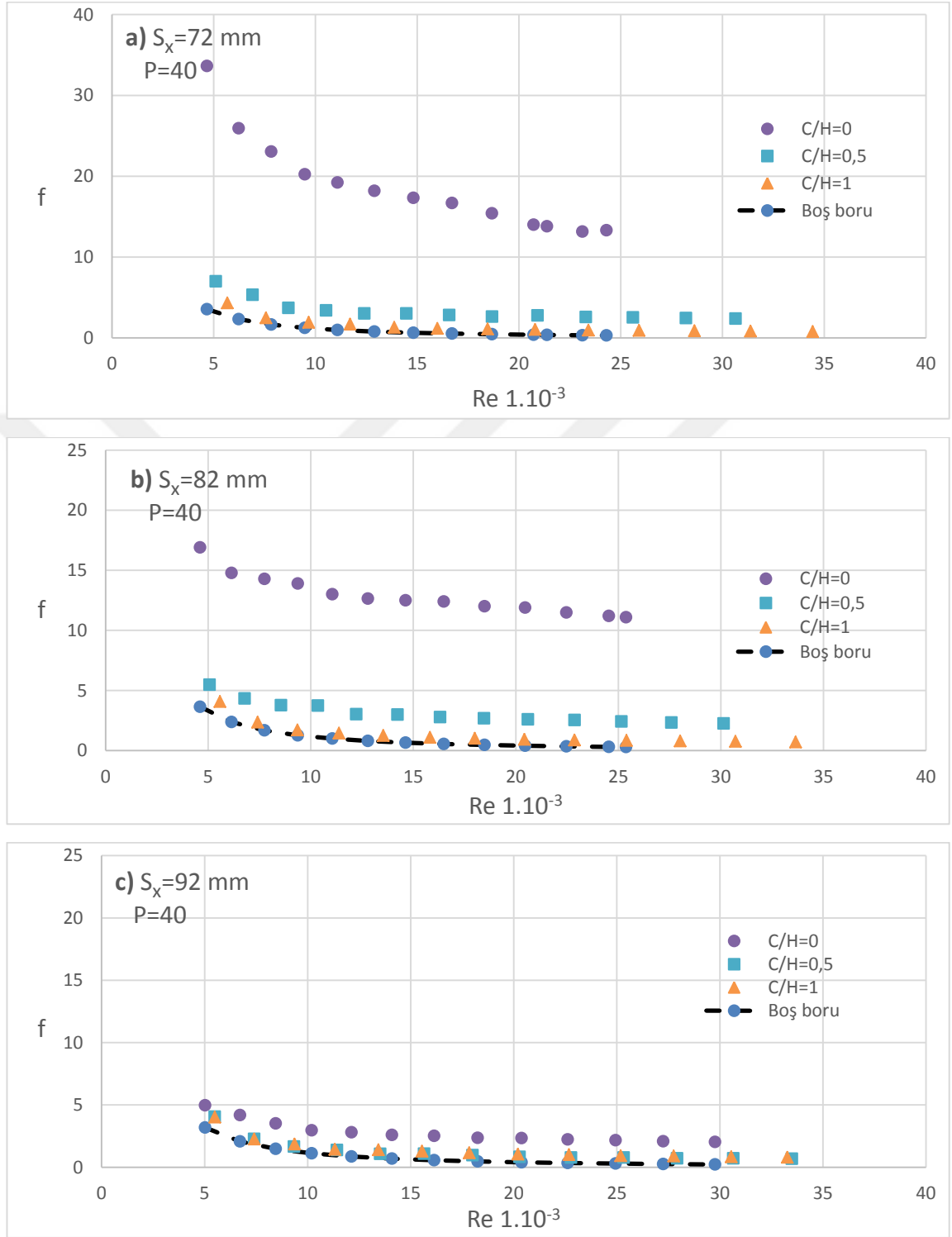
Şekil 4.12.c) de $C/H=1$ durumunda kanat üstü boşluk mesafesi en büyük olmaktadır. Bu durumda Nusselt sayısı eğrileri kanat gözenek yapısına göre daha sabit bir değişim göstermiştir.



Şekil 4.13. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi, sabit gözenekli kanat $P=10$ için kanat aralığı
 *a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

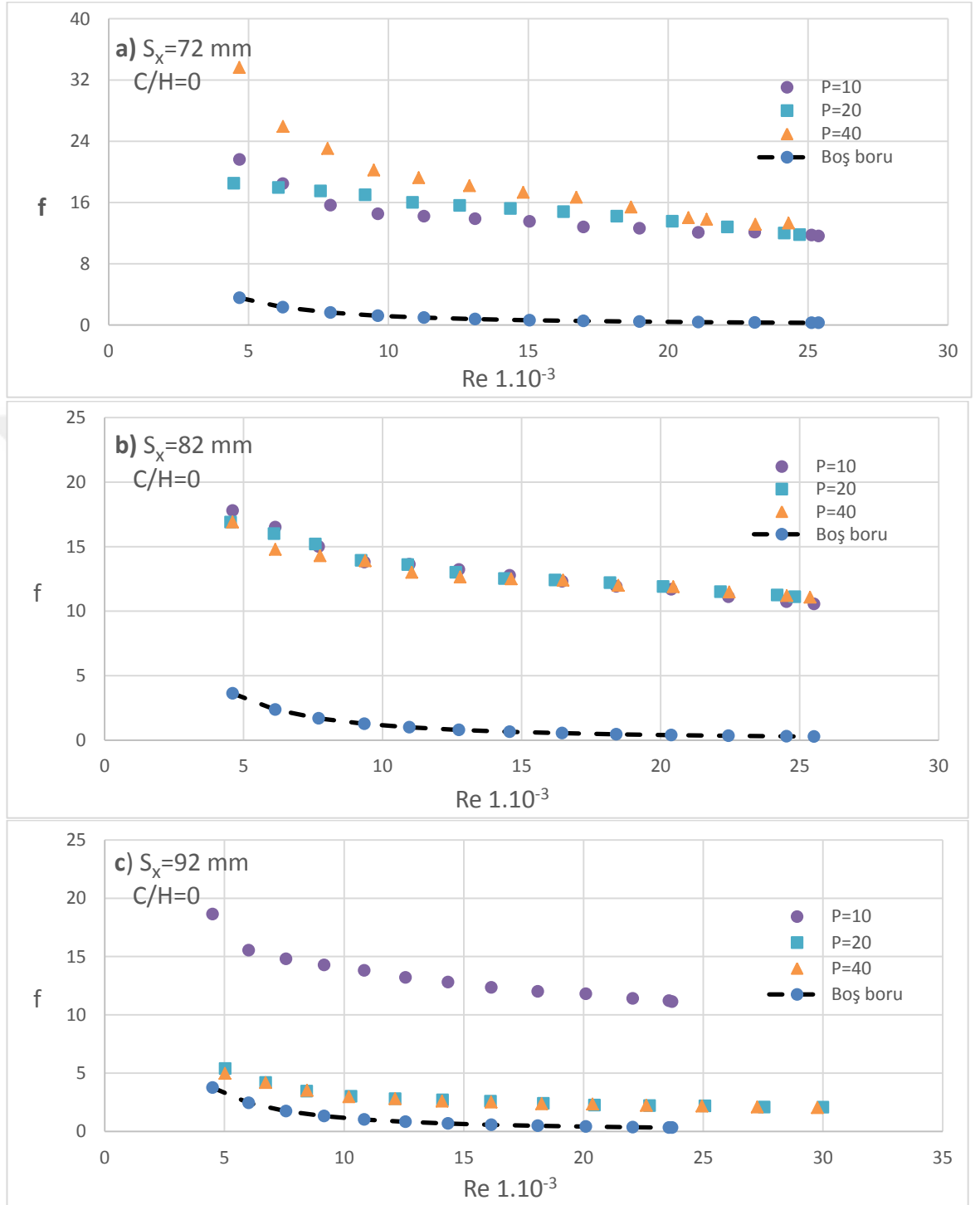


Şekil 4.14. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi, sabit gözenekli kanat $P=20$ için kanat aralığı
*a) $S_x=72\text{ mm}$, b) $S_x=82\text{ mm}$, c) $S_x=92\text{ mm}$



Şekil 4.15. Farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi, sabit gözenekli kanat $P=40$ için kanat aralığı

*a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm

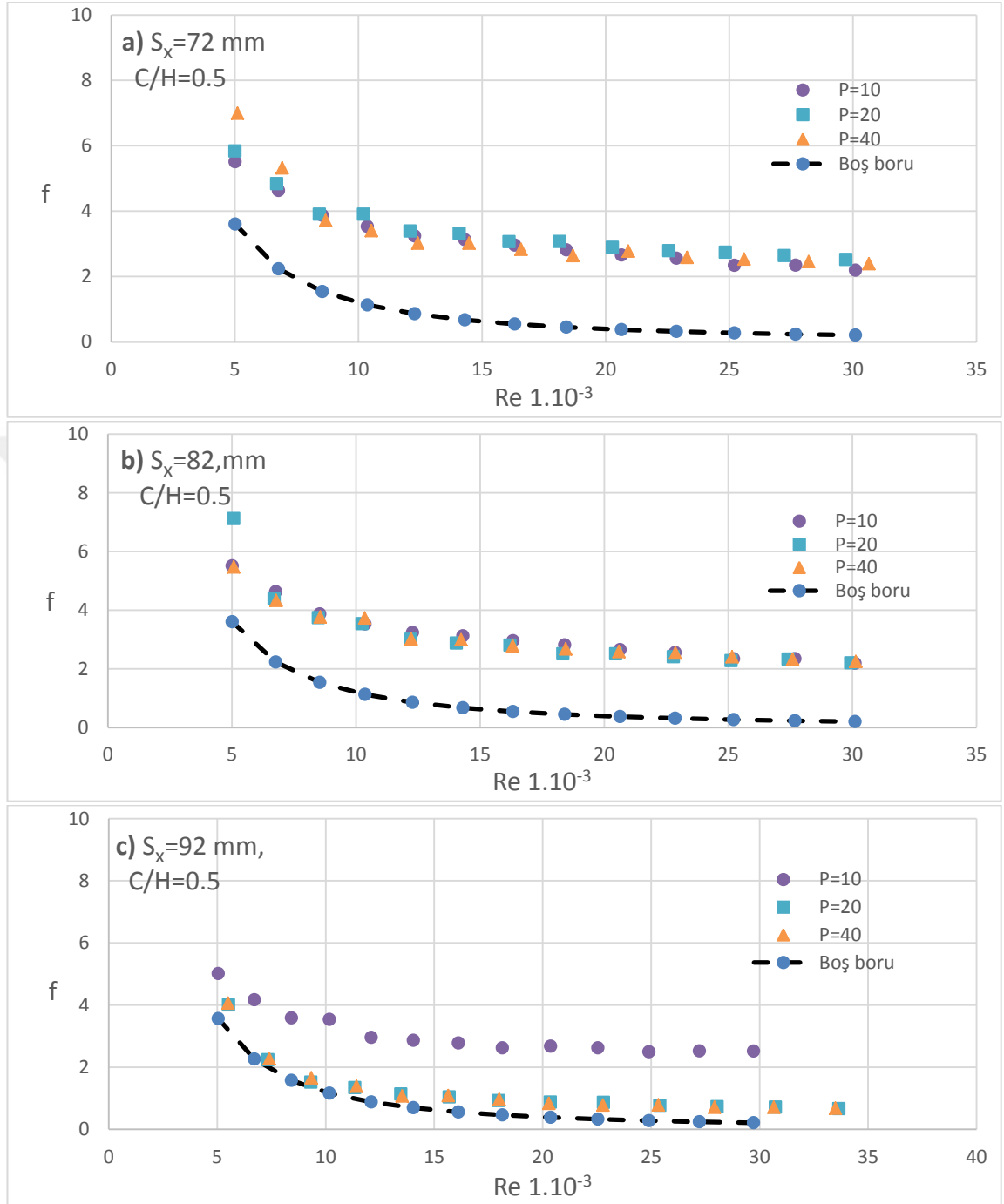


Şekil 4.16. Farklı gözenek yapıları kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için kanat aralık mesafesi
 *a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm c) $S_x=92$ mm

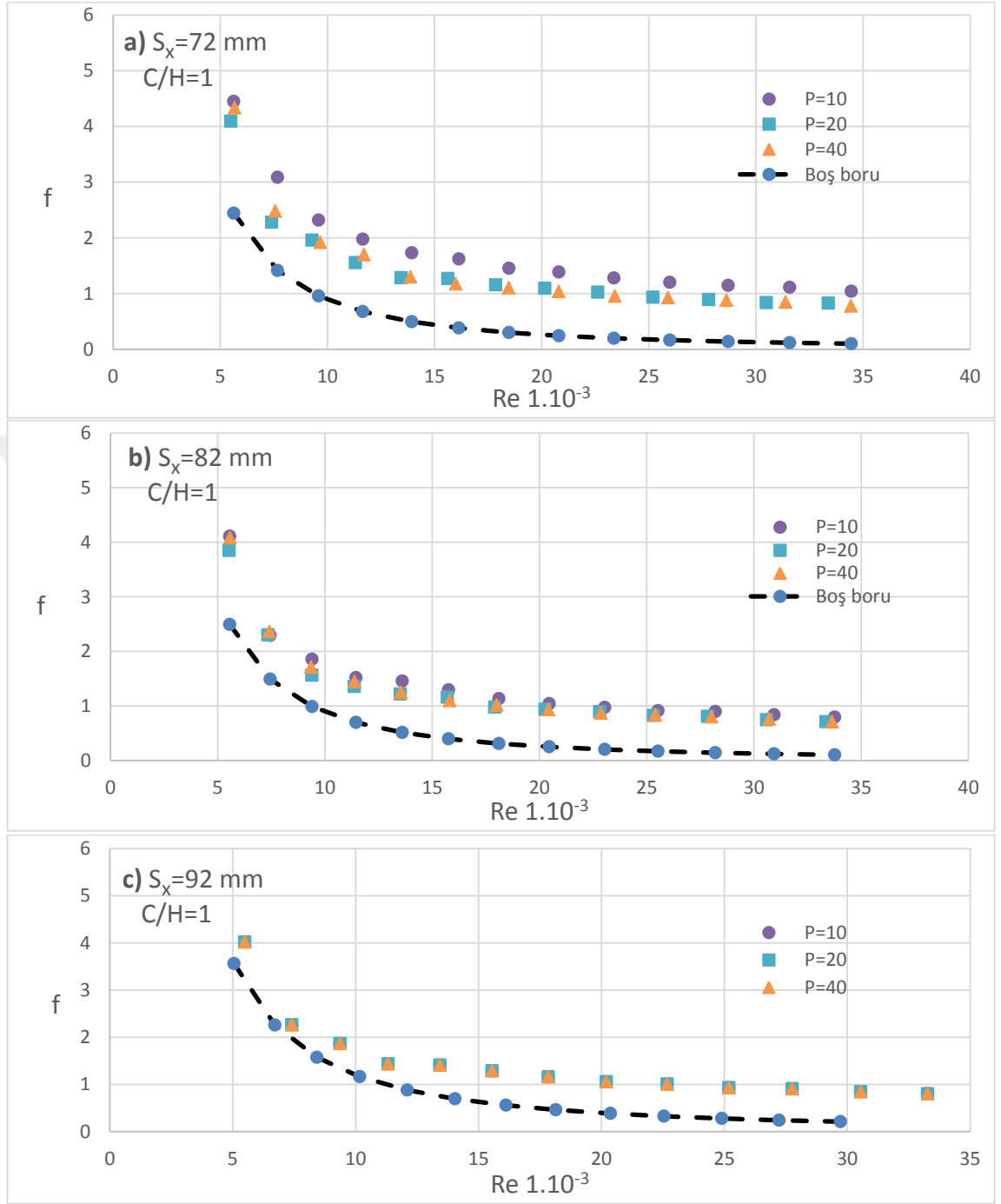
Çeşitli kanat üstü boşluk mesafelerine sahip kanatlı yüzeyde meydana gelen sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri kanat gözenek yapısı $P=10$ için Şekil 4.13'de, $P=20$ için Şekil 4.14'de ve $P=40$ için ise Şekil 4.15'de gösterilmiştir. Her bir şekil içerisinde verilen üç grafikte ise her bir kanat aralık mesafesi $S_x=72, 82$ ve 92 mm durumları için sürtünme katsayıları incelenmiştir.

Kanal içi hava akışında gözenekli kanat gözenek yapısının sabit tutulması durumunda yani $P=10$ için farklı kanat üstü boşluk mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.13'de gösterilmiştir. Bu şekil içerisinde yer alan üç grafikte farklı kanat aralıkları ($S_x=72, 82$ ve 92 mm için) sürtünme katsayıları incelenmiştir. Reynolds sayısı arttığı zaman sürtünme katsayılarında düşme görülmüş ve en yüksek sürtünme katsayısı $C/H=0$ de elde edilmiştir. İkinci olarak $C/H=0.5$ 'da en küçük ise $C/H=1$ de elde edilmiştir. Ayrıca bu grafiklerde karşılaştırma amacıyla boş kanal için sürtünme katsayısı değerleri de gösterilmiştir. Her üç şekilde görüldüğü gibi kanat üstü boşluk mesafesi hiç yokken yani $C/H=0$ durumunda gözenekli kanatlar için elde edilen sürtünme katsayısı en yüksek ve ayrıca boş kanala göre önemli miktarda fazla olmuştur. Fakat kanat üstü boşluk mesafesi arttığı zaman yani $C/H=0.5$ ve 1 durumları için sürtünme katsayısı referans alınan boş kanalinkine göre nispeten daha yakın olmuştur. En küçük sürtünme katsayısı en büyük kanat üstü boşluk mesafesinde meydana gelmiş ve boş kanalın sürtünme katsayısına büyük oranda yakın olmuştur.

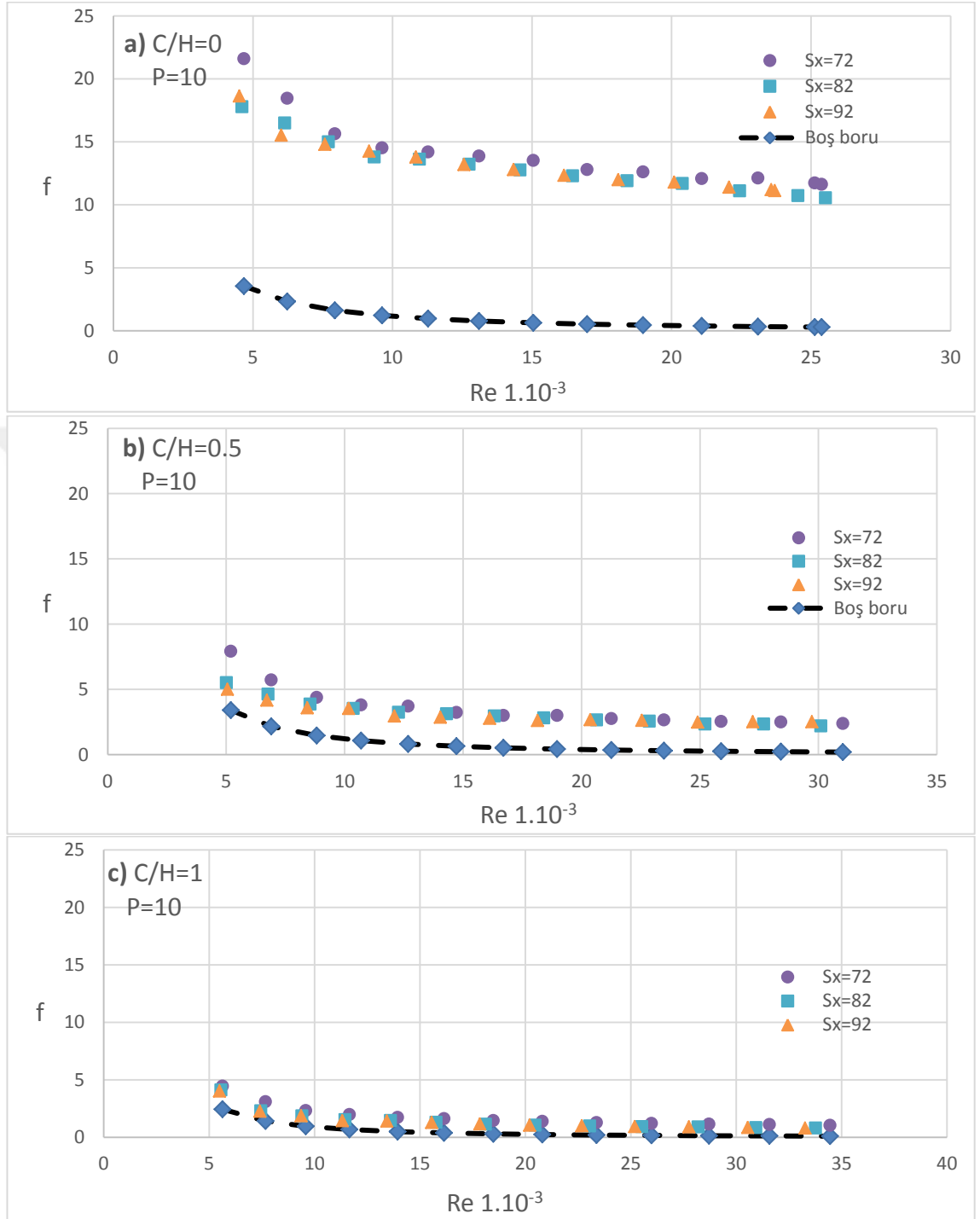
Kanat gözenek yapısı arttığı zaman yani $P=20$ ve 40 içinde benzer karakteristik dağılımlar elde edilmiştir (Şekil 4.14 ve 4.15). Her bir kanat aralığı sabit durumu için incelendiğinde, kanat gözenek yapısı değişse bile sürtünme katsayısı benzer karakteristik dağılımla $P=10, 20$ ve 40 içinde elde edilmiştir. Bunun yanı sıra sürtünme değerleri de hemen hemen aynı olmuştur. Şekiller incelendiğinde $C/H=0$ için sürtünme katsayısının diğer kanat üstü boşluk mesafesine göre daha fazla olduğu gözlenmiş, $C/H=0.5, C/H=1$ ve boş boru sürtünme katsayısının her bir sabit kanat aralığında hemen hemen birbirine yakın olduğu görülmüştür.



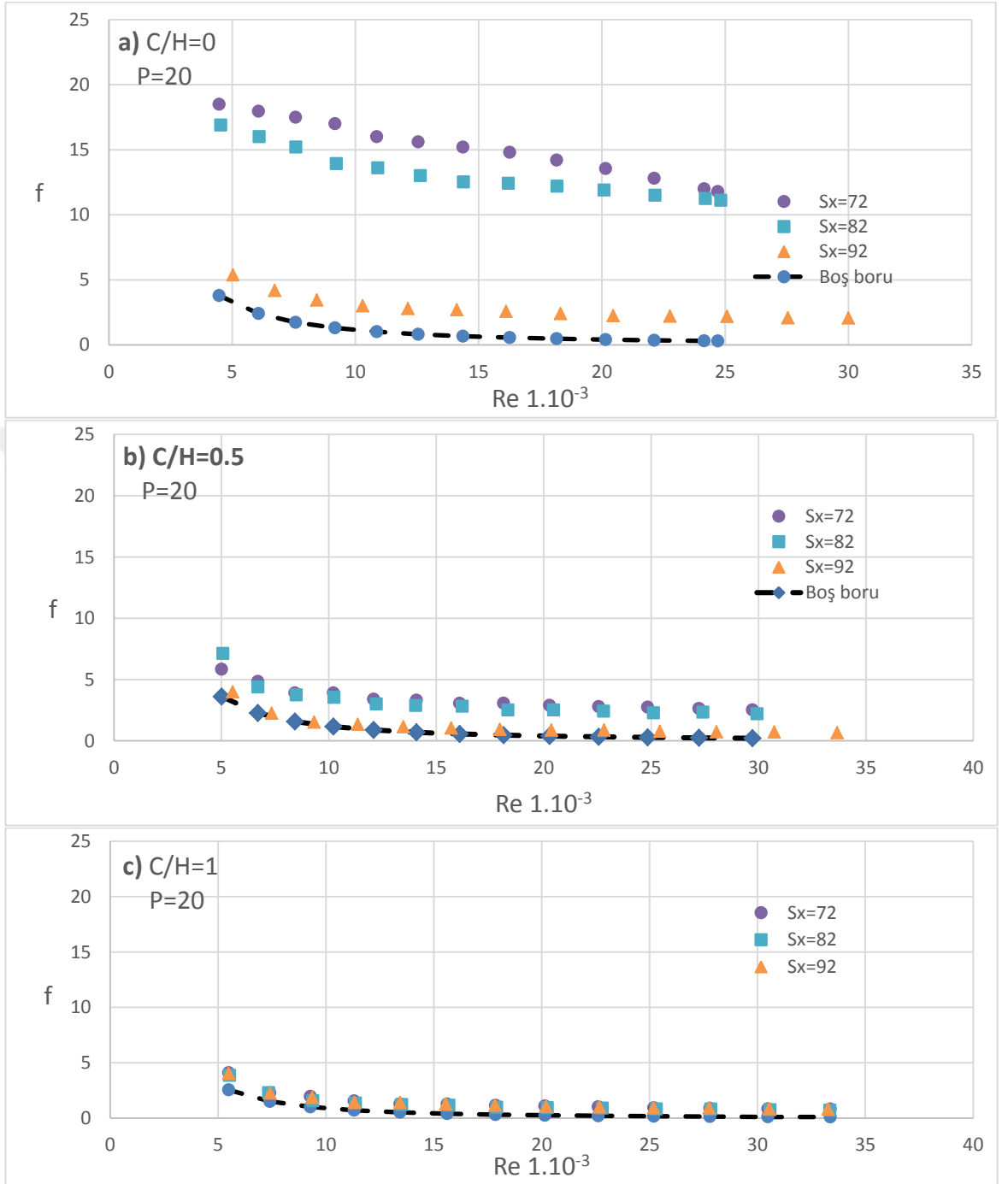
Şekil 4.17. Farklı gözenek yapılı kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$ için kanat aralık mesafesi *a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm



Şekil 4.18. Farklı gözenek yapılı kanatlarda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=1$ için kanat aralık mesafesi
 *a) $S_x=72$ mm, b) $S_x=82$ mm, c) $S_x=92$ mm



Şekil 4.19. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat $P=10$ için kanat boşluk mesafesi
 *a) $C/H=0$, b) $C/H=0.5$ c) $C/H=1$

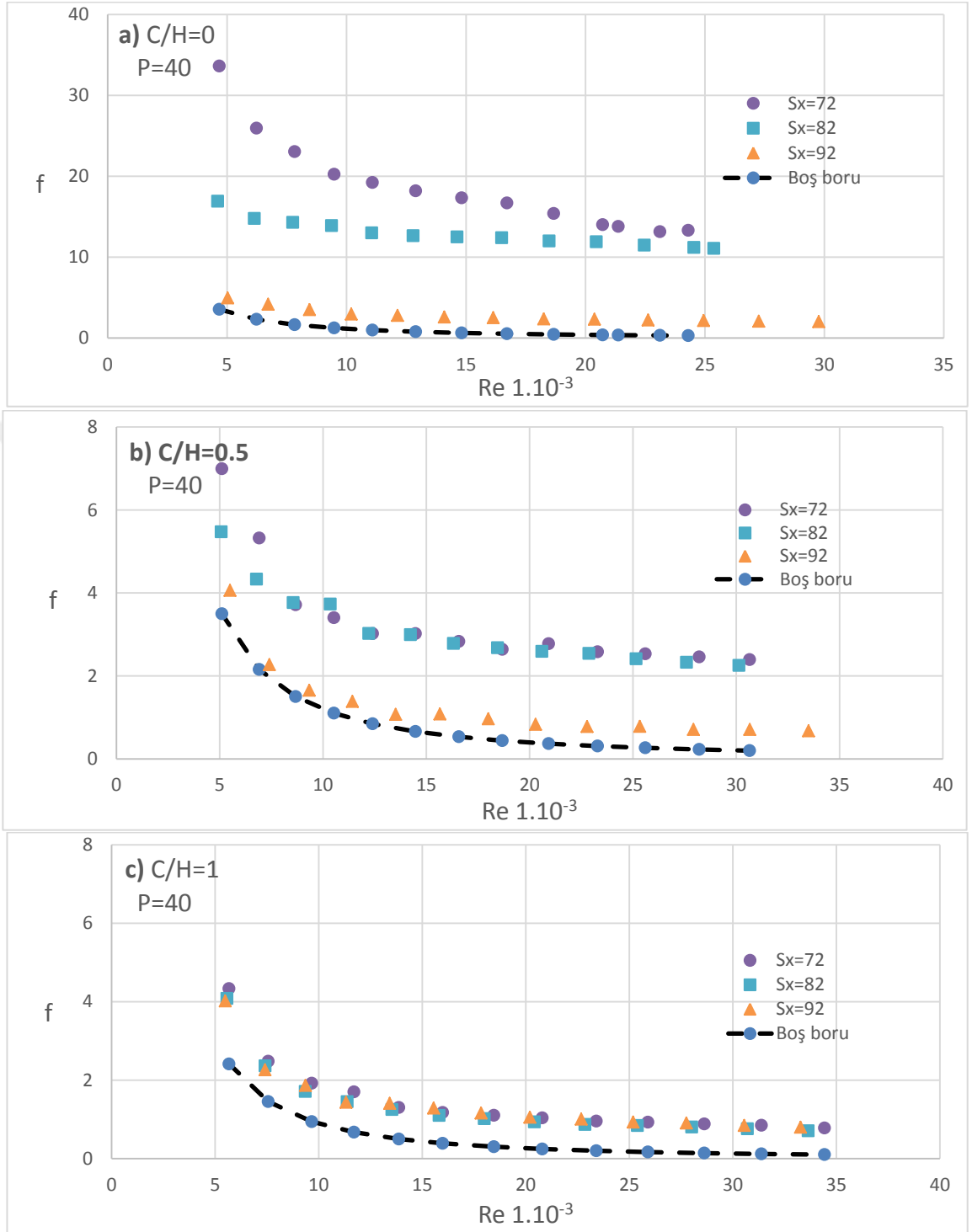


Şekil 4.20. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat P=20 için kanat boşluk mesafesi
 *a) C/H=0, b) C/H=0.5 c) C/H=1

Çeşitli gözenek yapısına sahip kanatlı yüzeylerde oluşan sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için Şekil 4.16'da, $C/H=0.5$ için Şekil 4.17'de ve $C/H=1$ için ise Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Her bir şekil içerisinde verilen üç grafikte ise her bir kanat aralık mesafesi sabit $S_x=72, 82$ ve 92 mm durumları için incelenmiştir. Şekil 4.16'de sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için üç değişik kanat gözenek yapısı $P=10, 20, 40$ için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir. Bu şekildeki üç grafikte kanatlı yüzeylerin sürtünme katsayıları ve boş boru sürtünme katsayısı değerleri her bir grafikte karşılaştırma amaçlı birlikte verilmiştir. Burada boş boru durumundaki sürtünme katsayısı değerlerinin diğer kanatlı yüzeylere göre en az değere sahip olduğu görülmektedir.

Sabit $C/H=0$ durumu için Şekil 4.16.a) görüldüğü üzere kanat aralığı $S_x=72$ mm olması durumunda $P=40$ gözenekli kanat yapısının diğer gözenek yapılı $P=10$ ve 20 kanat yapılarına göre sürtünme katsayısı bir miktar fazla olmuştur. Gözenek yapısı $P=10$ ve 20 için sürtünme katsayıları birbiriyle karşılaştırıldığı zaman her ikisinin de değerleri nispeten birbirlerine daha yakın olmuştur. Bu durum, kanat üstü boşluk mesafesi artırıldığı zaman yani $C/H=0.5$ ve 1 olması durumlarında Şekil 4.17.a) ve Şekil 4.18.b)'den görüldüğü üzere her üç kanat yapısı için sürtünme katsayısı nispeten birbirine yakın olmuştur.

Şekil 4.16.b)'den görüldüğü üzere sabit $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı sabit $S_x=82$ mm için kanat gözenek yapısı $P=10, 20$ ve 40 için sürtünme katsayıları hemen hemen aynı olmuştur. Aynı durumda kanat üstü boşluk mesafesi artırılırsa yani $C/H=0.5$ ve 1 için sırasıyla Şekil 4.17.b) ve Şekil 4.18.b) de Nusselt sayıları verilmiştir. Bu grafikler incelenirse yine tüm gözenekli kanat yapıları $P=10, 20$ ve 40 için sırasıyla tüm sürtünme katsayıları benzer olmuş sadece artan kanat üstü boşluk mesafesiyle birlikte hepsinin değerlerinde de bir miktar düşme görülmüştür.



Şekil 4.21. Farklı kanat aralık mesafelerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, sabit gözenekli kanat $P=40$ için kanat boşluk mesafesi
a) $C/H=0$, b) $C/H=0.5$, c) $C/H=1$

Şekil 4. 16.c)'den görüldüğü üzere sabit $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı sabit $S_x=92$ mm için kanat gözenek yapısı $P=10$ için sürtünme katsayısı $P=20$ ve 40 için durumlarına göre önemli miktarda fazla olmuştur. Kanat üstü boşluk mesafesi artırılırsa yani $C/H=0.5$ için $P=10$ için olan sürtünme katsayısı biraz daha düşmüştür. Şekil 17.c)'den görüldüğü üzere $P=20$ ve 40 durumlarınınkine biraz daha yaklaşmış ve $C/H=1$ için ise her üç gözenek yapısı için sürtünme katsayıları artık birbirine eşit olmuştur (Şekil 18.c). Hepsinde kanat üstü boşluk mesafesi arttığı bütün sürtünme katsayısı da düşmüştür.

Çeşitli kanat aralık mesafesine sahip kanatlı yüzeyler için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri kanat gözenek yapısı $P=10$ için Şekil 4.19'da, $P=20$ için Şekil 4.20'de ve $P=40$ için ise Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Her bir şekil içerisinde verilen üç grafikte ise herbir kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0, 0.5$ ve 1 durumları için sürtünme katsayısı değerleri incelenmiştir. Şekil 4.19'de sabit kanat gözenek yapısı $P=10$ durumunda üç değişik kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0, 0.5$ ve 1 için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir.

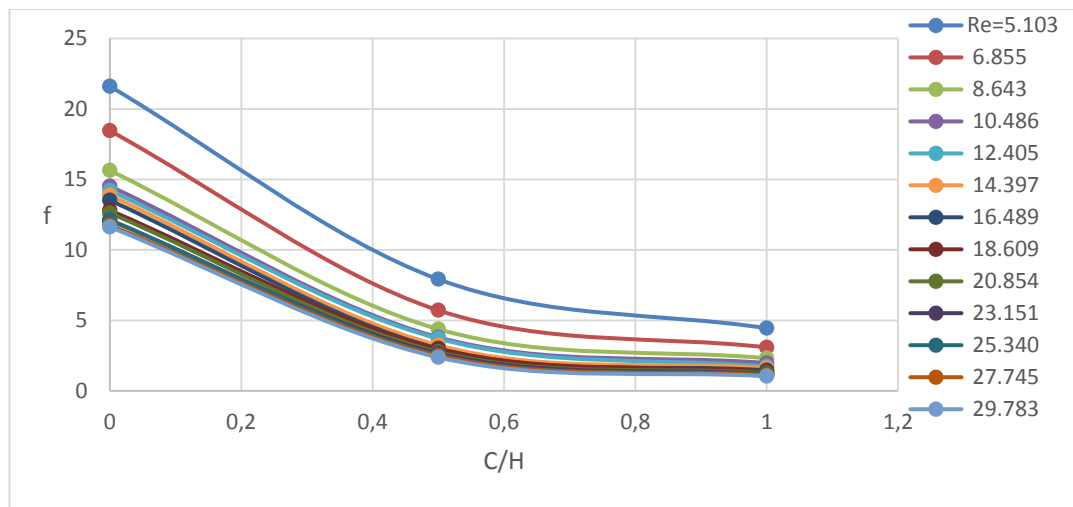
Sabit $P=10$ durumu için Şekil 4.19.a) görüldüğü üzere kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı $S_x=72$ mm dizilişinde sürtünme katsayısı diğer kanat aralığı $S_x=82$ ve 92 mm dizisine göre çok az fazla olmuştur. Kanat aralığı $S_x=82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları hemen hemen aynı olmuştur.

Bu durum kanat gözenek yapısı arttığı zaman yani $P=20$ için Şekil 4.20.a)'dan görüldüğü üzere $S_x=72$ mm için olan sürtünme katsayısı $S_x=82$ mm olanla aralarında biraz daha fark fazla olurken $S_x=92$ mm olanın sürtünme katsayısı ise en düşük olarak boş kanalınkine daha yakın olmuştur. Aynı durum kanat gözenek yapısı en büyük $P=40$ durumu için incelenecek olursa Şekil 21.b)'den görüldüğü üzere sürtünme katsayısı başlangıç Reynolds sayılarında daha büyük olmuştur. Yine kanat aralığı $S_x=92$ durumu için sürtünme katsayısı diğerlerinden daha düşük ve boş borununkine daha yakın olmuştur.

Kanat üstü boşluk mesafesi sabit $C/H=1$ durumunda kanat gözenek yapısı $P=10$ için inceleme yapılacak olursa Şekil 4.19.c)'den görüldüğü üzere her üç kanat aralığı mesafesi $S_x=72, 82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları $C/H=0.5$ değerlerinden biraz daha düşük olmuş ve her üç kanat aralığında aralarında çok az bir farkla benzer olmuşlardır.

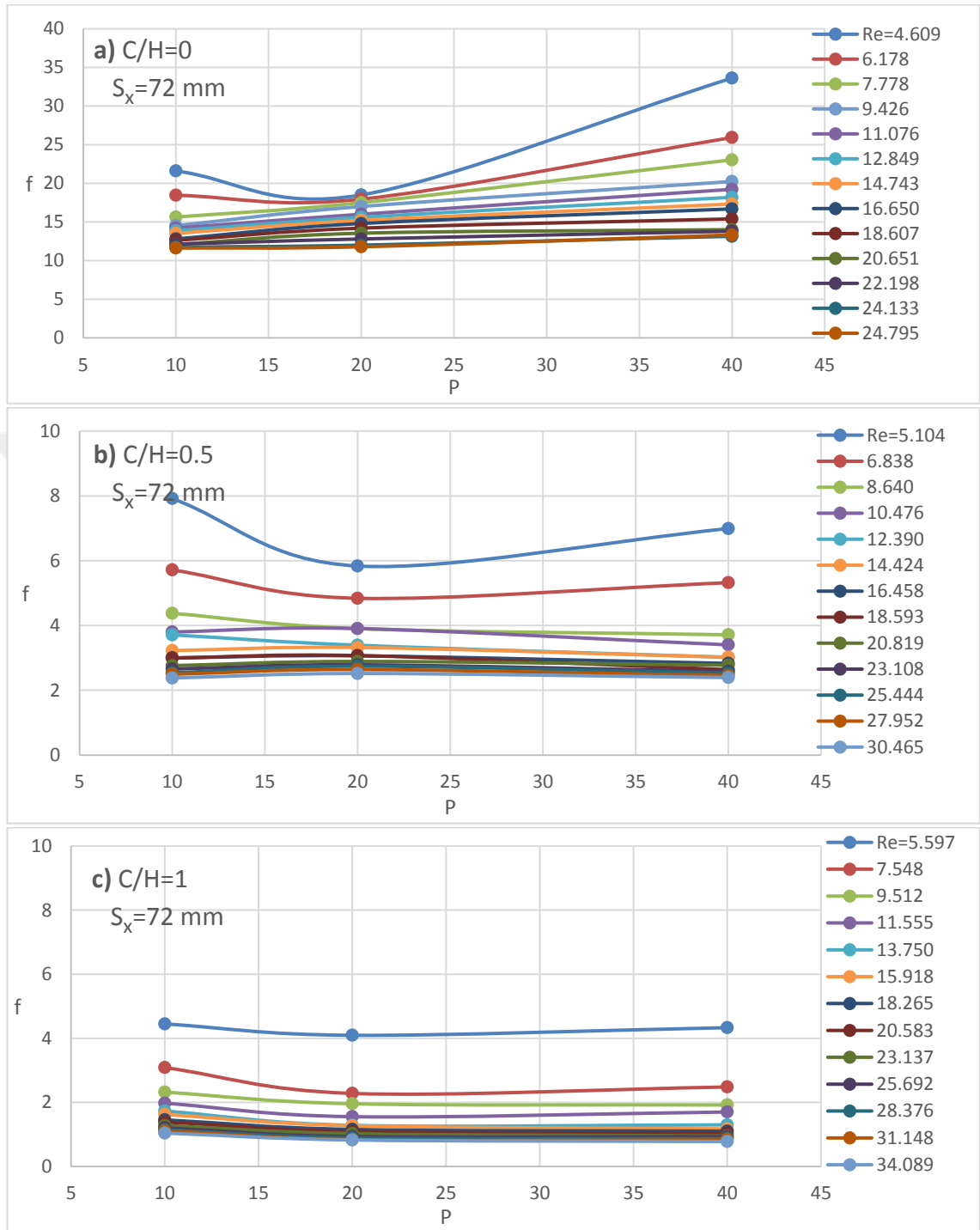
Kanat gözenek yapısı $P=20$ için Şekil 4.20.c)'den ve $P=40$ için Şekil 4.21.c)'den görüldüğü gibi bu şekillerin incelenmesinde kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=1$ için sürtünme katsayıları her üç kanat aralığı için birbirine yakın ve benzer olmuşlardır. Sonuç olarak $C/H=1$ için sürtünme katsayısı kanat gözenek yapısı $P=10, 20$ ve 40 için ve ayrıca kanat aralığı $S_x=72, 82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları birbiriyle karşılaştırıldığında hemen hemen hepsi benzer ve boş borunununkine yakın olmuşlardır.

Tüm grafik değerleri incelendiğinde Sürtünme katsayısı gözenekli kanat yapısına bağlı olmakla beraber kanat üstü boşluk mesafesi ve akım yönü kanat aralık mesafesine bağlı olarak değişmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla tüm durumlar için sürtünme katsayısı değerleri azalmaktadır. Buna göre Reynolds sayısının arttırılması da sürtünme katsayısını azaltan etkenlerden biri olarak sayılabilir.



Şekil 4.22. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının kanat gözenek yapısıyla değişimi

*($P=10, S_x=72$ mm ve $C/H=0$)



Şekil 4.23. Farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısının kanat gözenek yapısıyla değişimi, sabit kanat aralık mesafesi $S_x=72$ mm ve $P=10$ için kanat üstü boşluk mesafesi *a) C/H=0, b) C/H=0.5, c) C/H=1

Şekil 4.22 grafiğinde farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısının kanat üstü boşluk mesafesiyle ($C/H=0, 0.5$ ve 1 için) değişimleri gösterilmektedir. Reynolds sayısı 5103 değerinde iken sürtünme katsayısı $C/H=0$ değeri için en yüksek değere sahip olmaktadır. Artan C/H değeri için sürtünme katsayısını azalmaktadır. Bu durum yine önceden de ifade edildiği gibi kanat üstü boşluk mesafesinin sürtünme katsayısı üzerine etkisini göstermektedir. Kanat üstü boşluk mesafesi sabit $C/H=0$ durumu için Reynolds sayısının artması ile sürtünme katsayıları birbirine yaklaşarak artan Reynolds sayısı ile düşme eğilimi göstermektedir. Ayrıca artan kanat üstü boşluk mesafesiyle sürtünme katsayıları değerleri daha düşerek aynı zamanda birbirlerine daha yakın olmuşlardır.

Şekil 4.23.a) grafiğinde $S_x=72$ mm ve $P=10$ için farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısının kanat gözenek yapısıyla değişimleri incelenmiştir. $C/H=0$ olduğu durumda en yüksek sürtünme katsayısı Reynolds sayısı $Re=4609$ ve $P=40$ 'da elde edilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile beraber sürtünme katsayısı da düşüş göstermiştir. Bu durum hıza bağlı olarak sürtünme katsayısının da azaldığını göstermektedir. Hız ya da Reynolds sayısının artışı fanın çektiği gücüde artırmaktadır. Bu durumun endüstriyel uygulamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Artan Reynolds sayısı ile beraber gözenekli yapıya bağlı olan sürtünme katsayıları da düşmüş ve tüm kanat gözenek yapıları için birbirlerine yakın olmuşlardır.

Şekil 23.b) grafiği incelendiğinde $C/H=0.5$ durumunda Reynolds sayısı $Re=5104$ için kanat gözenek yapısı $P=10$ durumu için sürtünme katsayısı diğer büyük Reynolds sayıları ve kanat gözenek yapısı $P=20$ ve 40 olanlardan daha büyük olmuştur. Reynolds sayısı bir miktar arttığı zaman yani $Re=6838$ olması durumunda grafikteki diğer durumlar için büyük gözükse de Reynolds sayısının artmasıyla farklı gözenekli kanatlar için sürtünme katsayısı azalmış ve birbirlerine daha yakın olmuşlardır. Sonuç olarak artan Reynolds sayısı ile sürtünme katsayısı azalmakta ve de kanat gözenek yapılarına göre birbirlerine daha fazla yakın olmuşlardır. Bu şekilden görüldüğü üzere $Re>10\ 000$ için sürtünme katsayıları tüm kanat gözenek yapıları için aynı olmuşlardır.

Şekil 23.c) grafiği incelendiğinde $C/H=1$ durumunda Reynolds sayısı $Re=5597$ için kanat gözenek yapısı $P=10$ durumu için sürtünme katsayısı diğer büyük Reynolds sayıları ve kanat gözenek yapısı $P=20$ ve 40 olanlardan daha büyük olmuştur.

Şekil 23.c) grafiği incelendiğinde $C/H=1$ durumunda en düşük Reynolds sayısında sürtünme katsayısı en fazla ve ayrıca tüm Reynolds sayılarında kanat gözenek yapısı $P=10$ için olan sürtünme katsayısı diğer kanat gözenek yapılarına $P=20$ ve 40 'a göre daha fazla olmuştur. Reynolds sayısı $Re>100$ olduğu zaman $P=20$ ve 40 için sürtünme katsayıları hemen hemen birbirlerine eşit olmuşlardır.

Bu durum sürtünme katsayısının kanat üstü boşluk mesafesine, kanat gözenek yapısına ve artan Reynolds sayısına bağlı olduğunu göstermektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme katsayısı değerleri düşmüş ve Reynolds sayısının artmasıyla birlikte birbirlerine daha yakın olmuşlardır.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bir yüzeydeki ısı transferini arttırmak için yüzey alanını arttırmak ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada yüzey alanını arttırmak için alüminyum gözenekli kanatlar kullanılmıştır. Deneysel çalışmada parametre olarak akım yönü kanat aralığı $S_x=72, 82, 92$ mm ve kanat gözenek yapısı $P=10, 20$ ve 40 için ve ayrıca kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0, 0.5$ ve 1 durumları için ile taşınım ile ısı transferi ve beraberindeki sürtünme katsayıları incelenmiştir. Ayrıca boş kanal için deney sonuçları da elde edilerek boş kanal sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Boş kanal için başlangıç Reynolds sayılarında bulunan Nusselt sayıları bir miktar farklı olsa da aralarında iyi bir uyum olduğu söylenebilir. Genel anlamda gözenek kanatlı yüzeylerde olan ısı transferi boş kanala göre karşılaştırılırsa, tüm akım yönü kanat aralık mesafeleri için gözenekli kanat kullanımı boş kanala göre daha fazla ısı transferi meydana getirmiş, ayrıca kanat üstü boşluk mesafesi arttıkça yüzeyden olan ısı transferi de düşmüştür. Kanat gözenek yapısı sabit $P=10, 20$ ve 40 için tüm kanat aralık mesafeleri ve tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde en fazla ısı transferi her zaman $C/H=0$ da belirgin bir şekilde meydana gelmiştir. Kanat gözenek yapısı $P=40$ ve $C/H=0$ için için en fazla ısı transferi farklı kanat aralık mesafelerinde çok belirgin olmamakla birlikte en fazla $S_x=82$ mm de ikinci buna yakın $S_x=72$ mm ve en son $S_x=92$ mm de meydana gelmiştir.

Kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ durumundaki ısı transferi $C/H=1$ durumundaki ortalama Nusselt sayısına göre yaklaşık %100 daha fazla olmuştur. Bu durum tüm Reynolds sayılarında benzer oranda görülmüştür. Kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$ için ısı transferi $C/H=0$ ile 1 arasında yer almakta ve $C/H=1$ durumundakine biraz daha yakın olmaktadır. Kanat gözenek yapısı $P=20$ ve 40 için akım yönü kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu zaman kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$ ve 1 için Nusselt sayılarına büyük oranda benzer olmuştur. Bu durum kanatlar üstünde oluşan by pass hava akımı ile açıklanabilir. Böylece yüzey üzerinde ısı transferi de düşme göstermiştir.

Sabit kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ için kanat gözenek yapısının ısı transferi üzerine etkisi incelendiğinde tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde kanat gözenek yapısının birbirlerine göre pek önemli bir fark getirmemiştir. Elde edilen sonuçlara göre her üç kanat üstü boşluk mesafesi için en fazla ısı transferi, aralarında pek fazla fark olmamakla birlikte sırasıyla $P=40$ da, ikinci $P=20$ ve en azda $P=10$ da elde edilmiştir. Bu durum üç kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0, 0.5$ ve 1 için iki akım yönü kanat aralık mesafesi $S_x=72$ ve 82 mm durumları için birbirlerine daha yakın olmuştur. Ancak kanat aralık mesafesi $S_x=92$ mm iken kanat gözenek yapısı sabit $P=10$ için olan ısı transferi diğer iki gözenek yapılı $P=20$ ve 40 durumlarına göre daha fazla ısı transferi meydana getirmiştir. Bu durum akım yönü kanat aralık mesafesi yeterli olmadığı zaman kanatlar arasında ölü hacim ve girdaplı akım bölgelerinin meydana geldiği ve bundan dolayı da benzer ısı transferinin meydana geldiği şeklinde yorumlanabilir. Kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu zaman kanat gözenek yapısı $P=10$ için kanatlı yüzeyden olan ısı transferi diğer $P=20$ ve 40 gözenekli yapıya göre yaklaşık %25-50 oranında artan Reynolds sayısı ile birlikte iyileştirme getirmiştir. Bu durum kanat aralık mesafesi en büyük olduğu zaman, kanatların ön ve arka boşluk bölgelerinde girdap ya da ölü hacim bölgelerinin ortadan kalktığı ve bu bölgelerde artan hava akımı sonucunda daha sık yapıya sahip gözenekli kanatlardan ısı transferinin daha fazla olmaktadır.

Kanat üstü boşluk mesafesi en büyük $C/H=1$ olduğu zaman ısı transferi tüm gözenekli kanatlar için artan Reynolds sayısı ile birlikte hemen hemen benzer artış göstermiştir. Ayrıca bir önceki iki duruma benzer yani kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ ve 0.5 durumlarında görüldüğü üzere kanat aralığı $S_x=72$ ve 82 mm için Nusselt sayıları oranları birbirine benzer olmuştur. Fakat burada farklı bir durum kanat aralık mesafesi en büyük $S_x=92$ mm olduğu durumda görülmüştür. Hem $C/H=0$ ve $C/H=0.5$ olması durumlarında $P=10$ için ısı transferi diğer gözenekli kanatlara göre aralarında çok az bir farkla benzer olmuştur. Fakat burada $C/H=1$ olması durumunda her üç gözenek yapılı kanatlarda ısı transferi oranları üst üste çakışarak aynı olmuştur.

Sabit kanat gözenek yapısı $P=10$ için elde edilen verilerde kanat üstü boşluk mesafesinin artmasıyla tüm kanat aralık mesafelerinde Nusselt sayıları $Re=17\ 000$

değerine kadar birbirine yaklaşmakta ve $Re=17\ 00$ den sonra ise Nusselt sayıları aralarında çok az bir farkla aynı olmaktadır. Yine $Re=17\ 000$ değerine kadar olan bölgede en iyi ısı transferi kanat aralık mesafesi $S_x=82$ mm de, ikinci $S_x=92$ mm de ve en son $S_x=72$ mm de elde edilmiştir. $Re=17\ 000$ den sonra ise tüm kanat aralık mesafelerinde ısı transfer oranları büyük oranda birbirine yaklaşarak aynı olmuştur. $P=40$ için kanat üstü boşluk mesafesinin ısı transferi üzerine etkisi, tüm kanat aralık mesafeleri için ısı transferi artan Reynolds sayısı ile birlikte bir önceki şekillerde olduğu gibi yani kanat gözenek yapısı $P=10$ ve 20 durumlarına hemen hemen benzer karakteristik dağılımlar göstermiştir. Yine burada kanat gözenek yapısı $P=40$ için tüm kanat üstü boşluk mesafelerinde $Re=17\ 000$ değerine kadar en fazla ısı transferi $S_x=82$ mm de, ikinci $S_x=72$ mm de ve en az ise $S_x=92$ mm de meydana gelmiştir. Yine burada kanat aralığı $S_x=92$ mm için ısı transferi bir önceki kanat gözenek yapısı yani $P=20$ için $C/H=0$ ve 0.5 durumlarında elde edildiği gibi en düşük olmuştur.

Sürtünme katsayıları ile ilgili olarak en genel anlamda Reynolds sayısı arttığı zaman sürtünme katsayılarında düşme görülmüş ve en yüksek sürtünme katsayısı $C/H=0$ de elde edilmiştir. İkinci olarak $C/H=0.5$ 'da en küçük ise $C/H=1$ de elde edilmiştir. Kanat üstü mesafesi hiç yokken yani $C/H=0$ durumunda $P=0$ gözenekli kanatlar için elde edilen sürtünme katsayısı en yüksek ve ayrıca boş kanala göre önemli miktarda fazla olmuştur. Fakat kanat üstü boşluk mesafesi arttığı zaman yani $C/H=0.5$ ve 1 durumları için sürtünme katsayısı referans alınan boş kanalına göre nispeten daha yakın olmuştur. En küçük sürtünme katsayısı en büyük kanat üstü boşluk mesafesinde meydana gelmiş ve boş kanalın sürtünme katsayısına büyük oranda yaklaşmıştır.

Kanat gözenek yapısı arttığı zaman yani $P=20$ ve 40 içinde benzer karakteristik dağılımlar elde edilmiştir. Her bir kanat aralığı sabit durumu için incelendiğinde, kanat gözenek yapısı değişse bile sürtünme katsayısı benzer karakteristik dağılımlar göstermiştir. $P=10$, 20 ve 40 içinde elde edilmiştir. Bunun yanı sıra sürtünme değerleri de hemen hemen aynı olmuştur. $C/H=0$ için sürtünme katsayısının diğer kanat üstü boşluk mesafesine göre daha fazla olmuştur. Kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0.5$,

$C/H=1$ ve boş boru sürtünme katsayıları her bir sabit kanat aralığında hemen hemen birbirine daha yakın olmuştur.

Sabit $C/H=0$ durumunda kanat aralığı $S_x=72$ mm olması durumunda $P=40$ gözenekli kanat yapısının diğer gözenek yapılı $P=10$ ve 20 kanat yapılarına göre sürtünme katsayısı bir miktar fazla olmuştur. Gözenek yapısı $P=10$ ve 20 için sürtünme katsayıları birbiriyle karşılaştırıldığı zaman her ikisinin de değerleri nispeten birbirlerine daha yaklaşmıştır. Bu durum, kanat üstü boşluk mesafesi artırıldığı zaman yani $C/H=0.5$ ve 1 olması durumlarında her üç kanat yapısı için sürtünme katsayısı nispeten birbirine yaklaşmıştır. Sabit $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı sabit $S_x=82$ mm için kanat gözenek yapısı $P=10, 20$ ve 40 için sürtünme katsayıları hemen hemen aynı olmuştur. Aynı durumda Kanat üstü boşluk mesafesi artırılırsa yani $C/H=0.5$ ve 1 için tüm gözenekli kanat yapıları $P=10, 20$ ve 40 için sırasıyla tüm sürtünme katsayıları benzer olmuş sadece artan kanat üstü boşluk mesafesiyle birlikte hepsinin değerlerinde bir düşme görülmüştür.

Sabit $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı sabit $S_x=92$ mm için kanat gözenek yapısı $P=10$ için sürtünme katsayısı $P=20$ ve 40 için durumlarına göre önemli miktarda fazla olmuştur. Kanat üstü boşluk mesafesi artırılırsa yani $C/H=0.5$ için $P=10$ durumunda olan sürtünme katsayısı biraz daha düşmüş ve $P=20$ ve 40 durumlarınınkine biraz daha yaklaşmış ve $C/H=1$ için ise her üç gözenek yapısı için sürtünme katsayıları artık birbirine eşit olmuştur Hepsinde kanat üstü boşluk mesafesi arttığı bütün sürtünme katsayısı da önemli oranda düşmüştür.

Sabit $P=10$ durumu kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=0$ olması durumunda kanat aralığı $S_x=72$ mm dizilişinde sürtünme katsayısı diğer kanat aralığı $S_x=82$ ve 92 mm dizilişine göre çok az fazla olmuştur. Kanat aralığı $S_x=82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları hemen hemen aynı olmuştur. Bu durum kanat gözenek yapısı arttığı zaman yani $P=20$ için $S_x=72$ mm için olan sürtünme katsayısı $S_x=82$ mm olanla aralarında biraz daha fark daha fazla olmuş ve $S_x=92$ mm olanın sürtünme katsayısı ise en düşük değerde ve boş kanalınkine daha yakın olmuştur. Aynı durum kanat gözenek yapısı en büyük $P=40$

durumu için sürtünme katsayısı başlangıç Reynolds sayılarında daha büyük olmuştur. Yine kanat aralığı $S_x=92$ durumu için sürtünme katsayısı diğerlerinden daha düşük ve boş borununkine daha yakın olmuştur.

Kanat üstü boşluk mesafesi sabit $C/H=1$ durumunda kanat gözenek yapısı $P=10$ için her üç kanat aralığı mesafesi $S_x=72, 82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları $C/H=0.5$ değerlerinden biraz daha aşağıda üç kanat aralığında aralarında çok az bir farkla benzer olmuşlardır. Kanat gözenek yapısı $P=20$ ve 40 için kanat üstü boşluk mesafesi $C/H=1$ için sürtünme katsayıları her üç kanat aralığı için birbirine yakın ve benzer olmuşlardır. Sonuç olarak $C/H=1$ için sürtünme katsayısı kanat gözenek yapısı $P=10, 20$ ve 40 için ve ayrıca kanat aralığı $S_x=72, 82$ ve 92 mm için sürtünme katsayıları birbiriyle karşılaştırıldığında hemen hemen hepsi benzer ve boş borununkine yakın olmuşlardır.

Gözenekli kanatların kullanımı ısı transferini artırmasına karşın, basınç düşüşü nedeniyle pompa veya kompresör gücünün de artmasına neden olmaktadır. Bu durum, maliyetlerin artması anlamına geldiği için dezavantaj olarak görülebilir. Ancak gözenekli kanat kullanımı diğer içi dolu klasik kanatlı durumlara göre daha hafif olması nedeniyle bazı uygulamalarda tercih nedeni olabilir. Çünkü boş kanala göre önemli miktarda ısı transferinde iyileştirmeler elde edilmiştir. .

Alüminyum gözenekli kanatların farklı malzemede yapılmış durumları incelenebilir. Bununla beraber deney düzeneğinde kanat dizilişleri akım yönünde aynı hizada değil de şaşırtmalı dizilişler altında ısı transfer iyileştirmesi incelenebilir. Deney düzeneğinde kullanılan gözenekli kanatların akıma dik yönde kanat aralıkları değiştirilebilir ve farklı Reynolds sayısı aralıklarında tekrara incelemeler yapılabilir. Deney düzeneğinde kullanılacak gözenekli yapıların inç başına geçirgenlik durumları akım yönü ve akıma dik yönde kanat aralıkları basınç kayıpları ve istenilen Reynolds aralığı dikkate alındığında fan gücünün seçiminde önem arz etmektedir. Akışkan hava yerine suyla da deneyler yapılarak karşılaştırmalar yapılabilir. Tüm önerilen bu çalışmaların yapılması ile literatüre yeni veriler kazandırılmış olacaktır.

KAYNAKLAR

- Akyol, Akyol, U., 1998. Kanatlı Yüzeylede Isı Transferinin İncelenmesi. Y. Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Babus'haq, R. F., Probert S. D., and Taylor, C. R., 1993. Heat Transfer Effectiveness of Shrouded, Rectangular Fin Arrays, *Applied Energy*, 46, 99-112.
- Byon, C., 2015. Heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks subject to an impinging jet under fixed pumping power. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 1056-1060.
- Çengel, Y. A., 2011. Isı ve Kütle Transferi Pratik Bir Yaklaşım. İzmir, 879, Türkiye.
- Chao, C. H., and Li, J. M., 1998. Foam-metal heat sinks for thermal enhanced BGA package applications. In 11th International Symposium on Transport Phenomena ISTP-II23-29.
- Chao, C. H., and Li, J. M., 1998. Foam-metal heat sinks for thermal enhanced BGA package applications. In 11th International Symposium on Transport Phenomena ISTP-II. 23-29.
- Chumpia, A. and K. Hooman, 2015. Performance evaluation of tubular aluminum foam heat exchangers in single row arrays. *Applied Thermal Engineering*, 83, 121-130.
- De Schampheleire, S., De Jaeger, P., Reynders, R., De Kerpel, K., Ameel, B., T'Joel, C., Huisseune, H., Lecompte, S., Paepe, M. D., 2013. Experimental study of buoyancy-driven flow in open-cell aluminium foam heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 59 (1-2), 30-40.
- Doğan, A. ve Ö. Bahadır, 2014. Alüminyum Köpük Isı Alıcılardan Taşınım İle Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 29 (1).
- Dogan, A., Sivrioglu, M., ve Baskaya, S., 2006. Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (15-16), 2652-2662.
- Dukhan, N. and K. C. Chen, 2007. Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(2), 624-631.
- Dukhan, N., Pablo D. Quiñones-Ramos, Edmundo Cruz-Ruiz, Miguel Vélez-Reyes, Elaine P. Scott, 2005. One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (25-26), 5112-5120.
- Feng, S. S., J.J. Kuang, T. Wen, T.J. Lu, K. Ichimiya, 2014. An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 1063-1074.
- Hetsroni, G., M. Gurevich, R. Rozenblit, 2005. Metal foam heat sink for transmission window. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (18), 3793-3803.
- Hong, S. T. and D. R. Herling, 2006. Open-cell aluminum foams filled with phase change materials as compact heat sinks. *Scripta Materialia*, 55 (10), 887-890.

- Hsieh, W. H., Wu, J. Y., Shih, W. H., and Chiu, W. C. 2004. Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (23), 5149-5157.
- Izadpanah, M. R., Müller-Steinhagen, M. Jamialahmadi, 1998. Experimental and theoretical studies of convective heat transfer in a cylindrical porous medium. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19 (6), 629-635.
- Jeng, T. M., Tzeng, S. C., and Huang, X. Y., 2012. Numerical study of impinging cooling of a porous block under a straightening or non-straightening jet flow. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications*, 61 (7), 502-526.
- Jeng, T. M., Tzeng, S. C., and Liu, T. C., 2008. Heat transfer behavior in a rotating aluminum foam heat sink with a circular impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(5-6), 1205-1215.
- Jeng, T. M., Tzeng, S. C., Su, H. M., Hsiao, C. S., and Wei, Y. C., 2013. Heat transfer characteristics of a rotating Al-foam cylinder under the confined/unconfined impinging jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 66, 71-81.
- Kakaç, S., Yener, Y., 1995. *Convective Heat Transfer*, Second Edition, CRC Press, 253p, New York, USA.
- Kim, S. Y., Lee, M. H., and Lee, K. S., 2005. Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement. *Ieee Transactions on Components and Packaging Technologies*, 28 (1), 142-148.
- Kim, S. Y., Paek, J. W., and Kang, B. H., 2003. Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling. *Ieee Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26 (1), 262-267.
- Kurtbas, I. ve Celik N., 2009. Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (5), 1313-1325.
- Leong, K. C., and Jin, L. W., 2006. Characteristics of oscillating flow through a channel filled with open-cell metal foam. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 (1), 144-153.
- Li, H. Y. and K. C. Leong, 2011. Experimental and numerical study of single and two-phase flow and heat transfer in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (23-24), 4904-4912.
- Mancin, S., Zilio, C., Rossetto, L., and Cavallini, A., 2012. Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams. *Applied Thermal Engineering*, 49, 55-60.
- Özışık, M., N., 1985. *Heat Transfer a Basic Approach*, McGraw-Hill, International edition, 317p, New York, USA
- Sertkaya, A. A. 2013. Metal Köpük Isı Değiştiriciler, *Mühendis ve Makina*, cilt 54 (646), 22-26.
- Shih, W. H., Chiu, W. C., and Hsieh, W. H., 2006. Height effect on heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, 128 (6), 530-537.
- Solmus, I., 2015. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of a block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel. *Applied Thermal Engineering*, 78, 605-615.

Yakkatelli, R., Wu, Q., H., Fleischer, A. S., 2010. A visualization study of the flow dynamics of a single round jet impinging on porous media. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(8), 1008-1015.



ÖZGEÇMİŞ

1985 Amasya'da doğdu. 2008 Elazığ Fırat Üniversitesinde Lisans Eğitimini tamamladı. 2006 yılından beri Atatürk Üniversitesi Erzurum Meslek Yüksek Okulu Motorlu Araçlar Ulaştırma Bölümü ve Makine ve Metal Teknoloji Bölümünde çalışmaktadır. Evli ve 2 çocuk babasıdır.

