



**FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PARALEL JET
AKIŞLARINDA NANOAKIŞKAN ve DÖNEL AKIŞIN
AKIŞ ve ISIL KARIŞIM DAVRANIŞLARININ
SAYISAL ve DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Muhammed GÜR

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Teknolojileri Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP

AĞUSTOS – 2018

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PARALEL JET AKIŞLARINDA NANOAKIŞKAN
ve DÖNEL AKIŞIN AKIŞ ve ISIL KARIŞIM DAVRANIŞLARININ SAYISAL ve
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Muhammed GÜR
(151143105)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği Teknolojileri
Programı: Termodinamik ve Isı Tekniği

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 30 Temmuz 2018

AĞUSTOS – 2018

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PARALEL JET AKIŞLARINDA
NANOAKIŞKAN VE DÖNEL AKIŞIN AKIŞ VE ISIL KARIŞIM
DAVRANIŞLARININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed GÜR

(151143105)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği Teknolojileri

Programı: Termodinamik ve Isı Tekniği

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 30 TEMMUZ 2018

Tezin Savunulduğu Tarih: 14 AĞUSTOS 2018

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP (F.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri: Dr. Öğr. Üye. Beşir KOK (F.Ü.)

Dr. Öğr. Üye. Ömer Faruk CAN (D.Ü.)

AĞUSTOS – 2018

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaşan, kendisine ne zaman danışsam bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini benden esirgemeyen ve gelecekteki mesleki hayatımda da bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli danışmanım Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP'a teşekkürü bir borç biliyor ve şükranlarımı sunuyorum. Yine çalışmamda ne zaman yardıma ihtiyacım olduğunda öğretmekten hiç vazgeçmeyen hakkı bende çok olan defalarca sorduğum sorulara hiç usanmadan cevap veren çok sevdiğim hocam Dr. Öğr. Üyesi Beşir KOK'a minnettarım ve sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum. Çalışmamın yapılmasında emeği geçen gelecekteki hayatında çok daha başarılı olacağına inandığım kıymetli Okan ÇELİK'e de teşekkürlerimi sunarım.

Teşekkürlerin az kalacağı Enerji laboratuvarı ailesine ve arkadaşlarımdan Eda BAKIR, Gizem AYAS' a çalışmamda desteğini esirgemedikleri için teşekkür ederim. Son olarak hayatımda bu tezin hazırlanmasında en büyük şansım olan aileme şükranlarımı sunuyorum.

Tez çalışmasında elde edilen verilerin Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) birimi tarafından TEKF 16.14 numaralı projeye desteklenmiştir. Katkılarından dolayı FÜBAP birimine teşekkür ederim.

Muhammed GÜR
ELAZIĞ – 2018

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VI
TABLolar LİSTESİ	IX
SEMBOLLER LİSTESİ.....	X
KISALTMALAR LİSTESİ.....	XII
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isıl Gerilme.....	14
1.2. Jet Teorisi	15
2. MATERYAL ve METOT	17
2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	17
2.2. Türbülans Modelleme.....	18
2.3. Sayısal Yöntem.....	21
2.3.1. Filtre Operatörü	22
2.3.2. Korunum Denklemleri.....	22
2.3.3. Alt Ağ (SGS) Gerilme Ölçeği Modelleme	23
2.4. Geometrik Modeller	24
2.5. Nanoakışkanların Termofiziksel Özelliklerinin Hesaplanması.....	26
2.6. Modellerde Kullanılan Ağ Yapısı	33
2.7. Deney Düzenegi	35
2.7.1. Deney Düzenegi Elemanları	37
3. BULGULAR	43

3.1.	Dönmeli Jet Modeli.....	45
3.1.1.	Akışkan ve Açık Etkisi.....	45
3.1.2.	Akışkan Karşılaştırması	76
3.1.3.	Açık Karşılaştırması.....	77
3.1.4.	Sayısal ve Deneysel Verilerin Karşılaştırılması.....	78
4.	SONUÇLAR	82
5.	ÖNERİLER	84
	KAYNAKLAR.....	85
	ÖZGEÇMİŞ.....	92

ÖZET

Günümüzde enerjinin önemi gün geçtikçe daha da artmaktadır. Enerjiyi daha verimli kullanabilmek çok daha önem arz etmektedir. Dönmeli akışlar ısı transferi gibi önemli konularda pek çok yarar sağlamaktadır.

Bu çalışmada, farklı sıcaklıklardaki dönmeli jet akışlarının sınırlandırılmış bir kanal içerisindeki termofiziksel özellikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın deneysel kısmı için bir deney seti imal edilmiş ve sayısal kısmı da Large Eddy Simulation türbülans modeli kullanılarak modellenmiştir. Akışkan olarak su ve nanoakışkan kullanıldığı analizlerde dönmeli paralel jet modeli kullanılmıştır. Analizler jetler arası sıcaklık farkı ve momentum oranının fonksiyonu olan altı farklı sınır şartı için yapılmıştır.

Deneysel ve sayısal veriler analiz edilirken iki tür yaklaşım uygulanmıştır. Birinci yaklaşımda farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının kanal boyunca ısıl karışım davranışları irdelenmiştir. İkinci yaklaşımda ise belirlenen çalışma parametrelerinin dönmeli jetlerin akış davranışları üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır.

Sonuçlar, bütün çalışma parametrelerinde dönmeli jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ve nanoakışkan derişimi arttıkça ısıl karışımın iyileştiğini göstermiştir. Dönmeli Jet momentum oranları değıştikçe ısıl karışım davranışları önemli değerde değışmiştir. Ayrıca incelenen bir diğere parametrede ise dönme aparatının açısı arttıkça ısıl karışımın veriminin arttığı anlaşılmıştır. Sayısal veriler ile deneysel veriler birbiriyle uyushmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Isıl karışım, Dönmeli jet, LES, Isıl yorulma, Dönmeli akış

SUMMARY

Numerical and Experimental Investigation of Flow and Thermal Mixing Behaviors of Nanofluid and Swirling Flow in Parallel Jet Flows at Different Temperatures

Today, the importance of energy is increasing day by day. It is even more important to be able to use energy more efficiently. Swirling flows provide a number of benefits in important applications such as heat transfer.

In this work, thermophysical properties of turbulent jet flows at different temperatures in a confined channel have been investigated experimentally and numerically. An experimental setup for the experimental part of the work was produced and the numerical part was modeled using the Large Eddy Simulation turbulence model. In analyzes where water and nanofluid are used as fluids, a swirling parallel jet model is used. The analyses were carried out for six different boundary conditions, functioning as temperature difference and momentum ratio between jets.

Three types of approaches have been applied when analyzing experimental and numerical data. In the first approach, the thermal mixing behaviors of jet flows at different temperatures along the channel are investigated. In the second approach, the thermal oscillation behavior in the turbulent region where the thermal mixing is effectively performed is analyzed and it has been determined that these oscillations create a thermal stress-induced risk for the channel walls. In the third approach, the effects of the determined operating parameters on the flow behavior of the swirling jets have been extensively discussed.

The results show that the thermal mixture improves as the temperature difference between the swirling jets increases and as the nanofluid concentration increases for all operating parameters. As the swirling jet momentum ratios change, the thermal mixing behaviors have changed significantly. In another parameter that is examined separately, it is understood that the efficiency of the thermal mixture increases as the angle of the Swirling apparatus increases. Numerical data and experimental data agree with each other.

Key Words: Thermal mixing, Swirling jet, LES, Thermal fatigue, Swirling flow

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Dönmeli akışın Fluent analizi ile sıcaklık eş eğrisi ile gösterimi [36].....	13
Şekil 1.2. Çarpan jetin akış bölgeleri [1].....	15
Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri [1]	16
Şekil 2.1. Türbülanslı akış [61]	18
Şekil 2.2. LES türbülans modelinin türbülanslı akışta çözdüğü kısım [61].....	19
Şekil 2.3. Türbülanslı bir akışta RANS metodunun modellediği kısım [61]	20
Şekil 2.4. Türbülans modellerinin çözümleme performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi [60].....	21
Şekil 2.5. Test kanalı ölçüleri.....	25
Şekil 2.6. 20° Dönmeli jet modeli	28
Şekil 2.7. 30° Dönmeli jet modeli	28
Şekil 2.8. 45° Dönmeli jet modeli	28
Şekil 2.9. 45° dönme aparatı.....	30
Şekil 2.10. 30° dönme aparatı.....	30
Şekil 2.11. 20° dönme aparatı.....	31
Şekil 2.12. Dönme aparatlarının jet içerisindeki görünümü.....	31
Şekil 2.13. I. Geometride kullanılan ağ yapısının yandan görünümü	34
Şekil 2.14. Deney seti şematik gösterimi	35
Şekil 2.15. Test kanalına yerleştirilen ısı çift şeması ve sınır şartı özellikleri	36
Şekil 2.16. Deney seti elemanları.....	38
Şekil 2.17. Deney seti.....	39
Şekil 2.18. Dönmeli jet ölçüleri.....	40
Şekil 2.19. Sıvı tankı ölçüleri ve elemanları, a) soğuk sıvı tankı, b) sıcak sıvı tankı.....	41
Şekil 2.20. Çoklayıcı (40 kanallı) ve ısı çift bağlantıları	42
Şekil 3.1. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, akışkan tipi su ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi ..	46
Şekil 3.2. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi su için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri	47
Şekil 3.3. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi su için 4. saniyedeki hız profilleri	48
Şekil 3.4. MI değerlerinin 45° dönmeli akışkan tipi su ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi	49
Şekil 3.5. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi su için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri.....	50

Şekil 3.6. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi su için 4. saniyedeki hız profilleri	51
Şekil 3.7. 45° dönmeli jet, akışkan tipi su ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D hız profilleri.....	52
Şekil 3.8. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi.....	53
Şekil 3.9. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri.	54
Şekil 3.10. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki hız profilleri.....	55
Şekil 3.11. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi	56
Şekil 3.12. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri	57
Şekil 3.13. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki hız profilleri.....	58
Şekil 3.14. 45° dönmeli jet, akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D hız profilleri	59
Şekil 3.15. MI değerlerinin 30° dönmeli jet, akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi.....	60
Şekil 3.16. 30° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi	61
Şekil 3.17. 30° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki hız profilleri.....	62
Şekil 3.18. MI değerlerinin 30° dönmeli jet, akışkan tipi %1Al ₂ O ₃ ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi	63
Şekil 3.19. 30° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki hız profili	64
Şekil 3.20. 30° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi	65
Şekil 3.21. 30° dönmeli jet, akışkan tipi %1 Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D sıcaklık profilleri.....	66
Şekil 3.22. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi	67
Şekil 3.23. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi	68
Şekil 3.24. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki hız profilleri.....	69
Şekil 3.25. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, akışkan tipi %2Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	70
Şekil 3.26. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi	71

Şekil 3.27. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki 3D sıcaklık profilleri.....	72
Şekil 3.28. 45° dönmeli jet ve akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi	73
Şekil 3.29. MI değerlerinin 20° dönmeli jet, akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi	74
Şekil 3.30. MI değerlerinin 20° dönmeli jet, akışkan tipi %2 Al ₂ O ₃ ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	75
Şekil 3.31. MI değerlerinin 45° dönmeli jet ve $\Delta T = 40 K$ için akışkan türüne göre karşılaştırılması.....	76
Şekil 3.32. MI değerlerinin %2 Al ₂ O ₃ ve ve $\Delta T = 40 K$ için farklı açıdaki dönme aparatlarına göre karşılaştırılması.....	77
Şekil 3.33. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan akışkan türü su ve durum 1 için karşılaştırılması.....	79
Şekil 3.34. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan akışkan türü	80
Şekil 3.35. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan akışkan türü	81

TABLULAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Dönmeli jet modelinde su için sınır şartları özellikleri	25
Tablo 2.2. Dönmeli jet modelinde %1 Al ₂ O ₃ için sınır şartları özellikleri	26
Tablo 2.3. Dönmeli jet modelinde %2 Al ₂ O ₃ için sınır şartları özellikleri	26
Tablo 2.4. Dönmeli jet modelinde %1 Al ₂ O ₃ için termofiziksel özellikler[67]	27
Tablo 2.5. Dönmeli jet modelinde %2 Al ₂ O ₃ için termofiziksel özellikleri[67]	27
Tablo 2.6. Hesaplamalarda kullanılan model ve parametreler	32
Tablo 2.7. Skewness değerinin değerlendirilmesi [59].....	33
Tablo 2.8. Ağ yapısı modellenen geometriler.....	34
Tablo 2.9. Oluşturulan ağ yapısına ilişkin Orthogonal Quality ve Skewness değerleri	34
Tablo 2.10. Kullanılan Akışkan Türleri.....	34

SEMBOLLER LİSTESİ

E	: Elastiklik modülü
α_1	: Isıl genleşme katsayısı
T_0	: İlk sıcaklık
T_s	: Son sıcaklık
ε	: Gözeneklilik
V_f	: Boşluk hacmi
V_s	: Katı hacmi
Re	: Reynolds sayısı
$\bar{\phi}$: Filtre operatörü
D_f	: Akış alanı
G	: Filtre fonksiyonu
Δ	: Filtre genişliği
\bar{u}_i	: Filtrelenmiş hız elemanı
ρ	: Akışkan yoğunluğu
\bar{p}	: Filtrelenmiş basınç
$S_{M,i}$: Yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti
\bar{h}	: Filtrelenmiş entalpi
\bar{T}	: Filtrelenmiş sıcaklık
σ_{ij}	: Basınç tensörü
μ_m	: Moleküler viskozite
ρ_o	: Referans yoğunluğu
g_i	: i yönündeki yerçekimi etkisi
S_{ij}^d	: Gerilme tensörünün deviatorik oranı
L_s	: Alt ölçek için karışım uzunluğu
K	: Von Karman sabiti
d_c	: En yakın duvara olan mesafe
C_w	: WALE sabiti
ΔT	: Sıcak ve soğuk jet arası sıcaklık farkı

\dot{m}_h	: Sıcak jet kütleli debisi
\dot{m}_c	: Soğuk jet kütleli debisi
V_c	: Soğuk jet hızı
V_h	: Sıcak jet hızı
T_c	: Soğuk jet sıcaklığı
T_h	: Sıcak jet sıcaklığı
D_h	: Hidrolik çap
k	: Türbülans kinetik enerjisi
s_t	: Standard sapma
T_{ort}	: Ortalama sıcaklık

KISALTMALAR LİSTESİ

PIV	: Particle image velocimetry
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
DNS	: Direct numerical simulation
LES	: Large Eddy simulation
RANS	: Reynolds averaged Navier-Stokes equations
SGS	: Sub – Grid scale
WALE	: Wall adapting local Eddy viscosity
MI	: Mixing index
EKB	: Etkin karışım bölgesi

1. GİRİŞ

Enerjinin daha yaygın kullanımı; enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasına, enerjiye yapılan yatırımlarının artmasına ve enerji tüketim maliyetlerinin azalmasına imkan vermekte ve günümüzde artık enerji kişi başına düşen enerji miktarı ile değil, daha az enerji kullanıp ekonomik fayda sağlamakla ölçülmektedir. Devamlı artan dünya popülasyonu göz önüne alındığında enerjinin yaygın olarak kullanılması ve enerjiden tasarruf yöntemlerinin geliştirilmesi artık günümüz dünyasında ülkelerin ve işletmelerin temel amacı olmuştur.

Farklı sıcaklıklardaki akışkanların birbirleri içerisinde karışması birçok endüstriyel alandaki uygulamalarda sıkça karşılaşılan bir durumdur. Belirli boyutlarda bulunan kapalı hacim içerisinde bulunan farklı sıcaklık değerlerine sahip akışkanların karışım bölgelerinde meydana gelen sıcaklık salınımları, akışkanı çevrelemiş olan yüzeylerde ani sıcaklık değişimlerini meydana getirir. Yüksek genlikte meydana gelen bu ani sıcaklık değişimleri, malzeme yüzeyi üzerinde çevrimsel zorlanmalara sebep olur. Bu durumda malzeme ısı yüklerine maruz kalarak yüzeylerinde ısıl yorulmalar ve sonrasında da çatlaklar meydana gelebilir [1].

Kok vd. [2], yaptıkları sayısal çalışmada farklı sıcaklıklarda olan paralel jetlerin bir kanal içerisindeki ısıl karışım özelliklerini araştırmışlardır. Kanal içerisine farklı şekil (en – boy) oranlarında kare, dikdörtgen pasif engeller kanal içerisinde farklı jet – pasif engel mesafelerinde yerleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan parametrelerden biri de farklı jet Reynolds sayılarıdır. Çalışmanın sayısal kısmında HAD yazılımlarından biri olan FLUENT programı kullanılmıştır. Sonuçlar jet Reynolds sayısı arttıkça kanalın ilk yarısında ($x/L = 0-0.5$) ısıl karışım verimin arttığını göstermiştir.

Isı transferi iyileştirme konusu başta ısı değiştiricileri uygulamaları olmak üzere pek çok alanda araştırılmaya başlanmıştır.

Pasif yöntemler içinde yer alan dönmeli akış ısı transferini iyileştirmek için kullanılmaktadır. Bu akış tipinde, akım hızının teğetsel bileşeni hızda kayda değer bir değişime sebep olmaktadır [2]. Diğer bir deyişle; akım fonksiyonu ile etkileşim halinde olan teğetsel hız bileşeni ve kayma gerilmesinin varlığı ile karakterize edilen akış sınıfına

girmektedir. Bu akımların uzunluk ölçeğinde Ranque-Hilsch borularında birkaç milimetreden birkaç yüz metreye varan mesafelerde değişiklik göstermektedir [3].

Kok vd. [6] farklı sıcaklık parametreleri kullanarak paralel jetlerin bir kanal içerisindeki ısı karışım özelliklerini incelemek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Test kanalının içerisine farklı en – boy oranlarında kare veya dikdörtgen olacak şekilde farklı jet – pasif engel mesafelerinde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Çalışmada farklı jet Reynolds sayılarının etkisi de gözlemlenen parametrelerden biridir.

Huang vd. [7] çok kanallı bir sistemde geleneksel jetlerle dönmeli jetlerin karşılaştırmasını yapmışlardır. Akış görselleştirme yöntemi yardımıyla iki farklı akış tipini ayırt ederek incelemişlerdir. Dört dar kanal içerisinden hava akışı yönlendirilmiştir. Belirli derecelerde 15-30 ve 0-45 derece arasında farklı olarak ölçüm yapılmıştır. En iyi sonuçlar 15 derecede alınmıştır. Isı transferinin yükseldiği durumda akış duman halini almıştır. Akışkan olarak su kullanıldığında ise ısı transferinin çok olduğu durumda kabarcıkla oluşmuş az olduğunda ise belirli bir şekil almamıştır.

Ortega vd. [8] yaptıkları sayısal çalışmada karşılıklı dönen jetlerin sabit sıcaklıkta ısıtılmış katı bir plaka üzerinde etkilerini incelemişlerdir. 3 farklı ara mesafesi ve 7 farklı Re sayısı kullanılmış olup toplam 21 farklı analiz yapılmıştır. Yapılan çalışmada ısı transferinin, Re sayısı sabit tutulduğunda mesafe düştüğünde ısı transferinin arttığı ve mesafe arttırıldığında ise ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Ayrıca Re sayısının da ısı transferini doğru orantılı olarak artırdığı gözlemlenmiştir.

Khalid vd. [9] yaptıkları sayısal çalışmada ısı transferi ve entropi üzerinde dönmeli jetlerin akış yoğunluğuna bağlı olarak etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada izotermal olmayan boru akışlarının sayısal simülasyonları yapılmıştır. Isı transferi giriş akış yoğunluğu ve entropi düzeyi ele alınan diğer bir konudur. Çalışmada k-ε türbülans modeli ve ikinci dereceden sonlu hacim denklemleri kullanılmıştır. Dönme sayısının viskoz yayılımı artırması nedeniyle entropi düzeyini artırdığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar boru akışlarında dönmeli akış ısı transferini artırdığını ve basıncın düştüğünü ortaya koymuştur.

Zahir vd. [10] gelişmekte olan akışta dönmeli olmayan akış ile dönmeli akışın türbülanslı akışta karşılaştırılmasını incelemişlerdir. Çalışmada SST türbülans modeli kullanılmıştır. Re sayısı 23.000 olarak alınmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre aynı Re sayısında maksimum hızda dönmeli jetlerin dönmeli olmayan jetlere göre daha

fazla yüzeye etki ettiğinden radyal hızı daha fazla ve etkilediği ısı transferi yüzey alanının daha fazla olduğu görülmüştür.

Pourfard vd. [11] sayısal analizle düzgün olmayan enine manyetik alanlarda nanoakışkan kullanılarak dönmeli jetlerin özelliklerini incelemiştir. Su ve %1 konsantreli nanoakışkan (Fe_3O_4) kullanılmıştır. Akış gelişmiş rejime geldiğinde nanoakışkan birikimi ile yüzey tam olarak ıslanmıştır. Dönmeli jetlerin sayısal analiz sonuçlarına göre akışın türbülans yoğunluğu, manyetik alan, kritik ısı akısının ve ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Bu gözlemlere dayanarak dönmeli jetlerin manyetik alan etkisini ve ısı transfer oranını artırdığı açıkça görülmüştür.

Huang vd. [12] deneysel olarak inceledikleri çift disk dönmeli akışının akış özellikleri anlık ve ortalama zaman olarak 2 farklı zaman tipinde lazer ışınları yardımıyla levha üzerinde dönmeli akışın karakteristik yapılarını zaman için akış görselleştirme yöntemiyle incelemiştir. Hız karakteristikleri anemometre ile ölçülmüştür. Akış modelleri topoloji ile analiz edilmiştir. Akış şekilleri ve topolojik akış analizine göre dört karakteristik akış modlarında Re sayısının akış karakteristiğine olan etkisi de incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre; merkezi jet ve dönen jetler karşılaştırıldığında dönmeli akışın dönmeli olmayan akışa göre daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Wannasi vd. [13] yaptıkları deneysel çalışmada farklı türbülans modellerini inceleyerek dönmeli jetlerde hangisinin kullanımının daha doğru sonuçlar verdiğini incelemiştir. Düz ve dönen jetleri çeşitli kombinasyonlarla uygulamışlardır. Yaptıkları bu deneysel çalışmanın sonucunda dönmeli jet akışı için en uygun modelin SST türbülans modeli olduğu görülmüştür.

Zahir vd. [14] iki farklı akış modeli kullanarak hangi akış modelinin ısı transferi bakımından daha etkili olduğunu araştırmışlardır. Yaptıkları sayısal çalışmayı ANSYS-FLUENT 14.5 ile modellemiştir. Türbülanslı akış baz alınarak modelleme yapılmıştır. Geleneksel jet, dönmeli jet arasında yaptıkları çalışma sonunda ısı transferi bakımından dönmeli jetin geleneksel jete göre daha verimli olduğu yapılan çalışmalar sonucu görülmüştür.

Shiskin vd. [15] farklı gaz yoğunlukları kullanarak dönmeli akışın ısıl davranış özelliklerini incelemiştir. Yaptığı çalışmada ısıl karışım kullanmış olup, yoğunluğun dönmeli akışa olumlu etkisini göstermiştir.

Mihama nükleer enerji santralinde FAC nedeniyle boru duvarı inceltmesini değerlendirmek için hız sahası ve duvar kütle aktarımının sayısal simülasyonları standart $k-\epsilon$ türbülanslı kütle ve momentum transfer denklemleri kullanılarak gerçekleştirildi. Sayısal simülasyonlar, menfezin akış aşağısında aşağı doğru incele yapan güçlü boru duvarı değerlendirmek için dirseği-delikli boru hattının yukarısında dönen akışın etkisini hesaba katarak gerçekleştirildi. Sonuçlara göre, spiral hareketin büyümesi, dirseğin akış aşağısında, büyük girdap yoğunluğunda, dönen akışın ve dirseğin sekonder akışı kombine etkisi nedeniyle doğrulanmıştır. Bu akış ağzın akış aşağısında aşırı derecede önyargılı akışa neden olmuş ve aksel simetrik olmayan boru duvarı inceltme ile sonuçlanmıştır. Bu sonuçlar, dirsek-delikli boru hattındaki dönen akışın dirseğin akış aşağısında spiral akışı oluşturmuş olabileceğini ve deliğin akış aşağısında güçlü bir şekilde önyargılı boru-duvar inceltmesine neden olduğunu göstermektedir. Akışın spiral hareketi, girdap yoğunluğu arttıkça, dirseğin aşağı akış yönünde devam etti. Bu nedenle, bu akış yapılandırmasında aksel simetrik olmayan boru duvarı inceltmesinden kaçınmak için dönmeli akış yoğunluğu mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır [16].

Bu çalışmada deney ve modelleme yoluyla gaz-sıvı iki fazlı çürüyen girdap akışındaki girdap çürümesini incelenmiştir. Görselleştirme deneyi, gaz-sıvı iki fazlı dönen akışın çabucak bozulduğunu ve döner tablanın akış aşağısındaki düz akışa dönüştüğünü göstermiştir. Girdap artan gaz hızlarıyla veya sıvı hızlarını düşürerek hızla azalır. Gaz-sıvı iki fazlı girdap akımında mevcut olan girdap miktarı, mevcut çalışmada önerilen iki fazlı girdap sayısının tanımlanması ile tanımlanır ve akıştaki girdap çürümesini tanımlamak için kullanılan basitleştirilmiş bir model geliştirilmiştir. Model tarafından hesaplanan girdap sayısının çürümesi ile ilgili sonuçlar hem görselleştirme deney sonuçlarıyla hem niteliksel hem de nicelik bakımından uyumludur. Bu çalışmada geliştirilen model, dönen akıştan düz akıma geçişin aksel konumunu iyi tahmin etmekte ve gaz-sıvı iki fazlı akıştaki girdap çürümesini makul bir biçimde tarif etmektedir [17].

Rocha vd. [18] sabit kılavuzlu kanat tipi bir girdap jeneratöründen geçerek laminer dönen akışın hidrodinamik özellikleri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Bir CFD ticari kodundan elde edilen sürtünme faktörü için sayısal sonuçlar deneysel değerlerle karşılaştırılmış ve tatminkar bir mutabakat gözlemlenmiştir. Dönen akışlar, ilave girdap bileşenlerinden dolayı duvara yakın yüksek ıslak alan ve yüksek viskozite dağılımından dolayı sürtünme faktöründe önemli bir artışa (yaklaşık 10 kat daha fazla) neden olur.

Sayısal sonuçlar, bir girdap hızı bileşeninin eklenmesinin eksenel bileşen dağılımını deforme ettiğini göstermektedir. Dönme hızı profili, borunun merkez bölgesinde geçerli olan zorlanmış serbest dönmenin bir kombinasyonu olarak doğrulandı. Eksenel doğrultuda eksenel bileşen, duvarın yakınında artar ve merkezi bölgede geriye doğru eğilim gösterir. Bununla birlikte, bu etki, kanat sapma açısını azaltarak ve ayrıca girdap jeneratörünün ötesine konik bir arka kenar ekleyerek azaltılabilir. Sapma açısı ve boşluk genişliğinin laminer girdap akışlarına etkisi de araştırılmıştır. Küçük boşluk genişliği ve daha büyük eğilme açısı, daha büyük bir girdap sayısı sağlar; uzun boru mesafesi için girdaplı akışın korunması gereken uygulamalar için faydalı olabilir.

Bu deneysel çalışmada, bir tüpteki çürüyen girdap akışı çalışılmıştır. Reynolds sayısının, sarmal girdaplı jeneratörün uzunluğunun ve boru uzunluğunun çap oranına ısı transferinin artırılması ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri belirlendi. Genel sonuçlar şu şekilde ifade edilebilir: Oyuğun ortalama Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkisi olduğu, diğer bir deyişle ısı transferinin artırıldığı bulunmuştur. Bununla birlikte, Re , h ve L / D 'nin etkilerinin kritik olarak birbirine bağımlı olduğu gösterilmiştir. L / D oranı arttıkça, girdap hareketi tüpün akış aşağı yönüne doğru etkisini kaybeder, yani bozulur ve eksenel yöndeki paralel akışa dönüşür. Dolayısıyla, geliştirme hızları düşecektir. Beklendiği gibi, girdap akışı da basınç düşüşünü artırır. Bununla birlikte hem sarmal girdaplı jeneratör uzunluğu hem de boru uzunluğunun çap oranının basınç düşüşü üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi olduğu gösterilmiştir [19].

Dönmeli akışın ısı transferi ve sürtünme özellikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Havanın dönme hareketi bir radyal kılavuz kanadı dönme jeneratörü tarafından üretildi. Dönme jeneratörünün kanatları, farklı dönme yoğunlukları elde etmek üzere ayarlanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Dönen akış deneyleri için farklı kılavuz kanat açıları (15° , 30° , 45° , 60° ve 75°) kullanılmıştır. Dönen akışın performansının, yüksek kanat açıları ve nispeten düşük Reynolds sayısı ile karşılık gelen eksenel akıştan daha yüksek olduğu bulundu çünkü girdap akışı esasen azaltılmış sınır tabakası ve artan hız ile ısı transferini artırır. Bu çalışmada, 32.000'den 111.000'e kadar olan Reynolds aralığında, sabit ısı akısı sınır şartıyla Nusselt sayısında %98'e kadar bir artış sağlanmıştır. Bununla birlikte, çalkantılı girdap akışındaki basınç düşüşündeki artış Nusselt sayısındaki (sabit Reynolds sayısındaki) artıştan çok daha yüksektir. Radyal kılavuz kanatlı girdap jeneratörünün ısı transferini arttırmak için etkinliğini değerlendiren yüksek kanat açıları ve nispeten düşük Reynolds sayıları kullanılması şartıyla performansta bir iyileşme olduğu

bulundu. Yani, yukarıdaki koşullar altında dönen akışın performansı ilgili aksenel akıştan daha yüksektir [20].

Yıldız vd. [21] bu çalışmada güneş enerjisi ile desteklenen, dönen akışlı yeni kurutma sistemi tasarlanmış ve Elazığ / Türkiye çevresindeki yetiştirilen üzümün yapay kurutulması araştırılmıştır. Havadar güneş kollektörü ile geliştirilmiş dönen akışlı kurutucuyla, klasik kurutma sistemi ile karşılaştırıldığında, kurutma işleminin homojen bir şekilde gerçekleştiği ve daha düşük nem değerleri elde edildiği incelenmiştir. Kurutma havası hızındaki bir artış ile kuruma süresinin de azaldığı bulunmuştur. Havalandırma elemanları kurutma odasında ve dönen elemanın girişine yerleştirildiğinde, doğal kuruma göre kuruma süresinin kısaldığını incelemektedir. Böylece, doğal koşullarda 200 saat olan kuruma süresi, gelişmiş güneş enerjisi ile desteklenen döner akışlı kurutucu ile 1.5 m/s hava hızı ile 80 saate düşer.

Adyabatik bir duvara çarpan dönmeli akış inceledi. Dönme hızı arttıkça radyal yöne eğilim olduğu gözlemlendi ve ısı iletiminden dolayı hız profili sayısının düşürülmesi entropiyi arttırdı [22].

Gül vd. [23] yaptığı çalışmada Dönmeli akışların, dönmeli olmayan akışa göre ısı transferi oranına kıyasla yaklaşık olarak %20 oranında bir artış sağlandığını tespit etmişlerdir. Dönmeli ve dönmeli olmayan akış tiplerinde, yerel Nusselt sayısı, artan Reynolds sayısı ile artış göstermekte ve boru uzunluğu boyunca düşmektedir.

Aydın vd. [24] iç içe iki borulu, geleneksel bir ısı değiştiricisi modelini baz alarak, ek tasarımlarla yeni bir tip ısı değiştiricisi tasarımı meydana getirmişleridir. Oluşturulan yeni tasarımda soğuk su, iç boruya boru cidarına açılan boyutları 5 mm x10 mm olan, dikdörtgen kesitli kanaldan girmekte ve iç boru döndürülmektedir. Dönmenin etkisiyle boru girişinde soğuk suya dönmeli akış özelliği kazandırılmış olup, soğuk su tarafındaki ısı taşınım katsayısının iyileştirilmesi bu çalışmanın ana hedeflerinden bir tanesidir. Yapılan deneylerde akışkan olarak soğuk suyun kullanıldığı durumda Reynolds sayısının 4000-30000, sıcak su kullanıldığı durumda ise Reynolds sayısı 3000-20000 arasında alınmıştır. Sonuç olarak, iç borunun tanıtılan giriş kanalı geometrisiyle döndürülmesi halinde, ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısında iyileşmeye sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir.

Balta vd. [25] bu çalışmada sabit ısı akısında ısıtılan bir borunun girişine ısı transferini artırmak için çeşitli helis açılara sahip (0°, 22.5°, 41°, 50°) sönümlü dönme üreteçleri yerleştirilerek dönmeli akışın ısı transfer ve akış karakteristikleri deneysel

incelenmiştir. Bu yöntemle türbülans şiddetinin artırılması, akışa açılma ivme kazandırarak dönmeli akışın oluşturulması ve böylece akım yolunun (ısı transfer edilen yüzey alanının) artırılması çalışmada amaçlanmıştır. Deneysel $D=15$ mm çapında ve $L=66$ cm uzunluğunda alüminyum bir boruda yapılmış ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. İncelenen Reynolds aralığı 2.300- 23.000'dir. Deneysel boş boru ve dönme üreteçlerinin kullanıldığı durumlar için yürütülmüş ve türbülanslı akışta Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için Reynolds sayısı ve dönme açısına bağlı olarak korelasyonlar türetilmiştir. Sonuçlar çeşitli dönme üreteçleri açıları için birbiriyle ve literatürdeki boş boru korelasyonları ile karşılaştırılmıştır. Boş boru için ve 0° ve 22.5° dönme üreteçleri açılan için lokal ve ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre dağılımları bir miktar artışla benzer karakteristik dağılımlar göstermiştir. Dönme açısının artışıyla ısı transferindeki artış daha da belirgin olmaya başlamıştır. Nusselt sayısı ve basınç düşümünün artan Reynolds sayısı ve dönme açısıyla arttığı görülmüştür. Sonuç olarak en iyi performansın 50° dönme açısındaki sönümlü dönmeli akış üreticisinde elde edileceği bulunmuştur.

Behçet vd. [26] bu çalışmada, boru girişine yerleştirilmiş ve akışkana dönme hareketi veren türbülantörün sürekli ve geçici rejimde ısı transferi üzerinde yaptığı etki deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel, içinde sıcak hava geçen ve su ile soğutulan borunun girişine pervane tipi bir türbülantör yerleştirilerek akışkan giriş sıcaklığının keyfi değişimi sağlanmıştır. Sürekli rejimdeki ısı transferinde, değişik Reynolds sayılarında türbülantörlü boru ile boş boru deneylerinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Reynolds sayılarının artması ile ısı transferinde iyileşme olmuş fakat beraberinde basınç kayıplarını da artırmıştır. Deneysel çalışmada Reynolds sayıları 8000 ile 24000 arasında değiştirilmiştir. Her bir Reynolds sayısı için hem yerel Nusselt sayılarının zamana göre değişimleri hem de ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimleri incelenmiştir. Geçici rejimdeki ısı transferinde, ilk zaman aralıklarında hızlı bir değişim olmakta ve bu değişim miktarı gittikçe azalma gösterip belli bir değerden sonra yaklaşık olarak sabit kaldığı gözlenmiştir. Ayrıca sistemin ekserji analizi yapılarak optimum çalışma bölgesi belirlenmiştir. Boş borudaki ekserji tahribatı türbülantörlü boruya nazaran düşük Reynolds sayılarında daha fazla olduğu görülmüştür. Buda geçici rejimde ısı taşınım katsayısının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.

Hay vd. [27] bu çalışmada dairesel kesitli bir borunun girişine giriş açıları farklı dönme aparatları yerleştirmişlerdir. Akışkan olarak hava kullanılmış ve yerel ısı taşınım katsayısı ve dönme sayılarını incelemişlerdir. Çalışmada Re sayısı 10^5 ile 10^7 değerleri arasında gözlemlenmiştir. Re sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı girişteki türbülanslı akışa oranla 8 kat artmış fakat artan Re sayısı ile birlikte dönmeli akışın simetrisini kaybettiği görülmüştür.

Kovalnogov vd. [28] yaptıkları çalışmada bir boru önüne dönme aparatı koyarak dönmeli akışın ısı geçiş özelliği ve sürtünme faktörüne olan etkilerini incelemişlerdir. Dönme aparatının açıları 15° , 30° , 45° , 60° ve 75° olarak seçilmiş ve akışkan olarak su kullanılmıştır. Sabit akış şartlarında açı arttıkça ısı taşınımı ve sürtünme faktörünün de arttığı gözlemlenmiştir.

Kito vd. [29] yaptıkları deneysel çalışmada dönmeli akışın bir boru içinde farklı açılardaki davranışlarını incelemişlerdir. Akış türü türbülanslı akış kullanılmıştır. Akışkan olarak ise hava kullanılmıştır. Akışın yoğunluğu Ω ile gösterilmiş olup Ω değeri 0.186'dan büyük olduğu durumlarda dönmeli akışın ısı transferinde olumlu etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

Lin vd. [30] akışkan olarak havanın kullanıldığı bir boru içinde dönmeli akışın ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalar 1000 ile 10000 Re sayısı ve 0.72 ile 1.72 Prandtl sayısı aralıklarında gerçekleştirilmiştir. Dönmeli akışın normal akışa göre ısı geçiş karakteristiğinin Nu sayısına baz alınarak 30 kat arttığı görülmüştür.

Balakrishnan vd. [31] yaptıkları deneysel çalışmada, dairesel bir dönme aparatı kullanarak jet modeli üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Dönme aparatlarının açıları 0° ile 60° arasında alınmış olup geleneksel jetler ile karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda dönmeli jetlerin geleneksel jetlere göre daha az gürültülü çalıştığı ve basınç katsayılarının ısı transferi bakımından daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Kun vd. [32] soğutucu jete 20° dönme aparatı yerleştirerek geleneksel jetler ile dönmeli jetlerin soğutucu etkisini incelemişlerdir. Çalışmada üç boyutlu Navier-Stokes denklemleri kullanılmış olup, türbülans modeli olarak SST türbülans modeli kullanılmıştır. Yapılan sayısal çalışma sonucunda dönmeli jetlerin geleneksel jetlere oranla sıcak bölgeyi daha iyi soğuttuğu ve soğutma kaybının daha az seviyede olduğunu göstermiştir.

Zahir vd. [33] yaptıkları sayısal çalışmada dönmeli jetlerle geleneksel jetlerin hız alanı, türbülans özellikleri ve çarpma yüzeyine olan etkisini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Türbülans modeli olarak k-omega türbülans modeli kullanılmıştır. Sabit

olarak 35.000 Re sayısında çözümlenmiştir. Buna bağlı olarak; çarpma mesafesine bağlı olarak yakın alanlarda daha yüksek bir korelasyon elde edilmiştir. Hız alanlarında dönmeli jetin geleneksel jete göre daha etkili ve verimli olduğu görülmüştür. Nu sayısına bağlı olarak dönmeli jetlerin ısı transferine olumlu etkisinin daha fazla olduğu görülmüştür.

Wongcharee vd. [34] nanoakışkan kullanarak dönmeli jetler üzerinde soğutmanın etkisini incelemiştir. Nanoakışkan olarak hacimce farklı derişimlerde %2, %3 ve %4 olmak üzere üç farklı derişim alınmış olup suya göre kıyaslama yapılmıştır. Nanoakışkan türü olarak CuO seçilmiştir. Deneysel olarak yapılan bu çalışmada Re sayıları 1600'den 9400'e kadar artırılmıştır. Bu parametrelere göre %2 ve %3 derişimdeki nanoakışkanın suya göre daha etkili olduğu fakat %4 derişimdeki nanoakışkanın suya göre negatif etki ettiği görülmüştür.

Wongcharee vd. [35] dönmeli jetler üzerinde farklı derişimlerde TiO₂ nanoakışkanı kullanarak geleneksel jetlere göre ısı transferine olan etkilerini incelemiştir. Re sayısı 5.000 ile 20.000 arasında alınmıştır. Hacimsel derişimler ise %0.5, %1, %1.5 ve %2'dir. Bu parametrelere bağlı olarak dönmeli jetlerin geleneksel jetlere göre %40 daha fazla ısı transferine etki ettiği görülmüş olup optimum değer ise dönmeli jette %2 derişimde saptanmıştır.

Khelil vd. [36] basit dönmeli jetler üzerinde farklı türbülans modelleri kullanarak türbülans modellerinin dönmeli jetler üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmada Fluent programı vasıtasıyla aynı sınır şartlarında en uygun türbülans modelinin RSM türbülans modeli olduğu görülmüştür.

Nuntadusit vd. [37] çarpan dönmeli jetlerin farklı büküm oranlarında (y/w) 3.64, 2.27, 1.82 ve 1.52 y/w değerleri için akış ve ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada ısı transferinin dağılımlarını görmek amacıyla termokromik sıvı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ısı transfer oranının en yüksek olduğu durum y/w 3.64 değerinde elde edildiği ve y/w oranı düştükçe ısı transferinin de azaldığı görülmüştür.

Ianiro vd. [38] dönme açısına bağlı olarak dönme sayısının sabit Re sayısında 28.000, dönme sayısının 0, 0.2, 0.4, 0.6 ve 0.8 olarak 5 farklı değer için ısı transferine etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre dönme sayısı arttıkça buna bağlı olarak doğru orantılı bir şekilde ısı transferinin düzeyi ve homojenliğinin arttığı görülmüştür.

Hindasageri vd. [39] dönmeli alev jetleri üzerinde dönme aparatının değişik açılara bağlı olarak 500 ile 2500 Re sayısı aralığında dönmeli jetlerin ısı transferine nasıl etki edeceğini araştırmışlardır. Açı arttıkça ısı transferinin iyileştiği görülmüştür. Düşük Re sayılarında dönmeli jetlerin ısı transferini %10-%40 oranında azalttığı, artan Re sayısında ise ısı transferinde % 40 -% 140 değerli arasında pozitif etki ettiği görülmüştür.

Amini vd. [40] dönmeli jetlerde farklı Re sayılarında ve farklı uzaklıklarda $L/D = 2,4,6,8$ dönmeli akışın ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan sayısal çalışmada Re sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı görülmüş olup L/D oranı arttıkça ısı transferinin de arttığı görülmüştür. Ayrıca bir jet yerine iki jetin kullanılmasıyla birlikte ısı transfer hızının da arttığı görülmüştür.

Şahin vd. [41] farklı açılardaki dönmeli jetlerde açının sıcaklık ve basınç dağılımını sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kullanılan açılar $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ ve 25° olmak üzere 5 farklı açı değeri kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre açının sıcaklık dağılımına etkisinin çok az olduğu fakat basınç dağılımına homojen bir etki ettiği görülmüştür. En verimli açı değeri ise 15° olarak saptanmıştır.

Markal [42] yaptığı deneysel çalışmada dönmeli jetlerin ısı transfer karakteristiğine olan etkisini incelemişleridir. Farklı çarpma oranlarında yaptığı deneyler sonucunda dönmeli jetlerin Nu sayısını ve ısı transferinin homojenliğini %22 oranında artırdığı görülmüştür.

Kumar vd. [43] farklı açılardaki dönme aparatlarının ısı transferine olan etkisini incelemişleridir. Deneyler 500-3000 Re sayısı aralıklarında yapılmıştır. Deneyler sonucunda artan açı ve Re sayısı ile birlikte ısı transfer oranında arttığı gözlemlenmiştir.

Nanan vd. [44] dönmeli jetlerde farklı büküm oranlarında (y/w) ve farklı çarpma mesafelerinde (L/D) dönmeli jetlerin ısı transferine olan etkisini geleneksel jetlerle kıyaslamasını yapmışlardır. Re sayısı 4000-16000 olarak alınmıştır. Büküm oranı ise $y/w = 3,4,5,6$ değerleri alınmış olup $L/D = 2,4,6,8$ olarak deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler sonunda ısı transferini olumlu yönde en çok artırdığı durum 16000 Re sayısında $y/w = 6$ değerinde ve $L/D = 4$ olduğu durumda görülmüştür. L/D arttıkça negatif etki ettiği görülmüş olup geleneksel jetlere göre ise dönmeli jetlerin ısı transferine etkisinin daha fazla olduğu anlaşılmıştır.

Müller vd. [45] dönmeli jetlerde akışın karakteristiğini LES türbülans modeli ile incelemişlerdir. Yapılan bu çalışmada karmaşık geometrideki bir dönmeli jet için en

verimli türbülans modelinin LES olduğu görülmüş olup sayısal ve deneysel olarak sonuçların uyduğu görülmüştür.

Tavakoli vd. [46] farklı açılardaki dönme aparatlarının akış hızı bakımından etkilerini araştırmışlardır. Dönme aparatlarının açıları $45 \leq \alpha \leq 65$ arasında alınmış olup çalışmada LES türbülans modeli kullanılmıştır. Açı arttıkça hızında arttığı yapılan deneyler sonucunda görülmüştür.

Ding vd. [47] dönmeli jetlerle eş merkezli jetler arasında LES türbülans modeli kullanılarak akış alanını incelemiştir. Yaptıkları bu çalışma sonucunda dönmeli jetlerin eş merkezli jetlere göre basınç dağılımının daha kuvvetli olduğunu ve türbülanslı akışta dönmeli jetlerin kararlılığının daha yüksek olduğunu görülmüştür.

Saqr vd. [48] bir boru girişine dönme aparatı yerleştirilerek k-epsilon türbülans modeli kullanarak dönmeli akışın ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre dönmeli akışın ısı transfer oranını artırdığını fakat dönmeli akışla birlikte entropi'nin de arttığı gözlemlenmiştir.

Sheikholeslami vd. [49] daha verimli bir ısı alışverişi yapmak için ısı transferinin iyileştirilmesi gerektiğini araştırmışlar ve bundan dolayı da dönmeli akışların ısı transferine olan etkilerini literatür çalışması yaparak incelemiştir. Yapılan bu çalışma sonucunda dönmeli akışın ısı transferini iyileştirdiğini, laminar akış şartlarında geleneksel jetlerin türbülanslı akış şartlarında ise dönmeli jetlerin daha çok katkı sağladığını göstermişlerdir.

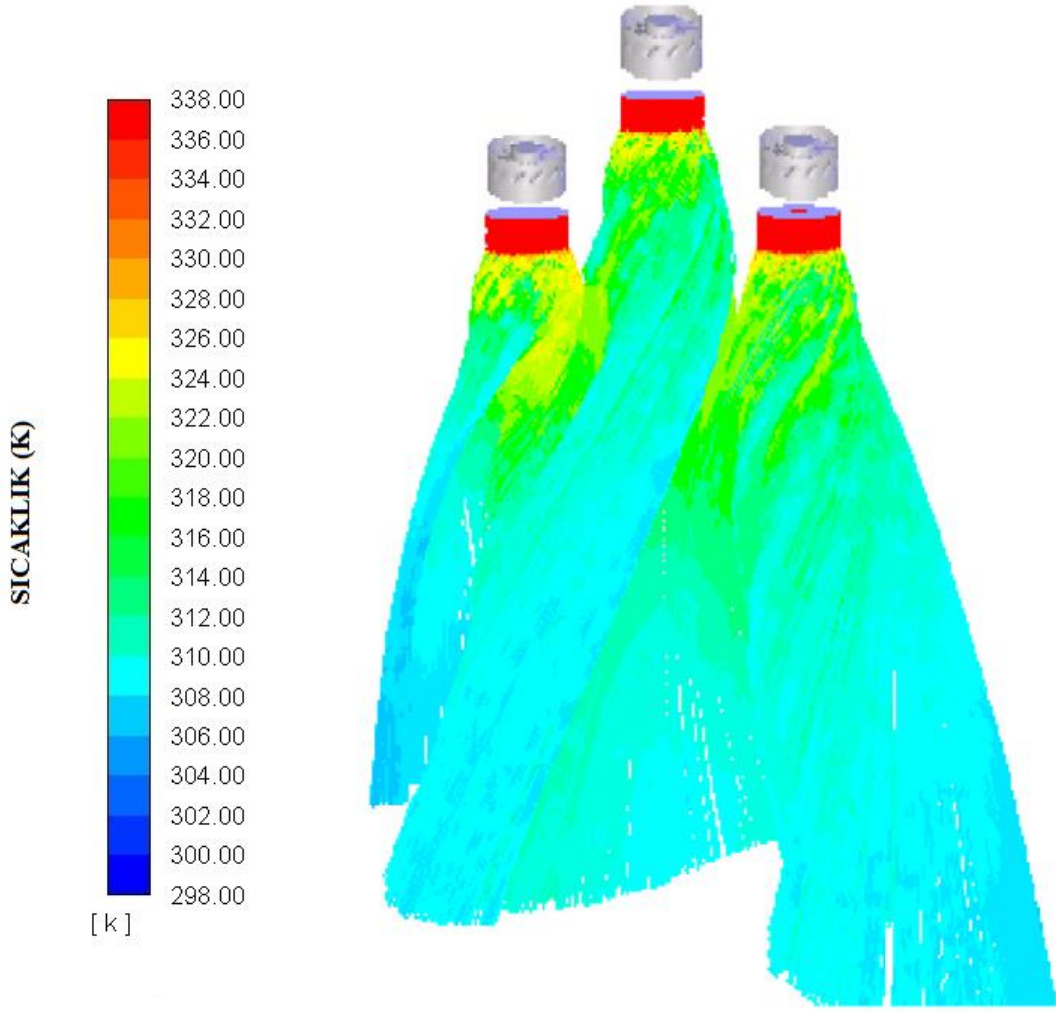
Bourgouin vd. [50] dönmeli akışta LES türbülans modelini kullanarak dönmeli akışın dönme aparatına bağlı olarak değişimlerini incelemiştir. Dönmeli akışta akış alanı ve kararsızlığı incelemiştir. Dönme aparatı ne kadar karmaşık bir yapıda olursa akışın alanı ve kararsızlığı da bir o kadar artmıştır.

Choi vd. [51] Nanometre boyutlu metal parçacıkların üretilmesiyle su, etilen glikol veya motor yağı gibi endüstriyel ısı transfer akışkanlarında süspansiyon haline getirilerek yüksek termal iletkenliğe sahip yeni bir sıvı sınıfı üretildi ve bu sıvıya nanoakışkan denildi. Nanoakışkanlar, mikrometre boyutunda metalik parçacıklar içeren geleneksel ısı transfer akışkanları ve akışkanlarla karşılaştırıldığında daha üstün özelliklere sahiptir. Isı transferi, parçacık yüzeyinde gerçekleştiğinden, geniş yüzey alanlı bir parçacık kullanmak istenir. Nanopartiküller son derece geniş yüzey alanlarına sahiptir ve bu nedenle ısı transferi için büyük bir potansiyele sahiptir. Nanofaz tozların göreceli yüzey alanları, konvansiyonel mikrometre boyutundaki tozlarla karşılaştırıldığında, ısı transferi özelliklerini ve süspansiyonların kararlılığını belirgin şekilde iyileştirmiştir.

Esfe vd. [52] dairesel bir boruda, türbülanslı rejim şartları altında gerçekleşen MgO-su nanoakışkanının farklı yüzdesel derişimlerinin viskozite ve ısı iletkenliğe etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Nanoakışkanın içinde bulunan nanoparçacıkların yüzdesel derişim oranları %1 ve altında tutulmuştur. Bu yüzdesel derişimler sırasıyla %0.0625, %0.125, %0.25, %0.5, %1'dir. Deneyde cidar sıcaklığı sabit tutulmuştur bu da sıcaklığı kontrol edilen suyun nanoakışkanın geçtiği dairesel borunun çevresini sarmasıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerin sonucunda çok küçük yüzdesel derişimde nanoakışkanın kullanılmasının bile ısı iletkenlik katsayısını önemli derecede artırdığı görülmüştür. Saf suyla karşılaştırıldıklarında bütün farklı yüzdesel derişimlerin ısı iletkenlik performansı saf suya göre yüksek olduğu görülmüştür. Isı iletkenliğinin, nanoparçacık yüzdesel derişiminin artmasıyla arttığı görülmüştür. Nanoakışkanın kullanımı viskoziteyi arttırmış bu da basınç düşümlerine neden olup pompa gücü gereksinimi arttırmıştır. Nanoparçacıkların yüzdesel derişiminin artması ısı transfer performansını, ısı iletkenlik katsayısını artırır fakat pompalama gücü gereksinimi arttırdığı sonucu deneysel yöntemler kullanılarak bulunmuştur.

Kok vd. [53] yaptıkları sayısal ve deneysel çalışmada eş merkezli jet modeli üzerinde farklı sıcaklık farklarında ve farklı debilerin jet üzerinde ısı karışımına olan etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmada soğuk jetin debisi sabit tutulup sıcak jetin debisi kademeli olarak artırılmıştır. Elde edilen veriler sonucunda sıcaklık farkı arttıkça ısı karışım veriminin arttığı gözlemlenmiş olup ısı karışım açısından en verimli debi oranı ise $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ olarak bulunmuştur.

Varol vd. [54] farklı sıcaklıklara sahip iki paralel jetin delikli engeller kullanılarak ısı karışım özelliklerini incelemiştir. Türbülans modeli olarak LES'in kullanıldığı deneysel çalışmada elde edilen sonuçlara göre delikli engellerin akış alındaki türbülans yoğunluğunu azalttığı ve ısı karışım verimi üzerinde olumlu bir etkiye yol açtığı görülmüştür.



Şekil 1.1. Dönmeli akışın Fluent analizi ile sıcaklık eş eğrisi ile gösterimi [36]

Bu çalışmada dönmeli jet modeli kullanılmıştır. Dönmeli jetler homojen karışımların elde edilmesi hedeflenen endüstriyel uygulamaların yanı sıra farklı sıcaklıklarda yer alan aynı tür akışkanların ısıl olarak karışımını sağlamak için de kullanılmaktadır. Çalışma deneysel ve sayısal olmak üzere gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuç verilerinin elde edilebilmesi için bir deney seti oluşturulmuştur. Sayısal modelde Large Eddy Simulations (LES) türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal sonuçların elde edilebilmesi için iki adet iş istasyonu yaklaşık 15 ay aralıksız çalıştırılmıştır. Oluşturulan deney seti ve sayısal model için kullanılan yöntemler ile alakalı bilgiler materyal-metot bölümünde yer almaktadır.

1.1. Isıl Gerilme

Cisimlerin ısıtılması ya da soğutulması durumunda, cismin boyutu, şekli, üretildiği malzemenin ısıl iletkenliği ve sıcaklık değerinin değişimine göre malzeme içerisinde gelişecek olan sıcaklık değişiklik gösterecektir. Cisimlerin dış bölgeleri ile iç bölgeleri arasında oluşan sıcaklık farklılıkları serbest genleşmeleri ve büzülmelerini engeller. Bunun sebebi dış bölgelerdeki sıcaklık değişiminin daha hızlı olmasıdır.

Cismin kesitinde gerçekleştirilen hızlı ısıtma ve soğutma işlemleri sebebiyle ısıl gerilmeler meydana gelir. Örneğin, soğutma sonrası malzemenin dış kısmı daha soğuktur ve bu nedenle iç kısma göre daha fazla büzülür böylece yüzeyde çekme gerilmeleri, iç kısımda ise dengelemek için basma gerilmeleri meydana gelir. Hızlı ısıtma işleminde ise bu durumun tam tersi meydana gelir.

Homojen ve izotropik bir katı çubuğun eş oranda ısıtıldığında ya da soğutulduğunda, başka bir deyişle üzerinde sıcaklık gradyeni olmayan bir çubukta çubuğun serbest olarak genleşmesi ve büzülmesi hallerinde, ısıl gerilmeler meydana gelmeyecektir. Fakat çubuğun uç kısımlarında aksenal doğrultuda olan hareketi rijit bir destekle sınırlandırılmak üzere, ısıl gerilmelerin meydana gelecektir. Sıcaklık değerinin T_0 'dan T_s 'a gelmesi durumunda meydana gelen σ gerilmesinin büyüklüğü aşağıdaki denklem ile gösterilir [1].

$$\sigma = E \alpha_1 (T_0 - T_s) = E \alpha_1 \Delta T \quad (1.1)$$

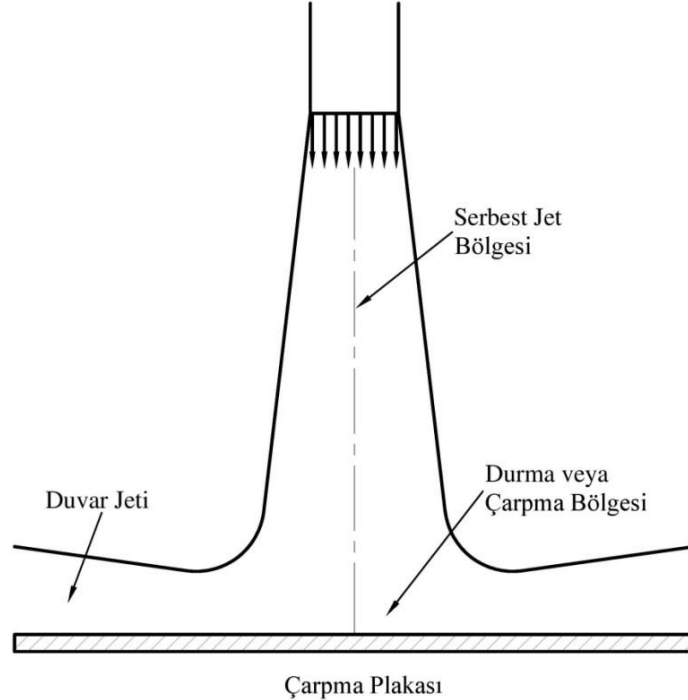
Yukarıdaki denklemde ifade edildiği üzere; E elastiklik modülü ve α_1 ısıl genleşme katsayısıdır. Çubuğun genleşmesi kısıtlandığından dolayı, dolayısıyla ısıtma sonrasında $T_s > T_0$ olmaktadır, dolayısıyla gelişen gerilme basma türündendir ($\sigma < 0$). Çubuk soğutulursa, doğal olarak ($T_s < T_0$), malzemede çekme gerilmesi oluşacaktır ($\sigma > 0$).

Denklem 1,1.'e göre ısıl gerilmenin büyüklüğü, $T_0 - T_s$ sıcaklık değişimi ile serbest olarak gelişen (veya büzülmesine) numunenin, ilk boya gelmek için uygulanması gereken elastik basma (veya çekme) gerilmesi ile aynıdır [55].

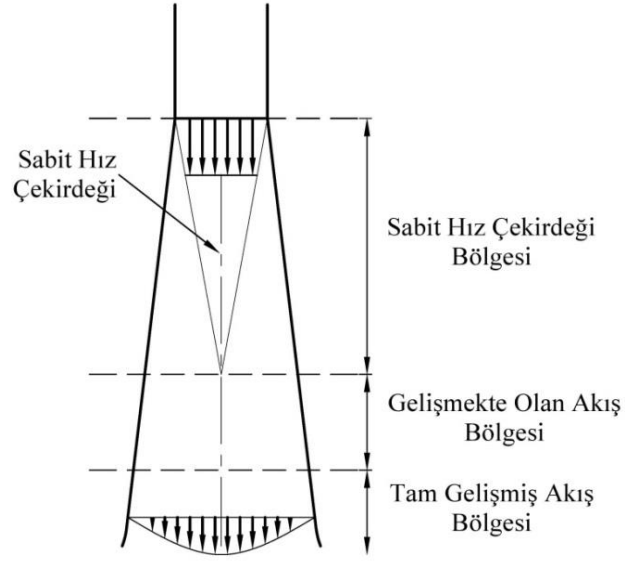
1.2. Jet Teorisi

Mühendislikle ilgili problemlerin çoğu türbülanslıdır ve bundan dolayı problemlerin sayısal olarak çözümü zordur. Türbülanslı akıslarda diğer bir sorun ise uygun bir fiziksel modelini belirlemektir. Bu zorluk derecesine sahip problemler iki kısımda incelenmektedir. Bu durumların ilki, basit bir problem değilse teorik olarak çözümü karmaşık ve zordur. Karmaşık ve rastgele oluşmuş türbülanslı akıslar için bir analiz gerekmektedir. İkinci durumda ise, akışkanın çarptığı bölge analiz bakımından zor bir akış alanıdır.

Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi bakımından özelliklerinin bağlı olduğu parametreler, jet çıkışındaki hız profili, jet ile plaka arasındaki mesafe, jet içerisindeki türbülans, çarpma plakası geometrisi, jet çıkış geometrisi, ve jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Bir yüzeye çarpan jet, Şekil 1.2'de görüldüğü üzere serbest jet bölgesi üç bölgeye ayrılabilir, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere özellikleri birbirinden farklı üç bölgeye ayrılabilir [1].



Şekil 1.2. Çarpan jetin akış bölgeleri [1]



Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri [1]

Sabit hız çekirdeği bölgesinde hız lüleden çıktığı hızla aynıdır ve değişmemektedir. Akış ilerledikçe jetin çıkış geometrisi, lüleden çıktığı hızın profili, akışın jetten itibaren uzunluğu ve akışın türbülans yoğunluğuna bağlı olarak değişmekte olup momentumda meydana gelen aktarıma bağlı olarak jetin merkezinde hızın azaldığı görülür ve bu bölgeye gelişmekte olan akış bölgesi denmektedir. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşılmaktadır [56].

2. MATERYAL ve METOT

Mühendislikle ilgili alanlarda akışkanlar mekaniği ile ilgili problemler sayısal metot ve deneysel metot olmak üzere 2 farklı yolla çözülür. Ele aldığımız bu çalışma için akış davranışlarının diferansiyel denklemler yardımıyla sayısal olarak çözümlene yapan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS 18.2 kullanılmıştır. Yine aynı problem deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen sayısal ve deneysel veriler sonuçlar bölümünde açıklanmıştır.

2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, gün geçtikçe artık gelişen bilgisayar teknolojisiyle ve matematiksel gelişmelere bağlı olarak akademik ve endüstri alanlarında kullanımı gittikçe artan bir yöntem olmaya başlamıştır. Önceki yıllarda deneysel çalışmalar akışkanlar dinamiğinde az kullanılırken, günümüzde teknolojik imkanlar ile daha fazla kullanılmaya başlandı. HAD' in tercih edilmesinin bir sebebi de deney seti imal edilmeden yani daha ucuz bir yolla sonuçların alınmasıdır [59].

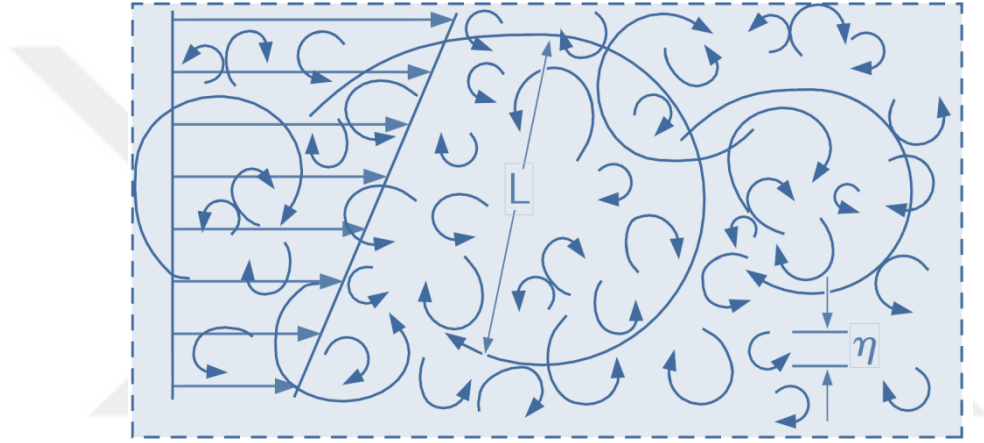
Genellikle bir akış problemleri çözmek için süreklilik denklemi, momentum denklemi ve yardımcı denklemlerin aynı anda çözülmesi gereklidir. Çözülen bir problem 2 boyutlu ise denklem takımı indirgenebilir. Fakat problem 3 boyutlu ise denklem takımlarında indirgenme söz konusu olmaz aksine artar. Problemde ısı transferi de varsa bu seferde enerji denklemleri işin içine girer. Akış türüne bağlı olarak laminer veya türbülanslı olması durumunda ek denklemler katılacaktır. İki boyutlu problemlerde çözüm genellikle daha kolay ve daha kısa sürede olurken üç boyutlu problemlerde daha zor ve daha uzun sürede çözüm yapılmaktadır.

HAD yazılımlarının dezavantajlarından birisi problemin çeşidine göre yüksek maliyeti olan bilgisayarlar gerektirmeleri ve çözüm alma sürecinin uzunluğudur. Karmaşık problemlerin çözümlerinde izlenmesi gereken yollar vardır; ilk adımımız ön-işleme (preprocessing), bu adımda uygun geometrinin belirlenmesi, çizilmesi sonra ağ yapısının problem için uygunluğu gereklidir. İkinci adım hesaplama adımı; bu adımda problemin sınır şartlarının belirlenmesi, çözüm yönteminin belirlenmesi kısmıdır. Sonuç adımında ise

çözülen problemin sonuçları alınarak problem hakkında fikir üreteceğimiz nihai kısımdır [60].

2.2. Türbülans Modelleme

Bir türbülanslı akışın HAD ile yapılan analizlerinde akışın sürekli olduğu durumlarda bile çözümü laminer akışa göre çok daha zordur. Türbülanslı akışın çözümünün zor olmasının sebebi ise; akış alanının sürekli olarak daimi olmayışı ve üç-boyutlu olmasından kaynaklanmaktadır. Türbülanslı akışta Şekil 2.1’de görüldüğü gibi rastgele ve girdaplı alanlar nedeniyle bir bilinmezlik söz konusu olmaktadır [61].



Şekil 2.1. Türbülanslı akış [61]

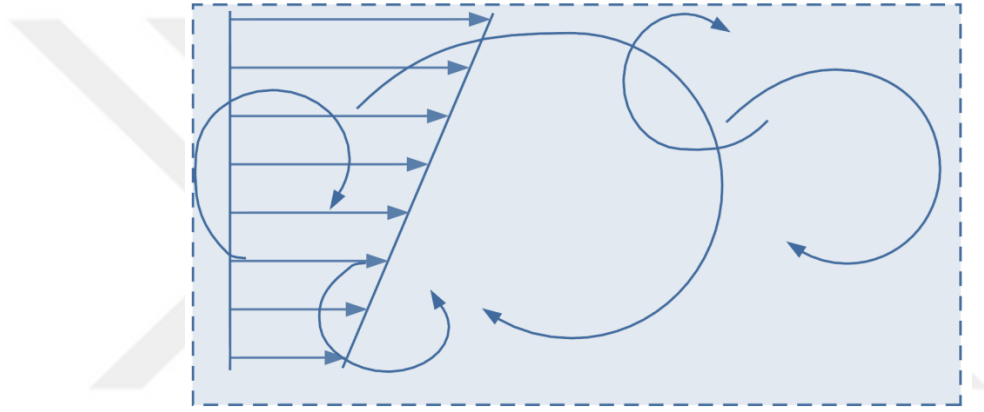
Türbülanslı akışın modellenmesi; HAD ile yapılan analizlerde üç temel yaklaşım söz konusudur. Bunlar;

- Doğrudan Sayısal Benzeşim
- Büyük Girdap Benzeşimi
- Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri şeklindedir [62].

Navier-Stokes denklemlerinin herhangi bir modele ihtiyaç duymadan doğrudan sayısal olarak çözümünü Direct Numerical Simulation (DNS) yöntemi türbülanslı akışın karakteristiklerinin tahlil edilmesindeki en doğru yöntemdir [58]. DNS yöntemiyle akışın daimi olmayan hareketlerinin çözümü yapılır. Oluşan girdaplar birbirleriyle aynı değildir ve aralarında büyüklük ve zaman farkı vardır [62]. Artan Re sayısı ile birlikte bu farklarda büyümekte ve akışın çözümü de zorlaşmaktadır [61]. DNS tekniği kullanılarak yapılan çözümlerinin zor olduğu durumlarda çözüm hayli uzun sürmekte ve oluşturulmuş ağ eleman sayısı bir o kadar fazladır. DNS tekniği ile yapılan çözümlerinde oluşturulmuş

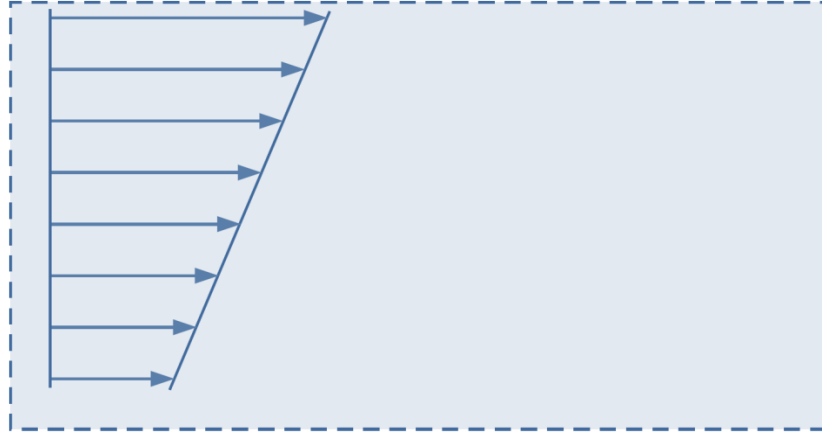
ağın eleman sayısının en az $Re^{9/4}$ kadar olması gerekmektedir [62]. Akışın Reynolds sayısının 10000 olduğu durumda çözümlenmesi için gereken ağ eleman sayısı 1 milyar civarında olması gerekmektedir ve dolayısıyla bu sayıdaki ağ eleman sayısının çözümü günümüzdeki yüksek teknolojlili bilgisayarlar ile dahi hayli zaman alacaktır [60].

DNS yöntemiyle zorlaşan bu durumlarda akışın çözümlemesini basite indirmek için bazı yöntemler kullanılmakta ve bunların başında DNS'in bir altındaki seviye Büyük Girdap Simülasyonudur (Large Eddy Simulation – LES). LES yöntemi ile türbülanslı akışta oluşan girdapların büyük ölçekli ve daimi olmayan akış alanında ki çözümlemesi yapılmaktadır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. LES türbülans modelinin türbülanslı akışta çözdüğü kısım [61]

Temel olarak kabul edilen küçük girdapların izotropik olduğudur. LES' te DNS' e göre türbülansın akış alanına bakılmadığından ve en küçük girdapları çözmediğinden bilgisayar kaynaklarının daha azını kullanır. Buna rağmen bu problemlerin çözümü yine de zordur.



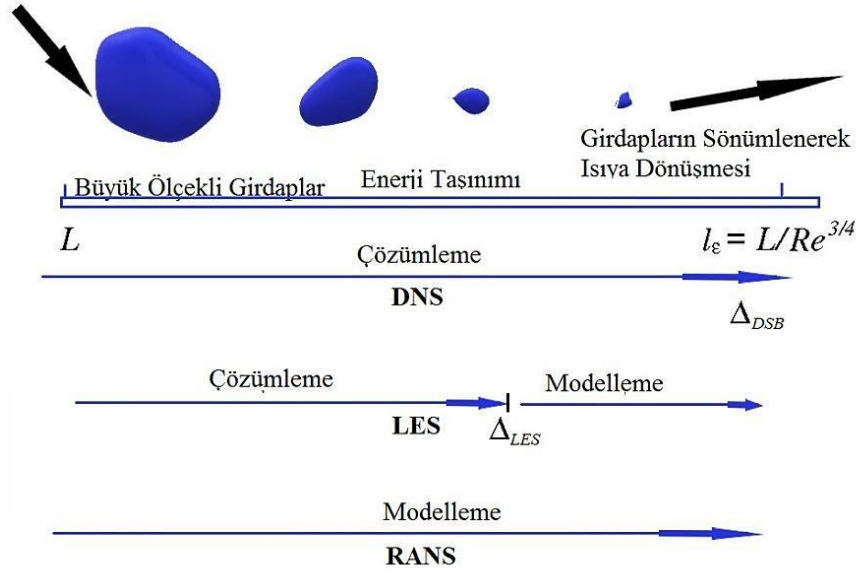
Şekil 2.3. Türbülanslı bir akışta RANS metodunun modellediği kısım [61]

Bir diğer türbülans modellerini çözümüleme yöntemi ise daha kolay olan türbülans girdaplarını modellemektir, burada en küçüğünden en büyüğüne kadar olan girdapları devre dışı bırakarak (Şekil 2.3), girdapların oluşturduğu karışım ve difüzyonu dikkate alarak matematiksel ifadeler kullanılır, bu türbülans modellemeleri uygulanırken daimi Navier – Stokes denklemi, Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes (Reynolds Averaged Navier – Stokes (RANS)) denklemi adı verilen denklemle yer değiştirilir. Daimi, sıkıştırılamaz ve türbülanslı akış için bu denklem,

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla}P' + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij, \text{türbülans}}) \quad (2.1)$$

halini almaktadır [61].

Buna göre yukarıda ifade edilen üç yöntemi özetlersek; LES modeli türbülanslı akışı çözerken belirli boyutların altındaki girdapları modelleyerek çözüm yaptığı anlatılmıştı. LES modeli bu çözüm tekniği ile RANS ve DNS yöntemleri arasında bir model görevi görmektedir. Çünkü RANS metoduyla sistemin her adımı ayırt etmeksizin modellenip DNS metoduyla da sistemin tamamının büyük veya küçük girdap ayırt etmeksizin çözümü yapılır. LES modeli ise sistemin tamamını çözmezken belirli ölçeğin altında kalan yerleri modelleyip geri kalanını ise farklı ölçeklerde çözer. Bu üç modelin karşılaştırılması şematik olarak Şekil 2.4'de gösterilmiştir [60].



Şekil 2.4. Türbülans modellerinin çözümü performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi [60]

2.3. Sayısal Yöntem

Türbülanslı akışta oluşan kinetik enerjinin büyük bir kısmı büyük ölçekli olan girdaplardan oluşmaktadır. Büyük girdaplar aracılığıyla enerji küçük girdaplara iletilir. Küçük girdaplar gelen bu enerjiyi iç enerjiye dönüştürürler. Küçük girdaplar temel olarak fiziksel özelliklere bağlı iken büyük girdaplar ise sistemin geometrik yapısından etkilenirler buna bağlı olarak bu girdapların modellenmesi (Sub – Grid Scale (SGS) model) ile oluşturulur. LES modelinin problemleri çözerken temel mantığı girdapları ölçülerine göre Navier-Stokes denklemleri kullanıp çözümü daha kolay hale getirmek böylece çözme masrafını ve çözme süresini azaltmaktır. Yapılan çalışma sonucunda küçük ölçekli girdapların çözümlemesinde başarılı olduğu görülmüştür.

2.3.1. Filtre Operatörü

Hız alanını matematiksel olarak ifade edersek, çözülen ve küçük ölçekli bölge olmak üzere iki kısımdan oluşur. Çözülen kısmın büyük girdaplardan ve küçük ölçekli bölge de küçük girdaplardan oluşmaktadır. Buna bağlı olarak bir filtre ($\bar{\phi}$) operatörü tanımlanır [63].

$$\bar{\phi}(x) = \int_{D_f} \phi(x')G(x-x')dx \quad (2.2)$$

Yukarıdaki denklemde D_f akış alanını ve G ise çözülen girdapları belirleyen filtre fonksiyonunu göstermektedir. FLUENT'de çözülen filtre fonksiyonu aşağıdaki denklem yardımıyla çözülmektedir.

$$G(x-x') = \begin{cases} 1/\Delta, & |x-x'| \leq \Delta/2 \\ 0, & \text{aksi_halde} \end{cases} \quad (2.3)$$

Burada Δ filtre genişliğidir. En küçük ölçeğin dalga uzunluğu filtre operatörü tarafından ayrılmaktadır. Filtre fonksiyonu küçük ölçeklerin ölçü ve yapılarına karar vermektedir [63].

2.3.2. Korunum Denklemleri

Filtre operatörü uygulandıktan sonra, kütle, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki haliyle yazılır,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0$$

(2.4)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{M,i} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{h} \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (2.6)$$

Bu denklemde, \bar{u}_i , ρ , \bar{p} , $S_{M,i}$, \bar{h} ve \bar{T} sırasıyla, filtrelenmiş hız elemanı, akışkanın yoğunluğu, filtrelenmiş basınç, yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti, filtrelenmiş entalpi ve sıcaklıktır. Denk. 2.5'deki σ_{ij} ise moleküler viskoziteden (μ) kaynaklı basınç tensörünü ifade etmektedir ve

$$\sigma_{ij} \equiv \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (2.7)$$

şeklinde gösterilir. Burada τ_{ij} ,

$$\tau_{ij} \equiv \overline{\rho u_i u_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (2.8)$$

Denklemleri vasıtasıyla bulunmuştur. Yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti sıcaklığın bir fonksiyonudur ve Boussinesq yaklaşımı kullanılarak $S_{M,i} = (\rho - \rho_0)g_i$ denkleminde tahmin edilebilir. Burada ρ_0 referans yoğunluğu ve g_i ise i . yöndeki yerçekimi etkisindeki hızlanmanın bir parçasıdır [63].

2.3.3. Alt Ağ (SGS) Gerilme Ölçeği Modelleme

Filtreleme işlemlerinden kaynaklı SGS gerilme modeli bilinmemekte ve bunun modellenmesi gerekmektedir. FLUENT içinde var olan SGS türbülans modelleri Boussinesq hipotezini uygulamakta ve aşağıdaki denklemi kullanarak elde edilmiştir.

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} \quad (2.9)$$

Alt ızgara türbülans viskozitesi (girdap viskozitesi) μ_t 'nin modellenmesi gerekir. Dik SGS gerilme elemanları (τ_{kk}) modellenmemiştir, fakat filtrelenmiş statik basınç terimine (\bar{p}) eklenmiştir. \bar{S}_{ij} çözülen ölçekteki gerilme tensör oranını ifade etmektedir ve aşağıdaki denklemi ile gösterilmiştir.

$$\bar{S}_{ij} \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.10)$$

Hali hazırdaki çalışmada duvar entegreli yerel girdap viskozitesi (Wall Adapting Local Eddy Viscosity [WALE]) SGS modeli olarak kullanıldı. WALE çözümlenen gerilme alanına göre güncellendi. Bu model günümüzde bir engele çarpan ve sınırlı bir kanal içerisinde akan türbülanslı akışların modellenmesinde başarıyla kullanılmaktadır. WALE modelde girdap viskozitesi,

$$\mu_t = \rho L_s^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{5/2} + (S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4}} \quad (2.11)$$

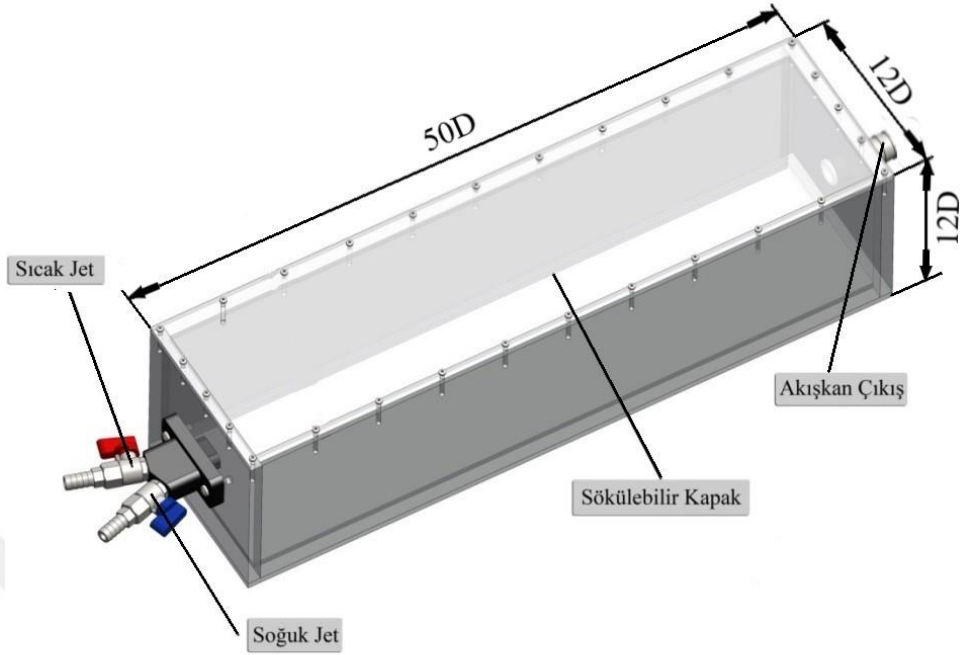
denkleminde elde edilmiştir. Burada, S_{ij}^d gerilme tensörünün deviatorik oranıdır ve L_s alt ölçek için karışım uzunluğudur ve aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

$$L_s = \min(\kappa d_c, C_s V^{1/3}) \quad (2.12)$$

Burada, κ Von Karman sabiti, d_c en yakın duvara olan mesafe ve C_w WALE sabitidir [63].

2.4. Geometrik Modeller

Yapılan bu çalışmada farklı sıcaklıklardaki dönmeli jet akışlarının sınırlı bir kanal içerisindeki akış ve ısı karışım davranışları incelenmiştir. Test kanalı kare kesitli olarak imal edilmiş olup kanalın boyutları Şekil 2.5’de gösterilmiştir. D uzunluğu 10 mm olarak kanalın ölçüleri 12Dx12Dx50D boyutundadır. Test kanalının girişinde farklı sıcaklıklarda akışkanın test kanalına girişini sağlayacak iki adet su jeti ve içinde farklı açılarda dönme aparatları bulunmaktadır. Test kanalına giren akışkanın kanaldan tahliyesini sağlamak amaçlı 1.6L boyutunda bir tahliye deliği bulunmaktadır.



Şekil 2.5. Test kanalı ölçüleri

Test kanalının girişinde bulunan jetler birbirine paralel olmak üzere aynı eksen üzerinde bulunmaktadır.

Yukarıda ifade ettiğimiz geometrik parametrelerin dışında çalışmada jetler arası sıcaklık farkı ve hızları da çalışma parametrelerinden biridir. Çalışmada soğuk jetin sıcaklığı 298 K olmak üzere sabit tutulmuş olup sıcak jetin sıcaklığı 318 K ve 338 K olarak alınmıştır. Çalışmada yer alan parametreler ve kullanılan akışkanların termofiziksel özelliklerinin yer aldığı bilgiler Tablo 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5’de gösterilmiştir. Su, %1 Al₂O₃ ve %2 Al₂O₃ olmak üzere üç çeşit akışkan kullanılmıştır.

Tablo 2.1. Dönmeli jet modelinde su için sınır şartları özellikleri

	V_c (m/s)	V_h (m/s)	D_{h_c} (m)	D_{h_h} (m)	T_c (K)	T_h (K)	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_h (kg/s)	Re_c	Re_h
1. Durum	1.44	1.44	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.025	7589	11345
2. Durum	1.44	1.46	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.025	7589	15578
3. Durum	1.44	2.9	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.05	7589	22690
4. Durum	1.44	2.92	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.05	7589	31157
5. Durum	1.44	4.35	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.075	7589	34036
6. Durum	1.44	4.4	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.075	7589	46949

Tablo 2.2. Dönmeli jet modelinde %1 Al₂O₃ için sınır şartları özellikleri

	V _c (m/s)	V _h (m/s)	Dh _c (m)	Dh _h (m)	T _c (K)	T _h (K)	m _c (kg/s)	m _h (kg/s)	Re _c	Re _h
1. Durum	1.4	1.41	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.025	7390	11052
2. Durum	1.4	1.42	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.025	7390	15196
3. Durum	1.4	2.82	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.05	7390	22104
4. Durum	1.4	2.84	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.05	7390	30179
5. Durum	1.4	4.23	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.075	7390	33156
6. Durum	1.4	4.27	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.075	7390	45698

Tablo 2.3. Dönmeli jet modelinde %2 Al₂O₃ için sınır şartları özellikleri

	V _c (m/s)	V _h (m/s)	Dh _c (m)	Dh _h (m)	T _c (K)	T _h (K)	m _c (kg/s)	m _h (kg/s)	Re _c	Re _h
1. Durum	1.36	1.37	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.025	7184	10748
2. Durum	1.36	1.38	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.025	7184	14776
3. Durum	1.36	2.75	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.05	7184	21575
4. Durum	1.36	2.77	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.05	7184	29446
5. Durum	1.36	4.12	0.00471	0.00471	298	318	0.025	0.075	7184	32323
6. Durum	1.36	4.16	0.00471	0.00471	298	338	0.025	0.075	7184	44544

2.5. Nanoakışkanların Termofiziksel Özelliklerinin Hesaplanması

Nanoakışkanın yoğunluğu aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi \rho_p \quad (2.13)$$

ϕ işareti katı nanoparçacıkların hacimsel yüzde yoğunluğudur.

Nanoakışkanın ısı kapasitesi;

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi (\rho C_p)_p \quad (2.14)$$

k_{nf} , nanoakışkanın termal iletkenliği, Maxwell'e [65] göre aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$k_{nf} = k_f \left[\frac{(k_p + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_p)}{(k_p + 2k_f) + \phi(k_f - k_p)} \right] \quad (2.15)$$

Dinamik viskozite, Brinkman [66] tarafından verilen formüle göre;

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad (2.16)$$

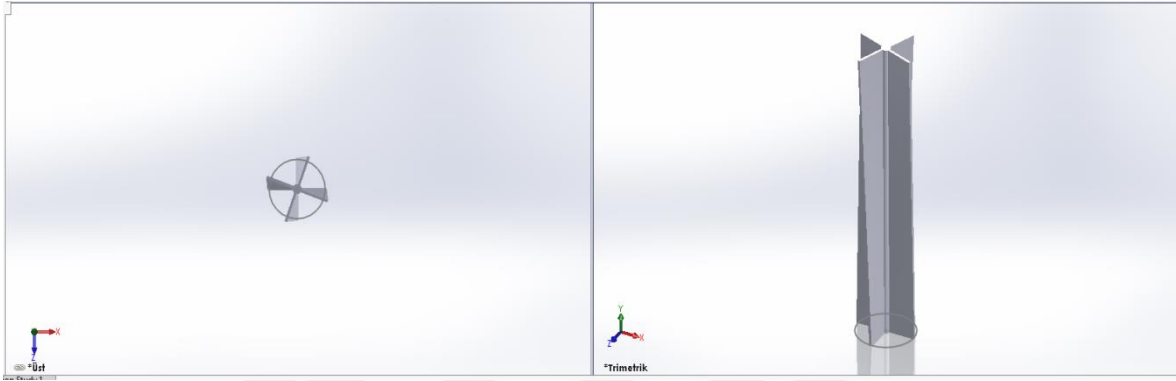
Tablo 2.4. Dönmeli jet modelinde %1 Al₂O₃ için termofiziksel özellikler[67]

Yoğunluk(g/cm ³)	Özgül ısı(J/kg ^o K)	Isıl iletkenlik katsayısı (W/m.K)	Viskozite(kg/m.s)	T (°C)	T _h (K)
1014.05	4092.682274	0.62525192	0,000913671	25	298
1013.06	4090.650287	0.633490586	0,000818304	30	303
1011.08	4090.47923	0.641729203	0,000738320	35	308
1009.1	4091.280725	0.649967771	0,000669615	40	313
1007.12	4092.08144	0.656146665	0,000611165	45	318
1005.14	4092.88137	0.663355341	0,000560918	50	323
1002.17	4094.566301	0.668504372	0,000516824	55	328
1000.19	4096.337206	0.673653383	0,000478882	60	333
998.21	4097.13427	0.678802376	0,000444017	65	338

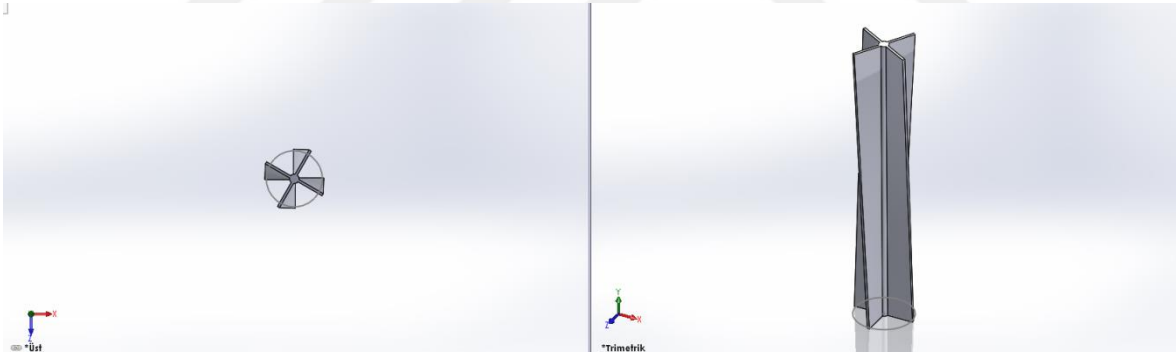
Tablo 2.5. Dönmeli jet modelinde %2 Al₂O₃ için termofiziksel özellikleri[67]

Yoğunluk(g/cm ³)	Özgül ısı(J/g ^o C)	Isıl iletkenlik katsayısı (W/m.K)	Viskozite(kg/m.s)	T (°C)	T _h (K)
1031.1	4008.252274	0.643873422	0.000937157	25	298
1030.12	4006.193803	0.652355549	0.00083934	30	303
1028.16	4005.866285	0.660837575	0.000757299	35	308
1026.2	4006.484857	0.669319502	0.000686828	40	313
1024.24	4007.101968	0.675680882	0.000626875	45	318
1022.28	4007.717612	0.683102421	0.000575337	50	323
1019.34	4009.111798	0.688403474	0.000530109	55	328
1017.38	4010.670566	0.693704487	0.000491192	60	333
1015.42	4011.280849	0.699005462	0.000455431	65	338

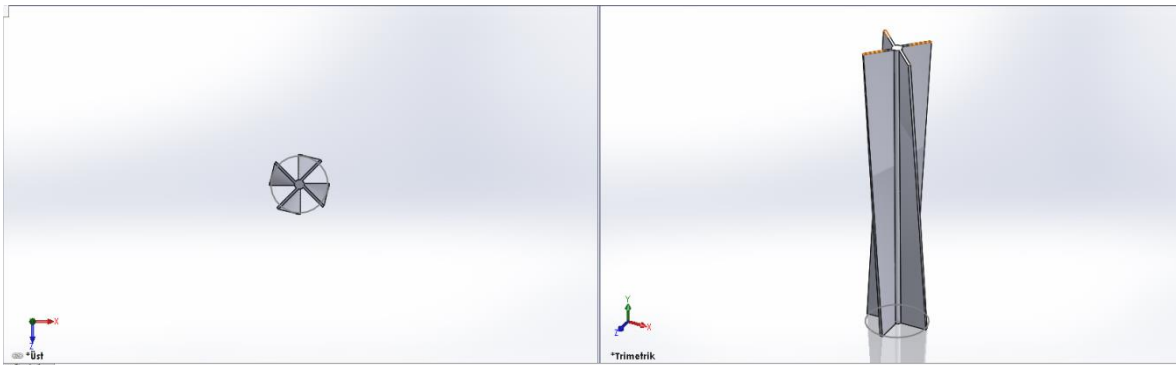
Tablo 2.1, 2.2 ve 2.3'den görüldüğü üç farklı kütleli debi oranı ($\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1, 2$ ve 3) bulunmaktadır. Ayrıca $\Delta T = 20$ ve 40 K olmak üzere iki adet sıcaklık farkı durumu bulunmaktadır. Tablolarda verilen $V_h, V_c, T_h, T_c, Dh_h, Dh_c, Re_h, Re_c, \dot{m}_h$ ve \dot{m}_c terimleri sırasıyla sıcak ve soğuk jetin hızlarını, sıcaklıklarını, hidrolik çaplarını, Reynolds sayılarını ve kütleli debilerini ifade etmektedir. Ayrıca, dönmeli jet modelinde kullanılan aparatlar Şekil 2.6 – 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.6. 20° Dönmeli jet modeli



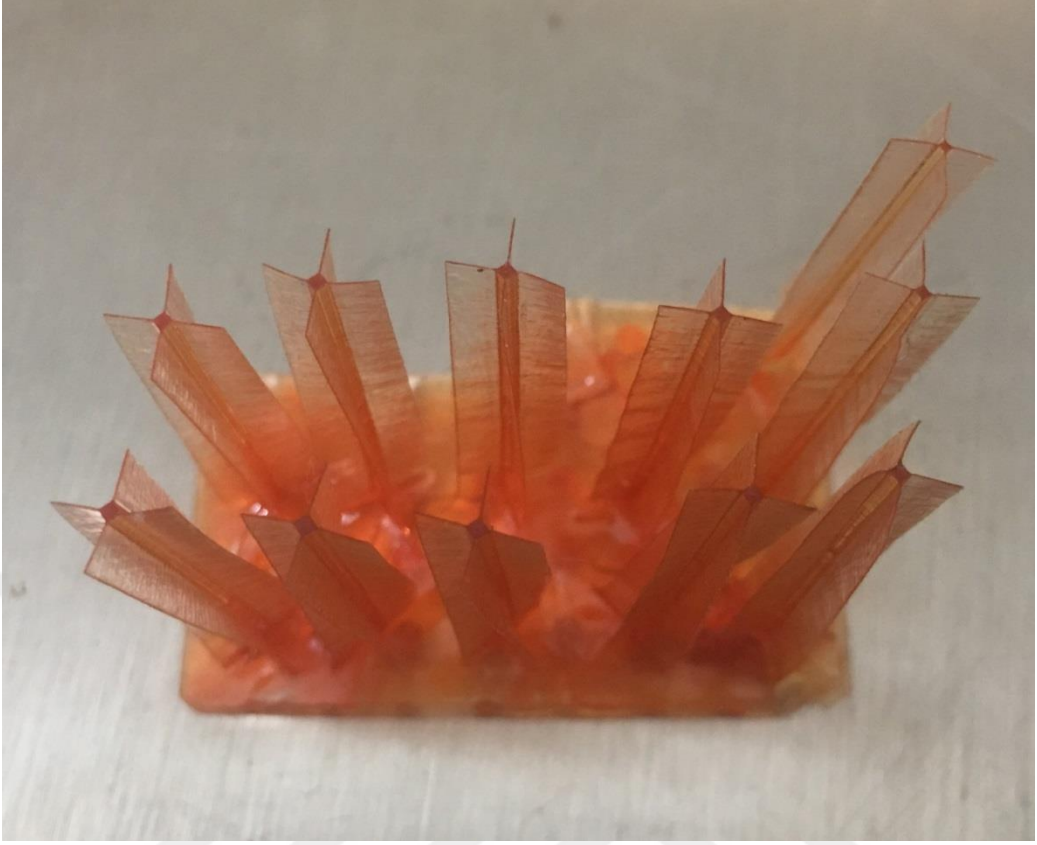
Şekil 2.7. 30° Dönmeli jet modeli



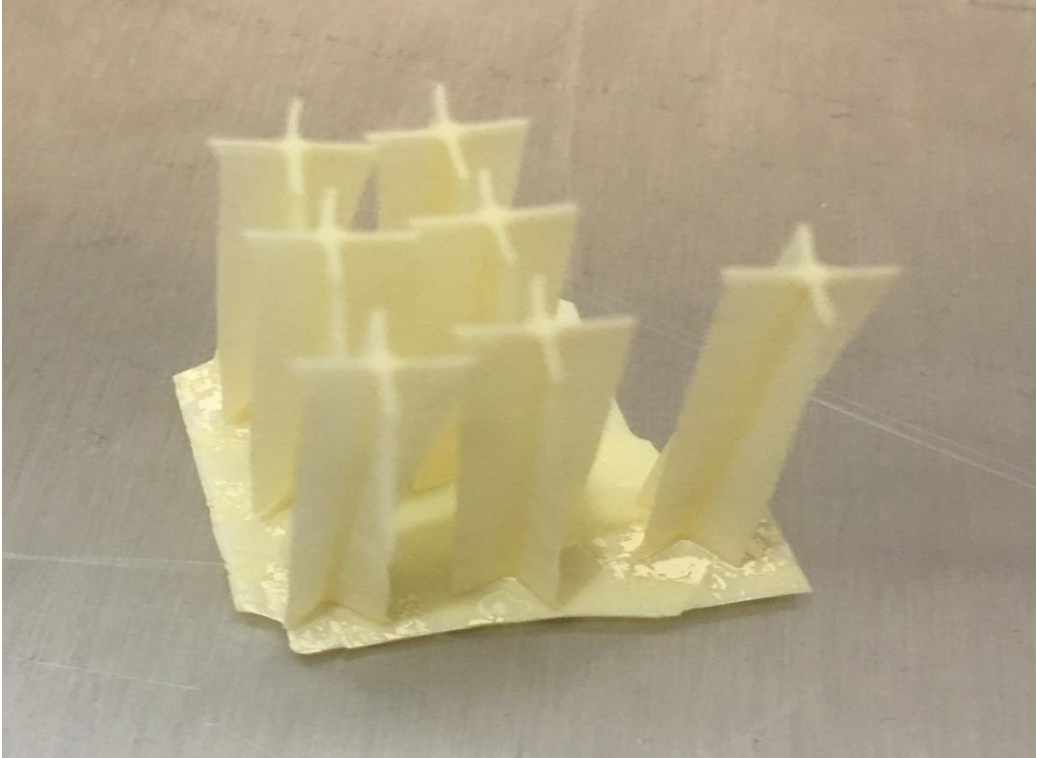
Şekil 2.8. 45° Dönmeli jet modeli

Dönmeli akışlar; hız ve sönümlenme parametresine göre sınıflandırılırken, karakteristik hız profilleri açısından ise, girdaplı dönmeli akış, kendi eksenini etrafında dönen dönmeli akış ve eğrisel dönmeli akış olmak üzere sınıflara ayrılabilir [3]. Sönümlenme özelliğine göre dönmeli akış iki grupta yer almaktadır. Bunlar [4];

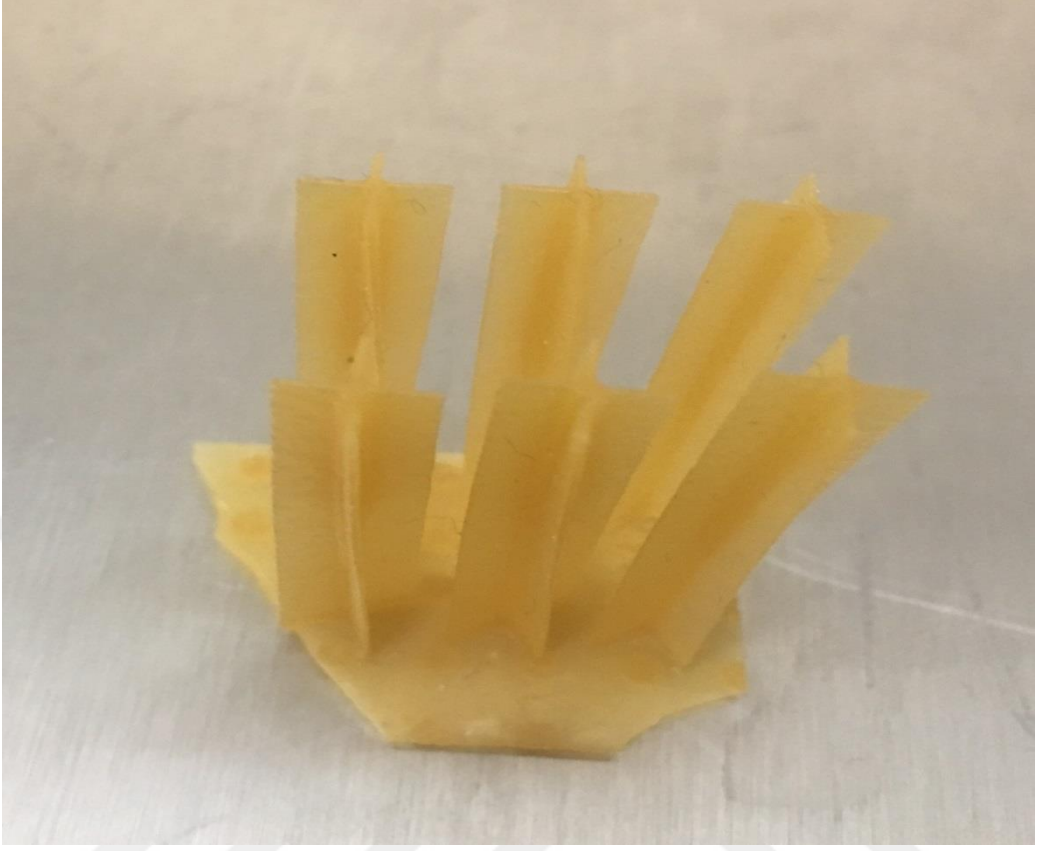
- a) *Sürekli dönmeli akış üreticileri*: Helezonik teller, helezonik bükülmüş şeritler, helisel kanatçıklar gibi.
- b) *Azalan dönmeli akış üreticileri*: Dönme üretici sadece kanalın giriş kısmında bulunmakta ve dönmeli akış kanaldan aktıkça sönümlenmektedir. Bu akış üretici de kendi içinde 3 gruba ayrılmaktadır.
 - i. *Teğetsel girişli dönmeli akış üreticileri*: Bu üreticilerde akım, teğetsel olarak kanala girmektedir. Akımın kanala girdiği teğetsel girişli dönmeli akış üreticilerinde dönmeli akış şiddeti, aksenal ve teğetsel olarak giren akışkan miktarları ile kontrol edilebilir.
 - ii. *Direkt dönmeli akış üreticileri*: Bu üreticilerde akışkanı sınırlayan cidar direkt olarak dönmektedir.
 - iii. *Kılavuz kanatlı dönmeli akış üreticileri*: Bu üreticilerde kanatlar konumuna göre radyal veya aksenal olarak yerleştirilebilir. Aksenal kanatlı dönmeli akış üreticilerinde, kanatlar aksenal yönle belli bir açı yapacak şekilde kanala yerleştirilir. Bu üreticiler ya sabit ya da dönel olarak imal edilirler [5].



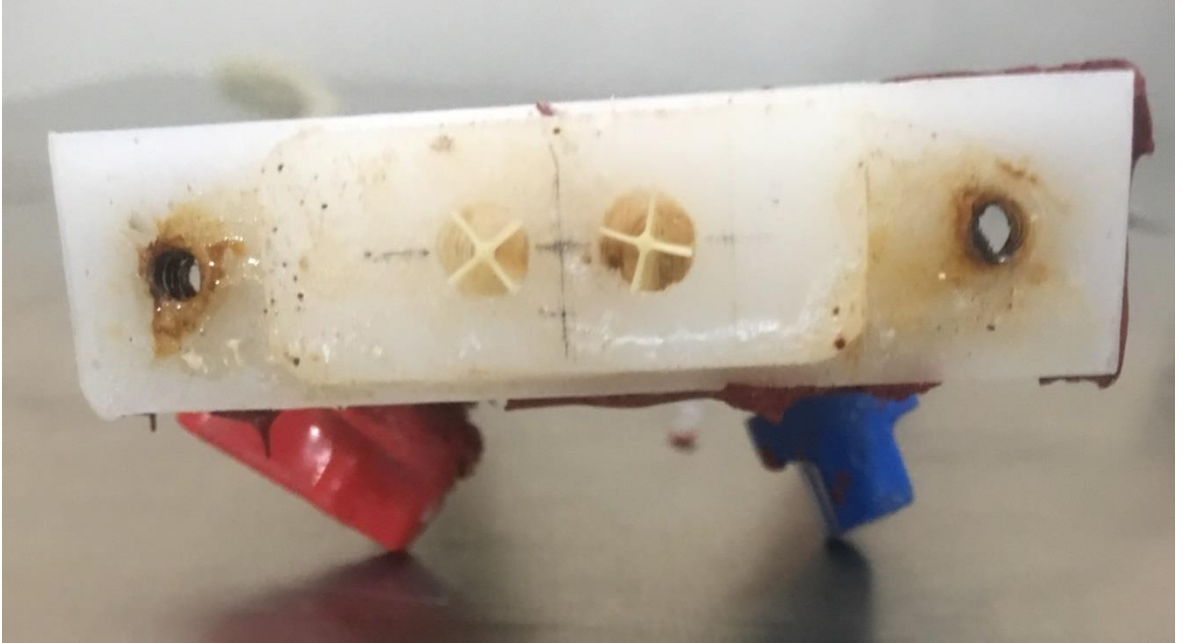
Şekil 2.9. 45° dönme aparatı



Şekil 2.10. 30° dönme aparatı



Şekil 2.11. 20° dönme aparatı



Şekil 2.12. Dönme aparatlarının jet içerisindeki görünümü

Dönme aparatları 20°,30° ve 45° olmak üzere üç farklı açıda üç boyutlu yazıcıda imal edilmiş olup deney setinde jetin girişine yerleştirilmiştir. Farklı açılarında ki bu dönme aparatları Şekil 2.9 -2.12’de verilmiştir.

Çalışmanın sayısal kısmında kullanılan alt parametreler Tablo 2.6’da gösterilmiştir. Sayısal analizlerde 0.001 ve 0.01 zaman adımları kullanılarak çözümler alınmış ve elde edilen veriler birbirleriyle kıyaslanmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda belirlenmiş parametreler için daha düşük zaman adımının sonuçlara önemli etki etmediği görüldüğünden dolayı zaman tasarrufu yapmak için 0.01 zaman adımı esas alınmıştır.

Tablo 2.6. Hesaplamalarda kullanılan model ve parametreler

HAD yazılımı	ANSYS Fluent 18.2
Model	LES
SGS – Model	WALE
Nümerik yaklaşım	İteratif değil (NITA)
Basınç – Hız etkileşim yöntemi	PISO
Basınç	PRESTO
Enerji	QUICK
Momentum	BCD
Zaman adımı	0.01
Her adımdaki iterasyon sayısı	20
Akışkan	Su %1 Al ₂ O ₃ %2 Al ₂ O ₃
Hesaplanan akış süresi	4sn.

Analizlerde akış süresi hesaplamak için, bir akışkan partikülünün en düşük hız değişkeninde kanala giriş ve çıkışı doğrultusunda hesaplama yapılmış olup 4 saniyelik bir sürenin yeterli olacağı öngörülmüştür.

2.6. Modellerde Kullanılan Ağ Yapısı

Sayısal çalışmada kullanılan modeller için hazırlanmış olan geometrilerin ağ yapısı ANSYS Meshing yazılımı aracılığıyla yapılmıştır. LES çözümlerinde alınan sonuçların doğru olabilmesi için kullanılan elemanların mümkün olduğunca küp yapılı olması veya bu yapıya yakın olması gerekmektedir. Geometrilerin karmaşık olduğu bölgelerde ağ yapısı tayin edilirken üçgen ağ yapısı tercih edilmiş, geri kalan bölgelerde ise çözümün karmaşadan uzaklaşması için kare veya dikdörtgen ağ yapıları kullanılmıştır. LES modeli küçük çalkantıları modellediği için [60], ağ elemanlarının oldukça küçük olması gereklidir. Fakat elemanların çok küçük olduğu durumlarda ise hesaplama zamanı artmaktadır. Bu nedenle çözüme uygun boyutlu elemanların kullanılması gereklidir.

Tablo 2.7. Skewness değerinin değerlendirilmesi [59]

Skewness Değeri	Hücre Kalitesi
1	Bozulmuş
0.9 – <1	Kötü
0.75 – 0.9	Zayıf
0.5 – 0.75	Uygun
0.25 – 0.5	İyi
>0 – 0.25	Mükemmel
0	Eşkenar

ANSYS meshing user's guide' de anlatıldığı gibi çalışma yapılan geometrinin ağ yapısı ve bu ağlarda bulunan hücrelerin kalitesini öğrenmek için bir dizi ölçme kriterleri bulunmaktadır. Bu ölçme kriterlerinin en önemlisi Orthogonal Quality ve Skewness değerleridir. Bu ölçme kriterlerinden olan Skewness değeri Tablo 2.7'de görüldüğü üzere değer sıfıra yaklaşınca hücrenin kalitesi yükselmektedir. Buna ek olarak Orthogonal quality değeri de 1'e yaklaştıkça hücre kalitesi yükselmektedir. Bu çalışmada kullanılan geometriler Tablo 2.8'de gösterilmiştir. Burada ifade edilen geometriler ile alakalı Skewness ve Orthogonal Quality değerleri Tablo 2.9'da gösterilmiştir.

Tablo 2.8. Ağ yapısı modellenen geometriler

I. Geometri	Dönmeli jet 20°
II. Geometri	Dönmeli jet 30°
III. Geometri	Dönmeli jet 45°

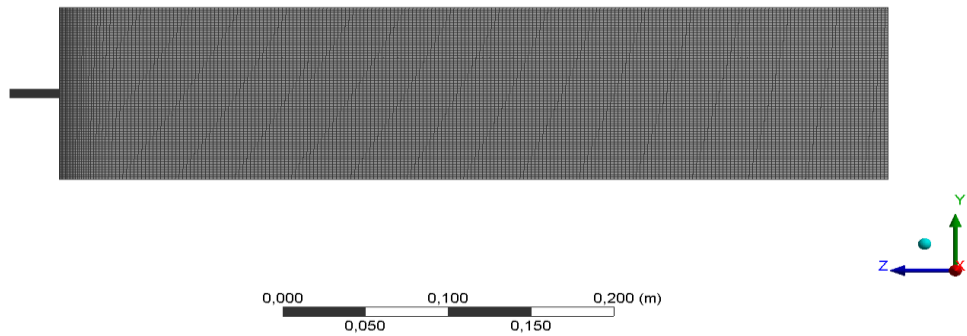
Tablo 2.9. Oluşturulan ağ yapısına ilişkin Orthogonal Quality ve Skewness değerleri

	Eleman Sayısı	Orthogonal Quality				Skewness			
		Min.	Mak.	Ort.	Standart Sapma	Min.	Mak.	Ort.	Standart Sapma
I. Geometri	3675489	0.684	1	0.963	0.025	0	0.653	9.316	9.960
II. Geometri	3789669	0.374	1	0.921	0.083	0	0.897	0.108	0.101
III. Geometri	3125511	0.322	1	0.909	0.087	0	0.865	0.184	0.121

Tablo 2.10. Kullanılan Akışkan Türleri

I. Akışkan	Su
II. Akışkan	Su - %1 Al ₂ O ₃
III. Akışkan	Su - %2 Al ₂ O ₃

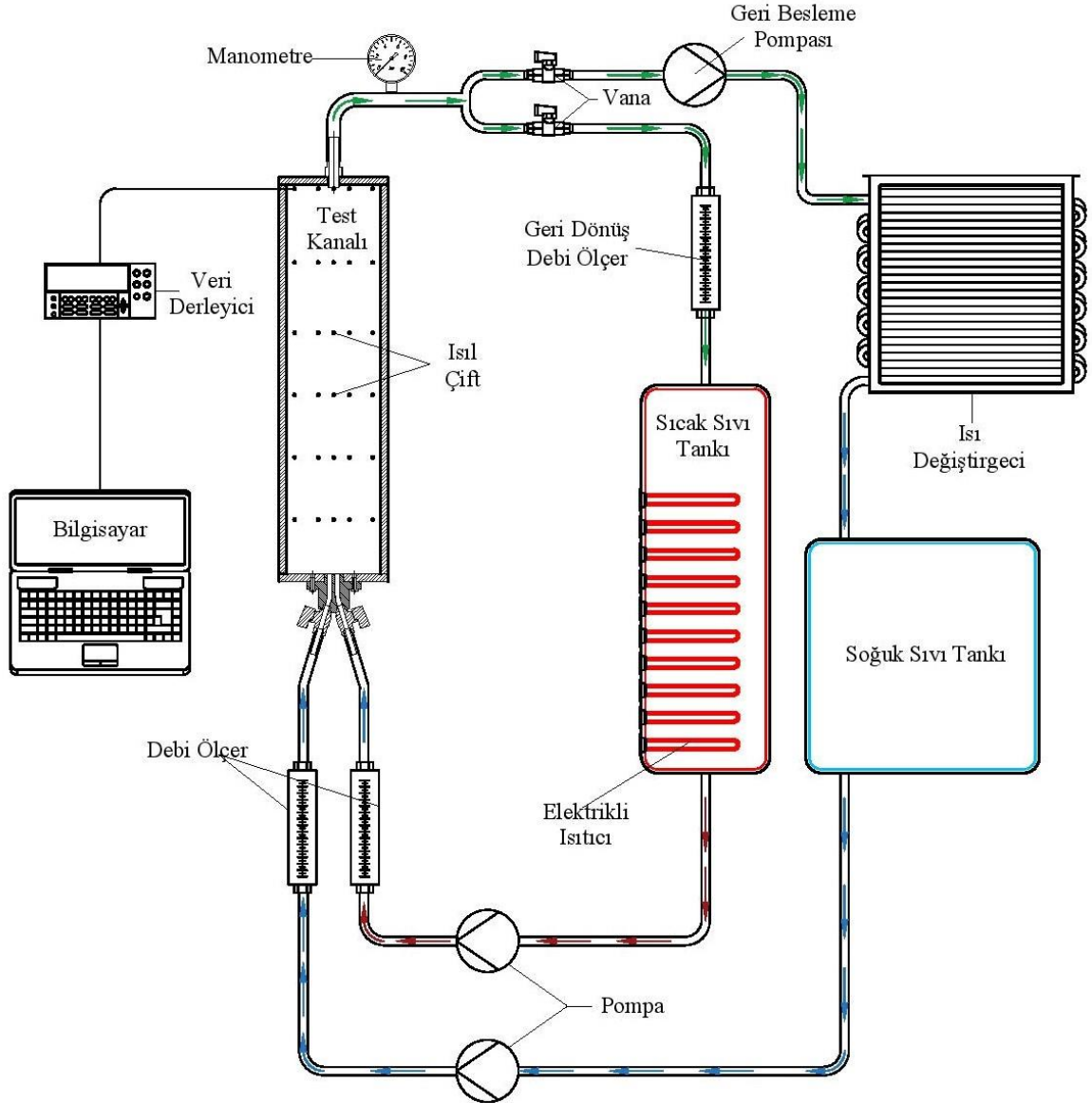
Çalışmada kullanılan geometrilerin ağ yapısı yukarıda anlatılan kriterlere göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu parametrelere uygun olarak oluşturulmuş ağ yapıları ile ilgili şekiller aşağıda gösterilmiştir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13. I. Geometride kullanılan ağ yapısının yandan görünümü

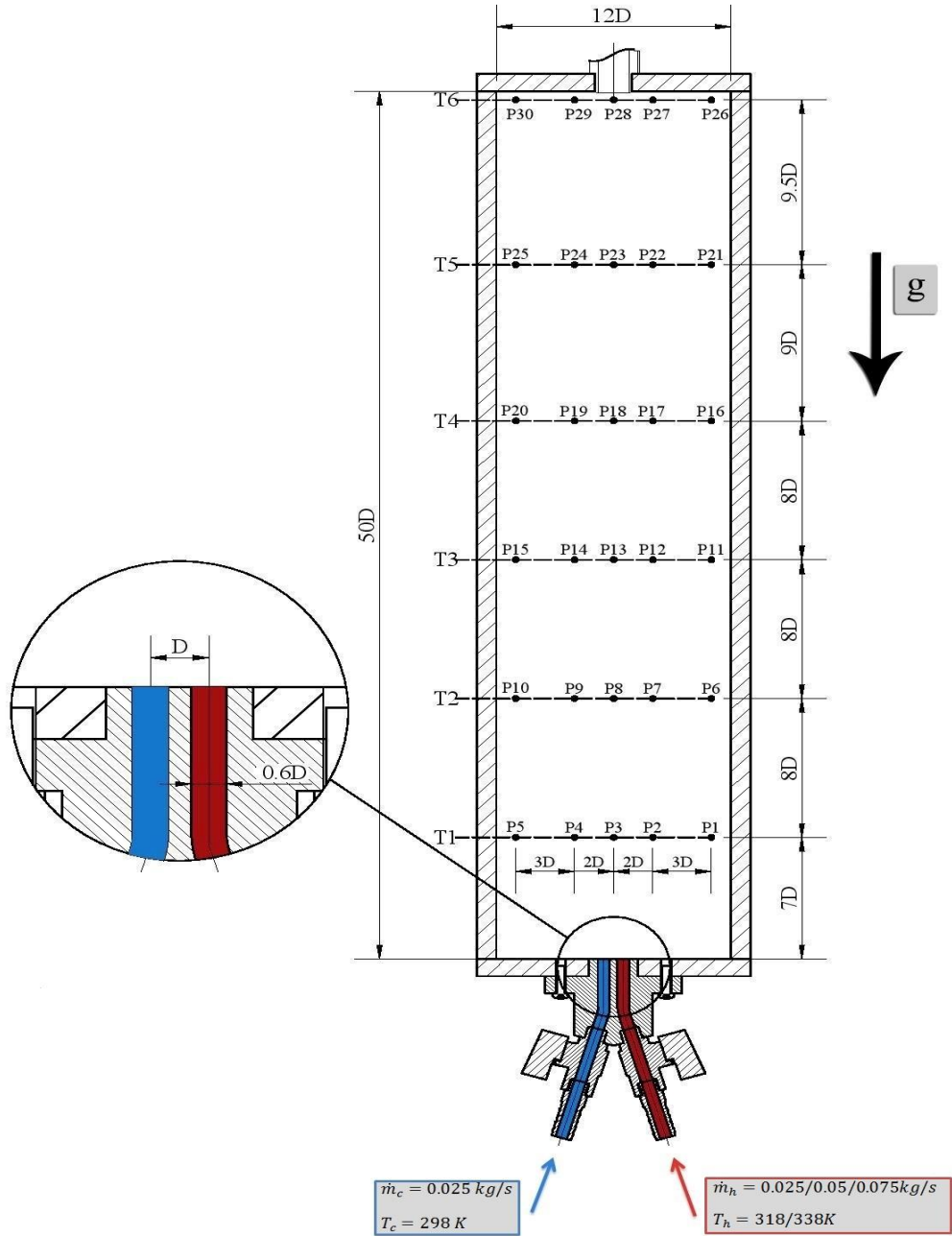
2.7. Deney Düzenegi

Yapılan deneysel çalışmada imal edilmiş deney setinin şematik gösterimi Şekil 2.14'de verilmiştir. Farklı olan sıcak ve soğuk jetlerden kanala doğru giden akışkan, kanalın içerisinde ısıl olarak karıştıktan sonra, kanalın sonunda tahliye deliğinden kanalı terk ederek sıcak ve soğuk tanka tekrar gitmektedir. Kanalda beklenmeyen basınç yükselmelerinin önüne geçmek için bir adet manometre yerleştirilmiştir.



Şekil 2.14. Deney seti şematik gösterimi

Sıcak sıvı tankına gelen akışkanın debisi bir debi ölçer yardımıyla ölçülmektedir. Debi ölçerin buradaki görevi sıcak tanktan çıkan akışkan hangi debi ile tanktan ayrıldıysa aynı debi ile tekrar tanka geri dönmesini sağlamaktır. Sıcak sıvı tankına geri dönen akışkan, tank içerisindeki ısıtıcıların yardımıyla istenilen sıcaklığa ulaştırılıp test kanalına geri dönmektedir.



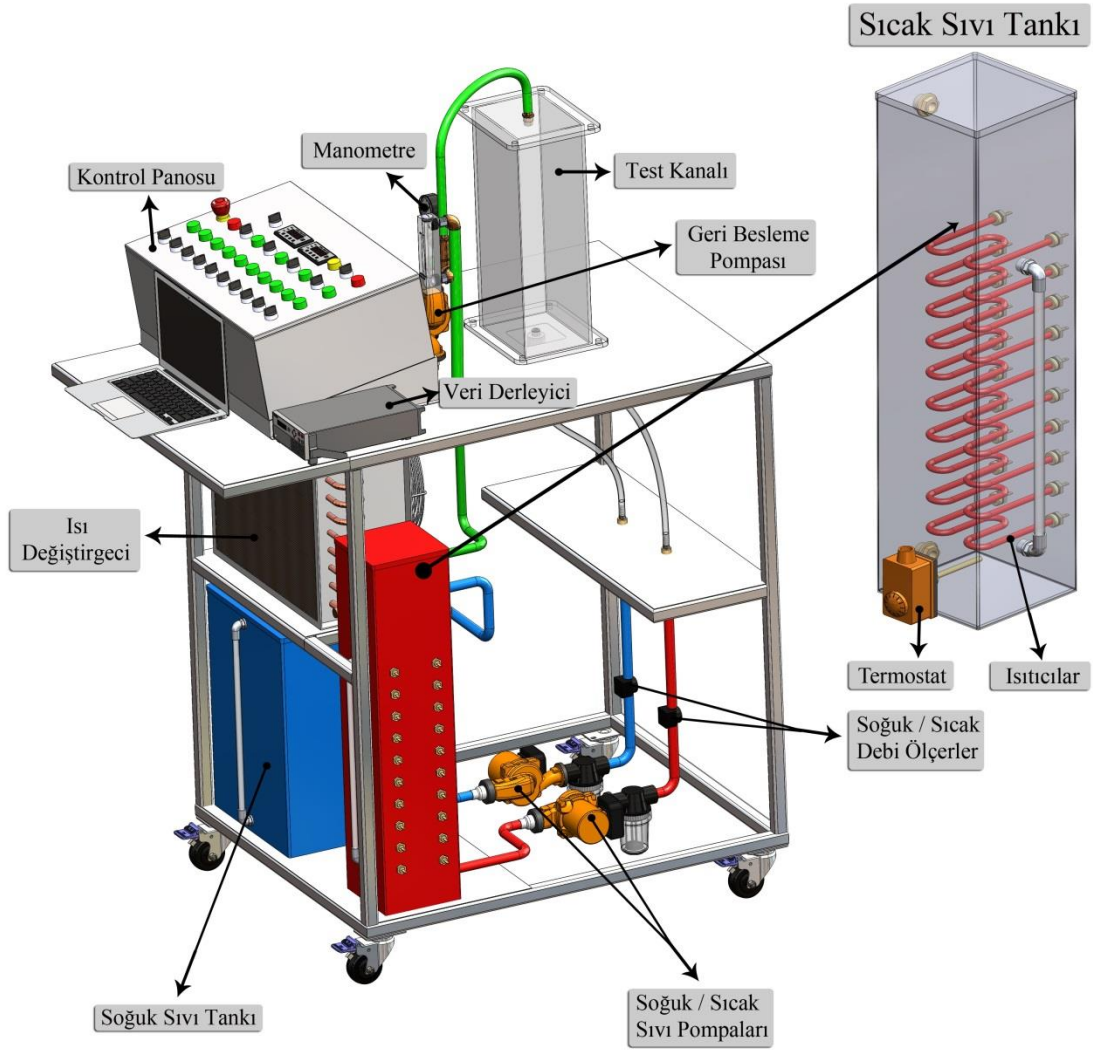
Şekil 2.15. Test kanalına yerleştirilen ısıtıcı çift şeması ve sınır şartı özellikleri

Soğuk su tankına gelen akışkan ısı değiştirgeci yardımıyla akışkanın sıcaklığı oda sıcaklığına düşürülmektedir. Deney setinde bulunan geri besleme pompasının amacı ise; ısı değiştirgecindeki kanallarda oluşan sürtünme faktörlü oluşan dirençleri azaltmaktır. Soğuk tanka yönlendirilen akışkan pompa yardımıyla tekrardan test kanalına ulaşmaktadır. Sıcak sıvı tankında olduğu gibi pompalanmış soğuk akışkanın debisini ölçmek amacıyla tank ile soğuk jet arasına bir debi ölçer konumlandırılmıştır. Ayrıca sistemdeki akışkanın debisini kontrol etmek için belirli yerlere vanalar konumlandırılmıştır.

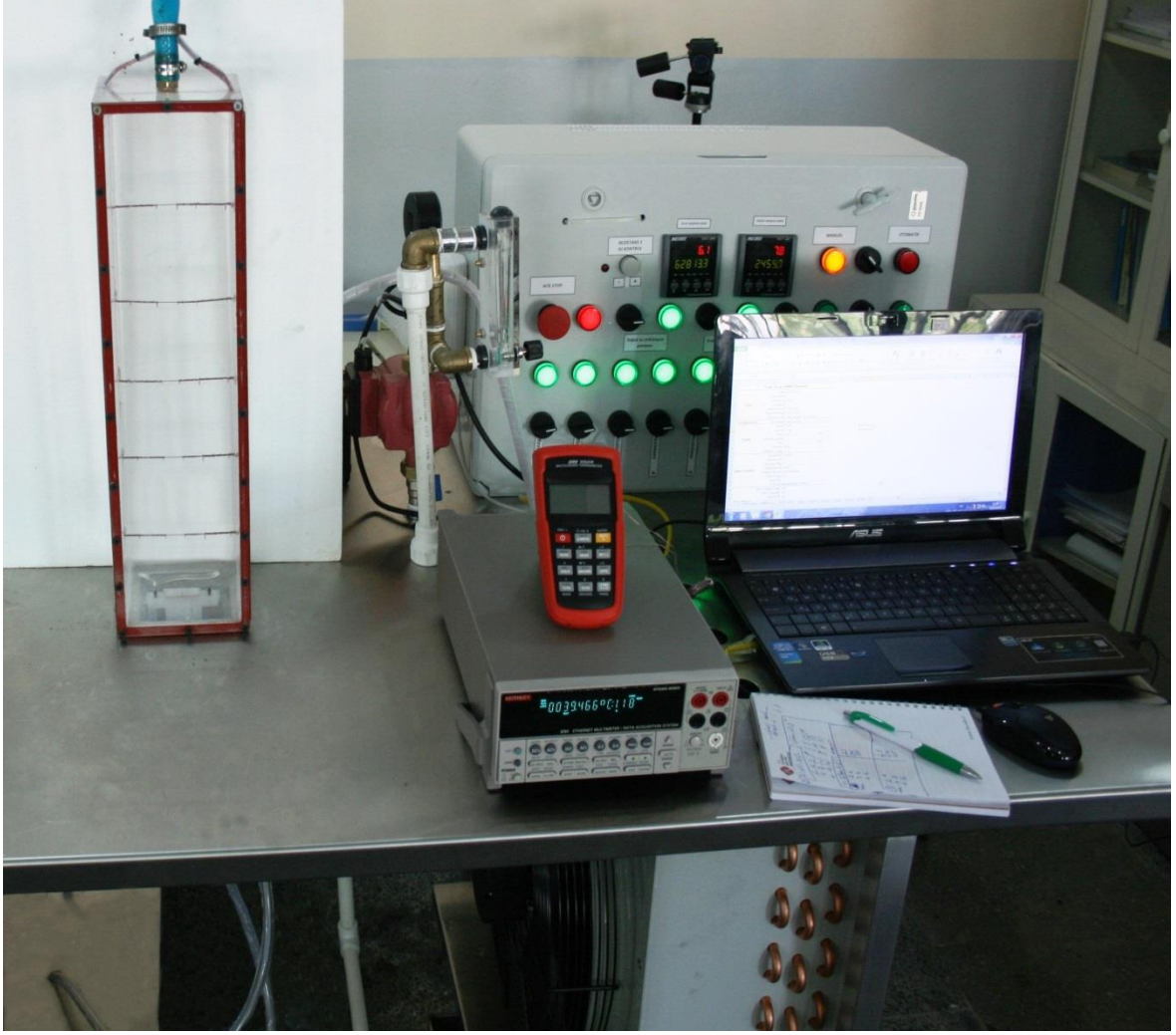
Kanal içindeki sıcaklıkları ölçmek amacıyla belirli yerlere ısı çiftleri konumlandırılmıştır. Yerleştirilmiş ısı çiftleri Şekil 2.15’de belirtilmiştir. Kanal içinde her sütuna 5 adet olmak üzere 6 adet ısı çifti sütunu bulunmakta olup dolayısıyla 30 adet ısı çifti kullanılmıştır. Yerleştirilmiş ısı çiftleri kanalın orta düzleminde bulunacak şekilde yerleştirilmiştir. Isı çiftleri vasıtasıyla elde edilen sıcaklık değerleri bir veri derleyicisine gönderilmektedir. Veri derleyicisine gönderilen sıcaklık değerleri daha sonra bilgisayara aktarılmaktadır. Ayrıca tasarlanan geometrilerde kullanılan diğer sınır şartları Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Test Kanalında sınır şartları için, bütün duvar ve engellerde ısı kaybı veya kazancı olmadığı (adyabatik) ve kanal içi bütün yüzeylerde akışkan hızının sıfır olduğu duvar koşulları kabul edilerek çözümler yapılmıştır.

2.7.1. Deney Düzeneği Elemanları

Deney düzeneği temel olarak ısı değiştirgeci, test kanalı, kontrol panosu, sıcak/soğuk sıvı tankları, bilgisayar, akışkan pompaları, veri derleyici, debi ölçerler ve deney düzeneği sehpasından oluşmuştur. Oluşturulan deney düzeneği çözülecek probleme uygun olacak şekilde imal edilmiştir. Deney düzeneği sehpası problemde akışkan kullanıldığı için oksitlenme sorunu olmaması için krom alaşımlı malzemeden üretilmiş olup deney düzeneği Şekil 2.16 ve 2.17’de gösterilmiştir.



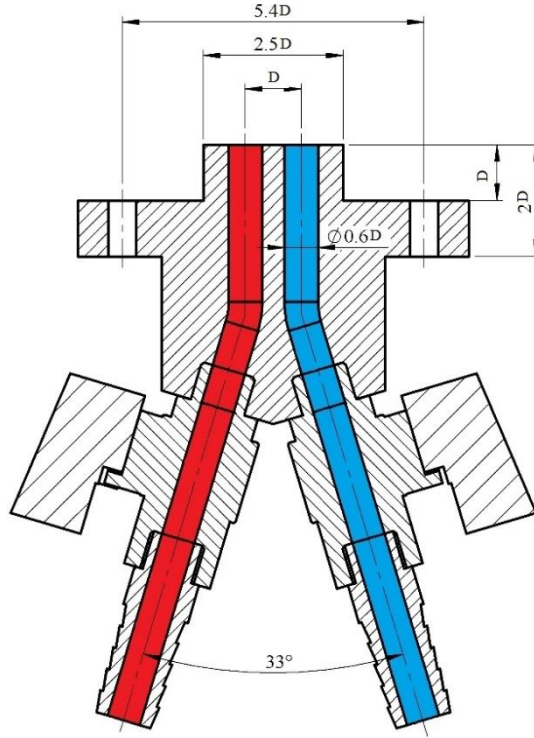
Şekil 2.16. Deney seti elemanları



Şekil 2.17. Deney seti

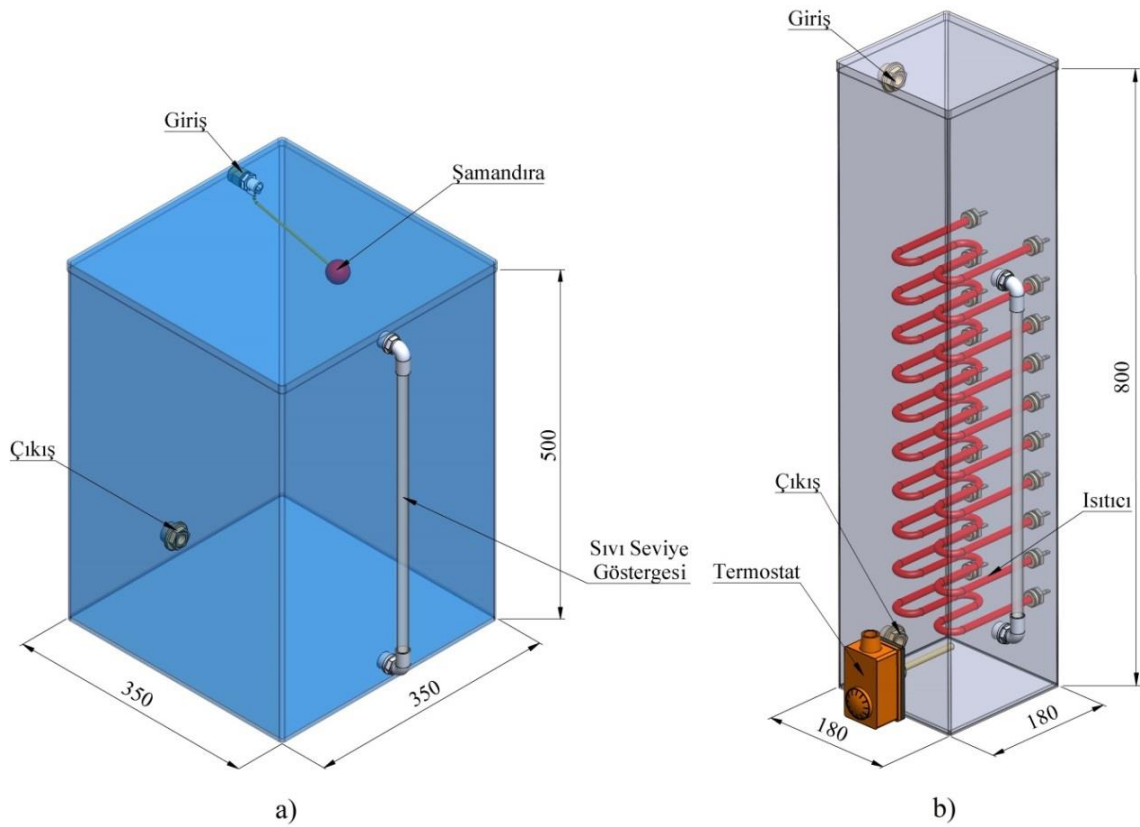
Temel deney düzeneği elemanımız şüphesiz test kanalıdır. İmal edilen kanal 10 mm kalınlığında akrilik plakalardan meydana gelmiştir. Test kanalındaki plakalar sıvı sızmasını önlemek için güçlü bir yapıştırıcı vasıtasıyla birbirine bağlanmıştır. Test kanalının üst kapağı herhangi bir soruna karşı sökülebilir olarak tasarlanmıştır.

Daha önce ifade ettiğimiz gibi deneylerde kullanılan jet nozulları akışa uygun şekilde tasarlanıp Şekil 2.18’de ölçü özellikleri gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Dönmeli jet ölçüleri

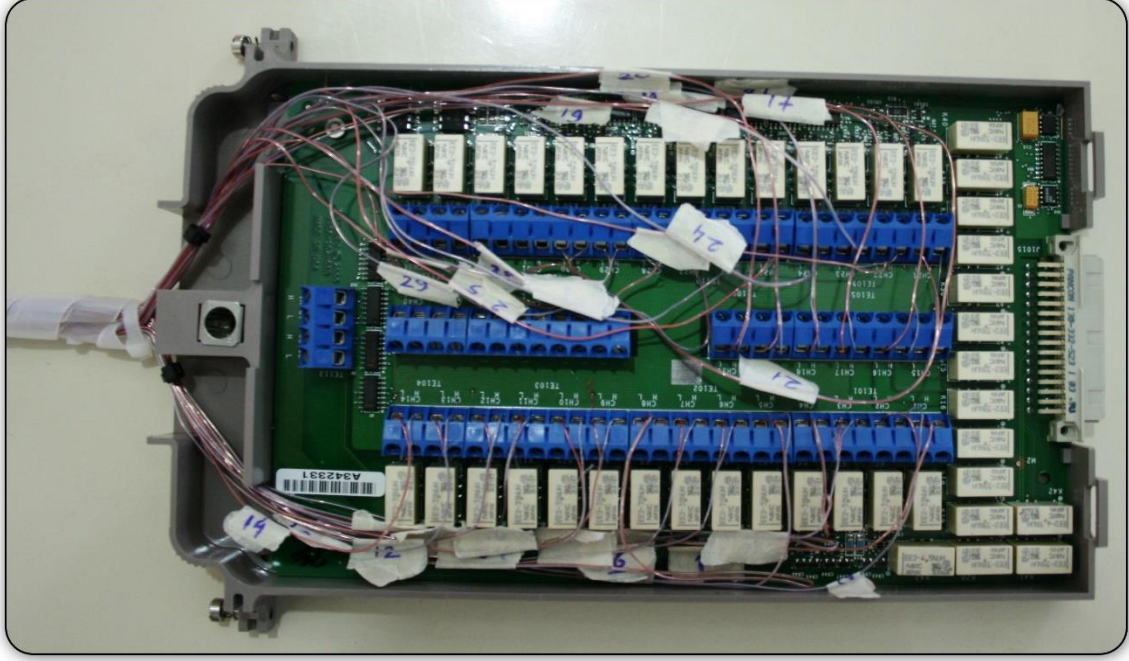
Deney düzeneği elemanlarından bir diğeri ise sıcak ve soğuk tanklarıdır. Kullanılan bu tanklar 1.2 mm krom alaşımlı sacdan üretilmiştir. Kullanılan sıcak sıvı tankının boyutları 180x180x800 mm ve hacmi ise 23 lt'dir. Sıcak sıvı tankının içerisine akışkanı ısıtmak amacıyla Şekil 2.19.b'de görüldüğü üzere 10 adet gücü 1000 watt olmak üzere ısıtıcılar konumlandırılmıştır. Isıtıcılara gelen elektrik gerilimini kontrol etmek amacıyla dimmer kullanıldı. Bu sayede akışkana verilen ısınmada doğruluğu kontrol edilmiştir. Yapılan deneylerde en yüksek sıcaklık değeri 65°C'dir. Sıcaklığın elde olmayan nedenlerden dolayı artışında herhangi bir olumsuz durumu önlemek amacıyla 70 °C'ye ayarlı termostat yerleştirilmiştir ve böylece sıcaklık değeri 70 °C'yi geçtiği anda termostat ısıtıcıya gelen enerjiyi otomatik olarak kesmektedir.



Şekil 2.19. Sıvı tankı ölçüleri ve elemanları, a) soğuk sıvı tankı, b) sıcak sıvı tankı

Deney düzeneğinin bir diğer elemanı da Şekil 2.19.a'da görüldüğü gibi soğuk akışkanın bulunduğu soğuk sıvı tankıdır. Sıcak sıvı tankında olduğu gibi 1.2 mm kalınlığında krom alaşımli sac malzemeden üretilmiştir. Kullanılan soğuk sıvı tankının boyutları 350x350x500 mm boyutlarında ve hacmi ise 48 lt'dir. Tankın kontrollü şekilde akışkan ile doldurulması amacıyla tankın girişine bir adet şamandıra yerleştirilmiştir.

Deney düzeneğinin bir diğer elemanı ise; deney düzeneğinde elektrikle çalışan elemanların kontrolünü ve çalışmasını sağlayan kontrol panosudur. Kontrol panosunda arduino board tabanlı güç kontrol sistemi bulunmakta ve sistem otomatik ve manuel olmak üzere iki farklı şekilde çalışabilmektedir.



Şekil 2.20. Çoklayıcı (40 kanallı) ve ısıl çift bağlantıları

Deney düzeneğinde KEITHLEY 2701 marka veri derleyicisi kullanılmış olup 40 kanallı çoklayıcısı bulunmaktadır. Kullanılan çoklayıcı Şekil 2.20’de gösterilmiştir. Çoklayıcı da bulunan ısıl çiftler -150°C ile $+400^{\circ}\text{C}$ arasında ± 0.69 hassasiyetle çalışmakta olup markası OMEGA’dır.

3. BULGULAR

Bu çalışmada, farklı sıcaklıklara sahip dönmeli jet akışının farklı akışkanlarla boyutları belli bir kanal içerisindeki akış ve ısı karışım davranışları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan analizlerde ifade ettiğimiz gibi farklı açılarda dönmeli jet modeli kullanılmıştır. Kullanılan bu jet modellerinde dönme aparatları yardımıyla üç farklı açı parametresi kullanılmıştır. Ayrıca bir diğer parametre olarak jetler arası kütleli debi oranları ve jetler arası sıcaklık farkının akış davranışları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu parametrelere uygun olacak şekilde bir deney seti imal edilmiştir. Deneysel veriler alınırken ısı çiftleri kullanılmış olup test kanalının 30 farklı noktasına yerleştirilip ver, derleyicisi yardımıyla elde edilen sonuçlar bilgisayara aktarılmıştır. Elde edilen bu deneysel verilerle akışkanın ısı karışım verimini anlamaya yarayan Mixing Index (MI) grafikleri çıkarıldı. Literatürde yer alan bu grafikler bir bölgedeki sıcaklık profilinin ortalama sıcaklık değerine olan yakınlığını ölçmek için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [64]. MI değerleri,

$$MI = \frac{S_t}{\Delta T} \times 100 \quad (3.1)$$

denkleminde elde edilmektedir. Burada S_t sıcaklığın kanal içerisindeki herhangi bir bölgedeki ortalama sıcaklığa bağlı standart sapmasını ifade etmektedir ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$S_t = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - T_{ort})^2}{n-1} \right)} \quad (3.2)$$

Buradaki “ T_{ort} ” aksel doğrultuda karşılık gelen ortalama sıcaklığı ifade etmektedir ve

$$T_{ort} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i \quad (3.3)$$

eşitliğinden hesaplanır. MI'in sıfır değeri mükemmel düzlükteki sıcaklık profilini ifade etmektedir. Başka bir deyişle, MI değerleri sıfıra ne kadar yakınsa o bölgedeki ısı karışımı bir o kadar iyidir.

Deneysel analizler yapılırken elde edilen veriler iki şekilde alınmaktadır. Bunlardan ilki Şekil 2.24'de gösterilen bütün ölçüm noktalarından beş saniye aralıklarla on tane sıcaklık değeri alınarak alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması hesaplanarak MI grafiklerinin hesaplamalarında kullanıldı. Kanal verimi MI grafiklerinden elde ettiğimiz verilere göre yorumlandı.

Yapılan sayısal analizlerde ısı karışımının etkin olduğu bölgeler belirlenip 4 saniyelik akış süresi için 0.01 saniye aralıklarından 400 adet sıcaklık değeri alınıp ortalaması alınmıştır. Deneysel veriler ise test kanalında akışın olduğu yerlerde tehlikeli sıcaklık salınımlarını tespit edip önlem almak için kullanıldı. Küçük salınımına sahip yani büyük sıcaklıklar malzeme açısından fazla bir tehlike arz etmemektedir. Bunun sebebi malzemede kısa periyot aralıklarıyla meydana gelen sıcaklık değişimlerini malzeme algılamaz. Buna ek olarak yüksek frekanslarda meydana gelen sıcaklık değişimleri dolayısıyla düşük genliklerde olur ve bu sebeple malzeme tarafından büyük sıcaklık değişimleri oluşmadığı için malzemede ısı gerilme kaynaklı bir tehdit oluşturmaz. Ani gelen sıcaklık değişimleri malzeme için asıl tehdit teşkil eden durumdur.

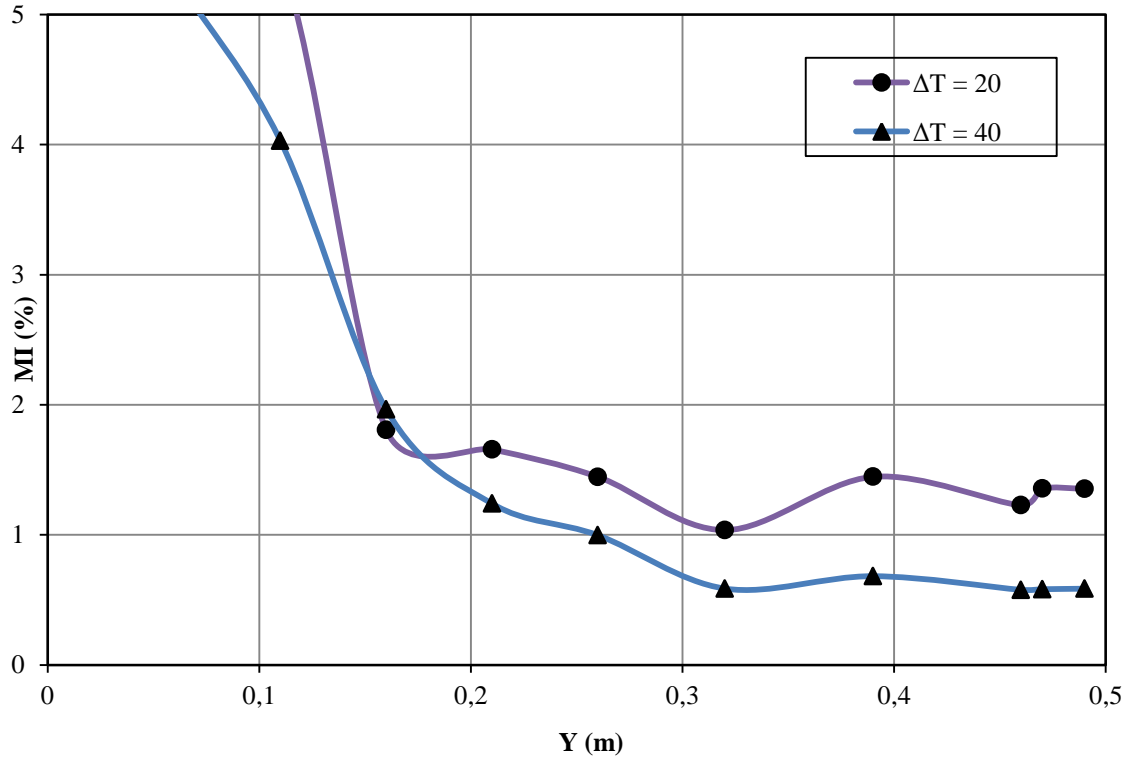
Jetler ile ilgili belirlenen başlangıç ve sınır koşullarında, dönmeli jet akışları türbülanslı akıştır. Bu akış sayısal olarak Large Eddy Simulation (LES) türbülans modeliyle analiz edilmiştir. Elde edilen sayısal veriler yardımıyla kanal içerisindeki sıcaklık dağılımlarını veren sıcaklık eş eğrileri ve hız profilleri çıkarılmıştır. Sıcaklık eş eğrilerinin analizinde, karışım bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının duvarlara ulaşip ulaşmadığının analizi yapılmıştır.

3.1. Dönmeli Jet Modeli

Farklı sıcaklıklardaki dönmeli jet akışlarına nükleer reaktörler başta olmak üzere buharlı güç santrallerinin pek çok bölgesinde, otomotiv endüstrisinde ve ısı değiştirgeçleri gibi endüstriyel uygulamalarda sıkça rastlanmaktadır. Bu nedenle bu tür mekanizmaların daha verimli ve daha uzun ömürle çalışması için jet akışlarına etki eden parametrelerin hassasiyetle belirlenmesi gerekmektedir. Yapılan bu çalışmada, farklı sıcaklıklardaki dönmeli jet akışlarının belirli boyutlardaki bir kanal içerisindeki termofiziksel özellikleri incelenmiş olup farklı akışkanlar ve farklı dönme aparatları kullanılarak analizler yapılmıştır.

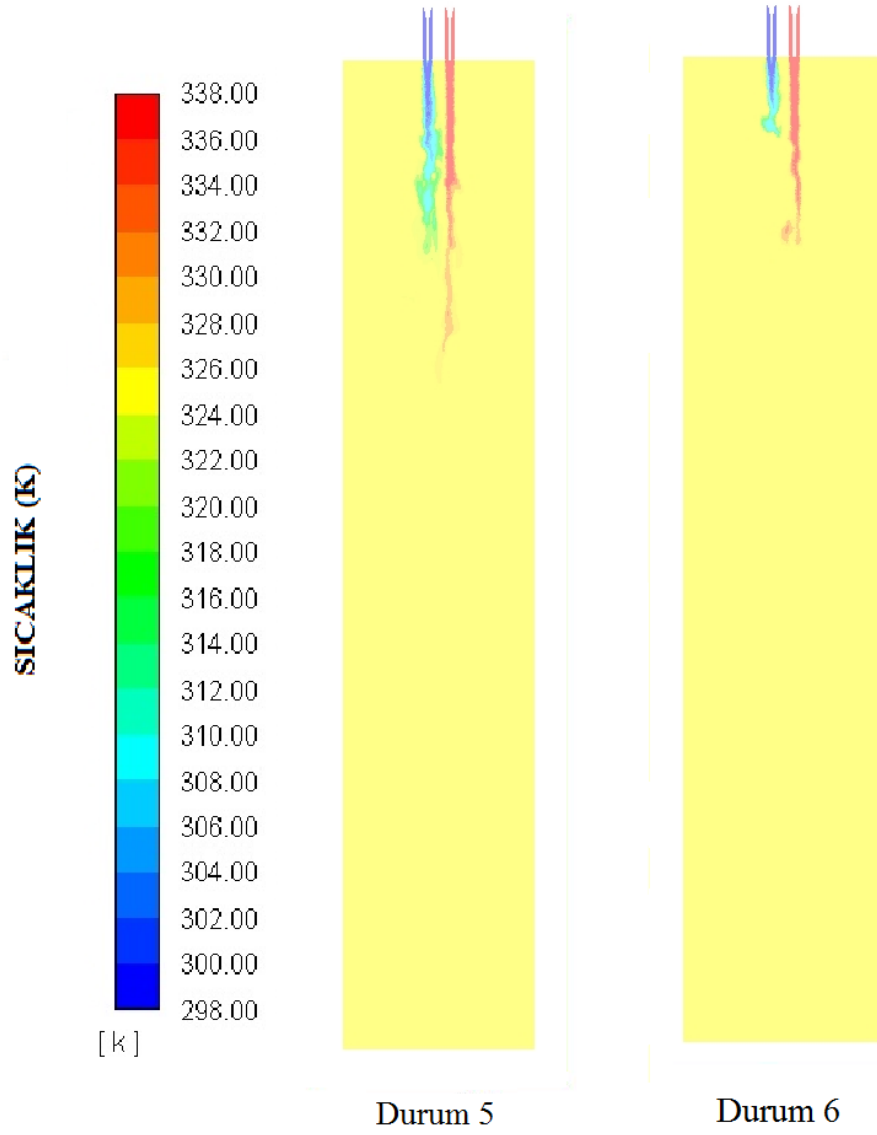
3.1.1. Akışkan ve Açık Etkisi

Bu çalışmanın temel parametreleri dönmeli jetler arasındaki sıcaklık farkı ve farklı kütleli debi oranlarının akış davranışlarına etkisini incelemektir. Bu parametrelere ek olarak dönme aparatının farklı açıları ve üç farklı akışkan tipi olmak üzere çeşitli parametreler çalışılmıştır. Önceki bölümlerde (Tablo 2.2) belirtildiği gibi altı farklı sınır şartı durumu için sayısal ve deneysel analizler yapılmıştır. Burada iki tane sıcaklık farkı ($\Delta T = 20, 40 K$) ve üç tane kütleli debi oranı ($\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1, 2, 3 kg/s$) sınır şartı kullanılmıştır.

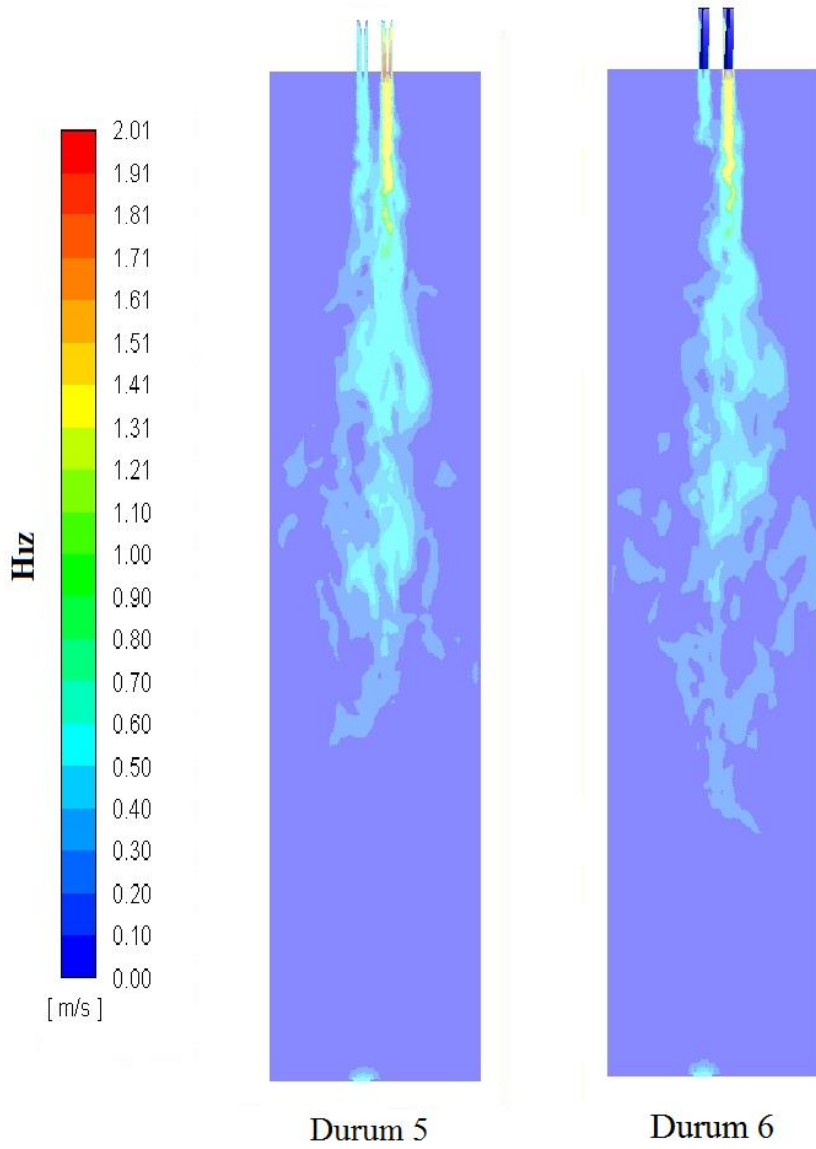


Şekil 3.1. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, I. akışkan ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi

Şekil 3.1’de 45 derece dönmeli jet kullanılan akışkan tipinin su ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ jet kütleli debi oranı için jetler arası sıcaklık farkının MI davranışları üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Daha öncede ifade edildiği gibi MI değerleri sıfıra ne kadar yakınsa ısı karışım da o kadar iyileşmektedir. Şekilde görülen $\Delta T = 40$ durumunda MI değerleri kanalın giriş bölgelerinde % 1’den fazla durumdadır. Bu değer kanal sonlarına doğru MI grafiğinde de görüldüğü gibi %1’den daha düşük konuma ulaşmış olup bu nedenle jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımın iyileştiğini söyleyebiliriz.

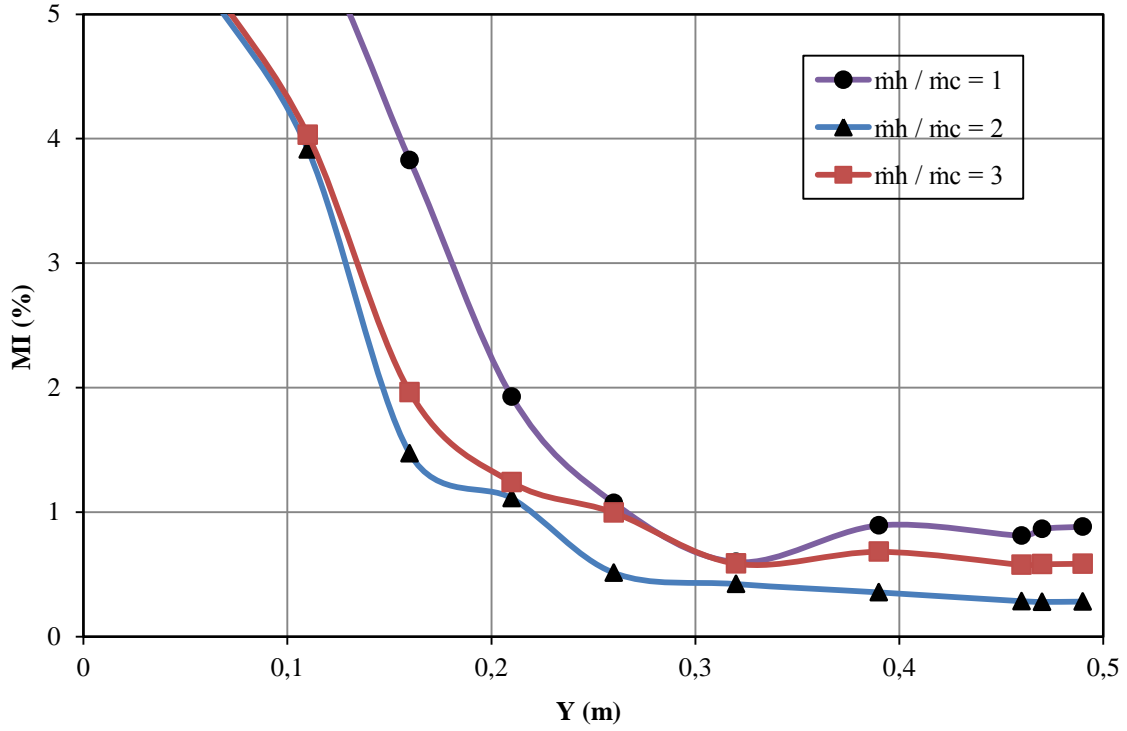


Şekil 3.2. 45° dönmeli jet ve I. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri



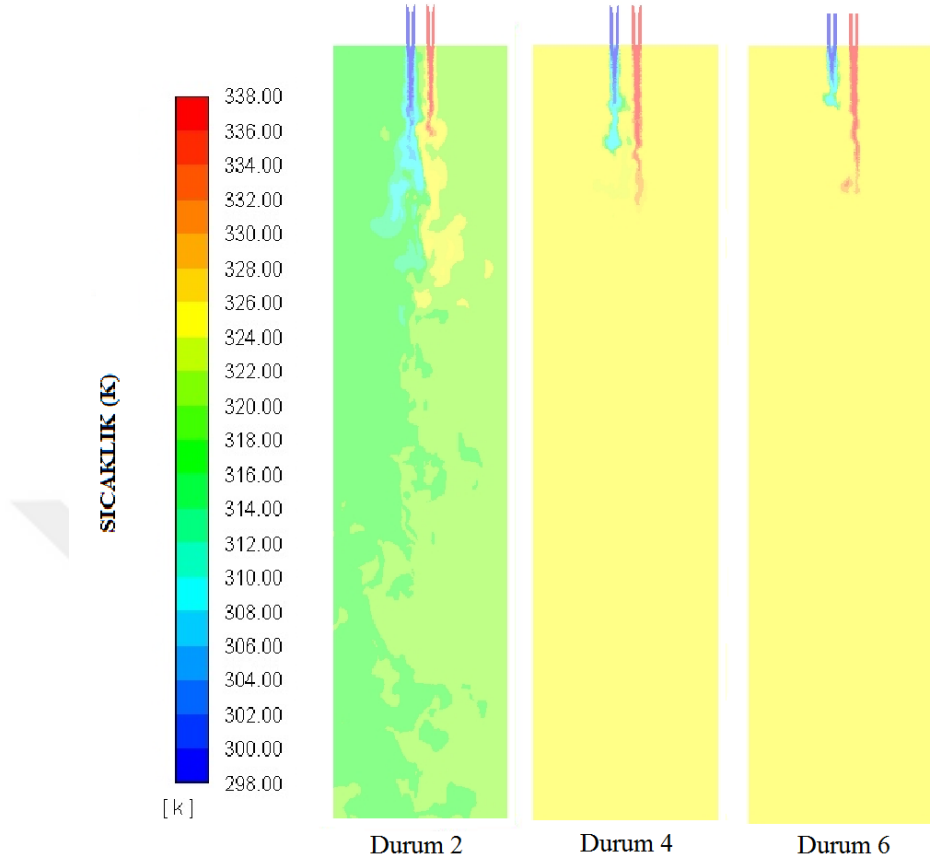
Şekil 3.3. 45° dönmeli jet ve I. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Şekil 3.2 ve 3.3’de görüldüğü üzere 45° dönmeli jet modeli ve akışkan olarak suyun kullanıldığı durumda gösterilen sıcaklık eş eğrisi ve hız profillerinde görüldüğü üzere yığın sıcaklığın duvara ulaşmadan sönmüldüğü ve kanal içerisinde bir tehdit oluşturmadığı görülmüştür. Hız profillerinde ise türbülanslı bölgenin sıcak jetin debisi arttığından dolayı kanalın orta kesimlerine kadar sürdüğü sonra durağan rejime geçtiği görülmektedir.



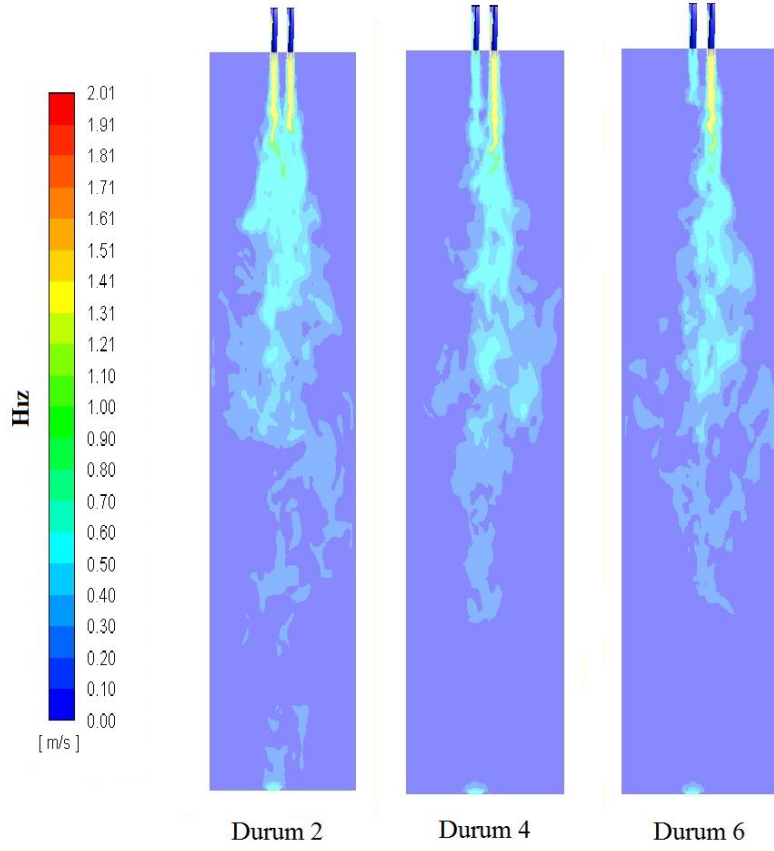
Şekil 3.4. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, I. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi

Şekil 3.4’de farklı debi oranlarının ısı karışım üzerindeki etkisi verilmiştir. Sıcak ve soğuk jet kütleli debilerinin eşit olduğu ($\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$) durumda MI eğrisi kanal boyunca parabolik olarak düşüş göstermektedir. Sıcak jet debisinin kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça MI değerlerinde görüldüğü üzere MI değerleri düşmektedir. Isıl karışımın en iyi olduğu durum yani MI değerlerinin en düşük olduğu değerler ise $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ durumunda gözlemlenmiştir.



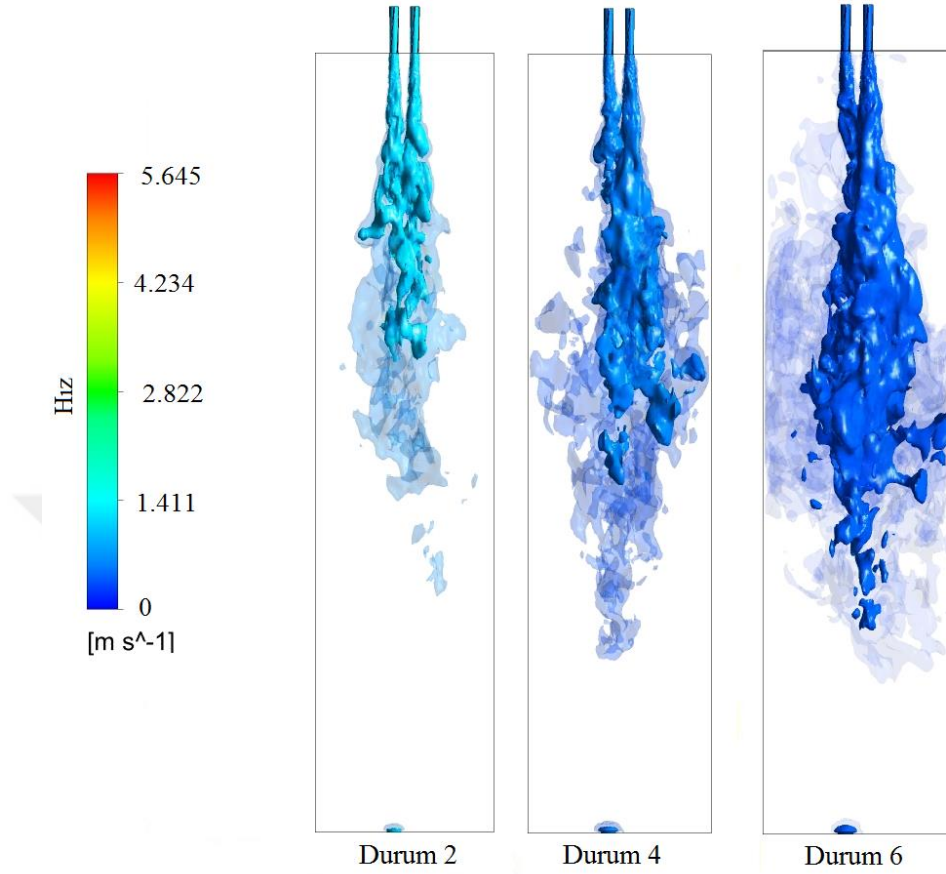
Şekil 3.5. 45° dönmeli jet ve I. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

Şekil 3.5’de gösterilen sıcaklık eş eğrisini yorumlayacak olursak şekilde verilen sıcaklık eş eğrilerinde jetler arası sıcaklık farkı değişmemesine rağmen kanal içerisindeki yığın sıcaklığın beklendiği gibi soldan sağa doğru sıcak jet debisi arttıkça sıcaklığı artmaktadır. Buna ek olarak sıcak jetin debisi arttıkça karışım bölgesi jet girişlerine yaklaşmaktadır. Burada sıcak akışkanın baskın oluşu akışkanın yoğunluğunu düşürmekte ve dolayısıyla viskozitesini azalmaktadır, bundan dolayı türbülanslı jet akışı kanal içerisindeki durağan akış rejimine daha hızlı gelmiştir.



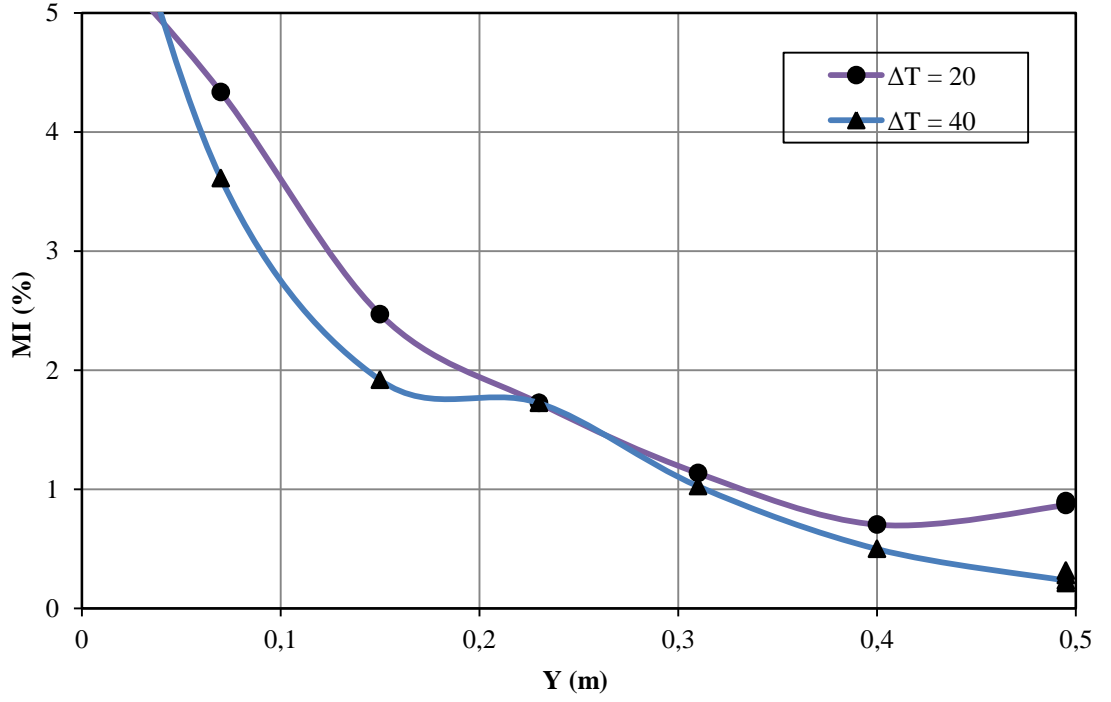
Şekil 3.6. 45° dönmeli jet ve I. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Akışkan hız davranışlarının farklı sınır şartları ve geometrik parametreler için 4.saniyedeki değişimleri iki ve üç boyutlu olarak Şekil 3.6'da verilmiştir. Kanala giren sıcak jetin kütleli debisi arttıkça kanal içerisindeki türbülanslı bölgenin kanal içerisindeki baskınlığı da artmaktadır. Üç boyutlu grafikler jetler arası sıcaklık farkı arttıkça genelde türbülanslı bölgenin azaldığını göstermiştir.



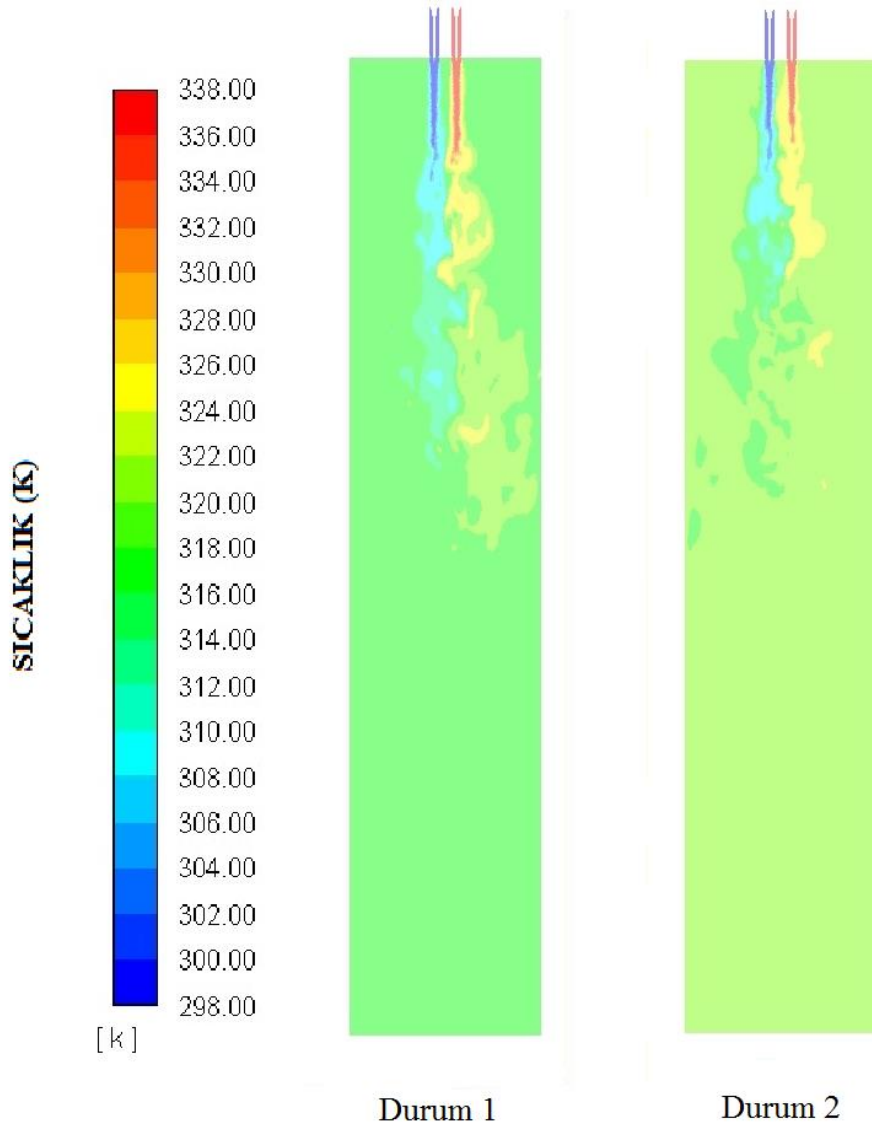
Şekil 3.7. 45° dönmeli jet, I. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D hız profilleri

Şekil 3.7’de görülen 4.saniyedeki akış süresinde test kanalının üç boyutlu (3D) hız profilleri görülmektedir. Analiz yapılan bütün durumlarda soğuk jetin kütleli debisi sabit tutulmuş olup sıcak jetin debisi kademeli olarak artırılmıştır. Buna bağlı olarak karışım bölgesinin başlangıcı aynı sıcaklık sınır şartlarında soldan sağa doğru gidildikçe azalmaktadır. Bu durumun oluşmasında iki neden vardır. Bunlardan ilki sıcak jetin debisi soldan sağa doğru olarak kademeli olarak iki ve üç kat artmaktadır. Dolayısıyla jetin momentumu artmakta ve kanal içerisinde türbülanslı yapının daha erken oluşmasına neden olmaktadır. İkinci neden ise sıcak jetin kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça yığın akışkanın sıcaklığı da artmaktadır, buna bağlı olarak akışkanın sıcaklığı ile ters orantılı olarak viskozitesi de azalmakta ve bu durum jetin daha çabuk türbülanslı yapıya geçmesine sebebiyet vermektedir.

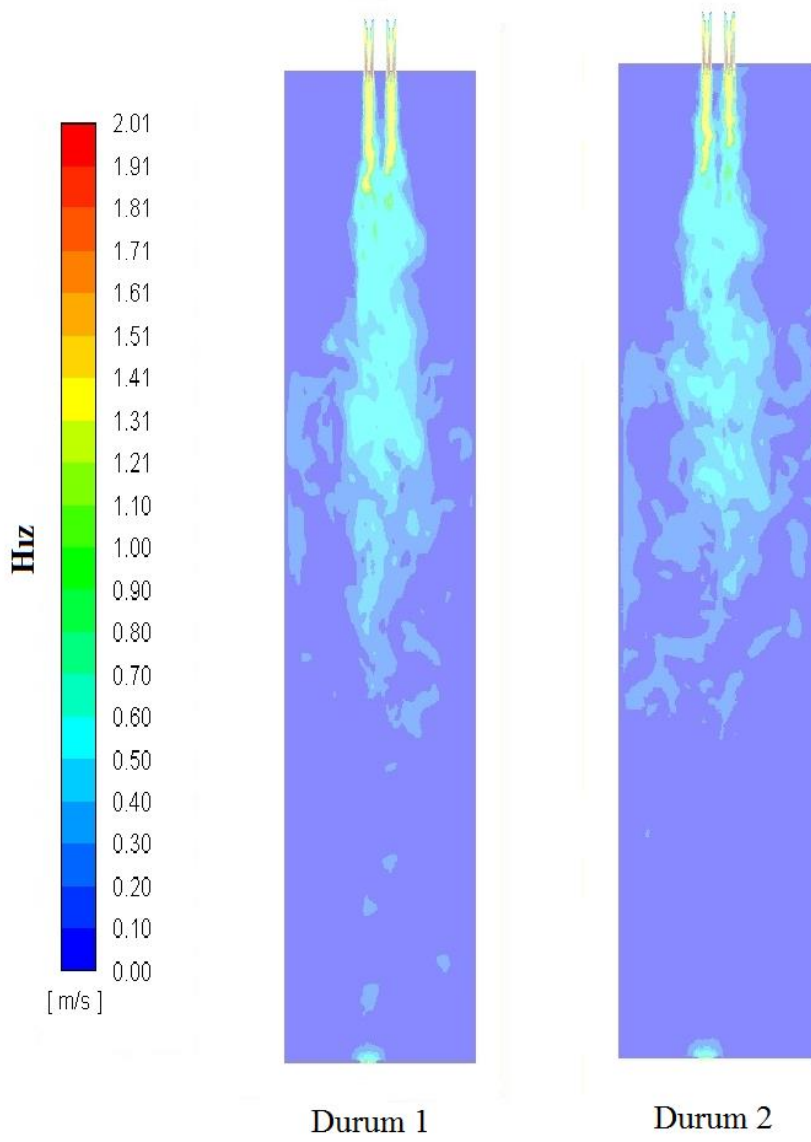


Şekil 3.8. MI değerlerinin 45° dönmeli jet II. akışkan ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi

Şekil 3.8’de jetler arası sıcaklık farkının kanal boyunca ısıl karışım davranışları üzerindeki etkilerini vermektedir. Şekiller her iki durumda da jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal boyunca ısıl karışımın iyileştiğini göstermektedir. Fiziksel olarak bunun akışkanın viskozitesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Kanal içerisindeki yığın sıcaklık arttıkça jet akışlarının viskozitesi de azalmaktadır. Bu durum akışkanın ısıl karışım verimine olumlu şekilde yansımaktadır.

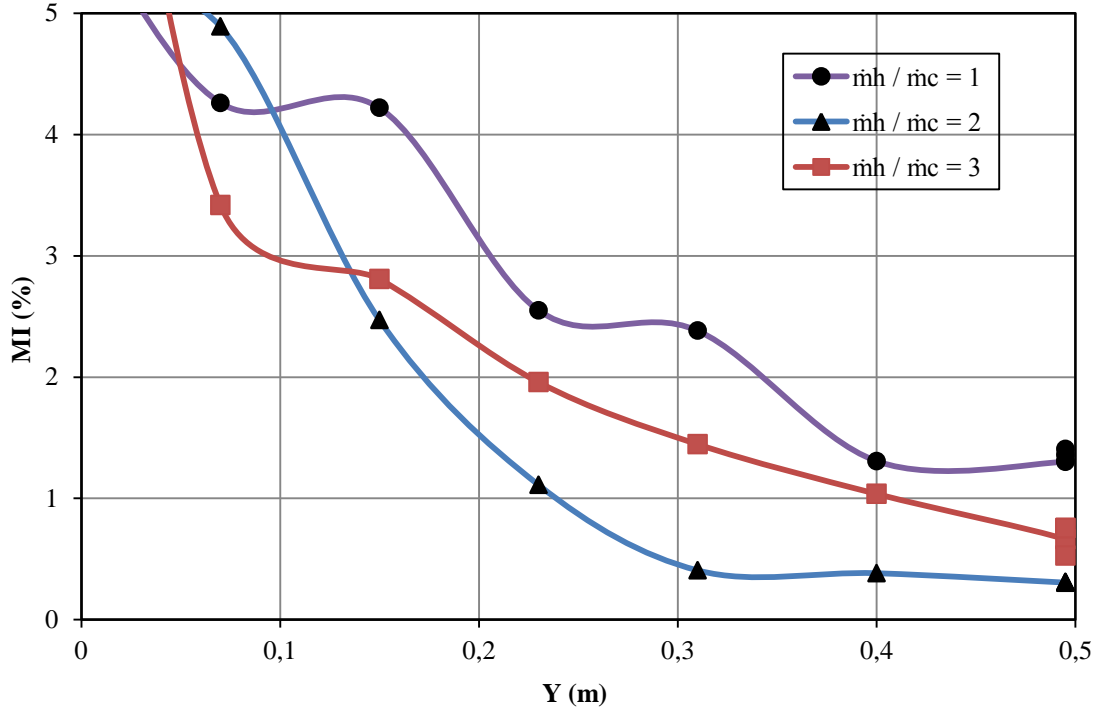


Şekil 3.9. 45° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri



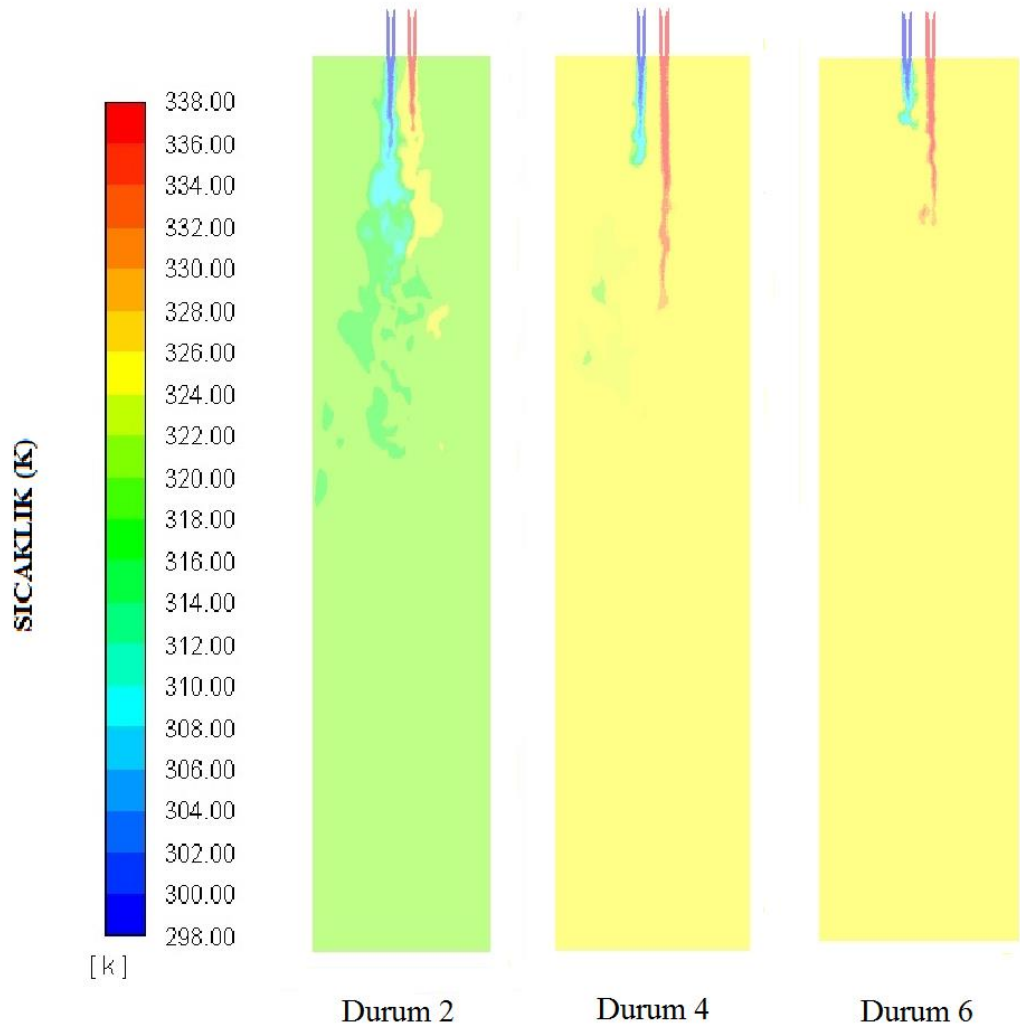
Şekil 3.10. 45° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Şekil 3.10 ve 3.11’de durum1 ve durum 2’nin sıcaklık eş eğrileri ve hız profillerinin kıyaslaması gösterilmiştir. Hız profillerinde görüldüğü gibi sıcaklık farkı arttıkça türbülanslı bölgenin azaldığı ve daha çabuk sürekli rejime geçtiği görülmektedir. Sıcaklık eş eğrilerinde ise yine sıcaklık farkının arttığı durumda ısıl salınımların duvara ulaşmadan sönümlendiği görülmektedir.

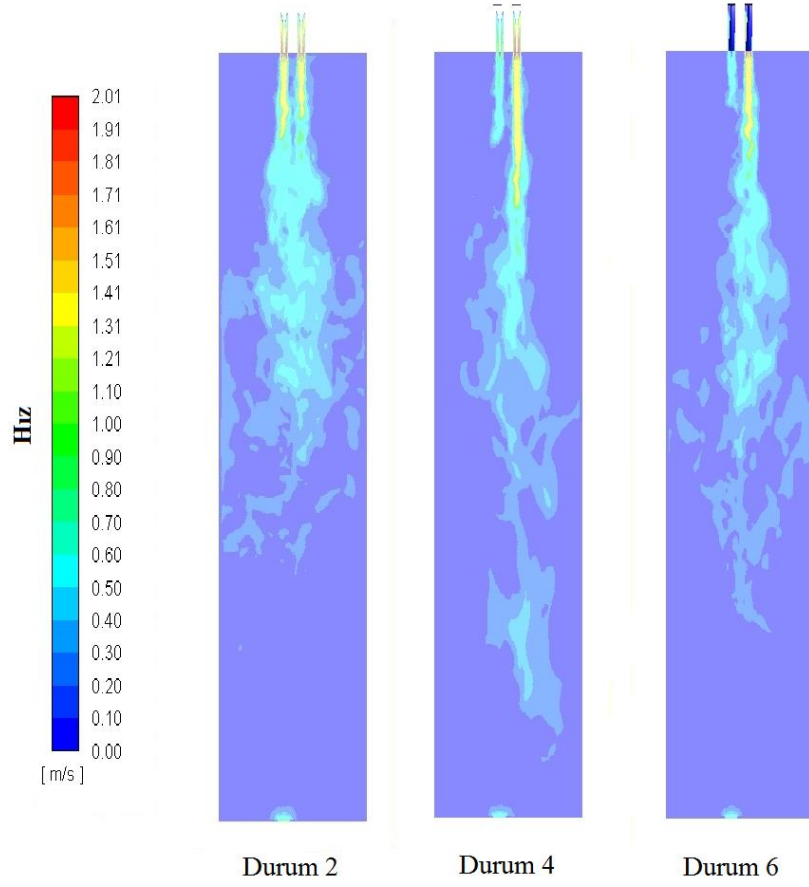


Şekil 3.11. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, II. akışkan ve $\Delta T = 40$ K için değişimi

Şekil 3.11’de jetler arası sıcaklık farkının kanal boyunca ısı karışım davranışları üzerindeki etkilerini göstermektedir. Şekiller her iki durumda da jetler arası sıcaklık farkı arttığı durumda kanal boyunca ısı karışımının da iyileştiğini göstermektedir. Fiziksel olarak bunun sebebi akışkanın viskozitesinden kaynaklanmaktadır, çünkü kanal içerisindeki yığın sıcaklık arttıkça jet akışlarının viskozitesi de azalmaktadır. Dolayısıyla bu durum akışkanın ısı karışım verimine olumlu şekilde yansımaktadır.

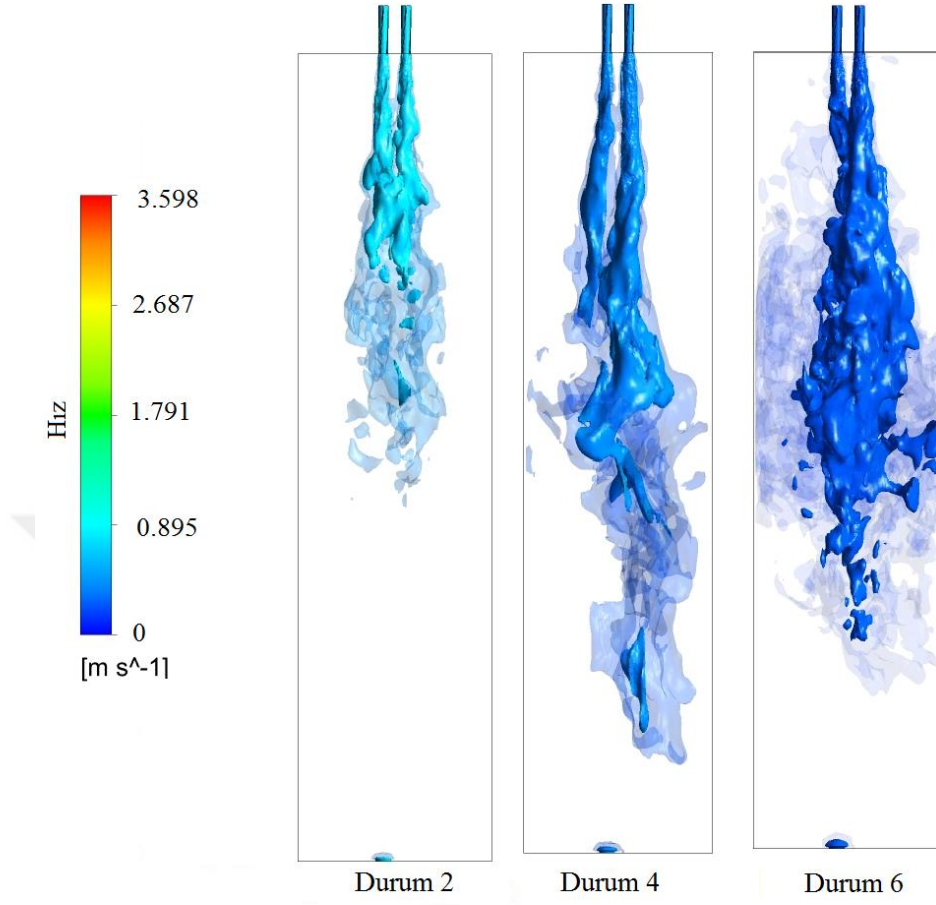


Şekil 3.12. 45° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri



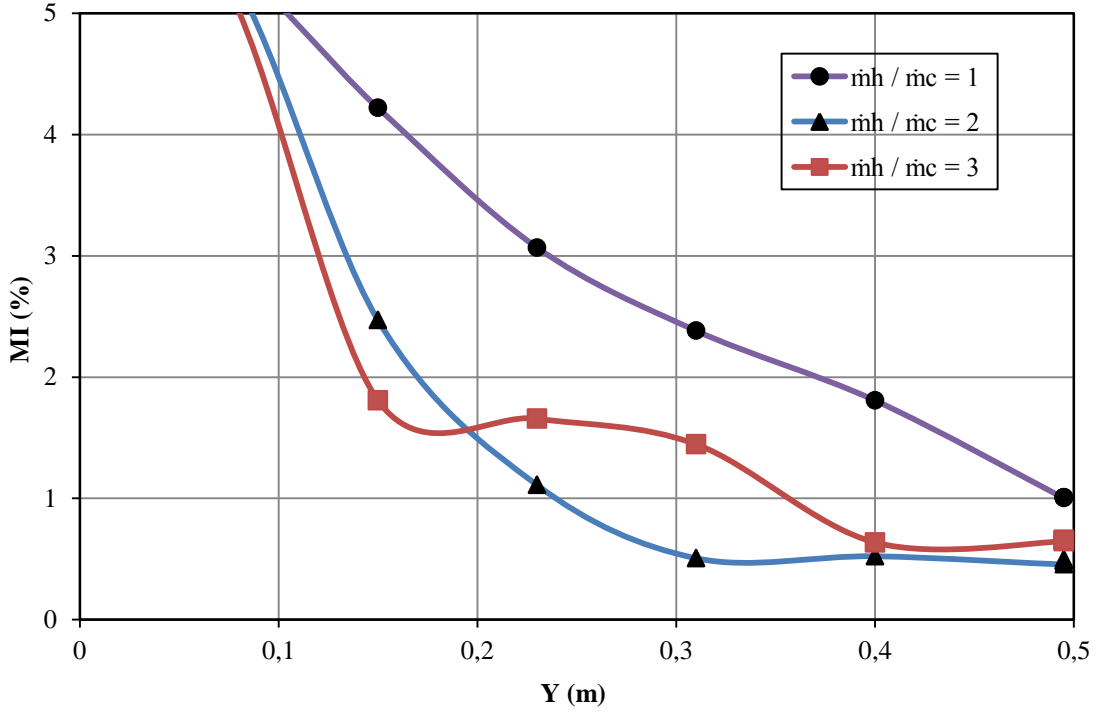
Şekil 3.13. 45° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Şekil 3.12 ve 3.13’de kanal içerisinde akışın 4 saniye sonunda sıcaklık eş eğrisi ve hız eş eğrisi görülmektedir. Şekillerde görüldüğü gibi sıcaklık farkı ve debi arttıkça kanalda meydana gelen türbülanslı bölge daha az oluşmaya başlamış ve ısıl karışım daha iyi hale gelmiştir.



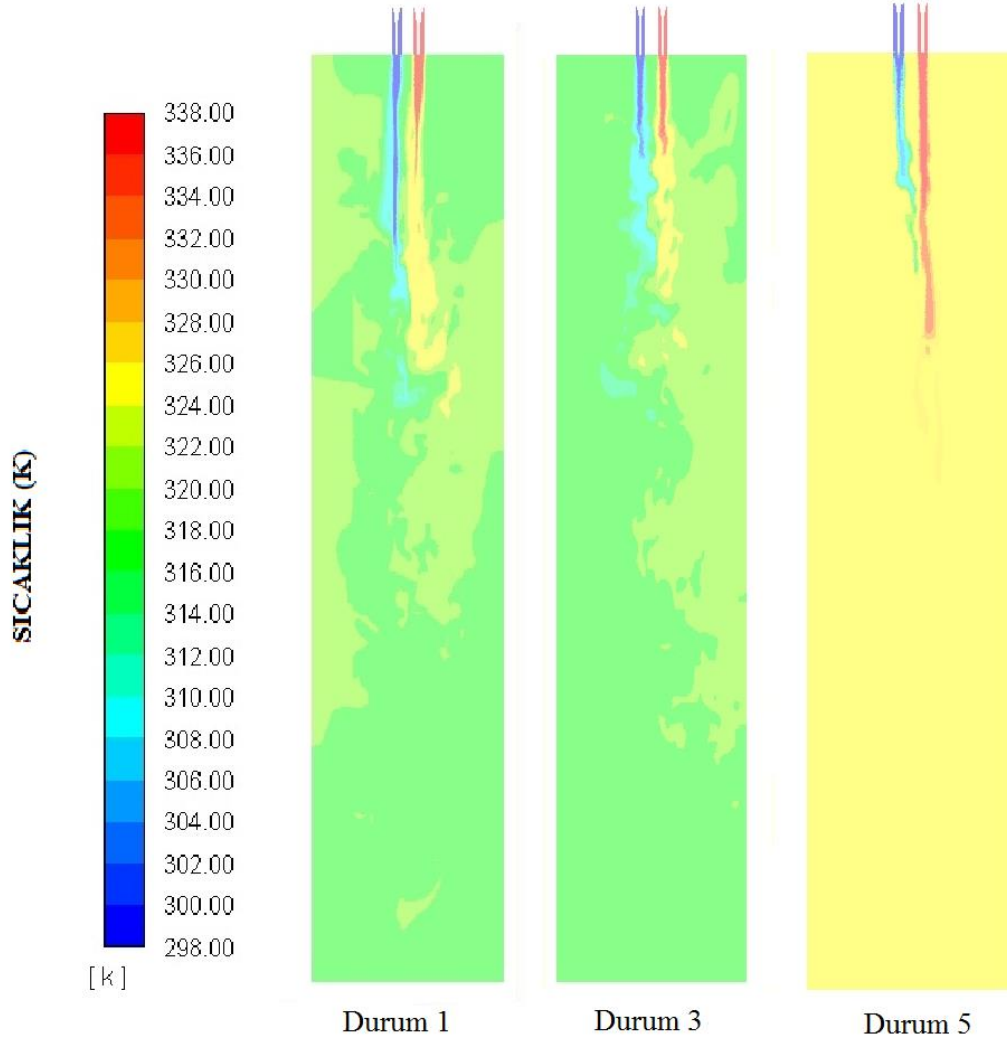
Şekil 3.14. 45° dönmeli jet, II. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D hız profilleri

Şekil 3.14’de görüldüğü üzere 3D hız profillerinin zamana bağlı olarak değişimi verilmiştir. Dönme aparatlarının da etkisiyle zaman geçtikçe kanal içerisindeki hız değerleri ve türbülans miktarı şekilde görüldüğü gibi değişmektedir.



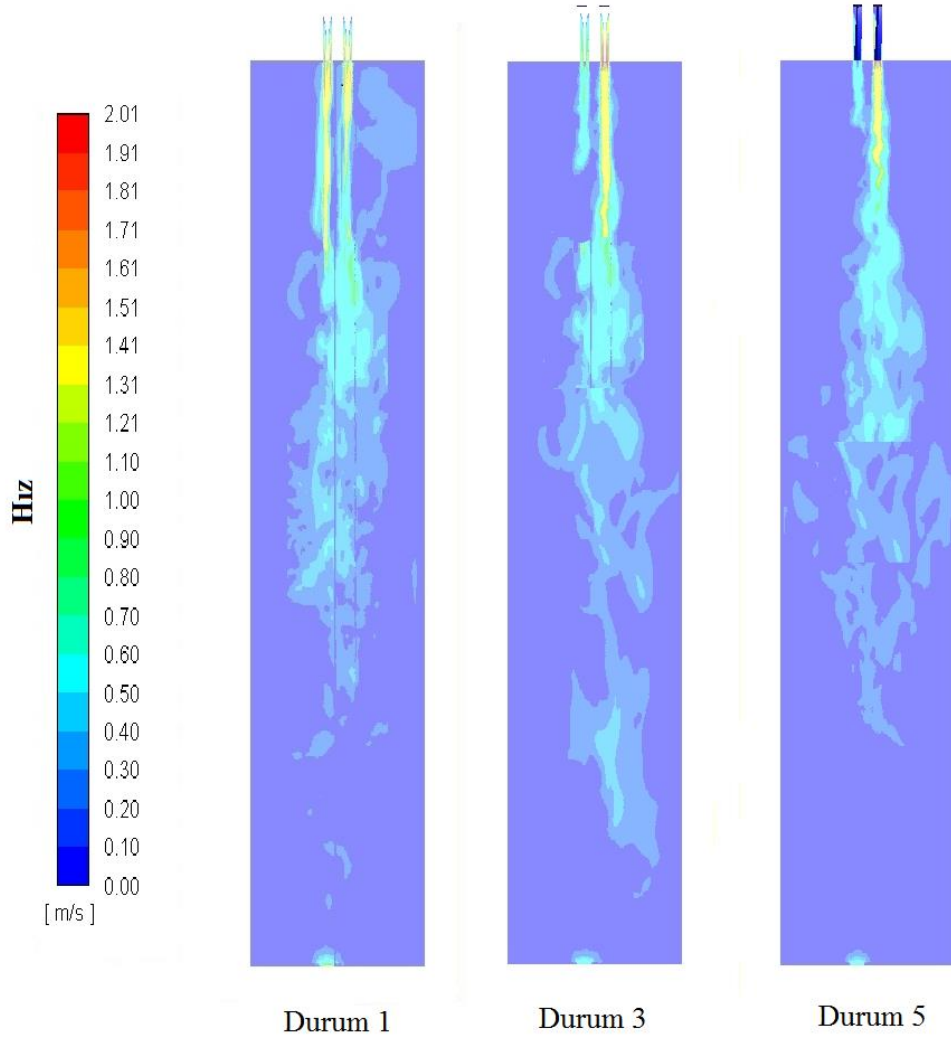
Şekil 3.15. MI değerlerinin 30° dönmeli jet, II. akışkan ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi

Şekil 3.15’de 30° dönme aparatı olan jet için, $\Delta T = 20 K$ için %1 derişimdeki Al_2O_3 için debi parametresi üzerinde etkileri görülmektedir. MI grafiğinde görüldüğü gibi $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ durumunda MI eğrisi kanal boyunca parabolik bir düşüş sergilemektedir. Kanal çıkışında en düşük MI değerleri $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ durumundadır. Kanalın bazı bölgelerinde iki durum arasındaki fark MI değerleri için % 2’yi geçmektedir. Bu farkın en belirgin olduğu bölge kanalın orta bölgesidir. Bütün durumlarda kanalın çıkış bölgesinde $\Delta T = 40 K$ en düşük MI değerlerine sahiptir.



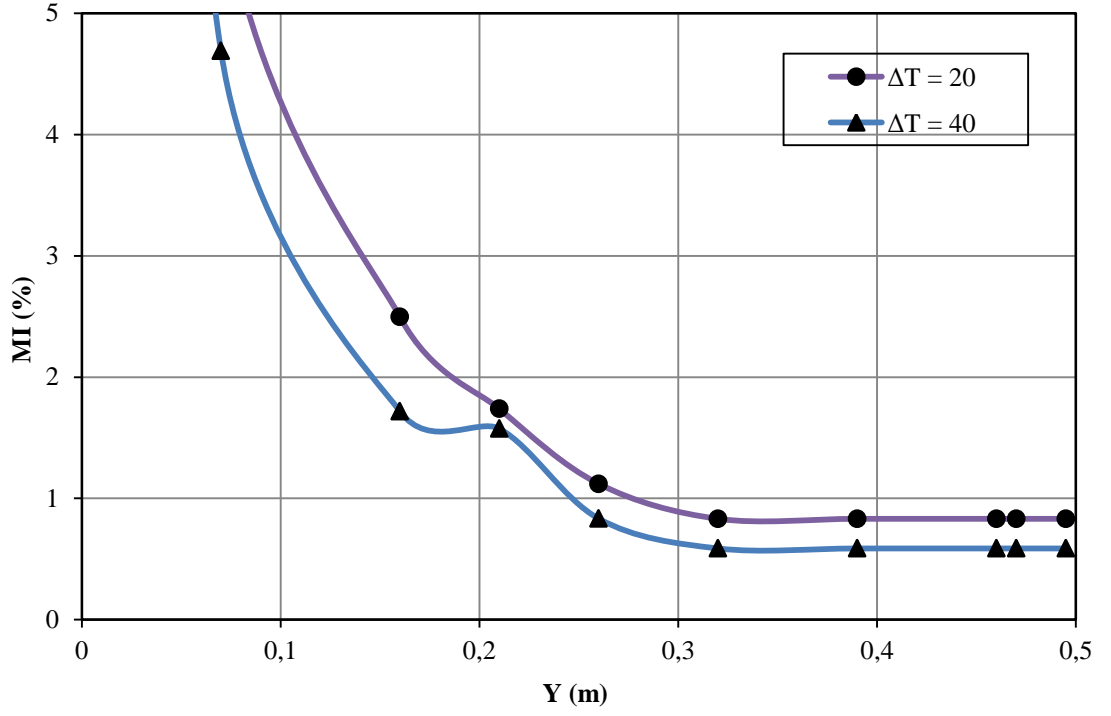
Şekil 3.16. 30° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi

Şekil 3.16’da 30° dönmeli jet ve akışkan tipi %1 Al₂O₃ için verilen durumların sıcaklık eş eğrilerinde durum 1’de ısı salınımların duvara ulaştığı ve bir tehdit oluşturabileceği görülmüştür, durum 2’de oluşan ısı salınımların kanal duvarına ulaştığı ancak daha sonra sönmülenererek bir tehdit oluşturmayacağı ve durum 3’de ise ısı salınımların kanalın hemen başında sönmülendiği ısı karışımının gayet iyi durumda olduğu görülmüştür.



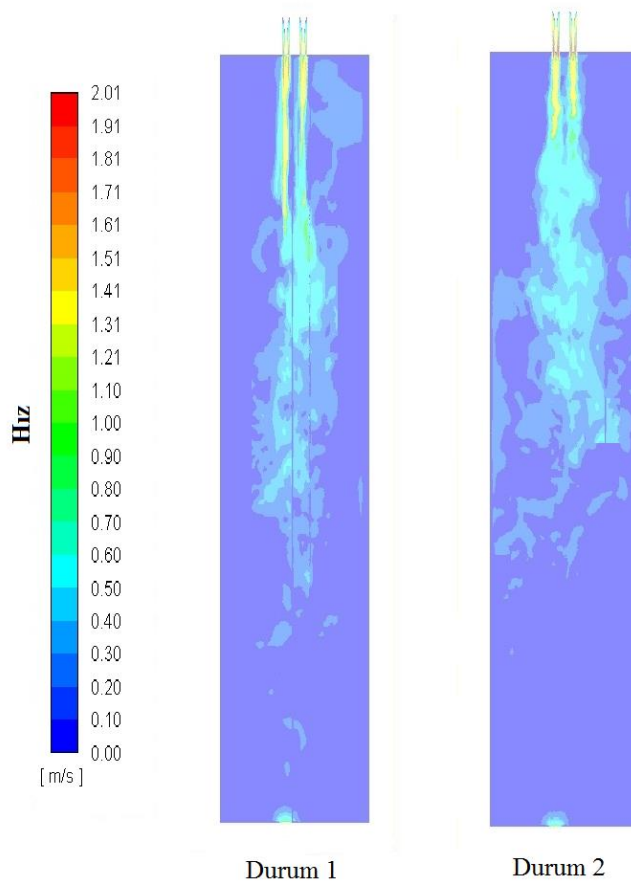
Şekil 3.17. 30° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Şekil 3.17’de verilen hız profillerinde kendi aralarında aynı sınır şartlarına sahip durumların karşılaştırılması verilmiştir. Türbülans yoğunluğunun en az olduğu hız profiline durum 5’de olduğu görülmektedir.

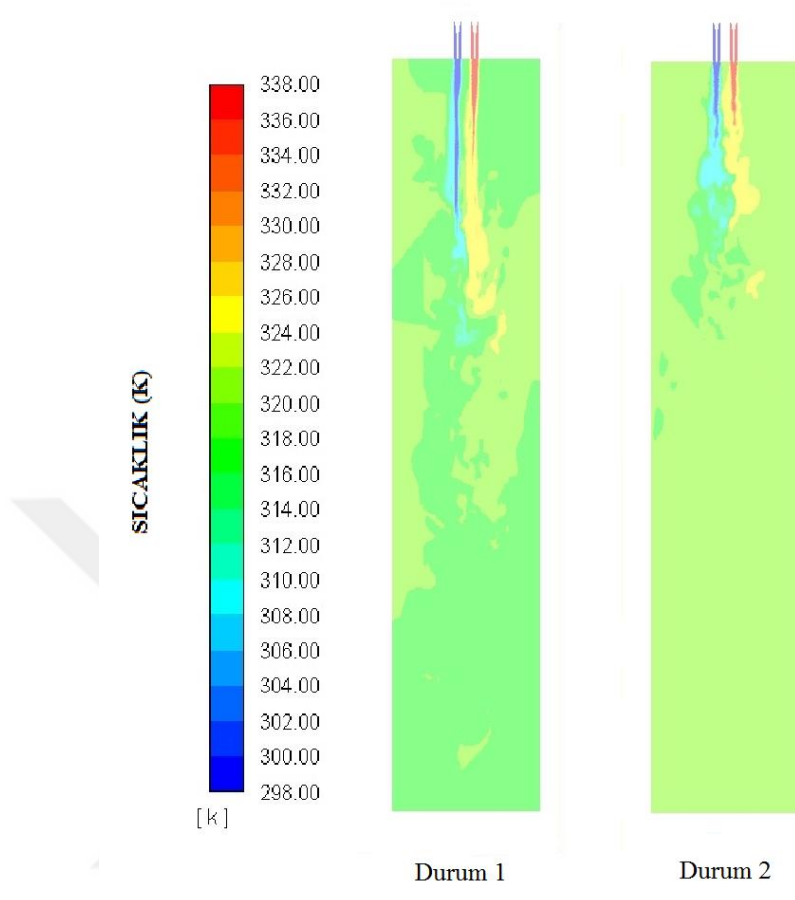


Şekil 3.18. MI değerlerinin 30° dönmeli jet, II. akışkan ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi

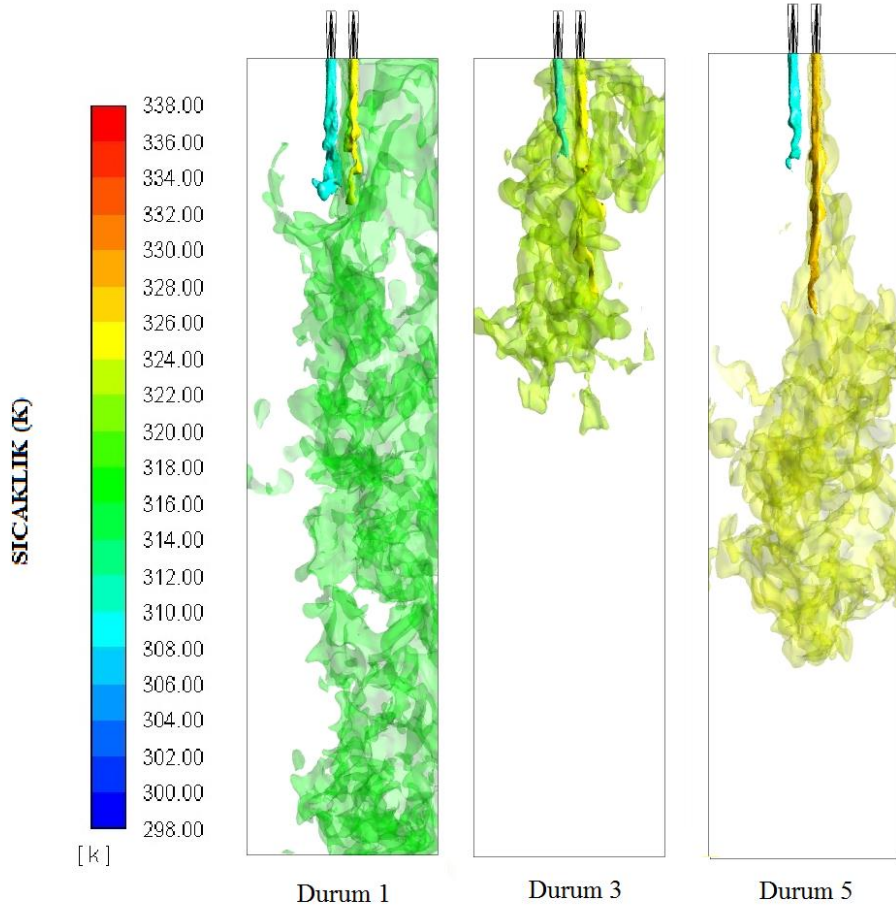
Şekil 3.18’de 30° dönme aparatı olan jet için $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için %1 derişimdeki Al_2O_3 için jetler arası sıcaklık farkının etkileri görülmektedir. MI grafiğinde görüldüğü gibi $\Delta T = 40 K$ durumunda MI eğrisi kanal boyunca parabolik bir düşüş sergilemektedir. MI grafiğinde görüldüğü gibi iki sıcaklık farkı arasında kanalın sonlarındaki fark %2’ye yaklaşmıştır. Kanal çıkışında en düşük MI değerleri $\Delta T = 40 K$ durumunda olup en iyi ısı karışım değerlerine sahiptir.



Şekil 3.19. 30° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki hız profili

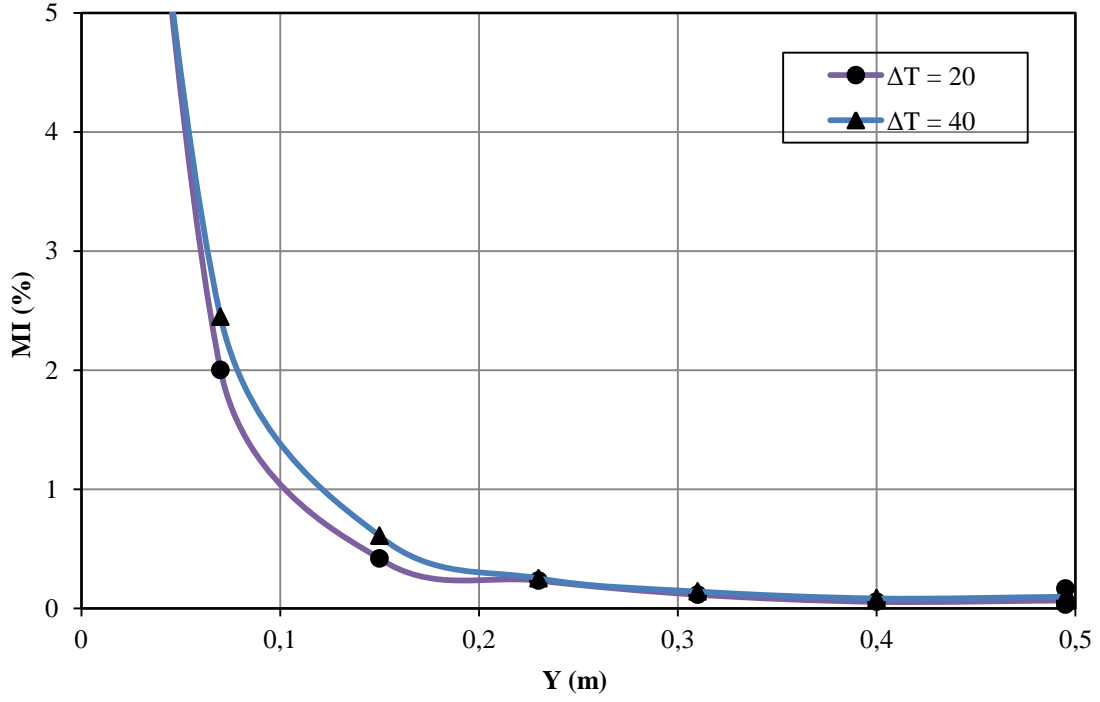


Şekil 3.20. 30° dönmeli jet ve II. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi



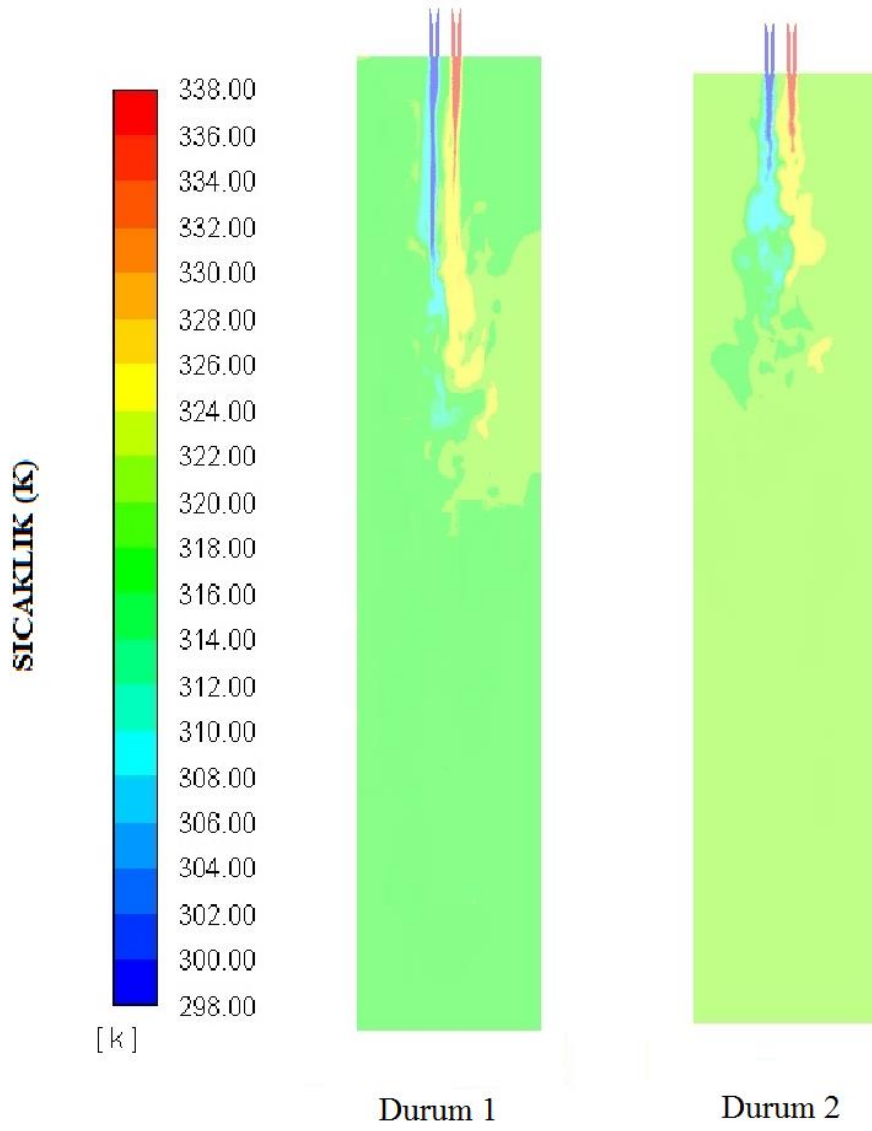
Şekil 3.21. 30° dönmeli jet, II. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için zamana bağlı 3D sıcaklık profilleri

Akışkan hız ve sıcaklık davranışlarının farklı sınır şartları için 4. Saniyedeki değişimleri Şekil 3.19-3.21’de verilmiştir. Kanala giren sıcak jetin kütleli debisi arttıkça kanal içerisindeki türbülanslı bölgenin kanal içerisindeki baskınlığı da beklendiği gibi artmaktadır. Şekil 3.20’de sıcaklık farkının arttığı durumda ısıl karışımın daha iyi olduğu açıkça görülmekte olup Şekil 3.19’da verilen hız profillerinde yine sıcaklık farkı arttıkça ısıl karışımın kanalın orta bölgesinde durağan rejime geçtiği görülmektedir.

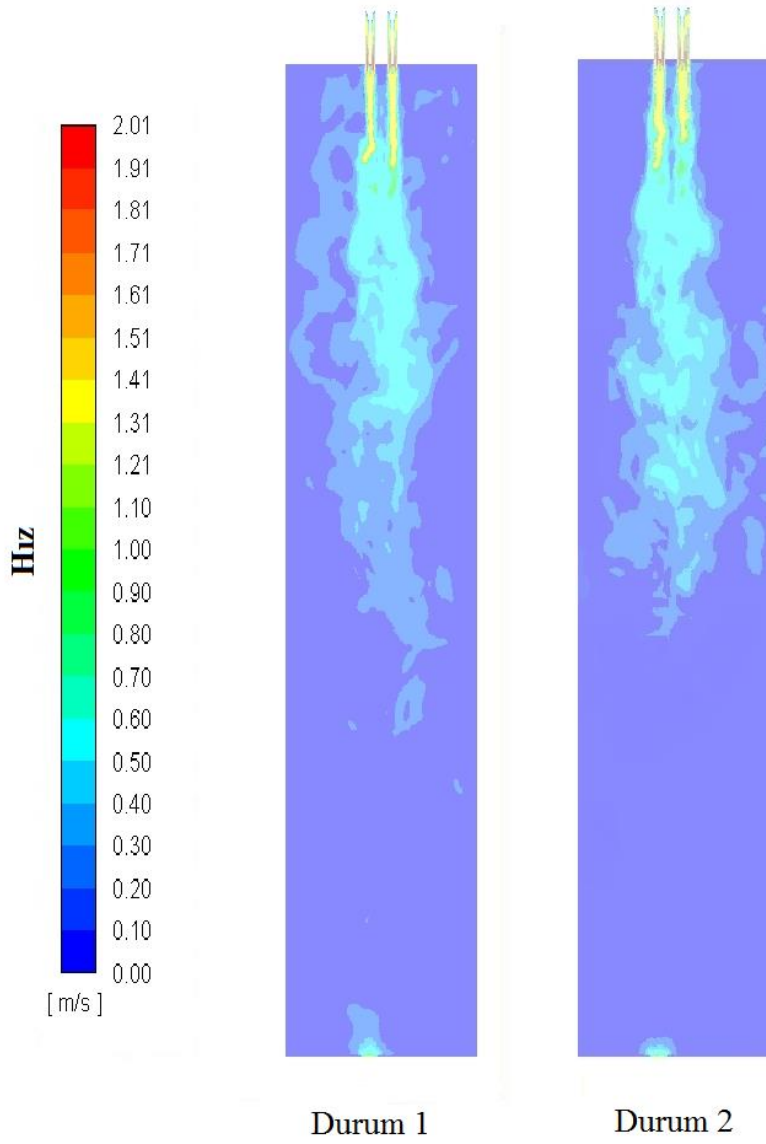


Şekil 3.22. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, III. akışkan ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi

Şekil 3.22’de 45 derece dönme açısı, %2 Al_2O_3 nanoakışkanı ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ durumu için jetler arası sıcaklık farkının etkileri görülmüştür. Akışın başladığı durumdan itibaren yukarıdaki MI grafiğinde görüldüğü gibi $\Delta T = 40 \text{ K}$ durumunda ısıl karışım açısından daha verimli olduğu fakat iki sıcaklık farkı değeri için ısıl karışımın verimliliği açısından çok az bir farkın olduğu görülmektedir.

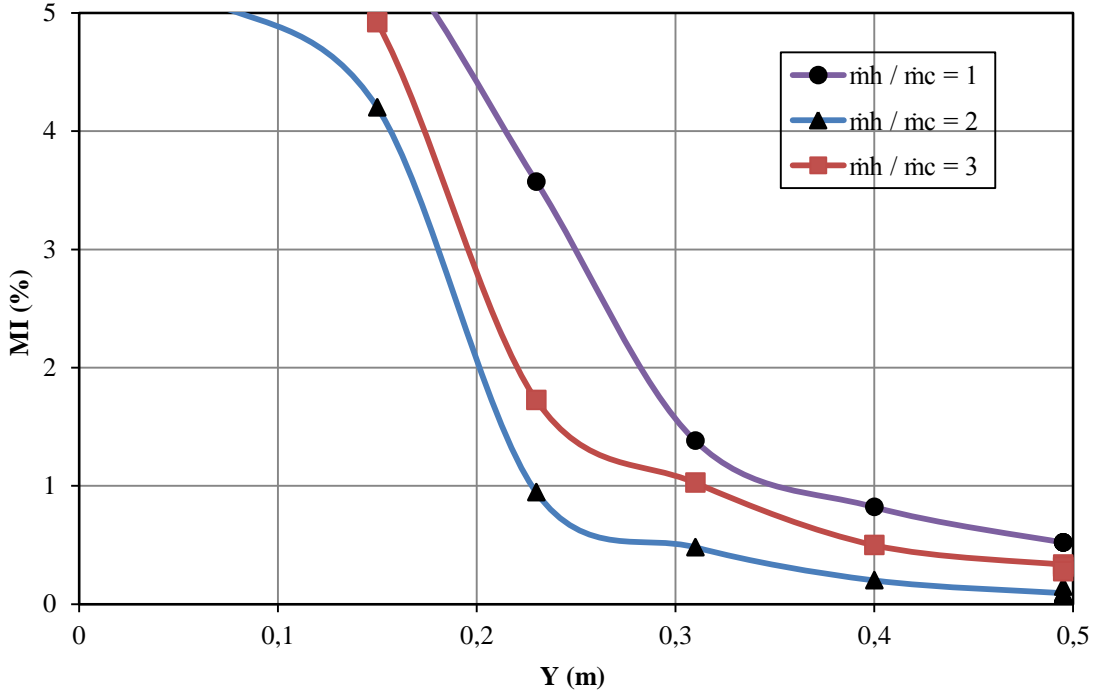


Şekil 3.23. 45° dönmeli jet ve III. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi



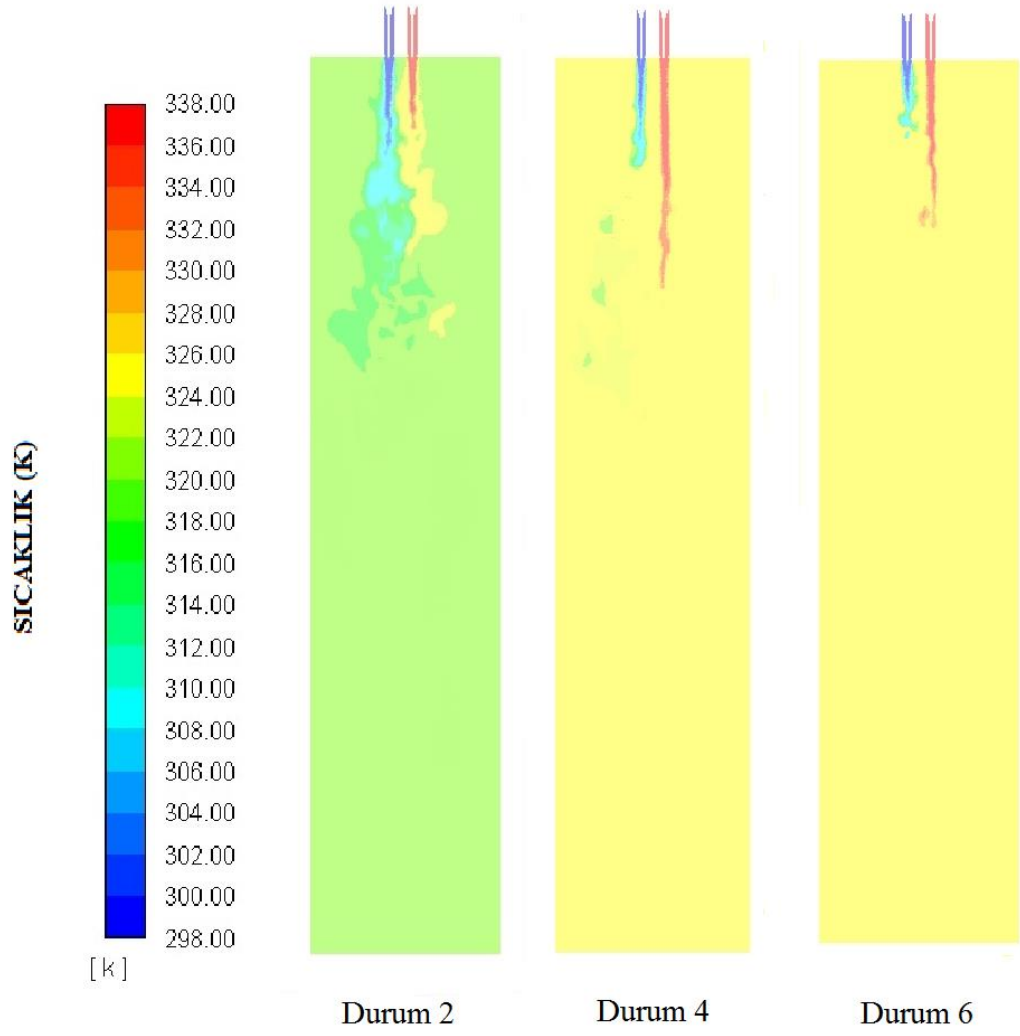
Şekil 3.24. 45° dönmeli jet ve III. akışkan için 4. saniyedeki hız profilleri

Şekil 3.23 ve 3.24’de jetler arası sıcaklık farkının etkileri sıcaklık eş eğrileri ve hız profillerinde verilmiştir. Sıcaklık farkının ve $\Delta T = 40 K$ olduğu durumda hız profillerinde görüldüğü üzere hem türbülanslı bölgenin azaldığı ve böylece karışımın daha kararlı hale geldiği hem de sıcaklık eş eğrisinde görüldüğü yığın sıcaklığın duvara ulaşmadığı, ısıl salınımların olmadığı ve ısıl karışımın çok iyi bir durumda olduğu görülmüştür.

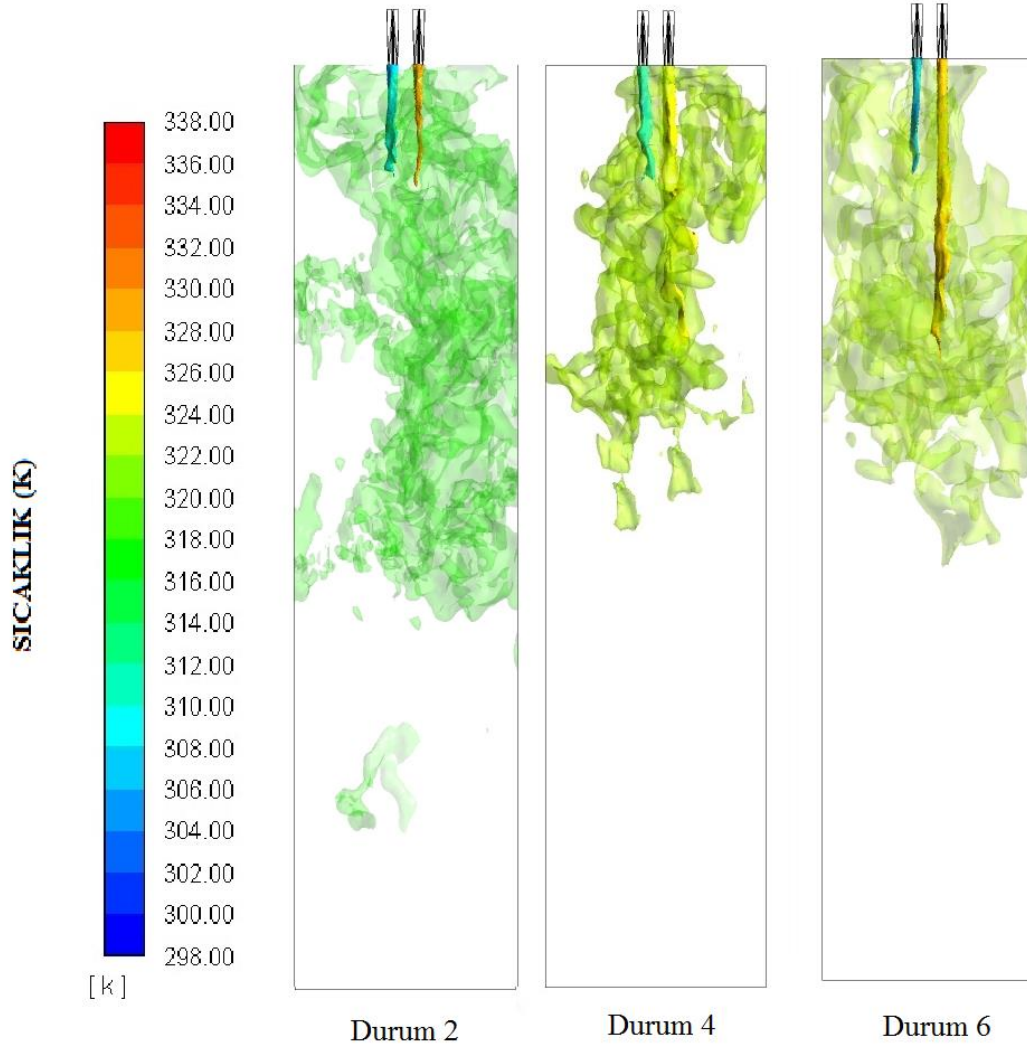


Şekil 3.25. MI değerlerinin 45° dönmeli jet, III. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi

Şekil 3.25’de jetlerin momentum oranı karşılaştırması 45 derece dönme açısı, %2 Al_2O_3 nanoakışkanı ve $\Delta T = 40 K$ durumu için verilmiştir. Burada MI değerlerinin kanal içerisindeki genel davranışlarına bakıldığında sıcak jetin kanaldaki baskınlığı arttıkça ısı karışım iyileşmektedir. Debi oranı etkisinin farklı geometrik durumlarda farklı davranışlar sergilemesi ısı karışım davranışlarının dönme açısı parametresinden etkilendiğini göstermektedir. Özetle ısı karışım veriminin sıcak ve soğuk jetler arası debi oranı arttıkça bazı istisnai durumlar hariç olmak üzere genelde iyileştiği söylenebilir.

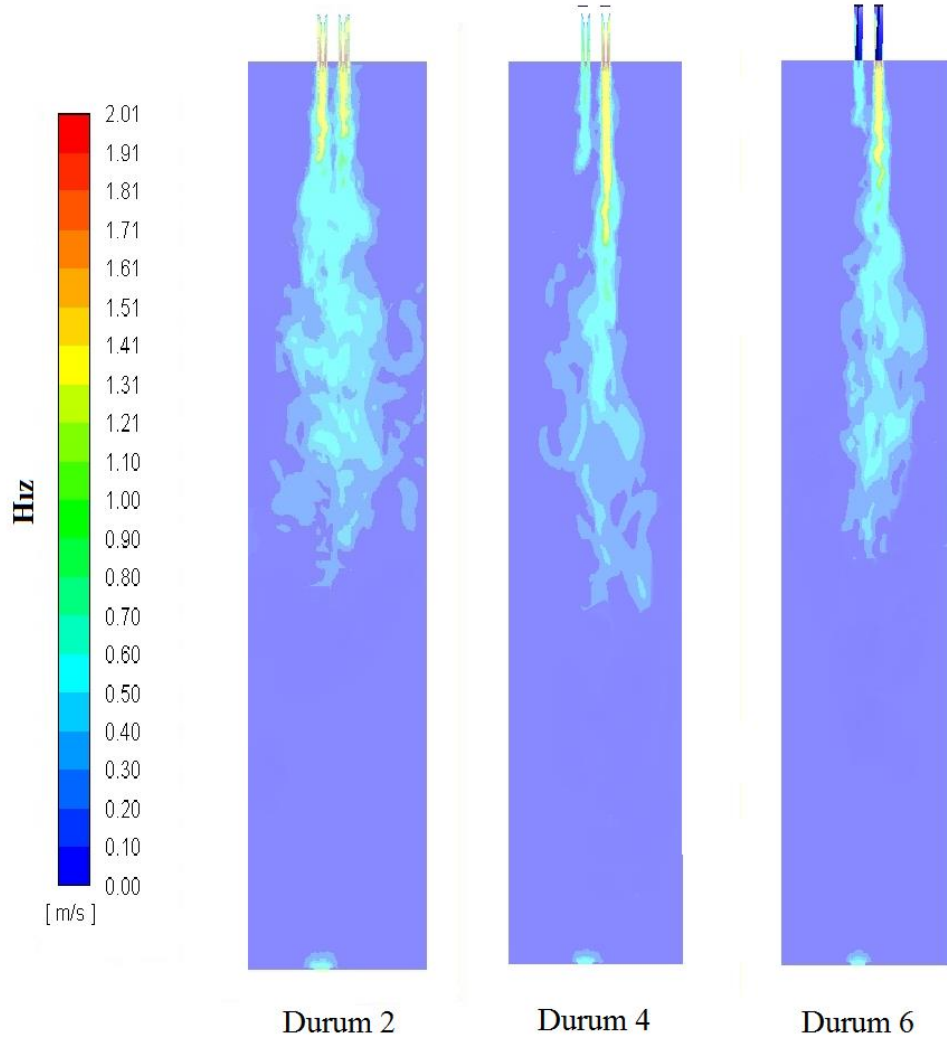


Şekil 3.26. 45° dönmeli jet ve III. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi

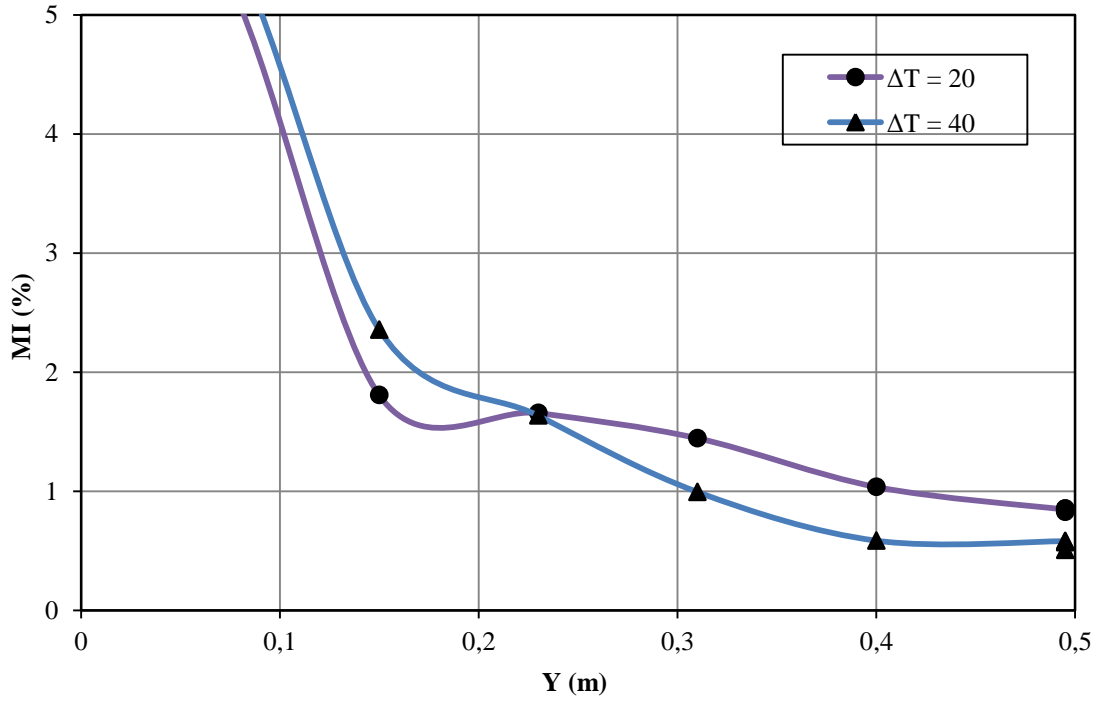


Şekil 3.27. 45° dönmeli jet ve III. akışkan için 4. saniyedeki 3D sıcaklık profilleri

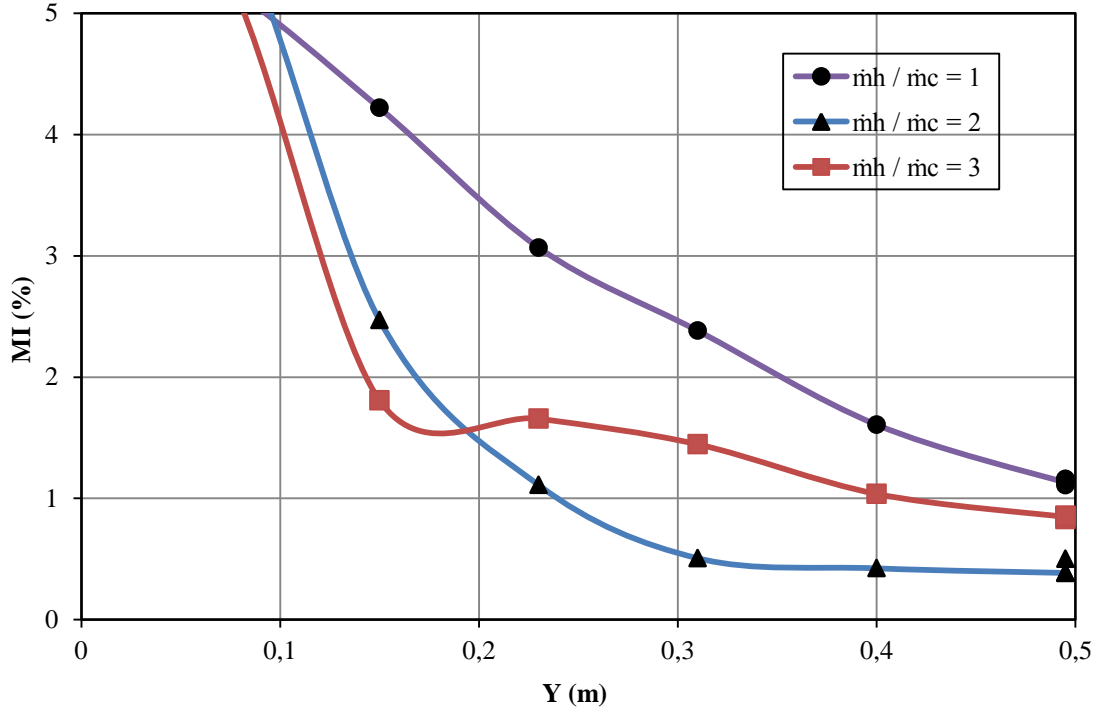
Şekil 3.26-3.28’de farklı debilere sahip akışkanların 2D ve 3D hız ve sıcaklık eş eğrileri ve profilleri verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi yığın sıcaklığın, ısıl salınımların ve ısıl karışımın çalışma boyunca en iyi olduğu durum olduğu görülmektedir.



Şekil 3.28. 45° dönmeli jet ve III. akışkan için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrisi



Şekil 3.29. MI değerlerinin 20° dönmeli jet, III. akışkan ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi

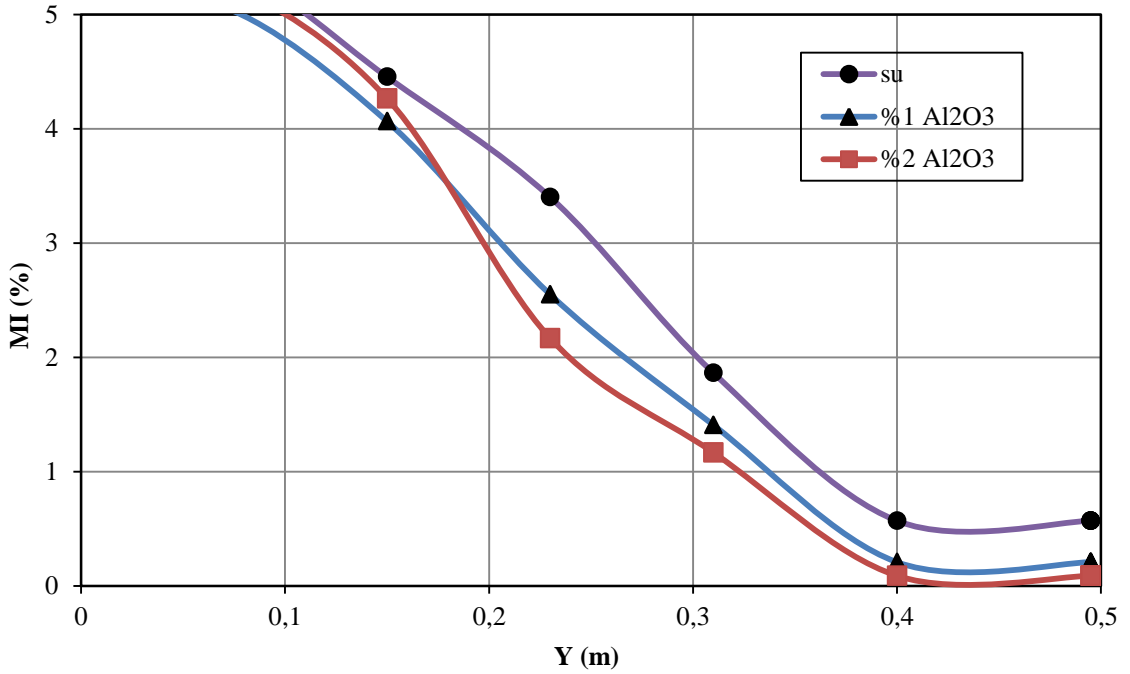


Şekil 3.30. MI değerlerinin 20° dönmeli jet, III. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi

Şekil 3.29-3.30 arasında 20 derece dönme açılı jet ve %2 Al_2O_3 nanoakışkanının kullanıldığı durumda MI grafiklerinde görüldüğü gibi ısı karışımının en verimli olduğu durumlar jetler arası sıcaklık farkı için $\Delta T = 40 K$ olduğu durum ve jetler arası debi farkı içinse en verimli ısı karışımının $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ olduğu durumda görülmüştür.

3.1.2. Akışkan Karşılaştırması

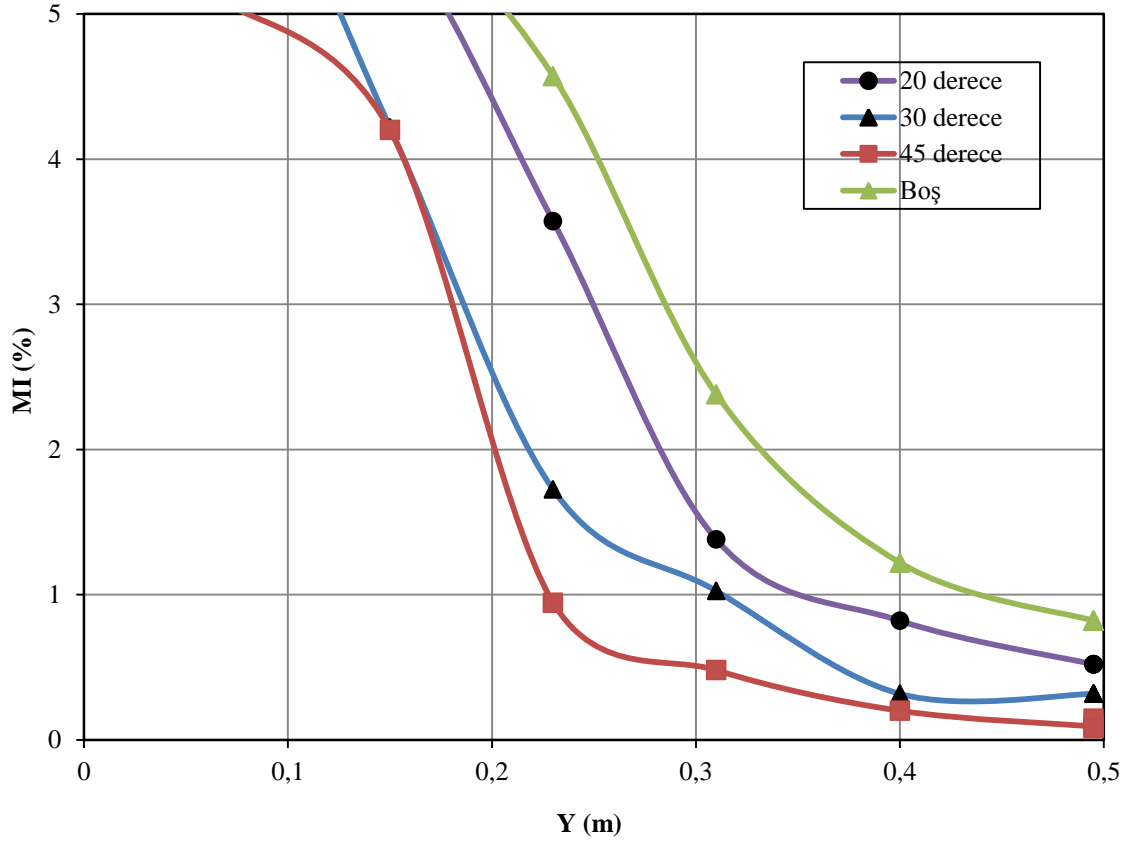
Şekil 3.31’de farklı sıcaklık farkları için kullanılan akışkana bağlı olarak kanal boyunca MI değerlerinin akışkan türüne bağlı değişimi üzerindeki etkileri birbirileri ile karşılaştırmalı olarak vermektedir. Nanoakışkan kullanımı ısıl karışım verimliliği açısından olumlu bir etkiye sahip olmuştur. Yukarıdaki MI grafiğinde görüldüğü gibi en iyi ısıl karışım oranı %2 derişimdeki Al_2O_3 için elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre suya kıyasla nanoakışkanların daha iyi ısıl karışım elde ettiği görülmüştür, özetleyecek olursak kullanılan akışkan türüne göre MI değerleri değişmekte olup yaptığımız çalışmada ısıl karışım için en verimli akışkanlar sırayla %2 Al_2O_3 , %1 Al_2O_3 ve daha sonrasında ise su olmuştur.



Şekil 3.31. MI değerlerinin 45° dönmeli jet ve $\Delta T = 40 K$ için akışkan türüne göre karşılaştırılması

3.1.3. Açık Karşılaştırması

Şekil 3.32’de jet girişlerine yerleştirdiğimiz üç farklı açıda (20° , 30° ve 45°) dönme aparatları ve kanalda dönme aparatı olmadan boş halinin MI grafiğine göre ısı karışım etkileri görülmektedir. Daha önceki bölümlerde anlattığımız gibi MI değerlerinin düşüklüğü ısı karışımının daha verimli olduğunu göstermektedir. Yukarıda görüldüğü üzere 20° ve 30° ’lik dönme aparatlarının MI değerleri birbirine yakın fakat 30° ’lik dönme aparatının 20° ’lik dönme aparatına göre ısı karışımına daha çok olumlu etki ettiği görülmektedir. Isıl karışımın en verimli olduğu durum ise 45° ’lik dönme aparatıyla elde edilmiştir, buna göre açı değeri arttıkça ısı karışım değerleri daha iyi çıktığı görülmüştür.



Şekil 3.32. MI değerlerinin III. akışkan ve $\Delta T = 40 K$ için farklı açıdaki dönme aparatlarına göre karşılaştırılması

3.1.4. Sayısal ve Deneysel Verilerin Karşılaştırılması

Şekil 3.33-3.35 arasında yapılan çalışmada elde edilen sayısal ve deneysel verileri boyutsuzlaştırarak karşılaştırılması verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi elde edilen sayısal ve deneysel veriler birbirleriyle büyük bir ölçüde uyuşmaktadır. Alınan deneysel verilerdeki sıcaklık değişimlerini yok etmek için sayısal ve deneysel veriler karşılaştırılırken boyutsuz sıcaklıklar incelenmiştir. Boyutsuz sıcaklık;

$$T^* = \frac{T - T_{soğuk}}{T_{sıcak} - T_{soğuk}} = \frac{T - T_{soğuk}}{\Delta T}$$

(3.4)

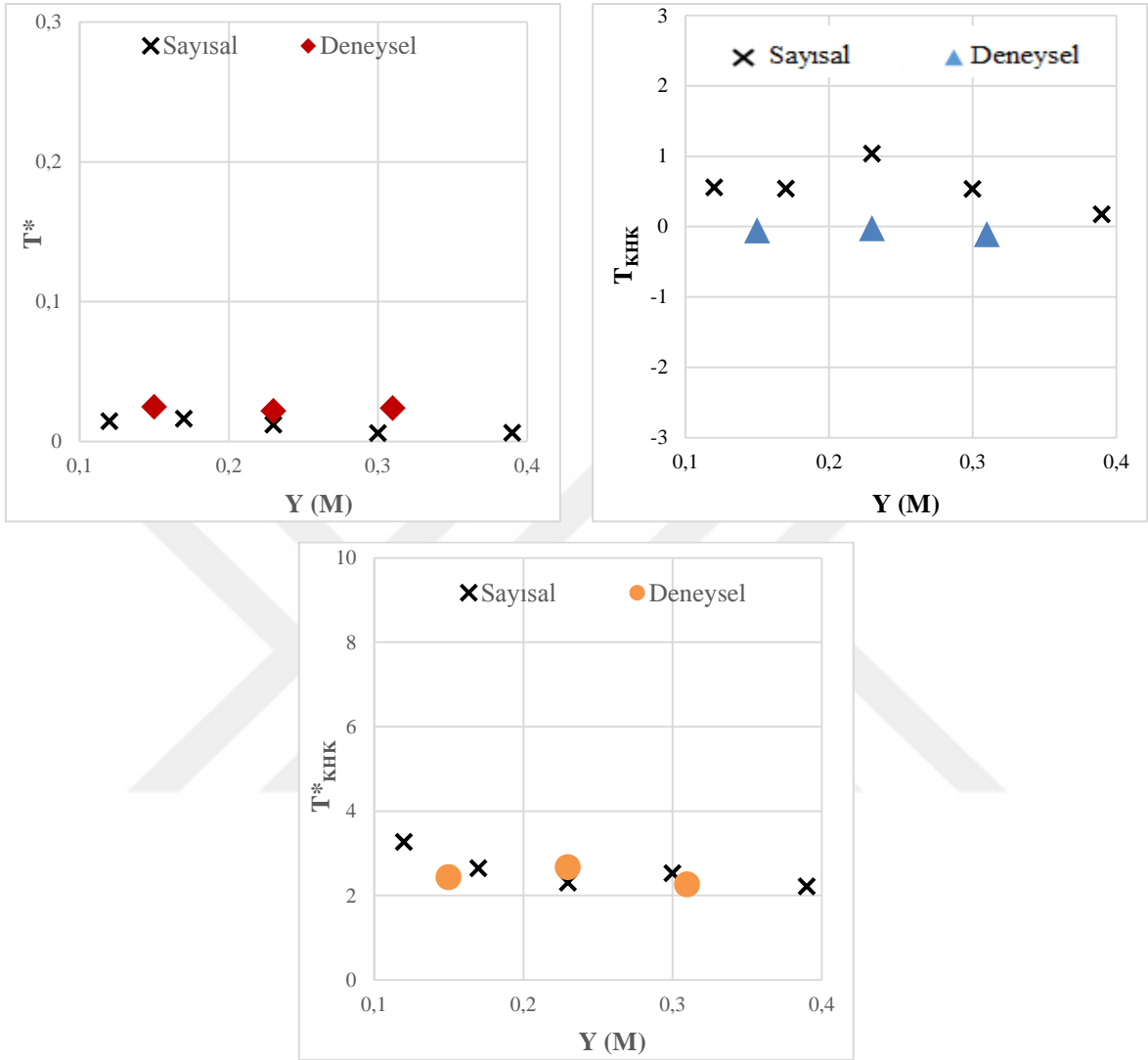
denklemlerle bulunur, ancak sadece ortalama sıcaklıkların karşılaştırılması yeterli olmamaktadır. Veriler işlenirken alınan verilerin sıfır hatadan ne kadar uzakta olduğunu saptayabilmek için aşağıdaki formülden hesaplanır;

$$T_{KHK} = \left((T - \bar{T})^2 \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

bağıntısıyla bulunur. Boyutsuz sıcaklıkların sıfır hatadan ne kadar uzakta olduğunu belirlemek için aşağıdaki bağıntı kullanılır. Bu bağıntı;

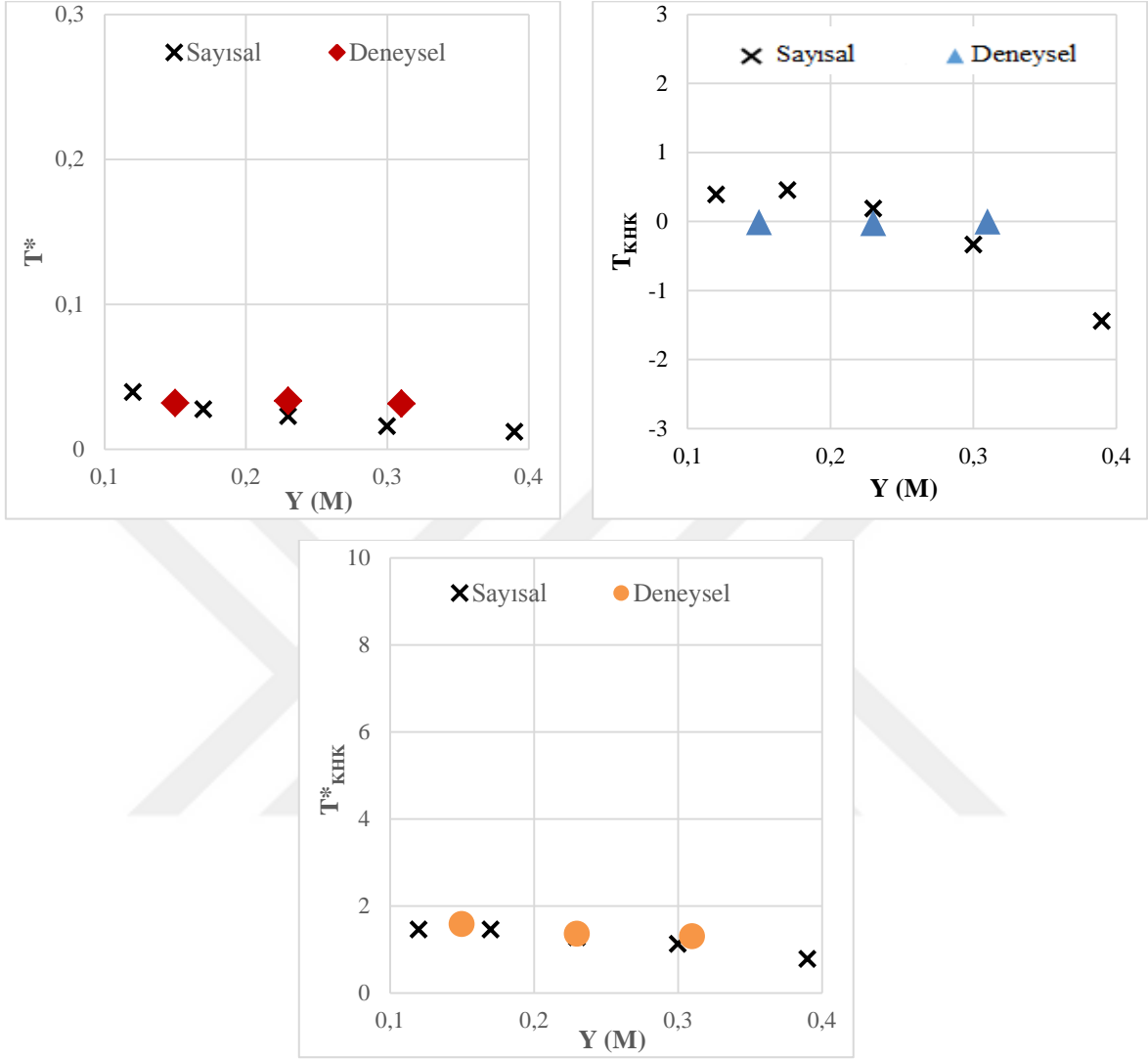
$$T^*_{KHK} = \left((T^* - \bar{T}^*)^2 \right)^{1/2} = \frac{T_{KHK}}{\Delta T} \text{ şeklinde ifade edilmektedir.} \quad (3.6)$$

I. AKIŞKAN DURUM 1



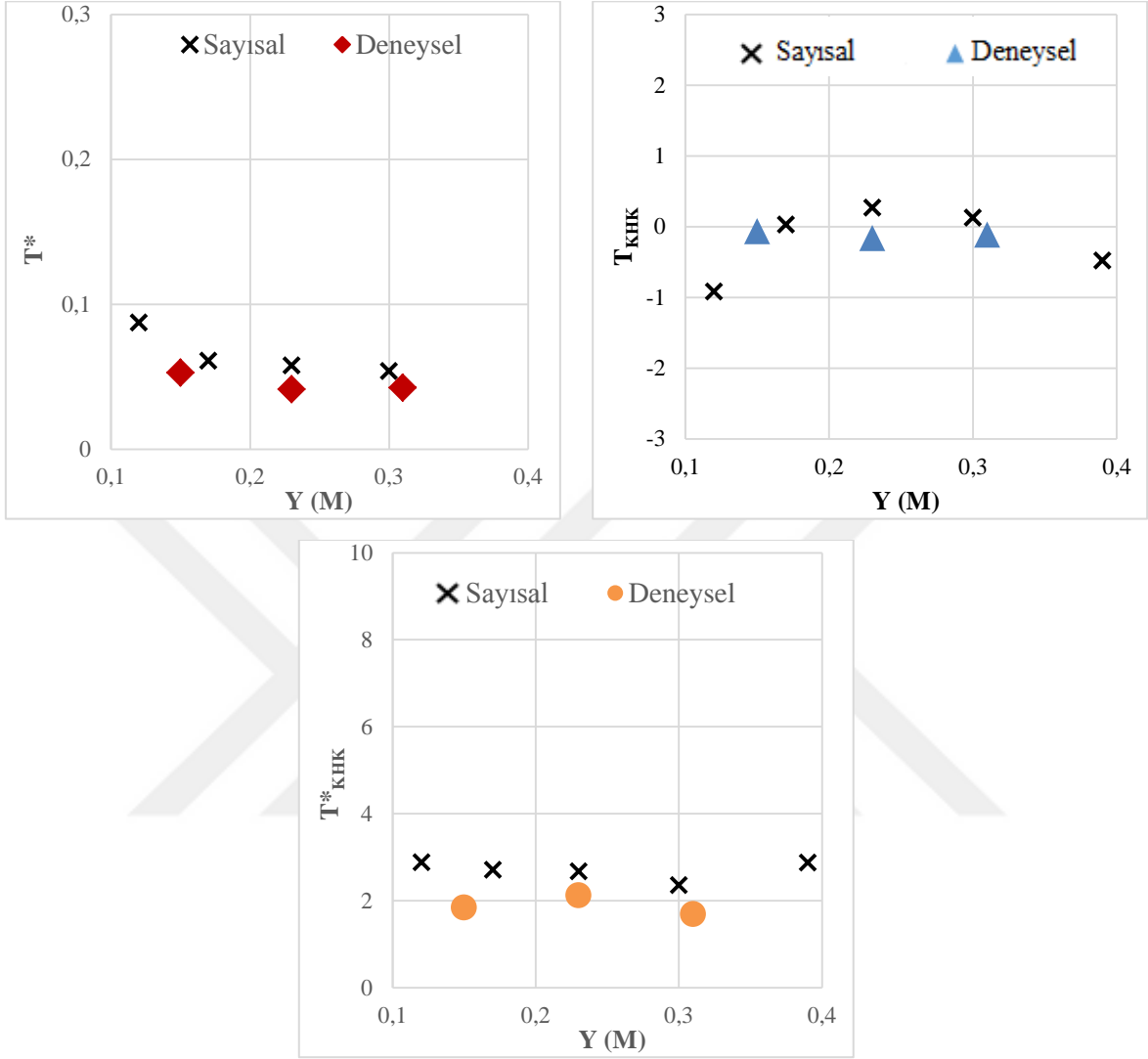
Şekil 3.33. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan I. akışkan ve durum 1 için karşılaştırılması

II. AKIŞKAN DURUM 2



Şekil 3.34. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan akışkan türü %1Al₂O₃ ve durum 2 için karşılaştırılması

III. AKIŞKAN DURUM 5



Şekil 3.35. Sayısal ve deneysel verilerin kullanılan akışkan türü %2Al₂O₃ ve durum 5 için karşılaştırılması

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada kere kesitli kanalda farklı sıcaklıklara sahip dönmeli jet akışlarının termofiziksel özellikleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Jet girişlerine üç farklı açıda dönme aparatları yerleştirilerek analizler yapılmıştır. Çalışmada sıcak jetin sıcaklığı ve kütleli debisi yukarıdaki bölümlerde izah edildiği gibi farklı parametrelerde olup soğuk jetin sıcaklığı ve kütleli debisi sabit tutulmuştur. Bu parametrelere bağlı olarak altı temel sınır şartı için analizler yapılmıştır. Yapılan tüm analizlerde akış türbülanslı akış olup sayısal çözümlemesinde LES türbülans modeli alınarak analizler yapılmıştır. Bütün çalışma parametrelerinde türbülanslı akış rejimi kullanılmıştır. Çalışmanın deneysel kısmı için parametrelere uygun olarak bir deney seti imal edilmiştir. Her iki türde yani sayısal ve deneysel olarak yapılan analizlerde alınan sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılarak analiz edilmiştir. Sonuçların yorumlanması üç şekilde olmuştur; ilk olarak farklı sınır şartlarına bağlı olarak ısı karışım davranışları MI grafikleri ile yorumlanmıştır. Kanal içerisinde riskli bölgelerin tespiti ise sıcaklık eş eğrileri yardımıyla yorumlanmıştır. Çalışmadaki türbülans yapısı ve akış davranışlarının bazı özellikleri ise iki ve üç boyutlu olarak gösterilen hız profilleri yardımıyla analiz edilmiştir.

Analizlerde kullanılan dönmeli jet modeli ilk önce 20° dönmeli jet için akışkan tipi su için farklı ΔT değerleri ve \dot{m}_h / \dot{m}_c oranlarının akışın termofiziksel özellikleri üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarında jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal içerisindeki ısı karışımının iyileştiği görülmüştür.

Burada kanal içerisindeki yığın sıcaklık değerinin artması ile akışkanın değişen termofiziksel özelliklerinin (viskozitenin sıcaklıkla azalması gibi) böyle bir sonuçta etkili olduğu düşünülmektedir. Sıcaklık eş eğrilerinde görülen yüksek genlikli sıcaklık salınımlarının kanaldaki yığın sıcaklıkta bulunan akışkan içerisinde duvarlara ulaşmadan sönmüldüğünü görülmektedir. Elde edilen hız profili sonuçları, sıcak jetin kütleli debisi arttıkça türbülans alanının hem akış yönünde hem de yan yüzeylere doğru arttığını göstermektedir. Sıcak akışkanın kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça dolayısıyla sıcaklık arttıkça viskozite düşeceğinden ve buna bağlı olarak azalan viskozite ile birlikte momentumun artması sonucunda jetler daha çabuk türbülanslı rejime geçmektedir.

Dönmeli jet modelinde kullanılan üç farklı akışkan su, %1Al₂O₃ ve %2Al₂O₃ olmak üzere elde edilen sonuçlarda %2Al₂O₃ nanoakışkanın ısı karışım açısından elde edilen MI grafiklerinde de görüldüğü üzere daha etkin ve olumlu sonuçlar verdiği görülmüş olup

akışkan olarak suyun kullanıldığı analizlerde en az verime sahip akışkanın su olduğu görülmüştür. Jetler arası momentum oranının ısı karışım üzerindeki etkilerine bakıldığında jet momentum oranı arttıkça ısı karışımında bir iyileşmenin olduğu gözlemlenmiştir.

Bu çalışmanın diğer parametre olarak jet girişine konumlandırılmış üç farklı açıdaki dönme aparatlarının ısı karışım verimliliğine etkisi incelenmiştir. Elde edilen sayısal ve deneysel analizler sonucunda açı değeri arttıkça ısı karışımında belirgin bir iyileşme olduğu görülmüştür yani ısı karışımının en verimli olduğu durum 45° dönmeli jetlerde elde edilmiştir bunun sebebi ise açı değeri arttıkça daha geniş bir alana yayılarak daha baskın olarak akışı etkilemiştir.

Jetler arası farklı momentum oranlarına göre ısı verimlilik açısından değerlendirildiğinde ise MI değerlerine bakarak bütün durumlarda en iyi ısı karışımının $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ debi oranında olduğu görülmektedir.

Son olarak jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımının genel olarak iyileştiği görülmüştür.

5. ÖNERİLER

Bu tezde farklı sıcaklıklara sahip dönmeli jet akışlarının farklı sınır şartları için termofiziksel özellikleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu konuyu daha ileriye götürmek veya genişletmek isteyen araştırmacılara aşağıdaki çalışmaları yapmaları tavsiye edilmektedir.

- Bu çalışmada deneysel sınırlamalardan dolayı jetler arası sıcaklık farkı en fazla 40 K'dir. Ancak elde edilen sonuçlara göre değerlendirirsek ΔT değeri arttıkça ısıl karşım davranışlarının önemli ölçüde değiştiğini anlaşılmıştır. Daha yüksek ΔT değerleri ile daha iyi sonuçlar almak mümkün olabilir.
- Aynı analizler farklı nanoakışkan türleri ve farklı nanoakışkan derişimleri kullanılarak yapılabilir.
- Üç farklı değerde kullanılan dönmeli akışı sağlayan dönme aparatları için farklı açt değerleri kullanılarak çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Kok, B.**, 2016. Farklı Sıcaklıklardaki Jetlerin Akış ve Isıl Karakteristiklerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ
- [2] **Yapıcı S.**, 1992. Electrochemical mass transfer in annular swirl flow, PhD Thesis, University of Exeter, Exeter, U.K
- [3] **Razgaitis., Richard., Holman, J. P.**, 1976. A survey of heat transfer in confined swirl flows, *In Future energy production system Heat and mass transfer processes*, **1**, 831-866.
- [4] **Chang, F., Dhir, V. K.**, 1995. Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl in tubes using tangential injection, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **16(2)**, 78-87.
- [5] **Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., and Yapıcı, S.**, 1998. “Radyalkanatlı dönmeli akış üreteçlerinde yöneltici eleman geometrisinin ısı transferi üzerine etkisi”, 3. *Ulusal Kimya Mühendisliği Kongresi*, Erzurum, Türkiye, 1-4 Eylül
- [6] **Varol, Y., Kok, B., Oztop, H. F., and Turkbay, I.** 2012. An experimental study on thermal mixing in a square body inserted inclined narrow channels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39(8)**, 1245-1252.
- [7] **Huang, L., EL-GENK, M.S.**, 1998. Heat transfers and flow visualization experiments of swirling , multi-channel and convestional impinging jets, *International Journal Heat Mass Transfers*, **41**, 583-600.
- [8] **Ortega, J.**, 2001. Area de mecanica de fluidos, *Phase Change and Numerical Modelling*, 174-192.
- [9] **Khalid, M. S., Wahid, M.**, 2014. Effects of swirl intensity on heat transfers and entropy generation in turbulent decaying swirl flow, *Applied Thermal Engineering*, **70**, 486-493.

- [10] **Zahir, A., Al-Abdali, Y., Mathews, T.,** 2015. The effect on in flow conditions on the development of non-swirling versus swirling impinging turbulent jets, *Computers&Fluid*, **118**, 255-273.
- [11] **Mohammadpourfard, M., Aminfar, H., and Karimi, M.,** 2016. Numerical investigation of non-uniform transverse magnetic field effects on the swirling flow boiling of magnetic nanofluid in annuli, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **75**, 240-252.
- [12] **Huang, R. F., Hsu, C. M.,** 2015. Effects of swirling strength on flow characteristics of swirling double-concentric jets with a dual-disk flow controller. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **68**, 612-624.
- [13] **Wang, S. J., Devahastin, S., and Mujumdar, A. S.,** 2006. Effect of temperature difference on flow and mixing characteristics of laminar confined opposing jets, *Applied thermal engineering*, **26(5)**, 519-529.
- [14] **Ahmed, Z. U., Al-Abdali, Y. M., and Matthews, M. T.,** 2015. The effect of inflow conditions on the development of non-swirling versus swirling impinging turbulent jets, *Computers & Fluids*, **118**, 255-273.
- [15] **Shishkin, N. E.,** 2015. The effect of slot height and difference in gas densities for coaxial jets on jet mixing in constrained swirled flow, *Thermophysics and Aeromechanics*, **22(4)**, 427-433.
- [16] **Yamagata, T., Ishizuka, A., and Fujisawa, N.,** 2017. Numerical study on non-axisymmetric wall thinning in pipelines with swirling flow, *Annals of Nuclear Energy*, **101**, 196-202.
- [17] **Liu, W., Bai, B.,** 2015. Swirl decay in the gas–liquid two-phase swirling flow inside a circular straight pipe, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **68**, 187-195.
- [18] **Rocha, A. D., Bannwart, A. C., and Ganzarolli, M. M.,** 2015. Numerical and experimental study of an axially induced swirling pipe flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **53**, 81-90.
- [19] **Aydin, O., Avci, M., Markal, B., & Yazici, M. Y.,** 2014. An experimental study on the decaying swirl flow in a tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **55**, 22-28.

- [20] **Yilmaz, M., Çomaklı, Ö., and Yapıcı, S.,** 1999. Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow. *Energy conversion and management*, **40(13)**, 1365-1376.
- [21] **Cakmak, G., Yildiz, C.,** 2009. Design of a new solar dryer system with swirling flow for drying seeded grape, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **36(9)**, 984-990.
- [22] **Nuntadusit, C., Wae-Hayee, M., Bunyajitradulya, A., and Eiamsa-ard, S.,** 2012. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39(5)**, 640-648.
- [23] **Gul, H.,** 2002. Borularda Dönmeli Akışın Isı Transfer Karakteristikleri, *Journal of Polytechnic*, **5**, 149-154.
- [24] **Durmuş, A.,** 1993. Dönmeli akış içeren borulu ısı değiştiricisinde ısı transferi ve akışın incelenmesi, *Doktora Tezi* Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon
- [25] **Balta, T.,** 2005. Dönmeli akış üreteçlerinin ısı transfer ve akış karakteristiklerinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum
- [26] **Behçet, R.,** 1998., Dönmeli akışlarda boru girişinde akışkan sıvıklığının keyfi değişiminin ısı transferine etkisi *Doktora Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta
- [27] **Hay, N., and West, P. D.,** 1974. Heat transfer in free swirling flow in a pipe, *Journal of Heat Mass Transfer*, 410-416.
- [28] **Kovallnogov, A. F., and Shchukin, V. D.,** 1968. Heat transfer and hydraulic resistance in tubes with bladed swirls, *Journal of Engineering Physics*, **14(2)**, 239-247.
- [29] **Kito, O., and Kato, T.,** 1984. Near Wall velocity distribution of turbulent swirling flow in circular pipe , *Bulletin of JSME*, **27**.

- [30] **Lin, S., Chen, J., and Vatistas, G. H.**, 1990. Heat transfer for swirl flow in a vortex tube, *Journal of Chemical Engineering*, **68**, 944-947.
- [31] **Balakrishnan, P., and Srinivasan, K.**, 2017. Jet noise reduction using co-axial swirl flow with curved vanes, *Applied Acoustics*, **126**, 149-161.
- [32] **Kun, D., Li, Z., and Sunden, B.**, 2018. Effects of swirling coolant jet from the upstream slot on the vane endwall cooling and the vane suction side phantom cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **121**, 952-966.
- [33] **Ahmed, Z. U., Al-Abdeli, Y. M., and Guzzomi, F. G.**, 2017. Flow field and thermal behaviour in swirling and non-swirling impinging jets, *International Journal of Thermal Sciences*, **114**, 241-256.
- [34] **Wongcharee, K., Chuwattanakul, S., and Eiamsa-Ard, S.**, 2017. Influence of CuO/water nanofluid concentration and swirling flow on jet impingement cooling, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **88**, 277-283.
- [35] **Wongcharee, K., Chuwattanakul, S., and Eiamsa-Ard, S.**, 2017. Heat transfer of swirling impinging jets with TiO₂-water nanofluids, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, **114**, 16-23.
- [36] **Khelil, A., Naji, H., Loukarfi, L., Meliani, H. M., and Braikia, M.**, 2016. Numerical simulation of the interactions among multiple turbulent swirling jets mounted in unbalanced positions, *Applied Mathematical Modelling*, **40(5-6)**, 3749-3763.
- [37] **Nuntadusit, C., Wae-Hayee, M., Bunyajitradulya, A., and Eiamsa-Ard, S.**, 2012. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39(5)**, 640-648.
- [38] **Ianiro, A., and Cardone, G.**, 2012. Heat transfer rate and uniformity in multichannel swirling impinging jets, *Applied Thermal Engineering*, **49(31)**, 89-98.
- [39] **Hindasageri, V., Vedula, P. R., and Prabhu, S. V.**, 2015. Heat transfer distribution of swirling flame jet impinging on a flat plate using twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **91**, 1128-1139.

- [40] **Amini, Y., Mokhtari, M., Haghshenasfard, M., and Gerdroodbary, M. B.**, 2015. Heat transfer of swirling impinging jets ejected from Nozzles with twisted tapes utilizing CFD technique, *Case Studies in Thermal Engineering*, **6**, 104-115.
- [41] **Şahin, İ., Elsemary, İ. MM., Abdül-rehim, A. A., Attia, A. AA., and Elnagar, K. H.**, 2016. Optimization of stepped conical swirler with multiple jets for pre-mixed turbulent swirl flames, *Applied Thermal Engineering*, **102(5)**, 359-374.
- [42] **Markal, B.**, 2018. Experimental investigation of heat transfer characteristics and wall pressure distribution of swirling coaxial confined impinging air jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **124**, 517-532.
- [43] **Kumar, S. S., Hindasageri, V., and Prabhu, S. V.**, 2017. Local heat transfer distribution on a flat plate impinged by a swirling jet generated by a twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*, **111**, 351-368.
- [44] **Nanan, K., Wongcharee, K., Nuntadusit, C., and Eiamsa-Ard, S.**, 2012. Forced convective heat transfer by swirling impinging jets issuing from nozzles equipped with twisted tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39(6)**, 844-852.
- [45] **Müller, S. B., and Kleiser, L.**, 2008. Large-eddy simulation of vortex breakdown in compressible swirling jet flow, *Computers & Fluids*, **37(7)**, 844-856.
- [46] **Tavakoli, E., and Hosseini, R.**, 2013. Large eddy simulation of turbulent flow and mass transfer in far-field of swirl diffusers, *Energy and Buildings*, **59**, 194-202.
- [47] **Ding, J., Li, G., and Yu, Y.**, 2016. Numerical investigation on liquid sheets interaction characteristics of liquid-liquid coaxial swirling jets in bipropellant thruster, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **62(B)**, 129-137.
- [48] **Saqr, K. M., and Wahid, M. A.**, 2014. Effects of swirl intensity on heat transfer and entropy generation in turbulent decaying swirl flow, *Applied Thermal Engineering*, **70(1)**, 486-493.

- [49] **Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., and Ganji, D. D.**, 2015. Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **49**, 444-469.
- [50] **Bourgouin, J. F., Moeck, J., Durox, D., Schuller, T., and Candel, S.**, 2013. Sensitivity of swirling flows to small changes in the swirler geometry, *Comptes Rendus Mécanique*, **341(1-2)**, 211-219.
- [51] **Choi.**, 1995. S. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticle. *Siginer DA, Wang H P. Developments and Applications of Non Newtonian Flows, ASME MD*, 231.
- [52] **Esfe, M. H., Saedodin, S. and Mahmoodi, M.**, 2014. Experimental studies on the convective heat transfer performance and thermophysical properties of MgO–water nanofluid under turbulent flow, *Experimental thermal and fluid science*, **52**, 68-78.
- [53] **Kok, B., Varol, Y., Ayhan, H., Oztop, H. F.**, 2017. Experimental and computational analysis of thermal mixing characteristics of a coaxial jet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **82**, 276-286.
- [54] **Varol, Y., Kok, B., Ayhan, H., Oztop, H. F.**, 2017. Experimental study and Large Eddy Simulation of thermal mixing phenomena of a parallel jet with perforated obstacles, *International Journal of Thermal Sciences*, **111**, 1-17.
- [55] **Callister, W.D. and Rethwisch, D. G.**, 2007. Materials science and engineering, pp.733- 735, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [56] **Kok, B.**, 2010. Eğimli kanallarda farklı sıcaklıklardaki sınırlı jet akışlarında ısı karışmanın deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [57] **Dullien, F.A.L.**, 1992. Porous media, second edition: fluid transport and pore structure, academic press, San Diego, CA.
- [58] **Kulga, İ.B.**, 2010. Gözenekli ortam ve komşu akışkan tabakadan oluşan bileşik sistemde akışın analitik olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.

- [59] **Alnak, D.E.**, 2013. Isıtılmış silindirik yüzey üzerine çarpan su jetinin taşınım ısı transferine etkisinin sayısal ve deneysel olarak araştırılması, *Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [60] **Ayhan, H.**, 2011. T-birleşim bölgesi yakınlarında sıcaklık salınımlarının modellenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [61] **Çengel, Y.A. and Cimbala, J.M.** 2007. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven kitabevi, İzmir, Türkiye.
- [62] **Tennekes, H., Lumley, J.L.**, 1972. A first course in turbulence, Cambridge, MA: MIT Press, Massachusetts and London, England.
- [63] **Ansys 15,0 Meshing user's guide**, 2015.
- [64] **Wang, S.J., Devahastin, S. and Mujumdar, A. S.**, 2006. Effect of temperature difference on flow and mixing characteristics of laminar confined opposing jets, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 519 – 529.
- [65] **J. Maxwell.**, 1904. A Treatise on Electricity and Magnetism, second ed. Oxford University Press, Cambridge, UK.
- [66] **H.C. Brinkman.**, 1952 The viscosity of concentrated suspensions and solution, *J.Chem. Phys.* **20** 571–581.
- [67] **Khodadadi, J.M., Hosseinizadeh, S.F.**, 2007. Nanoparticle-enhanced phase change materials (NEPCM) with great potential for improved thermal energy storage, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **34**, 534-543.

ÖZGEÇMİŞ

Muhammed GÜR 23.07.1991 yılında Elazığ ilinde doğmuştur. İlkokul, ortaokul ve Liseyi Elazığ'da tamamlamıştır. 2010 yılında Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne kayıt yaptırmış ve 2014 yılında buradan mezun olmuştur. 2015 yılında Fırat Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Teknolojileri Anabilim Dalı Termodinamik ve Isı Tekniği Bilim dalında lisansüstü eğitime başlamıştır.

