

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇAPRAZ AKIŞ ETKİSİNDEKİ ÇARPAN
JET İLE SOĞUTULMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Mehmet SAĞLAM

EKİM 2024

TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇAPRAZ AKIŞ ETKİSİNDEKİ ÇARPAN
JET İLE SOĞUTULMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Mehmet SAĞLAM

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
"DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 18 / 09 / 2024

Tezin Savunma Tarihi : 28 /10 / 2024

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN

Trabzon 2024

ÖNSÖZ

“Elektronik Bileşenlerin Çapraz Akış Etkisindeki Çarpan Jet ile Soğutulmasının Deneysel İncelenmesi” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Programı’nda hazırlanmıştır.

Tez çalışmam boyunca hiçbir desteğini esirgemeyen ve bilim insanı olma yolundaki ilk adımlarımı atarken kıymetli bilgileriyle ve tecrübesiyle yolumu aydınlatan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Orhan AYDIN’a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, yapıcı eleştirileri ve önerileri ile tezime büyük katkıları bulunan saygıdeğer hocam Sayın Prof. Dr. Mete AVCI’ya, Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI’ya, Prof. Dr. Bülent ÖZTÜRK’e, eğitim öğretim hayatımda katkısı olan tüm hocalarıma ve ortak olarak çalışmalar yürüttüğümüz ve tez çalışması süresinde de hiçbir yardımdan kaçınmayan arkadaşlarım Doç. Dr. Buğra SARPER’e, Arş. Gör. Ayşe CANDAN CANDERE’ye ve Dr. Öğr. Üyesi Ayşe Nur ALTUNKAYA’ya teşekkür ederim.

Tez çalışması sürecinde bana desteklerini esirgemeyen Makina Mühendisliği Bölümü’ndeki tüm değerli hocalarıma ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, doğduğum günden beri elimi hiç bırakmayan, hayatım boyunca aldığım tüm kararlarda bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım ve her kararında arkamda olan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve bugünlere gelmemde en büyük paya sahip olan annem Fatma SAĞLAM ve babam Aydın SAĞLAM’a, kardeşlerim Mahmut, Mediha ve Melek SAĞLAM’a teşekkür eder, minnettarlığımı sunarım.

Bu tez çalışmasının bundan sonraki çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Mehmet SAĞLAM

Trabzon 2024

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Elektronik Bileşenlerin Çapraz Akış Etkisindeki Çarpan Jet ile Soğutulmasının Deneysel İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 28/10/2024

Mehmet SAĞLAM

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XVI
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XVII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Elektronik Soğutma Yöntemleri.....	2
1.2. Çarpan Jetler.....	5
1.2.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Isıl Karakteristikleri.....	5
1.2.2. Çarpan Jetlerin Sınıflandırılması	7
1.3. Literatür Araştırması	8
1.3.1. Çapraz Akışın Çarpan Jet Isıl Performansına Etkisi	8
1.3.2. Hedef Yüzey-Lüle Uzaklığının Isı Transferine Etkisi	12
1.3.3. Lüle Geometrisinin Akış ve Isı Transferi Üzerine Etkisi.....	13
1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı	17
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	19
2.1. Deneysel İnceleme	20
2.1.1. Test Bölgesi.....	20
2.1.2. Yardımcı Sistemler	23
2.1.3. Ölçüm Sistemleri.....	26
2.1.4. Kızılötesi Termografi ve Yüzey Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi	27
2.1.5. Belirsizlik Analizi	31
3. BULGULAR VE İRDELEME	32
3.1. Lüle geometrisi ve En/Boy (AR) Oranının Farklı Hız Oranlarında Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi.....	32
3.2. H/D Oranının Farklı Hız Oranlarında Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi.....	54

4. SONUÇLAR.....	110
5. ÖNERİLER.....	112
6. KAYNAKLAR	113
ÖZGEÇMİŞ	



Doktora Tezi

ÖZET

ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇAPRAZ AKIŞ ETKİSİNDEKİ ÇARPAN JET İLE SOĞUTULMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Mehmet SAĞLAM

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2024, 118 Sayfa

Çarpan jetler; metallerin tavlama, gaz türbin kanatlarının soğutulması ve yoğun işlem kapasitesine sahip yüksek miktarda ısı üreten elektronik sistemlerin soğutulması gibi çeşitli uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Farklı ısı yüklerine sahip birçok bileşeni üzerinde barındıran elektronik baskı devre kartlarının uzun süre güvenli bir şekilde çalışabilmeleri için elektronik bileşenlerin uygun bir yöntemle soğutulması gerekmektedir. Yüksek ısı üreten bileşenlerin bölgesel olarak çarpan jetler ile diğer bileşenlerin ise kanal akışı (çapraz akış) ile soğutulması konvansiyonel kanal akışı ile soğutmaya alternatif olarak önerilmektedir. Bu tez kapsamında, elektronik bir bileşenin havanın sınırlandırılmış türbülanslı çarpan jet akışı ve kanal çapraz akış ile soğutulması durumunda, farklı jet lüle geometrileri, lüle en-boy oranları, jet/çapraz akış hız oranları ve jet-hedef bileşen mesafeleri için deneysel incelemeler gerçekleştirilmiştir. İlgili parametrelerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri irdelenerek sunulmuştur. Çarpan jetlerin konvansiyonel kanal akışına kıyasla daha iyi soğutma performansı sağladığı, hız oranının 5 değerinden küçük olduğu durumlarda çapraz akışın jet akış gelişimini etkilediği görülmüştür. Lüle geometrisinde yapılan değişimlerin hedef yüzeydeki ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve düşük AR değerlerine sahip lülelerin daha az sapma göstermelerinden ötürü aynı şartlar altındaki dairesel lüleye kıyasla %20-%50 oranında ısı transferini iyileştirdiği bulgusuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çarpan jet, çapraz akış, elektronik soğutma, lüle geometrisi

PhD. Thesis

SUMMARY

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ELECTRONICS COOLING WITH IMPINGING JET AND CROSSFLOW

Mehmet SAGLAM

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr. Orhan AYDN
2024, 118 Pages

Impinging jets are frequently used in various applications such as annealing of metals, cooling of gas turbine blades and cooling of electronic systems that produce high amounts of heat. Electronic printed circuit boards contain multiple parts with different thermal loads and to ensure long-term safe operation, it is crucial to cool the electronic components with an appropriate cooling method. Cooling of high heat dissipating components with local impinging jets and cooling of other components with channel flow (crossflow) is an alternative to conventional channel flow cooling. Within the scope of this thesis, experimental investigations have been carried out for different jet nozzle geometries, nozzle aspect ratios, jet/crossflow velocity ratios and jet to target component distances for electronics cooling with confined turbulent impinging air jet and crossflow. The effects of the described parameters on the flow and heat transfer are examined and presented. It is observed that impinging jets provide better cooling performance compared to conventional channel flow, and crossflow affects jet flow development when the velocity ratio is less than 5. It is found that changes in the nozzle geometry are effective on the heat transfer from the target surface and nozzles with low AR values improve heat transfer by 20% - 50% compared to circular nozzles under the same conditions due to lesser deflection.

Key Words: Electronics cooling, impinging jet, crossflow, nozzle geometry

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. İşlemci kapasitelerinin yıllara göre değişimi (Zhang vd., 2021).....	2
Şekil 2. Yaygın kullanılan ısıl yönetim metotlarının sınıflandırılması (Zhang vd.,2021).....	2
Şekil 3. Farklı soğutma metotlarına ait soğutma kapasiteleri (Zhang vd.,2021)	4
Şekil 4. Sınırlandırılmış çarpan jete ait bölgeler ve hidrodinamik karakteristikleri	6
Şekil 5. Problemin şematik gösterimi (a) ve bir bileşen etrafındaki akış yapıları (b) (Masip vd., 2020)	19
Şekil 6. Döner üst plaka tasarımı ve montajı	20
Şekil 7. Benzetim elektronik bileşeninin tasarımı	21
Şekil 8. Elektronik bileşenin üretim aşamaları	22
Şekil 9. Daralma konisi geometrisi	23
Şekil 10. Daralma konisi ve akış düzleştiriciler.....	24
Şekil 11. Kanal içerisinde elde edilen hız dağılımı.....	24
Şekil 12. Jet akış düzenleme ve kontrol sistemi	25
Şekil 13. Termal kamera taşıyıcı sistemi	25
Şekil 14. Deney düzeneği ve ölçüm sistemleri	26
Şekil 15. Kızılötesi pencereye ait dalga boyu-geçirgenlik grafiği (URL-1).....	27
Şekil 16. Kızılötesi termografi görüntüleme sistemi	28
Şekil 17. Sayısal ikize ait model ve ağ yapısı	29
Şekil 18. Yerel ısı akısının belirlenmesi işlem adımları	29
Şekil 19. Sensör doğrulama sistemi: Basınç ölçümü	30
Şekil 20. Sürtünme faktörünün (a) ve yerel Nusselt sayısının (b) literatürle karşılaştırılması.....	30
Şekil 21. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 2.5$, $H/D = 3$)	34
Şekil 22. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 3$, $H/D = 3$)	35
Şekil 23. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 4$, $H/D = 3$)	36
Şekil 24. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$, $H/D = 3$)	37

Şekil 25.	Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 6$, $H/D = 3$)	38
Şekil 26.	Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 8$, $H/D = 3$)	39
Şekil 27.	Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$, $H/D = 3$)	40
Şekil 28.	EAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	41
Şekil 29.	EAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	42
Şekil 30.	EAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	43
Şekil 31.	EAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	43
Şekil 32.	Dairesel lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	44
Şekil 33.	Dairesel lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	44
Şekil 34.	EAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	45
Şekil 35.	EAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	45
Şekil 36.	EAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	46
Şekil 37.	EAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	46
Şekil 38.	RAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	47
Şekil 39.	RAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	48
Şekil 40.	RAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	48
Şekil 41.	RAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	49
Şekil 42.	Kare lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	49
Şekil 43.	Kare lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi.....	50
Şekil 44.	RAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi.....	50

Şekil 45.	RAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi.....	51
Şekil 46.	RAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi.....	51
Şekil 47.	RAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi.....	52
Şekil 48.	Ortalama Nusselt sayısının oval lüleler için V_r ile değişimi	53
Şekil 49.	Ortalama Nusselt sayısının köşeli lüleler için V_r ile değişimi	53
Şekil 50.	Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r=2.5$)	56
Şekil 51.	Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 2.5$)	57
Şekil 52.	Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$)	58
Şekil 53.	Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$)	59
Şekil 54.	Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 8$)	60
Şekil 55.	Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 8$)	61
Şekil 56.	Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$)	62
Şekil 57.	Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$)	63
Şekil 58.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$).....	65
Şekil 59.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$).....	65
Şekil 60.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$)	66
Şekil 61.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$).....	66
Şekil 62.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$).....	67
Şekil 63.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$).....	67
Şekil 64.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$)	68
Şekil 65.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$).....	68

Şekil 66.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$).....	69
Şekil 67.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$).....	69
Şekil 68.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$)	70
Şekil 69.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$).....	70
Şekil 70.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$).....	71
Şekil 71.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$).....	71
Şekil 72.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$)	72
Şekil 73.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$).....	72
Şekil 74.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$).....	74
Şekil 75.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$).....	74
Şekil 76.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$)	75
Şekil 77.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$).....	75
Şekil 78.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$).....	76
Şekil 79.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$).....	76
Şekil 80.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$)	77
Şekil 81.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$).....	77
Şekil 82.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$).....	78
Şekil 83.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$).....	78
Şekil 84.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$)	79
Şekil 85.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$).....	79

Şekil 86.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$).....	80
Şekil 87.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$).....	80
Şekil 88.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$).....	81
Şekil 89.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$).....	81
Şekil 90.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$).....	82
Şekil 91.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$).....	83
Şekil 92.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$).....	83
Şekil 93.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$).....	84
Şekil 94.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$).....	84
Şekil 95.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$).....	85
Şekil 96.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$).....	85
Şekil 97.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$).....	86
Şekil 98.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$).....	86
Şekil 99.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$).....	87
Şekil 100.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$).....	87
Şekil 101.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$).....	88
Şekil 102.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=6$).....	88
Şekil 103.	Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=6$).....	89
Şekil 104.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=6$).....	89
Şekil 105.	Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=6$).....	90

Şekil 106. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$).....	91
Şekil 107. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$).....	91
Şekil 108. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$).....	92
Şekil 109. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$).....	92
Şekil 110. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=4$).....	93
Şekil 111. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=4$).....	93
Şekil 112. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=4$).....	94
Şekil 113. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=4$).....	94
Şekil 114. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$).....	95
Şekil 115. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$).....	95
Şekil 116. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$).....	96
Şekil 117. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$).....	96
Şekil 118. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$).....	97
Şekil 119. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$).....	97
Şekil 120. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$).....	98
Şekil 121. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$).....	98
Şekil 122. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=3$).....	100
Şekil 123. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=4$).....	101
Şekil 124. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=5$).....	103
Şekil 125. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=6$).....	104

Şekil 126. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=3$)	106
Şekil 127. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=4$)	107
Şekil 128. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=5$)	108
Şekil 129. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=6$)	109



TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Çapraz akışın ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti.....	9
Tablo 2. Çapraz kanal akışının ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti.....	11
Tablo 3. Lüle geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti	15
Tablo 4. Lüle çıkışındaki pasif yapıların ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti	17
Tablo 5. Deneysel inceleme parametreleri.....	19



SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan [m^2]
AR	: En/Boy oranı
D	: Eşdeğer lüle çapı [m]
f	: Darcy sürtünme faktörü
H	: Hedef yüzey-lüle uzaklığı [m]
h	: Yükseklik [m]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m^2k]
I	: Akım [A]
K	: Kayıp katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
l	: Uzunluk [m]
$\dot{m}$	: Kütleli debi [kg/s]
Nu	: Yerel Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	: Ortalama Nusselt sayısı
P_t	: Toplam basınç [Pa]
Q	: Isı yükü [W]
q''	: Yüzey ısı akısı [W/m^2]
Re	: Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık [$^{\circ}C$]
t	: Kalınlık [m]
U_j	: Jet akış hızı [m/s]
U_c	: Çapraz akış hızı [m/s]
V	: Gerilim [V]
V_r	: Hız oranı
$\dot{W}$	: Pompalama gücü [W]
W	: Genişlik [m]
x,y	: Kartezyen koordinatlar [m]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
ν	: Kinematik viskozite [m^2/s]

Den	: Deneysel
Say	: Sayısal
<i>al</i>	: Alüminyum
<i>c</i>	: Kanal
<i>ep</i>	: Epoksi
<i>j</i>	: Jet
<i>ref</i>	: Referans

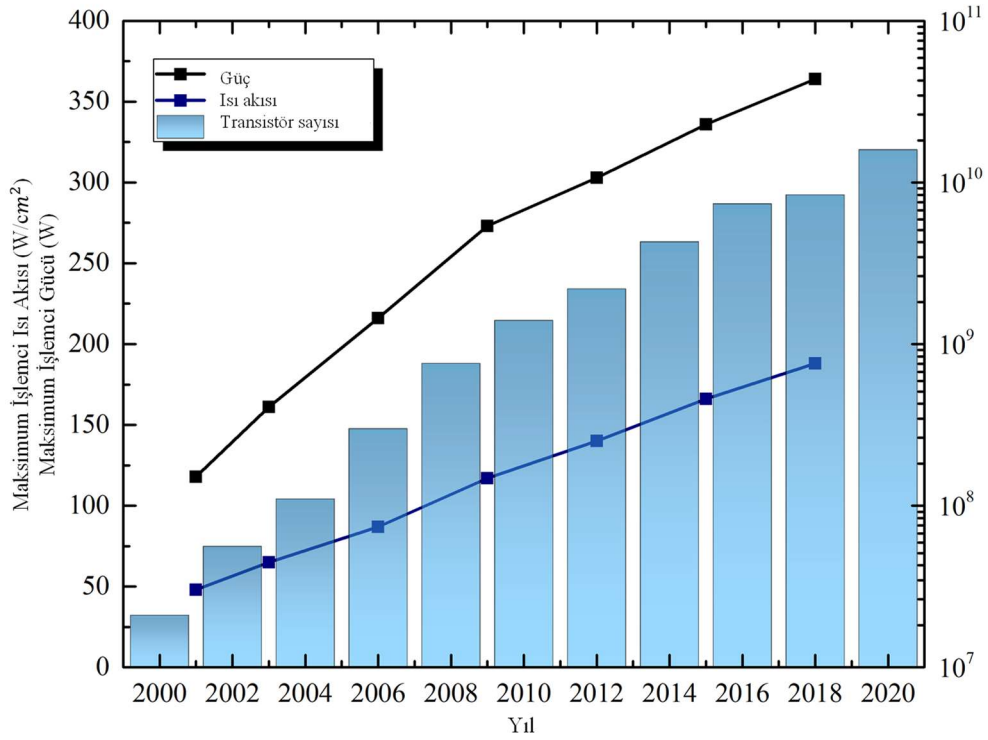


1. GENEL BİLGİLER

Günümüz teknolojisinde, insan yaşamını kolaylaştırmak amacıyla günden güne yeni buluşlar ortaya çıkarılmaktadır. Özellikle elektronik endüstrisinde çığır açıcı gelişmelerin yaşanması ve bu gelişmeler sonucunda ortaya çıkan yeni teknolojilerin bireysel kullanımının yaygınlaşması (örn. yapay zekâ, otonom sürüş), bireylerin dijital dünya ile entegrasyonunu hızlandırmıştır. Bu durum sonucunda, akıllı telefonlar, tablet bilgisayarlar, akıllı ev aletleri ve otonom elektrikli araçlar gibi sistemlerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Bahsedilen akıllı sistemlerin kesintisiz olarak fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri içlerinde bulunan veri toplayıcı sensörlerin ve sensörler yardımıyla elde edilen verileri işleyerek sistemi kontrol eden işlemcilerin düzgün şekilde çalışmalarına bağlıdır. Bu durum elektronik bileşenlerin ömürlerini azaltacak veya bozulmalarına neden olabilecek faktörleri minimize edecek önlemlerin alınmasını gerekli kılmaktadır.

Elektronik cihazlarda meydana gelen fonksiyonel hatalar ve arızaların temel sebepleri göz önüne alındığında (nem, titreşim, kir, sıcaklık), sıcaklığın en önemli etkiye sahip olduğu bilinmektedir. Verimlerinin çok yüksek olmasına karşın elektronik bileşene verilen enerjinin bir kısmının ısı olarak açığa çıkması çevresel etkilerden bağımsız olarak bileşen üzerinde bir ısıl yüklemeye sebep olmaktadır. Bu ısı bileşenden uzaklaştırılmadığı takdirde bileşen performansında kayıplar oluşacak ve bileşen sıcaklığının güvenli seviyeyi aşması durumunda ise cihaz kullanılamaz duruma gelecektir.

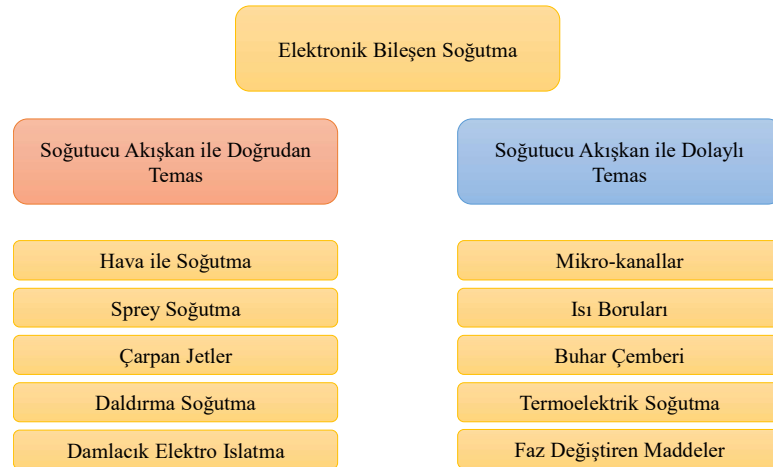
Günümüzde yüksek işlem kapasitelerine sahip hem enerji hem de boyut açısından daha verimli elektronik bileşenler ve cihazlar tasarlanmakta ve üretilmektedir. Elektronik bileşenlerdeki bu minyatürleşme ve artan işlem gücü (transistör sayısı), yüzey ısı akılarındaki muazzam artışı da beraberinde getirmiştir. Şekil 1’de yıllara göre işlemci ısı yük değerlerinin ve transistör sayılarının değişimi verilmiştir. Yaşanan bu gelişmeler performans, güvenlik, sürdürülebilirlik, konfor, maliyet gibi konular göz önüne alındığında elektronik cihazlarda etkin ısı yönetim sistemlerini zorunlu kılmaktadır. Bu yöntemlerden en yaygın olanları genel hatlarıyla bir sonraki kısımda verilmiştir.



Şekil 1. İşlemci kapasitelerinin yıllara göre değişimi (Zhang vd., 2021)

1.1. Elektronik Soğutma Yöntemleri

Elektronik bileşenlerin soğutulması için kullanılan yöntemler genel olarak aktif ve pasif yöntemler olarak ikiye ayrılmasına karşın soğutma için kullanılan akışkanın doğrudan bileşen ile temasının olup olmaması şeklinde de gruplandırılabilir (Zhang vd., 2021). Şekil 2’de bu gruplandırma ilgili yöntemler için gösterilmiştir.



Şekil 2. Yaygın kullanılan ısı yönetim metodlarının sınıflandırılması (Zhang vd., 2021)

Hava ile soğutma, elektronik soğutma söz konusu olduğunda diğer yöntemlere göre ekonomik ve sade olması sebebiyle en çok tercih edilen yöntemdir. Özellikle doğal taşınım düşük ısı yüküne sahip elektronik bileşenlerin soğutulmasında yaygın şekilde kullanılmaktadır. Doğal taşınımın yeterli olmadığı durumlarda fan kullanılarak oluşturulan zorlanmış taşınım da yaygın olarak tercih edilmektedir. Her iki uygulamada da bileşen ısı transfer yüzey alanını arttırmak için ısı yayıcılar ile kullanılırlar da ısı bir soğutucu akışkana iletildiğinden dolayı hava ile soğutma, soğutucu akışkan ile doğrudan temas sağlayan sistemler altında sınıflandırılmıştır.

Sprey soğutma, yüksek güçlü elektronik bileşenlerin soğutulması amacıyla yüksek basınç altında dar bir nozuldaki geçen soğutucu sıvının minik damlacıklara ayrılarak bileşen yüzeyine çarpması ile ısı yönetim sağlanan bir yöntemdir. Yüzeye çarpan damlacıkların buharlaşması ile çok yüksek miktarda ısı süpürülebilir.

Tez kapsamında incelenen çarpan jetler ile soğutma, endüstride yaygın olarak kullanılan güç elektroniği soğutma yöntemlerindendir (Zhang vd., 2021). Sprey soğutmaya benzer olmasına rağmen damlacık oluşması gibi bir durum söz konusu değildir. Isı süpürme kapasitesi ileriki kısımlarda ayrıntılı şekilde verilecek birçok parametreye bağlı olmakla beraber akış yapısı oldukça karmaşıktır.

Etkin ısı yönetim sistemlerinden birisi olan daldırma soğutma elektriksel iletkenliği çok zayıf olan ısı iletkenliği yüksek bir sıvı içerisine elektronik bileşenlerin daldırılması prensibiyle çalışmaktadır. Özellikle, veri merkezlerinin ve sunucuların ısı yönetimi için tercih edilmektedirler.

Elektro-ıslatma yüzey üzerindeki damlacıklara (temas açılara vb.) elektrik alan müdahalesi prensibi ile çalışmaktadır. Hızlı tepki vermesi, sıcak nokta imhası ve düşük enerji tüketimi yöntemi cazip hale getirmektedir.

Soğutucu akışkan ile dolaylı temas sağlayan sistemlerde, bileşen üzerinden alınan ısı dış ortama ayrı bir ısı alıcı ile atılmaktadır. Şekil 2’de verilen yöntemler bileşen ile ısı alıcı arasında taşıyıcı görevi görürler. Dolayısıyla bahsedilen sistemlerin performansı ısıyı dış ortama verecek ısı alıcı sistemin performansına da bağlıdır.

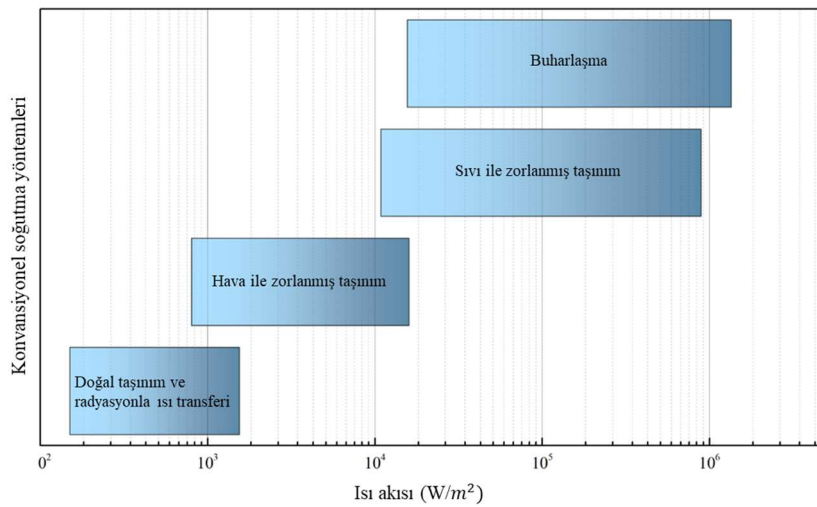
Mikrokanallar ile soğutma, isminden de anlaşılacağı üzere mikro boyuttaki kanallardan oluşan bir ısı alıcı içerisinden geçirilen soğutma sıvısı ile bileşen yüzeyindeki ısının alınması prensibine dayanmaktadır. Faz değişimi söz konusu olduğunda çok yüksek yüzey ısı akılarına çıkılabilmektedir.

Isı boruları, iki fazlı sistemler olup özellikle bilgisayarlar işlemcilerinin soğutulmasında aktif olarak kullanılan sistemlerdendir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasında sürekli sıvı ve buhar faz değişim döngüsünde olan akışkan, ısı borusunun ısıl direncini aynı malzemeden imal edilmiş eş boyutlardaki bir borudan çok daha düşük değerlere çekebilmektedir. Isı borularının ısıl dirençleri yerçekimine göre konumlandırılması, akışkan doluluk oranı, kullanılan akışkan tipi gibi farklı parametrelere bağlıdır. Buhar çemberleri de ısı boruları gibi iki fazlı sistemler olup benzer prensip ile çalışmaktadırlar.

Diğer yöntemlerden farklı olarak termoelektrik soğutucular Peltier etkisinden yararlanarak elektrik enerjisiyle ısıyı termoelektrik soğutucunun bir yüzeyinden alıp diğer yüzeyinden verebilen soğutma sistemleridir. İçlerinde herhangi bir akışkan bulunmadığından, çevreye zararlı kirletici yaymazlar, sessiz ve güvenilirlerdir.

Faz değiştiren maddeler (FDM) kullanılan soğutma sistemleri, belirli sıcaklık aralıklarında gerçekleşen faz değişimi sırasında (genellikle katı-sıvı arası) ısı enerjisinin alınıp depolanması neticesinde çalışmaktadırlar. FDM'lerin düşük ısı iletim katsayılarına sahip olmaları en büyük dezavantajları olarak gösterilmekte olup farklı yapılar içerisinde kullanılarak (grafit/metal matris, farklı kanatçıklara sahip ısı alıcıları) daha etkin soğutma performansı elde edilebilmektedir.

Yukarıda bahsedilen soğutma uygulamalarının ısı transfer performansı açısından birbirleriyle kıyaslanabilmeleri için farklı akışkanların ve ısı transfer mekanizmalarının kullanımıyla süpürülebilecek yüzey ısı akıları Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. Farklı soğutma metotlarına ait soğutma kapasiteleri (Zhang vd.,2021)

Yukarıda özet olarak bahsedilen ve elektronik sistemlerin soğutulmasında yaygın olarak kullanılan yöntemlere ait daha kapsamlı bilgiler Zhang vd. (2021) tarafından yapılan çalışmada detaylı olarak verilmiştir.

1.2. Çarpan Jetler

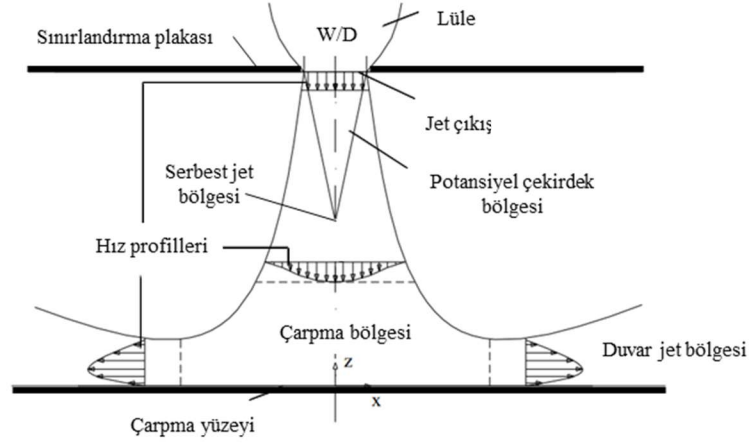
Çarpan jetler, türbin kanatlarının soğutulması, elektronik soğutma, metallerin ısı işleme tabii tutulması, kurutma işlemleri gibi birçok endüstriyel alanda kullanılmaktadır. Özellikle sahip oldukları yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri sebebiyle ısı transferi alanında çalışan araştırmacılar tarafından ilgi gören konulardan biridir. Çarpan jetlerin akış ve ısı transfer karakteristiklerinin karmaşık olması çarpan jetler konusunda optimum tasarım ve performans verilerinin elde edilmesi için detaylı incelemeler yapılmasını gerekli kılmaktadır.

Uygulamada tek jet veya çoklu sıralı jetler şeklinde kullanılan çarpan jetler; dairesel, dikdörtgen kesitli veya farklı geometrilere sahip şekillerde lüleler ile hedef yüzeye üflenebilirler. Üfleme açısının dik veya açılı olması durumu ve hedef yüzey özellikleri de önemli birer parametre olarak görülmektedir. Hedef yüzeye çarpan jetin, yüzeye paralel akışa göre daha ince sınır tabaka oluşturması ve bunun sonucunda daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edilmesi, çarpan jetleri konvansiyonel hava ile soğutma yöntemlerine göre üstün kılmaktadır. Bakım kolaylığı, düşük maliyet, soğutucu akışkana ulaşım, yüksek güvenilirlik gibi başlıklar çarpan jetler kullanılarak yüksek güçlü elektronik bileşenlerin ısıl yönetimini cazip kılmaktadırlar. Uygulamada optimum performansı sağlayabilmek için yukarıda bahsedilen parametreler göz önüne alınarak farklı çalışmalar yapılmış olup ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik araştırmalar güncelliğini korumaktadır. Özellikle çoklu çarpan jet uygulamalarında karşılaşılan, üst akım bölgesinden gelen akışın jet akışını saptırması çözülmesi gereken önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır.

1.2.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Isıl Karakteristikleri

Çarpan jetler ile soğutma söz konusu olduğunda, tek jet veya çoklu jetler şeklinde iki konfigürasyon ortaya çıkmaktadır. Tek çarpan jet, jetler arası etkileşimin akış yapısını daha karmaşık hale getirdiği çoklu jetlere göre daha sade bir akış yapısına sahiptir. Bir hedef yüzeyden belirli bir uzaklığa yerleştirilen lüleden üflenen havanın, hedef yüzeye çarpması sonucunda oluşan akış yapısı Şekil 4'te verilmiştir. Oluşan akış alanı; serbest jet bölgesi

(free jet zone), durma bölgesi (stagnation zone) ve duvar jet bölgesi (wall jet region) olarak üç farklı bölgeye ayrılmaktadır.



Şekil 4. Sınırlandırılmış çarpan jete ait bölgeler ve hidrodinamik karakteristikleri

Serbest Jet Bölgesi: Lüle çıkışından itibaren çarpma yüzeyinden etkilenmeyecek kadar uzakta olan akış bölgesi serbest jet bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Lüle ile çarpma yüzeyi arasında yeterli mesafe bulunması durumunda bu bölge; potansiyel çekirdek, gelişme bölgesi ve tam gelişmiş bölge olarak üç alt bölgeye ayrılmaktadır. Lüle çıkışındaki akış özelliklerini koruyan (hız, türbülans şiddeti) potansiyel çekirdek bölgesi, jet akışı ve durgun çevre akışkanı arasında meydana gelen momentum aktarımı sonucunda girişteki akış özelliklerini kaybetmektedir. Bu durum çarpma yüzeyine doğru jetin radyal yönde genişlemesine ve momentum aktarımı nedeniyle jet hızında ve hız profilinde girişe göre farklılaşmalara neden olmaktadır. Potansiyel çekirdek uzunluğunun lüle şekli, lüle çıkışındaki hız profili, türbülans şiddeti, jet Reynolds sayısı ve çalışma koşulları gibi farklı değişkenlere bağlı olduğu ve genel olarak jet lüle çapının 4 ila 8 katı mertebesinde olduğu literatürde belirtilmiştir.

Durma Bölgesi: Serbest jetin çarpma yüzeyinden etkilendiği bölge durma bölgesi olarak isimlendirilmektedir. Bu bölgede aksel jet hızı azalmakta ve radyal doğrultuda yönelmektedir. Durma noktasında hız sıfır olurken statik basınç maksimum değerine ulaşır. Durma bölgesinde oluşan pozitif basınç gradyanı radyal yönde akışta ivmelenmeye sebep olduğundan, bu bölgede yerel ısı transfer dağılımını etkileyen ince bir sınır tabaka meydana gelmektedir. Literatürde bu bölgenin aksel olarak çarpma yüzeyinden 1 ila 1.5 lüle çapı uzaklıkta başladığı ve radyal olarak lüle çapının 3 katına kadar uzandığı belirtilmiştir.

Duvar Jet Bölgesi: Çarpan jetin eksenel olarak yavaşlaması ve radyal doğrultuya yönlenmesi sonucunda akış çarpma yüzeyine paralel şekilde hareketini sürdürmektedir. Durma bölgesi geçildikten sonra artan akış alanı ve viskoz etkilerden ötürü akış yavaşlamaya, sınır tabaka kalınlaşmaya başlamaktadır.

Tüm akış problemlerinde olduğu üzere Reynolds sayısı çarpan jet akışlarının karakteristiğini belirleyen en önemli parametredir. Lüle çıkışındaki Reynolds sayısına bağlı olarak dairesel kesitli bir jet için dört farklı akış rejimi tanımlanır. Reynolds sayısının 300'den küçük olduğu durumlarda akış yarı laminar, 1000'den küçük olduğu durumlarda akış laminar, 1000 ila 3000 arası değerlerinde yarı türbülanslı, 3000 değerinden büyük olduğu durumlarda ise akış tam türbülanslı olarak sınıflandırılmıştır.

1.2.2. Çarpan Jetlerin Sınıflandırılması

Literatürde çarpan jetler; lüle geometrisine, jet ve ortam akışkanı ile bunlarının sınırlandırılmış olup olmadığına ve kullanılan jet sayısını göre sınıflandırılmaktadır.

Lüle geometrisi jetin çıkış hız profilini ve türbülans şiddetini etkileyen en önemli parametrelerdendir. Dairesel, eliptik, kare ve dikdörtgen geometriler literatürde en çok karşılaşılan geometriler olmasına karşın farklı geometriler üzerine de çalışmalar mevcuttur (Martin ve Buchlin ,2011; Singh vd. 2015).

Jet akışkanı ile çıkış ortamında bulunan akışkanın aynı veya farklı olması durumuna göre daldırılmış (submerged) ve daldırılmamış (unsubmerged) jet olarak iki ayrı sınıflandırma yapılmaktadır. Daldırılmış jetlerde benzer fiziksel özelliklere sahip akışkanlar arasında (ör. hava-hava) bir etkileşim söz konusu olup kararsız bir kayma tabakası mevcuttur ve türbülans üretilir. Daldırılmamış jetlerde ise jet akışkanı ve ortam akışkanı farklı fiziksel özelliklere sahiptir (ör. su-hava).

Sınırlandırılmış çarpan jetlerde jet akışı lüle çıkışını çevreleyen bir plaka ile çarpma yüzeyi arasında sınırlandırılmıştır. Bu iki plaka arasındaki uzaklığın lüle çapına oranı (H/D) sınırlandırma oranı olarak da bilinmekte olup çarpan jetlerin karakteristikleri etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Belirli H/D oranlarında sınırlandırmanın serbest jetlere kıyasla potansiyel çekirdek uzunluğunu arttırdığı ve türbülans şiddetini azalttığı literatürde bildirilmiştir (Fitzgerald ve Garimella,1997). Tam türbülanslı sınırlandırılmış silindirik bir jet için $H/D > 6$ durumunda sınırlandırma plakasının çarpma yüzeyindeki ısı transferi dağılımına etkisinin olmadığı Gao ve Ewing (2006) tarafından ortaya konulmuştur.

Çarpan jetler uygulamadaki ihtiyaca göre tekli jet veya çoklu jetler olarak kullanılabilir. Küçük soğutma yüzeyleri için tek jet yeterli iken daha geniş yüzeyler için çoklu jetler tercih edilmektedir. Çoklu jet uygulamalarında jetler arası etkileşim karmaşık akış yapıları ortaya çıkarmakta (resirkülasyon bölgeleri ve girdaplar), bazı durumlarda jetleri çarpma yüzeyine ulaşmadan saptırabilecek güçlü çapraz akış oluşturabilmektedir.

1.3. Literatür Araştırması

Mevcut literatürde çarpan jetler ile ilgili hidrodinamik ve ısı incelemeler açısından farklı birçok çalışma bulunmaktadır. Hidrodinamik açıdan etkili olan tasarım parametreleri, jetin hızı ve profili, jetin kanal içerisine sınırlandırılması, lüle geometrisi, jetin çarpma düzlemi ile yaptığı açı ve uzaklığı, çarpma yüzeyindeki düzenlemeler ve türbülans üreteçlerin kullanılması olarak sıralanabilir (Sexton, 2017; Sexton vd. 2018). Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, bir veya birden fazla, farklı geometrik şekillere sahip (dairesel, dikdörtgen, eliptik) ve farklı konumlardaki (sıralı, şaşırtmalı) jetlerin, hedef yüzey ve birbirleri ile olan etkileşimlerinin geniş bir parametre aralığında ele alındığı görülmüştür. Tez kapsamında gerçekleştirilmesi planlanan araştırmalar açısından önemli olduğu düşünülen çalışmalar ayrı başlıklar halinde özet olarak aşağıda verilmiştir.

1.3.1. Çapraz Akışın Çarpan Jet Isıl Performansına Etkisi

Çok sayıda jetin hedef yüzeyden saptıktan sonra çıkışa yönlenmesi sonucu oluşan kullanılmış hava (spent air) ve jet akışından bağımsız serbest kanal akışının çapraz akışın temel iki kaynağı olduğu çarpan jetler üzerine yapılan incelemelerde görülmektedir (Weigand ve Spring, 2011). Türbin kanatları gibi görece geniş yüzeylerin soğutulması amacıyla çok sayıda sınırlandırılmış jetin, hedef plakaya çarptıktan sonra üst akım bölgesinden alt akım bölgesine hareketi sonucunda oluşan çapraz akışın ısı transferi üzerine etkileri literatürde yaygın şekilde çalışılmış olup ısı transferi performansını artırmaya yönelik çalışmalar güncelliğini korumaktadır.

Sınırlandırılmış çoklu çarpan jetlerin ısıl performansını etkileyen; jet sayısı ve dizilimleri, lüle çapı, hedef yüzey uzaklığı gibi parametreler farklı Reynolds sayılarında Kercher ve Tabakof (1970), Metzger and Kostad (1972), Florschuetz vd. (1980) tarafından deneysel olarak incelenmiş ve ısı transferiyle ilgili bağıntılar ortaya konulmuştur.

Bahsedilen çalışmalarda genel olarak çapraz akışın hedef yüzeydeki ısı transferini olumsuz etkilediği bildirilmiştir. Hedef yüzey üzerine açılan deliklerin/oyukların çapraz akışa ve yüzeydeki ısı transferine etkilerini Rhee vd. (2003), Kanokjaruvijit ve Martinez (2005), Xing ve Weigand (2010) incelemişler, hedef yüzeydeki ısı transferi performansına ait bulguları detaylı şekilde sunmuşlardır. Çarpan jetlerin birbirleriyle olan etkileşimlerini azaltmak ve yüzey ısı transferini iyileştirmek için Rady ve Arquis (2006), Hong vd. (2006) sınırlandırma plakası ve hedef yüzey üzerine çıkıntı/kanatçık eklemişlerdir. Yapılan düzenlemelerle çapraz akış etkisinin azaltılabildiği bulgusuna varmışlardır. Tepe vd. (2019) üst akım bölgesinden çapraz akışın (spent air) diğer jetler üzerindeki etkisini azaltmak için lüleleri çarpma yüzeyine doğru uzatmışlar ve çarpma yüzeyine dik çıkıntılar eklemişlerdir. Isı transferi açısından H/D oranının 3-4 olduğu durumların en iyi sonucu verdiğini, eklenen çıkıntıların yüzeydeki ısı transferini daha homojen hale getirdiğini bildirmişlerdir. Sarper (2024) hedef yüzeye doğru uzatılan jet lüleleri için farklı uzatma konfigürasyonların termo-hidrolik performansını sayısal olarak incelemiş ve sabit uzatma oranının 2 değerinde en iyi sonucun elde edildiğini vurgulamıştır.

Bahsedilen çalışmalara ait incelenen önemli parametreler Tablo 1’de verilmiştir. Tez kapsamında yapılacak incelemelere paralellik gösteren çalışmalara daha detaylı yer vermek adına çoklu çarpan jetlerle ilgili literatür kısıtlı tutulmuştur.

Tablo 1. Çapraz akışın ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti

Yazar(lar)	Den. (D) Say. (S)	Değişken(ler)	Jet Yapılandırması
Kercher ve Tabakof (1970)	D	$300 \leq Re \leq 30000$ Hava $1 \leq H/D \leq 4.8$	Sınırlandırılmış, çoklu, dairesele çarpan jet
Metzger and Kostad (1972)	D	$2000 \leq Re \leq 6000$ Hava $2 \leq H/D \leq 6.7, 1 \leq m_r \leq 3$	Sınırlandırılmış, çoklu, dairesele çarpan jet
Florschuetz vd. (1980)	D	$5000 \leq Re \leq 50000$ Hava $1 \leq H/D \leq 6$	Sınırlandırılmış çoklu, dairesele çarpan jet
Rhee vd. (2003)	D S	$Re = 10000$ $H/D = 2$ $0.5 \leq Q_c/Q_j \leq 2$	Sınırlandırılmış çoklu dairesele jet Efüzyon delikli yüzey

Tablo 1'in devamı

Kanokjaruvijit ve Martinez (2005)	D	$Re = 11500$ $2 \leq H/D \leq 8$	Sınırlandırılmış çoklu dairese jet Oluklu yüzey
Rady ve Arquis (2006)	S	$100 \leq Re \leq 500$ $2 \leq H/D \leq 8$	Sınırlandırılmış çoklu slot jet
Hong vd. (2006)	D	$Re = 10000$ $H/D = 2$ $0.5 \leq Q_c/Q_j \leq 1.5$	Sınırlandırılmış çoklu dairese jet Efüzyon delikli çıkıntılı yüzey, iğne kanatçık
Xing ve Weigand (2010)	D	$15000 \leq Re \leq 35000$ $3 \leq H/D \leq 5$	Sınırlandırılmış dairese jet, oluklu hedef yüzey
Tepe vd. (2019)	S	$15000 \leq Re \leq 45000$ $1 \leq H/D \leq 5$	Sınırlandırılmış dairese jetler, çıkıntılı yüzey
Sarper (2024)	S	$15000 \leq Re \leq 45000$ $H/D = 3$	Sınırlandırılmış dairese jetler, uzatılmış lüle konfigürasyonları

Elektronik bileşenler gibi görece daha küçük yüzeylerin yerel soğutulma ihtiyacını karşılamak adına tek bir jetin akış ve ısı transferi performansını araştırmaya yönelik çalışmalar literatürde mevcuttur. Bu araştırmalarda çapraz akış çarpan jetin kendisinden bağımsız olup her iki akışın etkileşiminden kaynaklı karmaşık yapıların ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Düz bir hedef yüzeyine üflenene, çapraz akış etkisi altındaki tek veya çift çarpan jetlerle ilgili olarak Goldstein ve Behbahani (1982), Barata vd. (1991) ve Al-sanea (1992), Allauddin vd. (2013) farklı jet-çapraz akış üfleme oranlarında ve çarpma yüzeyi uzaklıklarında (H/D) sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bazı H/D oranlarında yerel Nusselt sayısının çapraz akış nedeniyle artabildiği belirtilse de Al-sanea (1992) çapraz akışın nominal ısı transferini %60 kadarıyla azaltabildiğini vurgulamıştır.

Elektronik bileşenleri simüle eden ve jet çarpma yüzeyine yerleştirilen yapılarla ilgili deneysel çalışmalar; Tummers vd. (2005), Masip vd. (2012) ve Masip vd. (2020) tarafından yürütülmüştür. Bahsedilen çalışmalarda parçacık görüntülemeli akış ölçüm sistemi (PIV) ve kızılötesi termografi (IR Termography) gibi gelişmiş yöntemlerle farklı jet-çapraz üfleme oranları ve jet konumu parametreleri için karmaşık akış yapısı ve ısı transferi dağılımı detaylı olarak ortaya konulmuştur.

Benzer çalışmalar daha fazla parametre sayısı ve aralığında, sayısal olarak Popovac ve Hanjalic (2007,2009), Rundström ve Moshfegh (2008), Larraona vd. (2013), Maghrabie vd. (2018,2019), Albayrak vd. (2023) tarafından detaylı olarak incelenmiştir. Özellikle Reynolds Stres Modeli (RSM) ve Large Eddy Simulation yaklaşımı kullanılarak jet ve çapraz akış etkileşiminden kaynaklı karmaşık akış ve türbülans yapıları ortaya konulmuştur. Yüksek nümerik hesaplama gücüne ihtiyaç duyan sayısal modellerin yanı sıra, çarpan jetlerin daha az hesaplama gücüne ihtiyaç duyan türbülans modelleriyle analizi; Kalita vd. (2002), Spring ve Weigand. (2006), Javadi (2019) gibi araştırmacılar tarafından gerçekleştirilmiştir. Spring vd. (2006) SST k- ω modelinin diğer RANS modellerine göre tek bir jetin ısı transfer kabiliyetini daha doğru şekilde verdiğini belirtmişlerdir. Ayrıca durma bölgesindeki ısı transferini tahmin etmenin zor olduğunu ve deneysel verilerle sayısal veriler arasında ortalama %20 fark bulunduğunu vurgulamışlardır. İlgili çalışmalar Tablo 2’de özet halinde sunulmuştur.

Tablo 2. Çapraz kanal akışının ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti

Yazar(lar)	Den. (D) Say. S	Değişken(ler)	Jet Yapılandırması
Goldstein ve Behbahani (1982)	D	$35200 \leq Re \leq 12100$ Hava $H/D = 6, 12$ $5.8 \leq \rho U_j / \rho U_c \leq 17.4$	Sınırlandırılmış dairesel çarpan jet
Barata vd. (1991)	D S	$60000 \leq Re \leq 105000$ Hava $H/D = 5, S/D = 5$ $U_j / U_c = 30$	Sınırlandırılmış, çoklu, silindirik çarpan jet
Al-sanea (1992)	S	$50 \leq Re \leq 540$ $0.1 \leq Pr \leq 100$ $1 \leq H/D \leq 16$ $0.25 \leq m_r \leq 6$	Serbest slot jet, yarı sınırlandırılmış slot jet
Kalita vd. (2002)	S	$6 \leq U_j / U_c \leq 10$	Düzlemsel jet
Tummers vd. (2005)	D	$H/D = 2.5, U_j / U_c = 2.7$	Sınırlandırılmış silindirik jet Çıkıntılı hedef yüzey
Spring vd. (2006)	S	$33400 \leq Re \leq 121300$ $H/D = 6, 12$	Sınırlandırılmış dairesel jet

Tablo 2'nin devamı

Rundström ve Moshfegh (2008)	S	$4930 \leq Re \leq 9860$ $1.57 \leq H/D \leq 2.5$ $1.7 \leq Re_j/Re_c \leq 3.8$	Sınırlandırılmış silindirik jet, hedef yüzeye yerleştirilmiş küp
Popovac ve Hanjalic (2007,2009)	S	$Re=5200$ $H/D= 2.5$, $U_j/U_c = 2.7$	Sınırlandırılmış silindirik jet, hedef yüzeye yerleştirilmiş küpler
Masip vd. (2012,2020)	D	$1705 \leq Re \leq 13320$ $0.5 \leq Re_j/Re_c \leq 1.5$	Sınırlandırılmış silindirik jet
Larraona vd. (2013)	S	$2 \leq H/D \leq 3$, $2.5 \leq U_j/U_c \leq 3.75$	Sınırlandırılmış silindirik jet
Allauddin vd. (2013)	S	$7000 \leq Re \leq 78000$ $2 \leq H/D \leq 6$ $5.8 \leq \rho U_j/\rho U_c \leq 11.5$	Sınırlandırılmış silindirik jet, hedef yüzeyden ayrık engel
Maghrabie vd. (2018,2019)	S	$3720 \leq Re \leq 7880$ $H/D < 1$, $1 \leq Re_j/Re_c \leq 4$	Sınırlandırılmış silindirik jet
Javadi (2019)	S	$Re = 15000$ $H/D = 4$, $Re_j/Re_c = 0.5$	Sınırlandırılmış silindirik jet
Albayrak vd. (2023)	S	$Re_c = 5000$ $H/D=2$ $V_r=1-10$	Sınırlandırılmış silindirik jet-çapraz akış, hedef yüzeye yerleştirilmiş modüller

1.3.2. Hedef Yüzey-Lüle Uzaklığının Isı Transferine Etkisi

Çarpan jet çalışmalarında, üzerinde en çok durulan parametrelerden birisinin jet lülesi ile hedef çarpma yüzeyi arasındaki mesafe olduğu literatürdeki çalışmalardan bilinmekte olup genellikle lüle çapına oranlanarak (H/D) boyutsuz formda ifade edilmektedir. Hem lüleden üflenen jetin hidrodinamik olarak gelişmesi hem de jetin hedef çarpma yüzeyine gelene kadar çevre akışkanla etkileşimini etkilediğinden ısı transferi açısından önemli bir parametredir.

Çoklu sınırlandırılmış çarpan jetler için ısı transferi açısından optimum değeri 1 ila 3 lüle çapı değeri arasında olduğu belirtilirken, tek jet için 6-8 lüle çapı arasında olduğu

literatürde belirtilmiştir (Ward vd. 1972; Behbahani ve Goldstein vd. 1983; Goldstein ve Seol 1991; Viskanta 1993; Han ve Goldstein, 2001; Weigand ve Spring, 2011).

1.3.3. Lüle Geometrisinin Akış ve Isı Transferi Üzerine Etkisi

Jetin lüleden çıkış hız profili ve türbülans yoğunluğunu çoğunlukla lüle geometrisine bağlıdır. Güncel literatürde lüle geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerin jet hidrodinamik ve ısı karakteristiklerine etkileri üzerine yapılmış sayısal ve deneysel çalışmalar mevcuttur. Çarpan jetlerin ısı performansının artırılması amacıyla lüle üzerinde yapılan değişimler lüle kesit geometrisi ve lüle çıkışına yerleştirilen pasif/aktif yapılar olarak iki ayrı başlıkta incelenebilir.

Lüle geometrisinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini inceleyen çalışmalarda dairesel lülelerden farklı olarak çoğunlukla kare, dikdörtgen, üçgen (köşeli) ve eliptik (oval) kesit alanına sahip lüleler üzerine incelemeler yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmında lüle kesitinin en/boy oranı (AR) da ayrıca incelenmiştir. Lüle kesitinde yapılan değişimlerin jet akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkilerini daha iyi anlayabilmek adına serbest jetlerin hidrodinamik gelişim sürecinin iyi şekilde anlaşılması önemlidir. Literatürde jetlerin hidrodinamik gelişimi sürüklenme (entrainment), karışım (mixing), yayılım (spreading) ve türbülans oluşumu (turbulence generation) üzerinden analiz edilmektedir. Aynı akışkan ortamına üflenen daldırılmış jetlerde, jet-çevre akışkanı/akışı arasında oluşan kayma (gerilmesi) tabakası karmaşık girdap (vortex) yapılarının oluşumuna neden olmakta ve jet akışının eksenel hareketi boyunca bahsi geçen etkilerin oluşumuna neden olmaktadır. Bu durumla ilgili dairesel bir jetin eksenel ve radyal doğrultuda hidrodinamik gelişimi Boguslawski ve Popiel (1978) tarafından incelenmiş ve ortalama hız, türbülansın şiddeti, kinetik enerjisi ve kayma gerilmesi dağılımına ilişkin veriler sunulmuştur. Dairesel keskin kenarlı bir orifisin farklı konfigürasyonlarının türbülanslı jetin sürüklenme davranışı üzerine etkileri Trabold vd. (1987) tarafından deneysel olarak incelenmiş ve kısa lülelerin daha yüksek sürüklenme sağladığı kaydedilmiştir. Eliptik lüle kesitinin jet akış karakteristikleri Ho ve Gutmark (1986) tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Araştırmacılar eliptik kesitin silindirik lüle kesitine göre jet ve çevre akışı arasındaki karışmayı iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Quinn (1989) eliptik türbülanslı serbest jetin (AR=5) hidrodinamik gelişimini deneysel olarak inceleyerek akış ve türbülans karakteristiklerine ait bulgular ortaya koymuştur. Aynı kesit alanına sahip dairesel lüleyle kıyaslandığında eliptik lülenin

daha fazla sürüklemeye neden olduğu, daha fazla çevresel yayılım sergilediği ve daha kısa çekirdek bölgesi uzunluğuna sahip olduğunu belirtmiştir. Sonraki bir çalışmasında (Quinn,1992) kare kesitli bir jetin eksenel hidrodinamik gelişimini incelemiş ve dairesel lüleye kıyasla Reynolds kayma gerilmelerinin daha yüksek olması nedeniyle kare lülenin daha hızlı karışım etkisine sahip olduğunu söylemiştir. Lee ve Baek (1994) farklı en/boy oranlarına sahip eliptik jetin türbülans karakteristiklerini deneysel olarak incelemişler ve dairesel jete kıyasla eliptik jetin çok farklı akış dinamiklerine sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Miller vd. (1995) eliptik, dikdörtgen ve üçgen jet geometrilerinin hidrodinamik gelişimini sayısal olarak incelemiş sürüklenme ve karışım davranışları üzerine bulgular elde etmişler ve dairesel olmayan jet geometrilerinin dairesel göre daha iyi karışım sağladığını belirtmişleridir. Dikdörtgen bir jetin yayılımı Zaman (1996) tarafından detaylı olarak deneysel incelenmiş ve lüle çıkışına eklenen üçgen çıkıntıların (tabs) eksen değişimi ve girdap yapıları üzerine etkileri sunulmuştur. Chen ve Yu (2014), düşük AR oranına sahip dikdörtgen jetlerde eksen değişimini sayısal olarak incelemişler ve akış yapısıyla ilgili detaylı bulgular ortaya koymuşlardır. Yukarıda genel hatlarıyla bahsedilen çalışmalardan görüldüğü üzere lüle (jet) geometrisinin türbülanslı jet akış gelişimi ve dinamiği üzerinde önemli etkilere sahip olduğu ve oluşan akış yapılarının karmaşıklığı anlaşılmaktadır. Bu durumun çarpan jet akış karakteristiği üzerinde de etkili olacağı ise açık olup aşağıda bu konu üzerine yapılan çalışmalar genel hatlarıyla verilmiştir. Eliptik geometrinin silindirik lüle geometrisine kıyasla daha iyi ısı transferi sağladığı sıvı kristal yöntemi ile deneysel olarak Sang-jong vd. (1994) tarafından ortaya konulmuştur. Ayrıca bu çalışmada eliptik jetin potansiyel çekirdek bölgesinin silindirik jetten daha kısa olduğu da belirtilmiştir. Colucci ve Viskanta (1996) hiperbolik olarak genişleyen bir lüleden üflenen sınırlandırılmış jetin düz plaka üzerinden ısı transferini deneysel olarak incelemişler ve düz lüle ile karşılaştırmışlardır. $H/D=6$ gibi yüksek değerlerde yüzeydeki Nusselt sayısı dağılımının lüle geometrisinden bağımsız olduğunu bildirmişlerdir. Lee ve Lee (2000) farklı AR değerlerine sahip eliptik jetler üzerine yaptıkları incelemede bir önceki referansı destekleyici bulgulara ulaşmışlar, artan AR değerinin durma bölgesindeki ısı transferini iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Zhou ve Lee (2007) dikdörtgen kesitli bir lüleden üflenen jetin akış ve ısı transferi karakteristiklerini farklı Reynolds sayıları ve hedef plaka uzaklıkları için deneysel olarak incelemişler ve bu parametrelerin yanında türbülans yoğunluğunun da ısı transferi üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu belirtmişlerdir. Gulati vd. (2009) tarafından dairesel, kare ve dikdörtgen kesitlere sahip çarpan jetler deneysel olarak incelenmiş ve

durma bölgesindeki yerel Nusselt sayısı dağılımının lüle geometrisinden etkilendiği ancak ortalama Nusselt sayısının lüle geometrisinden bağımsız olduğu sonucuna varmışlardır. Dairesel, eliptik ve dikdörtgen lüle kesitleri için parametrik bir çalışma sayısal ve deneysel olarak Köseoğlu ve Başkaya (2010) tarafından gerçekleştirilmiştir. Artan AR değerinin durma bölgesinde ısı transferini iyileştirdiği ilgili araştırmacılar tarafından da belirtilmiş ancak yüksek AR değerlerinin duvar jet bölgesinde ısı transferini azalttığı vurgulanmıştır. Singh vd. (2015) sabit yüzey ısı akısına sahip bir silindir yüzeyinden çarpan jet ile ısı transferini farklı lüle geometrileri için sayısal ve deneysel olarak incelemişler ve durma bölgesi için ısı transferinde lüle kesitinin önemli olduğunu vurgulamışlardır. Vinze vd. (2016) silindirik, kare ve üçgen kesitli lüle geometrileri için yürüttükleri çalışmada silindirik lüle kesitinin diğer kesitlerden daha yüksek ortalama ısı transferi sağladığını belirtmişlerdir.

Alışıla gelmiş geometrik şekillerin yanı sıra farklı lüle geometrileri için de çarpan jetler üzerine çalışmalar yapılmıştır. Martin ve Buschlin (2011), üç ve dört loblu lüle kesit geometrilerinde çarpan jet akışını deneysel olarak, Wen vd. (2016) yedi farklı lüle kesit geometrisi (silindirik, yarı silindirik, dikdörtgen, kare, eşkenar üçgen, artı ve çiçek) ve yerleşimi için çarpan jetler ile ısı transferini sayısal olarak, Singh vd. (2016) silindirik, V tipi ve yarış pisti lüle kesit geometrileri için çapraz akışın ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişler ve akış ve ısı transferi üzerine bulgular sunmuşlardır.

Tablo 3. Lüle geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti

Yazar(lar)	Den. (D) Say. S	Değişken(ler)	Jet Yapılandırması
Ho ve Gutmark (1986)	D	$Re=78000$ $AR=2$	Eliptik lüle kesiti
Sang-jong vd. (1994)	D	$5000 \leq Re \leq 20000$ $2 \leq H/D \leq 10$ $AR=2.14$	Eliptik lüle kesiti
Colucci ve Viskanta (1996)	D	$10000 \leq Re \leq 50000$ $0.25 \leq H/D \leq 6$	Hiperbolik genişleyen ve dairesel lüle kesiti
Lee ve Lee (2000)	D	$Re = 10000$ $1 \leq AR \leq 4$	Eliptik lüle kesiti
Zhou ve Lee (2007)	D	$2715 \leq Re \leq 25005$ $1 \leq H/D \leq 30$	Dikdörtgen lüle kesiti

Tablo 3'ün devamı

Gulati vd. (2009)	D	$5000 \leq Re \leq 15000$ $0.5 \leq H/D \leq 12$	Dairesel, Kare, Dikdörtgen lüle kesiti
Köseoğlu ve Başkaya (2010)	D S	$2 \leq H/D \leq 12$ $1 \leq AR \leq 4$ $\dot{m} = 1.4552 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$	Eliptik, dikdörtgen lüle kesiti
Singh vd. (2015)	D S	$10000 \leq Re \leq 25000$ $4 \leq H/D \leq 16$	Dairesel, kare ve dikdörtgen lüle kesiti
Vinze (2016)	D	$5000 \leq Re \leq 23000$ $1 \leq H/D \leq 10$ $AR = 1$	Dairesel, kare ve üçgen lüle kesiti
Martin ve Buschlin (2011)	D	$15000 \leq Re \leq 50000$ $1 \leq H/D \leq 12$	Üç ve dört silindirik loblu lüle kesiti
Wen (2016)	S	$15000 \leq Re \leq 30000$ $H/D = 3-6$	Dairesels, eliptik, dikdörtgen, kare, üçgen, artı ve çiçek kesitli lüle
Singh vd. (2016)	D	$2500 \leq Re \leq 10000$ $H/D = 4$	Dairesel, yarış pisti, V kesitli çoklu lüle

Lüle çıkışına yerleştirilen pasif yapıların jet akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkileri üzerine yapılan pek çok çalışma literatürde mevcuttur. Lee ve Lee (2000), lüle çıkışına ekledikleri bir orifisin farklı kenar durumları için deneysel çalışma gerçekleştirmişler, ısı transferindeki iyileşmeden dolayı lüle çıkışında yapılan düzenlemelerin pasif iyileştirme yöntemi olarak kullanılabileceğini vurgulamışlardır. Gao vd. (2003), Violato (2012), Yu vd. (2014), Iwana vd. (2015), Du vd. (2018) lüle çıkışına ekledikleri girdap oluşturuvcu yapıların ve bunların sayılarının akış ve ısı transferine etkilerini deneysel/sayısal olarak incelemişlerdir. Yerleştirilen bu yapıların jet çekirdek bölgesini kısalttığını, türbülans karışımını dolayısıyla ısı transferini etkilediğini bildirmişlerdir. Zhou ve Lee (2004) yaptıkları deneysel çalışmada jet lüle çıkışı öncesine yerleştirilen bir tel filtrenin sıklık derecesinin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişler, yapılan değişimin türbülans yoğunluğunu artırdığını ve artan filtre sıklığı ile ısı transferindeki iyileşmenin de arttığını vurgulamışlardır. Lüle çıkışında yapılan değişimlerin diğer benzer çalışmalarda olduğu gibi basınç kayıplarını artırdığını da ayrıca bildirmişlerdir. Sağlam vd. (2024) dairesel lüle çıkışına yerleştirilen girdap üreteçlerinin çapraz akışlı ortamda ısı transferine

etkilerini farklı hız oranlarında deneysel ve sayısal olarak incelmışler ve girdap üreteçlerinin jet akış sapmasını azaltabildiğini belirtmişlerdir.

Tablo 4. Lüle çıkışındaki pasif yapıların ısı transferi üzerindeki etkisine ait literatür özeti

Yazar(lar)	Den. (D) Say. (S)	Değişken(ler)	Jet Yapılandırması
Lee ve Lee (2000)	D	$5000 \leq Re \leq 30000$ $2 \leq H/D \leq 10$	Dairesel lüle ve orifis
Gao vd. (2003)	D	$Re = 23000$ $1 \leq H/D \leq 10$	Dairesel lüle ve girinti
Zhao ve Lee (2004)	D	$Re = 15000$ $H/D \leq 4$	Dairesel lüle ve elek ekran
Violato (2012)	D	$Re = 5000$ $2 \leq H/D \leq 10$	Dairesel lüle ve şerit (chevron)
Yu vd. (2014)	D	$10000 \leq Re \leq 20000$ $1 \leq H/D \leq 3$	Dairesel lüle ve üçgen girinti
Iwana vd. (2015)	D	$Re = 39000$ $H/D=2$	Dairesel lüle (sentetik jet) ve üçgen girinti
Du vd. (2018)	D S	$Re = 20000$ $2 \leq H/D \leq 10$ $AR = 2$	Dairesel ve eliptik lüle ve şerit,
Sağlam vd. (2024)	D S	$Re_c=5000$ $H/D=8, V_r=5-8$	Sınırlandırılmış jet, Dairesel lüle ve üçgen girinti

1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı

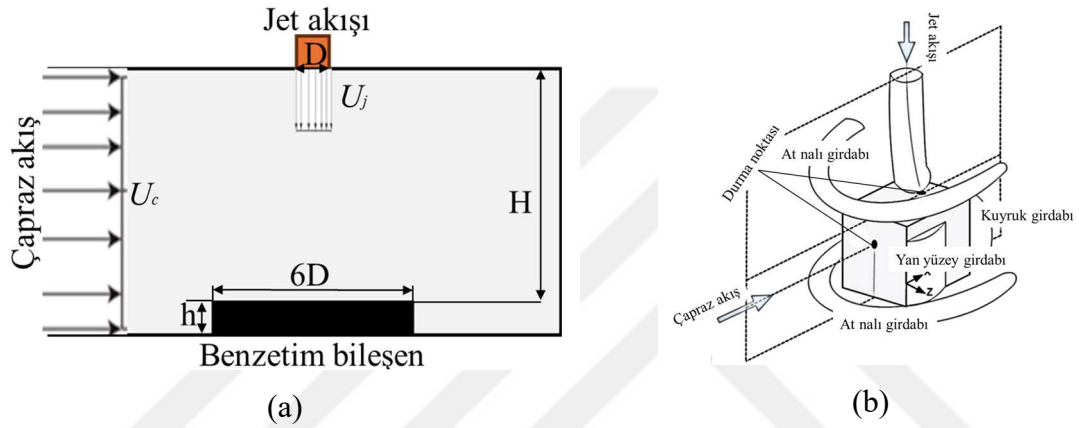
Literatür araştırmasında bahsedildiği üzere, ister çoklu jetlerin hedef yüzeye çarptıktan sonra çıkışa doğru yönlennemeleri sebebiyle, isterse farklı bir kaynak tarafından sağlanmış olsun jet akışına dik olarak gelen çapraz akışın, sınırlandırılmış bir ortam içerisindeki akış ve ısı transferi üzerindeki olumsuz etkileri araştırmacılar tarafından vurgulanan önemli problemlerden biridir. Oluşan çapraz akışın olumsuz etkilerini engellemek amacıyla farklı yöntemler (alternatif çıkışlar, kanal içi çıkıntılar vb.) araştırmacılar tarafından ortaya konulmuştur. Özellikle jetin giriş bölgesinde yapılan değişiklikler jet gelişimini doğrudan etkilediği için akış yapısını değiştirmekte, bununla beraber çarpma yüzeyindeki ısı transferini de doğrudan etkilemektedir.

Yapılan literatür araştırması sonucunda, çarpan jetlerin farklı tasarım parametreleri göz önüne alınarak elektronik bileşenlerin soğutulması konusunda etkili sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Elektronik bileşenler için, çapraz akışın olduğu durumlarda jet lüle geometrisi ve hedef plaka üzerinde yapılan değişimlerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri araştırma sorusu olarak bu tez kapsamında ele alınmıştır. Lüle kesit geometrisi üzerinde yapılan değişiklikler neticesinde oluşan akış, çapraz akış ve hedef çarpma yüzeyine yerleştirilmiş elektronik bileşeni temsil eden yapının birbirleriyle etkileşimi sonucunda oluşan karmaşık akış yapısının ısı transferi açısından deneysel olarak parametrik incelenmesi tezin özgünlüğünü ve kapsamını oluşturmaktadır. Elde edilen sonuçların uygulamaya ve literatüre katkı sağlaması hedeflenmektedir.

Bu kapsamda; dairesel, eliptik, kare ve dikdörtgen kesite ve farklı AR değerlerine sahip sınırlandırılmış lüleler, farklı hız oranı (U_j/U_c) ve lüle/hedef mesafesi (H/D) oranlarında deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel incelemelerde kızılötesi termografi yöntemi ile elektronik bileşeni simüle eden yapı üzerinden alınan sıcaklık değerlerinin yanı sıra kanal ve lüle için basınç ölçümleri de alınmıştır.

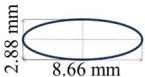
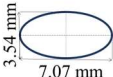
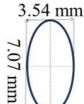
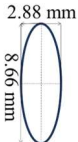
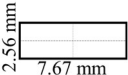
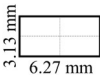
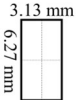
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Elektronik bileşenlerin çarpan jet ve çapraz kanal akışı ile soğutulması uygulamasında farklı lüle kesit geometrileri için akış ve ısı transferi karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla bu tezde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda farklı kesit geometrilerine ve AR değerlerine sahip lüleler için H/D ve V_r parametrelerinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Problemin şematik gösterimi ve deneysel çalışmaya ait parametreler sırasıyla Şekil 5 ve Tablo 5’te verilmiştir.



Şekil 5. Problemin şematik gösterimi (a) ve bir bileşen etrafındaki akış yapıları (b) (Masip vd., 2020)

Tablo 5. Deneysel inceleme parametreleri

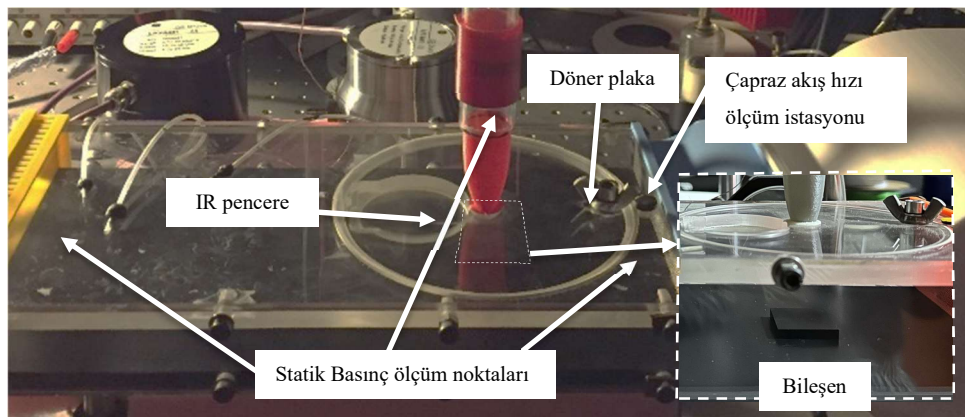
Geometri	En/boy oranı (AR)	Jet-bileşen uzaklığı (H/D)	U_j/U_c (V _r)	Re _c	
Dairesel Eliptik Kare Dikdörtgen	1 0.33, 0.5, 2, 3 1 0.33, 0.5, 2, 3	$3 \leq (H/D) \leq 6$	2.5,3,4,5,6,8,10 (2082<Re _j <8330) (Re _j =U _j D/ν)	5000 (Re _c =U _c W/ν)	
Çapraz akış yönü 	AR				
	0.33	0.5	1	2	3
Dairesel/ Eliptik					
Kare/ Dikdörtgen					

2.1. Deneysel İnceleme

Tez kapsamında gerçekleştirilen deneyler için kurulan sistem temel olarak; üzerinde ölçümlerin alındığı test bölgesi, ölçüm sistemi ve yardımcı sistemler (akış düzleştiricileri, fan, çıkış kanalı vb.) olarak üç kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlara ait detaylı açıklamalar başlıklar halinde sunulmuştur.

2.1.1. Test Bölgesi

Test bölgesinin tabanı ve tavanı 10 mm, yan yüzeyleri 5 mm kalınlığında şeffaf pleksiglas malzemeden üretilmiş olup 300 mm uzunluğa ve 150 mm genişliğe sahiptir. Test bölgesinin tabanına elektronik bileşeni simüle eden 30x30x5 mm boyutlarında dikdörtgen prizma bulunmaktadır. Bileşen, kanal girişinden 85 mm uzakta ve jet lülesiyle düşey ekseninde eş merkezli olarak yerleştirilmiştir. Yine bu yüzeyde test bölgesinin giriş ve çıkışından 30 mm uzağa 1 mm çapında statik basınç prizleri konumlandırılmıştır. Masip vd. (2020) tarafından kullanılan yöntemle benzer şekilde test bölgesinin üst yüzeyine bileşenin en azından simetri eksenine kadar olan kısmının termal kamera tarafından görülebilecek şekilde 50 mm çapında Potasyum Bromid (KBr) malzemeden bir kızılötesi pencere (IR window) yerleştirilmiştir. Bileşenin tüm yüzeylerinden sıcaklık değerleri alınabilmesi için kızılötesi pencerenin bulunduğu kısım üst plaka içerisinde jet eksenini etrafında dönebilecek şekilde tasarlanmıştır. İlgili tasarıma ait görsel Şekil 6'da verilmiştir.

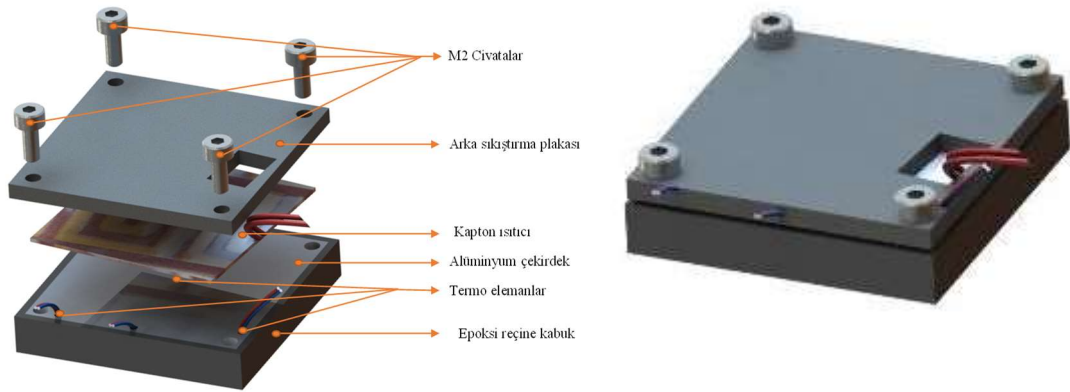


Şekil 6. Döner üst plaka tasarımı ve montajı

Üretimi yapılan test bölgesi ve ölçüm sistemleri bir optik masa üzerine kurulmuştur. Tez kapsamında farklı kanal yüksekliklerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık

ölçümlerinin termal kamerayla alınmasından dolayı her deneyde termal kamera ve ısı kaynağı arasındaki mesafeyi aynı tutmak adına test bölgesinin alt plakası optik masaya sabitlenmiştir. Ayrıca test bölgesi tabanı çevreye oluşabilecek ısı kayıplarının önüne geçmek için 30 mm kalınlığında yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır.

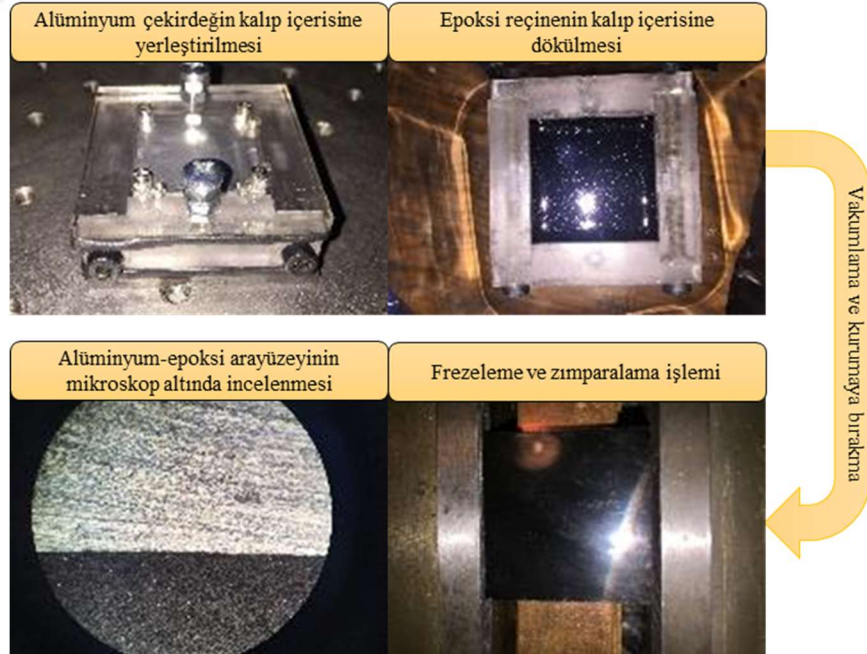
Test bölgesi içerisindeki elektronik bileşeni simüle eden ve üzerinden ısı transferi ölçümleri alınacak olacak olan bileşenin üretimi için 28 mm x 28 mm ve 4 mm yükseklikte alüminyum (6082) bir çekirdek talaşlı imalat ile hassas şekilde imal edilmiştir. Üretilen alüminyum çekirdeğe, dış yüzeyinin 0.5 mm altında kalmak üzere üç adet termoeleman yerleştirilmek amacıyla delikler açılmıştır. Çekirdek sıcaklığının tayini için, ön ve arka köşeleri ve tam merkezi olmak üzere üç adet T tipi termoelemanların yerleştirilmiştir. Çekirdeğin tabanına ısı yükü uygulamak için 25.4x25.4 mm boyutlarında esnek kapton ısıtıcı (10 W/inc^2) yerleştirilmiştir. Literatürdeki benzer çalışmalarda da (Meinders,1998; Masip vd.,2020) yapıldığı üzere bileşen üzerindeki yerel ısı akısı dağılımı ve ısı taşınım katsayılarını belirleyebilmek adına alüminyum çekirdeğin üzerine epoksi reçine ile kaplanmıştır. Isı akısı sensörü görevi gören kabuğun ısıl iletkenliği ve kalınlığı ölçülecek ısı akısı ve ısı taşınım katsayısı doğruluğu için önemlidir. Kullanılan reçineden üretilen katılaştırılmış bir numunenin ısıl iletkenliği Kırıkkale Üniversitesi Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde (KÜBTUAM) ölçtürülmüştür. Ölçüm sonucunda ısıl iletkenliği $0.2119 \text{ W/mK} \pm \%3$ olarak belirlenen reçine 1 mm kalınlığında olacak şekilde yüzeye kaplanmıştır. Şekil 7'de bileşene ait şematik görsel verilmiştir.



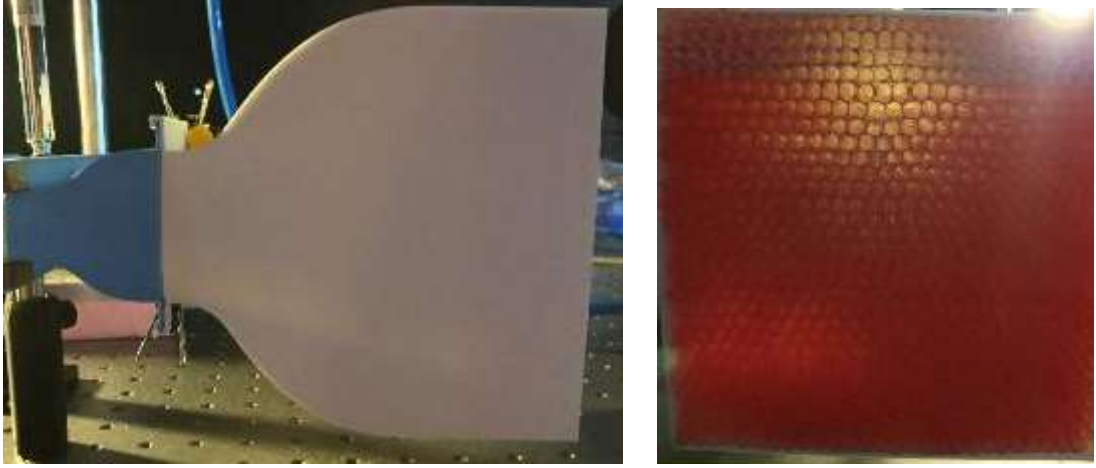
Şekil 7. Benzetim elektronik bileşeninin tasarımı

Alüminyum çekirdeğin etrafının epoksi reçine ile kaplanması için bir kalıp üretilmiştir. Kalıbın ölçüleri reçine katılaştıktan sonra, son boyutlarına kadar işlenebilecek şekilde daha

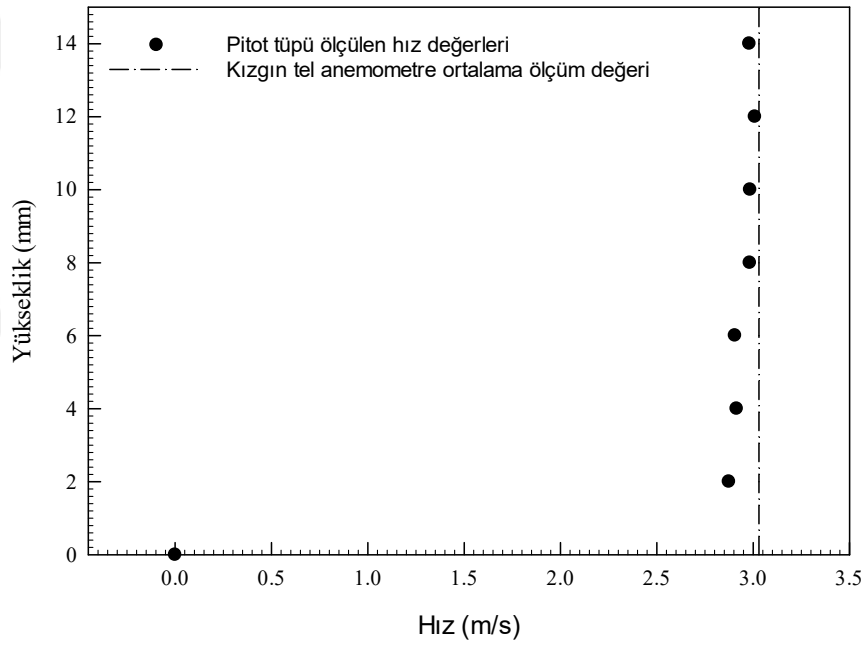
büyük olarak belirlenmiştir. Bu ölçüler kenarlarda 30.30 mm, yükseklikte ise 7.00 mm olacak şekilde seçilmiştir. Epoksi reçinenin bileşenleri (reçine ve katılaştırıcı) hassas bir terazi yardımıyla belirtilen oranlarda karıştırılarak hazırlanmıştır. Tedarikçi firma tarafından reçinenin katılma süresi 60 dk. olarak belirtilmiştir. Hazırlanan reçine karışımı, kalıp içerisine sabitlenen alüminyum çekirdek üzerine dökülmüş ve içerisindeki hava kabarcıklarının çıkarılması için bir vakum odası içerisinde vakum pompası yardımıyla 45 dakika vakumlanmıştır. Vakum işleminin ardından vakum odası içerisine yavaşça atmosferik havanın girmesine müsaade edilerek, reçine içerisinde katılaştıktan sonra boşluk kalmaması sağlanmıştır. Reçinenin tam olarak katılması için bir hafta beklenmiştir. Kalıptan çıkarılan reçine ve alüminyum çekirdek birleşimini son boyutlarına getirmek için freze ile işlenmiştir. Son olarak işlenen tüm reçine yüzeyleri sırasıyla 600,1500 ve 2000 kumluk su zımparaları ile 0.01 mm toleransa getirilmiştir. Bu süreçte, kaplanan reçinenin kenar kalınlıkları mikroskop altında 0.01 mm hassasiyete sahip hareketli bir tabla ile, yüksekliği ise yine aynı hassasiyette kumpas ve mikrometre ile ölçülerek belirlenmiştir. Ölçüm sonucunda 1 ± 0.03 mm sapma değerlerine ulaşıldığı görülmüştür. Şekil 8’ de bahsedilen işlemlere ait görseller verilmiştir.



Şekil 8. Elektronik bileşenin üretim aşamaları



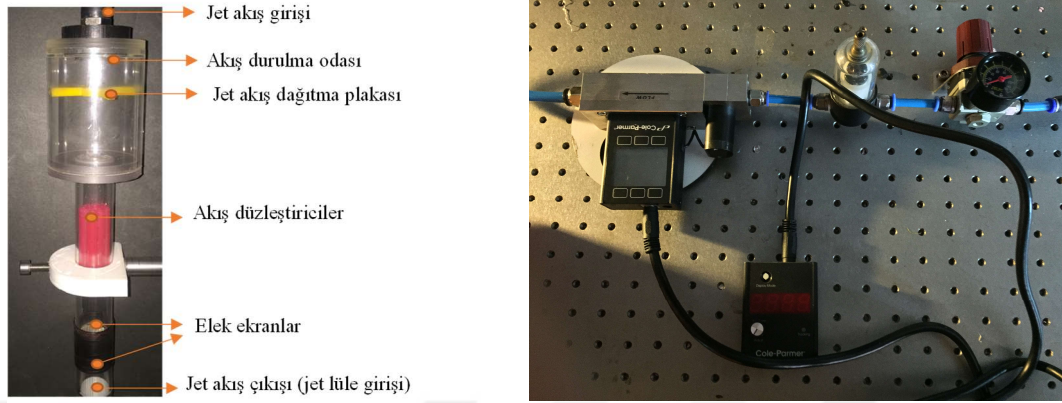
Şekil 10. Daralma konisi ve akış düzleştiriciler



Şekil 11. Kanal içerisinde elde edilen hız dağılımı

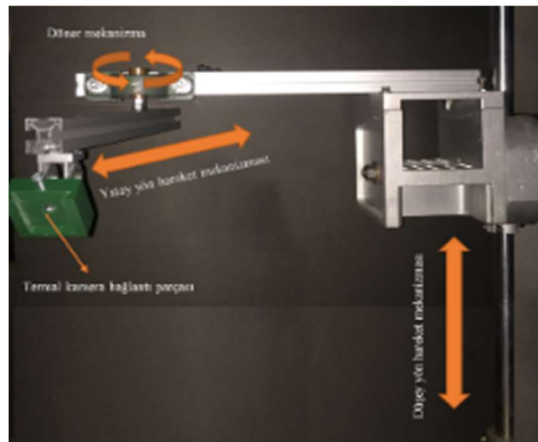
Oluşturulacak jet akışı için de çapraz kanal akışı için uygulanan akış düzenleme elemanları kullanılmıştır. Kompresörden sağlanan hava akışı test bölgesine girmeden önce sırasıyla bir kurutucu, basınç ayar vanası, akış filtresi, akış kontrolörü, 50 mm çapında 60 mm yüksekliğinde bir akış durulma odası, akış düzleştiricileri ve elek ekranların içinde olduğu 21 mm çapında 140 mm uzunluğunda bir şeffaf pleksiglas borudan geçerek jet lülesine ulaşmaktadır. Jet lüleleri daralma konisi biçiminde üç boyutlu yazıcıyla üretilmiştir. Her bir lülenin çıkış kesit alanı eşit olup eşdeğer çapları (D) 5 ± 0.05 milimetredir. İlgili

sisteme ait boyutlar ölçüm sistemi sınırlamaları göz önüne alınarak belirlenmiştir. İlgili kısma ait fotoğraf Şekil 12’de verilmiştir.



Şekil 12. Jet akış düzenleme ve kontrol sistemi

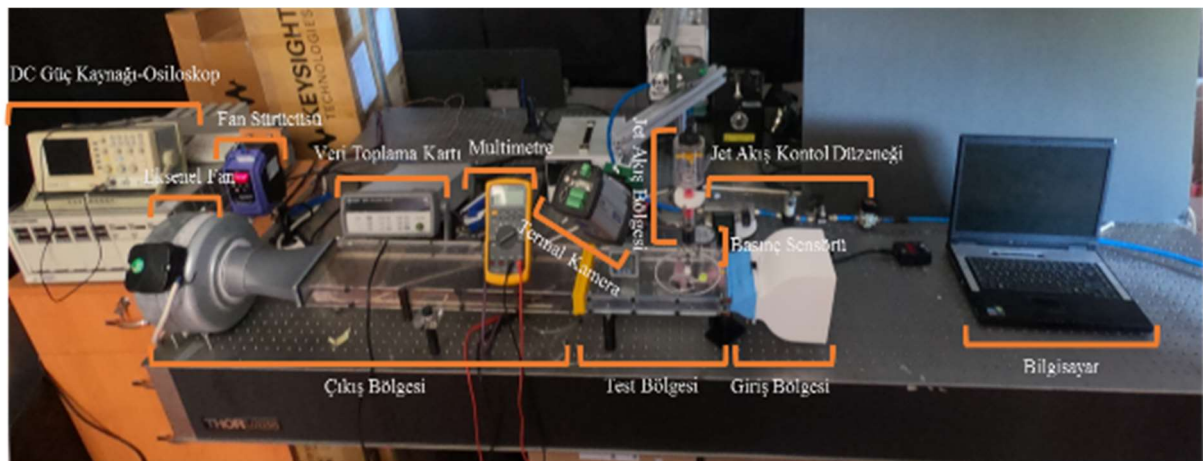
Bileşen üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri için termal kamera kullanılmıştır. Bileşene ait beş farklı yüzey olması ve bu yüzeylerin dördünde (ön yüzey, yan yüzey, arka yüzey ve üst yüzey) farklı sıcaklık dağılımları ve değerleri beklendiğinden ötürü termal kameranın bileşenin üst yüzey merkezinden geçen dikey eksen etrafında döndürülebilir bir sisteme bağlanması gerekmektedir. İncelenen tüm parametreler için bileşen yüzeyinden aynı sayıda sıcaklık noktası almak adına bileşen ve termal kamera arasındaki uzaklık tüm deneylerde sabit tutulmuştur. Bu sistem termal kameranın istenildiğinde bileşen etrafında sabit dairesel yörüngede dönebilmesini sağlayacak şekilde tasarlanmış ve optik masa üzerine sabitlenmiştir. Termal kamera taşıyıcı sisteme ait görsel Şekil 13’te verilmiştir.



Şekil 13. Termal kamera taşıyıcı sistemi

2.1.3. Ölçüm Sistemleri

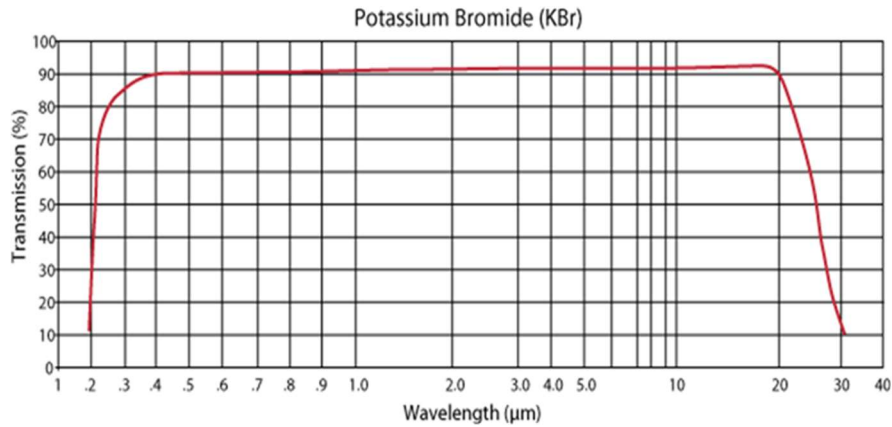
Gerçekleştirilen deneylerde gerekli şartların sağlanması ve verilerin eldesi için doğru akım güç kaynağı, veri toplama kartı, basınç sensörleri, dijital multimetre ve termal kameradan oluşan bir ölçüm sistemi kurulmuştur. Yapılan çalışmada hız, sıcaklık ve basınç olmak üzere ölçülen üç büyüklük bulunmaktadır. Hız ölçümleri kanal girişi ve jet lülesi çıkışındaki ortalama değerler için yapılmıştır. Kanal girişindeki hız ölçümü Testo 635 kızgın tel anemometresi ile kanal yüksekliğinin ortasından alınmıştır. Jet lüle çıkış hızı Cole Parmer (0.5-50 LPM) debi kontrol cihazı ile lüle kesiti göz önüne alınarak dijital olarak ayarlanmıştır. Bileşen yüzeyinden ve çekirdek bölgesinden yapılan sıcaklık ölçümleri sırasıyla kalibre edilmiş termal kamera ve T tipi termoelemanlar (± 0.1 °C) ile yapılmıştır. Bileşen üzerindeki sıcaklık dağılımı bir sonraki kısımda detaylı olarak açıklanacak kızılötesi termografi yöntemiyle elde edilmiştir. İlgili sıcaklık ölçümleri 7-14 μm dalga boyu aralığına, 320x240 piksel çözünürlüğe sahip FLIR A20 termal kamerayla alınmıştır. Bileşen çekirdek bölgesine yerleştirilen T tipi termoelemanlardan alınan ölçümler, çapraz ve jet akış hava giriş sıcaklıkları ve ortam sıcaklığı Agilent 34972A veri toplama sistemi ile saniyede bir kaydedilmiştir. Kanal girişinde, çıkışında ve lüle girişindeki basınç ölçümleri GE Druck LPX 9481 ve LPX5481 serisi iki farklı basınç transiteri ve Fluke 87V multimetre ile yapılmıştır. Bileşene ısı yüklemesi Agilent 66000 DC güç kaynağı ve 8 mV- 3 mA doğruluğa sahip yüksek hassasiyetli 66102A modülüyle sağlanmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği ortam şartlandırılmış olup 23.5 °C – 24.5 °C aralığında tutulmuştur. Tüm veriler sistemlerin ortamla denge halinde olduğu durumda alınmıştır. Kurulan deney sistemine ait fotoğraf Şekil 14’te verilmiştir.



Şekil 14. Deney düzeneği ve ölçüm sistemleri

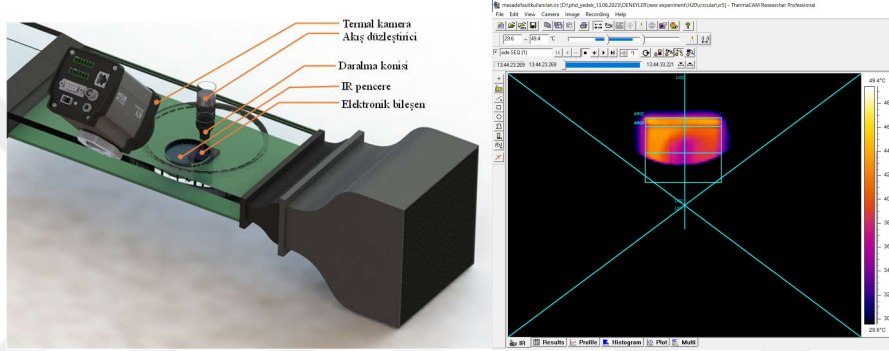
2.1.4. Kızılötesi Termografi ve Yüzey Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

Literatürde, çarpan jetler ile ilgili yapılan çalışmalarda kızılötesi termografi yöntemi oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Hedef yüzeydeki sıcaklık dağılımının termal kamera yardımı ile elde edilmesine dayanan bu yöntem yerel ısı taşınım katsayısının yüksek çözünürlükte eldesine olanak tanımaktadır. Literatürde, kızılötesi termografi yöntemi çarpan jet uygulamalarında hedef plaka yüzeyindeki ısı sınır şartının sağlanmasına veya çarpan jetin sınırlandırılmasına bağlı olarak iki farklı şekilde kullanılmaktadır. Metal folyo (çelik) ısıtma ile gerçekleştirilen çalışmalarda ısı üretimi doğrudan hedef plaka içerisinde gerçekleştiğinden hedef plakanın jet ile etkileşimi olmayan arka yüzeyi açık bırakılabilmektedir. Hedef plakanın çok ince olması (≈ 0.01 mm) sonucunda jet ile etkileşimde bulunan ön yüzeyi ile arka yüzeyindeki sıcaklık değerleri aynı kabul edilerek termal kamera yardımı ile arka yüzeyden görüntüler alınmaktadır. Bu yöntemde, ısı kayıpları da dikkate alınarak yerel ısı taşınım katsayısı dağılımı rahatlıkla belirlenmektedir. Sınırlandırılmış çarpan jet uygulamalarında hedef yüzeyden termal görüntü alınabilmesi için jet sınırlandırma plakasının hedef yüzeyinden yayılan kızılötesi ışığı belirli oranda geçirmesi gerekmektedir. Bu sebeple sınırlandırma plakasının bir kısmı veya tamamı belirli spektrumdaki (genellikle 6-14 μm) ışık geçirgenliği olan kızılötesi pencerelerden (örn: kalsiyum florür, germanyum vb.) üretilmektedir. Bu tez kapsamında 50 mm çapında ve termal kameranın çalışma spektrumunda yüksek ışık geçirgenliğine sahip Potasyum Brömid (KBr) bir kızılötesi pencere (infrared window) kullanılarak ilgili şart sağlanmıştır. Kızılötesi pencereye ait geçirgenlik grafiği Şekil 15'te verilmiştir.



Şekil 15. Kızılötesi pencereye ait dalga boyu-geçirgenlik grafiği (URL-1)

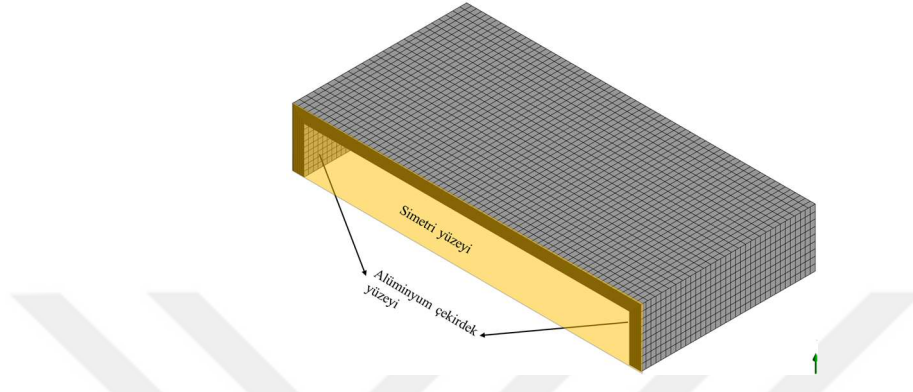
Kızılötesi termografi yöntemi ile bir yüzeyden doğru sıcaklık değerlerinin alınabilmesi termal kamera, hedef cisim ve çevreye ait fark pek çok parametreye (cismin ısı yayıcılığı, arka plan sıcaklığı, kamera ile cisim arasındaki mesafe, kamera görüş açısı, optik elemanların geçirgenlikleri ve sıcaklıkları, havadaki nem oranı) bağlıdır. Bahsedilen parametrelerin ilgili kamera yazılımına tanımlanması ile sıcaklık düzeltmesi yapılarak yüzeye ait doğru sıcaklık değerleri elde edilmektedir. Yapılan çalışmalarda, test bölgesiyle ilgili sınırlamalar nedeniyle kamera; görüş açısı 45 derece ve uzaklığı kamera minimum odak mesafesi dikkate alınarak 300 mm uzakta olacak şekilde yerleştirilmiştir. Bahsedilen yöntem Meinders (1998) tarafından detaylı olarak anlatılmış olup ilgili sisteme ait şematik gösterim ve kamera görüntüsü Şekil 16’da verilmiştir.



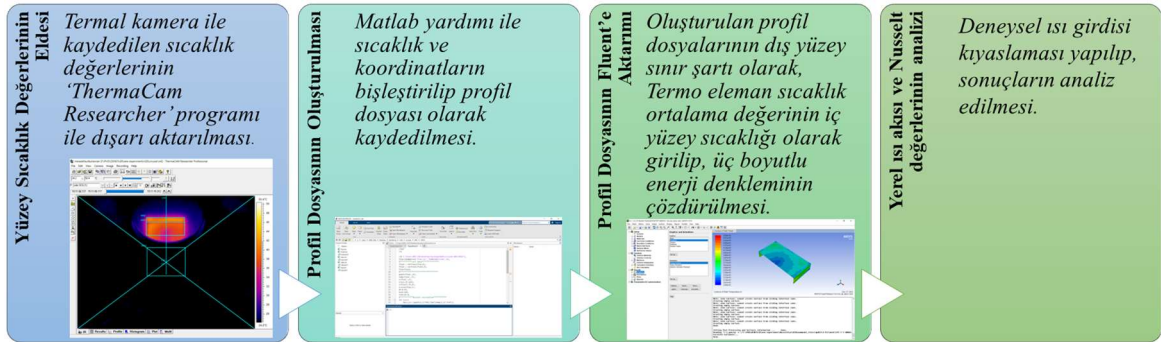
Şekil 16. Kızılötesi termografi görüntüleme sistemi

Bileşen yüzey sıcaklıkları deneysel olarak ölçülebilmesine rağmen yerel yüzey ısı taşınım katsayılarının belirlenebilmesi için her bir yüzeydeki yerel ısı akısı değerlerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla Masip vd. (2020) tarafından yapılan çalışmada belirtildiği üzere bir ısıl ikiz model yardımı ile yüzey ısı akıları elde edilmiştir. Bu amaçla geometrik ve termofiziksel olarak aynı özelliklere sahip bir simetrik epoksi kabuk geometrisi bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Çalışılan sıcaklık aralığında kabuğun ısı genleşmesi kabuk kalınlığına kıyasla küçük olduğundan (Meinders,1998) ihmal edilmiştir. Oluşturulan geometri termal kamera görüntü çözünürlüğü dikkate alınarak geometrik olarak (ağ oluşturma) uniform ayrıklaştırılmıştır. Kabuk kalınlığı için daha ince (1mm/50) ağ yapısı kullanılmıştır. Epoksi kabuğun taban yüzey alanı diğer yüzeylerine kıyasla küçük olduğundan ve pleksiglase temas ettiğinden bu yüzeye adyabatik sınır şartı uygulanmıştır. İlgili modele ve ağ yapısına ait görsel Şekil 17’de verilmiştir. Deneyler sonucu elde edilen iç ve dış yüzey sıcaklıkları ısıl sınır şartı (Dirichlet) olarak ANSYS Fluent’te oluşturulmuş sayısal ikize tanımlanmış ve üç boyutlu enerji denkleminin çözülmesi ile yüzey taşınım-

radyasyon ısı akısı hesaplanmıştır. Enerji denklemi için yakınsama kriteri 10^{-16} olarak belirlenmiştir. Her hesaplama sonrasında yüzeyden çıkan toplam ısı gücü ile deneysel ısı gücü karşılaştırılmış ve V_r değeriyle değişen ve ölçüm sistemi belirsizliği ve ısı kayıplarından kaynaklanan maksimum %10 fark elde edilmiştir. İlgili işlem adımları Şekil 18’de gösterilmiştir.



Şekil 17. Sayısal ikize ait model ve ağ yapısı



Şekil 18. Yerel ısı akısının belirlenmesi işlem adımları

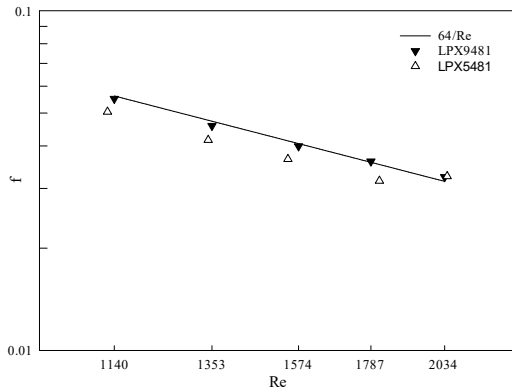
İncelenen parametrelerin ısı ve hidrodinamik performans açısından karşılaştırmaları Eşitlik (2)-(6)’da tanımlanan yerel (Nu) ve ortalama Nusselt sayıları ile kayıp katsayısı (K) üzerinden yapılmıştır. Referans sıcaklık değeri olarak hava giriş sıcaklığı değeri kullanılmış olup ortalama Nusselt sayısı yerel değerlerin alan ağırlıklı ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Yüzeyler arasındaki ışınila ısı geçişi ihmal edilmiştir.

Deneyler sırasında kullanılacak sıcaklık, basınç ve debi ölçüm cihazlarının doğruluğunu test etmek amacıyla doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu kapsamda debi ve basınç sensörlerini doğrulamak amacıyla pürüzsüz bir boruda hidrodinamik olarak tam gelişmiş laminar akış için f sürtünme faktörünün teorik değeriyle karşılaştırılmıştır. Hava kompresörü ve debi kontrol cihazıyla sağlanan hava yeterince uzun (800 mm) 6 mm çapında

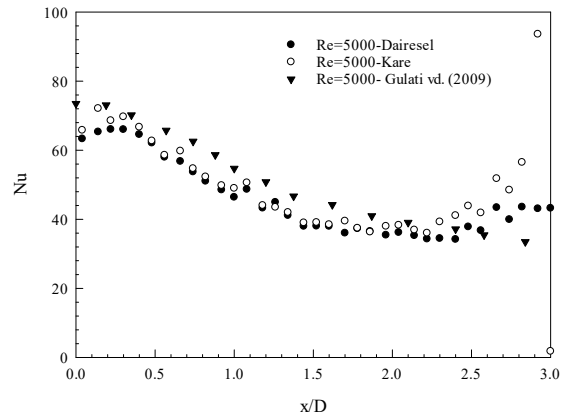
pleksiglas bir borudan geçirilerek girişinde ve çıkışında statik basınç sondaları bulunan test bölgesine gönderilmiş ve basınç sensörü-dijital multimetre sistemiyle kaydedilmiştir. Kurulan deney sisteminin ısısal açıdan doğrulanması için Gulati vd. (2009) tarafından yapılan deneysel çalışma referans alınmıştır. İlgili çalışmada jet akışının lüleden hidrodinamik olarak tam gelişmiş şekilde ayrılarak sabit yüzey ısı akısı şartına sahip düz bir hedef yüzeye çarpmaktadır. Mevcut sistemde lüleden çıkan akış neredeyse eş bir hız dağılımına sahipken, karşılaştırma amacıyla hedef yüzey olarak kullanılan bileşenin üst yüzeyinde eş dağılı olmayan yüzey ısı akısı mevcuttur. Bu nedenle kıyaslama için durma noktası ve komşuluğundaki yerel Nusselt sayısı ($H/D = 4$ için) değerleri dikkate alınmıştır. İlgili düzeneklere ait resimler ve elde edilen sonuçlar sırasıyla Şekil 14, 19 ve 20’de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde kurulan sistemlerin ve kullanılan sensörlerin doğruluğu teyit edilmiştir.



Şekil 19.Sensör doğrulama sistemi: Basınç ölçümü



(a)



(b)

Şekil 20.Sürtünme faktörünün (a) ve yerel Nusselt sayısının (b) literatürle karşılaştırılması

$$-k_{ep} \frac{\partial T}{\partial n} = q'' \quad (2)$$

$$h = \frac{q''}{(T_{yüzey} - T_{ref})} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{hW}{k} \quad (4)$$

$$\dot{W}_L = \frac{1}{\rho_{hava}} [\dot{m}_c P_{t,c} + \dot{m}_j P_{t,j} - (\dot{m}_c + \dot{m}_j) P_{t,çıkış}] \quad (5)$$

$$K = \frac{2\dot{W}_L}{(\dot{m}_c + \dot{m}_j) U_c^2} \quad (6)$$

2.1.5. Belirsizlik Analizi

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerin işlenerek Nusselt sayısı ve kayıp katsayısının belirlenmesinin yanında elde edilen değerler için ölçüm sisteminden kaynaklanan belirsizliklerin de hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla Kline ve McClintock (1953) tarafından önerilen ve aşağıda detayları verilen belirsizlik analizleri gerçekleştirilmiştir.

$$w_{\overline{Nu}} = \left[\left(\frac{\partial \overline{Nu}}{\partial k_{ep}} w_{k_{ep}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{Nu}}{\partial T_{yüzey}} w_{T_{yüzey}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{Nu}}{\partial T_{al}} w_{T_{al}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{Nu}}{\partial t_{ep}} w_{t_{ep}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{Nu}}{\partial T_{ref}} w_{T_{ref}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

$$w_K = \left[\left(\frac{\partial K}{\partial U_c} w_{U_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial A_c} w_{A_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{m}_j} w_{\dot{m}_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial P_{t,c}} w_{P_{t,c}} \right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial P_{t,j}} w_{P_{t,j}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$w_Q = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial I} w_I \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı için %5.2-%6.4 aralığında belirsizlik hesaplanmıştır. Kayıp katsayısı K değeri için maksimum belirsizlik değeri %12 ve bileşene sağlanan ısı yükü için belirsizlik değeri ise %1.5 olarak hesaplanmıştır.

3. BULGULAR VE İRDELEME

3.1. Lüle geometrisi ve En/Boy (AR) Oranının Farklı Hız Oranlarında Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

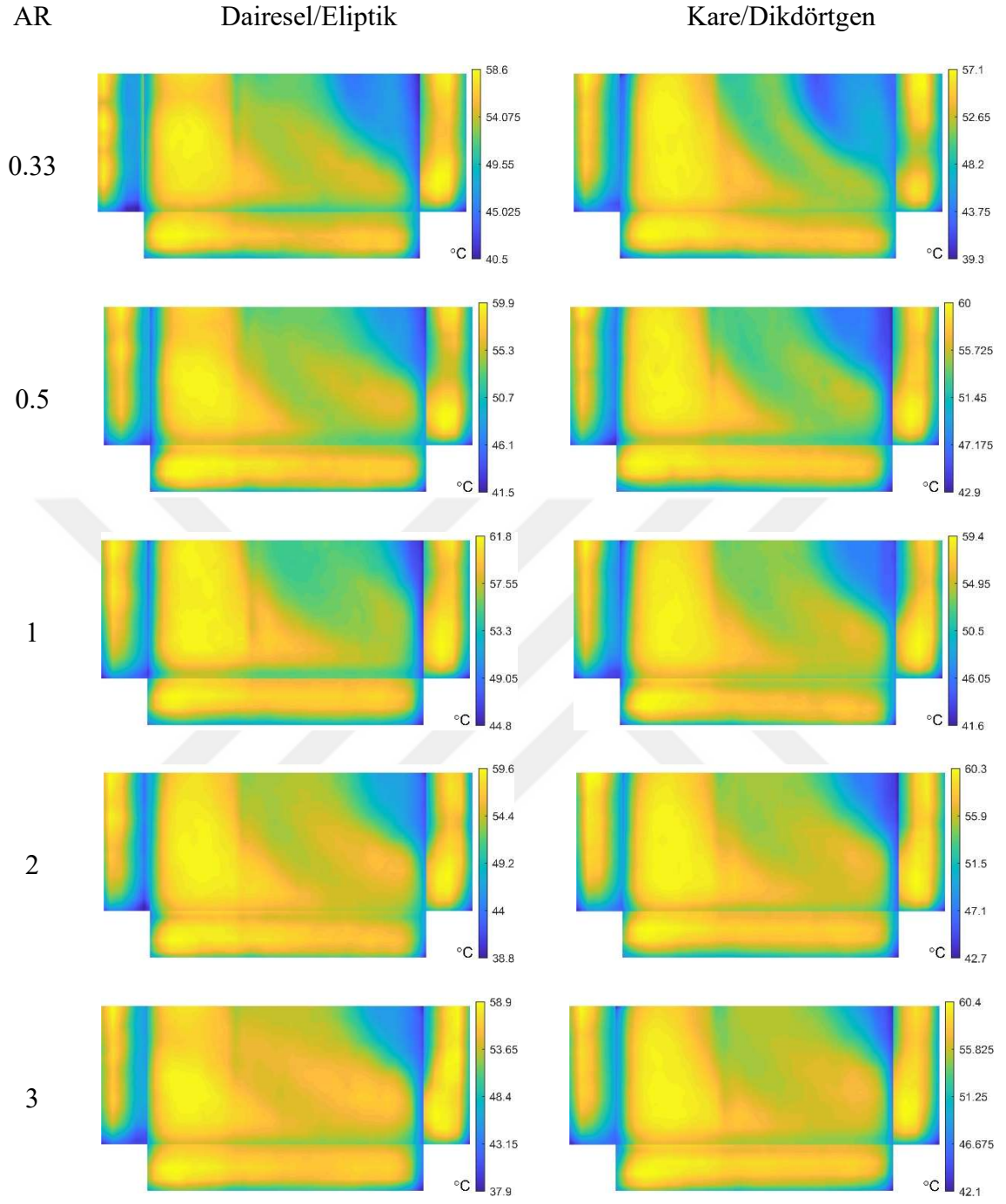
Bu kısımda farklı jet-çapraz akış hız oranlarında (V_r) lüle geometrisi ve en/boy oranının (AR) akış ve ısı transferine etkisi üzerine elde edilen bulgular $H/D = 3$ için sunulmuştur. İlgili parametrelerin ısı transferine etkisini değerlendirmek ve bileşen etrafında oluşan akış yapılarını yorumlamak için yüzey sıcaklık dağılımları yüzey konturları şeklinde verilmiştir. Ayrıca bileşenin simetri eksenini boyunca elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımları ve tüm yüzeylere ait ortalama Nusselt sayısı değerleri grafik olarak sunulmuştur.

Bileşen yüzey sıcaklığı konturları Şekil 21'de hız oranı $V_r = 2.5$ için gösterilmektedir. Tüm grafikler için aksi belirtilmediği sürece kanal çapraz akışının yönü sayfa solundan sağına doğrudur. Bileşenin ön, arka ve yan yüzeyi değişen lüle geometrisi ve AR değeri ile benzer dağılımlar gösterirken, üst yüzeyindeki sıcaklık dağılımı bileşenin etrafındaki karmaşık akışı ortaya koymaktadır. $V_r = 2.5$ için jet akışı çapraz akıştan dolayı kanal aşağı akım bölgesine doğru sapmakta ve jet akış durma noktası bileşenin arka kısmına kayarak modülün diğer bölümlerine göre daha düşük sıcaklık değerlerine neden olmaktadır. Çapraz akışın jet akışını bozucu etkisi nedeniyle duvar jet akışı üst yüzeyin üst akım bölgesine doğru tam olarak oluşmamaktadır. Çapraz akışın momentumu jet akışını zayıflattığı için duvar jeti aşağı akım yönünde sapmakta ve ön kısım bu V_r değeri için daha yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır. AR artışı bu durumu belirginleştirmektedir.

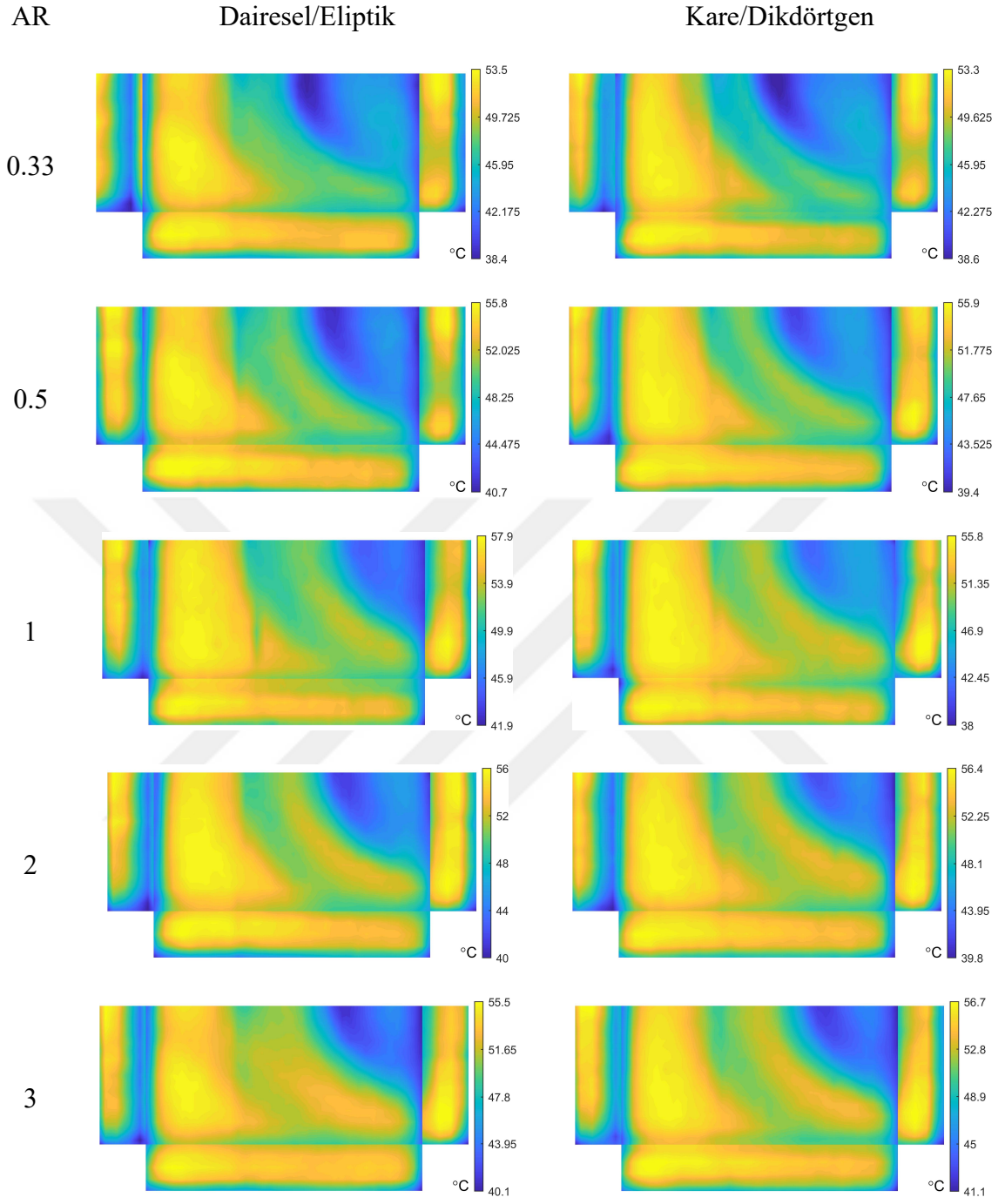
$V_r = 2.5$ değeri için AR'nin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelendiğinde farklı lüle şekillerinin (oval ve köşeli) farklı sıcaklık dağılımları sergilediği görülmektedir. Düşük AR değerine sahip eliptik lüleler gerek jet akışının daha az sapması gerekse çarpan jet etki bölgesinin büyüklüğü açısından diğer AR değerlerinden daha iyi performans göstermektedir. Benzer şekilde köşeli lüle şekli için $AR = 0.33$ değeri diğer köşeli lülelerden daha iyi performans göstermektedir. Artan AR değeriyle durma noktası aşağı akım bölgesine doğru kaymakta ve çarpan jet etki bölgesinin azalmasıyla yüzey sıcaklıkları artmaktadır. Jet sapması oval lülelere kıyasla köşeli lülelerde daha azdır. $V_r = 2.5$ için, düşük AR'ye sahip köşeli lülelerin genel olarak daha iyi performans sergilediği söylenebilir. Bu hız oranında özellikle duvar jet bölgesinin tam olarak oluşmaması sebebiyle özellikle üst yüzeyde yüksek sıcaklık gradyanlarıyla karşılaşmaktadır.

V_r 'nin artan değerleri için sıcaklık dağılımları Şekil 22-27' de verilmiştir. Beklendiği üzere artan jet hızıyla birlikte jet akış sapması azalmakta ve durma noktası bileşen st yüzey merkezine doğru kaymaktadır. Özellikle st akım bölgesine doğru oluşan duvar jet bölgesi st yüzeyde daha eş bir sıcaklık dağılımını sağlamaktadır. Deneysel olarak elde edilen sıcaklık konturlarından da anlaşılacağı üzere çapraz akış, jet akışını (soldan sağa) saptırmaktadır ve bu sapmanın büyüklüğü hem AR hem de V_r parametrelerine bağlıdır. Artan V_r değeri ile jet momentumundaki artış nedeniyle çapraz akışın neden olduğu serbest jet bölgesindeki sapma azalmaktadır. Her ne kadar artan V_r değeri ile serbest jet bölgesi sapması azalsa da çapraz akış hala durma ve duvar jet bölgeleri üzerinde etkilidir. Bu durum özellikle $V_r=8$ değerine kadar ilgili sıcaklık konturlarından net şekilde görülmektedir. Jet arpma yüzeyindeki (st yüzey) sıcaklık dağılımının şekli jet akışının gelişimi ve yayılması hakkında ipucu verebilir. Lüle geometrisi ve AR değerinden bağımsız olarak $3 \leq V_r \leq 6$ aralığında at nalı şeklinde bir sıcaklık dağılımını elde edildiğinden jet akış yayılımı da benzerdir. Yan yüzeyler, saptırılan jet akışıyla etkileşime giren arka yüzey hariç, AR ve V_r 'den bağımsız olarak benzer sıcaklık dağılımını sergilemektedir. Bu yüzeylerin sıcaklıkları V_r arttıa artan soğutma performansı ve çekirdek sıcaklığının azalmasına bağlı olarak azalmaktadır.

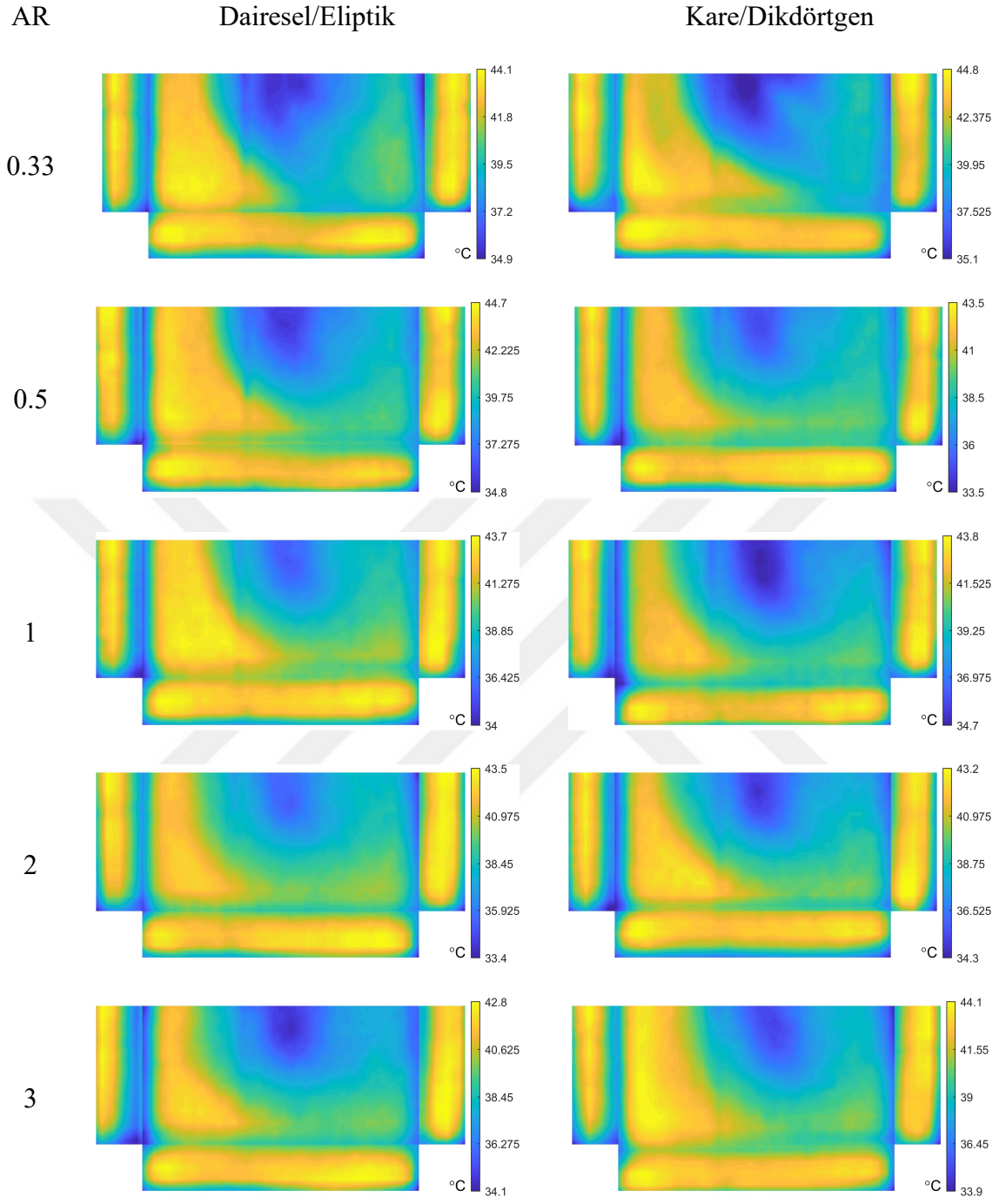
$V_r = 8$ ve 10 değerleri için duvar jet bölgesindeki akışın çapraz akışla yön değiştirme bölgesinin bileşen kenarlarının dışına taşındığı ilgili sıcaklık konturlarında açık şekilde görülmektedir. Bu sayede bileşen st yüzeyi n köşe bölgeleri hariç tamamen jet akışı ile süpürülür ve bileşenin diğer yüzeyleri ile kıyaslandığında en soğuk yüzey haline gelir. Bileşenin yan yüzeyleri V_r , lüle geometrisi ve AR'den bağımsız olarak benzer sıcaklık dağılımları göstermektedir. Ancak, özellikle artan V_r değeriyle beraber sıcaklık değerlerinde azalma görülmektedir. st yüzeyde oluşan çarpan jet karakteristikleri $V_r=2.5$ değerine kıyasla daha düşük sıcaklıklar ve eş dağılı sıcaklık dağılımını elde edilmesini sağlamıştır.



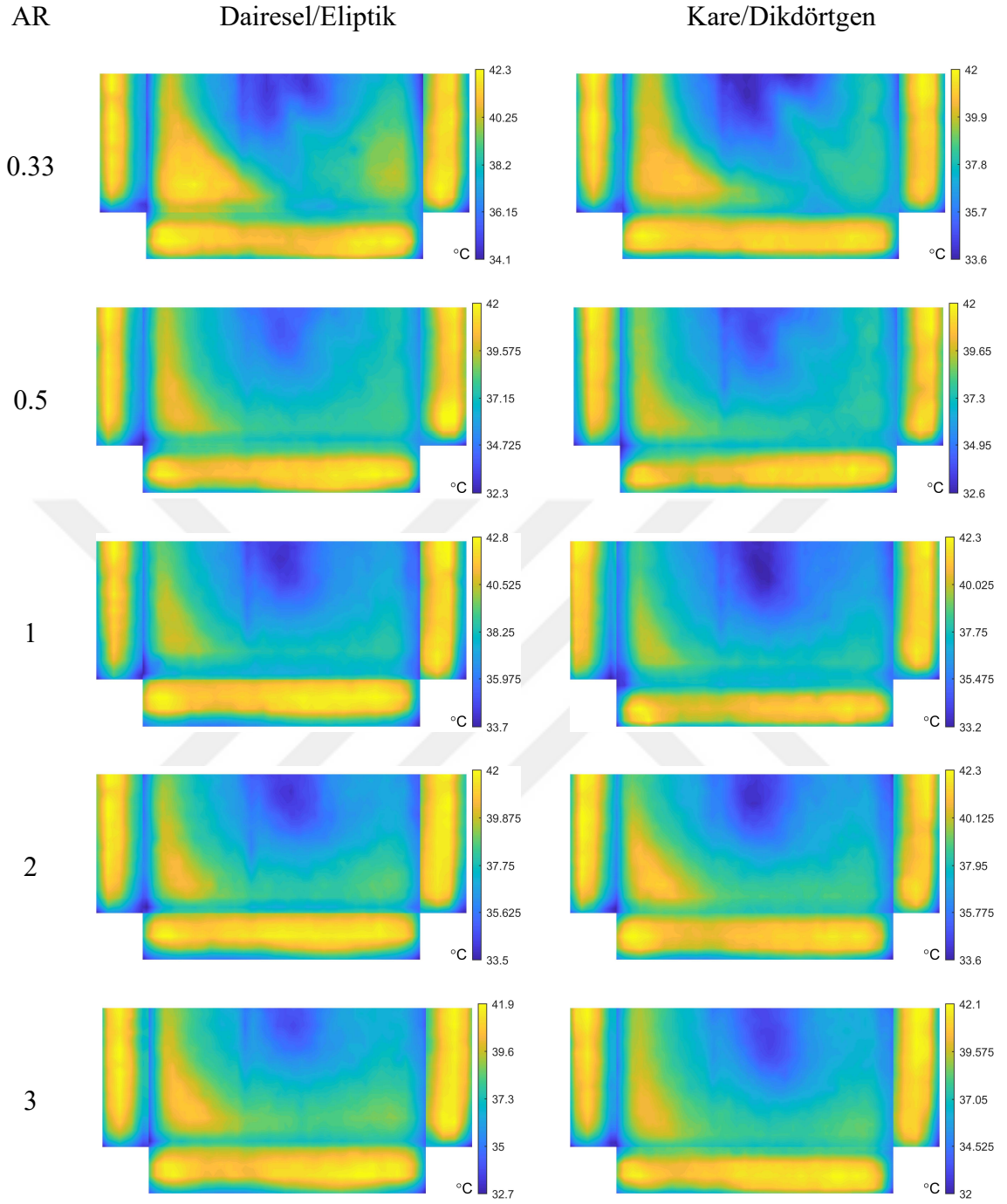
Şekil 21. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 2.5$, $H/D = 3$)



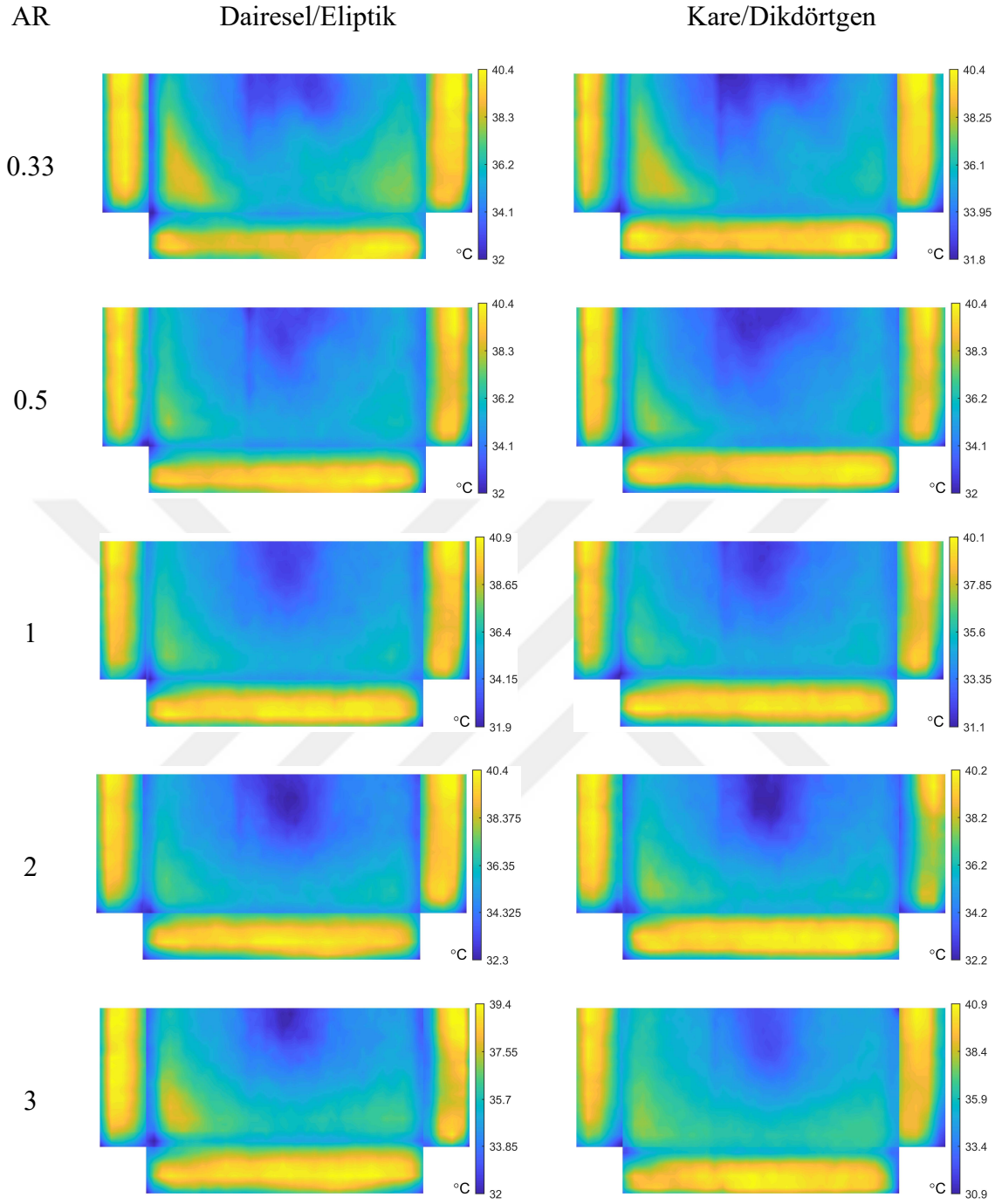
Şekil 22. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 3$, $H/D = 3$)



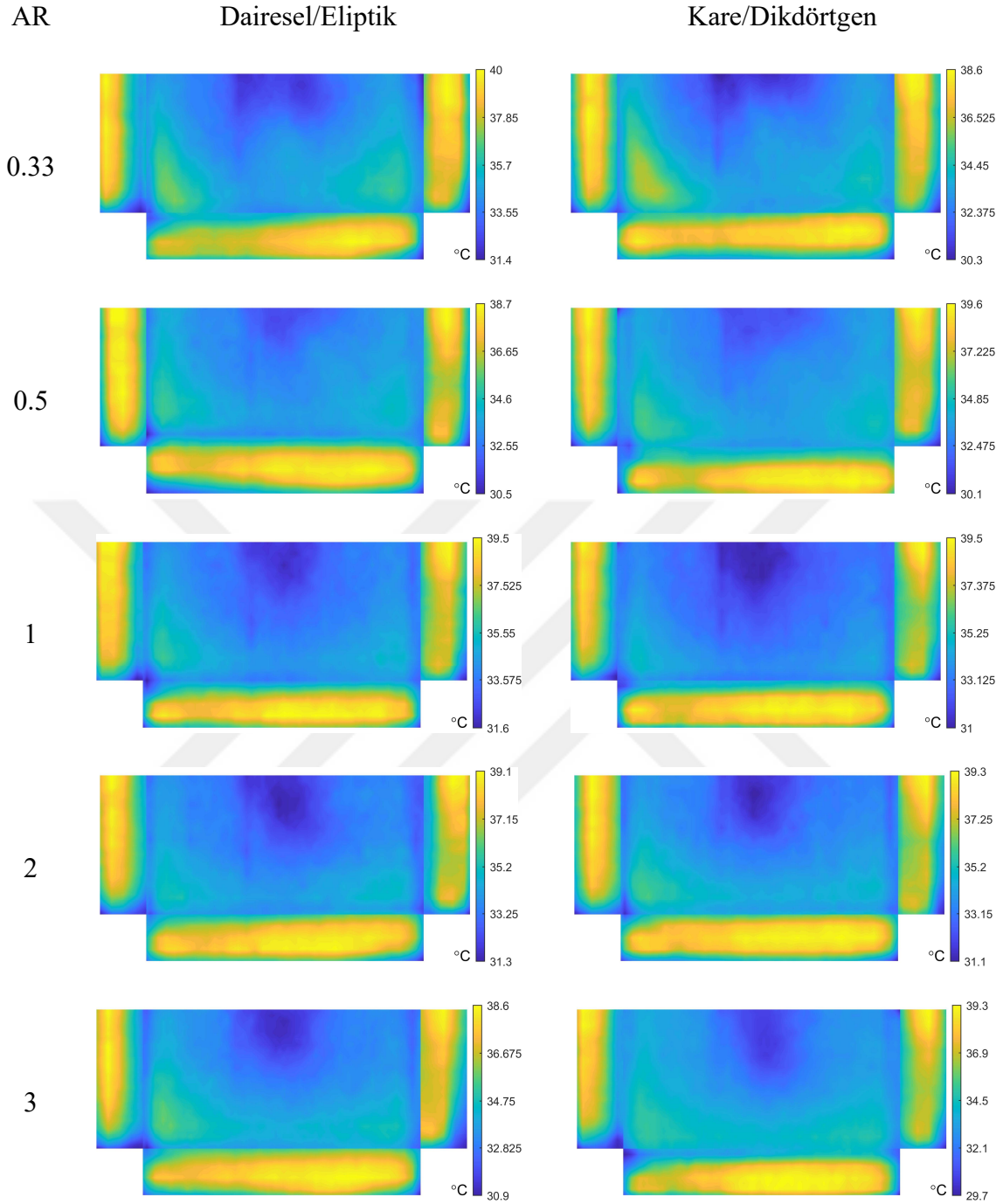
Şekil 24. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$, $H/D = 3$)



Şekil 25. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 6$, $H/D = 3$)



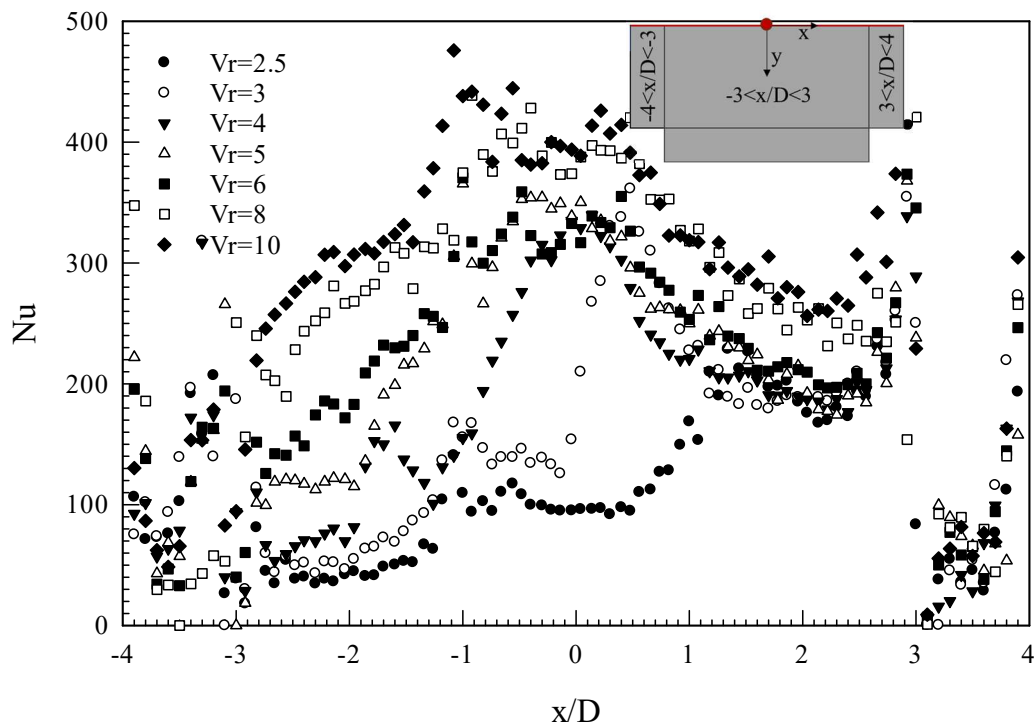
Şekil 26. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları
($V_r = 8$, $H/D = 3$)



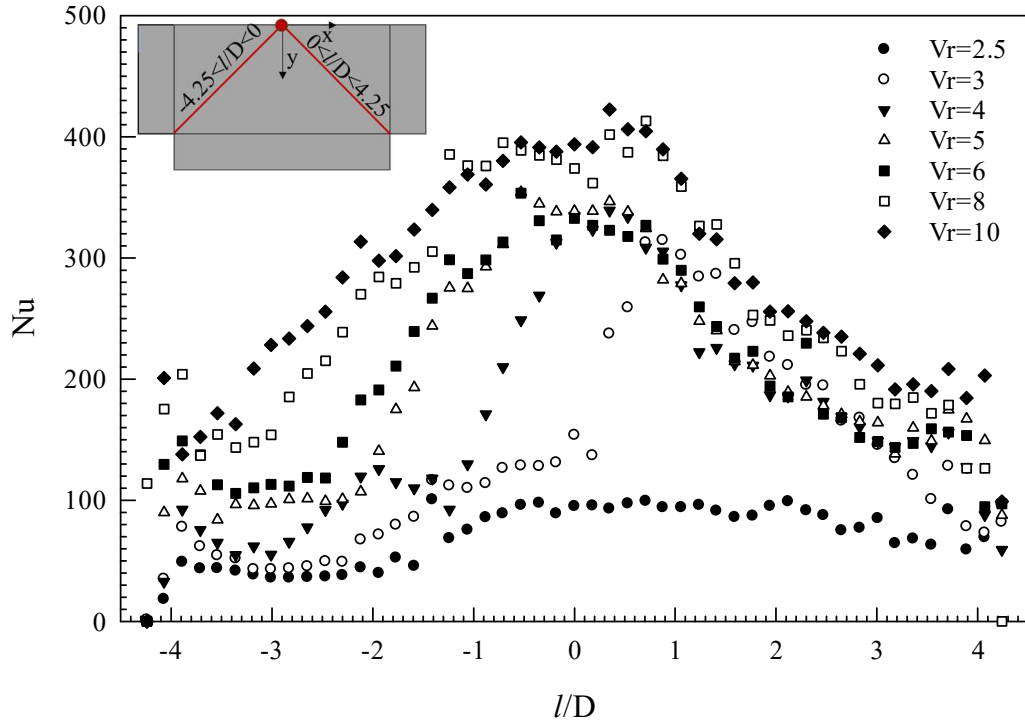
Şekil 27. Farklı lüle geometrileri ve AR değerleri için bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$, $H/D = 3$)

Yüzey sıcaklık konturları mevcut durumdaki akış ve ısı transferi dağılımının yorumlanmasına olanak sağlasa da ilgili parametrelerin özellikle ısı transferine etkilerini daha net değerlendirebilmek adına yerel Nusselt sayısı dağılımları grafikler halinde sunulmuştur. Her durum için bileşen simetri eksenini ve üst yüzey köşegeni boyunca ilgili

dağılımlar verilmiştir. Şekil 28 ve Şekil 29' da $AR=0.33$ eliptik lüle (EAR0.33) için yerel Nusselt sayısı dağılımları farklı V_r değerlerinde sırasıyla gösterilmiştir. Şekil 28 incelendiğinde $2.5 \leq V_r \leq 4$ aralığında durma noktasından üst akım bölgesine doğru yerel Nusselt sayısında hızlı düşüş gözlemlenmektedir. Bu durum ilgili aralıkta çapraz akış nedeniyle üst akım bölgesine doğru duvar jet bölgesinin oluşmamasının doğal bir sonucudur. Bu durumun tam tersi alt akım bölgesine doğru çarpan jetin hızlanmasıyla ortaya çıkmaktadır. $5 \leq V_r \leq 10$ aralığı incelendiğinde duvar jet bölgesinin üst yüzeyin tamamında oluşmaya başlaması nedeniyle daha simetrik bir dağılım elde edilmektedir. Bu aralıkta çarpan jet akışının durma bölgesinden çevresel yayılımıyla hızlanması sonucu sınır tabakanın incilmesi ve duvar jet bölgesinde artan türbülans yoğunluğuyla birlikte birinci ve ikinci pik değer noktalarının elde edildiği görülmektedir. Ön ve arka yüzeylerdeki yerel Nusselt sayısı V_r 'den fazla etkilenmezken, artan V_r değeriyle üst yüzeyde ısı transferinde önemli iyileşmeler göze çarpmaktadır. Şekil 29'da yerel Nusselt sayısının üst yüzey köşegeni boyunca değişimi incelendiğinde genel olarak alt akım bölgesinde üst akım bölgesine göre daha yüksek Nusselt değerleri elde edildiği görülmektedir.

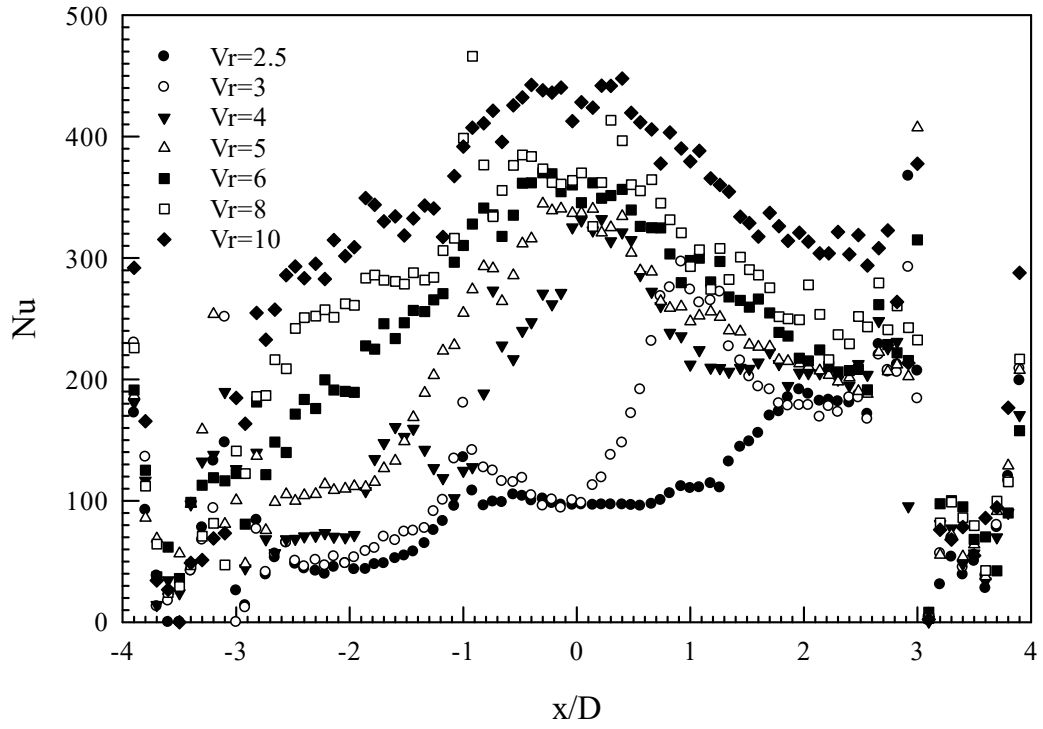


Şekil 28. EAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi

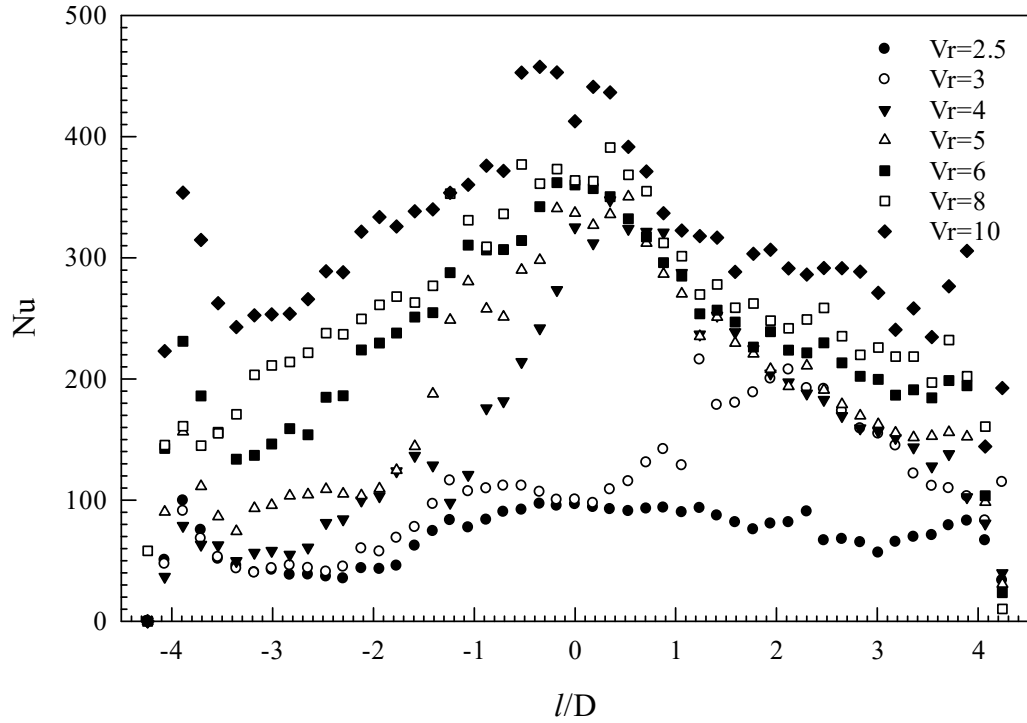


Şekil 29. EAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi

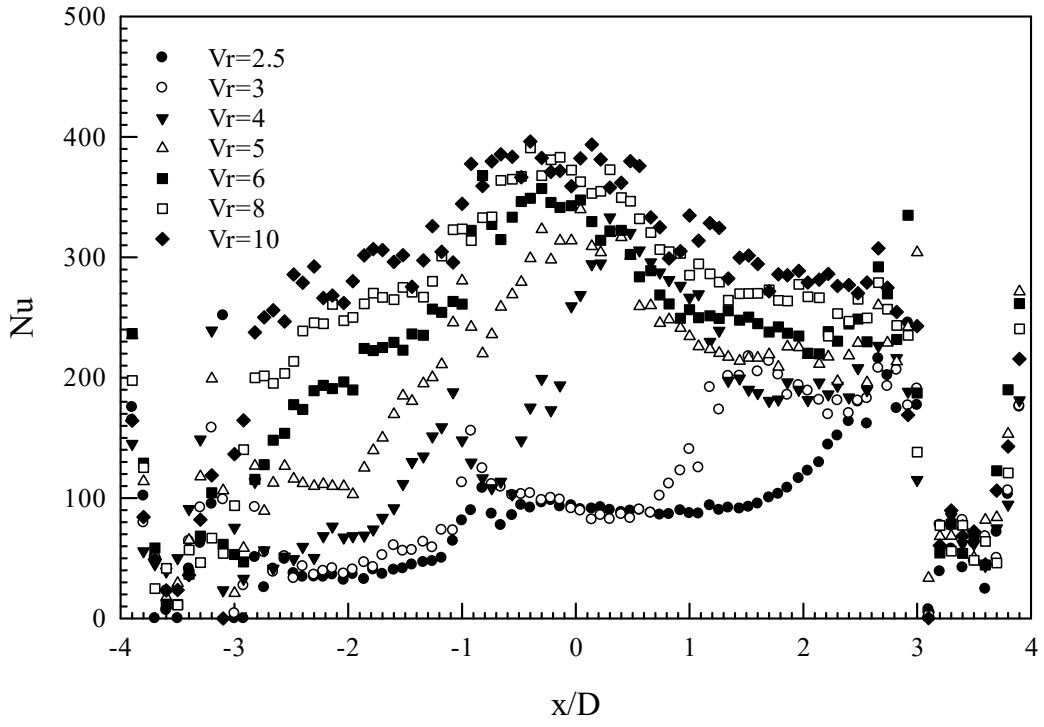
Şekil 30-37' de farklı AR değerlerine sahip oval lüleler için yerel Nusselt dağılımlarının $H/D=3$ 'te V_r ile değişimleri verilmiştir. İlgili şekillerden tüm geometrik parametreler için aynı V_r değerinde benzer dağılımların elde edildiği görülmektedir. $V_r < 5$ olduğu durumlarda lüle çıkışından itibaren jet akışında meydana gelen sapma bileşen yüzeyindeki sıcaklık ile Nusselt sayısı dağılımını önemli ölçüde etkilenmektedir. Bu durum önceden de açıklandığı üzere jet sapması sonucunda duvar jet bölgesinin bileşen ön kısmına doğru oluşamamasının bir sonucudur. Artan V_r değeriyle serbest jet bölgesindeki sapmanın azalmasının yanı sıra çarpan jetin artan momentumu ile hem durma bölgesinde hem de duvar jet bölgesindeki ısı transferinde artış meydana gelmektedir. Özellikle $V_r > 6$ olduğu durumlarda durma bölgesindeki Nusselt değerleri dairesel lüle için en küçük değerlerini alırken artan aksel asimetri ile artış göstermektedir.



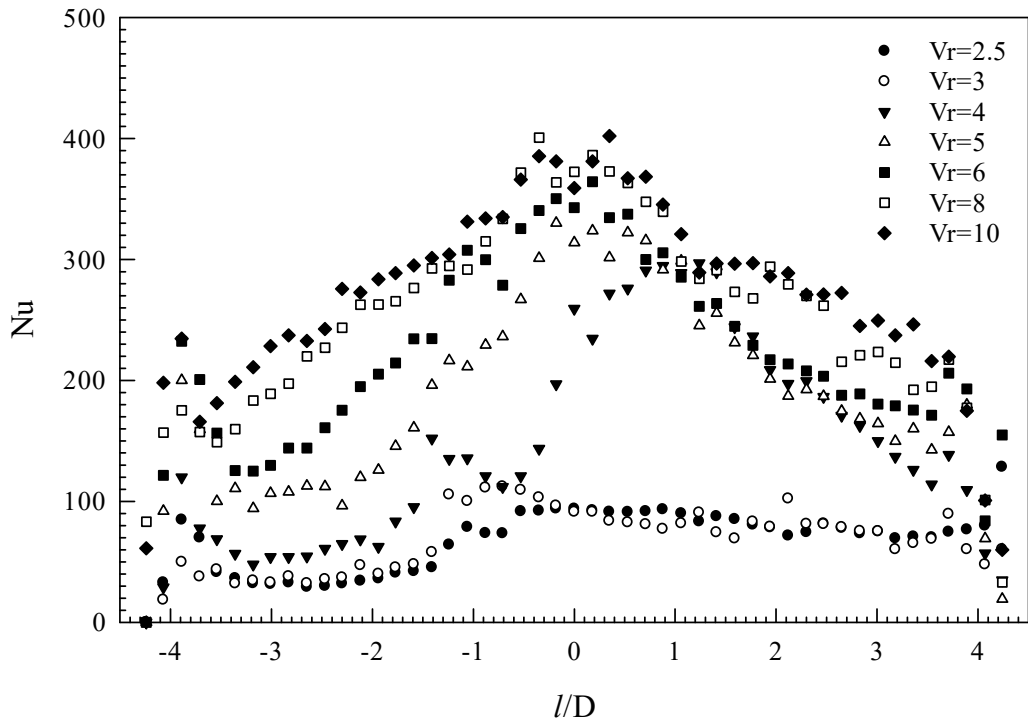
Şekil 30. EAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi



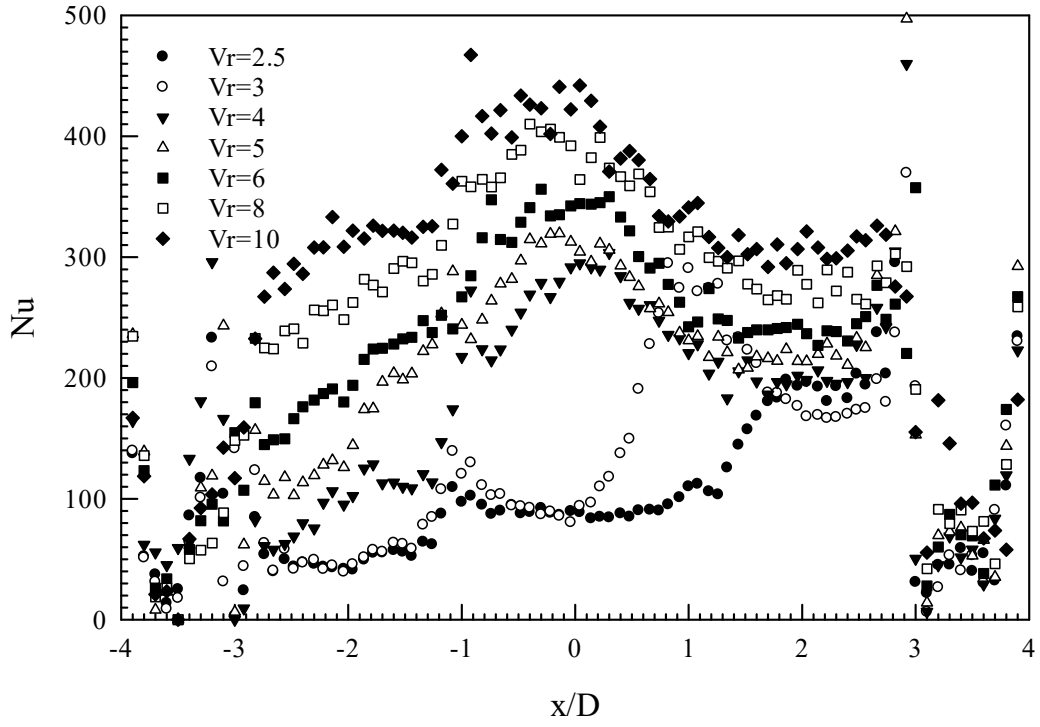
Şekil 31. EAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



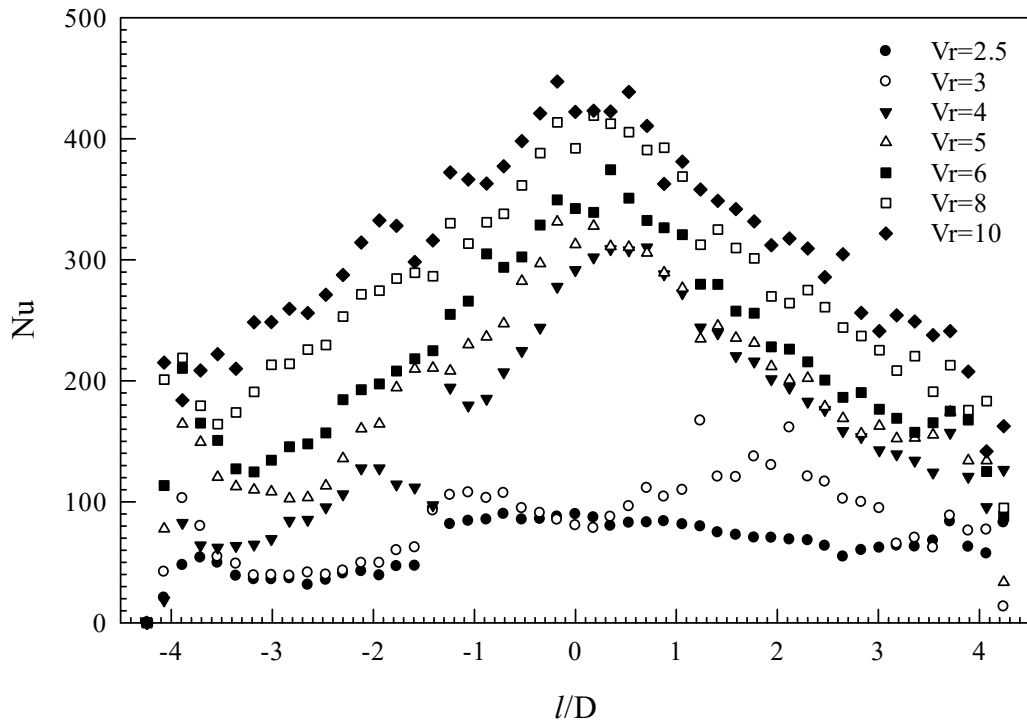
Şekil 32. Dairesel lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değışimi



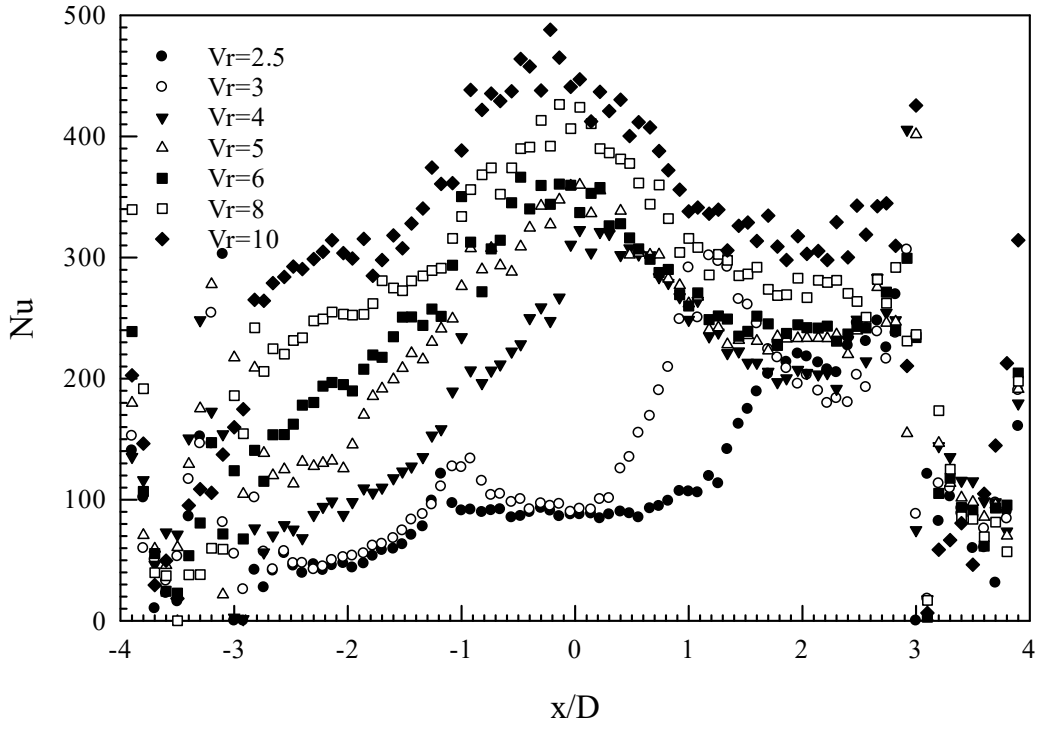
Şekil 33. Dairesel lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değışimi



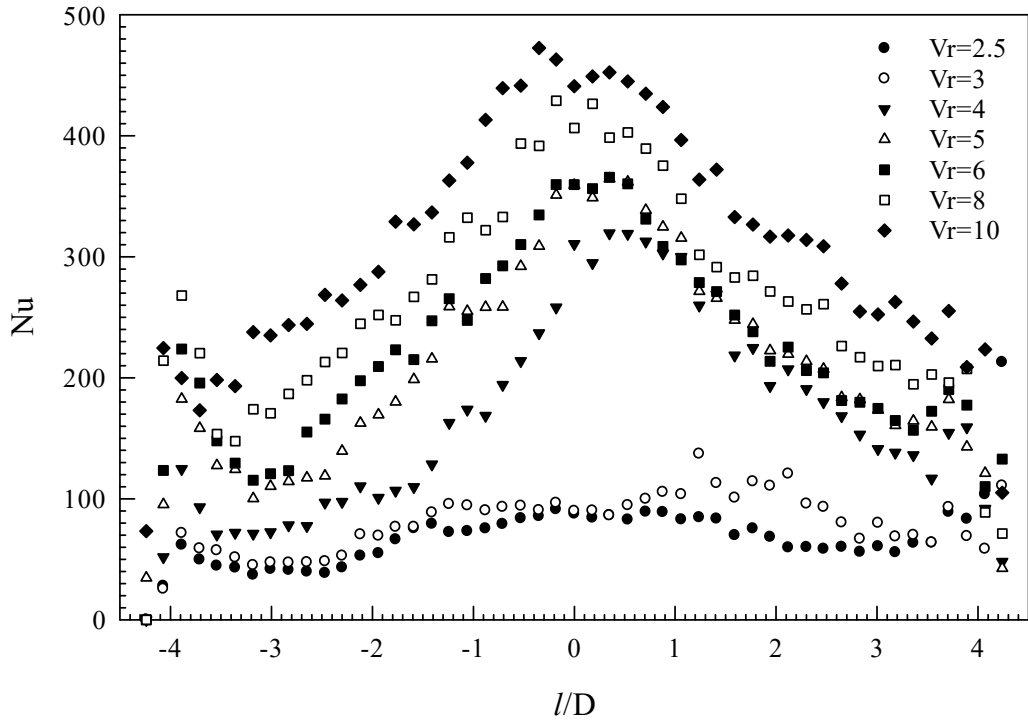
Şekil 34. EAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi



Şekil 35. EAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



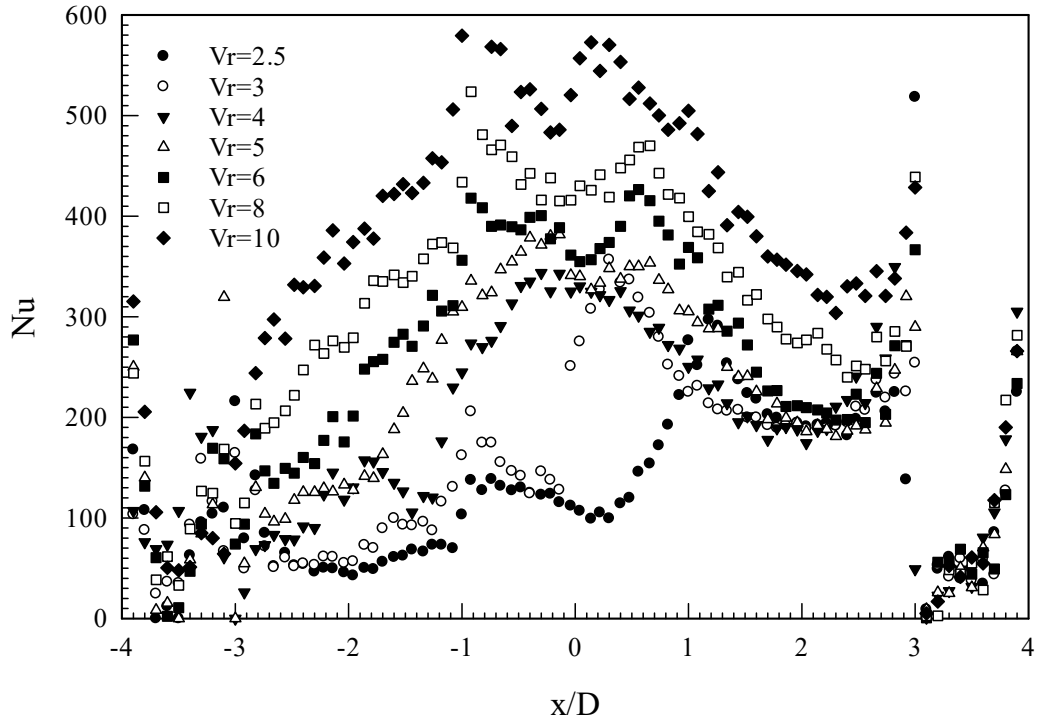
Şekil 36. EAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi



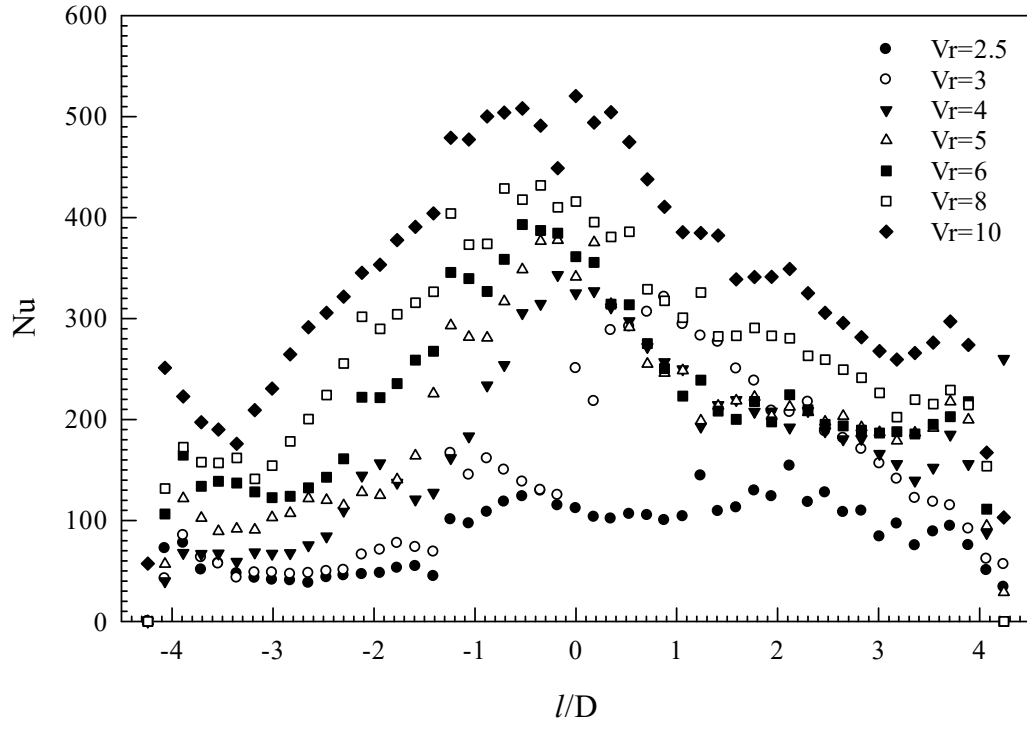
Şekil 37. EAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi

Şekil 38-47' de farklı AR değerlerine sahip köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısı dağılımlarının $H/D=3$ 'te V_r ile değişimleri verilmiştir. İlgili şekillerde oval lülelerdeki dağılımlara benzer dağılımlar elde edilmiş olup ve $V_r < 5$ olduğu durumlarda çarpan jet karakteristiklerinin bileşen hedef yüzeyinde tam olarak oluşamaması sonucu Nusselt sayısı dağılımı önemli ölçüde etkilenmiştir. Yine artan V_r değeriyle serbest jet bölgesindeki sapmanın azalmasının yanı sıra çarpan jetin artan momentumu ile hem durma bölgesinde hem de duvar jet bölgesindeki ısı transferinde artış meydana gelmektedir. Çapraz akış nedeniyle bileşen alt akım bölgesinde üst akıma kıyasla daha yüksek Nusselt sayısı değerlerine ulaşılmaktadır.

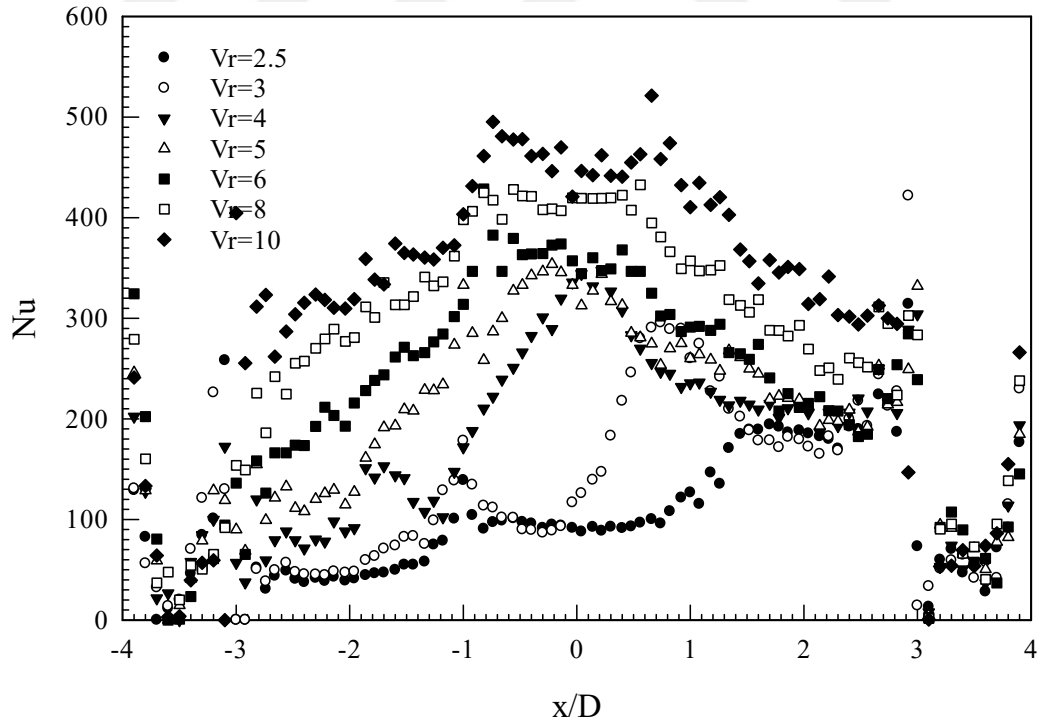
Her iki lüle geometrisi ısı transferi açısından karşılaştırıldığında, köşeli geometriye sahip lülelerin oval olanlardan daha yüksek ısı transfer performansı sergilediği görülmektedir. Bu durumun köşe etkisi nedeniyle ortaya çıkan ve jet akışına ait karışım, türbülans üretimi ve sürüklenme karakteristikleri üzerinde etkili olan girdaplar nedeniyle ortaya çıktığı söylenebilir. Bununla birlikte yerel ısı transferi dağılımı değerlendirildiğinde $AR=0.33$ değeri genel olarak en iyi performansı sergilemektedir.



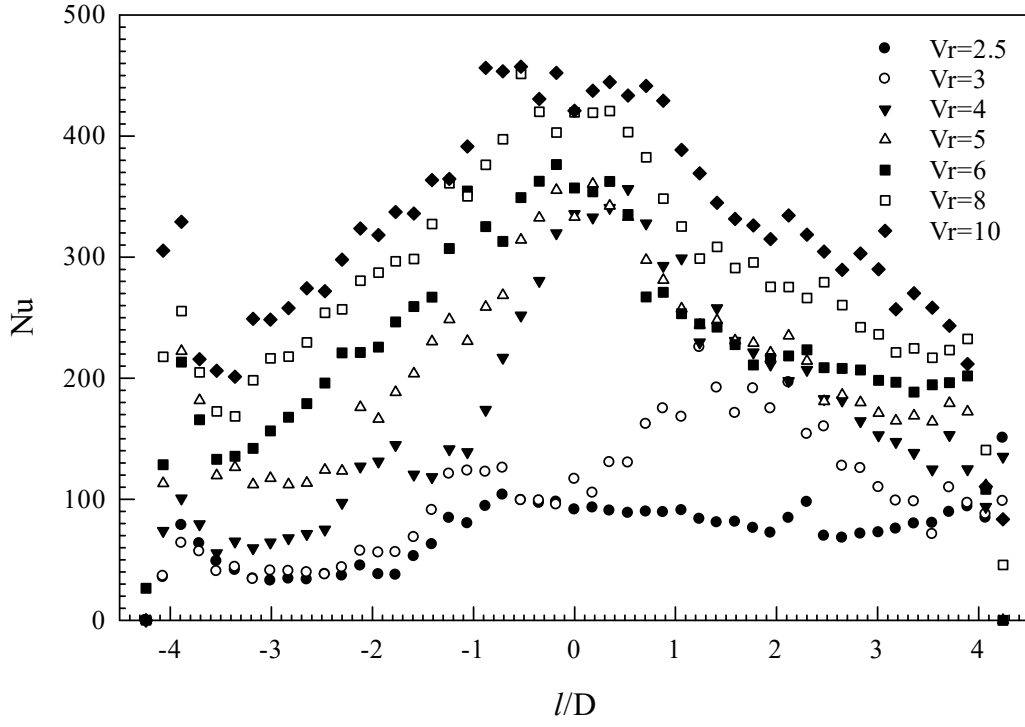
Şekil 38. $AR=0.33$ için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenine boyuna değişimi



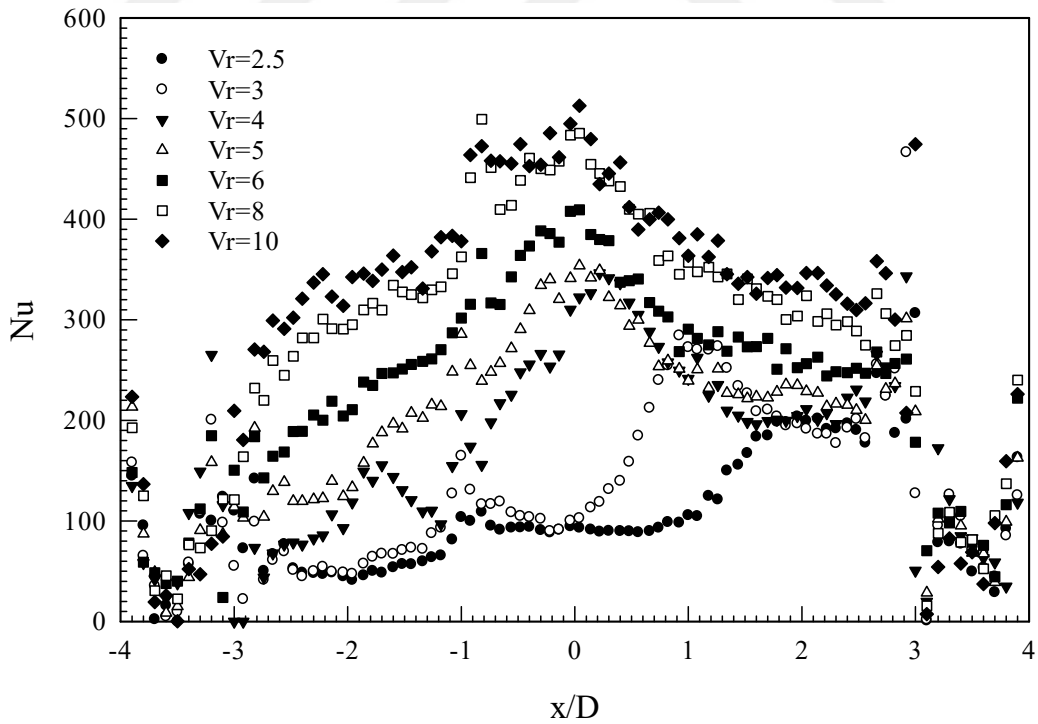
Şekil 39. RAR0.33 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



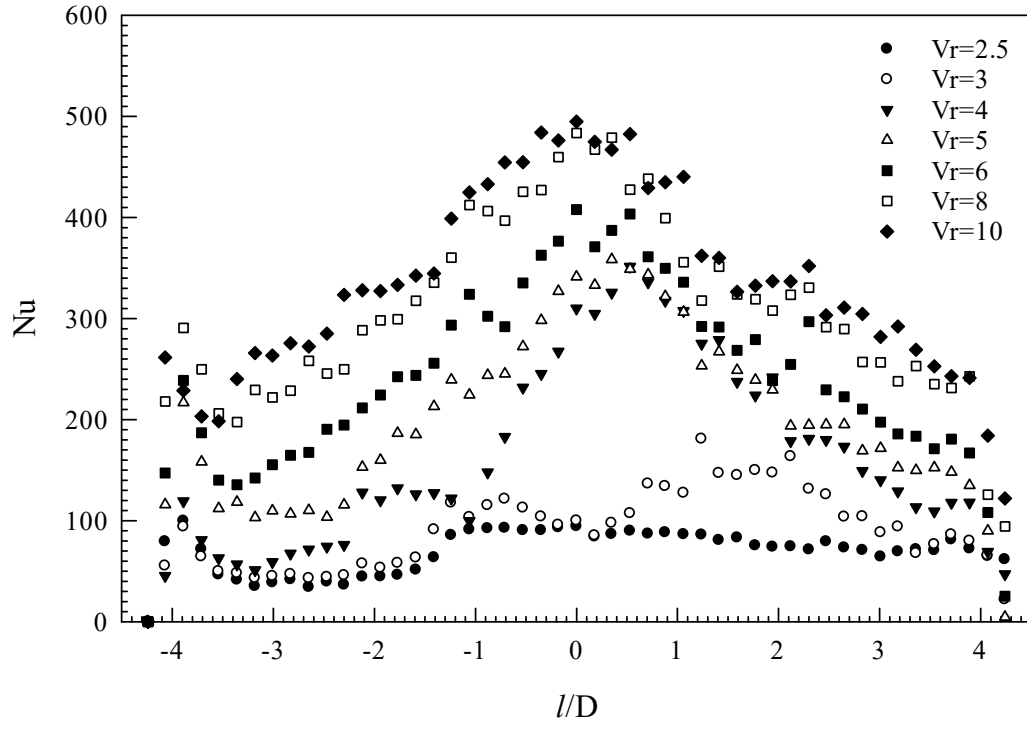
Şekil 40. RAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değişimi



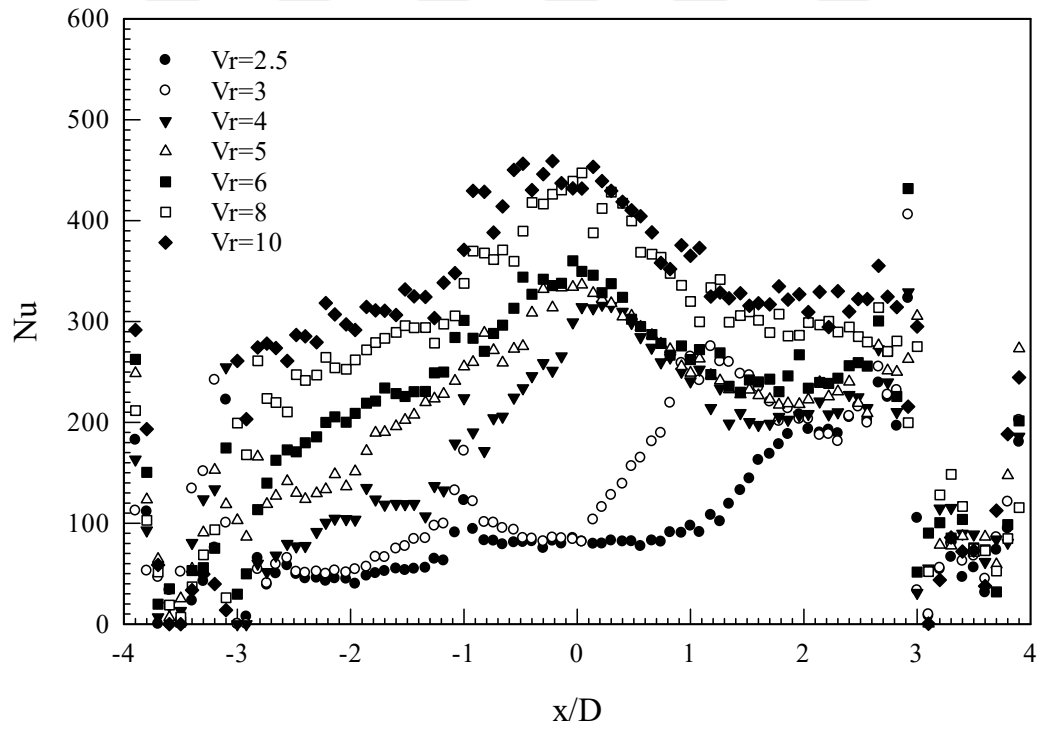
Şekil 41. RAR0.5 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



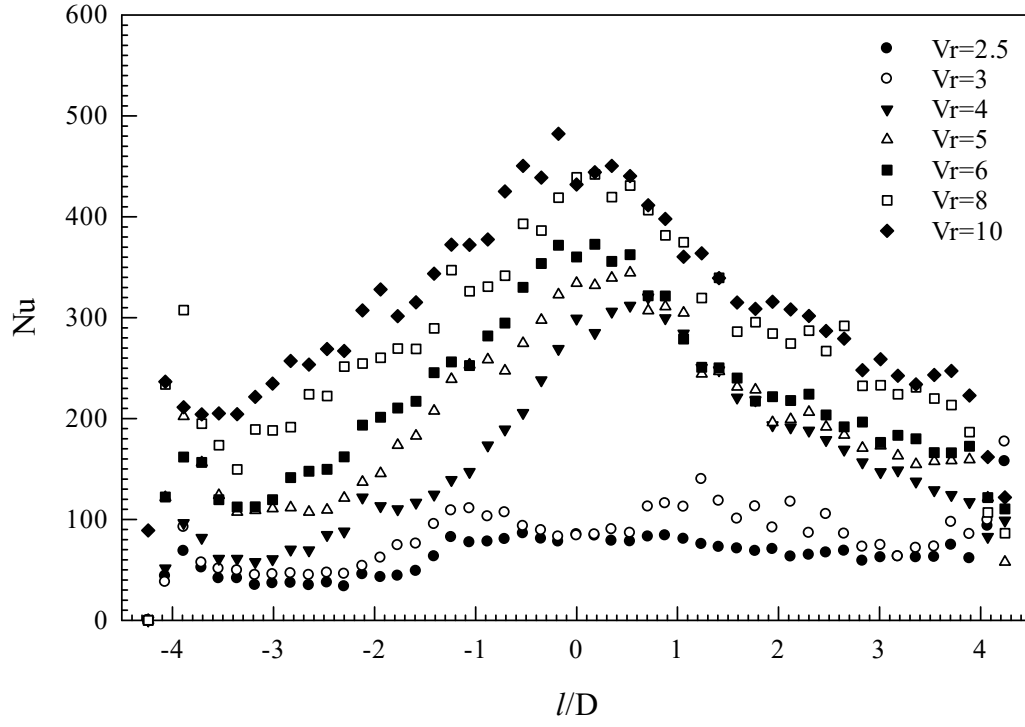
Şekil 42. Kare lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenı boyunca değişimi



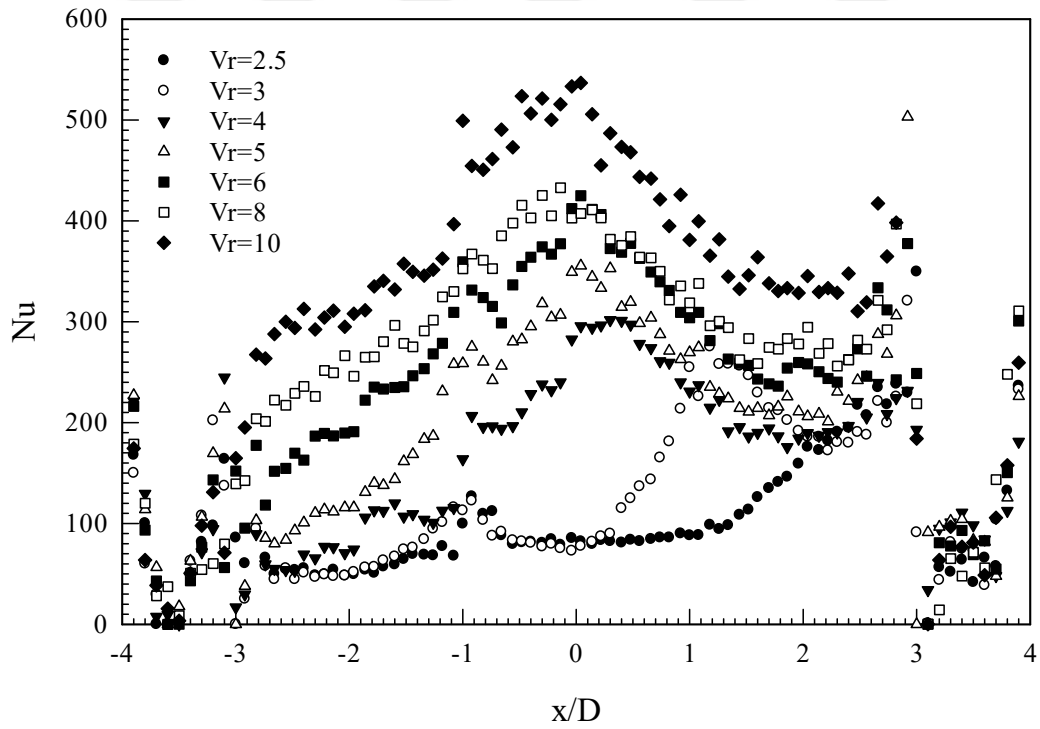
Şekil 43. Kare lüle için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



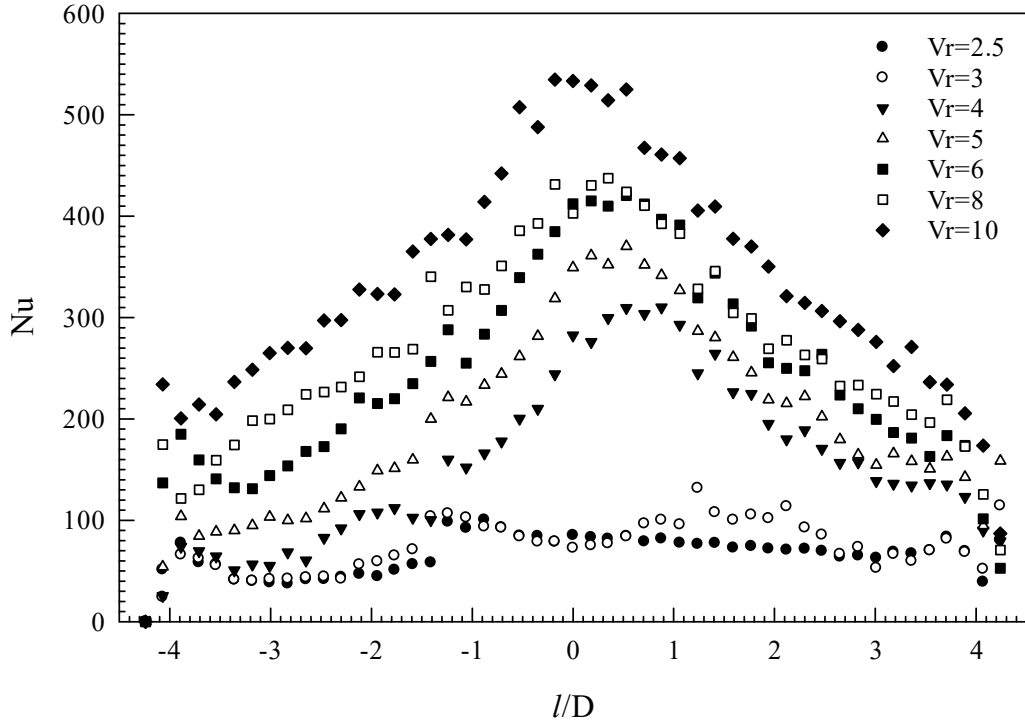
Şekil 44. RAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi



Şekil 45. RAR2 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi



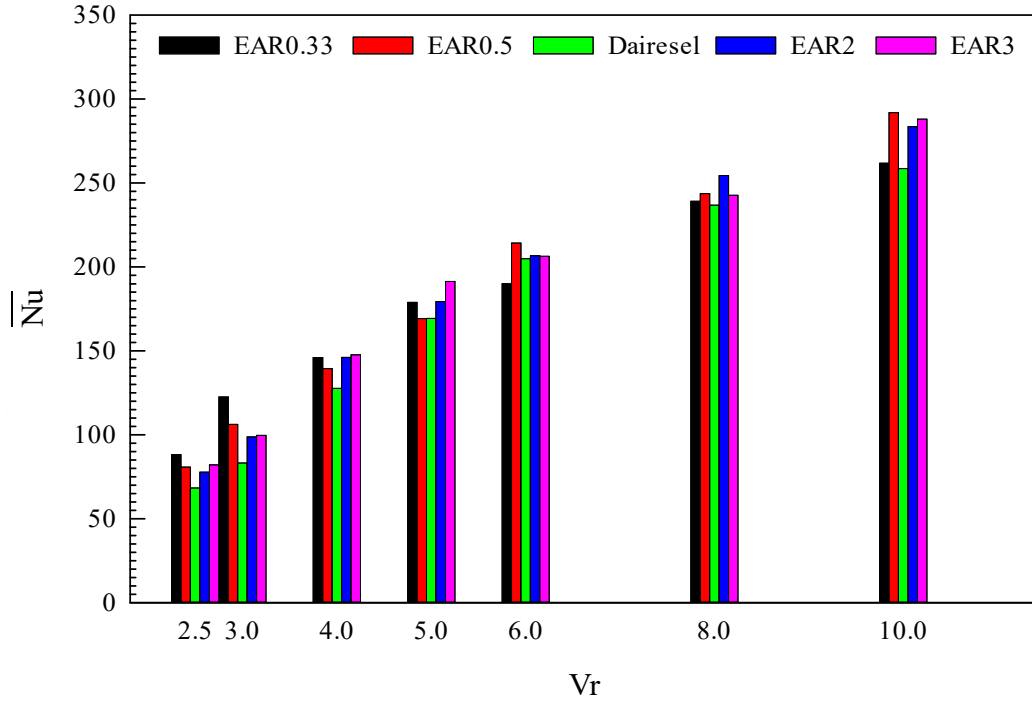
Şekil 46. RAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile simetri eksenini boyunca değişimi



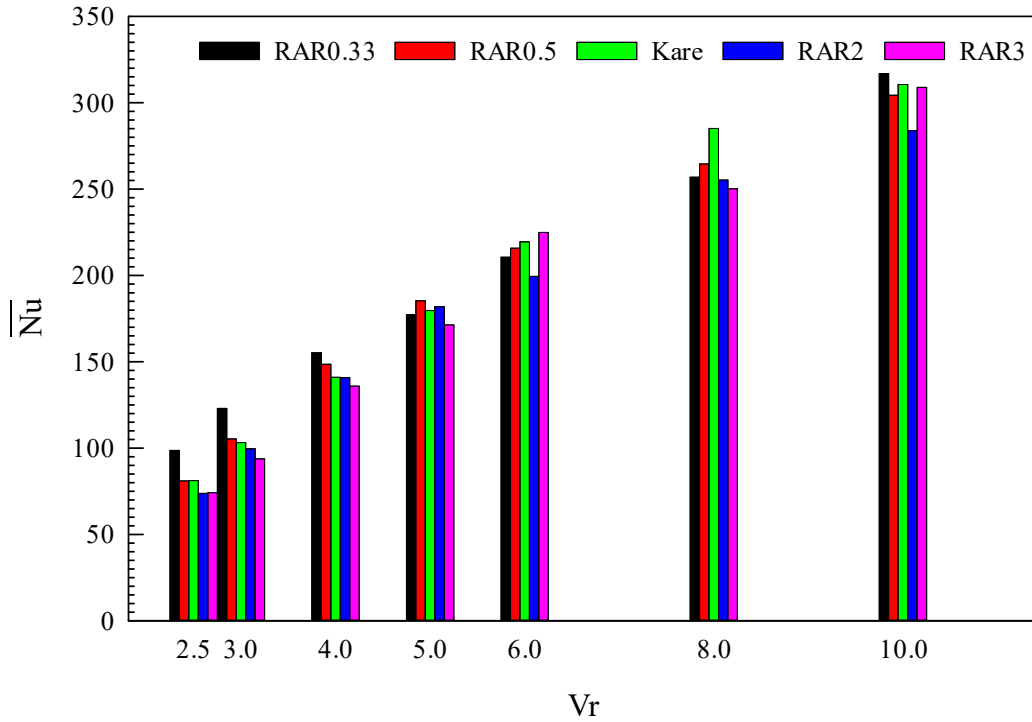
Şekil 47. RAR3 için yerel Nusselt sayısının V_r ile üst yüzey köşegeni boyunca değişimi

Şekil 48 ve 49’da çarpan jetin hedefi olan üst yüzey için ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}$) değerleri verilmiştir. İlgili şekillerde her iki lüle geometrisi için $\overline{Nu}$ değerlerinin V_r ’ye göre iki farklı dağılım sergilediği görülmektedir. V_r ’nin 2.5-5 aralığında $\overline{Nu}$ ’in AR ile değişimi genel bir karakter sergilemektedir. Bu aralıkta artan AR değeri ile köşeli lüle geometrisi için $\overline{Nu}$ değerinde azalma görülürken, eliptik ve dairesel lüle için azalıp artan bir trend söz konusudur. Burada dairesel geometriye sahip lülenin ısı transferi açısından en düşük performansı sergilediği görülmektedir. $V_r = 2.5$ değerinde EAR0.33, dairesel lüleye göre $\approx\%28$ oranında daha iyi performans sergilemiştir. Aynı durum RAR0.33-kare kesitli lüle ve EAR0.33-RAR0.33 için kıyaslandığında RAR0.33 ısı transferinde sırasıyla $\approx\%24$ ve $\approx\%12$ iyileşme sağlamıştır. Artan V_r ile ısı transferinde de iyileşme olurken, lüle geometrisi ve AR’den kaynaklı olarak $\overline{Nu}$ değerleri arasındaki fark azalmaktadır. V_r ’nin 5’ten büyük değerlerinde $\overline{Nu}$ -AR değişimi için belirgin bir karakter ortaya çıkmamıştır. Bu durum yüzey sıcaklık konturlarında da görüldüğü üzere serbest jet bölgesindeki akışın sapmadan üst yüzeye ulaşması ve bu yüzeyde üst akım bölgesine doğru oluşmaya başlayan duvar jet bölgesindeki karmaşık akış yapısının bir neticesidir. $H/D = 3$ değerinde, tüm durumlar göz

önüne alındığında köşeli lüle geometrisinin ısı transferi açısından daha etkin olduğu söylenebilir.



Şekil 48. Ortalama Nusselt sayısının oval lüleler için V_r ile değişimi



Şekil 49. Ortalama Nusselt sayısının köşeli lüleler için V_r ile değişimi

3.2. H/D Oranının Farklı Hız Oranlarında Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

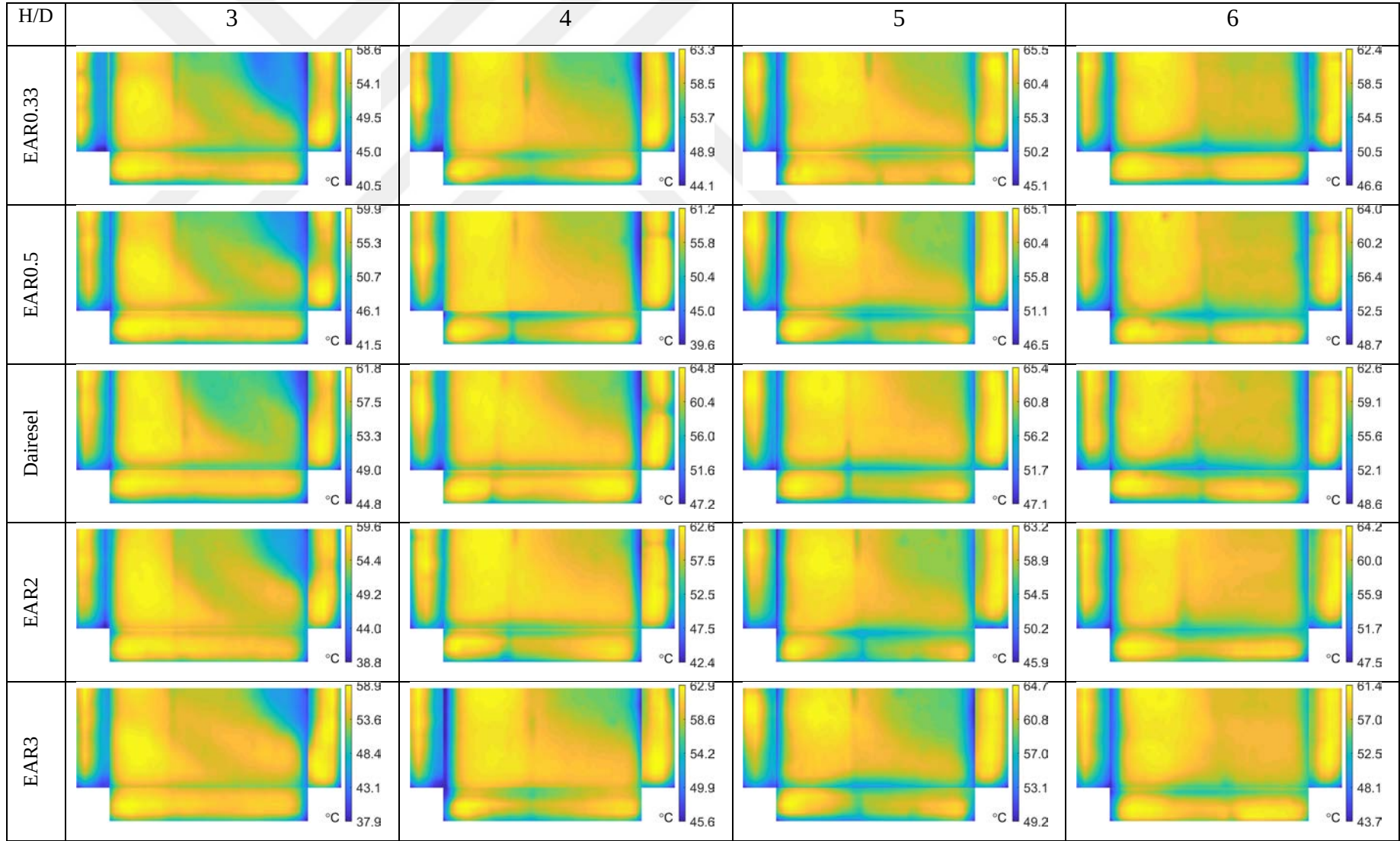
Bu bölümde lüle/hedef plaka uzaklığı H/D 'nin ısı transferi üzerindeki etkileri lüle geometrisi, AR ve V_r parametreleriyle ele alınmıştır. Bileşen yüzeyindeki sıcaklık konturları ilgili parametreler için Şekil 50-57'de verilmiştir. $V_r=2.5$ değeri için $H/D>3$ olduğu durumlarda serbest jet bölgesi çapraz akış nedeniyle kanal çıkışına yönelmekte ve bileşen üst yüzeyine çarpmadan sistemden ayrılmaktadır. Bu durum özellikle $H/D=6$ durumunda ilgili konturlardan açıkça anlaşılmaktadır. H/D 'nin ara değerlerinde ise bileşen üst yüzeyinin arka kısmına doğru çapraz/jet akış etkileşimi sonucu oluşan kısmi soğuk bölgeler göze çarpmaktadır. Bu durum jet akışının yön değiştirerek üst yüzey komşuluğunda çapraz akışa katılması ile açıklanabilir. Bu V_r değerinde her iki lüle geometrisi için benzer dağılımlar elde edilmesine rağmen $AR=0.33$ değerinin diğer durumlara göre daha az sapma gösterdiği anlaşılmaktadır. Artan H/D oranıyla bileşenin sadece kanal akışıyla soğutulmasının doğal bir sonucu olarak yüzey sıcaklıkları artmakta, ısı transferi zayıflamaktadır.

$V_r=5$ değeri için ilgili konturlar incelendiğinde, jet akışının artan momentumu sebebiyle tam sapma görülmemekte ve incelenen tüm H/D oranlarında çarpan jet karakteristikleri sergilenmektedir. Artan H/D oranıyla jet akışının lüleden çıkışından itibaren çevre akışla arasındaki kayma tabakasından ötürü jet sapmakta ve yayılmaktadır. Önceki bölümde de bahsedildiği üzere bileşen üst yüzeyinde üst akım bölgesine doğru duvar jet bölgesinin tam olarak oluşmamakta ve artan H/D oranıyla ısı transferi açısından durum bu bölge için daha da kötüleşmektedir. AR 'nin artan değerlerinin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelendiğinde her iki geometri için de benzer durum söz olmakta ve jet akışındaki sapma nedeniyle yüzey sıcaklıklarında artış meydana gelmektedir.

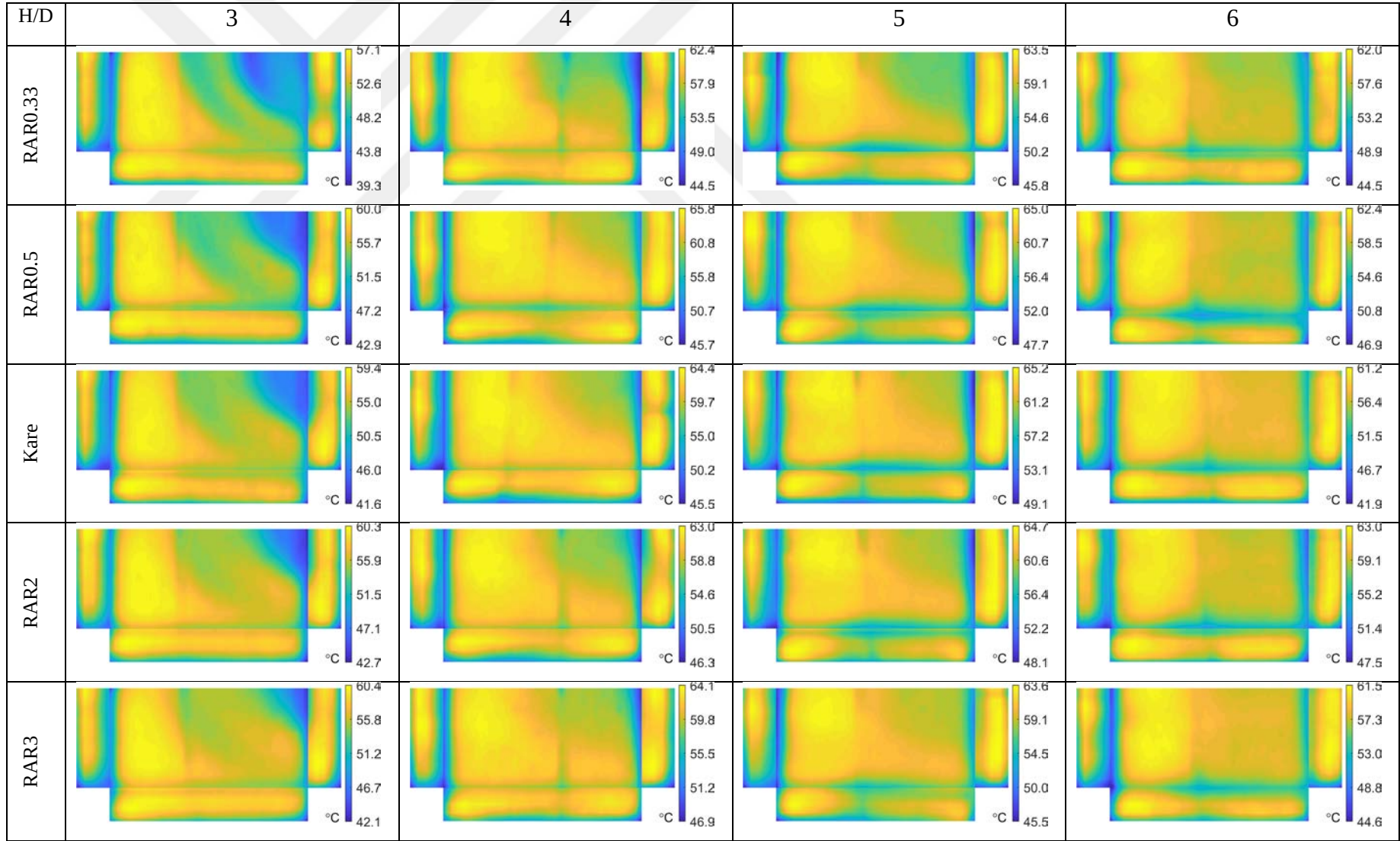
$V_r=8$ ve $V_r=10$ değerlerinde yapılan incelemelerde, genel olarak üst yüzeyde çarpan jetin çevresinde oluşan duvar jet bölgesinin tüm yüzeyi kaplaması, yani çapraz akışın üst akım bölgesine doğru yön değiştirme noktasının bileşen yüzey sınırı ötesine itilmesi nedeniyle üst yüzeyde diğer durumlara kıyasla daha eş dağılı sıcaklık konturları ortaya çıkmıştır. Bu durum özellikle üst yüzeydeki Nusselt sayısındaki artışı da beraberinde getirerek daha düşük yüzey sıcaklıklarının eldesini sağlamıştır. Artan H/D oranıyla özellikle üst akım duvar jet bölgesi çapraz akış nedeniyle sınırlanmaya başlamakta ve bileşen üst yüzeyinin ön kısmında artan sıcaklık değerleriyle sonuçlanmaktadır. Bu V_r değerlerinde lüle geometrisi ve AR değerinin duvar jet bölgesindeki akış ve ısı transferinin H/D ile değişimi üzerinde önemli etkilere sahip olduğu görülmektedir. Aynı AR değerlerine sahip lüle

geometrileri artan H/D oranı için kıyaslandığında, köşeli lülelerin oval olanlara göre daha iyi performans sergiledikleri açıkça görülmektedir. Aynı inceleme AR değerleri bazında yapıldığında küçük AR değerlerinin özellikle duvar jet bölgesinin üst akım bölgesine doğru oluşmasına avantaj sağladığı göze çarpmaktadır. Bileşenin yan yüzeyleri tüm parametre aralıklarında benzer sıcaklık dağılım karakteri sergilemesine karşı yüzey sıcaklık değerleri artan V_r ile çekirdek sıcaklığındaki azalmaya bağlı azalış sergilemektedir.

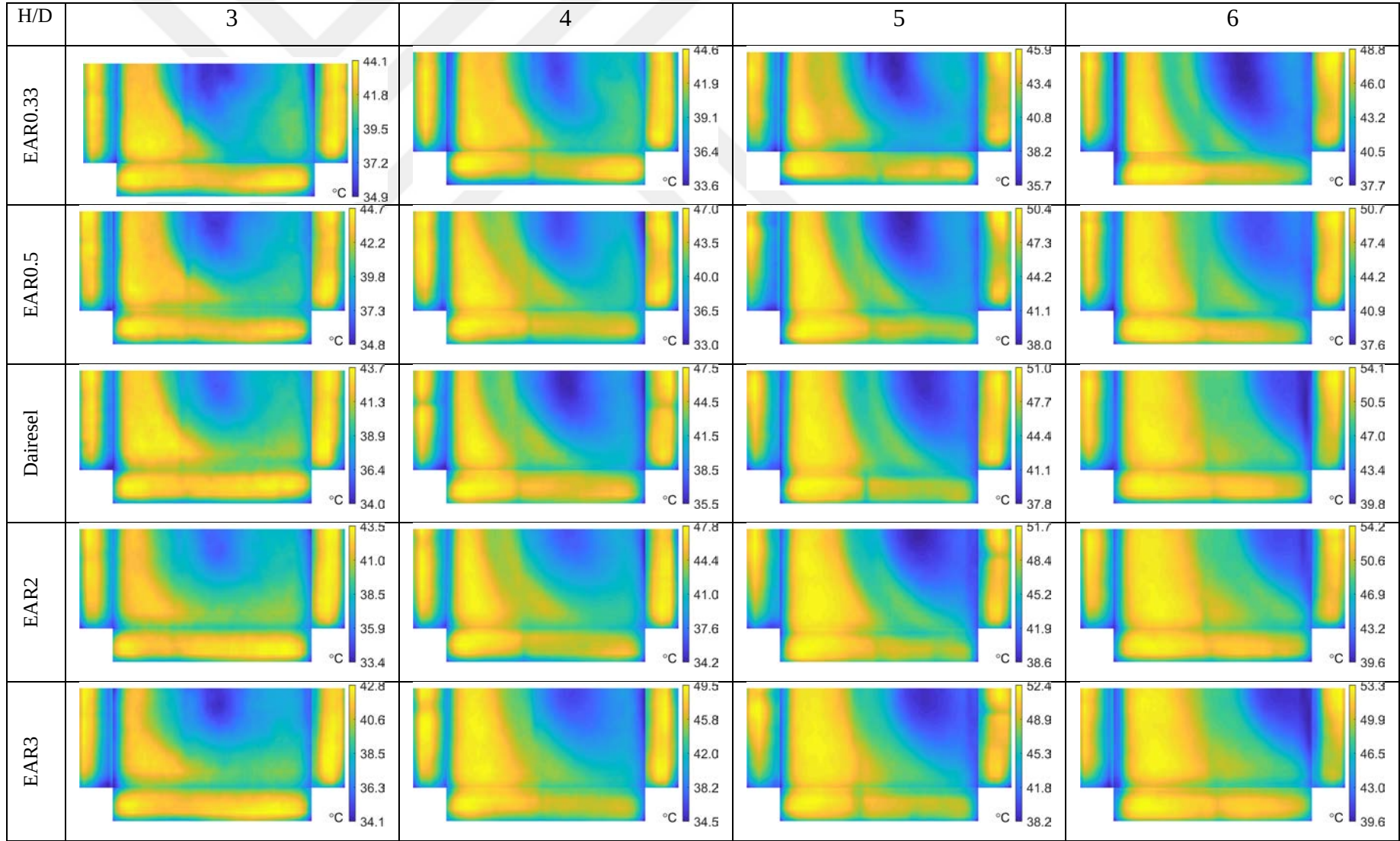




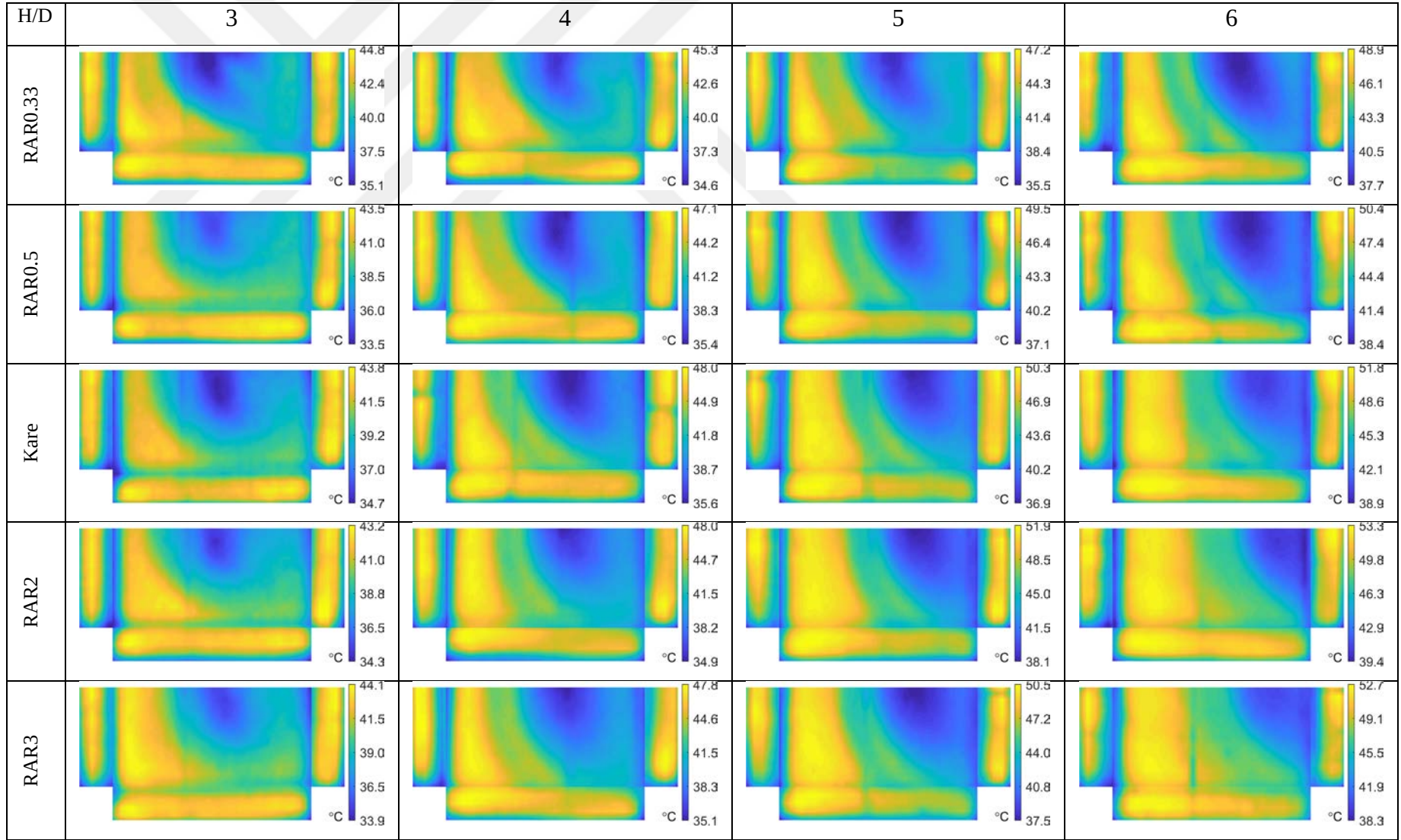
Şekil 50. Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 2.5$)



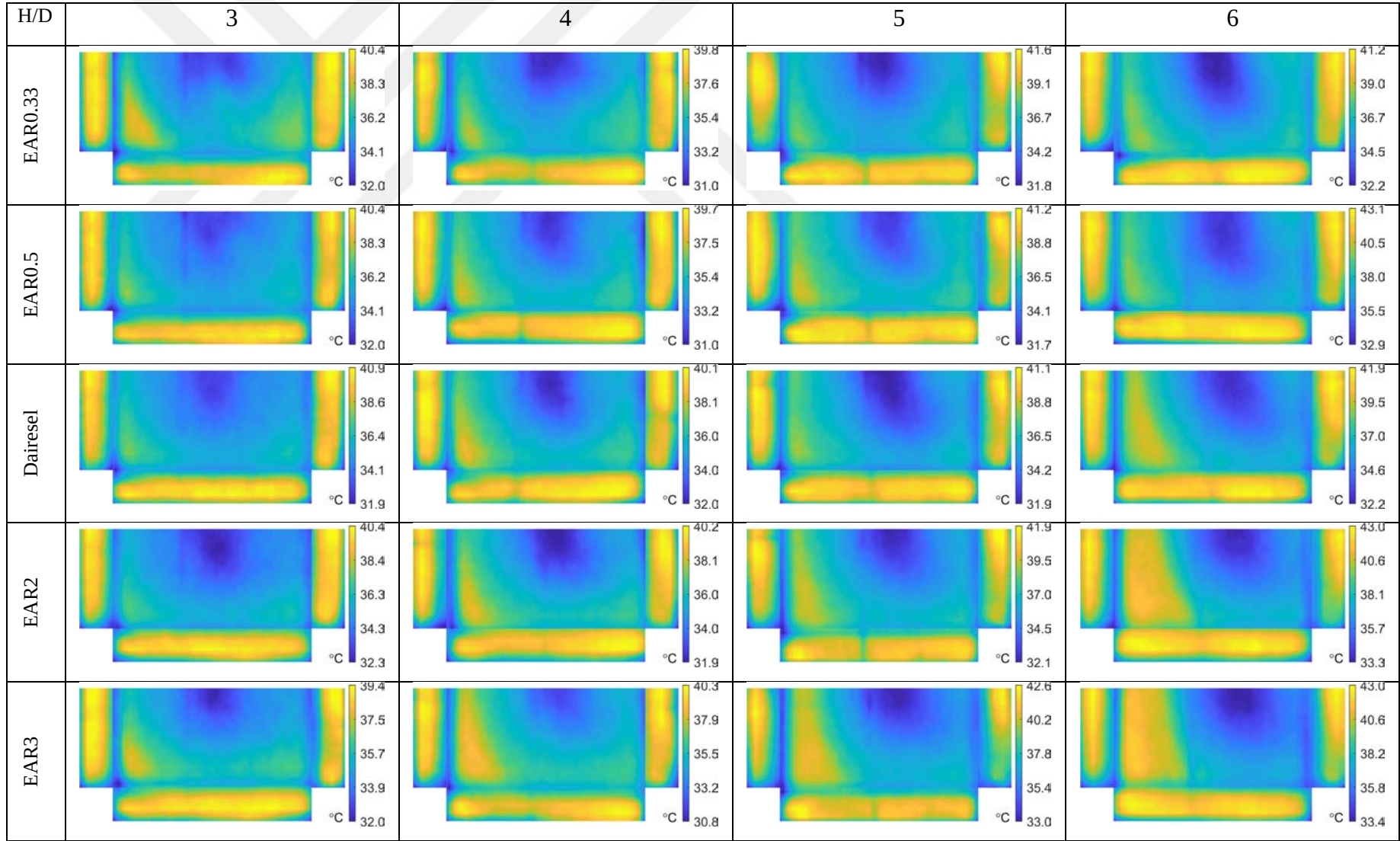
Şekil 51. Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 2.5$)



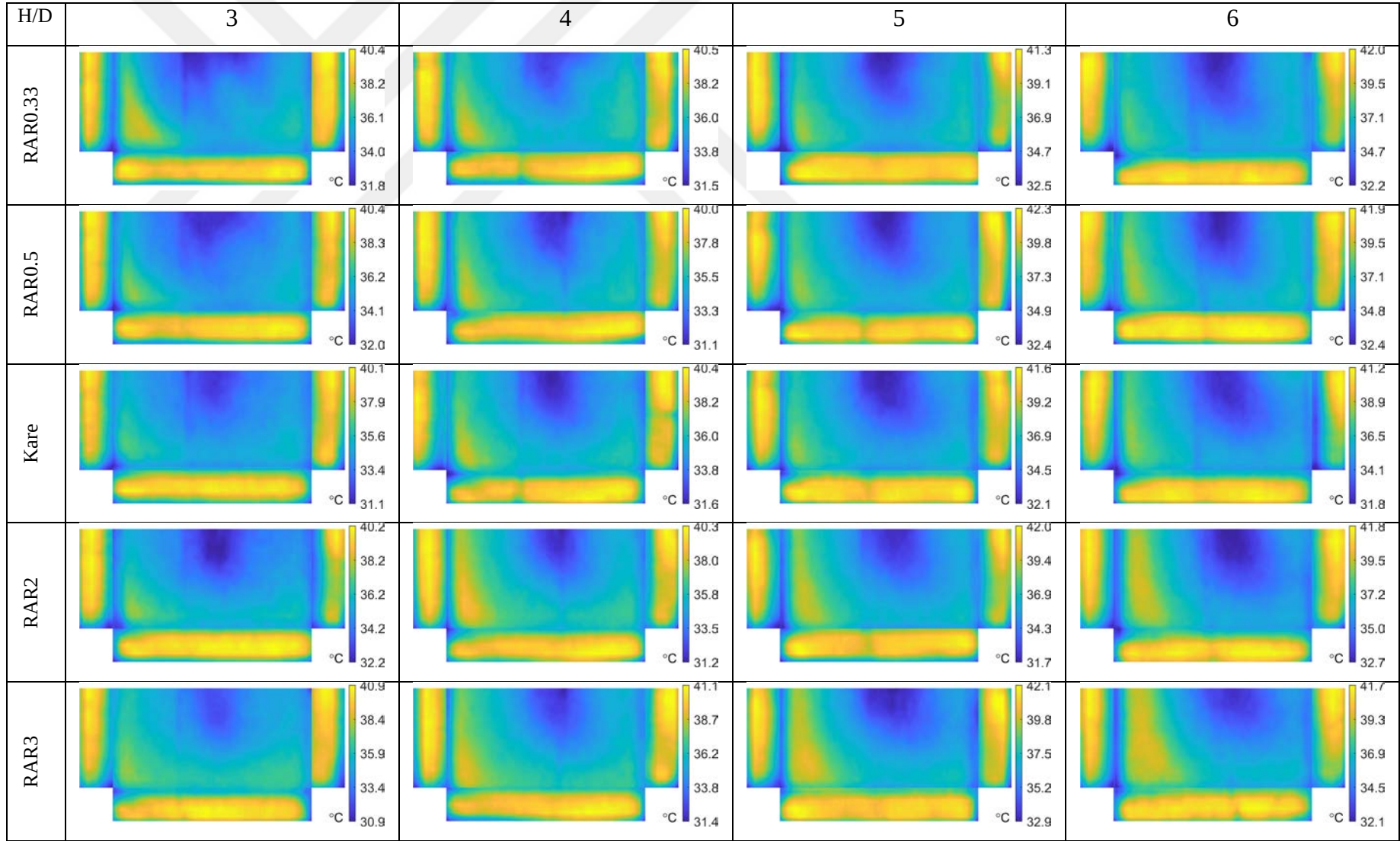
Şekil 52. Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$)



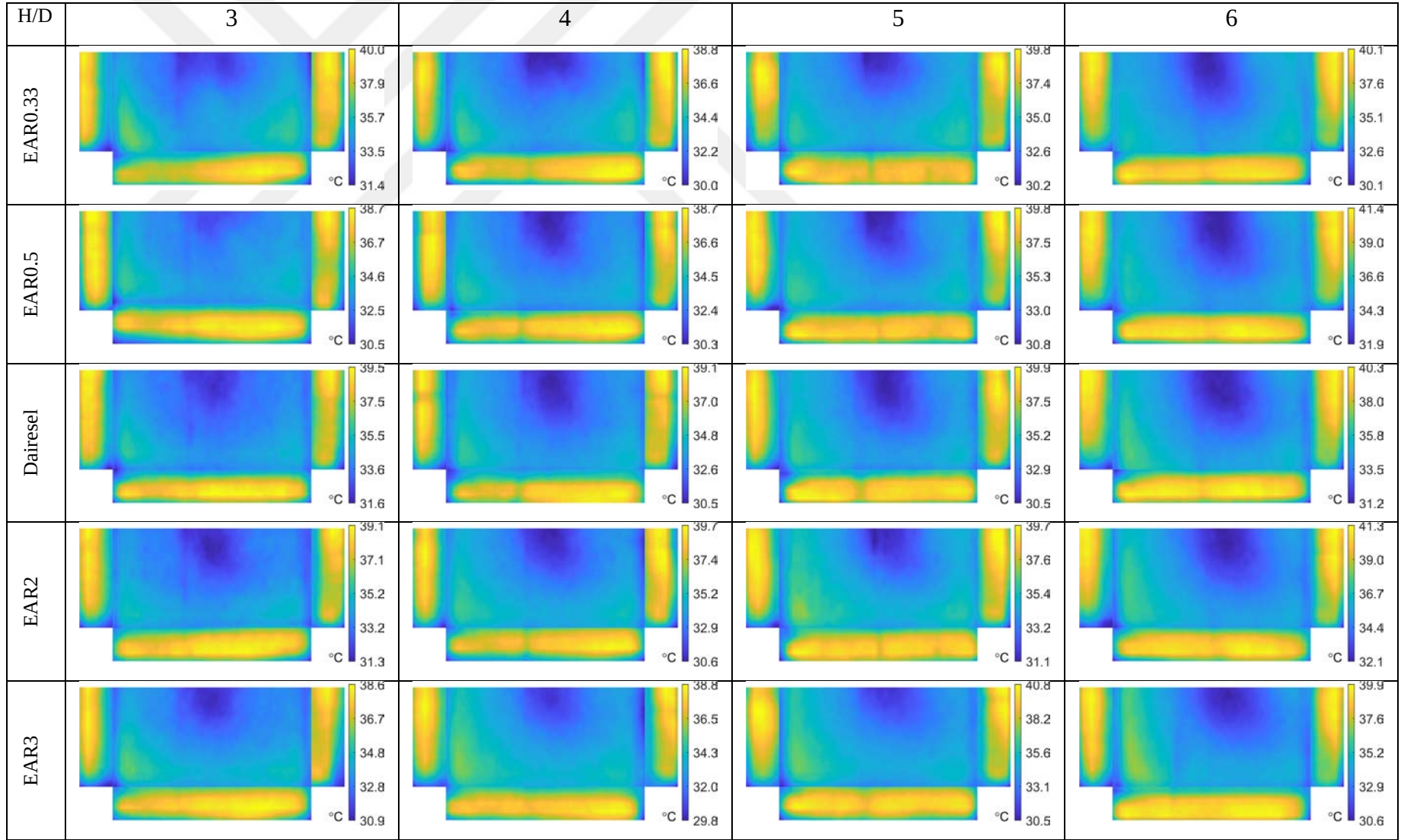
Şekil 53. Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 5$)



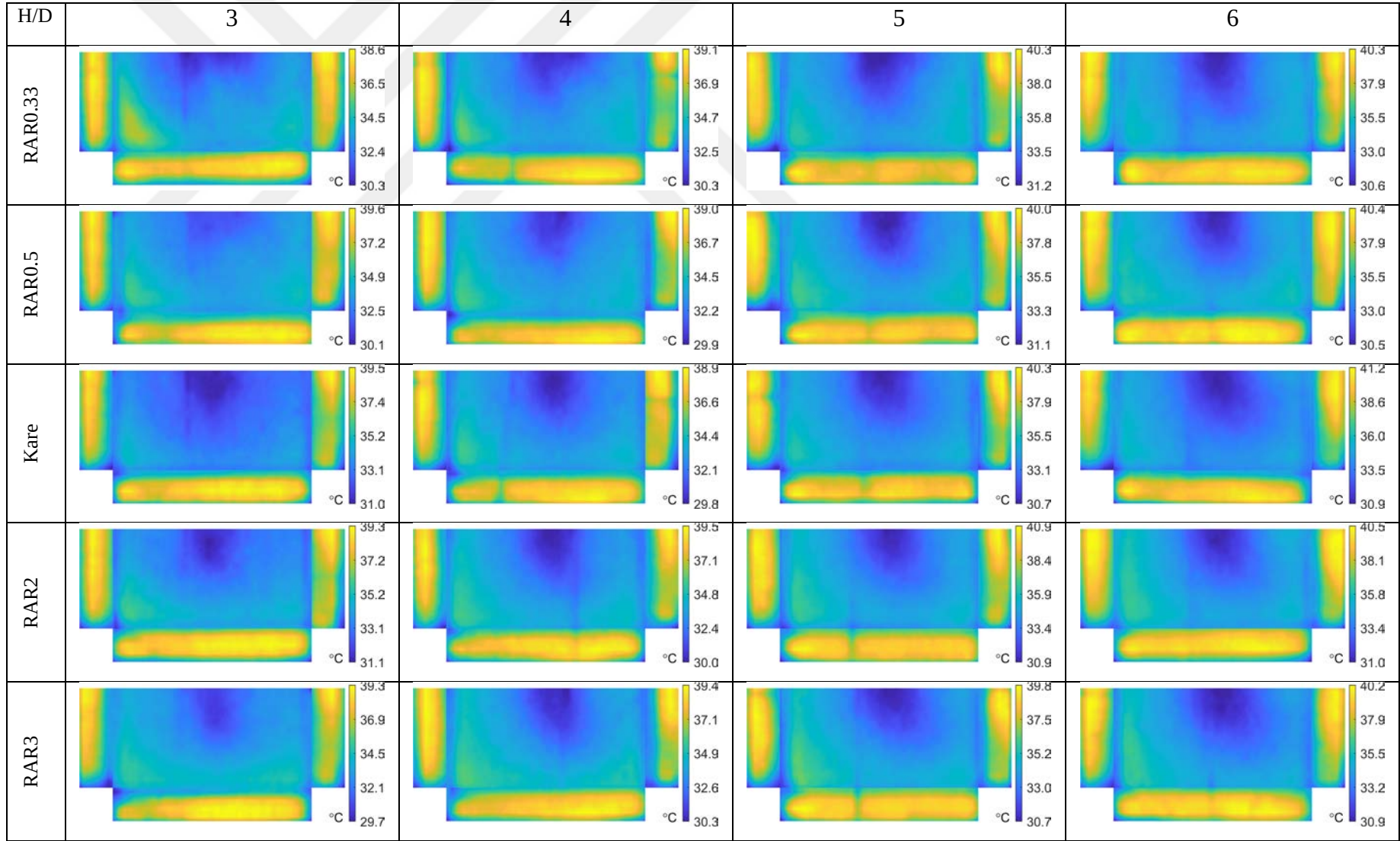
Şekil 54. Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r=8$)



Şekil 55. Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 8$)

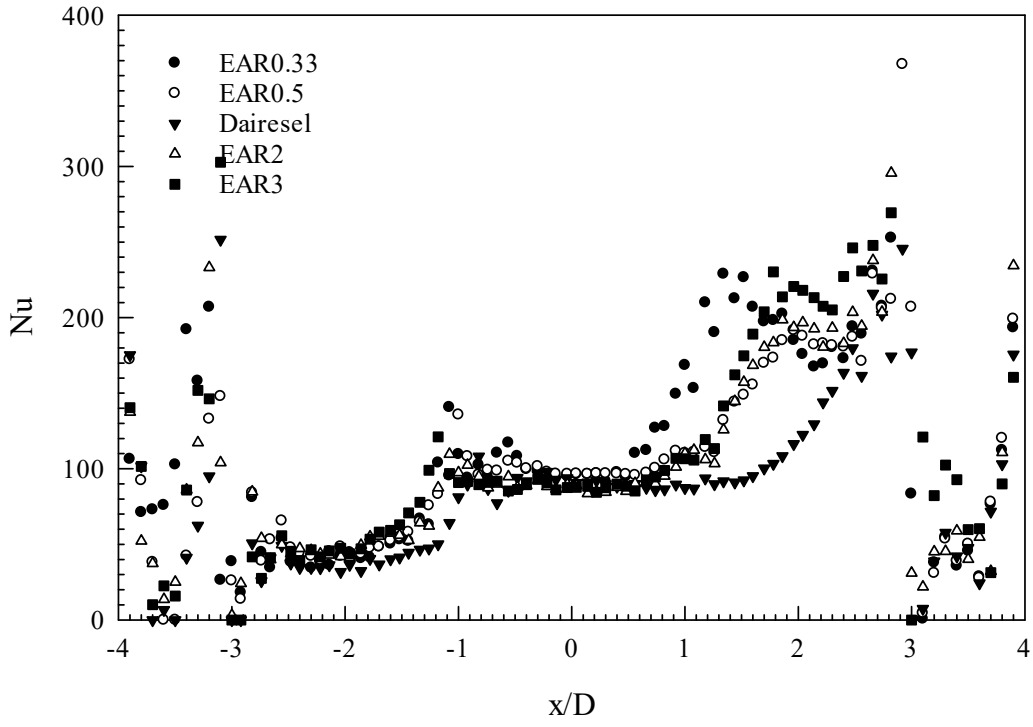


Şekil 56. Oval lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$)

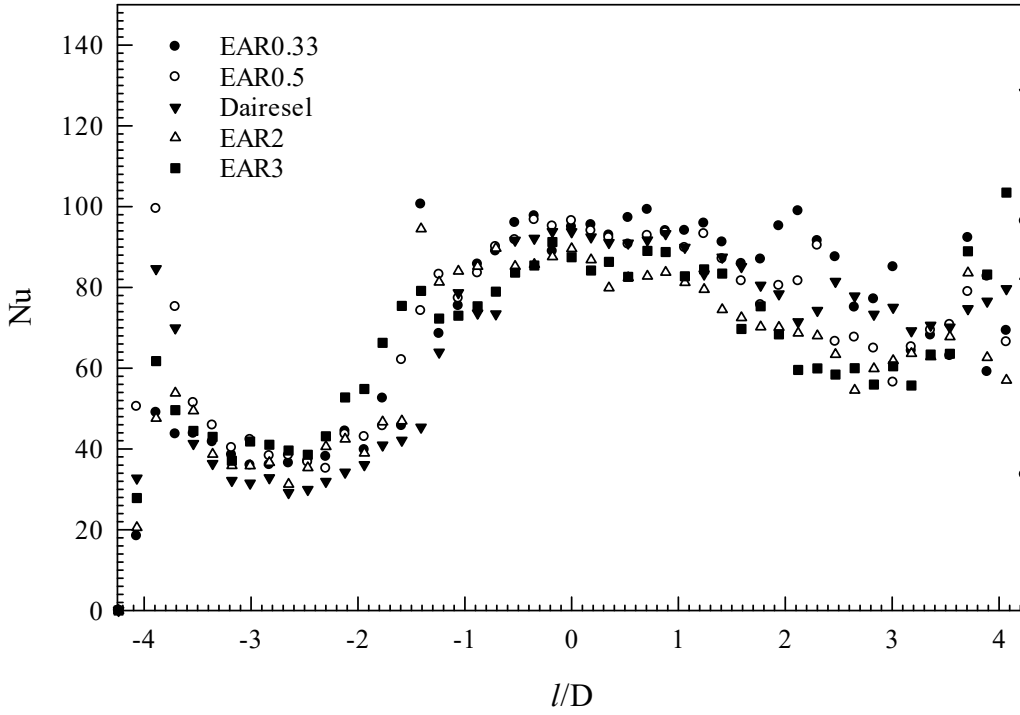


Şekil 57. Köşeli lüleler için farklı H/D oranlarındaki bileşen yüzey sıcaklık konturları ($V_r = 10$)

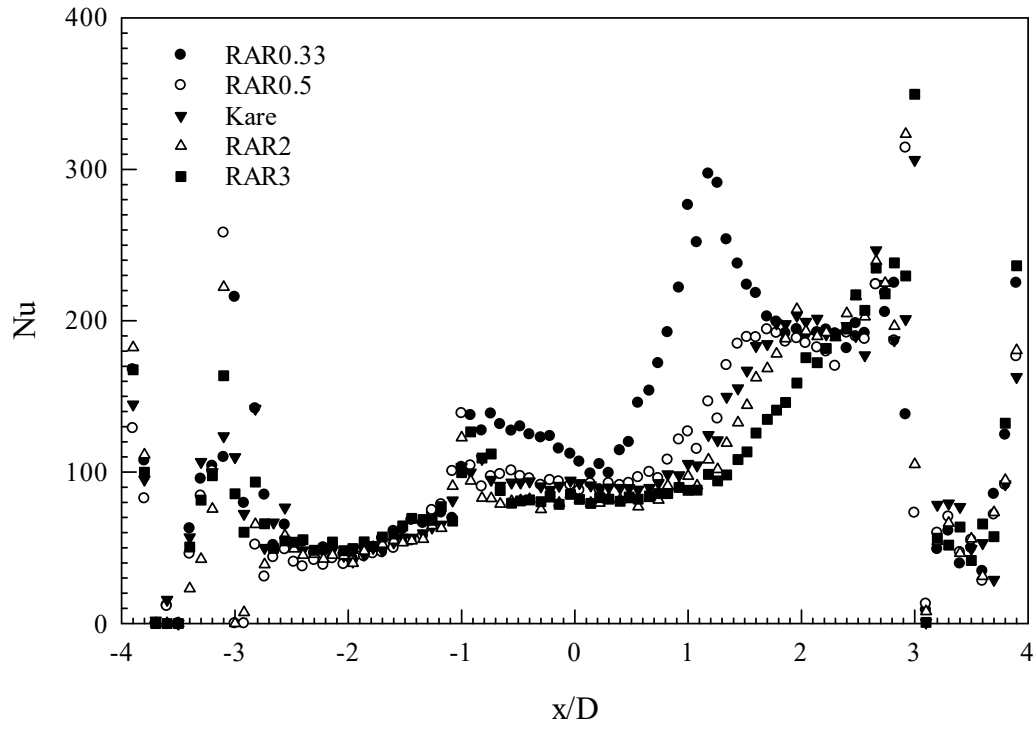
Şekil 58-73'te yerel Nusselt sayısının simetri eksenine ve üst yüzey köşegeni boyunca farklı H/D oranlarındaki lüle geometrisi ve AR ile değişimi verilmiştir. $H/D=3$ ve $V_r=2.5$ olduğu durumda, sıcaklık konturlarında da bahsedildiği üzere jet akışının sapmasıyla özellikle bileşen üst yüzeyinde istenmeyen bir dağılım ortaya çıktığı görülmektedir. Bileşen üst yüzeyinin ön kısmında yüzeyden ayrılan çapraz kanal akışının bileşenin arka yüzeyine doğru tekrar yüzeye tutunması ve jet akışının sürüklenme etkisiyle yüzeye doğru bastırılması sebebiyle bu kısımda daha yüksek Nusselt değerleri elde edilmiştir. Oval lüle geometrileri için bileşen ön tarafında incelenen aralıktaki AR değişiminden etkilenmeyen bir dağılım görülmekteyken, bileşen alt akım bölgesine doğru bu dağılım farklı bir karaktere bürünmektedir. Bu kısımda lüle AR değerinin etkisi açıkça görülmekte ve $EAR_{0.33}$ için diğer geometrilere göre daha yüksek Nusselt değerlerine ulaşılmaktadır. Üst yüzey köşegeni boyunca dağılım incelendiğinde üst yüzey merkezinde maksimum olacak şekilde köşelere doğru azalan bir dağılım mevcuttur. Hem yüzey akış ayrılması/tutunması, hem de jet akışının sürüklenme etkisiyle bileşen arka yüzeyinde oluşturduğu akış yapıları nedeniyle bu bölgede üst akım bölgesine göre daha yüksek Nusselt değerleri elde edilmiştir. İlgili parametrelere bağlı değişimler köşeli lüleler için incelendiğinde jet akışındaki sapmanın azalmasından dolayı yerel maksimum Nusselt değerlerinde muazzam bir artış görülmektedir. Bu durum özellikle $RAR_{0.33}$ kesiti için belirgin olup üst yüzeyde çarpan jet karakteristiklerinin oluşmaya başlamasının işaretidir. Bu durumda üst akım bölgesine doğru ters kanal akışı nedeniyle Nusselt sayısında alt akım bölgesine göre daha hızlı bir düşüş söz konusudur. $-1 < x/D < 0$ aralığındaki bölgesel artışın, çapraz akışın üst yüzeyde oluşmaya çalışan duvar jet bölgesini yukarı doğru saptırırken bileşen yüzeyine yapışması sonucu incelenen hız sınır tabaka nedeniyle oluştuğu söylenebilir. $-3 < x/D < -1$ ve $-4 < l/D < -1$ aralıklarındaki Nusselt sayısındaki azalma sıcaklık konturlarından da anlaşıldığı üzere üst yüzeydeki akış ayrılmasının bir sonucudur. Aynı V_r değerinde artan H/D oranının yerel Nusselt sayısı dağılımına etkileri Şekil 62-73'te verilmiştir. Beklendiği üzere artan H/D oranıyla serbest jet bölgesindeki sapmanın da artması sebebiyle özellikle bileşen üst yüzeyindeki Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır. $H/D = 5-6$ oranlarında $V_r=2.5$ değeri için jet akışının bileşen yüzeyiyle etkileşime girmeden kanalı terk etmesi nedeniyle lüle geometrisinden ve AR değerinden bağımsız benzer dağılımlar elde edildiği görülse de $AR_{0.33}$ değerinin diğerlerine göre daha yüksek Nusselt değerleri sağlamaktadır. Bu durumda bileşen büyük çoğunlukla çapraz kanal akışı ile soğutulmaktadır.



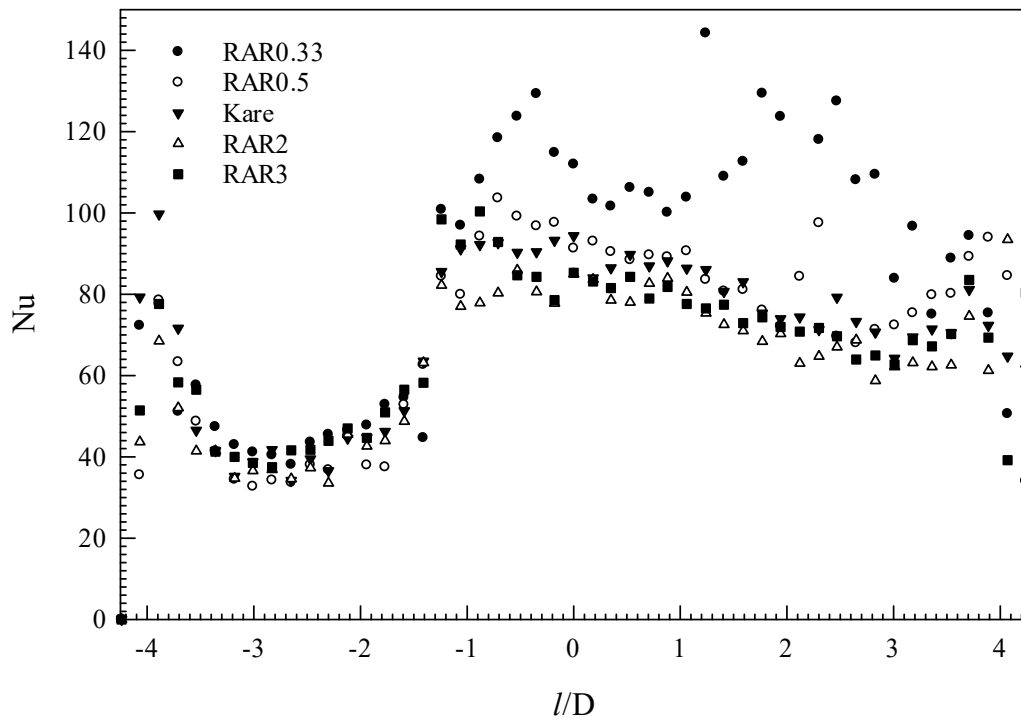
Şekil 58. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$)



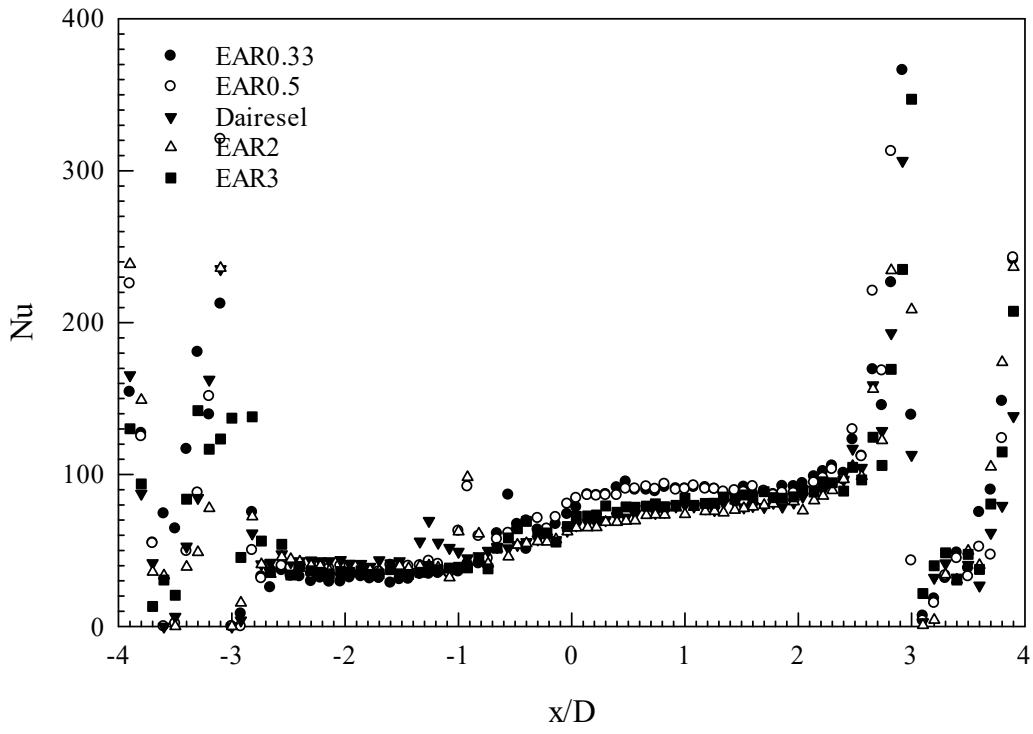
Şekil 59. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$)



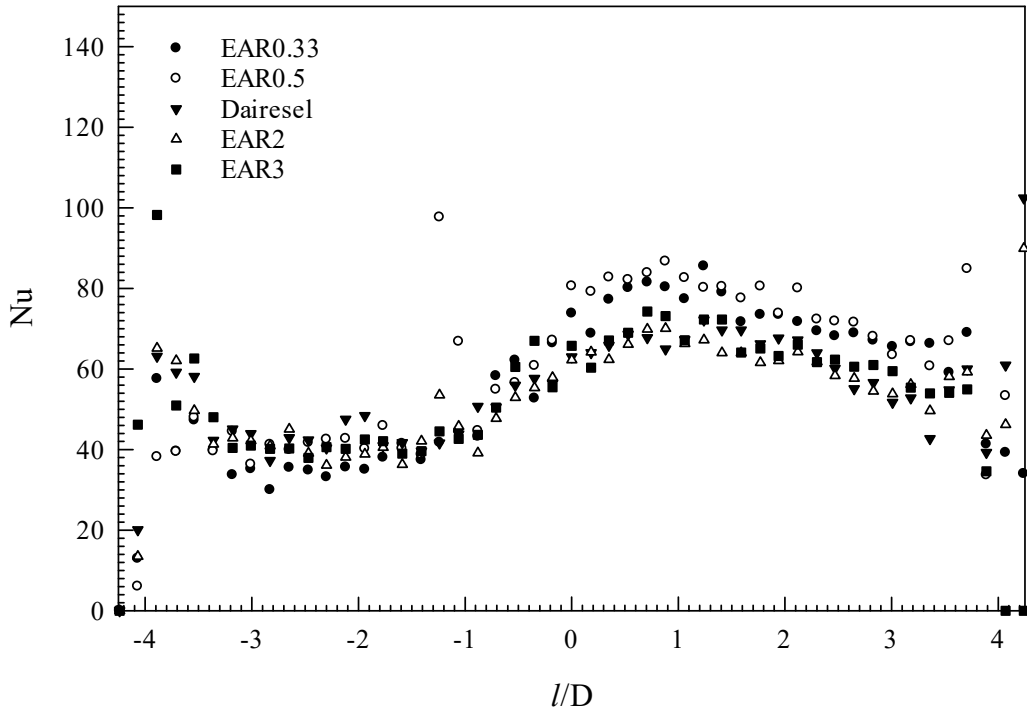
Şekil 60. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$)



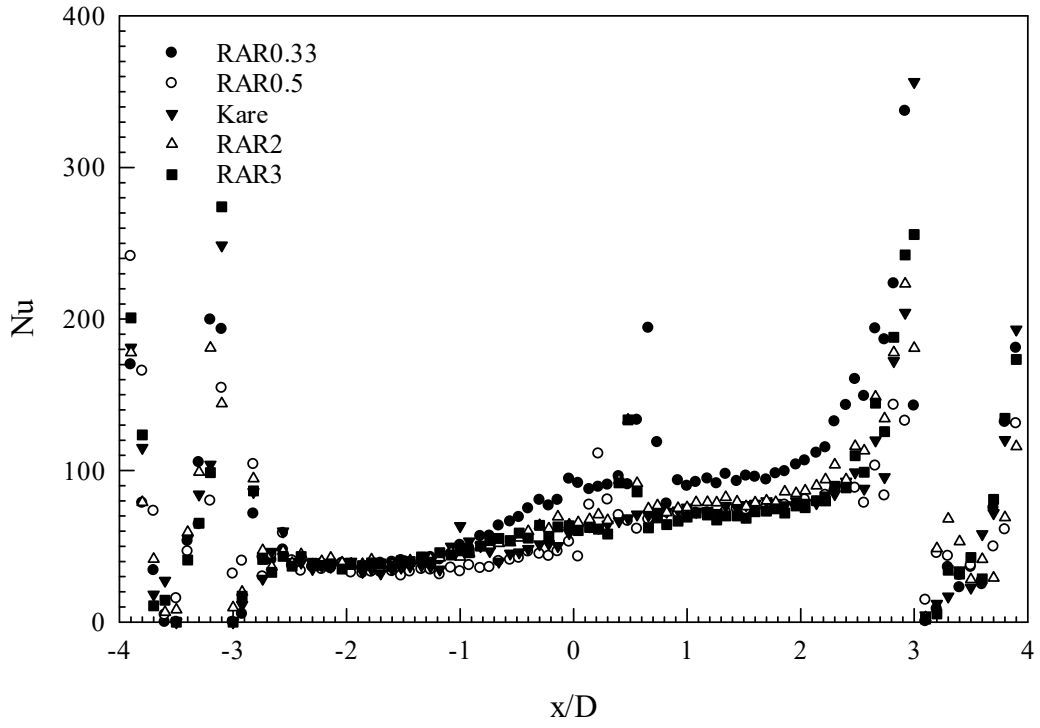
Şekil 61. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=3$)



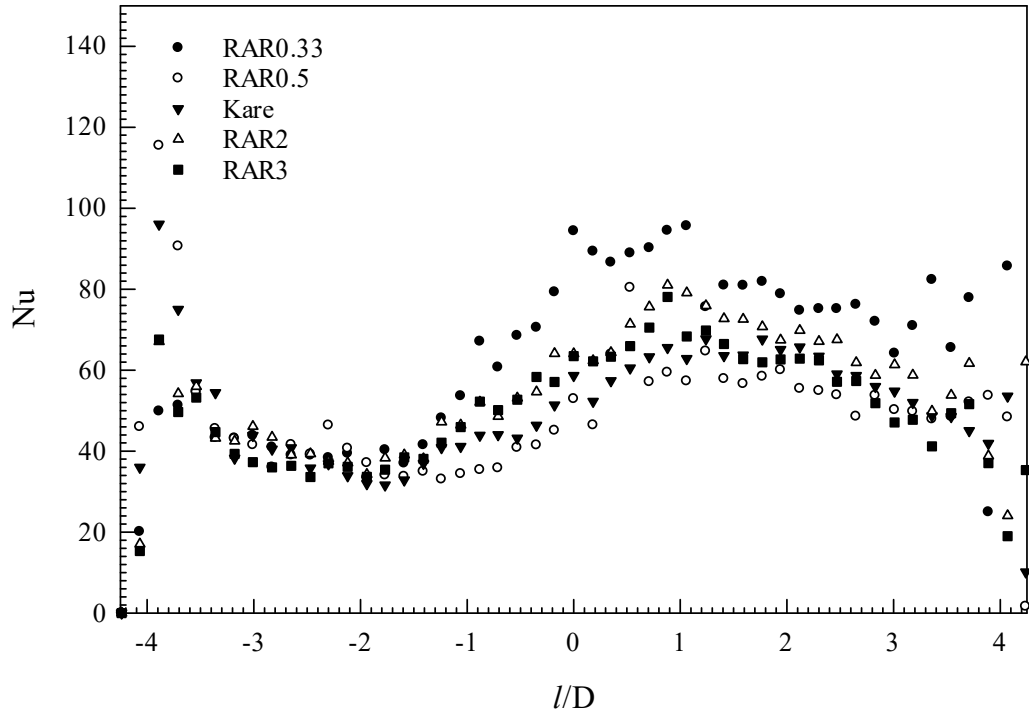
Şekil 62. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$)



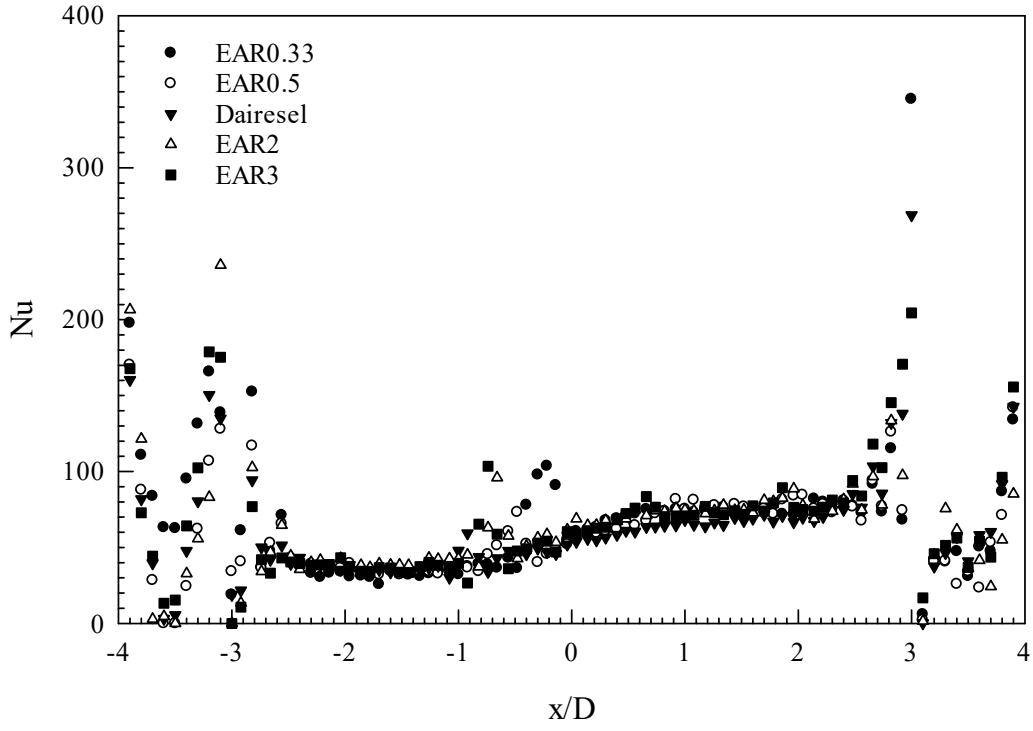
Şekil 63. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$)



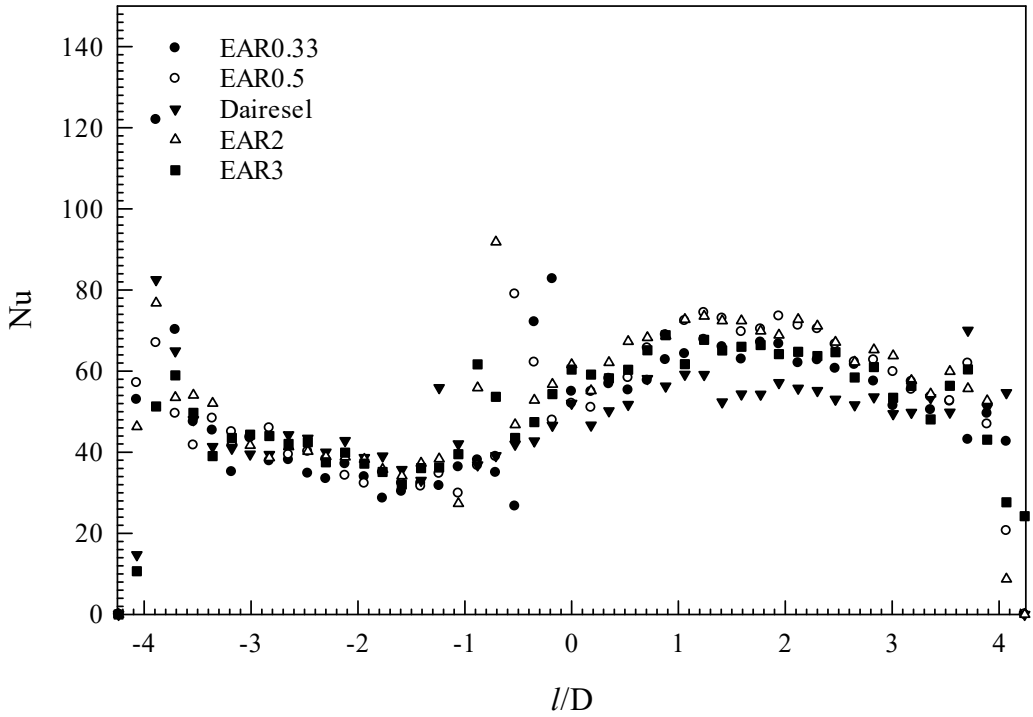
Şekil 64. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$)



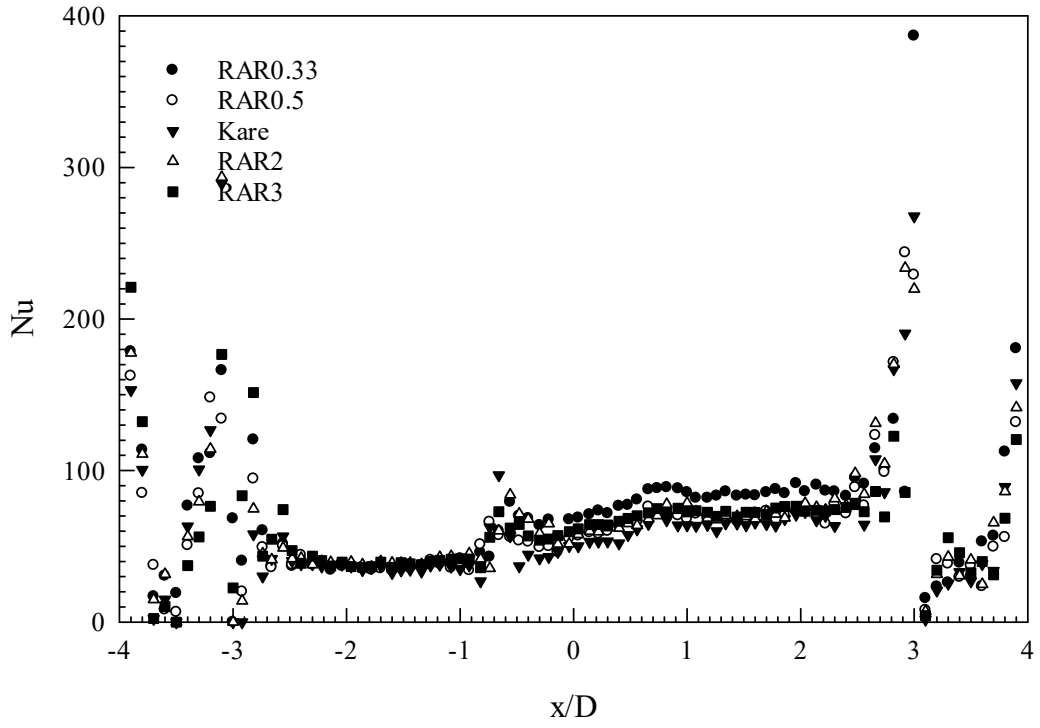
Şekil 65. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=4$)



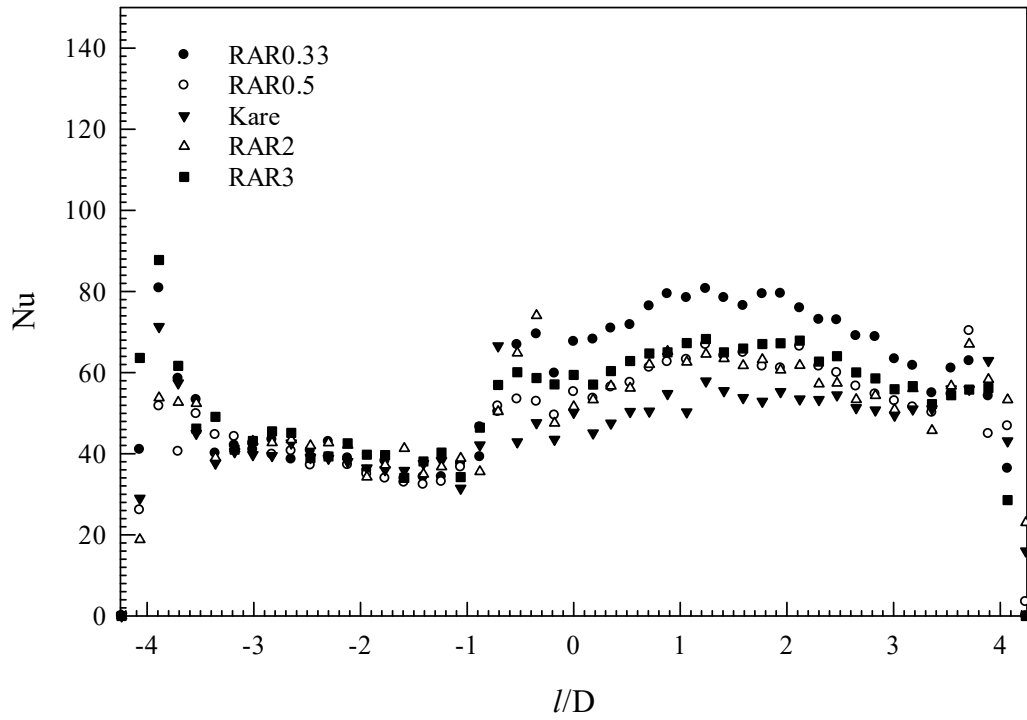
Şekil 66. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$)



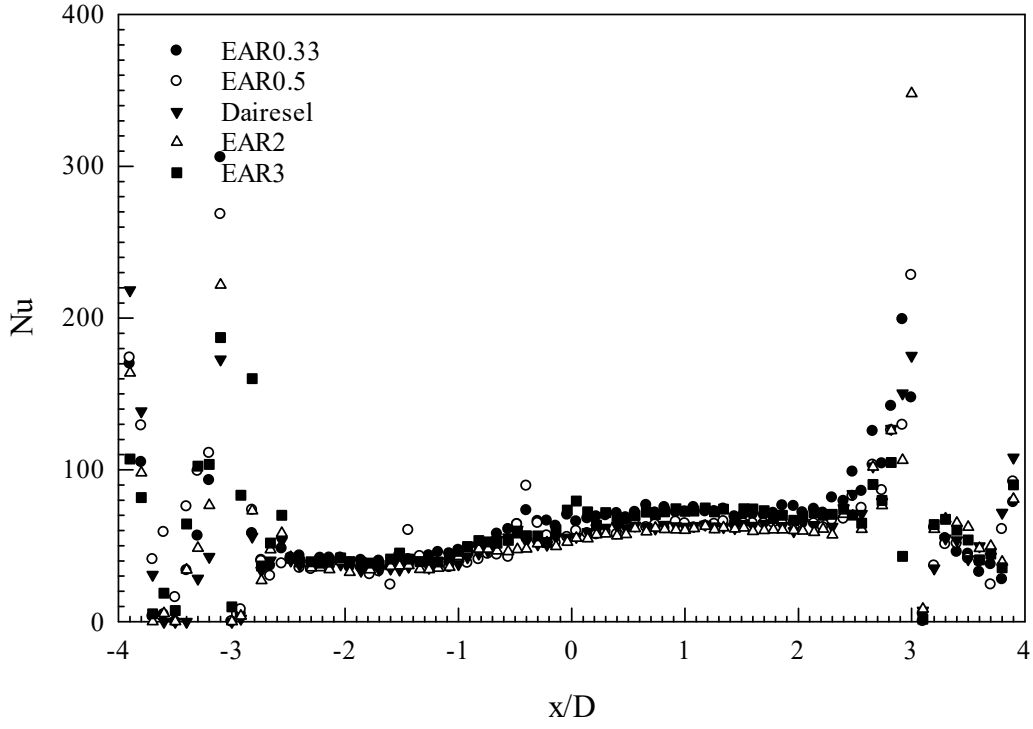
Şekil 67. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$)



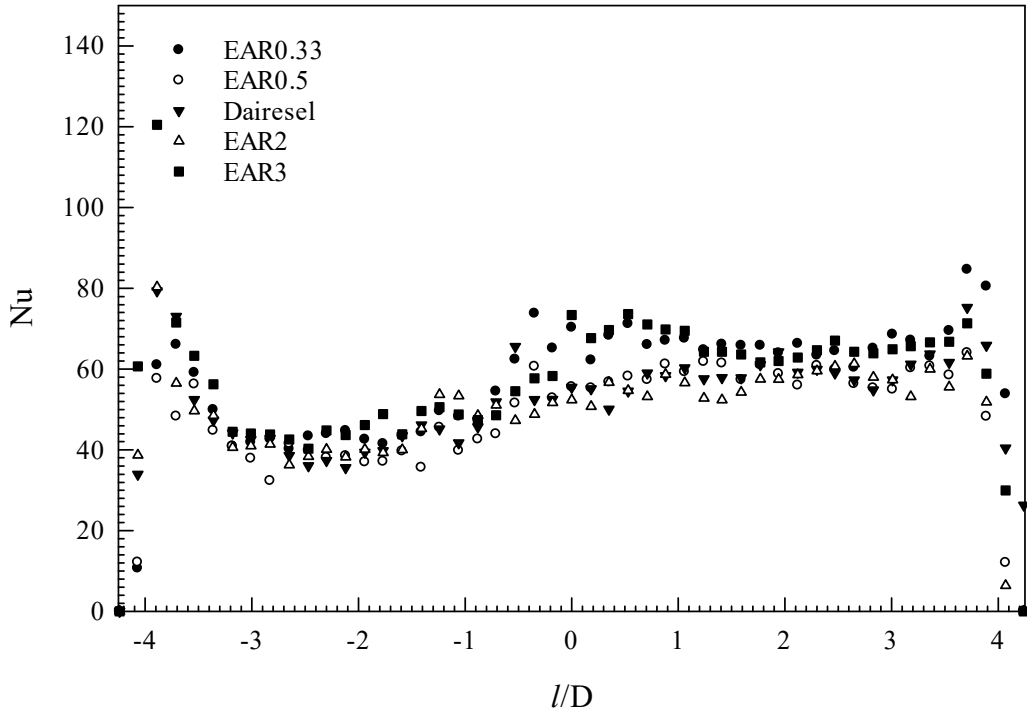
Şekil 68. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$)



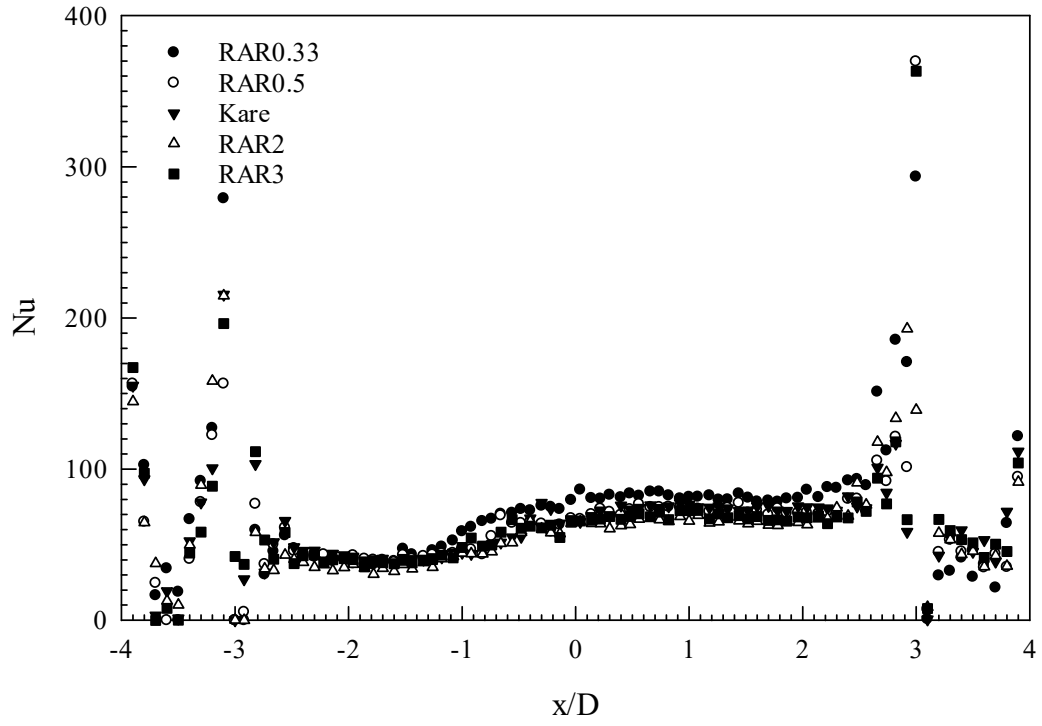
Şekil 69. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=5$)



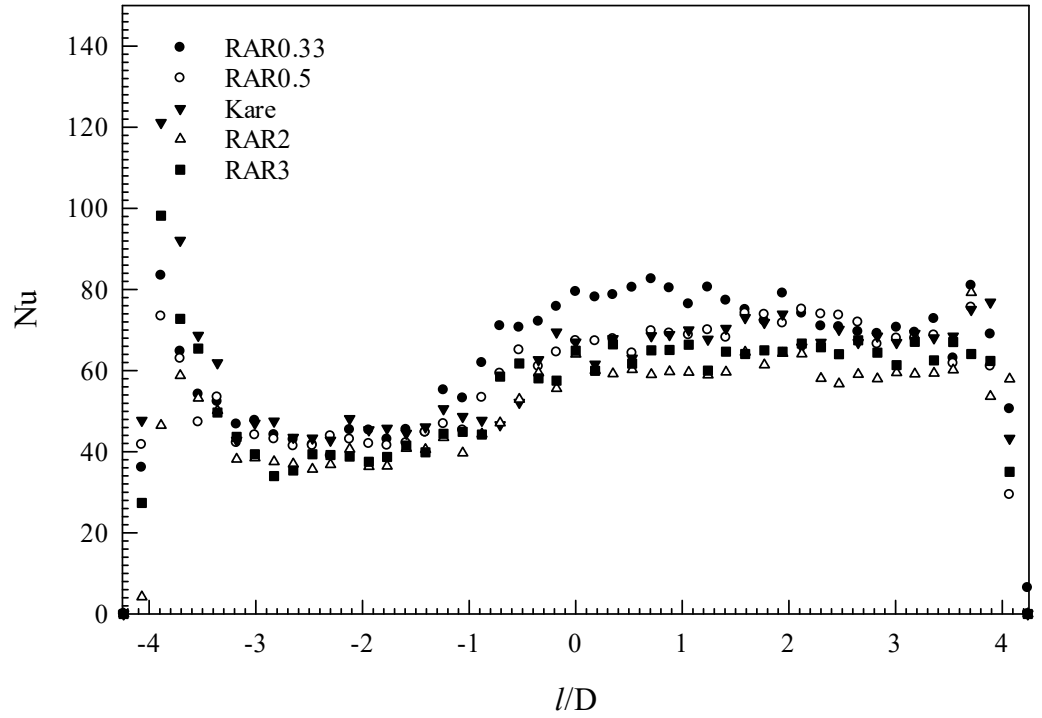
Şekil 70. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$)



Şekil 71. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$)

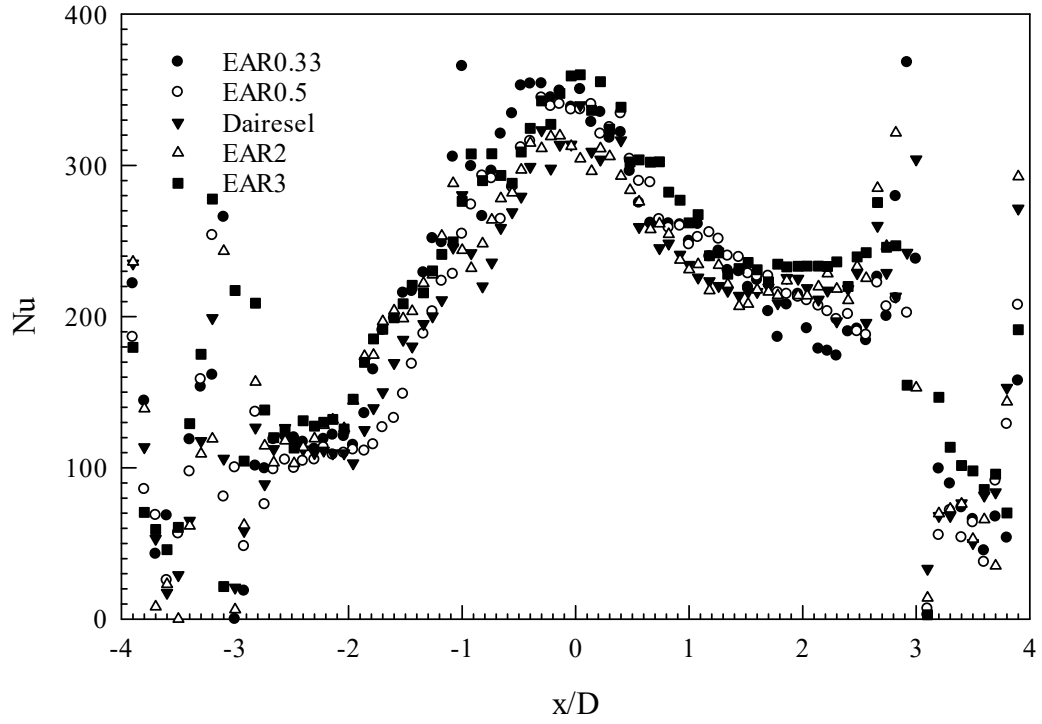


Şekil 72. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunda dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$)

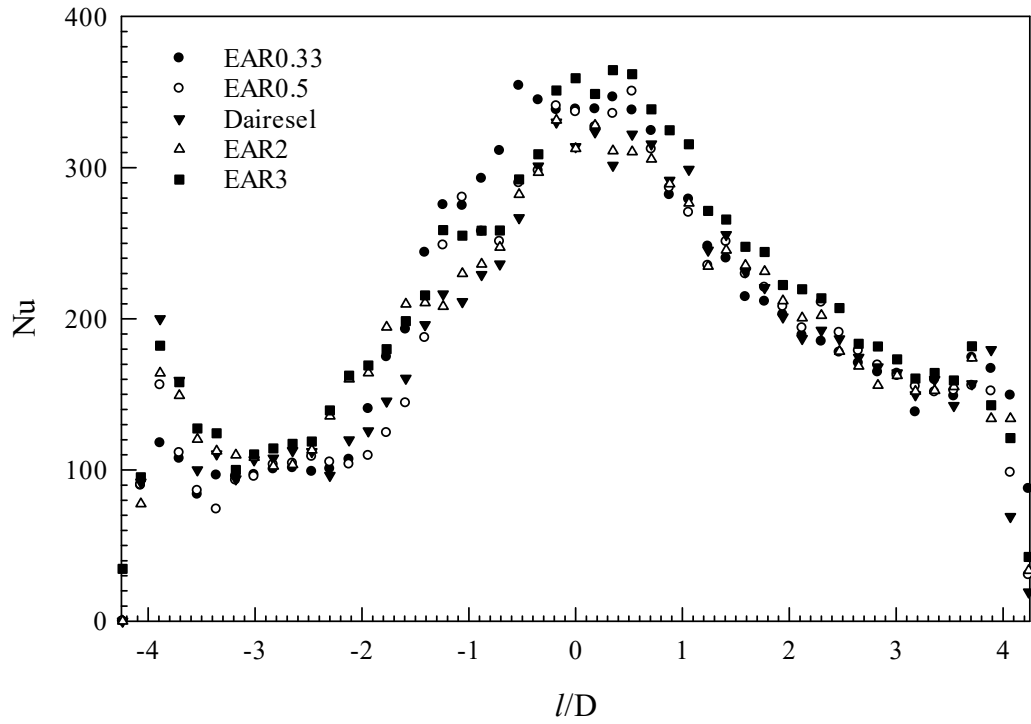


Şekil 73. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunda dağılımı ($V_r=2.5$, $H/D=6$)

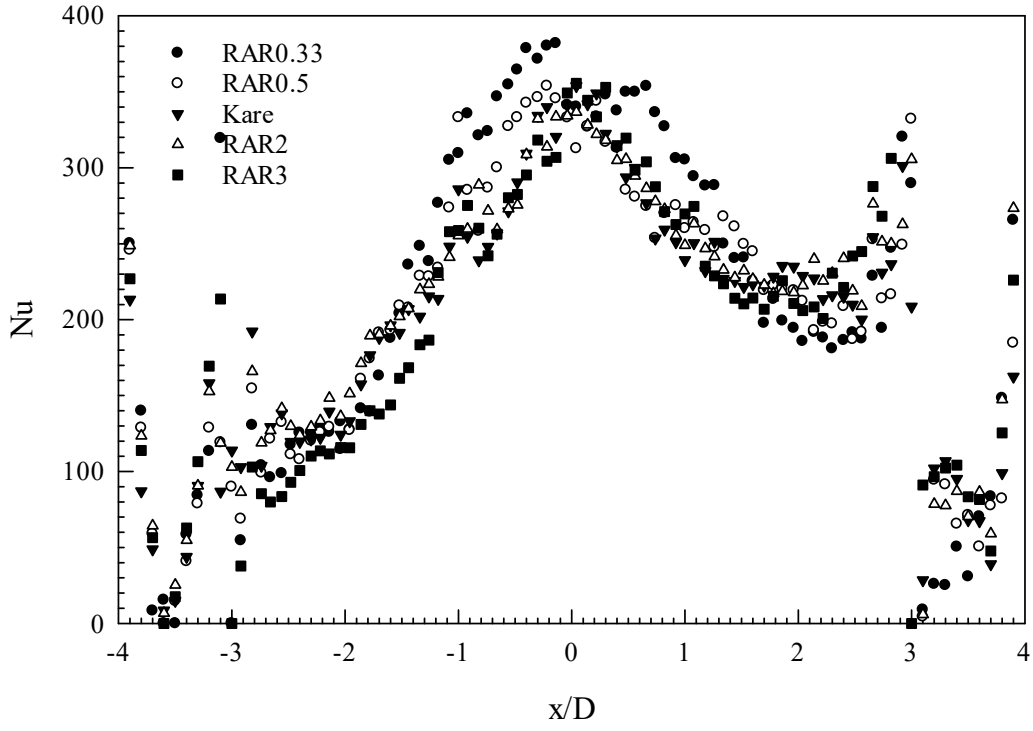
Şekil 74-75'te $VR=5$ değerinde H/D oranının yerel ısı transferi dağılımına etkileri farklı H/D oranları için verilmiştir. $H/D=3$ oranında serbest jet bölgesinde sapma olmaması bileşen üst yüzeyinde çarpan jet karakteristiklerinin oluşmasını sağlamıştır. Bunun yanı sıra $VR=2.5$ değerine göre artan jet momentumuyla beraber Nusselt sayısında da genel bir artış elde edilmiştir. $x/D=0$ lüle geometrik merkezi komşuluğunda çarpan jetin durma noktasından çevresel olarak hızlanmasıyla maksimum değerlerini almak üzere simetri eksenini boyunca artan ısı sınır tabaka kalınlığıyla her iki yöne doğru azalan bir dağılım görülmektedir. Özellikle $-3 < x/D < -2$ aralığında duvar jet bölgesinin çapraz akış nedeniyle sınırlandırılması nedeniyle üst yüzeydeki en düşük değerler bu aralıkta elde edilmiştir. AR değerinin ilgili şekillerdeki dağılıma etkisi incelendiğinde eliptik lülelerin dairesel lüleye göre daha iyi performans gösterdiği anlaşılmaktadır. Bu durum aynı kesit alanında, elipsin daireye göre daha fazla çevresel uzunluğa sahip olması ile ilişkilendirilebilir. Aynı VR değerinde köşeli lülelerin yerel ısı transferi dağılımına etkileri Şekil 76-77'de verilmiştir. Oval geometrilere kıyasla benzer dağılımlar elde edilse de özellikle durma bölgesinde daha yüksek yerel Nusselt sayısı değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Bu durum köşe etkileri nedeniyle serbest jet bölgesinden itibaren oluşmaya başlayan karmaşık girdapların oluşturduğu sürüklenme, karışma ve türbülans şiddeti etkileriyle açıklanabilir (Gulati vd., 2009). Şekil 78-89'da $VR=5$ için verilen grafikler incelendiğinde artan H/D oranıyla jet akışının saptmaya başlamasıyla durma bölgesinin aşağı akım yönünde kaydığı görülmektedir. Oval lüle geometrileri için $AR \geq 1$ olduğu durumlarda bu kaymanın daha fazla olduğu göze çarpmaktadır. Durma bölgesinin gerilemesiyle bileşen ön yüzeyine doğru oluşan duvar jet bölgesinin de küçülmesi nedeniyle bu bölgedeki ısı transferinde artan H/D oranıyla azalma görülse de durma bölgesindeki maksimum Nusselt değerine $H/D=4$ değerinde ulaşılmıştır. Köşeli lüle geometrileri için de benzer davranışlar sergilendiği görülmekte olup durma bölgesinde genel olarak oval lülelere göre daha yüksek Nusselt sayısı değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Bu durumda durma noktasındaki maksimum değer yine $H/D=4$ değerinde elde edilmiştir.



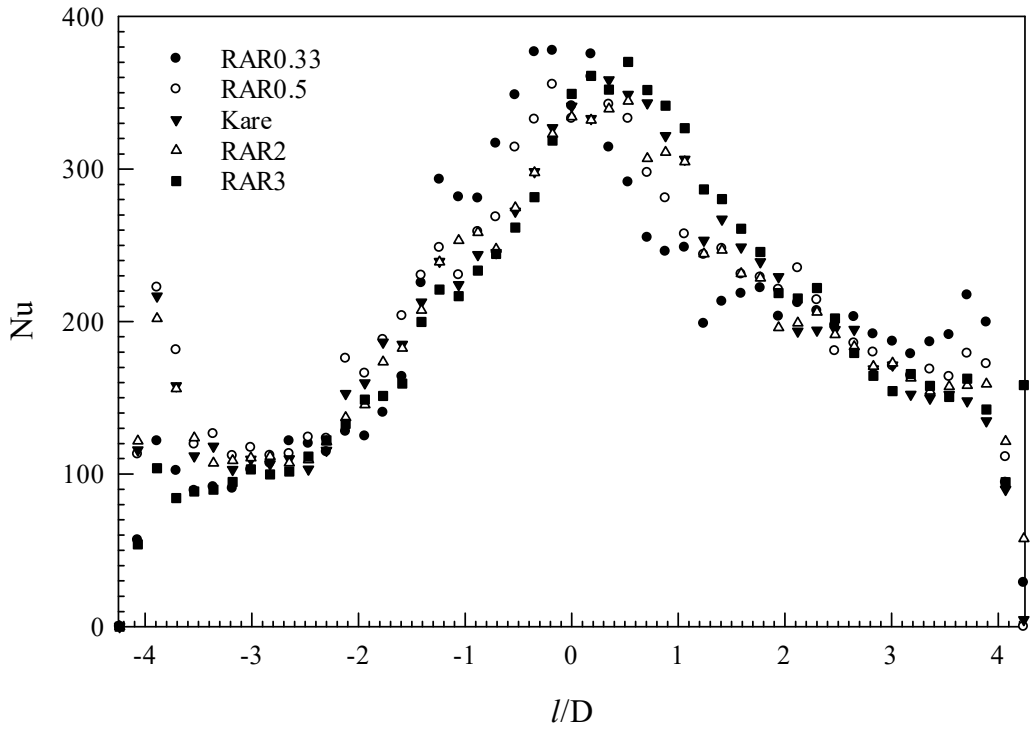
Şekil 74. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı
($V_r=5$, $H/D=3$)



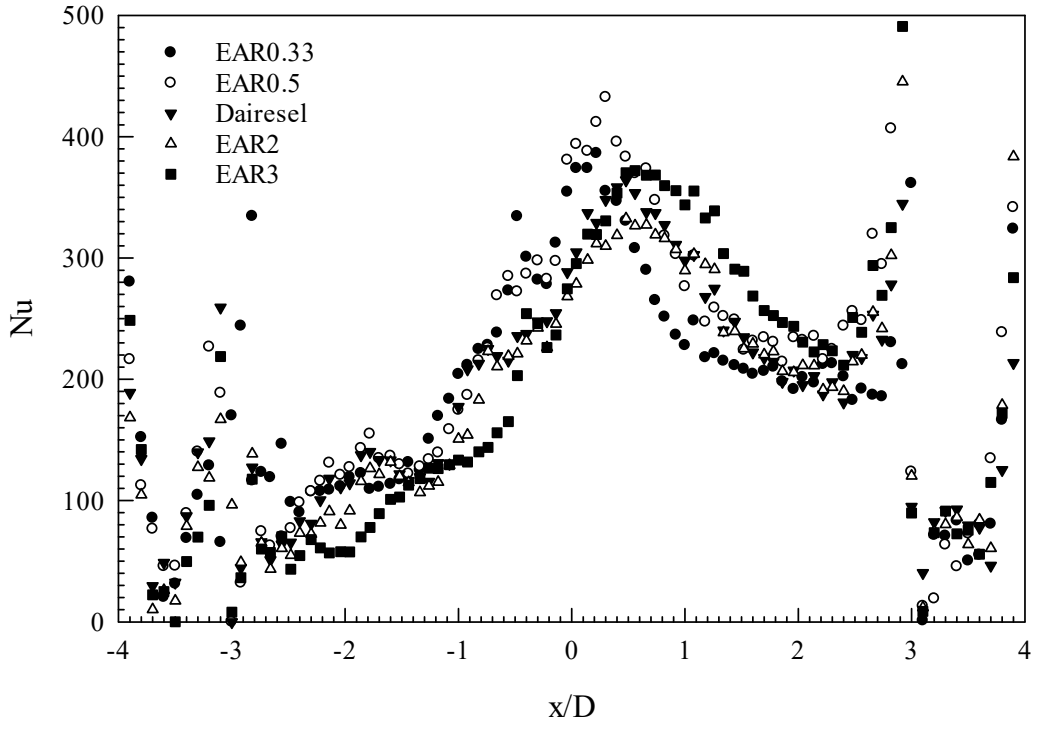
Şekil 75. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($V_r=5$, $H/D=3$)



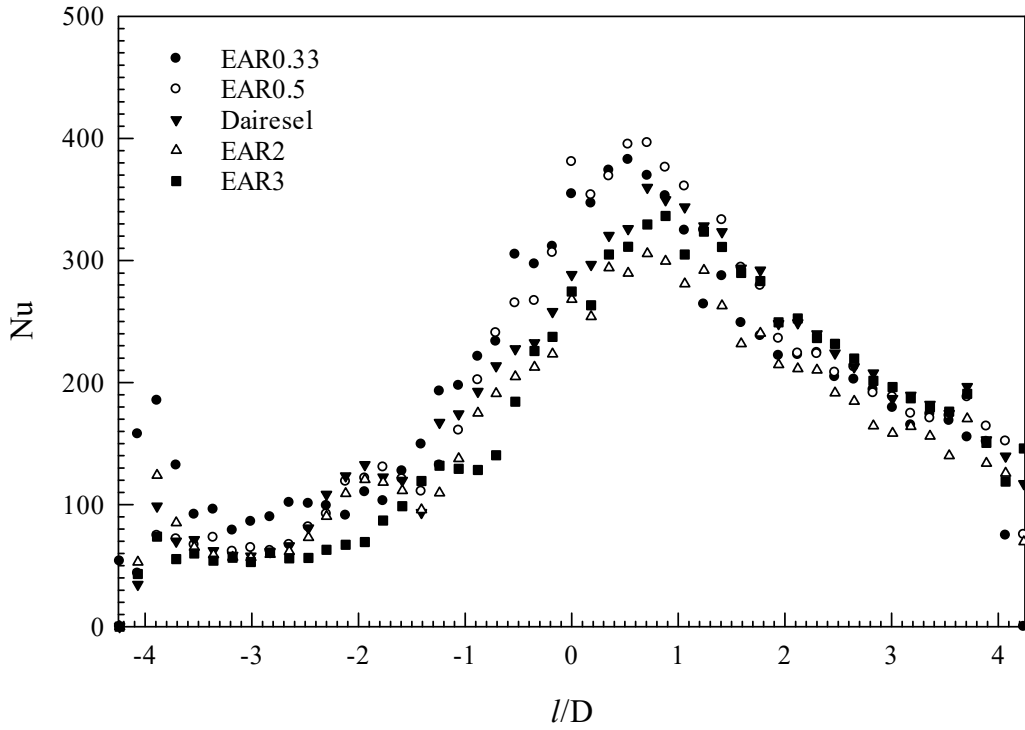
Şekil 76. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$)



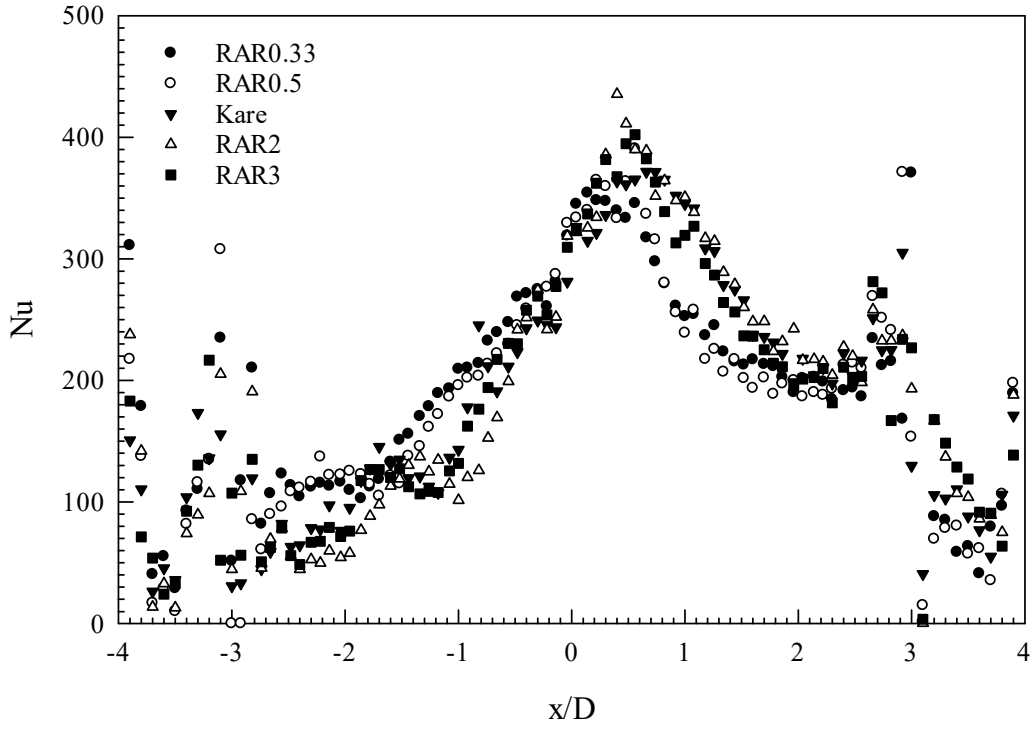
Şekil 77. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=3$)



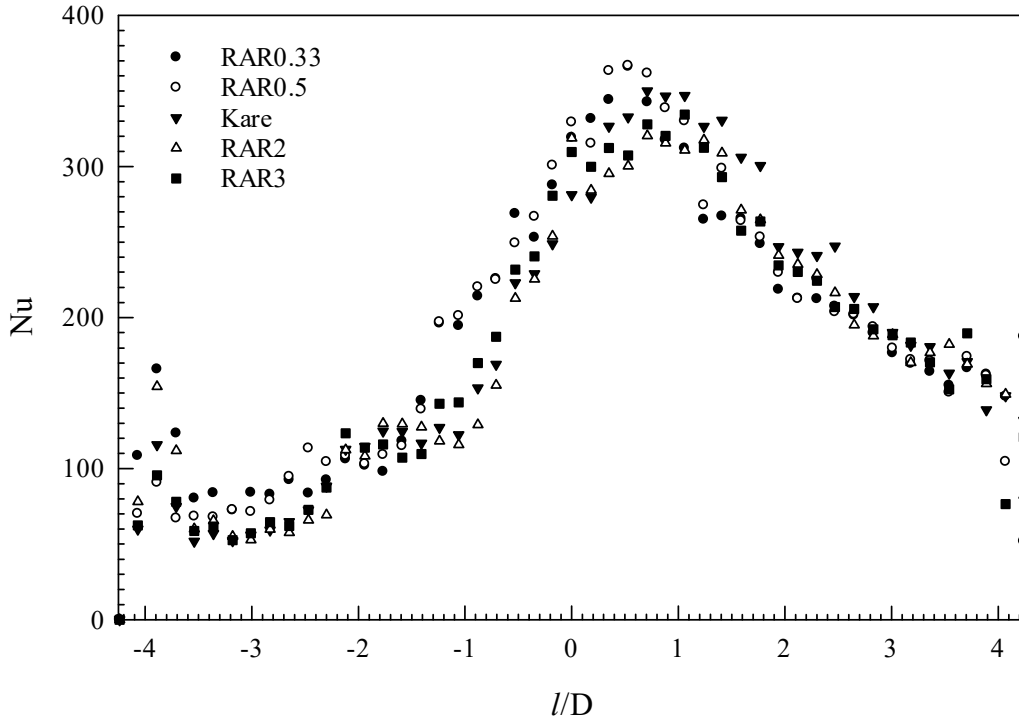
Şekil 78. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($Vr=5$, $H/D=4$)



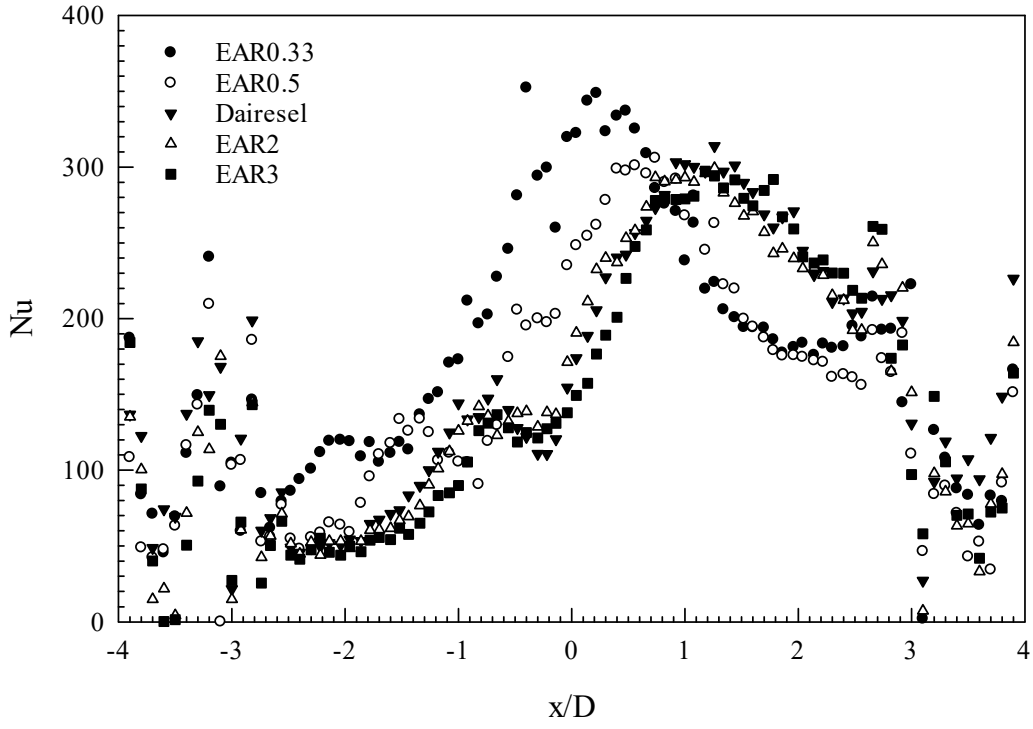
Şekil 79. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($Vr=5$, $H/D=4$)



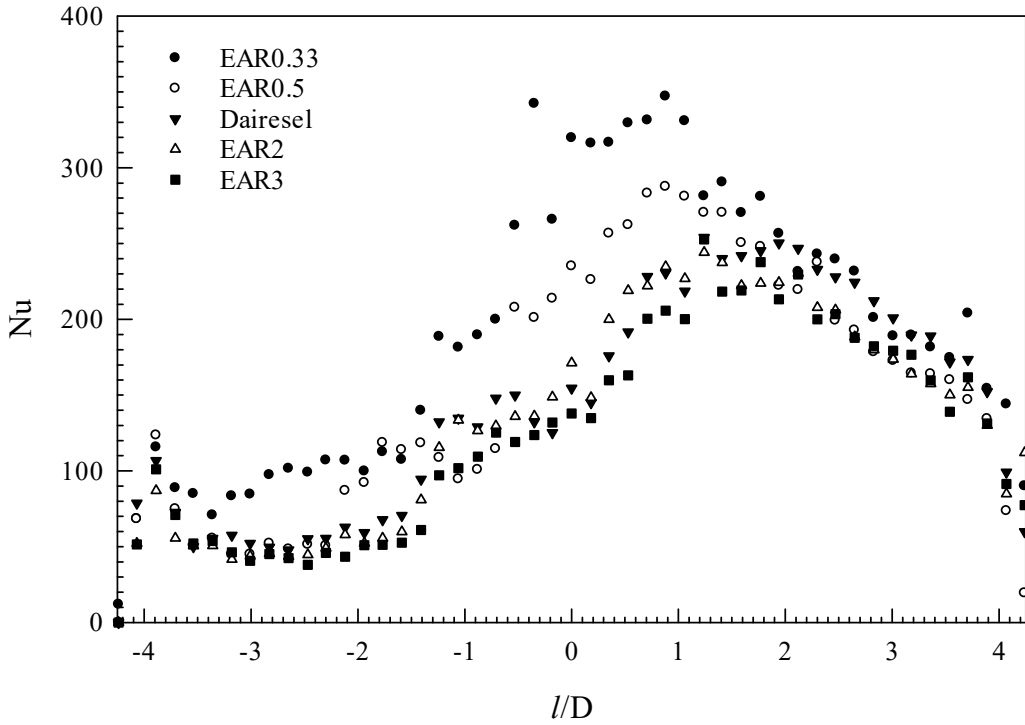
Şekil 80. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$)



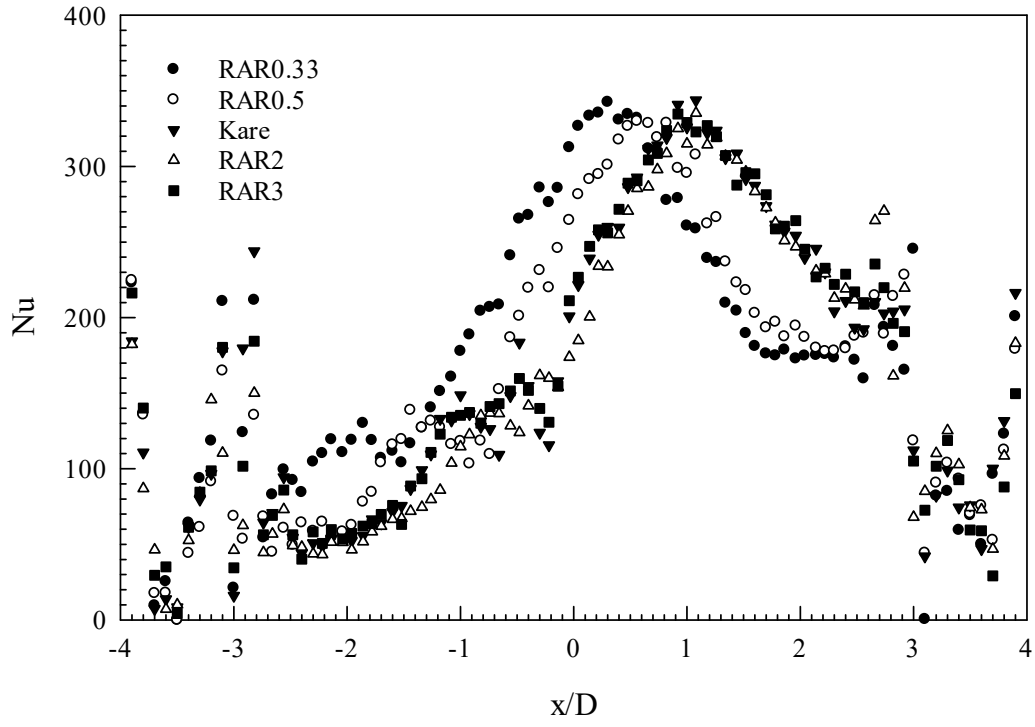
Şekil 81. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=4$)



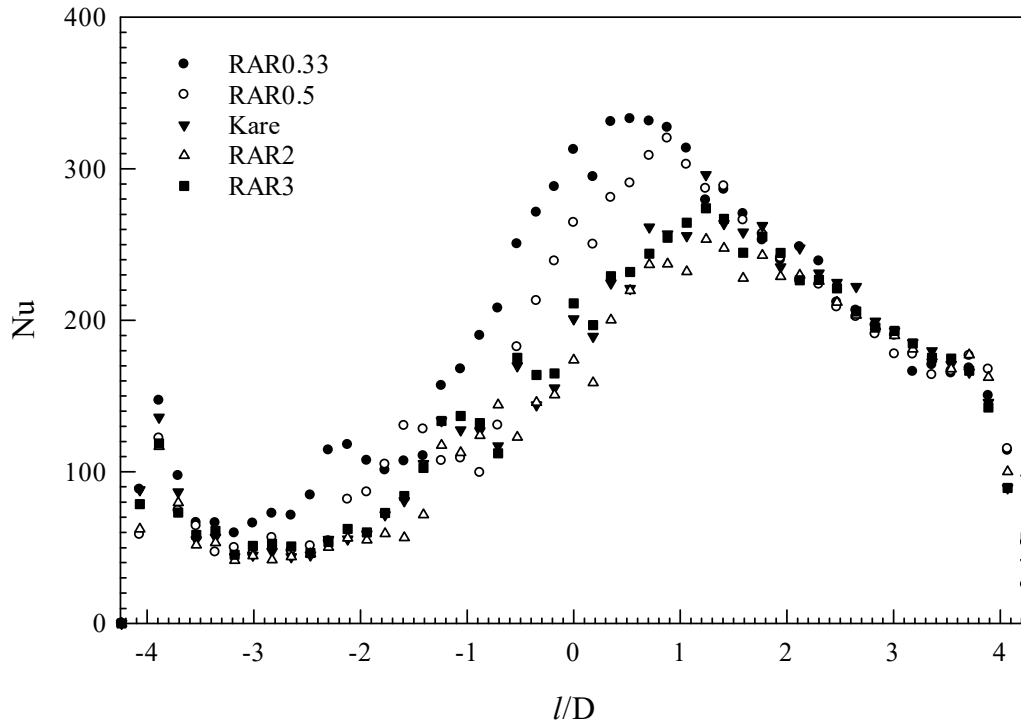
Şekil 82. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$)



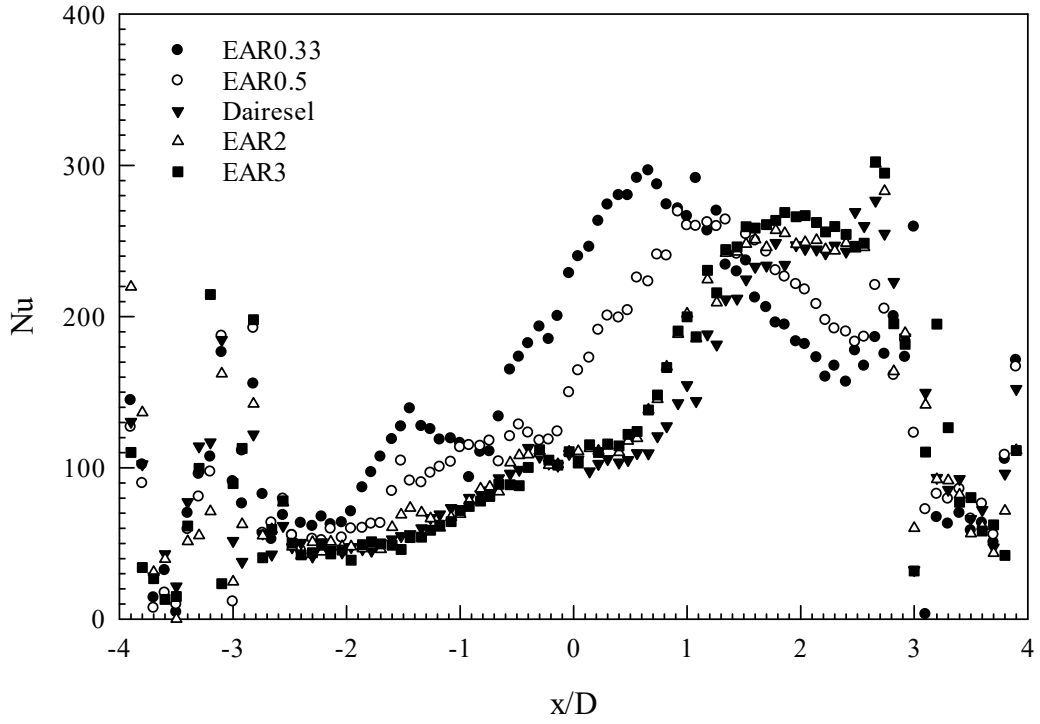
Şekil 83. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$)



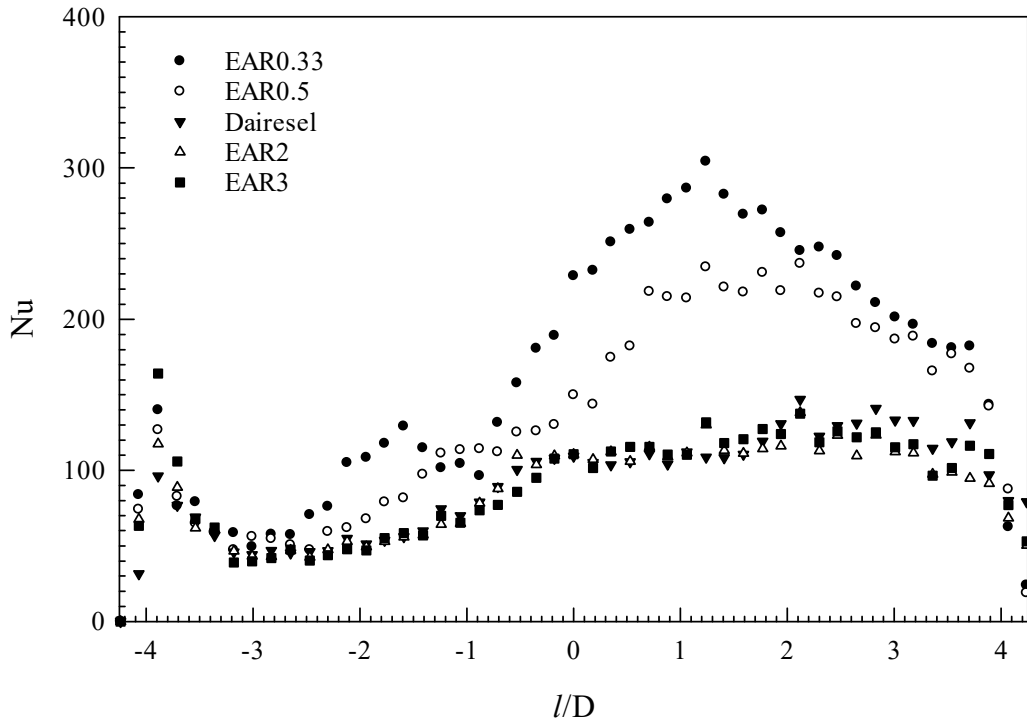
Şekil 84. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$)



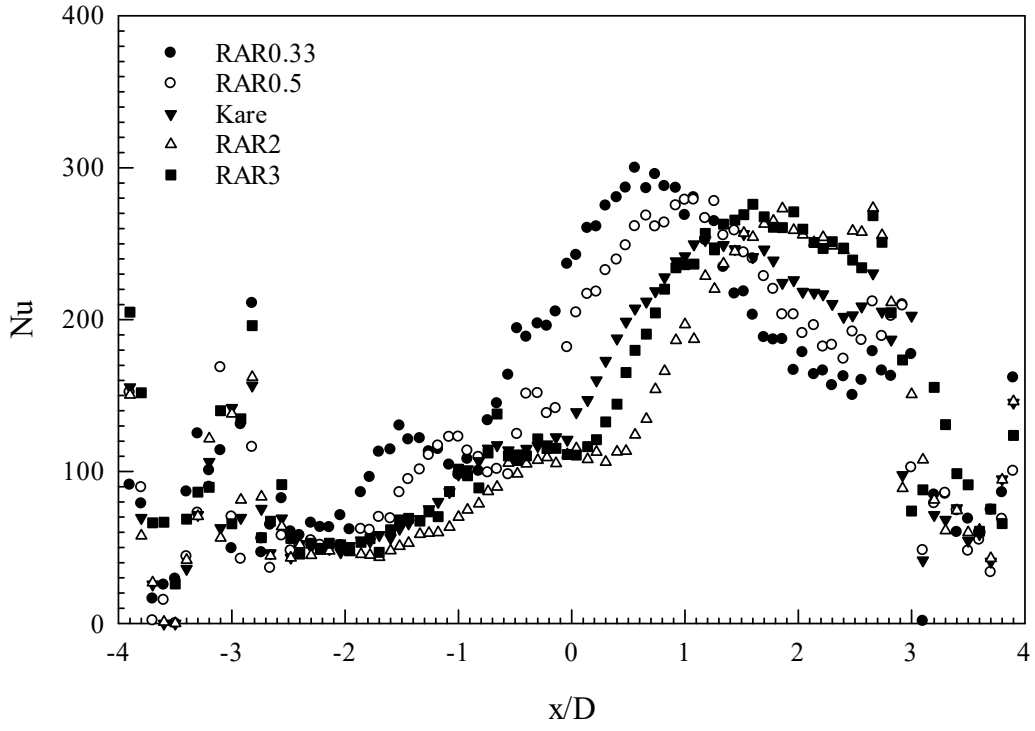
Şekil 85. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=5$)



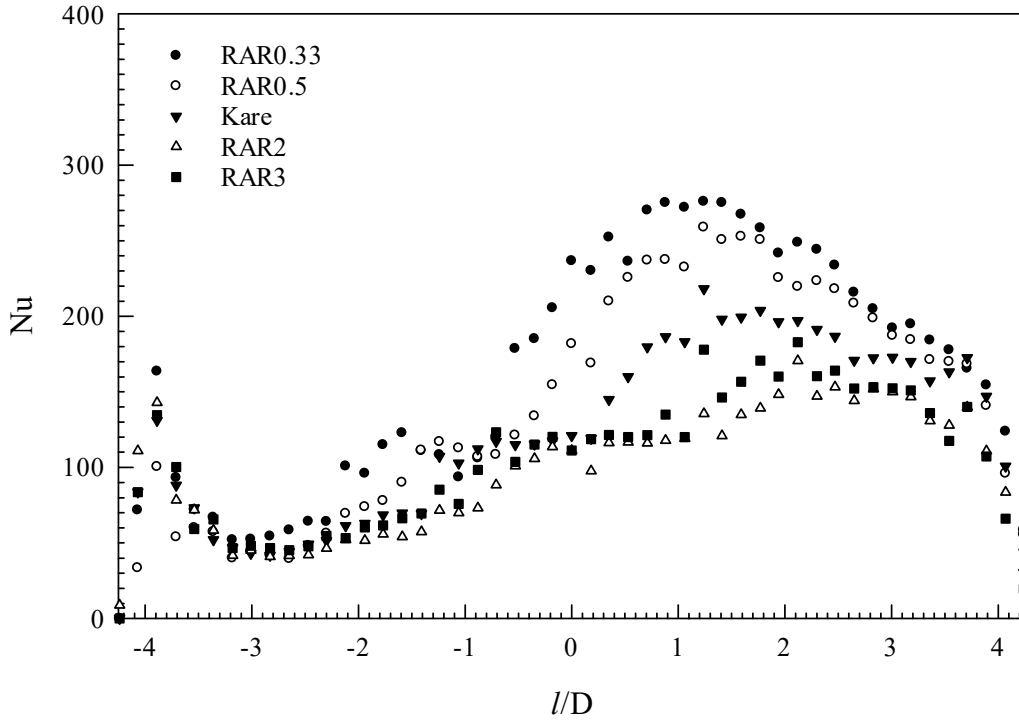
Şekil 86. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$)



Şekil 87. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$)

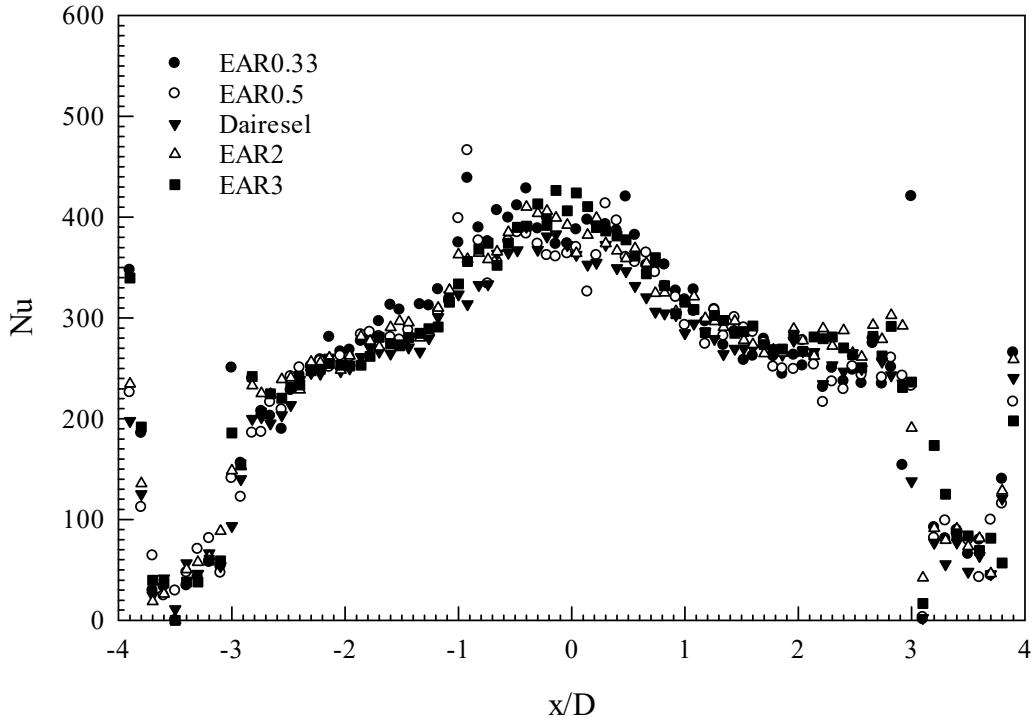


Şekil 88. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$)

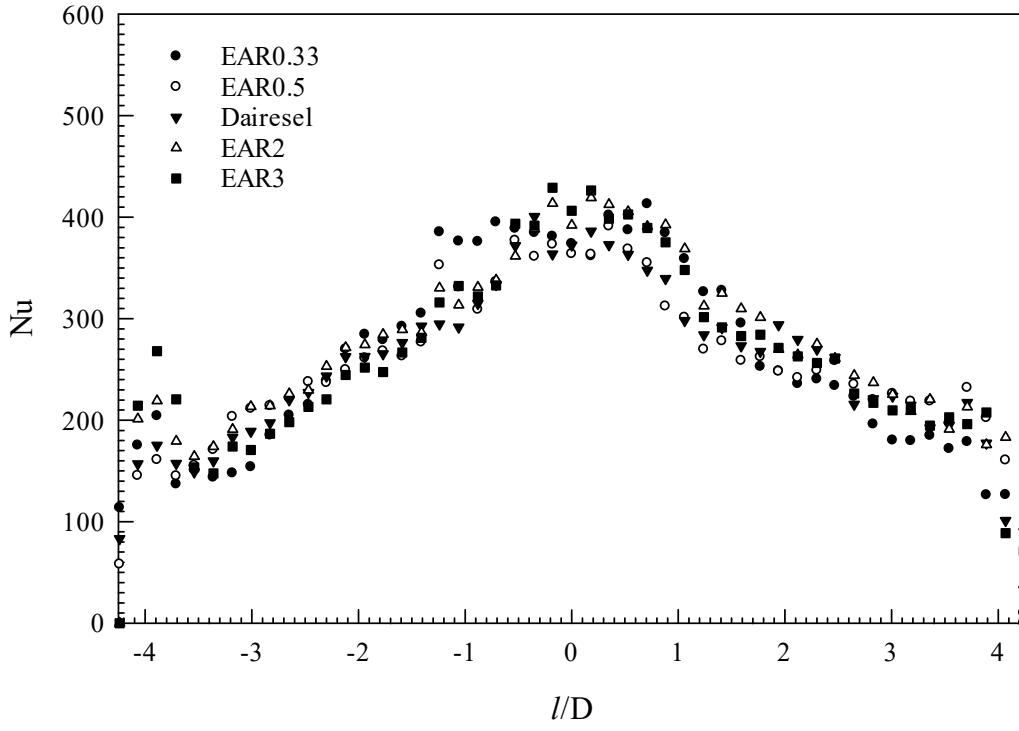


Şekil 89. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=5$, $H/D=6$)

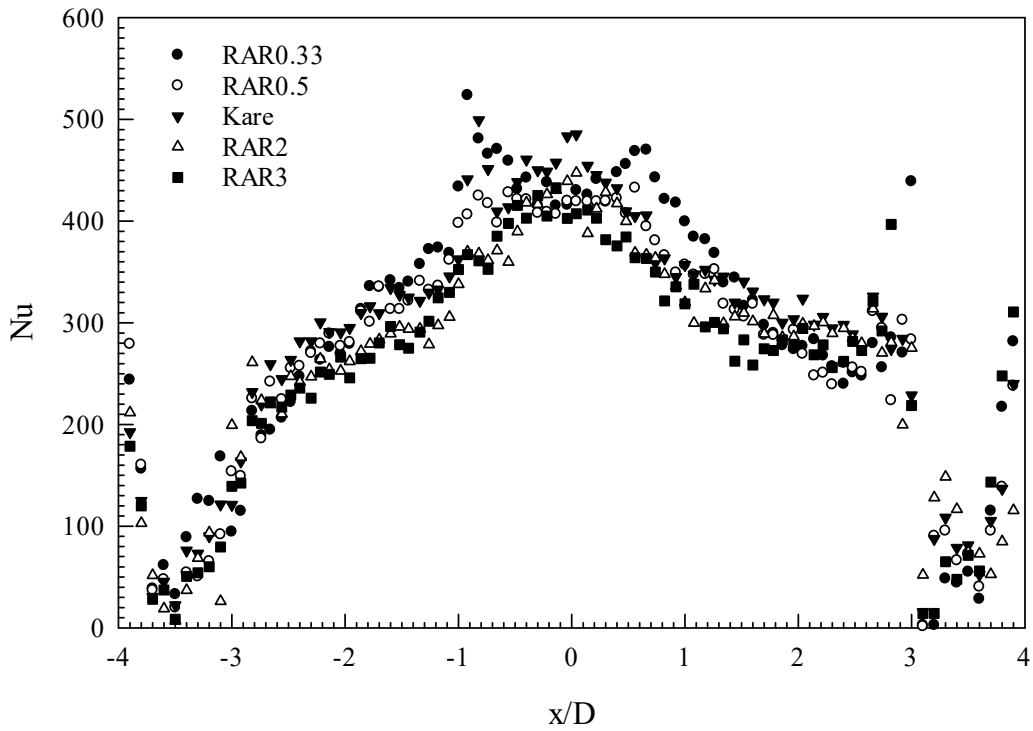
Şekil 90-105'te $V_r=8$ için $3 \leq H/D \leq 6$ aralığında lüle geometrisi ve AR'nin yerel ısı transferi ve dağılımı üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 90'da $H/D=3$ değerinde tüm lüle geometrileri için bileşen üst ve alt akım bölgelerinde neredeyse simetrik bir dağılımın elde edildiği görülmektedir. $V_r=5$ değerine kıyasla artan jet akış momentumu ile üst yüzeydeki ısı transferi de iyileşmiş, özellikle üst akım bölgesine doğru oluşan duvar jet bölgesinin büyüklüğünün artması bu iyileşmeye büyük katkı sağlamıştır. İncelenen aralıkta artan H/D oranıyla durma noktasının konumunda çok bir değişim olmamakla beraber $AR=0.33$ değerinin bu açıdan en iyi performansı sergilediği $H/D=6$ durumunda net şekilde görülmektedir. Bu V_r değerinde genel olarak artan AR ile yerel ısı transferindeki değişimin genel bir karakteri olmadığı söylenebilir. Bu durum jet akışı için sürüklenme, karışım ve türbülans oluşumu karakteristiklerinin çapraz akış altında lüle geometrisiyle karmaşık bir ilişkiye sahip olmasının sonucu şeklinde yorumlanabilir.



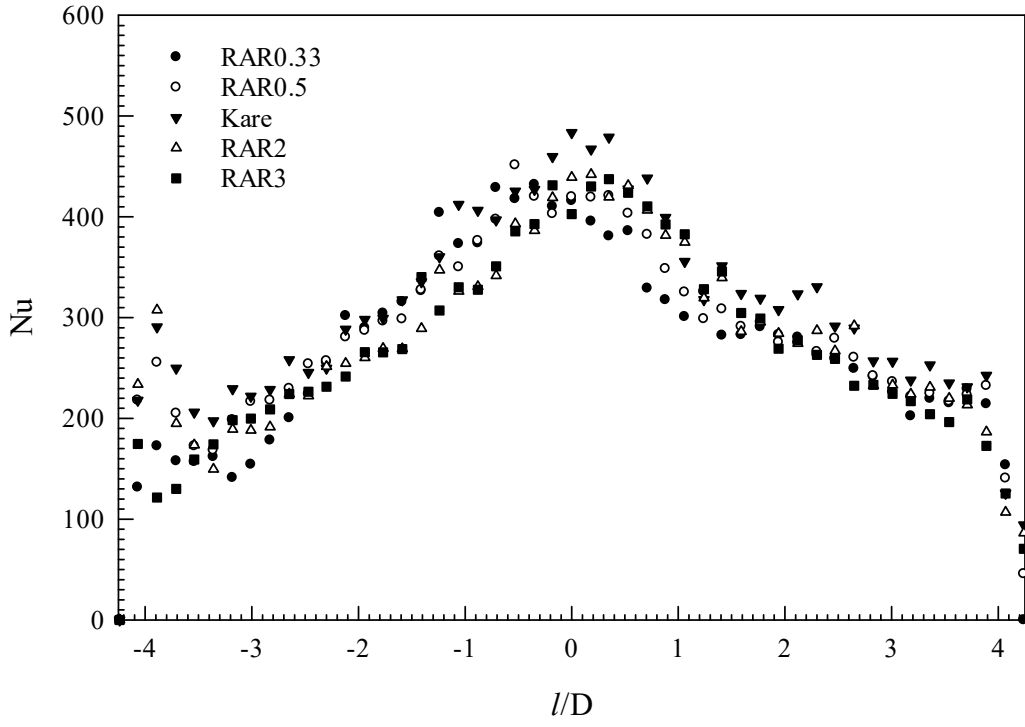
Şekil 90. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyuncası dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$)



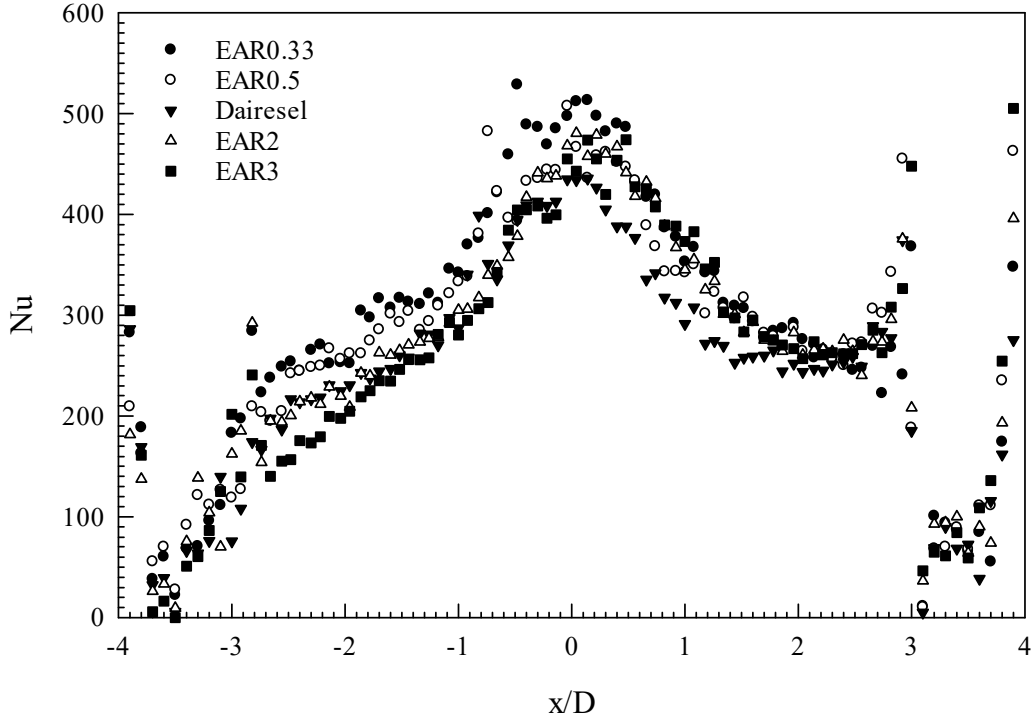
Şekil 91. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($V_r=8$, $H/D=3$)



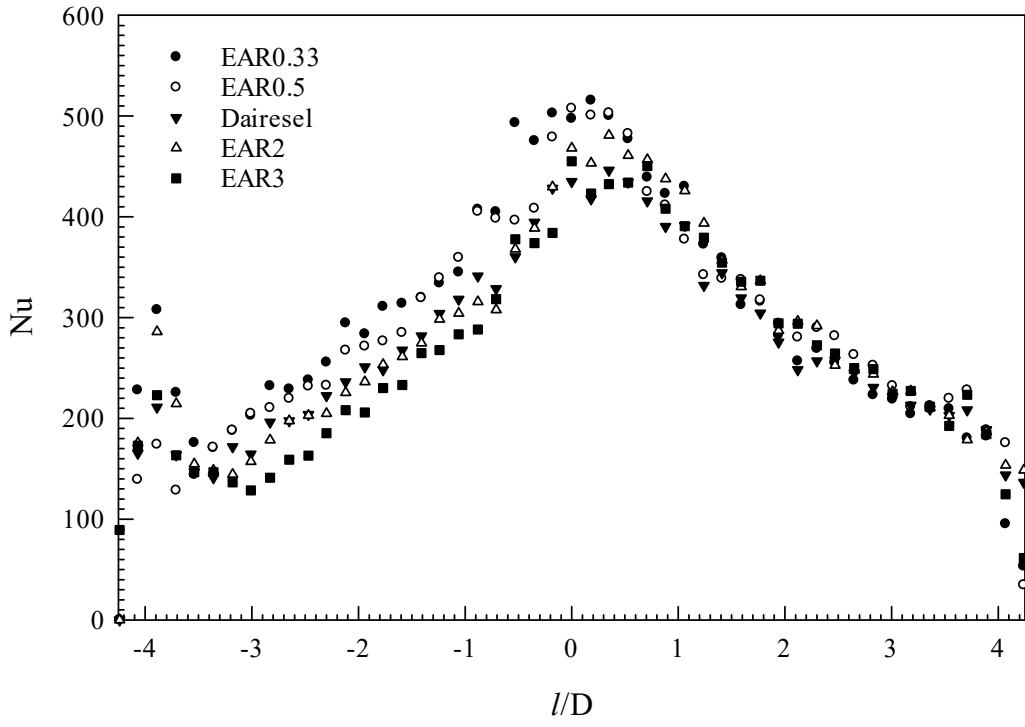
Şekil 92. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenı boyunca dağılımı
($V_r=8$, $H/D=3$)



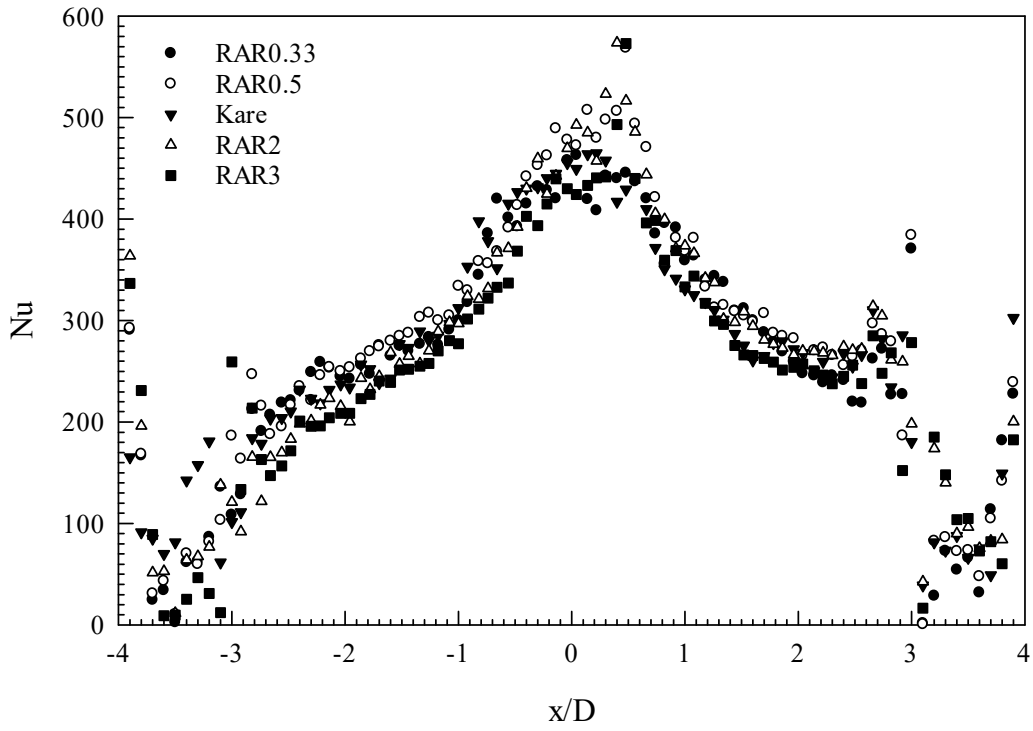
Şekil 93. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=3$)



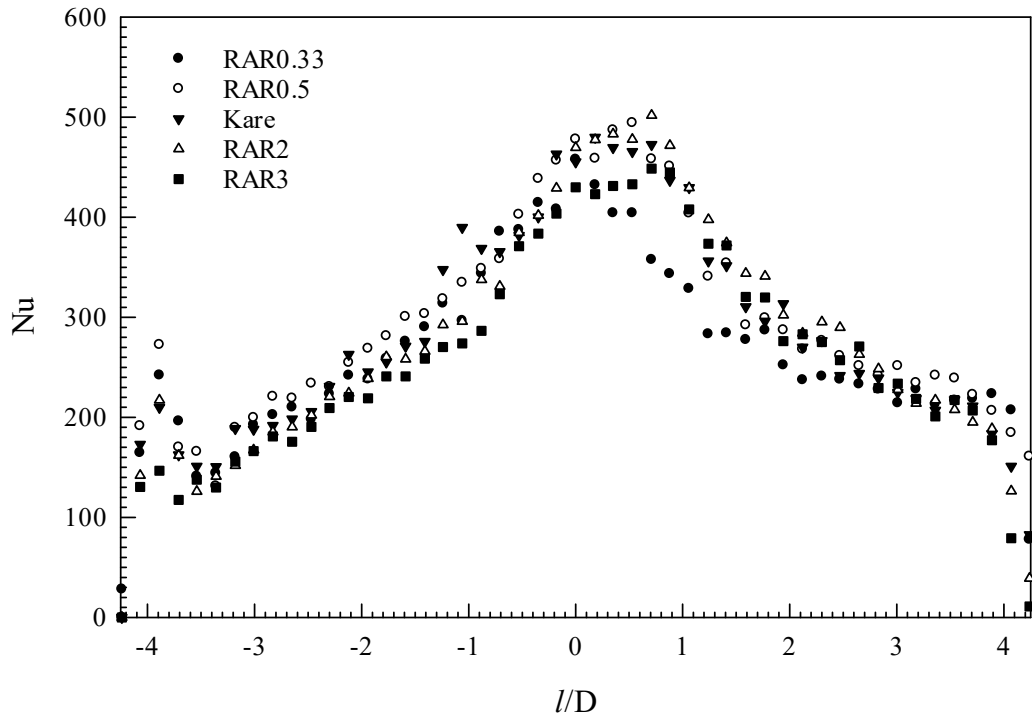
Şekil 94. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$)



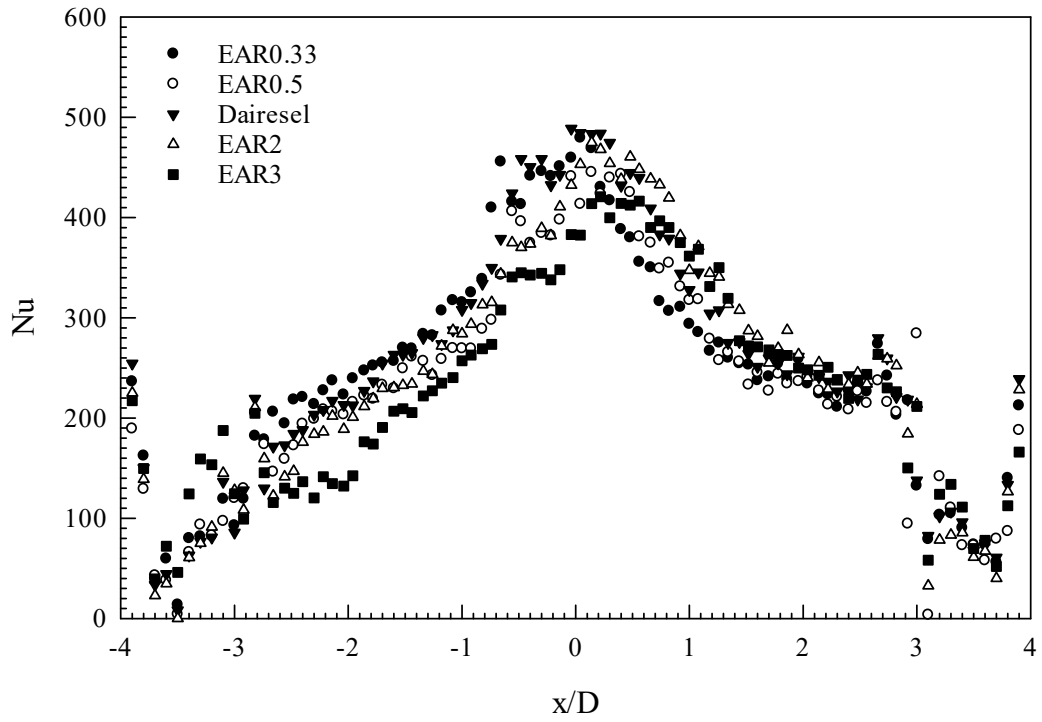
Şekil 95. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$)



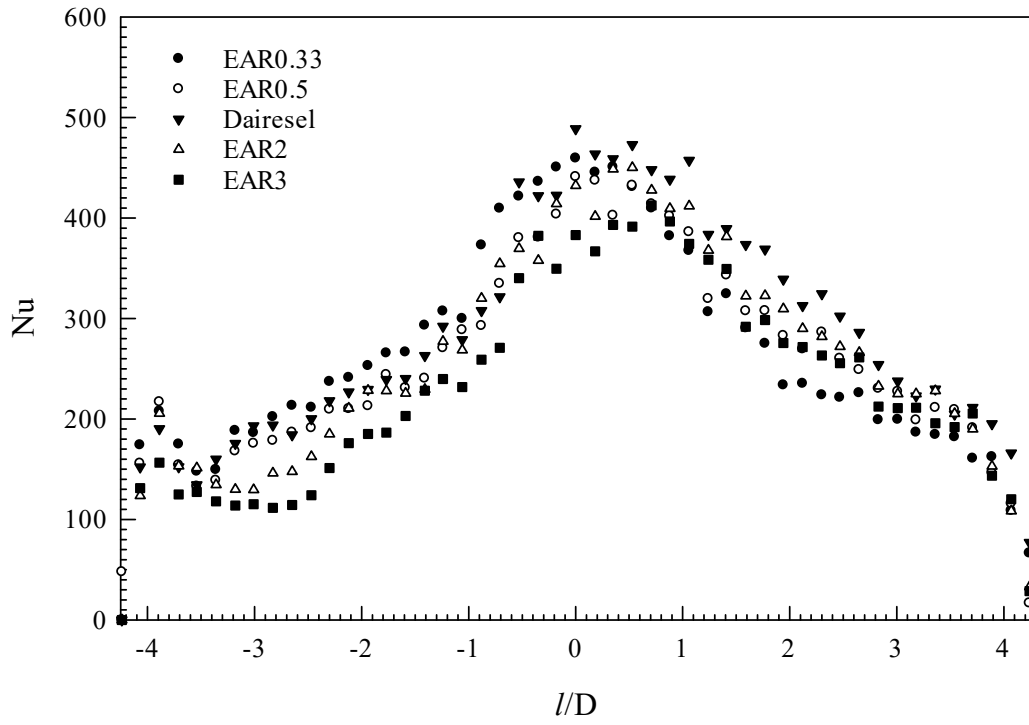
Şekil 96. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$)



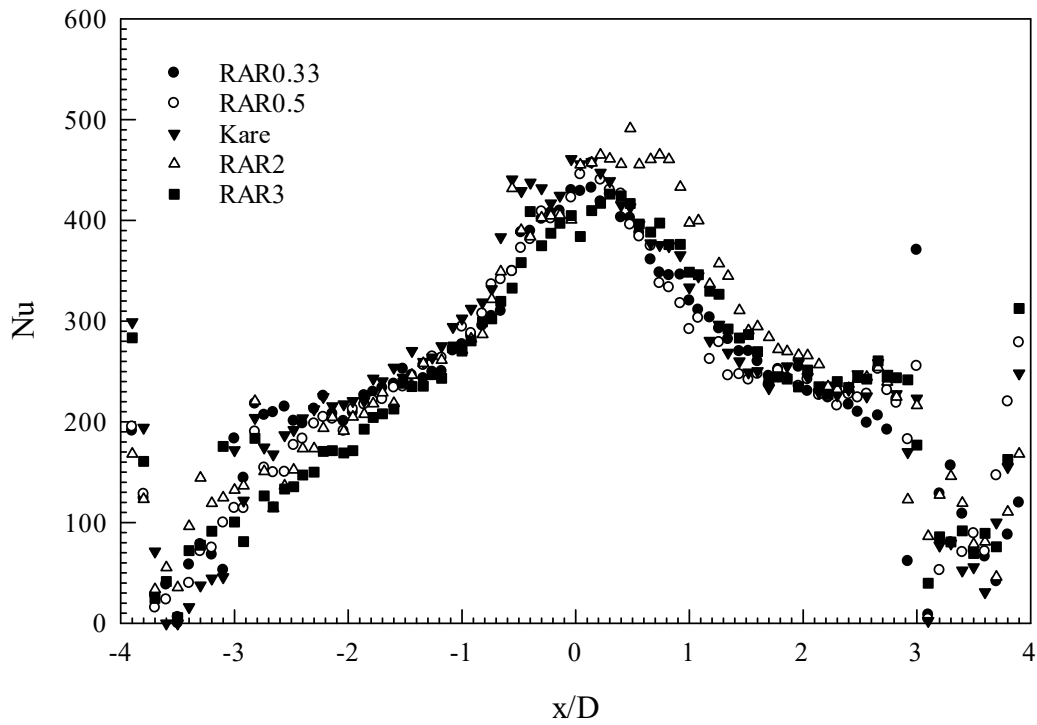
Şekil 97. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=4$)



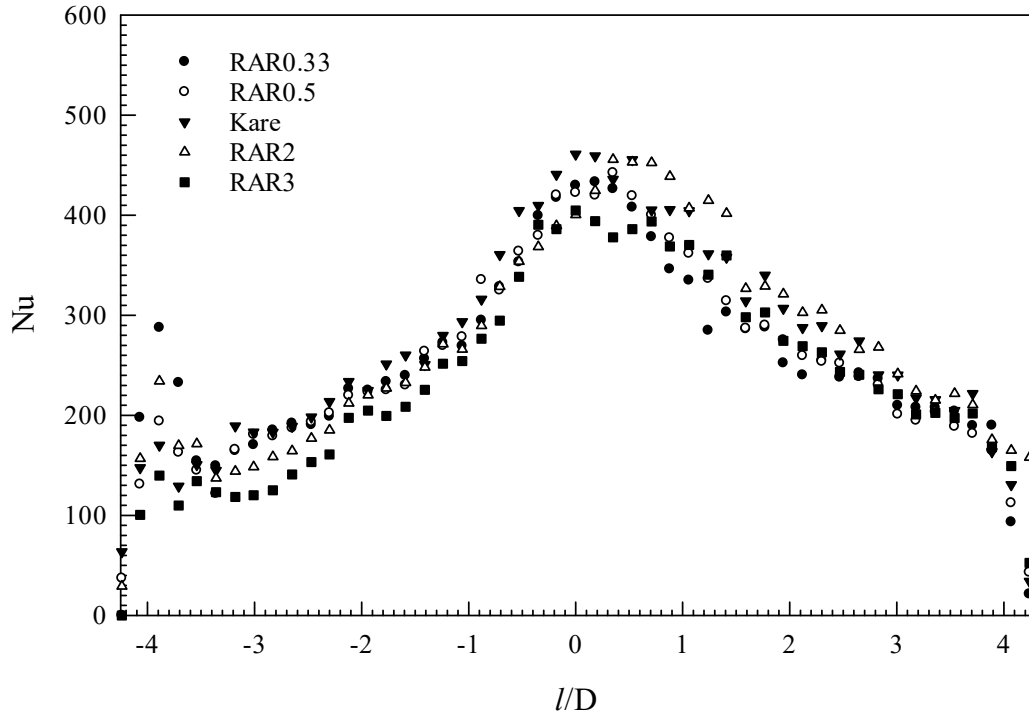
Şekil 98. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$)



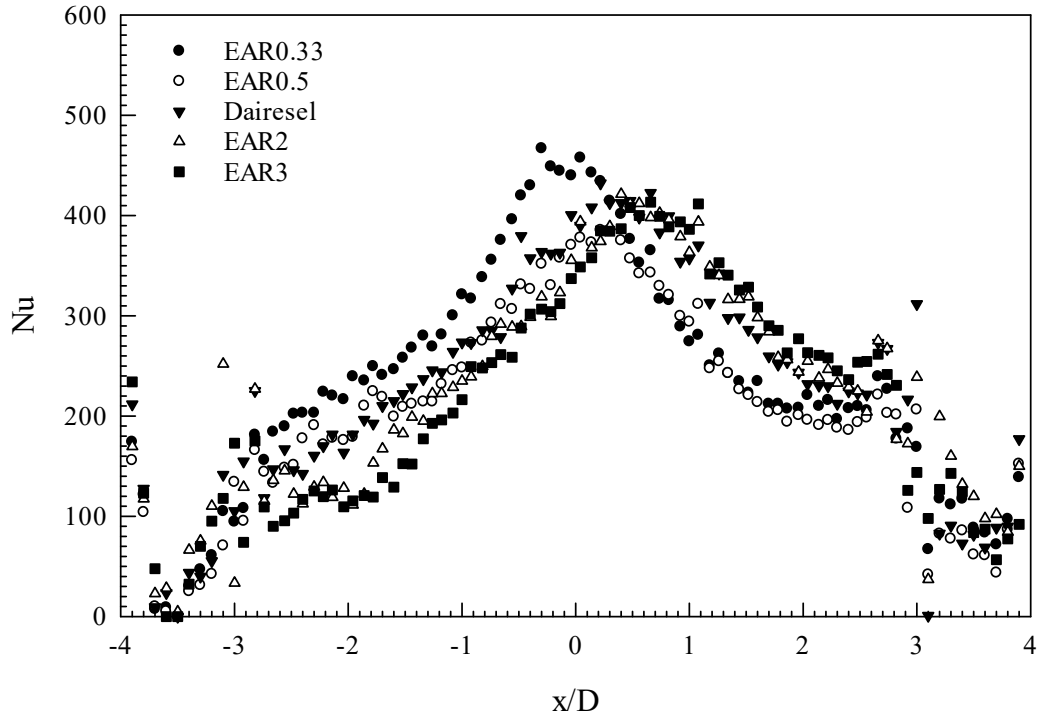
Şekil 99. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($Vr=8$, $H/D=5$)



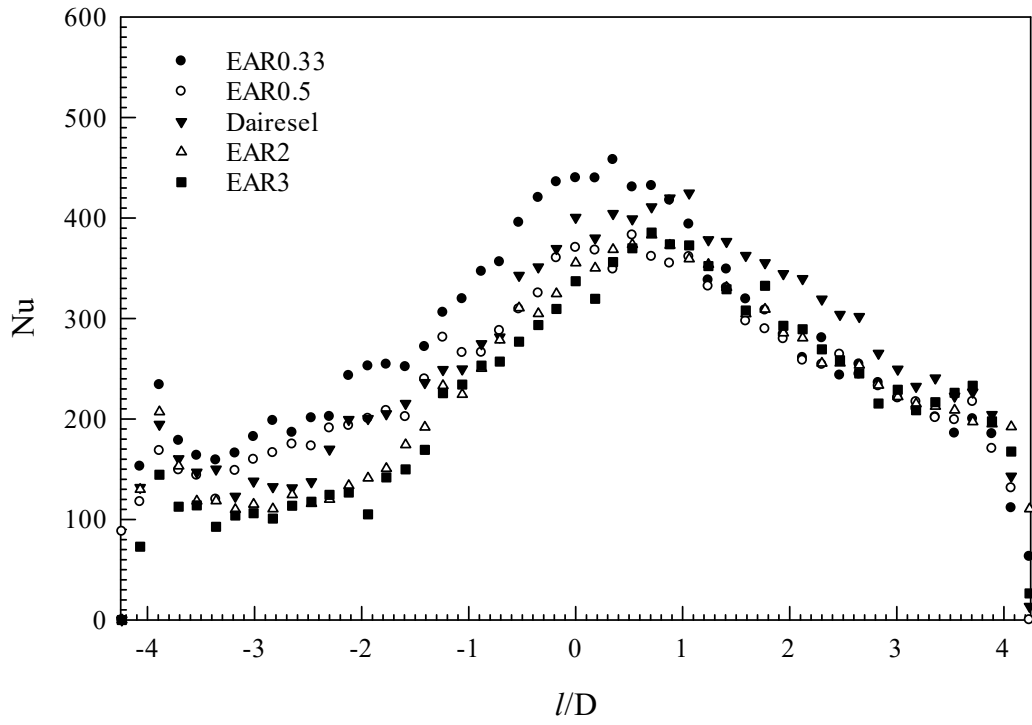
Şekil 100. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($Vr=8$, $H/D=5$)



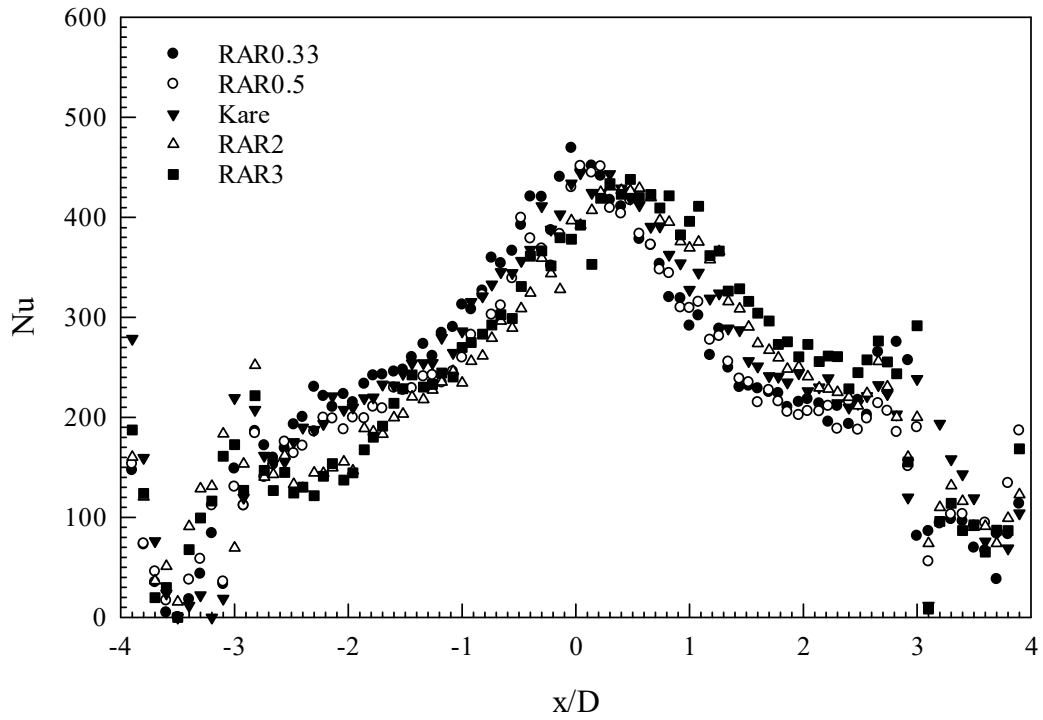
Şekil 101. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=8$, $H/D=5$)



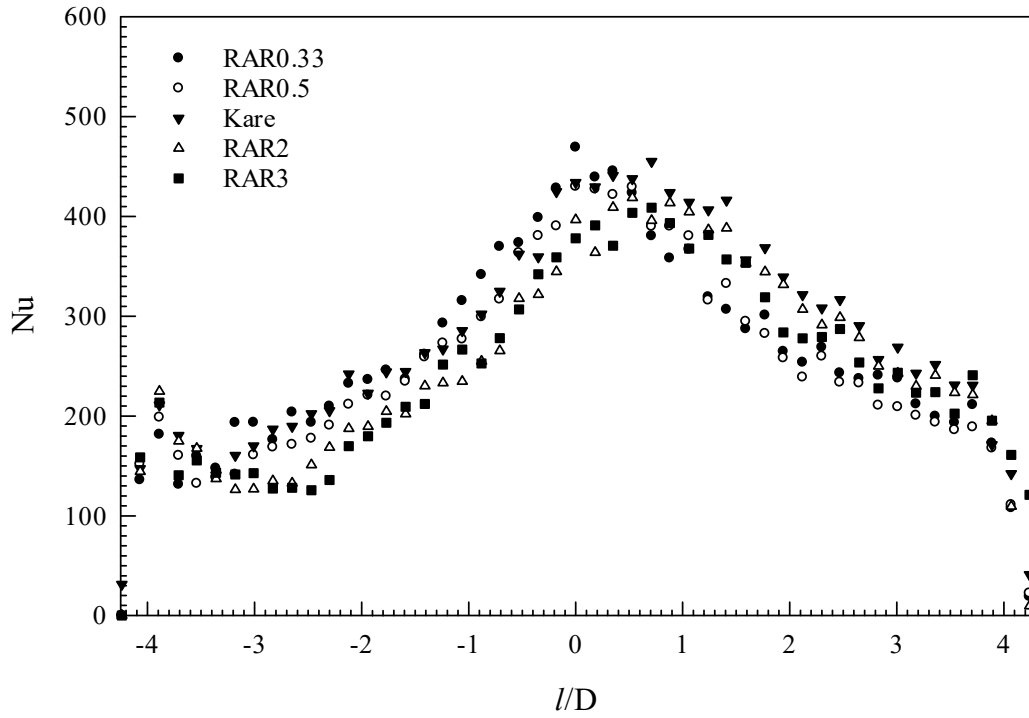
Şekil 102. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunda dağılımı ($V_r=8$, $H/D=6$)



Şekil 103. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($Vr=8$, $H/D=6$)

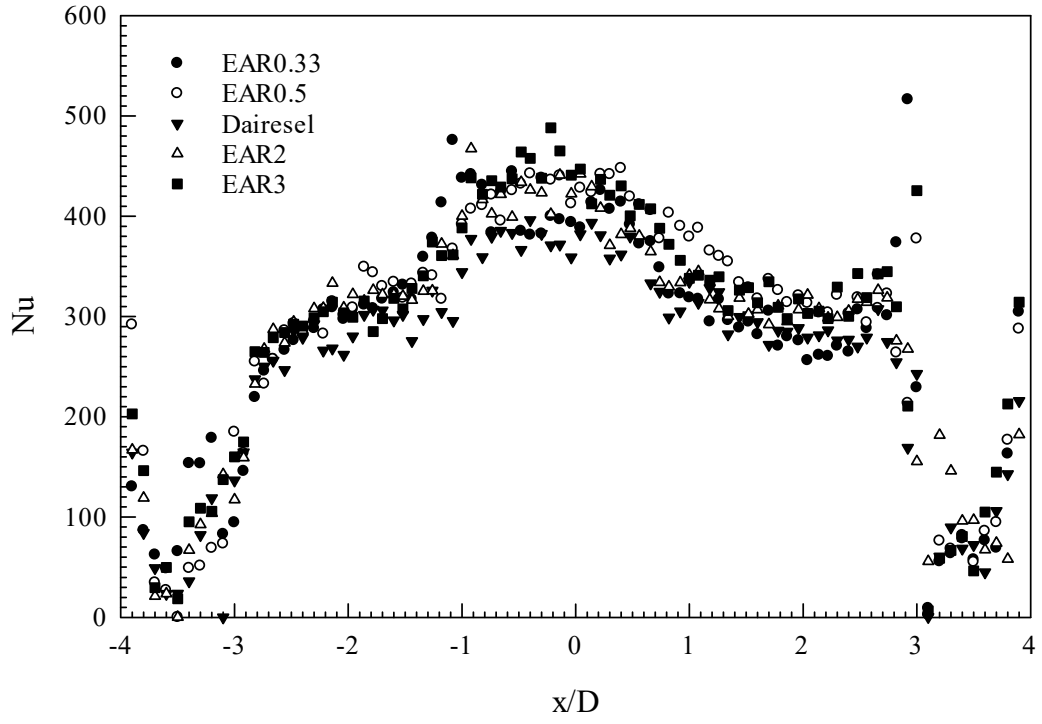


Şekil 104. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($Vr=8$, $H/D=6$)

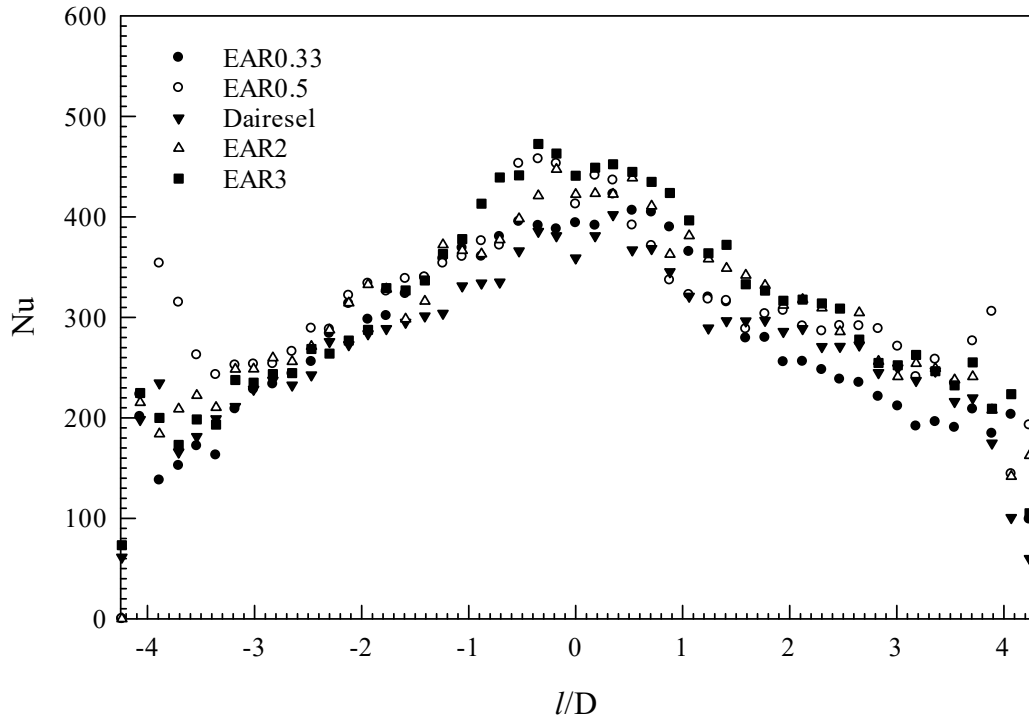


Şekil 105. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($Vr=8$, $H/D=6$)

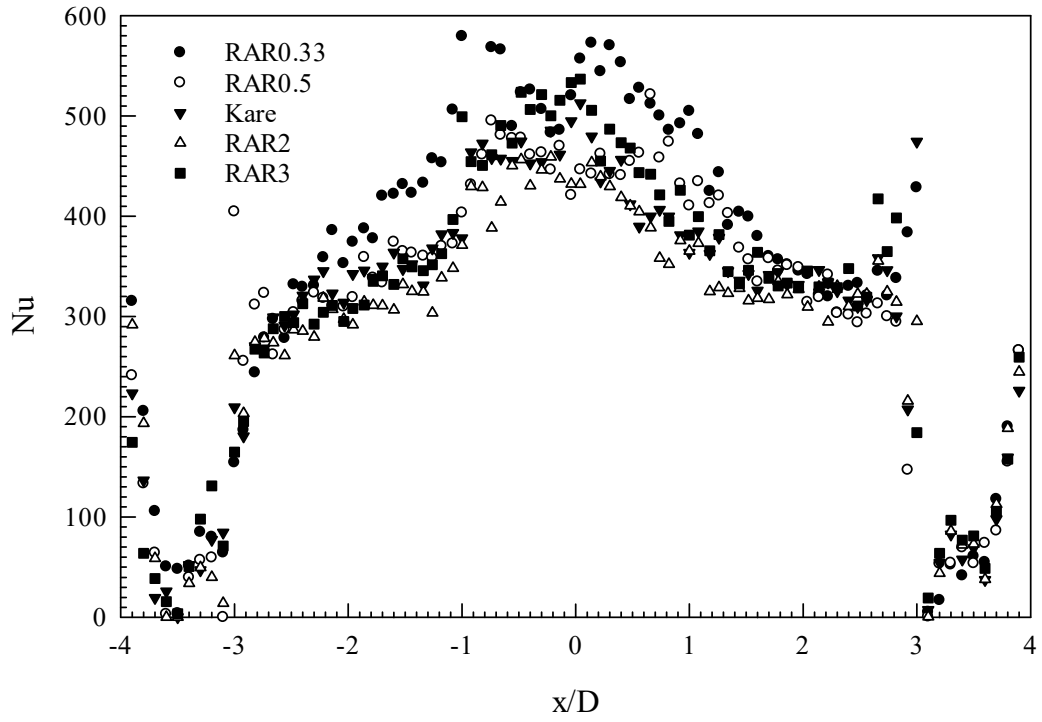
Şekil 106-118’de $Vr=10$ için $3 \leq H/D \leq 6$ aralığında lüle geometrisi ve AR’nin yerel ısı transferi ve dağılımı üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 106’da $H/D=3$ değerinde tüm lüle geometrileri için bileşen üst ve alt akım bölgelerinde simetrik bir dağılımın elde edildiği görülmektedir. Artan jet akış momentumu ile ısı transferinde de iyileşme olmuş ve üst yüzeyde çarpan jet karakteristikleri çapraz akıştan etkilenmeden sergilenebilmiştir. Bu hız oranında da artan H/D oranıyla durma noktasının konumunda çok bir değişim görülmemiştir. Yine akış fiziğindeki karmaşıklıklardan dolayı artan AR ile yerel ısı transferindeki değişimin genel bir karakteri olmadığı söylenebilir.



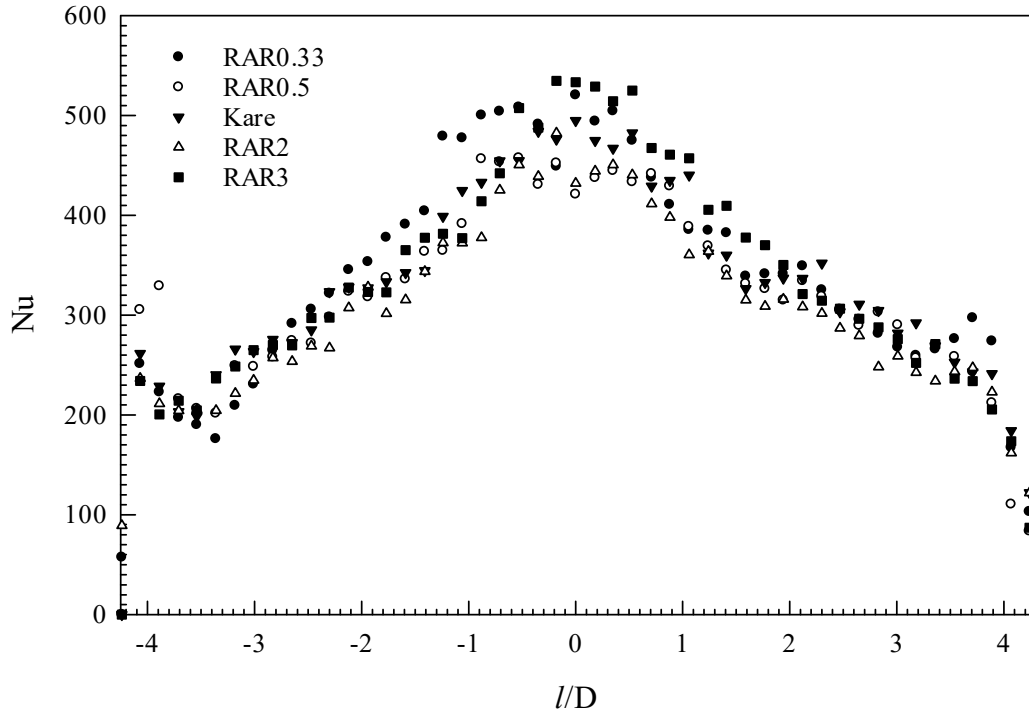
Şekil 106. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=3$)



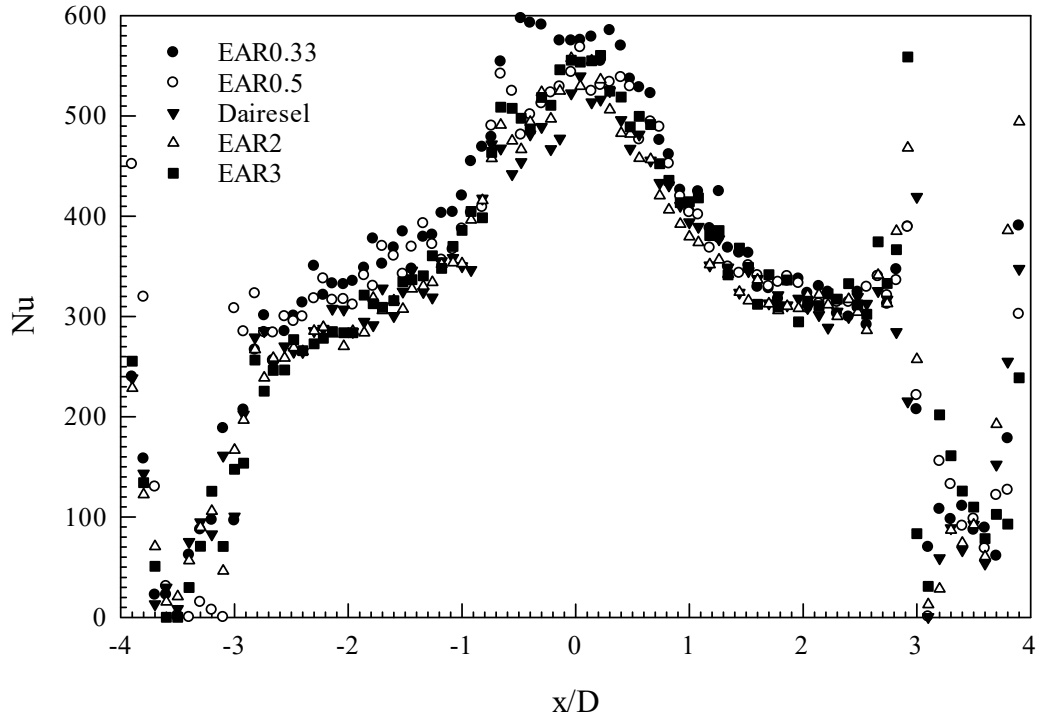
Şekil 107. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=3$)



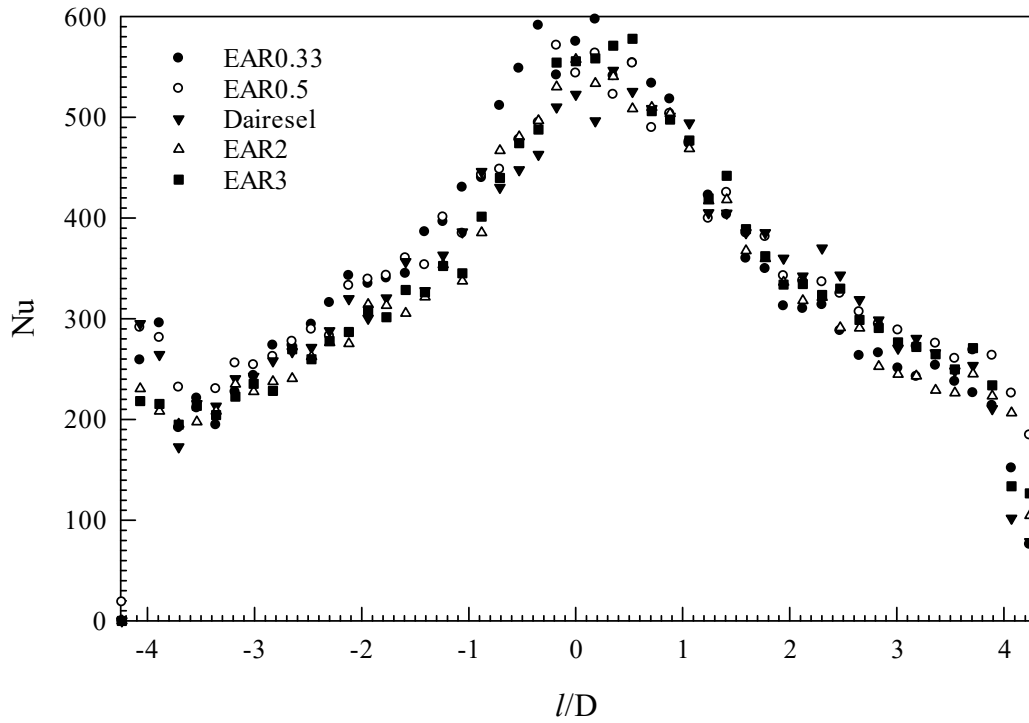
Şekil 108. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$)



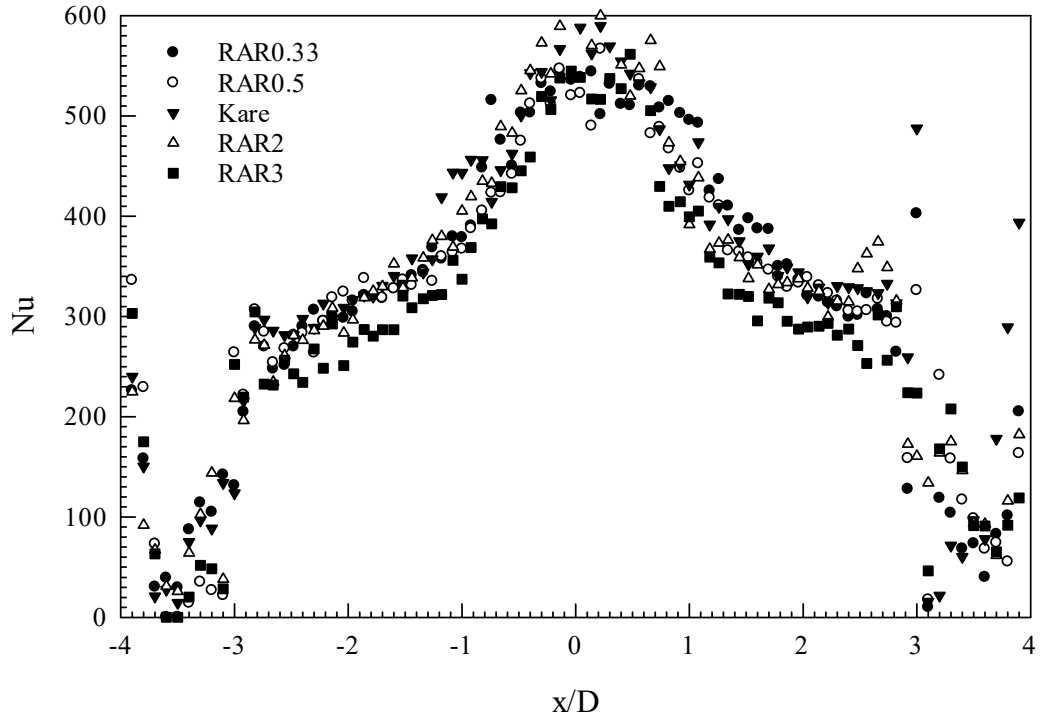
Şekil 109. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($V_r=10$, $H/D=3$)



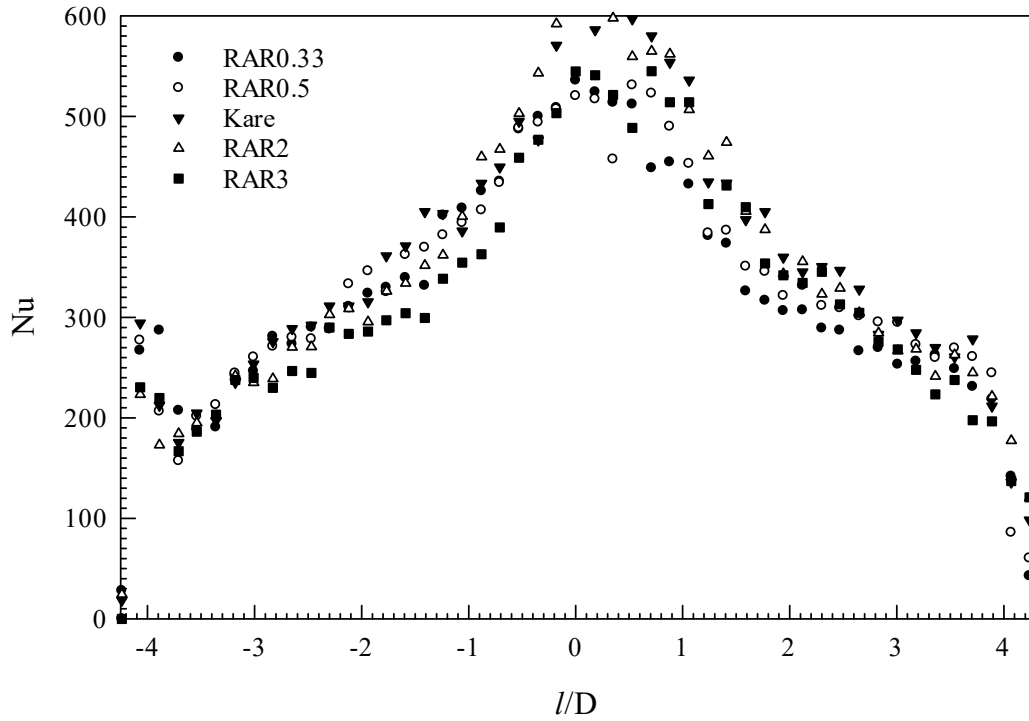
Şekil 110. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı
($V_r=10$, $H/D=4$)



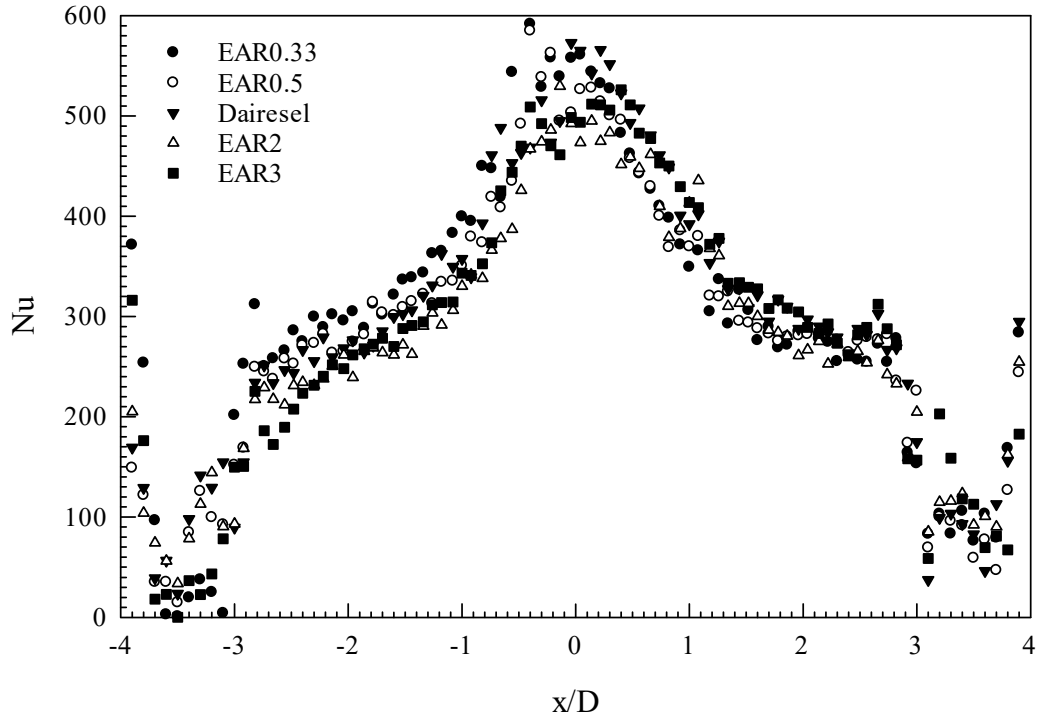
Şekil 111. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($V_r=10$, $H/D=4$)



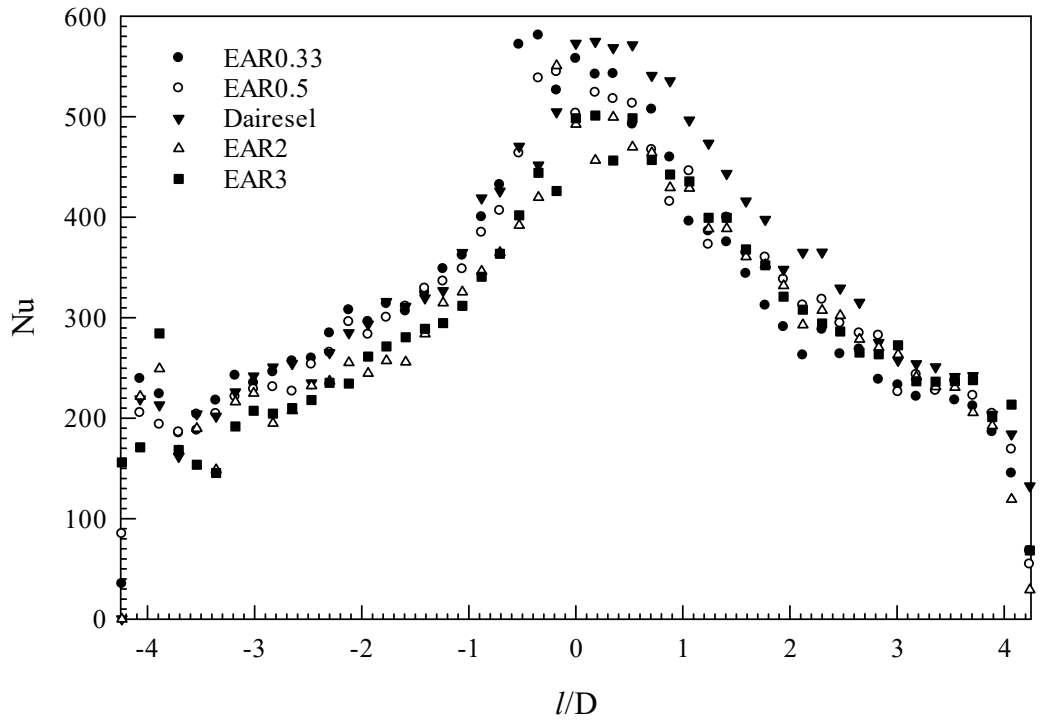
Şekil 112. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı ($Pr=10$, $H/D=4$)



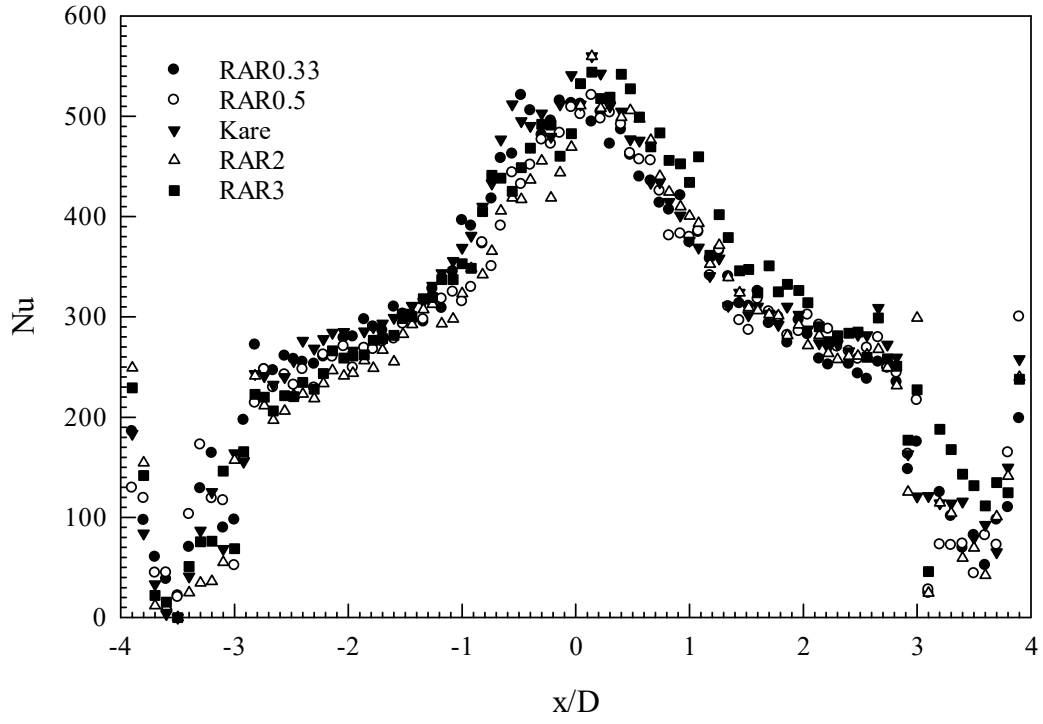
Şekil 113. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı ($Pr=10$, $H/D=4$)



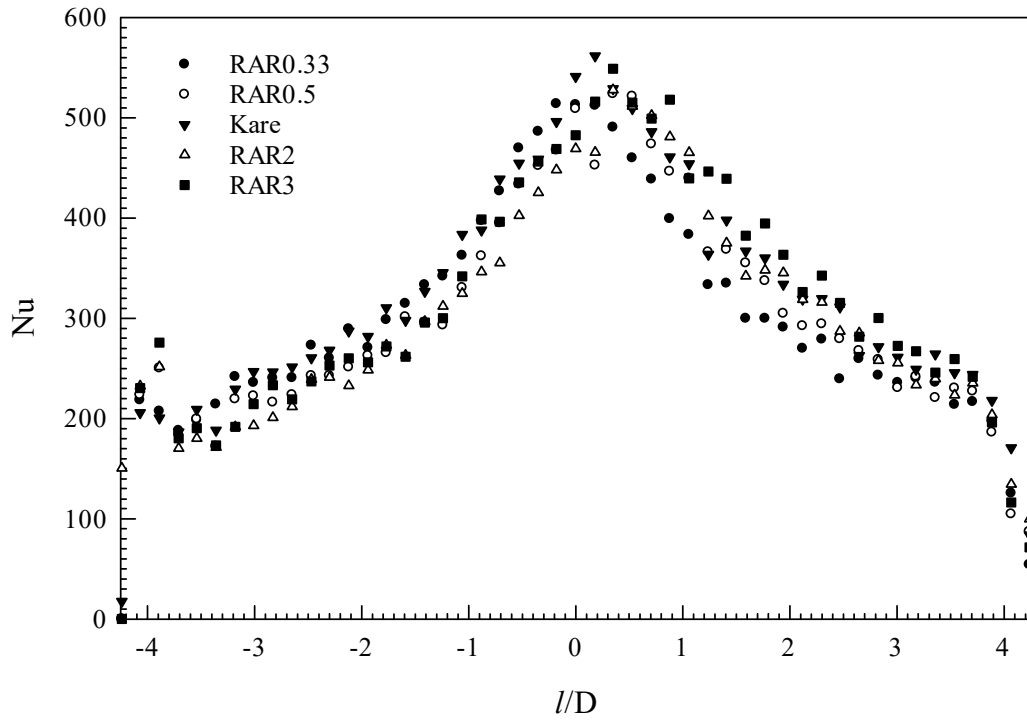
Şekil 114. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=5$)



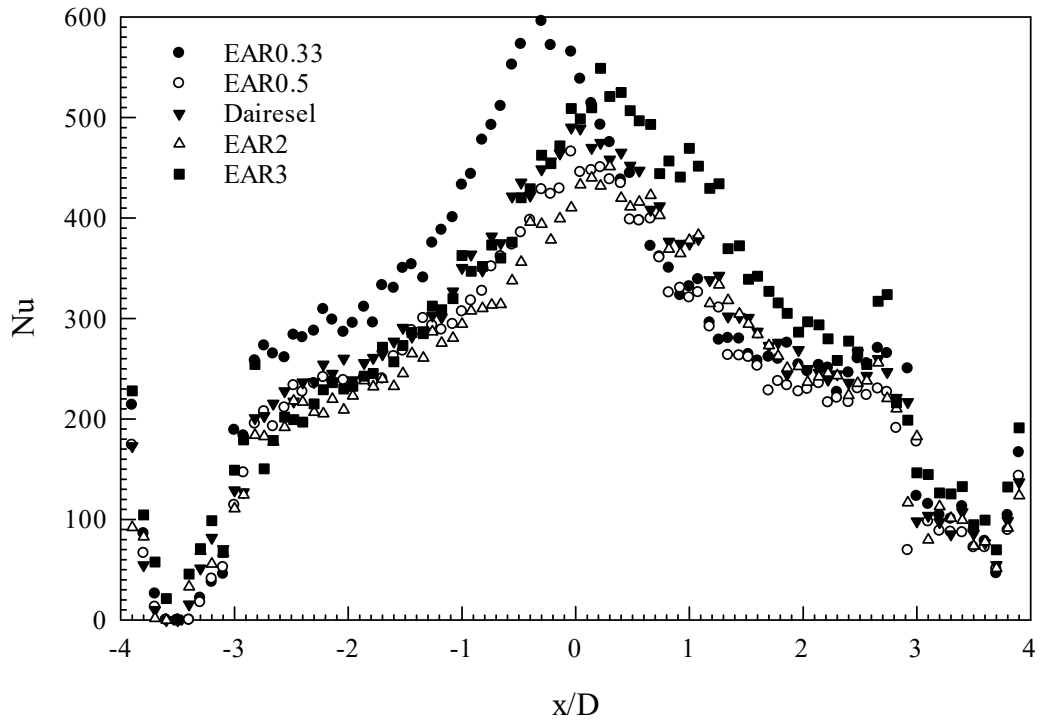
Şekil 115. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=5$)



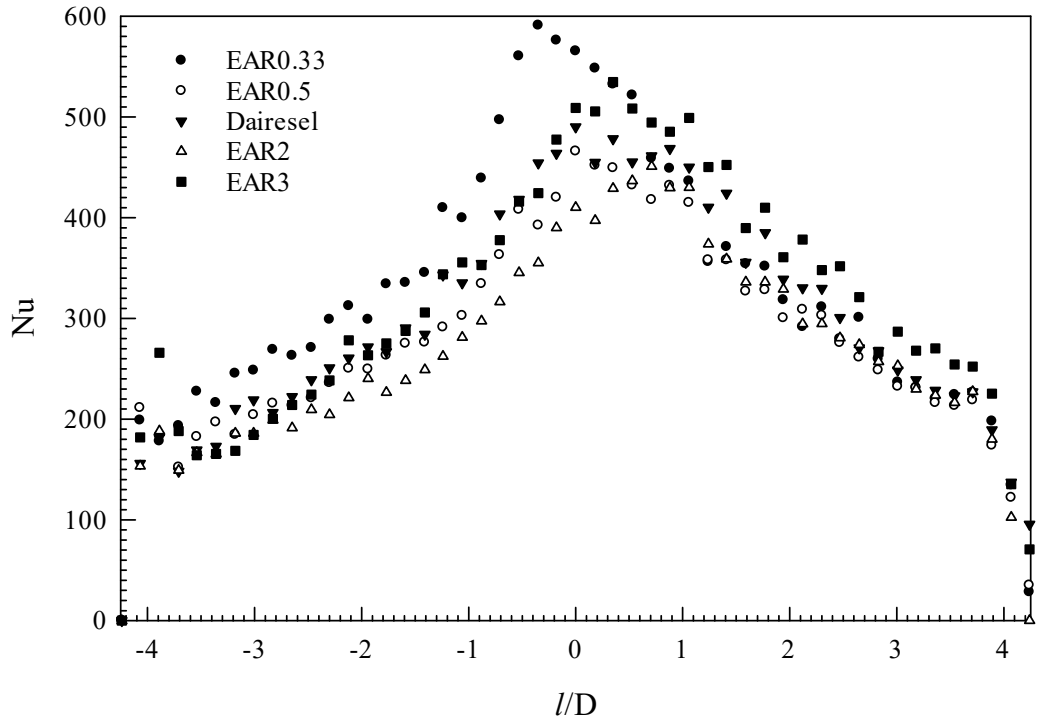
Şekil 116. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunda dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$)



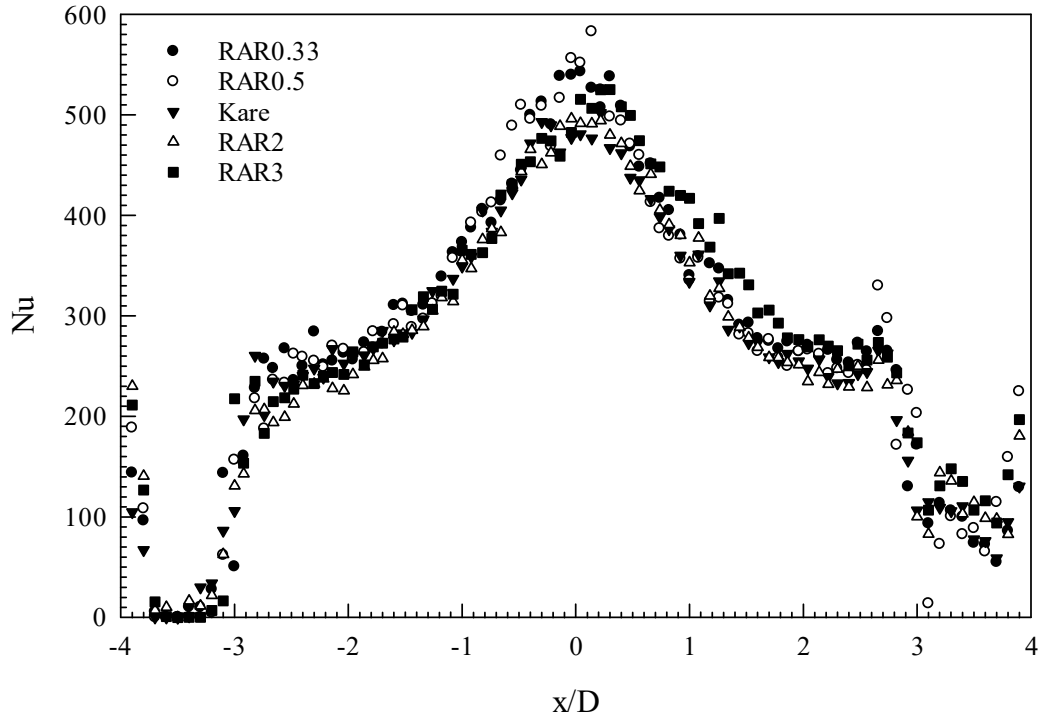
Şekil 117. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunda dağılımı ($V_r=10$, $H/D=5$)



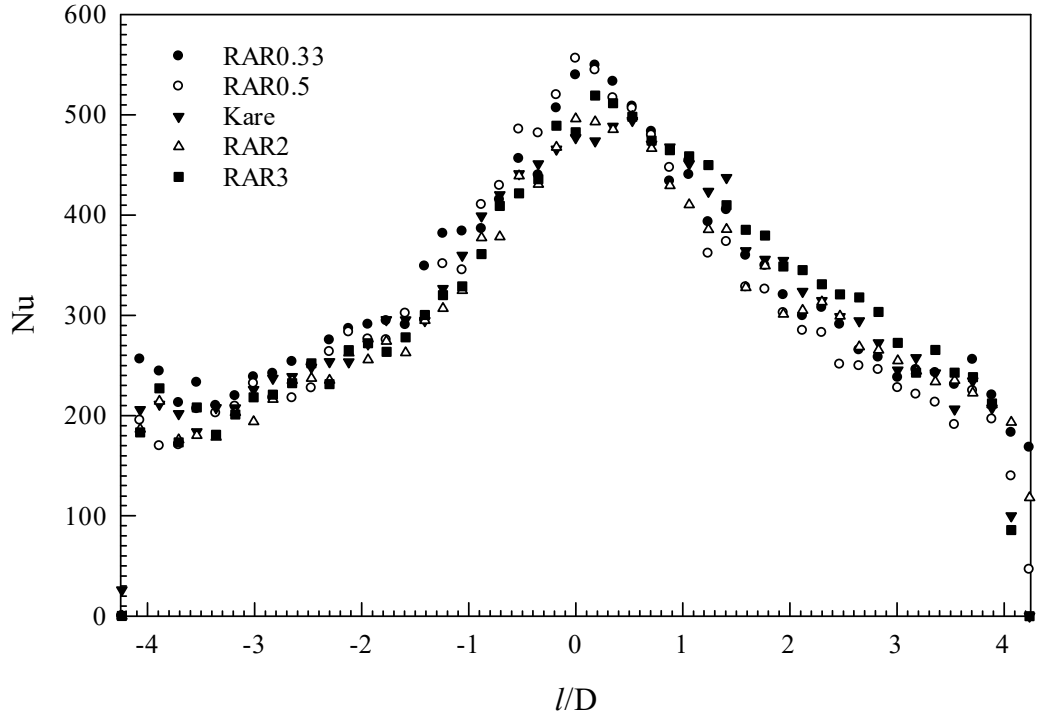
Şekil 118. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=6$)



Şekil 119. Oval lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunca dağılımı
($Vr=10$, $H/D=6$)



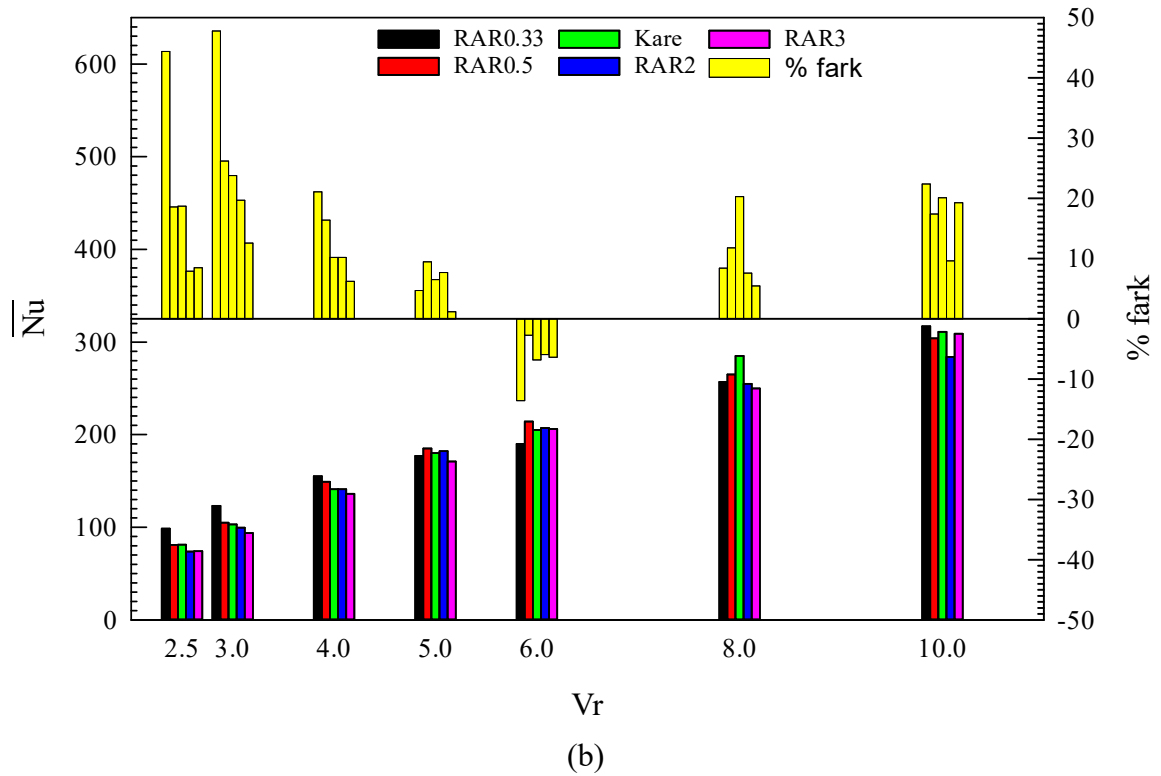
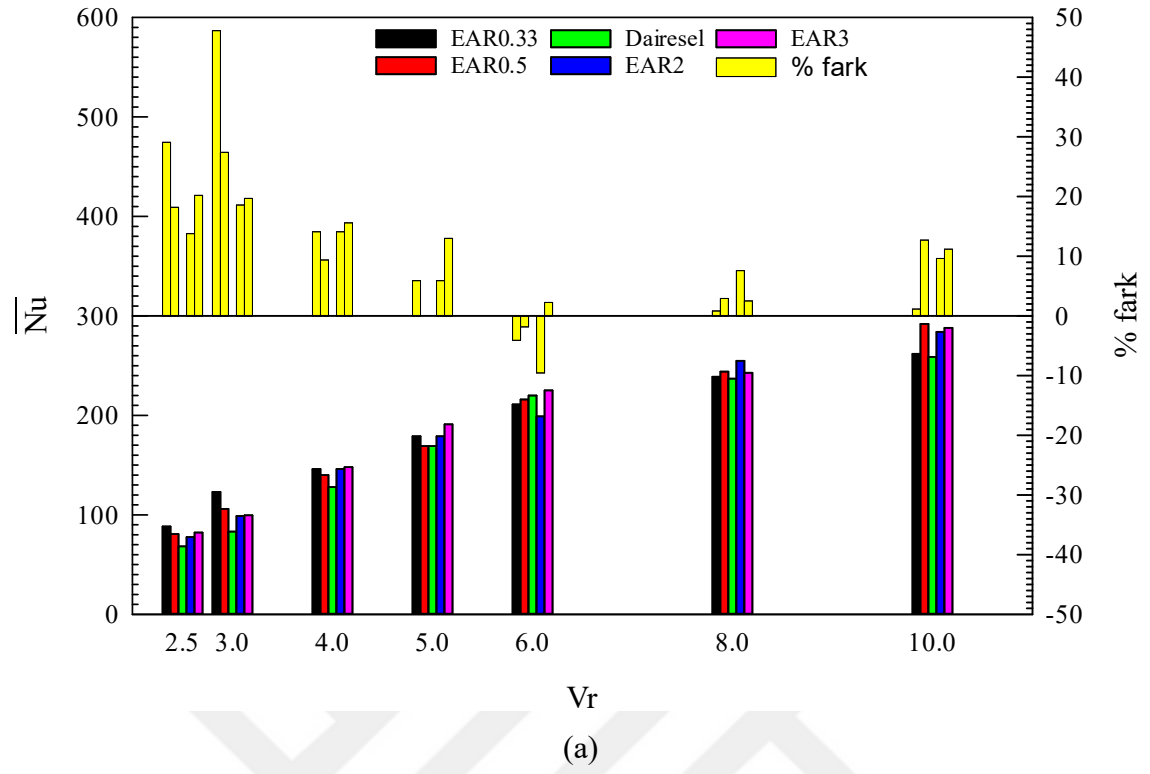
Şekil 120. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen simetri eksenini boyunda dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$)



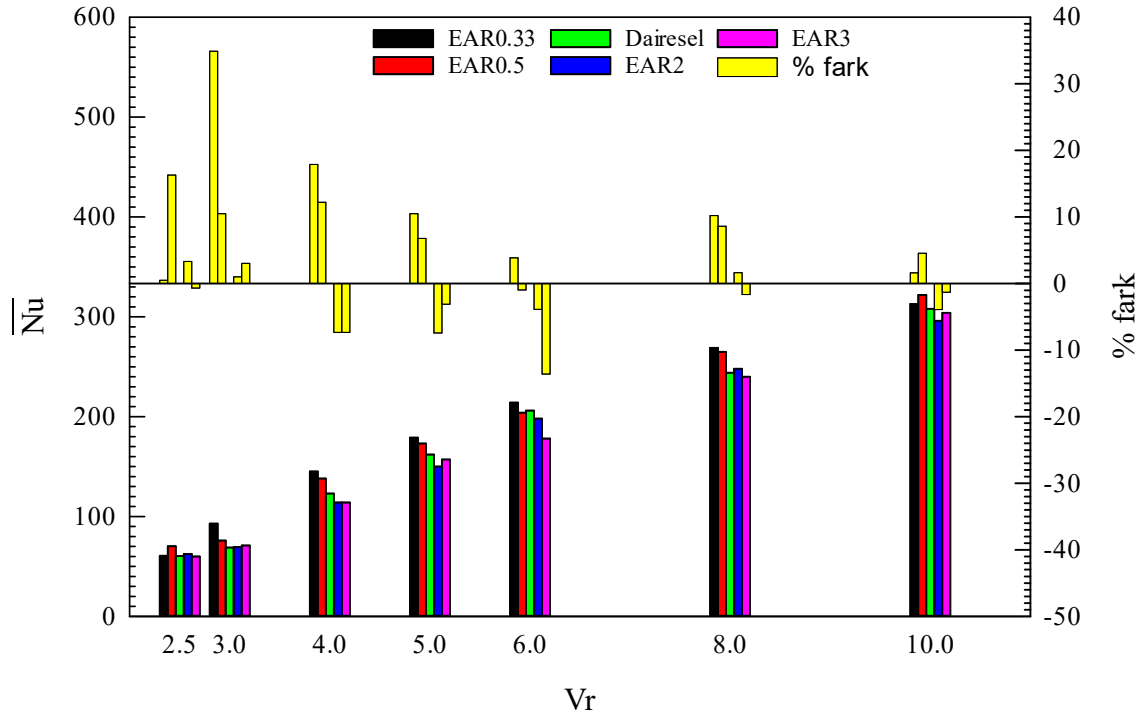
Şekil 121. Köşeli lüleler için yerel Nusselt sayısının bileşen köşegeni boyunda dağılımı ($V_r=10$, $H/D=6$)

Şekil 122’de $H/D=3$ için bileşen üst yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi tüm lüle geometrileri için verilmiştir. Geometrik değişimin ısı transferi üzerindeki etkisinin referans bir durumla kıyaslanması için aynı şartlar altındaki (aynı H/D ve V_r) dairesel lüleye ait ortalama Nusselt sayısı değerleri kullanılmıştır. Geometrik değişim neticesinde referans geometriye kıyasla elde edilen değişimler aynı grafikler üzerinde gösterilmiştir. Beklendiği üzere artan V_r değeriyle jet akış momentumundaki artış ortalama Nusselt sayısı değerlerinde artış sağlamıştır. Geometrik parametrelerin aynı V_r değerinde ortalama Nusselt sayısına etkisi incelendiğinde, $2.5 \leq V_r \leq 5$ aralığında dairesel kesitli lüle en düşük performansı sergilerken eliptik lülelerin AR değerlerine de bağlı olarak daha yüksek Nusselt sayısı değerleri sağladığı görülmektedir. Aynı aralıkta köşeli lüleler ise artan AR değeri ile azalan bir trend sergilemektedir. $V_r > 6$ durumunda yerel Nusselt sayısı dağılımlarından da anlaşılabacağı üzere her iki geometri içinde AR ’ye bağlı net bir trend ortaya çıkmamıştır. Oval lüleler için referansa göre artış veya azalışın Nusselt sayısındaki belirsizliğe yakın olduğu görülmektedir. Yerel dağılım göz önüne alındığında oval eksenel asimetric lüleler özellikle durma bölgesinde dairesel lüleeye göre ısı transferinde iyileşme sağlasalar da ortalama Nusselt sayısı değerleri yakın seyretmektedir.

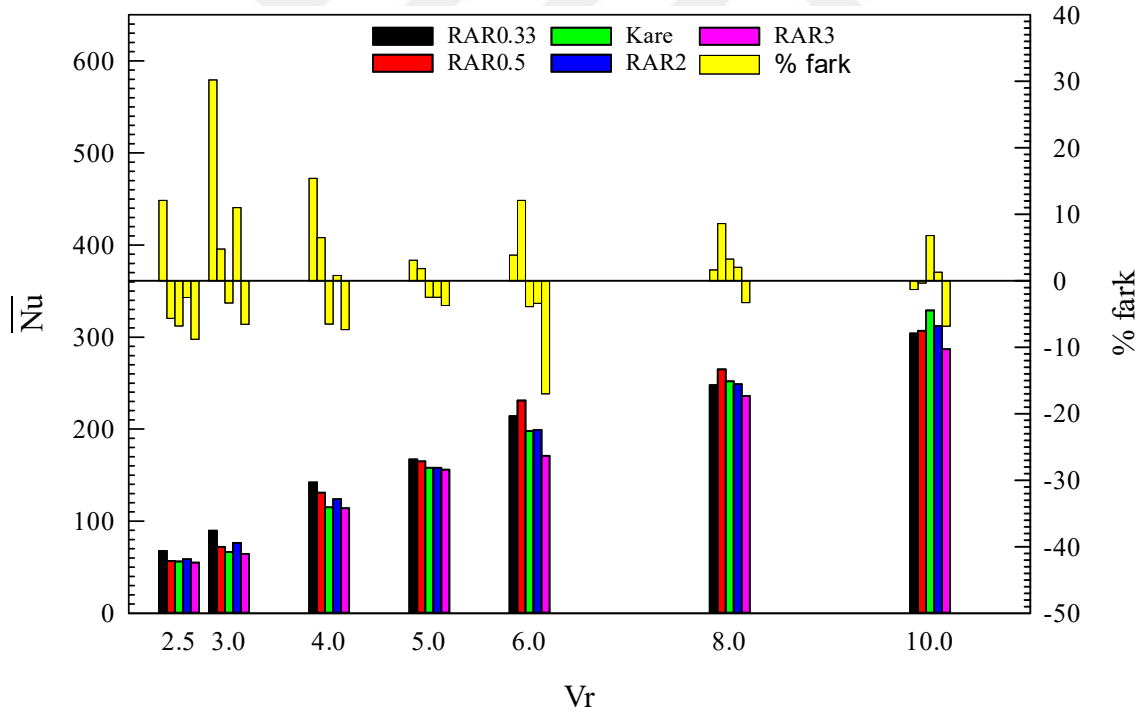
Şekil 123’te $H/D=4$ için ortalama Nusselt sayısındaki değişimler verilmiştir. $V_r < 4$ durumunda jet akışındaki sapmanın artması ve çarpan jet karakteristiklerinin tam olarak oluşmaması nedeniyle $H/D=3$ durumuna göre ortalama Nusselt sayısı değerlerinde azalma görülmektedir. $4 \leq V_r \leq 8$ aralığında bileşen yüzeyinde çarpan jetin etkisiyle ortalama Nusselt sayısı değerlerinde artış olmakta ve $AR < 1$ olan lüleler diğerlerine göre daha iyi performans sergilemektedir. Jet akışın lüleden hedef yüzeye ulaşana kadar aldığı mesafe boyunca karışım, sürüklenme ve türbülans oluşumunda meydana gelen artış sebebiyle $V_r > 5$ için $H/D=4$ ’te $H/D=3$ oranına kıyasla bileşen üst yüzeyindeki ısı transferinde iyileşme olduğu gözükmemektedir. $V_r > 5$ durumunda bileşen üst yüzeyinin tamamında duvar jet bölgesinin oluşmaya başladığı önceki kısımda açıklanmıştır. Lüle geometrisindeki değişimin ısı transferi üzerindeki etkisi incelenecek olursa, artan H/D oranıyla jet çekirdeği üzerindeki etkilerin de artması, eksenel asimetric ve köşeli lülelerin dairesel lüleeye göre çevre akışkanla daha fazla etkileşim içerisinde olması nedeniyle $V_r > 5$ durumunda ortalama Nusselt sayısındaki değişim $H/D=3$ durumunda elde edilenlere kıyasla azalmaktadır.



Şekil 122. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=3$)



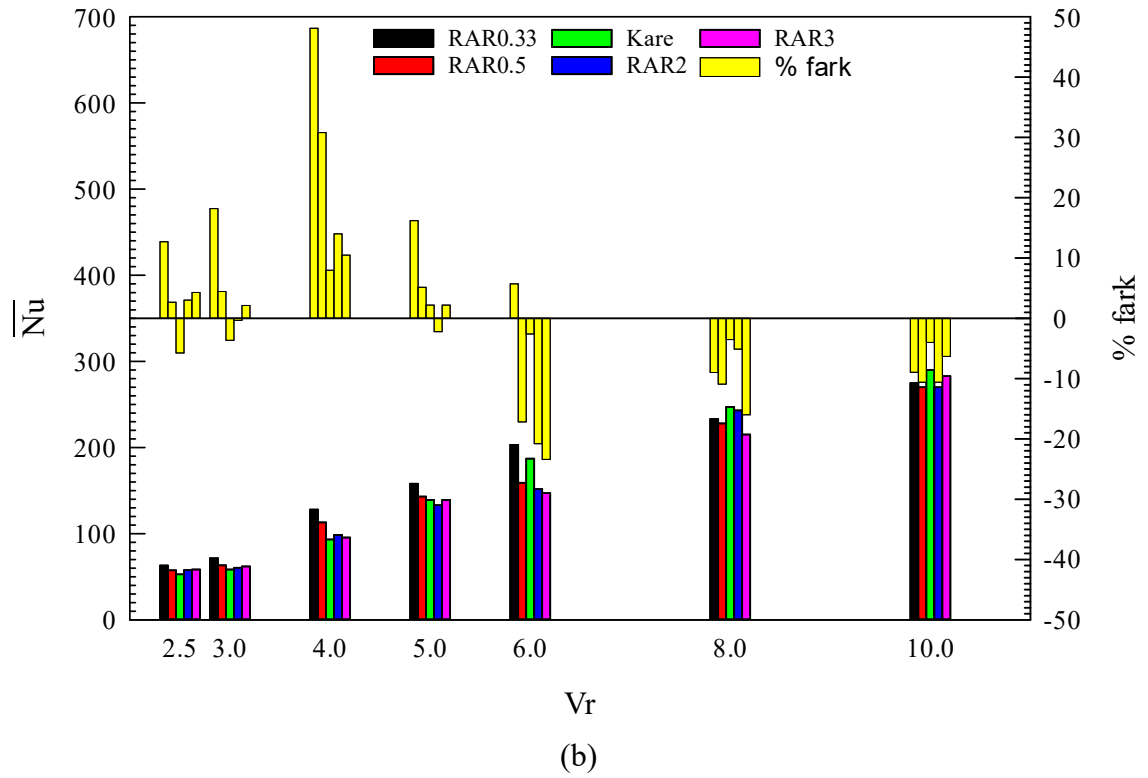
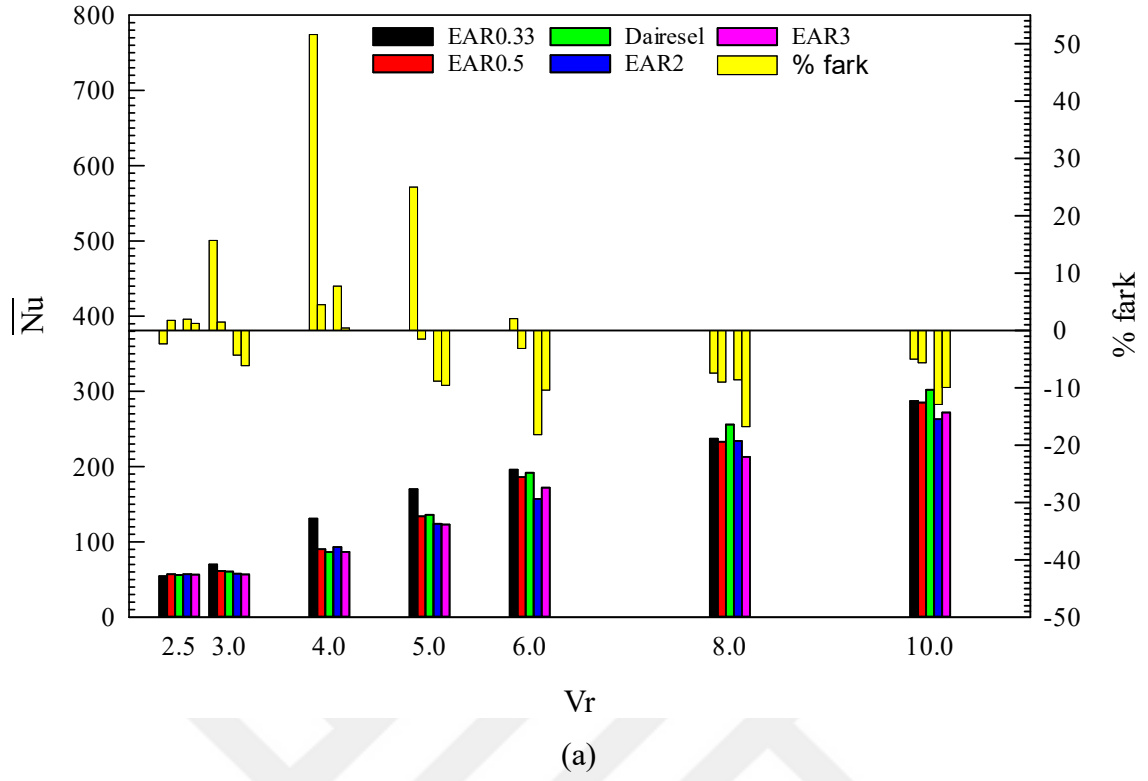
(a)



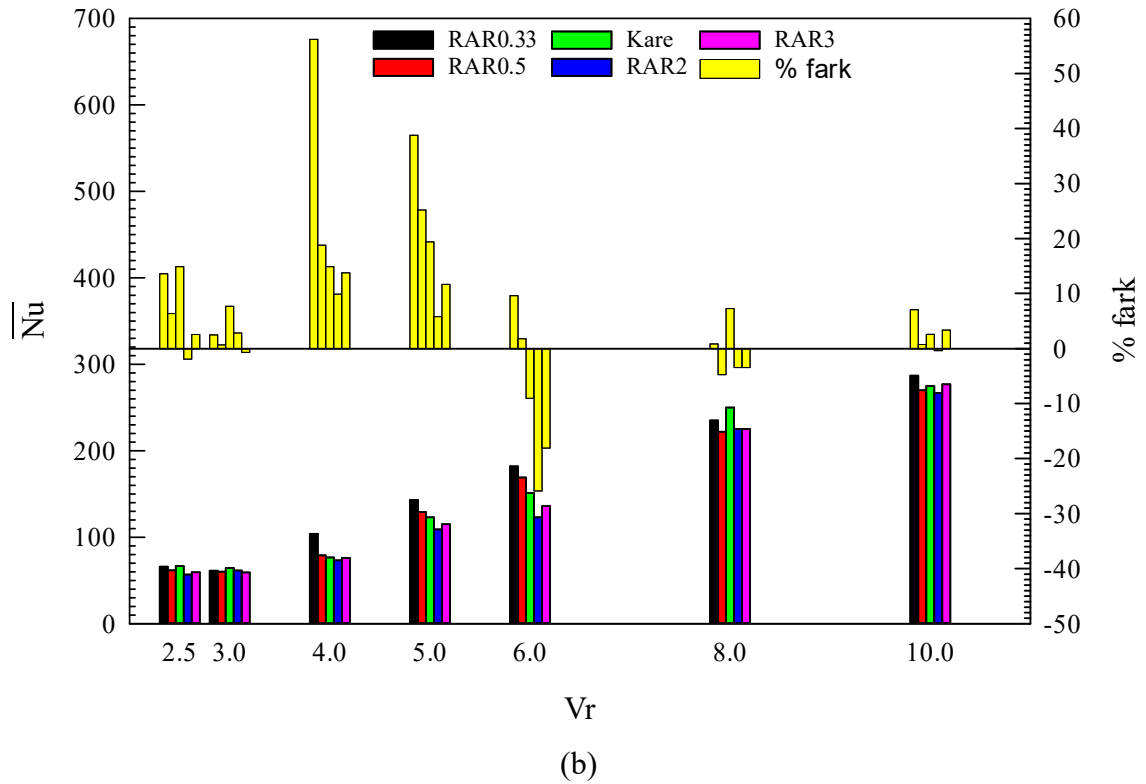
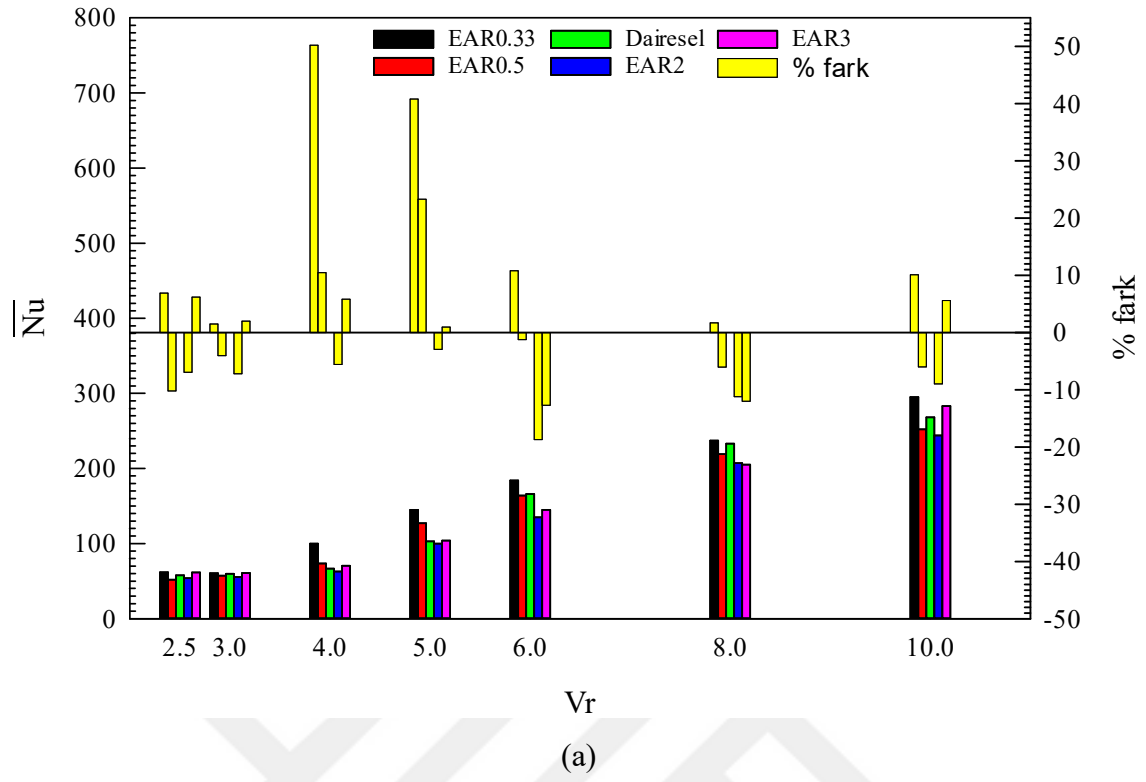
(b)

Şekil 123. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=4$)

Şekil 124-125'te ortalama Nusselt sayısındaki değişimler $H/D=5$ ve 6 için verilmiştir. Önceki kısımlarda da bahsedildiği üzere artan H/D oranıyla jet akışı lüle çıkışındaki özelliklerini kaybedip sapmakta ve çapraz akış duvar jet bölgesinin gelişimi üzerinde daha etkili olmaktadır. $V_r < 4$ durumunda jet akışının tamamen saptması ve bileşenin büyük oranda çapraz akışla soğutulması nedeniyle önceki H/D oranlarına göre daha düşük Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. V_r 'nin artışıyla beraber artan jet akış momentumu ve bileşen üst yüzeyinde oluşmaya başlayan duvar jet bölgesi sayesinde Nusselt sayısı değerlerinde artış olmaktadır. $V_r > 6$ olması durumunda incelenen tüm H/D oranları için yüzey sıcaklık konturlarında da görüldüğü üzere jet akışı minimum sapmayla bileşen yüzeyine ulaşmakta ve çarpan jet karakteristikleri tam olarak oluşmaktadır. Bu hız oranı ve üzerinde ortalama Nusselt sayısı değerlerinin lüle geometrisine ve AR 'ye bağlı değişiminde net bir davranış görülmemektedir. Jet akışının artan H/D ile daha fazla yayılması ve jet çekirdek uzunluğunun aksel asimetrik lüleler için dairesel lüleyle kıyasla daha kısa olması nedeniyle ortalama Nusselt sayısı değerlerinde azalma görülmektedir. Aksel asimetri genel olarak durma bölgesindeki ısı transferini iyileştirse de literatürde de bahsedildiği üzere (Gulati vd. 2009) ortalama ısı transferinde kötüleşmeye neden olmaktadır. Bununla birlikte oval kesitli lüleler için maksimum ortalama Nusselt sayısı değerlerine H/D 'nin 3-4 değerleri arasında ulaştığı görülürken, bu oranın köşeli lüleler için H/D 'nin 3 olduğu anlaşılmaktadır.



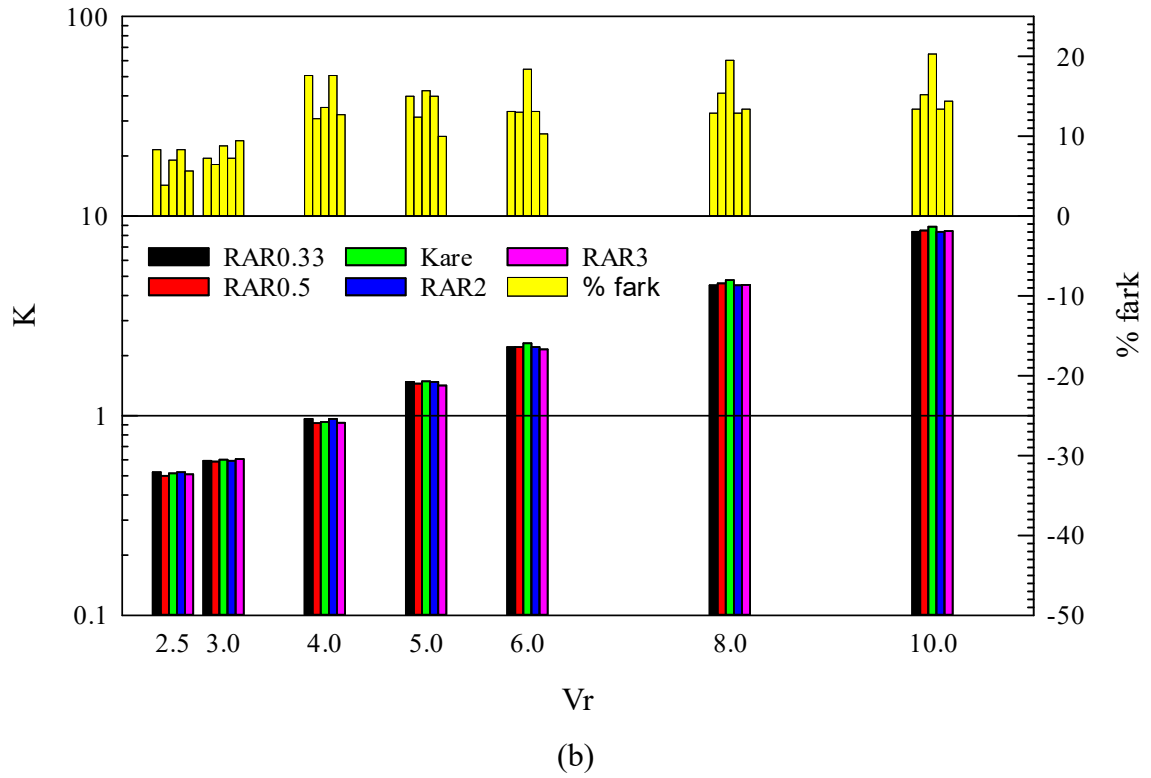
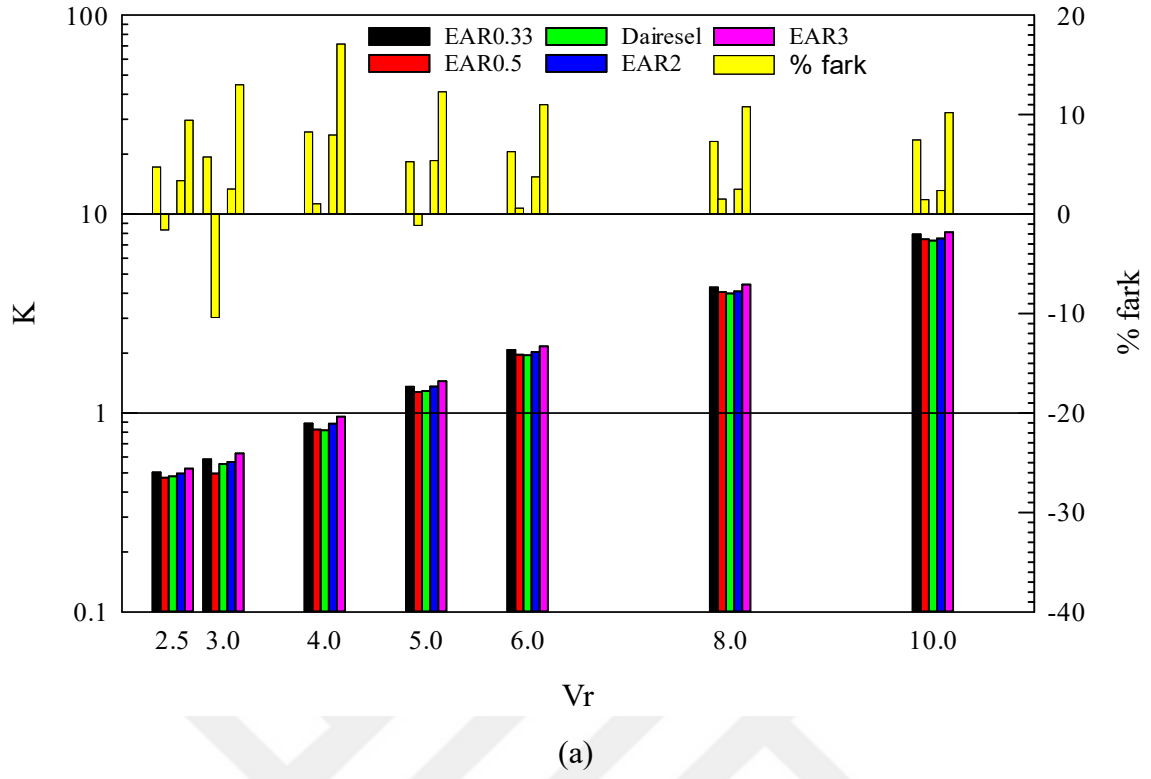
Şekil 124. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=5$)



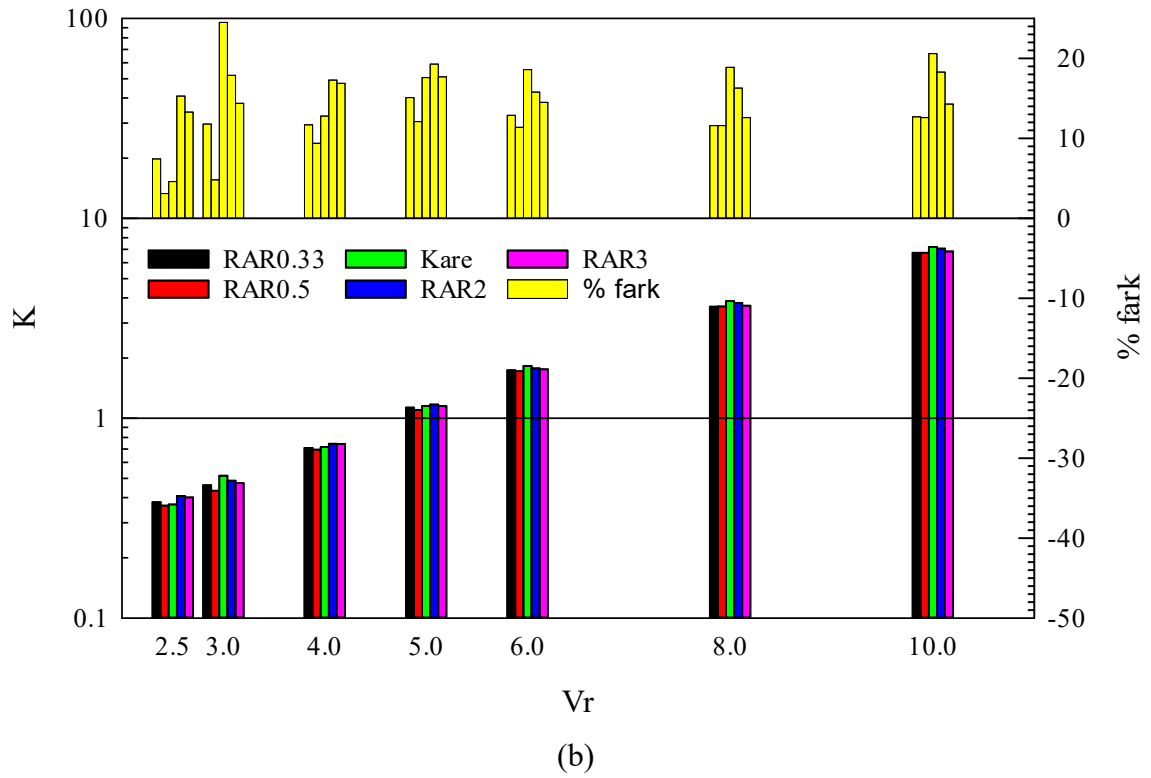
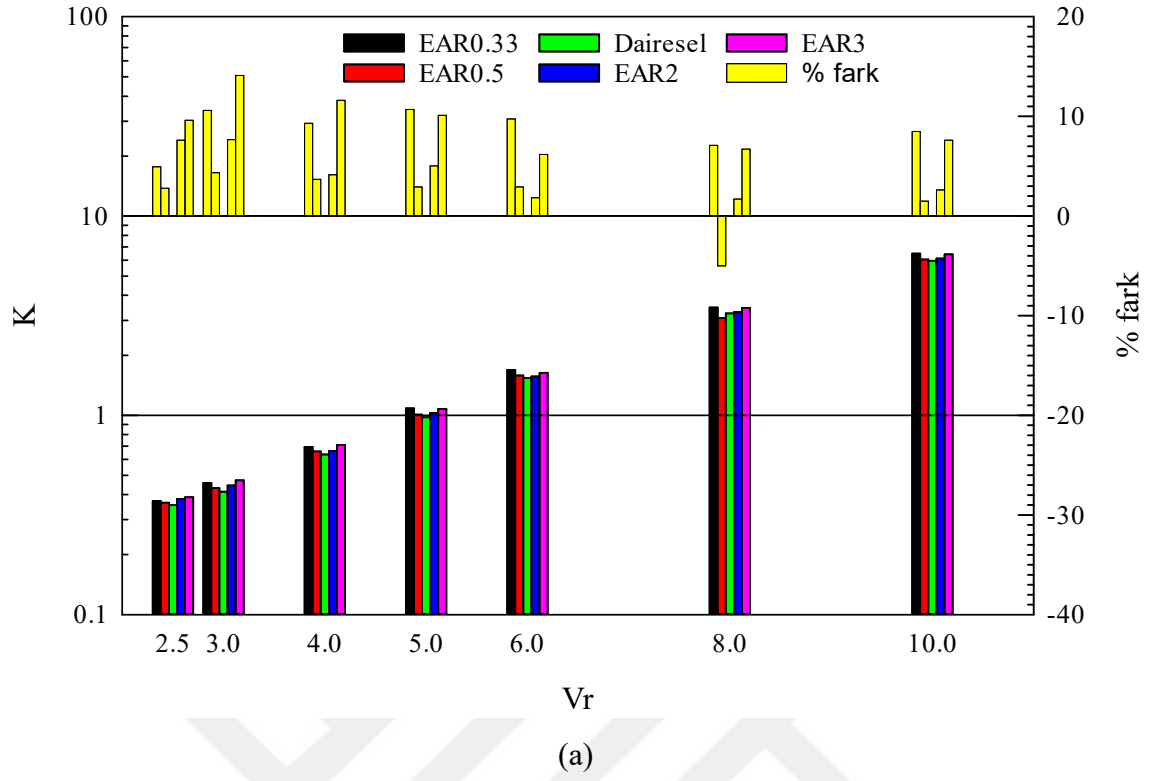
Şekil 125. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için üst yüzey ortalama Nusselt sayısının V_r ile değişimi ($H/D=6$)

Şekil 126-129'da basınç kayıp katsayısı K 'nın V_r ile değişimi farklı AR değerleri ve H/D oranlarında verilmiştir. Aynı akış şartlarındaki dairesel lüleye ait K değerleri referans alınarak geometrik değişimler sonucu elde edilen değişimler de aynı grafikler üzerinde gösterilmiştir. $H/D=3$ değeri için Şekil 123 incelendiğinde, K 'nın değişimi üzerindeki en önemli faktörün beklendiği üzere V_r (Re_j) olduğu ve artan V_r ile K değerinde eksponansiyel artış olduğu gözükmemektedir. K değerinin çapraz kanal akışı ve çarpan jet konfigürasyonu için ortak hesaplandığı (lüle-kanal girişi ve kanal çıkışına yerleştirilen statik basınç portları) göz önüne alındığında her iki akışın etkileşiminin ortak bir sonucu olduğu aşıkardır. Artan V_r ile jet lülesi boyunca yerel ve sürekli kayıplarda da artış olmasının yanı sıra kanal içerisinde serbest jet bölgesi-çapraz akış etkileşimi ve özellikle üst akım bölgesine doğru oluşan duvar jet bölgesinin çapraz akışa perdeleme yapması kayıp katsayısı K değerini artırmaktadır. Beklendiği üzere oval lüleler için dairesel kesitli lüle genellikle en düşük K değerine sahipken, köşeli lüleler için kare kesiti en yüksek K değerlerine neden olmaktadır. Artan H/D oranıyla kanal kesitinin de artması ve jet akış momentumundaki azalmaya bağlı olarak aynı V_r değerlerindeki K değerleri azalmakta, lüle geometrisi ve AR değerine bağlı net bir değişim karakteri gözükmemektedir.

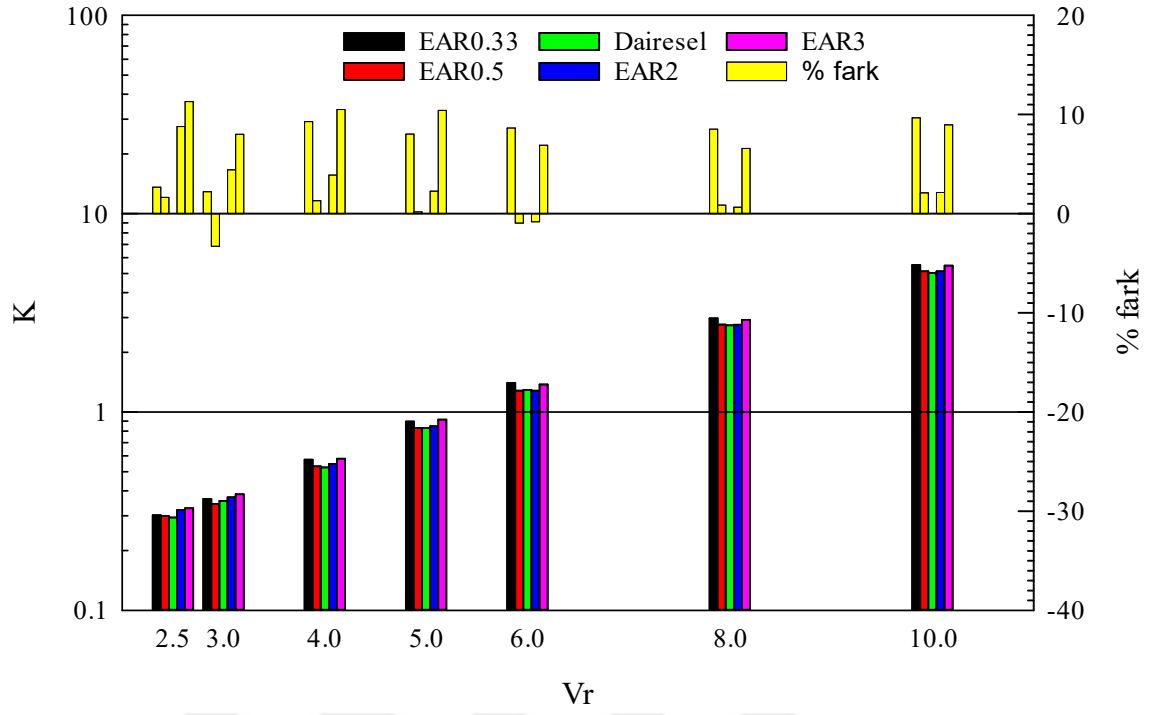
Lüle geometrisinde yapılan değişimler sonucunda akış ve ısı transferindeki iyileşme/kötüleşme karşılığında pompalama gücündeki değişimin analizi için aynı şartlar altında elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve basınç kayıp katsayısı üzerinden değerlendirilmiştir. Özellikle çapraz akışın jet akış karakteristikleri (sapma, yayılma) üzerinde etkili olduğu düşük V_r değerlerinde ($V_r < 5$) ortalama Nusselt sayısı değerlerinde lüle geometrisi ve AR ile %20-%50 arasında artış sağlanırken aynı durumlardaki K değerlerinde %10-%20 arasında bir artış elde edildiği gözükmemektedir. $V_r > 5$ olduğu durumlarda ise K değerinde dairesel lüle için elde edilene kıyasla %20'lere varan bir artış olmasına rağmen ısı transferinde $\pm\%10$ aralığında iyileşme/kötüleşme olduğu gözükmemektedir. Literatürde de belirtildiği ve bu çalışma kapsamında da gözlemlendiği üzere çapraz akış etkisinin az olduğu V_r -H/D değerlerinde eksenel asimetrik lüle geometrileri çevre akış/akışkan ile daha fazla etkileşimde bulunduklarından daha fazla momentum aktarımı ve yayılmaya maruz kalmaktadırlar. Bu durum jetin lüle çıkışındaki karakteristiklerini daha hızlı kaybetmesine ve bunun sonucunda ısı transferinde kötüleşmeye sebep vermesinin yanı sıra daha yüksek pompalama gücü ihtiyacına sebep olmaktadır.



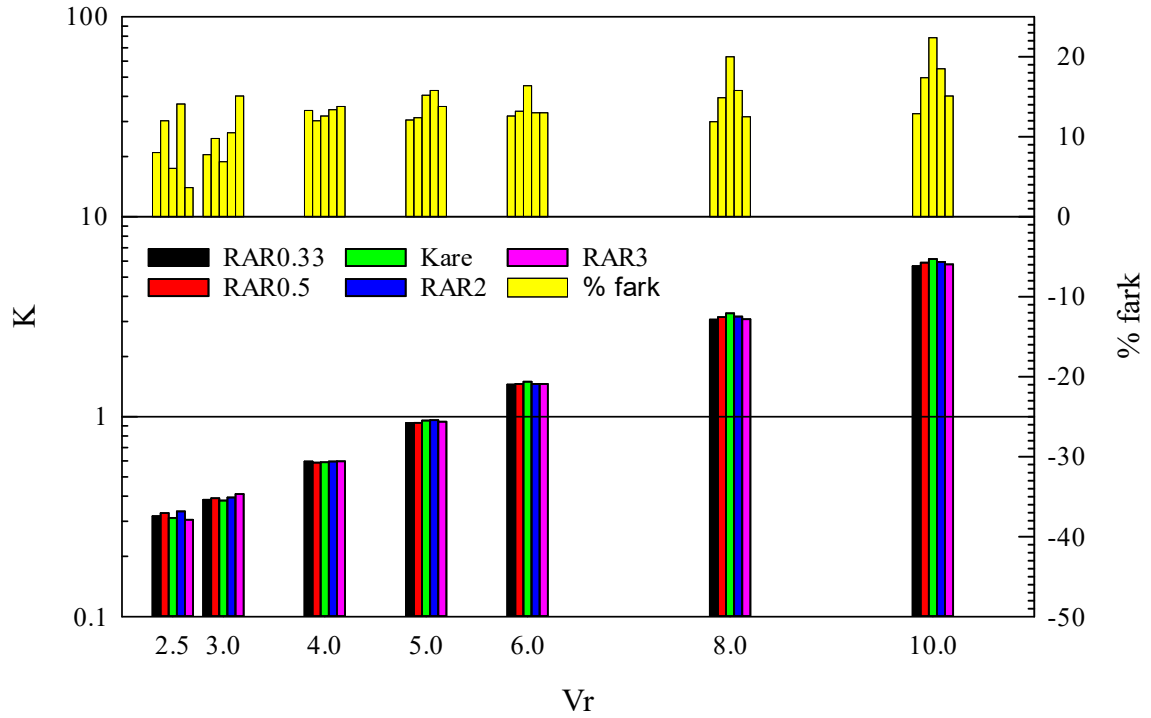
Şekil 126. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=3$)



Şekil 127. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=4$)

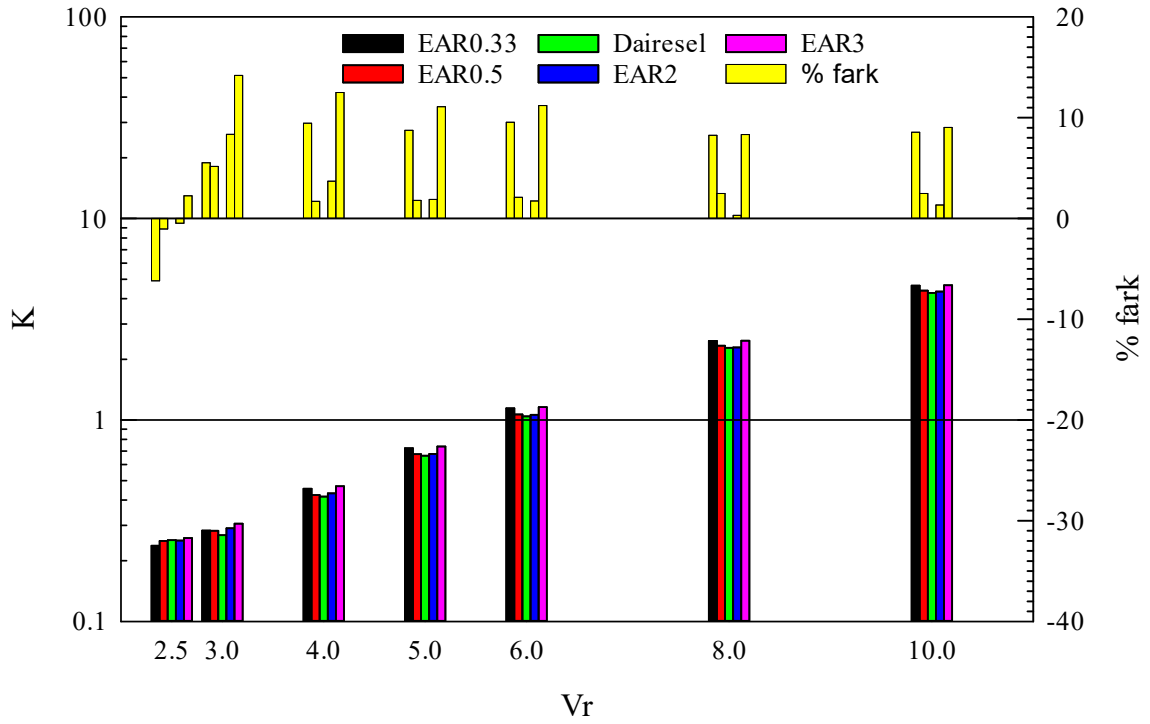


(a)

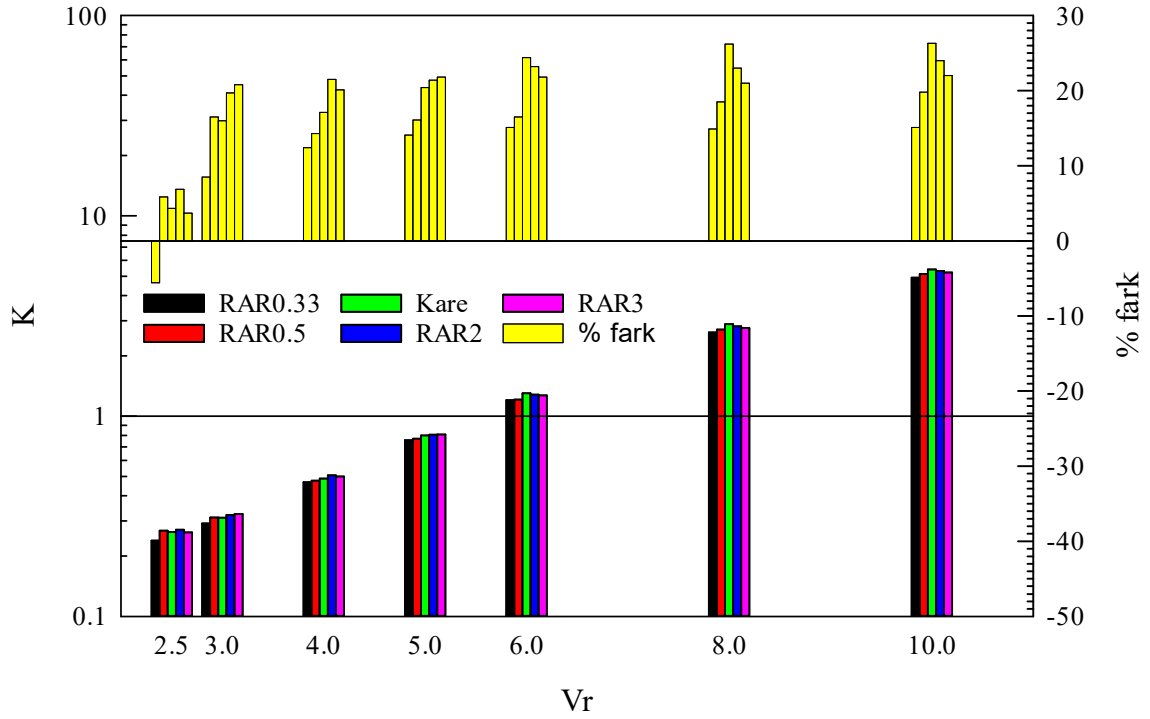


(b)

Şekil 128. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=5$)



(a)



(b)

Şekil 129. Oval (a) ve köşeli (b) lüleler için kayıp katsayısının V_r ile değişimi ($H/D=6$)

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada çapraz akış-çarpan jet konfigürasyonunun elektronik bir bileşenin termal yönetimi için kullanılmasında farklı lüle geometrilerinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri boyutsuz hedef yüzey-lüle mesafesi H/D 'nin 3-6, jet-çapraz akış hız oranı V_r 'nin 2.5-10 ve Re_j 'in 2083-8330 arasındaki değerleri için deneysel olarak incelenmiştir. Akış ve ısı transferi; bileşen yüzeyinde kızılötesi termografi yöntemiyle elde edilen sıcaklık verileri, yerel ve ortalama Nusselt sayısı ve kayıp katsayısı değerleriyle analiz edilmiş ve genel hatlarıyla aşağıdaki bulgulara ulaşılmıştır:

1) Bileşenin sadece havanın kanal çapraz akışıyla soğutulması durumunda bileşen üst yüzeyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerine kıyasla jet akışının yüzeye çarpmaya başlamasıyla %60'a varan artış gözlemlenmiştir. Bu durum yerel olarak yüksek soğutma performansına ihtiyaç duyan elektronik bileşenlerin çarpan jetlerle etkili şekilde soğutulabileceğini ortaya koymaktadır.

2) V_r ve H/D değerlerine bağlı olarak, kanal çapraz akışı jet akışının lüle çıkından itibaren gelişimi üzerinde etkili olabilmekte, serbest jet bölgesinde kanal çapraz akışı yönünde sapmalara ve duvar jet bölgesinde sınırlanmalara neden olabilmektedir.

3) Artan V_r değeriyle Re_j ve jet akış momentumunun da artmasıyla jet akışındaki sapma ve duvar jet bölgesindeki sınırlanma azalmaktadır. Bu durum bileşen yüzeyinde daha eş sıcaklık dağılımları ve ısı transferinde iyileşme sağlarken kayıp katsayısındaki artışı da beraberinde getirmiştir.

4) Artan H/D oranıyla kanal çapraz akışıyla etkileşimin artması nedeniyle jet akışındaki yayılma ve sapma artmakta, bileşen üst yüzeyinde istenmeyen sıcaklık dağılımları ortaya çıkmakta ve ısı transferi kötüleşmektedir.

5) $V_r \leq 5$ için üst akım bölgesine doğru duvar jet bölgesinin oluşumunun sınırlanması nedeniyle çarpma yüzeyinde ideal olmayan sıcaklık dağılımları oluşmaktadır. $V_r \geq 6$ durumunda duvar jet bölgesi bileşen üst yüzeyinin tamamında oluşmakta ve daha eş sıcaklık dağılımı sağlamaktadır.

6) Oval ve köşeli lüle geometrileri farklı akış dinamiklerine sahip olduğu ilgili yüzey sıcaklık kontürlerinden görülmüş ve serbest jet-çapraz akış, çapraz akış-bileşen, bileşen-çarpan jet etkileşimi sonucunda oluşan karmaşık akış yapılarının ısı transferi üzerinde etkili olduğu anlaşılmıştır.

7) Oval kesitli lüleler için maksimum ortalama Nusselt sayısı değerlerine H/D 'nin 3-4 değerleri arasında ulaşıldığı görülürken, köşeli lüleler için H/D 'nin 3 değerinde olduğu görülmüştür.

8) $3 \leq H/D \leq 6$ aralığında $V_r \leq 5$ olduğu durumlarda çapraz akış jet akışı gelişimi üzerinde etkili olmakta ve lüle geometrisinde yapılan değişimler ısı transferini değiştirebilmektedir. Bu durumda düşük AR değerlerine sahip lüleler daha az sapma göstermelerinden ötürü aynı şartlar altındaki dairesel lüleyle kıyasla %20 ile %50 arasında daha yüksek ortalama Nusselt sayısı değerleri sağlamaktadır. Bu durumda kayıp katsayısında %10 - %20 arasında artış olmaktadır.

9) Lüle kesit geometrisi ve AR değeri özellikle durma bölgesindeki yerel ısı transferi üzerinde etkili olmakta, aksenal asimetri ve köşe etkileri jet akış sürüklemeye, karışım ve türbülans karakteristiklerini doğrudan etkilemektedir.

10) Çarpan jet durma bölgesinde eliptik ve köşeli lüleler dairesel lüleyle kıyasla ısı transferinde belirgin iyileşme sağlarken özellikle yüksek V_r değerlerinde çarpma yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değerlerinde belirgin bir iyileşme görülmemiştir.

11) Bileşen yan yüzeylerindeki sıcaklık ve ısı dağılımı çarpan jet akışından çoğunlukla etkilenmezken yüzey sıcaklıkları çekirdek sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermektedir.

5. ÖNERİLER

Doktora tezi olarak sunulan bu çalışmada, elektronik bileşenlerin çarpan jet ve çapraz akış ile soğutulması ve çapraz akışın çarpan jet üzerindeki etkileri farklı parametreler için deneysel olarak incelenmiş, elde edilen bulgular irdelenerek sunulmuş ve öneriler aşağıdaki gibi belirtilmiştir:

- Mevcut çalışmada akış ve ısı transferi kızılötesi termografi yöntemiyle elde edilen verilerle incelenmiştir. Bileşen yüzeyindeki sıcaklık dağılımı etrafındaki akış yapılarıyla ilgili öngörü sağlasa da jet akış gelişimi ve oluşan karmaşık girdap yapıları parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PIV) sistemiyle incelenip akış hızı ve türbülans karakteristiklerine ait bulgular elde edilebilir.
- Çalışma karmaşık akış fiziğini karakterize edebilecek türbülans modelleriyle (RSM, LES vb.) sayısal olarak analiz edilebilir ve farklı parametrelerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenebilir.
- Jet lüle konumunun sadece hedef yüzey normali boyunca değişimi (H/D) incelenmiştir. Jet akışındaki sapma ve özellikle düşük V_r değerlerinde üst akım bölgesine doğru duvar jet bölgesinin oluşmaması göz önüne alındığında jet lüle konumu üst akım bölgesine doğru kaydırılarak veya üfleme açısı değiştirilerek incelemeler yapılabilir.
- Jet lüle geometrisinde yapılan değişimlerin özellikle durma bölgesi ısı transferi üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Bu amaçla jet lüle çapı hedef yüzey büyüklüğü de düşünülerek artırılabilir.

6. KAYNAKLAR

- Albayrak, M., Sarper, B., Saglam, M., Birinci S., & Aydin, O. (2023). The role of jet-to-crossflow velocity ratio on convective heat transfer enhancement in the cooling of discrete heating modules. *Thermal Science and Engineering Progress*, 37(2023), 101549.
- Allaiddin, U., Uddin, N., & Weigand, B. (2013). Heat Transfer Enhancement by Jet Impingement on a Flat Surface with Detached-Ribs under Cross-flow Conditions. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 63(12), 921–940.
- Al-Sanea, S. (1992). A numerical study of the flow and heat transfer characteristics of an impinging laminar slot-jet including crossflow effects. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(10), 2501–2513.
- Barata, J. M. M., McGuirk, J. J., & Heitor, M. V. (2012). Impingement of single and twin turbulent jets through a crossflow. *AIAA Journal*, 29(4), 595–602.
- Behbahani, A. I., & Goldstein, R. J. (1983). Local Heat Transfer to Staggered Arrays of Impinging Circular Air Jets. *Journal of Engineering for Power*, 105(2), 354–360.
- Bogusławski, L., & Popiel, C. O. (1979). Flow structure of the free round turbulent jet in the initial region. *Journal of Fluid Mechanics*, 90(3), 531–539.
- Chen, N., & Yu, H. (2014). Mechanism of axis switching in low aspect-ratio rectangular jets. *Computers & Mathematics with Applications*, 67(2), 437–444.
- Choo, K. S., & Kim, S. J. (2010). Comparison of thermal characteristics of confined and unconfined impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(15–16), 3366–3371.
- Colucci, D. W., & Viskanta, R. (1996). Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13(1), 71–80.
- Du, X., Yang, Z., Jin, Z., Xia, C., & Bao, D. (2018). A comparative study of passive control on flow structure evolution and convective heat transfer enhancement for impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 256–280.
- Fang, F. M., Chen, J. C., & Hong, Y. T. (2001). Experimental and analytical evaluation of flow in a square-to-square wind tunnel contraction. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89(3–4), 247–262.
- Fitzgerald, J. A., & Garimella, S. V. (1997). Flow Field Effects on Heat Transfer in Confined Jet Impingement. *Journal of Heat Transfer*, 119(3), 630–632.

- Florschuetz, L. W., Metzger, D. E., Takeuchi, D. I., Berry, R. A. (1980), Multiple Jet Impingement Characteristic-Experimental Investigation of In-Line and Staggered Arrays With Crossflow. *NASA Contractor Report*, 3217 4
- Gao, N., & Ewing, D. (2006). Investigation of the effect of confinement on the heat transfer to round impinging jets exiting a long pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27(1), 33–41.
- Gao, N., Sun, H., & Ewing, D. (2003). Heat transfer to impinging round jets with triangular tabs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(14), 2557–2569.
- Goldstein, R. J., & Seol, W. S. (1991). Heat transfer to a row of impinging circular air jets including the effect of entrainment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(8), 2133–2147.
- Gulati, P., Katti, V., & Prabhu, S. V. (2009). Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(3), 602–617.
- Han, B., & Goldstein, R. J. (2001). Jet-Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 934(1), 147–161.
- Herrero Martin, R., & Buchlin, J. M. (2011). Jet impingement heat transfer from lobed nozzles. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(7), 1199–1206.
- Ho, C. M., & Gutmark, E. (1987). Vortex induction and mass entrainment in a small-aspect-ratio elliptic jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 179, 383–405.
- Hong, S. K., Rhee, D. H., & Cho, H. H. (2006). Heat/Mass Transfer with Circular Pin Fins in Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow. *AIAA Journal*, 20(4).
- Iwana, T., Suenaga, K., Shirai, K., Kameya, Y., Motosuke, M., & Honami, S. (2015). Heat transfer and fluid flow characteristics of impinging jet using combined device with triangular tabs and synthetic jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 322–329.
- Javadi, A. (2020). Numerical study of an impinging jet in cross-flow within and without influence of vortex generator structures on heat transfer. *Heat and Mass Transfer*, 56(3), 797–810.
- Kalita, K., Dewan, A., & Dass, A. K. (2002). Prediction of Turbulent Plane Jet in Crossflow. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 41(1), 101–111.
- Kanokjaruvijit, K., & Martinez-Botas, R. F. (2005). Jet impingement on a dimpled surface with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(1), 161–170.
- Kercher, D. M., & Tabakoff, W. (1970). Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air. *Journal of Engineering for Power*, 92(1), 73–82.

- Kline, S.J. ve McClintock, F.A., (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Koseoglu, M. F., & Baskaya, S. (2010). The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(8), 1417–1426.
- Larraona, G. S., Rivas, A., Antón, R., Ramos, J. C., Pastor, I., & Moshfegh, B. (2013). Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications. *Applied Thermal Engineering*, 52(2), 428–438.
- Lee, J., & Lee, S. J. (2000a). The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(4), 555–575.
- Lee, J., & Lee, S. J. (2000b). The effect of nozzle configuration on stagnation region heat transfer enhancement of axisymmetric jet impingement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(18), 3497–3509.
- Lee, S. J., & Baek, S. J. (1994). The effect of aspect ratio on the near-field turbulent structure of elliptic jets. *Flow Measurement and Instrumentation*, 5(3), 170–180.
- Maghrabie, H. M., Attalla, M., Fawaz, H. E., & Khalil, M. (2018). Effect of jet position on cooling an array of heated obstacles. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 10(1).
- Maghrabie, H. M., Attalla, M., Fawaz, H. E., & Khalil, M. (2019). Impingement/effusion cooling of electronic components with cross-flow. *Applied Thermal Engineering*, 151, 199–213.
- Masip, Y., Campo, A., & Nuñez, S. M. (2020). Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114779.
- Masip, Y., Rivas, A., Larraona, G. S., Anton, R., Ramos, J. C., & Moshfegh, B. (2012). Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 38, 50–71.
- Meinders E.R. (1998). *Experimental Study of Heat Transfer in Turbulent Flows Over Wall-Mounted Cubes*, TU Delft, Faculty of Applied Sciences, Doktora Tezi, Hollanda.
- Metzger, D. E., & Korstad, R. J. (1972). Effects of Crossflow on Impingement Heat Transfer. *Journal of Engineering for Power*, 94(1), 35–41.
- Miller, R. S., Madnia, C. K., & Givi, P. (1995). Numerical simulation of non-circular jets. *Computers & Fluids*, 24(1), 1–25.
- Popovac, M., & Hanjalić, K. (2007). Large-eddy simulations of flow over a jet-impinged wall-mounted cube in a cross stream. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(6), 1360–1378.

- Popovac, M., & Hanjalić, K. (2009). Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(17–18), 4047–4062.
- Quinn, W. R. (1989). On mixing in an elliptic turbulent free jet. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1(10), 1716–1722.
- Quinn, W. R. (1992). Streamwise Evolution of a Square Jet Cross Section. *AIAA Journal* 30(12), 2852–2857.
- Rady, M., & Arquis, E. (2006). Heat transfer enhancement of multiple impinging slot jets with symmetric exhaust ports and confinement surface protrusions. *Applied Thermal Engineering*, 26(11–12), 1310–1319.
- Rhee, D. H., Choi, J. H., & Cho, H. H. (2003). Flow and Heat (Mass) Transfer Characteristics in an Impingement/Effusion Cooling System With Crossflow. *Journal of Turbomachinery*, 125(1), 74–82.
- Rundström, D., & Moshfegh, B. (2008). Investigation of heat transfer and pressure drop of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube. *Journal of Heat Transfer*, 130(12), 1–13.
- Saglam, M., Birinci, S., Sarper B., & Aydin, O. (2024). Experimental and numerical convective heat transfer performance analysis of a confined impinging round jet with triangular tabs under crossflow influence. *9th European Thermal Science Conference, Journal of Physics: Conference Series* 2766,012021, Bled Slovenia.
- Sang-Joon, L., Jung-Ho, L., & Dae-Hee, L. (1994). Local heat transfer measurements from an elliptic jet impinging on a flat plate using liquid crystal. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(6), 967–976.
- Sarper, B. (2024). The utilization of novel jet extension designs in multi-jet impingement for crossflow mitigation and thermal efficiency enhancement. *International Journal of Thermal Sciences*, 202, 109079.
- Sexton, A. (2017). The Thermal and Hydrodynamic Behaviour of Submerged and Confined, Normally-Impinging, Laminar Slot Jets, University of Limerick, Faculty of Engineering, Doktora Tezi, Írlanda.
- Sexton, A., Punch, J., Stafford, J., & Jeffers, N. (2018). Passive control and enhancement of low reynolds number slot jets through the use of tabs and chevrons. *Journal of Heat Transfer*, 140(3).
- Sexton, A., Punch, J., Stafford, J., & Jeffers, N. (2018). The thermal and hydrodynamic behaviour of confined, normally impinging laminar slot jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 123, 40–53.
- Singh, D., Premachandran, B., & Kohli, S. (2015). Effect of nozzle shape on jet impingement heat transfer from a circular cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, 96, 45–69.

- Singh, P., Ravi, B. V., & Ekkad, S. (2016). Experimental Investigation of Heat Transfer Augmentation by Different Jet Impingement Hole Shapes Under Maximum Crossflow. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 5B-2016.
- Spring, S., Weigand, B., Krebs, W., & Hase, M. (2006). CFD heat transfer predictions of a single circular jet impinging with crossflow. *Collection of Technical Papers - 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference Proceedings*, 3, 1866–1876.
- Tepe, A. Ü., Arslan, K., Yetisken, Y., & Uysal, Ü. (2019). Effects of extended jet holes to heat transfer and flow characteristics of the jet impingement cooling. *Journal of Heat Transfer*, 141(8).
- Trabold, T. A., Esen, E. B., & Obot, N. T. (1987). Entrainment by Turbulent Jets Issuing From Sharp-Edged Inlet Round Nozzles. *Journal of Fluids Engineering*, 109(3), 248–254.
- Tummers, M. J., Flikweert, M. A., Hanjalić, K., Rodink, R., & Moshfegh, B. (2005). Impinging Jet Cooling of Wall Mounted Cubes. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments* 6, 773–782.
- Vinze, R., Chandel, S., Limaye, M. D., & Prabhu, S. V. (2016). Influence of jet temperature and nozzle shape on the heat transfer distribution between a smooth plate and impinging air jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 136–151.
- Violato, D., Ianiro, A., Cardone, G., & Scarano, F. (2012). Three-dimensional vortex dynamics and convective heat transfer in circular and chevron impinging jets. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37, 22–36.
- Viskanta, R. (1993). Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6(2), 111–134.
- Ward, J., Ideriah, F. J. K., Probert, S. D., & Duggan, A. (1972). Mass Transfer Technique for Investigation of Heat Transfer by Jet-Impingement Systems. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 14(6), 389–392.
- Weigand, B., & Spring, S. (2009). Multiple Jet Impingement & A Review. *Proceedings of International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, 1–36.
- Wen, Z. X., He, Y. L., Cao, X. W., & Yan, C. (2016). Numerical study of impinging jets heat transfer with different nozzle geometries and arrangements for a ground fast cooling simulation device. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 321–335.
- Xing, Y., & Weigand, B. (2010). Experimental investigation of impingement heat transfer on a flat and dimpled plate with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(19–20), 3874–3886.
- Yu, Y. Z., Zhang, J. Z., & Xu, H. S. (2014). Convective heat transfer by a row of confined air jets from round holes equipped with triangular tabs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 72, 222–233.

- Zaman, K. B. M. Q. (1996). Axis switching and spreading of an asymmetric jet: the role of coherent structure dynamics. *Journal of Fluid Mechanics*, 316, 1–27.
- Zhang, Z., Wang, X., & Yan, Y. (2021). A review of the state-of-the-art in electronic cooling. *E-Prime - Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*, 1, 100009.
- Zhou, D. W., & Lee, S. J. (2004). Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(10–11), 2097–2108.
- Zhou, D. W., & Lee, S. J. (2007). Forced convective heat transfer with impinging rectangular jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(9–10), 1916–1926.
- URL-1. (2024 Haziran 1) <https://www.edmundoptics.com/f/potassium-bromide-kbr-windows/14168/> adresinden alınmıştır.



ÖZGEÇMİŞ

Mehmet SAĞLAM, 2009-2010 öğretim yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı ve 2014 yılında mezun oldu. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim dalında tezli yüksek lisans programına başladı ve 2017 yılında mezun olup doktora eğitimine başladı. 2014 yılından bu yana Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. İyi derece İngilizce bilmektedir.

