

**FARKLI SICAKLIKLARDAKİ JETLERİN AKIŞ VE  
ISIL KARIŞIM KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL  
VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Beşir KOK**

**Doktora Tezi**

**Makine Eğitimi Anabilim Dalı**

**Danışman: Prof. Dr. Yasin VAROL**

**ŞUBAT – 2016**

**T.C  
FIRAT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI SICAKLIKLARDAKİ JETLERİN AKIŞ VE ISIL KARIŞIM  
KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Beşir KOK**

**(101119203)**

**Anabilim Dalı: Makine Eğitimi**

**Programı: Enerji Eğitimi**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 12 OCAK 2016**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 5 ŞUBAT 2016**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin VAROL (F.Ü.)**  
**Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN (F.Ü.)**  
**Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP (F.Ü.)**  
**Prof. Dr. Orhan AYDIN (K.T.Ü.)**  
**Prof. Dr. Hüseyin AKILLI (Ç.Ü.)**

**ŞUBAT – 2016**

## ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında büyük emekleri olan, bana sadece bilimsel olarak değil hayat ile ilgili birçok konuda yol gösteren, kendisine her zaman hayranlık duyduğum çok değerli danışman hocam, Sayın Prof. Dr. Yasin VAROL'a bu süreç içerisinde bana sabırla tahammül ettiği için sonsuz şükranlarımı sunmayı kendime borç bilirim.

Bilimsel konularda ne zaman sıkıntıya düşsem aklıma gelen ilk isimlerden birisi şüphesiz çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Hakan F. ÖZTOP'dur. Kendisine bu zorlu süreçte her zaman yanımda durduğu ve engin bilgilerini benimle paylaşma konusunda bir gün bile tereddüt etmediği için sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Tezimin sayısal kısmında çok yoğun programına rağmen her zaman bana yardımcı olan değerli arkadaşım Sayın Hüseyin AYHAN'a, bana harcadığı bütün emeklerinden dolayı teşekkür ederim. Tezin sayısal ve deneysel kısımlarında verilerin işlenmesi ve grafiklerin çıkarılması konularında bana büyük yardımları olan kardeşim Şifagül DEMİRYÜREK ve Gönenç DURAN'a yardımlarından dolayı teşekkür ederim. Deney setinin elektrik ve elektronik kontrolünde çok büyük emekler veren kuzenim Ümit KOK'a, çok yoğun bir hayat temposu olmasına rağmen lütfedip bana vakit ayırdığı için sonsuz teşekkür ederim. Bütün bu süreç boyunca varlığıyla bana büyük moral ve motivasyon veren, yaşadığım her sıkıntıda bana vakit ayırmaktan çekinmeyen değerli dostum Mert GÜRTÜRK'e sonsuz şükranlarımı sunarım.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, tezimi 114M584 numaralı projeye desteklemiştir. TÜBİTAK'a tezime verdiği bu değerli destekten dolayı çok teşekkür ederim.

Bu uzun doktora sürecinde muhterem eşim Zeynep ve çocuklarım Ahmet Ali ve Nupelda'yı çok ihmal ettim. Bu süreç boyunca bana bir kere bile olsun öf demeyen asil eşime minnet ve şükranlarımı sunmayı borç bilirim. Şu yaşıma kadar hayatımın her saniyesinde yanımda bir çınar gibi duran ve beni bu günlere getiren saliha annem Şaha hanımı bana lütfettiği için Rabbime şükür ederim.

**Beşir KOK**  
**ELAZIĞ – 2016**

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
İÇİNDEKİLER.....	IV
ÖZET .....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VIII
TABLolar LİSTESİ.....	XIII
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XIV
KISALTMALAR LİSTESİ.....	XVI
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Isıl Gerilme .....	15
1.2. Jet Teorisi.....	16
1.3. Gözenekli Ortamlar .....	18
2. MATERYAL ve METOT.....	20
2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	20
2.2. Türbülans Modelleme.....	22
2.3. Sayısal Yöntem .....	25
2.3.1. Filtre Operatörü.....	26
2.3.2. Korunum Denklemleri.....	26
2.3.3. Alt Ağ (SGS) Gerilme Ölçeği Modelleme.....	27
2.4. Geometrik Modeller .....	28
2.5. Modellerde Kullanılan Ağ Yapısı .....	37
2.5.1. Taylor Microscale.....	39
2.2. Deney Düzenegi .....	45
2.2.1. Deney Düzenegi Elemanları .....	48
3. BULGULAR .....	58

<b>3.1.</b>	<b>Paralel Jet Modeli .....</b>	<b>60</b>
<b>3.1.1.</b>	<b>Paralel Jet (Boş Kanal) .....</b>	<b>61</b>
<b>3.1.2.</b>	<b>Paralel Jet (Gözenekli Engel Etkisi) .....</b>	<b>67</b>
<b>3.1.3.</b>	<b>Paralel Jet (Sıralı Engel).....</b>	<b>81</b>
<b>3.2.</b>	<b>Eş – Merkezli Jet .....</b>	<b>94</b>
<b>3.2.1.</b>	<b>Eş – Merkezli Jet (Boş kanal).....</b>	<b>94</b>
<b>3.2.2.</b>	<b>Eş – Merkezli Jet (Gözenekli Engel).....</b>	<b>100</b>
<b>3.2.3.</b>	<b>Eş – Merkezli Jet (Sıralı Engel) .....</b>	<b>113</b>
<b>3.2.4.</b>	<b>Eş – Merkezli Jet (Farklı Geometrideki Engeller).....</b>	<b>118</b>
<b>4.</b>	<b>SONUÇLAR .....</b>	<b>128</b>
<b>5.</b>	<b>ÖNERİLER .....</b>	<b>133</b>
	<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>134</b>
	<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>142</b>

## ÖZET

Bu çalışmada, farklı sıcaklıklardaki 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 suyun kullanıldığı analizlerde paralel ve eş – merkezli olmak üzere iki tür jet modeli kullanılmıştır. Kanal içerisine farklı geometrik özelliklere sahip pasif engeller yerleştirilmiştir. Analizler jetler arası sıcaklık farkı ve momentum oranının fonksiyonu olan altı farklı sınır şartı için yapılmıştır.

Deneysel ve sayısal veriler analiz edilirken üç tür yaklaşım uygulanmıştır. Birinci yaklaşımda farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının kanal boyunca ısı karışım davranışları irdelenmiştir. İkinci yaklaşımda ısı karışımının etkin olarak gerçekleştiği türbülanslı bölgedeki ısı salınım davranışları analiz edilmiş ve bu salınımların kanal duvarları için ısı gerilme kaynaklı bir risk oluşturup oluşturmadığı tespit edilmiştir. Üçüncü yaklaşımda ise belirlenen çalışma parametrelerinin jetlerin akış davranışları üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır.

Sonuçlar, bütün çalışma parametrelerinde jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımının iyileştiğini göstermiştir. Jet momentum oranları değiştikçe ısı karışım davranışları önemli ölçüde değişmiştir. Kanal içerisinde pasif engel kullanımı genel olarak daha iyi bir ısı karışım sağlamıştır. Gözenekli engellerde engelin geçirgenliği arttıkça ısı karışımında bir iyileşme görülmüştür. Bütün durumlarda etkin karışım bölgelerindeki baskın sıcaklık frekansının 5 Hz civarında olduğu tespit edilmiştir. Yüksek genlikteki bu sıcaklık salınımları bazı engel yerleştirilmiş durumlarda kanal duvarlarına ulaşmaktadır. Bazı durumlarda ise kanal duvarlarına ulaşmadan yığın sıcaklık içerisinde sönmelenmektedir. Kanal içerisinde engel kullanımı, genel olarak jetlerin türbülans bölgelerinin küçülmesine neden olmuştur. Deneysel ve sayısal veriler büyük bir doğruluk ile birbiriyle uyusmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı karışım, Sıcaklı salınımları, LES, Isı yorulma, Paralel jet, Eş – merkezli Jet.

## SUMMARY

### **Numerical and Experimental Investigation of Flow and Thermal Mixing Phenomena of Jets at Different Temperatures**

In this study, thermophysical specifications of jets at different temperatures in a confined channel were investigated experimentally and numerically. An experimental setup was produced for experimental part of the study and Large Eddy Simulation turbulence model was used to simulate numerical part of the study. Parallel and Coaxial jet models were used in the analyses that water was used as working fluid. Passive obstacles that have different geometrical specifications were inserted into the channel. Analyses were carried out for six cases which are function of temperature difference between jets and different momentum ratios of the jets.

Three approaches were applied while analyzing the experimental and numerical data. Thermal mixing behavior of the jets in the channel were investigated in the first approach. In the second approach, temperature fluctuating phenomena in turbulent region which effective thermal mixing occur were evaluated and it is identified that these fluctuations contain a thermal stress risk for the channel walls or not. In the last approach, flow field phenomena of the jets were evaluated comprehensively.

Results showed that mixing performance gets better with increasing temperature differences between jets for all working parameters. Thermal mixing behavior of the jets changes substantially with changing momentum ratios of the jets. Using passive obstacles into the channel lead better mixing performance in general. Mixing performance enhances with increasing porosity values of the passive obstacles. Dominant frequency of temperature fluctuations in the mixing region is captured as 5 Hz for all working cases. These high amplitude temperature fluctuations sometimes reach to the channel walls in obstacle cases and sometimes it dissipates inside bulk temperature before reach the walls. Using obstacles into the channel reduces the turbulent area in general. Experimental and numerical data correspond with each other with a great accuracy.

**Key Words:** Thermal mixing, Temperature fluctuations, LES, Thermal fatigue, Parallel jet, Coaxial jet.

## ŞEKİLLER LİSTESİ

### Sayfa No

Şekil 1.1. Çok yüksek sıcaklık reaktörü [84] .....	13
Şekil 1.2. Eş – merkezli jet uygulaması [48].....	14
Şekil 1.3. Çarpan jetin akış bölgeleri.....	17
Şekil 1.4. Serbest jetin akış bölgeleri .....	18
Şekil 2.1. Türbülanslı akış[82] .....	22
Şekil 2.2. LES türbülans modelinin türbülanslı akışta çözdüğü kısım[82] .....	23
Şekil 2.3. Türbülanslı bir akışta RANS metodunun modellediği kısım[82] .....	24
Şekil 2.4. Türbülans modellerinin çözümleme performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi [79] .....	25
Şekil 2.5. Test kanalı ölçüleri .....	29
Şekil 2.6. Test kanalında kullanılan pasif engellerin ölçüleri, a) düzlemsel engel, b) dairesel kesitli engel, c) v şekilli engel.....	30
Şekil 2.7. Farklı gözeneklilik değerlerinde düzlemsel engeller.....	30
Şekil 2.8. Kanal içerisinde a) tek ve b) çift sıralı engelleri gösterimi .....	31
Şekil 2.9. Jet modelleri, a) eş – merkezli jet, b) paralel jet.....	32
Şekil 2.10. Paralel jet modeli ve kanal elemanları .....	33
Şekil 2.11. Eş – merkezli jet modeli ve kanal elemanları.....	33
Şekil 2.12. Sınır Şartları, a) Paralel jet modeli, b) Eş – merkezli jet modeli.....	35
Şekil 2.13. I. Geometri için Taylor microscale değerleri .....	40
Şekil 2.14. II. Geometri için Taylor microscale değerleri .....	40
Şekil 2.15. III. Geometri için Taylor microscale değerleri.....	41
Şekil 2.16. V. Geometri için Taylor microscale değerleri.....	41
Şekil 2.17. VIII. Geometri için Taylor microscale değerleri.....	42
Şekil 2.18. IX. Geometri için Taylor microscale değerleri .....	42
Şekil 2.19. X. Geometride kullanılan ağ yapısı.....	43
Şekil 2.20. I. Geometride kullanılan ağ yapısı .....	44
Şekil 2.21. Engel etrafında kullanılan ağ, soldan sağa sırasıyla düzlemsel, dairesel ve V şekilli engel .....	45
Şekil 2.22. Gözenekli (Solda) ve Sıralı engel bölgesinde kullanılan ağ yapısı .....	45



Şekil 2.23. Deney seti akış diyagramı .....	46
Şekil 2.24. Test kanalına yerleştirilen ısı çift şeması .....	47
Şekil 2.25. Deney seti elemanları .....	49
Şekil 2.26. Deney seti .....	50
Şekil 2.27. Test kanalı ve veri derleyici .....	51
Şekil 2.28. Engellerin kanal içerisinde konumlandırılmaları, a)Sıralı Engel, b) Düzlemsel engel .....	52
Şekil 2.29. Paralel jet ölçüleri.....	52
Şekil 2.30. Eş – merkezli jet ölçüleri.....	53
Şekil 2.31. Eş – merkezli jet a) montaj, b)elemanları.....	53
Şekil 2.32. Sıvı tankı ölçüleri ve elemanları, a)soğuk sıvı tankı, b) sıcak sıvı tankı.....	54
Şekil 2.33. Elektrik panosu akış diyagramı .....	55
Şekil 2.34. Sigorta ve kontaktör hattı .....	55
Şekil 2.35. a) Türbin tip debi ölçer, b) Adım ölçer .....	56
Şekil 2.36. Çoklayıcı (40 kanallı) ve ısı çift bağlantıları.....	57
Şekil 3.1. MI değerlerinin paralel jet boş kanal ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için değişimi .....	61
Şekil 3.2. MI değerlerinin paralel jet boş kanal $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	62
Şekil 3.3. Paralel jetin boş kanal için güç yoğunluğu dağılımı .....	63
Şekil 3.4. Paralel jet boş kanal için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri .....	64
Şekil 3.5. Paralel jetin boş kanal içinde 4. saniyedeki hız profilleri.....	65
Şekil 3.6. Paralel jetin boş kanal ve $\Delta T = 20 K$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri.....	65
Şekil 3.7. Paralel jetin boş kanal ve $\Delta T = 40 K$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri.....	66
Şekil 3.8. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi .....	67
Şekil 3.9. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi .....	68
Şekil 3.10. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için değişimi .....	68
Şekil 3.11. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi .....	69
Şekil 3.12. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi .....	70
Şekil 3.13. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi .....	70
Şekil 3.14. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #1 için değişimi .....	71
Şekil 3.15. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #4 için değişimi .....	72
Şekil 3.17. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının $\Delta T = 40 K$ için güç yoğunluğu dağılımı .....	74
Şekil 3.18. Paralel jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri .....	75

Şekil 3.19. Paralel jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki hız profilleri .....	77
Şekil 3.20. Paralel jetin gözenekli engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	78
Şekil 3.21. Paralel jetin gözenekli engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	79
Şekil 3.22. Paralel jetin gözenekli engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için 4. Saniyedeki 3D hız profilleri .....	80
Şekil 3.23. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi.....	81
Şekil 3.24. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi .....	82
Şekil 3.25. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi .....	83
Şekil 3.26. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	83
Şekil 3.27. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #1 için değişimi .....	84
Şekil 3.28. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi .....	85
Şekil 3.29. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının $\Delta T = 20 K$ için güç yoğunluğu dağılımı .....	86
Şekil 3.30. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının $\Delta T = 40 K$ için güç yoğunluğu dağılımı .....	87
Şekil 3.31. Paralel jet ve sıralı engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri.....	88
Şekil 3.32. Paralel jet ve sıralı engeller için 4. saniyedeki hız profilleri .....	90
Şekil 3.33. Paralel jetin sıralı engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	91
Şekil 3.34. Paralel jetin sıralı engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	92
Şekil 3.35. Paralel jetin sıralı engeller ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	93
Şekil 3.36. MI değerlerinin eş – merkezli jet boş kanal ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi.....	95
Şekil 3.37. MI değerlerinin eş – merkezli jet boş kanal ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	96
Şekil 3.38. Eş – merkezli jet boş kanal için güç yoğunluğu dağılımı.....	97
Şekil 3.39. Eş – merkezli jet boş kanal için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri .....	98
Şekil 3.40. Eş – merkezli jet boş kanal için 4. saniyedeki hız profilleri.....	98
Şekil 3.41. Eş – merkezli jet boş kanal ve $\Delta T = 20 K$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	99

Şekil 3.42. Eş – merkezli jet boş kanal ve $\Delta T = 40 K$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	100
Şekil 3.43. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için değişimi .....	101
Şekil 3.44. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için değişimi .....	101
Şekil 3.45. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi .....	102
Şekil 3.46. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi .....	103
Şekil 3.47. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi .....	103
Şekil 3.48. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi .....	104
Şekil 3.49. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #5 için değişimi .....	104
Şekil 3.50. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi .....	105
Şekil 3.51. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının $\Delta T = 20 K$ için güç yoğunluğu dağılımı .....	106
Şekil 3.52. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının $\Delta T = 40 K$ için güç yoğunluğu dağılımı .....	107
Şekil 3.53. Eş – merkezli jet ve gözenekli engeller için 4. Saniyedeki sıcaklık eş eğrileri .....	108
Şekil 3.54. Eş – merkezli jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki hız profilleri.....	109
Şekil 3.55. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	110
Şekil 3.56. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	111
Şekil 3.57. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri .....	112
Şekil 3.58. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için değişimi.....	113
Şekil 3.59. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi .....	114
Şekil 3.60. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve $\Delta T = 20 K$ için değişimi .....	115
Şekil 3.61. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	115
Şekil 3.62. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #5 için değişimi .....	116
Şekil 3.63. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi .....	116
Şekil 3.64. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının güç yoğunluğu dağılımı .....	117
Şekil 3.65. Kanal boyunca MI değerlerinin PE - I ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için değişimi .....	118
Şekil 3.66. Kanal boyunca MI değerlerinin PE - I ve $\Delta T = 40 K$ için değişimi.....	119

Şekil 3.67. MI değerlerinin Durum #1’de farklı engel türleri için kanal boyunca değişimi .....	119
Şekil 3.68. MI değerlerinin Durum #3’te farklı engel türleri için kanal boyunca değişimi .....	120
Şekil 3.69. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının güç yoğunluğu dağılımı .....	121
Şekil 3.70. Eş – merkezli jet ve farklı geometrilerdeki engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri.....	122
Şekil 3.71. Eş – merkezli jet ve farklı geometrilerdeki engeller için 4. saniyedeki hız profilleri .....	124
Şekil 3.72. Eş - merkezli jet ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri.....	125
Şekil 3.73. Eş - merkezli jet ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri.....	126
Şekil 3.74. Eş - merkezli jet ve $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$ için 4. saniyedeki 3D hız profilleri.....	127

## TABLÖLAR LİSTESİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 2.1. Gözenekli engellerin özellikleri .....	31
Tablo 2.2. Paralel jet modelinde jetler ile ilgili termofiziksel özellikler .....	34
Tablo 2.3. Eş – merkezli jet modelinde jetler ile ilgili termofiziksel özellikler .....	34
Tablo 2.4. Hesaplamalarda kullanılan model ve parametreler .....	36
Tablo 2.5. Sayısal çözümlerde kullanılan iş istasyonları.....	36
Tablo 2.6. Skewness değerinin değerlendirilmesi[83] .....	37
Tablo 2.7. Ağ oluşturulan geometrilerin listesi .....	38
Tablo 2.8. Oluşturulan ağ yapısına ilişkin Orthogonal Quality ve Skewness değerleri.....	38

## SEMBOLLER LİSTESİ

$E$	: Elastiklik modülü
$\alpha_1$	: Isıl genleşme katsayısı
$T_0$	: İlk sıcaklık
$T_s$	: Son sıcaklık
$\varepsilon$	: Gözeneklilik
$V_f$	: Boşluk hacmi
$V_s$	: Katı hacmi
$Re$	: Reynolds sayısı
$\bar{\phi}$	: Filtre operatörü
$D_f$	: Akış alanı
$G$	: Filtre fonksiyonu
$\Delta$	: Filtre genişliği
$\bar{u}_i$	: Filtrelenmiş hız elemanı
$\rho$	: Akışkan yoğunluğu
$\bar{p}$	: Filtrelenmiş basınç
$S_{M,i}$	: Yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti
$\bar{h}$	: Filtrelenmiş entalpi
$\bar{T}$	: Filtrelenmiş sıcaklık
$\sigma_{ij}$	: Basınç tensörü
$\mu_m$	: Moleküler viskozite
$\rho_o$	: 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
$\Delta T$	: 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

<b>PIV</b>	: Particle image velocimetry
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>DNS</b>	: Direct Numerical Simulation
<b>LES</b>	: Large Eddy Simulation
<b>RANS</b>	: Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations
<b>SGS</b>	: Sub – Grid Scale
<b>WALE</b>	: Wall Adapting Local Eddy Viscosity
<b>PE – 1</b>	: 1. Gözenekli engel
<b>TMS</b>	: Taylor Microscale
<b>PE – I</b>	: Düzlemsel (I) şekilli pasif engel
<b>PE – (</b>	: Yay şekilli pasif engel
<b>PE – V</b>	: V şekilli pasif engel
<b>TSE</b>	: Tek Sıralı Engel
<b>ÇSE</b>	: Çift Sıralı Engel
<b>MI</b>	: Mixing Index
<b>PSD</b>	: Power Spectral Density
<b>EKB</b>	: Etkin Karışım Bölgesi



## 1. GİRİŞ

Farklı sıcaklıklardaki akışkanların karışması pek çok endüstriyel uygulamada karşılaşılan bir durumdur. Bir kontrol hacmine giren farklı sıcaklıklardaki akışkanların karışım bölgelerinde meydana gelen sıcaklık salınımları, akışkanı çevreleyen yüzeylerde ani sıcaklık değişimleri meydana getirir. Yüksek genlikte meydana gelen bu ani sıcaklık değişimleri, malzeme yüzeyi üzerinde çevrimsel zorlanmalara sebep olur. Bu da malzemeyi ısıl yüke maruz bırakarak yüzeylerde ısıl yorulma ve sonrasında da çatlaklara yol açabilir. Bu ısıl gerilmelere önlem alınmadığı takdirde bazen nükleer reaktörler gibi çok önemli endüstriyel mekanizmalarda termo – mekanik hasarlar meydana gelebilir. Bu durum başta insan ve çevre sağlığı gibi pek çok alanda tehdit unsuru olabilir. Örneğin, 1992 de Birleşik Krallık (UK) prototip hız reaktörünün (PFR) ana çıkış bölgesinde ısıl gerilme kaynaklı oluşmuş önemli ölçüde çatlaklar tespit edilmiştir. Yine 1999'da Japonya'da Tsuruga-2 PWR nükleer santralinin orta bölmedeki ısı değiştirgecinin bağlantı borularında ısıl gerilmelerden dolayı oluşmuş pek çok çatlaklar tespit edilmiştir. Sorunların giderilmesi reaktörün çalışma programını aksatmıştır. 1993'te BN – 600 reaktörünün birincil devresinin arıtma döngüsünde sodyum sızıntıları tespit edilmiştir. Metalürjik analizler sorunun sıcak ve soğuk sodyumun karışımı sırasında meydana gelen sıcaklık çalkantılarından kaynaklandığını ortaya çıkarmıştır [1].

Bir kontrol hacminde farklı sıcaklıklardaki akışkanların ısıl karışım ve akışkan davranışlarını incelemek için literatürde yapılmış pek çok analitik, sayısal ve deneysel çalışma mevcuttur. Kok vd. [2], farklı sıcaklıklardaki paralel jetlerin bir kanal içerisindeki ısıl karışım karakteristiklerini incelemek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Kanal içerisine farklı şekil (en – boy) oranlarında kare veya dikdörtgen pasif engeller yerleştirilmiştir. Ayrıca bu engeller kanal içerisinde farklı jet – pasif engel mesafelerinde yerleştirilmiştir. Farklı jet Reynolds sayıları da çalışmada kullanılan bir diğer parametredir. Sayısal modelin çözülmesinde ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan FLUENT kullanılmıştır. Sonuçlar jet Reynolds sayısı arttıkça kanalın ilk yarısında ( $x/L = 0-0.5$ ) ısıl karışım veriminin arttığı ve belirlenen parametrelerin ısıl karışım üzerinde bir kontrol mekanizması olarak kullanılabileceğini göstermiştir.

Varol vd. [3], içerisine kare kesitli pasif eleman yerleştirilmiş dar bir kanalda farklı sıcaklıklardaki suyun ısıl karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir.

Kanala su akışını, farklı sıcaklıklardaki ve debilerdeki iki adet paralel jet sağlamaktadır. Deneysel farklı kanal eğim açıları için yapılmıştır. Çalışma sonucunda kanal eğim açısının ısı karışım karakteristikleri üzerinde oldukça etkili olduğu ve kanal eğim açısı arttırıldıkça kanal içerisindeki karışım veriminin genelde arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca deneysel veriler sıcaklık çalkantılarının geometrik parametrelerden oldukça etkilendiğini göstermiştir.

Kok vd. [4], dikdörtgen kesitli dar bir kanalda ısı karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Kanala sıvı akışını birbirine paralel olarak konumlandırılmış farklı sıcaklıklarda ve debilerde iki adet jet sağlamaktadır. Kanal içerisindeki ısı karışımını üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla kanala farklı eğim açıları verilmiştir. Ayrıca sınırlı deneysel veriler kullanılarak kapsamlı bir yapay sinir ağı (YSA) modeli geliştirilmiştir. Burada deney süresinin ve masraflarının azaltılması amaçlanmıştır. Sonuçlar belirlenen deney parametrelerinin kanal içerisindeki ısı karışım verimini önemli ölçüde etkilediğini ve geliştirilen YSA modelinin deneysel sonuçları başarılı bir şekilde tahmin ettiğini göstermiştir.

Kok vd. [5] içerisinde daire kesitli pasif bir engel yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli dar bir kanalda farklı sıcaklıklardaki paralel jetlerin akış ve ısı karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel pasif engelin yanı sıra kanalın eğim açısının kanaldaki ısı karışım verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel geometrik parametrelerin ve sıcak jet ile soğuk jet arasındaki sıcaklık farkının ısı karışım verimi üzerinde oldukça etkili olduğunu göstermiştir.

Tokuhiro ve Kimura [6], dikey olarak konumlandırılmış üç adet paralel yarı düzlemsel jetin ısı karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Merkezdeki jet soğuk ve kenardaki jetler sıcak olarak belirlenmiştir. Sıcak ve soğuk su jetlerinin sıcaklık farkı ve hız oranları sırasıyla  $\Delta T_{hc} = 5^{\circ}C, 10^{\circ}C$  ve  $r = V_{cold} / V_{hot} = 1.0, 0.7, 0.5$ , ayrıca tipik Reynolds sayısı  $Re_D = 1.8 \times 10^4$  olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar ısı karışımının farklı sınır şartlarında farklı davranışlar gösterdiğini ortaya koymuştur. Bununla beraber seçilen parametrelerin tamamının ısı karışım üzerinde etkili olduğu ve bunların karışımı yönlendirmede kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Kimura vd. [7], sodyum soğutmalı nükleer reaktörlerde ısı dalgalanmayı incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır. Reaktördeki modele benzer bir model olan birbirine paralel olarak konumlandırılmış ve bir plaka üzerinden akan üç adet jetin ısı dalgalanma ve sıvıdan plakaya ısı transfer karakteristiklerini incelenmiştir.

Jetler dikdörtgen kesitli olup merkezdeki jet soğuk ve kenarlardaki jetler ise sıcak olarak belirlenmiştir. Deneyler farklı jet sıcaklıkları ve jet Reynolds sayıları için yapılmıştır. Plaka yüzeyinden farklı yüksekliklerde ısı çiftleri kullanılarak ölçümler alınmış ve sıcaklık dalgalanmalarının bu eksen boyunca davranışları incelenmiştir. Çalışmada test plakasının yüzeyine yaklaşıldıkça ısı dalgalanmalarının azaldığı görülmüştür. Elde edilen veriler kullanılarak yüzey ve akışkan arasında bir ısı transfer katsayısı geliştirilmiş ve bu katsayının yüzeydeki ısı dalgalanmalarının tahmininde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Chacko vd. [8] özellikle sıvı metal soğutmalı nükleer reaktörlerde kullanılan farklı sıcaklıklardaki üçlü paralel jet modelinin ısı karışım karakteristiklerini deneysel, Large – eddy simulation (LES), Spalart Allmaras (SA) modeli ve  $k - \epsilon$  türbülans modelini kullanarak karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Çalışmada üç farklı grid modeli kullanılmış ve sonuçta 4 milyon grid ile hexahedral model kullanılmıştır. Elde edilen LES sonuçlarının deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu buna karşın SA modeli ve  $k - \epsilon$  türbülans modelinin ısı çalkantıları tahmin etmekte oldukça zayıf kaldığı tespit edilmiştir.

Durve vd. [9], literatürdeki bazı temel makaleler üzerinden ısı karışım karakteristiklerini anlamak üzere bir sayısal model üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada değişik ısı çalkantıları modellerinin yetenekleri karşılaştırmak suretiyle üçlü jet modelinin ısı genliği tahmin edilmiştir. Geliştirilen model, literatürdeki çalışmalarla uyum göstermiş ve büyük bir doğrulukla ortalama hız ve sıcaklık alanını vermiştir.

Durve vd. [10] tek, çift ve üçlü paralel jet akışlarının hidrodinamik karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada; jet mesafesi, jetlerin birleşme - karışma noktası ve jet akış oranlarının akış bölgesindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca tek, çift ve üçlü paralel jetlerin akış yapısı karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, jetlerin birleşme noktasının jetler arası mesafeden ve türbülans yoğunluğu gibi çıkış şartlarından önemli ölçüde etkilendiği anlaşılmıştır. Bununla birlikte jet hız oranının da birleşme ve karışma noktasını önemli ölçüde etkilediği sonucuna varılmıştır.

Jung ve Yoo [11], üçlü jet akışını görüntülemek için Large Eddy Simulation (LES) modeli (Smagorinsky–Lilly alt ölçek modeli ile birlikte) ve  $k-l$  modeli olmak üzere iki türbülans modeli kullanmıştır. Çalışmada, girişteki sıcaklık yoğunluğunun ısı karışımına olan etkisi incelenmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmak üzere doğrulukları test edilmiştir.

Çalışma sonucunda LES modelin ısı karışımı belirlemede oldukça hızlı ve doğru sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. Ayrıca girişteki ısı yoğunluk değerlerinin ve değişik grid yoğunluklarının sonuçları çok etkilemediği tespit edilmiştir.

Chandran vd. [12], Prototip hızlı besleyici reaktöründeki jet modelini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada farklı sıcaklıklarda yedisi sıcak ve üçü soğuk olmak üzere on adet su jetinden oluşan sistemin ısı karışım karakteri incelenmiştir. Beş değişik sıcak jet – soğuk jet oranı için çözümler yapılmıştır. Soğuk jet Reynolds sayısı sabit tutulmasına karşın sıcak jet Reynolds sayısı farklı değerler için uygulanmış ve bunun ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, maksimum sıcaklık dalgalanmalarının sıcak ve soğuk jet hızlarının eşit olduğu durumda meydana geldiği ve gözenekli engelin reaktör çeperlerine göre ısı karışım verimini arttırdığı tespit edilmiştir.

Suyambazhahan vd. [13] paralel çift jet modelinin akış ve ısı salınım karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada jet nozul mesafesi, jet giriş sıcaklığı ve jet genişliğinin etkileri incelenmiştir. Elde edilen veriler sonucunda türbülanslı zorlanmış akışta kaldırma kuvvetinin jet salınımı üzerinde önemli etkilerine rastlanmıştır. Ayrıca belirlenen çalışma parametrelerinin (jet nozul mesafesi, jet giriş sıcaklığı ve jet genişliği) ısı ve akış salınımını etkilediği anlaşılmıştır.

Nishimura vd. [14] farklı sıcaklıklarda dikey üçlü jet modelinin akış ve ısı karışım karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Düşük Reynolds sayısı türbülans basıncı ve ısı akışı denklemleri modeli (DRBIM) ve Standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli çalışmanın sayısal kısmını çözmek için kullanılmıştır. Araştırmacılar DRBIM modelinin deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olarak akış ve ısı karışım karakteristiklerini verdiğini buna karşın  $k - \epsilon$  türbülans modelinin çok doğru sonuçlar veremediğini saptamışlardır.

Cao vd. [15] farklı sıcaklıklardaki paralel üçlü jet modelinin akış ve ısı çalkalanma karakteristiklerini LES türbülans modelini kullanarak çözmüşlerdir. Sayısal veriler Nishimura vd. [17]'nin deneysel verileriyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada sayısal verilerin deneysel veriler ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda, akışta meydana gelen girdapların sıcaklık çalkantılarıyla doğrudan ilişkili olduğu ve jetlerin Reynolds sayısı arttıkça sıcak ve soğuk jetler arası ısı karışımının geciktiği saptanmıştır.

Chandran vd. [16] paralel olarak konumlandırılmış farklı sıcaklıklardaki su jetlerinin ısısal salınım karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Modelde jetler gözenekli bir plakaya çarpmaktadır. Bu yapı Prototip hızlı besleyici reaktöründe (PHBR) kullanılan yapının 1/5 oranında küçültülmüş modelidir. Sıcaklık çalkantılarını değerlendirmek amacıyla Reynolds basınç türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada farklı sıcak – soğuk jet hız oranları ve plaka konumları için sonuçlar alınmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğrulukları test edilmiştir. Sonuçta, maksimum sıcaklık dalgalanmalarının soğuk ve sıcak jet hızlarının eşit olduğu durumda elde edildiği, soğuk jetin baskın olduğu durumda yüksek sıcaklık çalkantıları ve sıcak jetin baskın olduğu durumda ise düşük sıcaklık çalkantıları gözlenmiştir.

Nishimura ve Kimura [17] jetlerin akış ve ısısal karışım karakteristiklerini tahmin etme kapasitesini arttırmak için sayısal bir model olan düşük Reynolds sayısı basınç ve ısı akışı denklem modelini geliştirmişlerdir. Sıvı metal soğutmalı hızlı besleyici reaktörünün ana çıkışını temsil eden dikey üçlü jet (kenarlarda sıcak ve ortada soğuk jet) modelini eldeki deneysel verilerle de karşılaştırarak çözmüşlerdir. Sayısal veriler deneysel sonuçlarla önemli ölçüde uyum sağlamıştır. Çalışmada jetlerin doğal yapısının ısısal karışımı türbülansa oranla daha fazla etkilediği sonucuna varılmıştır.

Xiang vd. [18] düzenli olarak tabakalaşmış bir akışın termo – fiziksel özelliklerini araştırmak üzere LES modelini kullanmışlardır. Çalışmada türbülanslı hız ve sıcaklık gradyeni incelenmiştir. Ayrıca, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki etkileşimi anlamak üzere türbülanslı karışım tabakalarını ve türbülans yapısını incelemişlerdir. Sonuçlar içerideki akım yoğunluklarının düşey yoğunluklardan oldukça yüksek olduğunu ve düşey çalkantıların daha hızlı kaybolduğunu göstermiştir. Bununla birlikte, ortalama sıcaklığın oluşturduğu karışım tabakalarının küçük hızlarla kenarlara meylettiği görülmüştür.

Velusamy vd. [19], ısısal şeritlenme karakteristiklerini incelemek üzere deneysel olarak yapılmış bir çalışmayı hesaplı akışkanlar mekaniği (HAD) ile çözmüşlerdir. Simülasyonu yapılan deneysel çalışma prototip hızlı besleme reaktörünün temel devresi modellenerek yapılan bir çalışmadır. Modelde farklı sıcaklıklardaki iki paralel jet gözenekli bir plakaya çarpmaktadır. Sonuçlar termal salınımların belirlenen koşullarda 0,4 ile 40 Hz frekansları arasında değişebildiğini ve sıcaklık dalgalanmalarının 40 ile 98 K arasında değiştiğini göstermiştir.

Wakamatsu vd. [20] farklı sıcaklıklardaki iki paralel jetin bir engele çarpma anındaki sıcaklık çalkantılarını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada su ve sodyum ısı karışım performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Engelin jetlere olan mesafesi, jetlerin akış hızları ve Reynolds sayıları, jetlerin sıcaklıkları, jetler arası sıcaklık farkı ve jetlerin hacimsel debileri deneylerde kullanılan parametreler olarak sıralanabilir. Çalışmada en yüksek sıcaklık dalgalanma frekansının engelin jetlere 38 mm mesafede gerçekleştiği, jetlerin debileri arttırıldıkça sıcaklık dalgalanmalarının arttığı ve aynı şartlarda sodyum ile yapılan deneylerde yüzey zayıflama oranının suya göre daha az olduğu tespit edilmiştir.

Qiu vd. [21] farklı sıcaklıklardaki darbeli (Pulsed) akımlı karşıt jetlerin ısı karışım karakteristiklerini numerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada darbeli jetin, jet hızının, jet akışlarının dalga boyları ve frekansları, jetler arası sıcaklık farkının ve karşıt jetlerin geometrilerinin ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, jetler arası sıcaklık farkı, dalgalı jet yapısı ve geometrik parametrelerin ısı karışım üzerinde oldukça etkili olduğu anlaşılmıştır.

Wang ve Mujumdar [22] silindirik kesitli bir kanala yerleştirilmiş karşıt akımlı ve farklı sıcaklıklardaki jetlerin akış ve ısı karışım davranışlarının sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada sonuçlar daha önce yapılmış deneysel bir çalışma ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilere göre, çoklu karşıt jet durumunun tek karşıt jet durumuna göre ısı karışım verimi üzerinde daha iyi sonuçlar vermiştir, kanal içerisindeki akış döngüsü karşıt jet sayısı arttıkça yükselmiştir. Kanala paralel karşıt jet yerleştirmek ısı karışım verimi üzerinde beklenen miktarda bir iyileştirme meydana getirmemiştir. Sonuç olarak belirlenen geometrik parametrelerin akış ve ısı karışım verimi üzerinde etkili olduğu anlaşılmıştır.

Wang vd. [23] farklı sıcaklıklardaki karşıt akımlı jetlerin bir kanal içerisindeki ısı karışım davranışlarını FLUENT ticari yazılımını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma düşük Reynolds sayılarında laminer akışta yapılmıştır. Farklı jet momentumları ve genişlikleri, çıkış kanalına farklı yüksekliklerde engel yerleştirme çalışmanın ana parametrelerini oluşturmaktadır. Ayrıca kanalın çıkış kısmında alt ve üst cidarlara birbirlerine farklı mesafelerde engeller yerleştirilmiştir. Elde edilen veriler, karşıt jetlerin farklı momentum ve genişlikleri ısı karışımını önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermektedir.

Ayrıca kanal çıkışına engel yerleştirmek ısı karışım verimini arttırmıştır ve engel boyu arttıkça karışım iyileşmesi artmıştır. Çoklu engel yerleşiminde engeller arası mesafe azaldıkça ısı karışım verimi artmıştır.

Wang vd. [24] karşıt akımlı ve farklı sıcaklıklardaki jetlerin akış ve ısı karışım karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Hava ve su çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk jetler arası sıcaklık farkı, farklı çalışma geometrileri ve şartları çalışma parametreleri olarak kullanılmıştır. Sayısal sonuçlar, farklı sıcaklıklardaki jetlerin karışım karakteristiklerinin, sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ) miktarından, akış şartları ve geometrik parametrelerden oldukça etkilendiğini göstermektedir.

Chang vd. [25] Y şeklindeki bir kanalda farklı sıcaklıklardaki akışkanın ısı karışım ve akış davranışlarını sayısal olarak incelemiştir. Sayısal model olarak Lattice Boltzmann kullanılmış. Çalışmada ısı karışım verimi ve akış davranışları üzerindeki etkilerini incelemek üzere kanalın alt ve üst duvarlarına yarım daire ve tam daire şeklinde pasif engeller yerleştirilmiştir. Çalışmada ısı karışım veriminin kanal içerisindeki hız vektörü ve sıcaklık gradyanı arasındaki kesişim açısının bir fonksiyonu olduğu sonucuna varılmıştır.

Naik – Nimbalkar vd. [26, 27] tek/çift jet yerleştirilmiş bir borudaki ısı karışım karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Jetler ve boru içerisindeki akışkan farklı sıcaklıklarda ve hızlarda belirlenmiş ve bunun ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada, sıcaklık dalgalanmalarının miktarı, sıcaklık dalgalanmalarının karakteristik frekansları, boru cidarlarındaki sıcaklık dalgalanmaları, tek ve çift jet durumlarının, jetler arası mesafelerin ve akış hız oranlarının borudaki ısı karışım üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Elde ettikleri deneysel ve sayısal verilerin birbiri ile uyumlu olduğu ve bu çalışmadan çıkan sonuçların daha sonra yapılacak tasarımlara ve çalışmalara olumlu katkılar sağlayacağı sonucuna varmışlardır.

Simoneau vd. [28], nükleer alanda termal yorulmalara ve titreşimlere sebep olan sıcaklık ve basınç dalgalanmalarını Large Eddy Simulations (LES) rütbülans modelini kullanılarak sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarda farklı grid modelleri kullanılmış ve sayısal çözümler ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Star- CD kullanılarak yapılmıştır. Son 15 yıl içerisinde bu alanda yapılan çalışmaların çoğunluğunu T birleşimlerde ısı karışımının incelenmesi oluşturmaktadır. Fakat bununla beraber bir engel üzerinden akış düzlemsel plakalarda akış gibi birçok ısı karışım uygulamaları çalışılmıştır.

Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında ortalama sıcaklık ve dalgalanmaların sıklığı konusunda LES çözümlerinin uyumlu sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

T birleşimler ağırlıklı olarak borulama tesisatlarında olmak üzere endüstrinin pek çok yerinde kullanılmaktadır. Nükleer santraller gibi önemli endüstriyel uygulamalarda bu birleşimlerde oluşabilecek ısı yorulma kaynaklı problemler sistemin sorunsuz bir şekilde çalışmasını engelleyebilir. Bu problemin oluşmaması için T birleşimindeki akış ve ısı karışım davranışlarının anlaşılması ve bunları etkileyen faktörlerin kapsamlı bir şekilde ele alınması gerekmektedir. Bu amaçla literatürde bu birleşimlerdeki ısı gerilmeler, akış davranışları ve ısı karışım karakteristikleri üzerine pek çok sayısal ve deneysel çalışma yapılmıştır [29 – 46].

Chellapandi vd. [47] sodyum soğutmalı nükleer reaktörlerde soğutucuyu çevreleyen yüzeylerde sıcaklık çalkantılarından dolayı meydana gelen ısı yorulma ve çatlaklıklarla ilgili kapsamlı bir literatür çalışması yapmışlardır. Çalışmada konu dört bölümde ele alınmıştır. Birinci bölümde, konunun önemi ve tarihte bazı nükleer santrallerde neden olduğu sorunlar ele alınmıştır. İkinci bölümde, ısı çalkantıların analizinde kullanılan metotlar, üçüncü bölümde 500 MW prototip reaktördeki ısı çalkantıların meydana geldiği kısımlar ele alınmış ve son bölümde bu reaktör ile ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Çalışma sonucunda 45 K 'e kadar olan sıcaklık farklarında yüzeylerde önemli bir deformasyonun oluşmadığı ve 70 K sıcaklığın kritik değer olduğu sonucuna varılmıştır.

Tenchine vd. [48], literatürde sodyum soğutmalı hız reaktörlerinin ana çıkışında termo – mekanik hasarlara neden olan ısı çalkalanmaları ele alan yayınları incelemiştir. Çalışmada, eş merkezli ve üçlü jet modellerindeki ısı çalkalanma problemleri ile ilgili önemli deneysel ve sayısal makaleler ele alınmıştır.

Lu vd. [49], farklı sıcaklıklardaki eş – merkezli jetlerin akış ve ısı salınım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada akış alanını ölçmek için parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PIV) yöntemi ve sıcaklık dağılımını ölçmek için bir ısı çift köprüsü kullanılmıştır. Deneysel sonuçları, sıcaklık çalkantılarının frekansının ve genişliğinin test kanalı boyunca değiştiğini göstermiştir. Bununla birlikte baskın olan sıcaklık frekansının 1 – 7 Hz arasında olduğu tespit edilmiştir.

Jang ve Sung [50], sinüzoidal akış parametrelerinin akış davranışları üzerindeki etkilerini ve türbülanslı eş – merkezli jette karışım karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Jet Reynolds sayıları,  $Re = 9000$  için LES türbülans modeli kullanılmış ve merkezdeki jet hızının çevredeki jet hızına oranı  $U_i/U_o=0,6$  olarak belirlenmiştir.



Çalışmada farklı sinüzoidal dalga frekansları için simülasyonlar yapılmış ve bunların etkileri incelenmiştir. Analizler sonucunda  $St = 0.18$  ve  $St = 0.327$  frekanslarının karışım açısından en verimli parametreler olduğu tespit edilmiştir.

Çelik vd. [51], eş – merkezli bir jetin oluşumu ve düzlem jet şeklinde yayılımını sayısal olarak incelemişlerdir. Akışkan akışı türbülanslı ve Reynolds sayısı jet oluşum bölgesinde 10000, 20000 ve 50000 olacak şekilde modellenmiştir. Model, iç içe iki borudan oluşmuş bir boru düzeneğinin hem iç hem dış borusundan tam gelişmiş akım geçmesi temeline dayandırılmıştır. Modellemede değişken geometrik parametreler, içteki merkezi borunun kesit alanının ve jetin olduğu boru uzunluğunun değiştirilmesi şeklindedir. Çalışma sonucunda jet oluşumu ve serbest jet gelişimi nedeniyle ortaya çıkan ortalama basınç düşüşünün sürtünmeden kaynaklandığı görülmüştür.

Moriya ve Ohshima [52] sıvı metal soğutmalı nükleer güç reaktörünün çalışma modelini referans alarak akışkan türünün sıcaklık çalkantıları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada eş merkezli jet modeli kullanılmış ve akışkan olarak sodyum, su ve hava kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar ortalama ve boyutsuz sıcaklık değerlerinin Reynolds ve Peclet sayılarının fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Ayrıca yüksek Reynolds ve Peclet sayılarında türbülanslı ısı karışım sonuçlarının sıvı metal soğutmalı nükleer güç reaktörü için değerlendirilebileceği sonucuna varmışlardır.

Balarac vd. [53] eş – merkezli jet modelinde Doğrudan Sayısal Benzeşim (DSB) türbülans modeli kullanarak akışkanın karışım karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada karışım karakteristiklerinin jetin ilerisindeki fiziksel ve geometrik durumlardan oldukça etkilendiği saptanmıştır.

Ströher vd. [54] eş – merkezli bir jet modelindeki akış karakteristiklerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada merkezdeki ve dıştaki jet arasında farklı hız oranları kullanılmıştır. Sayısal modelde  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla çok uyumlu olmadığı ve kullanılan türbülans modelinin eş – merkezli jet modelinde  $\pm \%10$  hata payı ile sonuç verdiği anlaşılmıştır.

Fu vd. [55] gözenekli bir kanala titreşimli bir akıştaki sıcaklık dağılımını deneysel olarak incelemişler. Ölçümler hem düz akış hem de titreşimli akış için alınmıştır. Çalışmada kapsamlı bir şekilde Nusselt sayısı analizi yapılmıştır.

Sonuçlar, titreşimli akıştaki sıcaklık dağılımının düz akıştaki duruma göre daha üniform olduğunu göstermektedir. Ayrıca, gözenekli kanaldaki titreşimli akış modelinin elektronik elemanların soğutulmasında kullanılabileceği araştırmacılar tarafından vurgulanmıştır.

Hayes vd. [56] gözenekli bir ortamdan geçen akışkanın ısı transfer ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal modelde iki boyutlu model ve Fluent ticari yazılımının gözenekli ortam modeli kullanılmıştır. Çalışmada sayısal modelin doğruluğunun tespit edilebilmesi için sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçta deneysel ve sayısal sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Hooman ve Gurgenci [57] paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli ortamdaki viskoz yayımlı zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada hem sabit – sıcaklık hem de sabit – ısı akısı sınır şartları için 3 farklı viskoz yayılım modeli kullanarak analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar gözenekli ortamın kanal kesitini tarif eden şekil faktörünün büyük değerlerinde her üç model de aynı sonucu vermiştir fakat küçük şekil faktörlerinde yalnızca bir model doğru sonuçlar vermiştir.

Hooman vd. [58] içerisi gözenekli ortam olarak belirlenmiş dikdörtgen kesitli bir kanalda zorlanmış taşınımın birinci ve ikinci kanun karakteristiklerini analitik olarak incelemiştir. Analitik yöntemde Darcy–Brinkman modeli kullanılmış olup, üç farklı ısı sınır şartı uygulanmıştır. Araştırmacılar bu çalışmanın benzer bir geometride farklı tasarımların karşılaştırılmasına, değerlendirilmesine ve optimize edilmesine olanak sağlayacağını vurgulamışlardır.

Jiang vd. [59 – 61] bir kanalda bulunan gözenekli ortamın kanal içerisindeki akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini kapsamlı bir şekilde sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarda mini-gözenekli ortamlarda katı – akışkan ara yüzü ısı taşınım katsayılarının tespitinde, katı – akışkan ısı taşınım katsayıları için yığın kütle yaklaşımı ve tek boyutlu sayısal analiz yöntemlerini kullanmışlardır. Çok daha sade olmasına rağmen ilk yöntemin oldukça iyi sonuçlar verdiğini ortaya koymuşlardır. Bir diğer çalışmalarında, duvardaki katı ve akışkan sıcaklıklarının akışkan ve katıya ait ısı iletkenlik katsayıları ile çok yakından ilişkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Jin ve Leong [62 – 65] titreşimli bir akışta kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyum köpükteki ısı transfer performansını deneysel olarak incelemiştir.

Alüminyum köpük içindeki titreşimli akışın titreşim frekansı, basınç düşüşü, hızları ve yüzey sıcaklıkları kapsamlı bir şekilde verilmiştir. Ayrıca çalışmada pompa gücü ile toplam ısı transferi arasındaki ilişki irdelenmiştir.

Kamışlı [66], paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli bir ortamdan geçen laminar akışı ve gözenekli ortamdan geçen zorlanmış ısı transferini analitik olarak hesaplamıştır. Çalışmada basınç düşüşünün, Darcy sayısının ve Brinkman sayısının sıcaklık dağılımını birbirine benzer şekilde etkilediği görülmüştür. Ayrıca tersinmezlik dağıtım oranı da entropi üretimini de aynı şekilde etkilediği saptanmıştır.

Kuznetsov [67] paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli ortamdaki enine ısı transferinin tam gelişmiş zorlanmış taşınım üzerindeki etkilerini analitik olarak incelemiştir. Mitrovic ve Maletic [68] alt ve üst duvarları farklı sıcaklıklarda ve içi gözenekli olan paralel bir kanalda zorlanmış taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Nusselt sayısının farklı sıcaklıklardaki duvar durumunda beklenmedik şekillerde davrandığını, örneğin akışın gelişmediği giriş bölgesinde azalarak sıfır değerini aldığı sonucuna varmışlardır.

Sing vd. [69] gözenekli bir ortamdaki titreşimli bir akıştaki termal salınımları sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, gözenekli ortam uzunluğunun artması ile sıcaklık salınımlarının azaldığını, düşük frekanslı akışkan titreşimlerinin sıcaklık dağılımını daha homojen hale getirdiğini, düşük ısı kapasitelerin katı içerisinde sıvıya nazaran daha çok enerji depolanmasına neden olduğunu ve toplam depolanan enerji miktarının arttığını göstermişlerdir.

Pilevne [70] yapmış olduğu çalışmada farklı geometrilerdeki üç farklı boru içerisine sabit hızla giren akışkanın değişik geçirgenlik katsayılı gözenekli tabakalardan geçip boruyu terk etmesi problemini sayısal olarak ele almıştır. Çalışmada gözenekli ortamın akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar termal yapıyı kararlı bir hale getiren gözenekli ortam borudan daha çok ısının atılmasını sağladığını göstermektedir. Temiz akışkanlı durumda akımda ayrılma meydana gelmekte bu ayrılma ısının boru içindeki taşınımını engellemektedir. Boru çıkışındaki hız profilleri Darcy sayısının değişimine bağlı olup teoriye uygun olarak daha az geçirgen olan durumlarda maksimum hız daha az bir değerde bulunmuştur. Boru çıkışındaki sıcaklık profillerindeki erişilen maksimum sıcaklığın ısı üretimi olan C bölgesindeki Darcy sayısına bağlı olduğu görülmüştür.

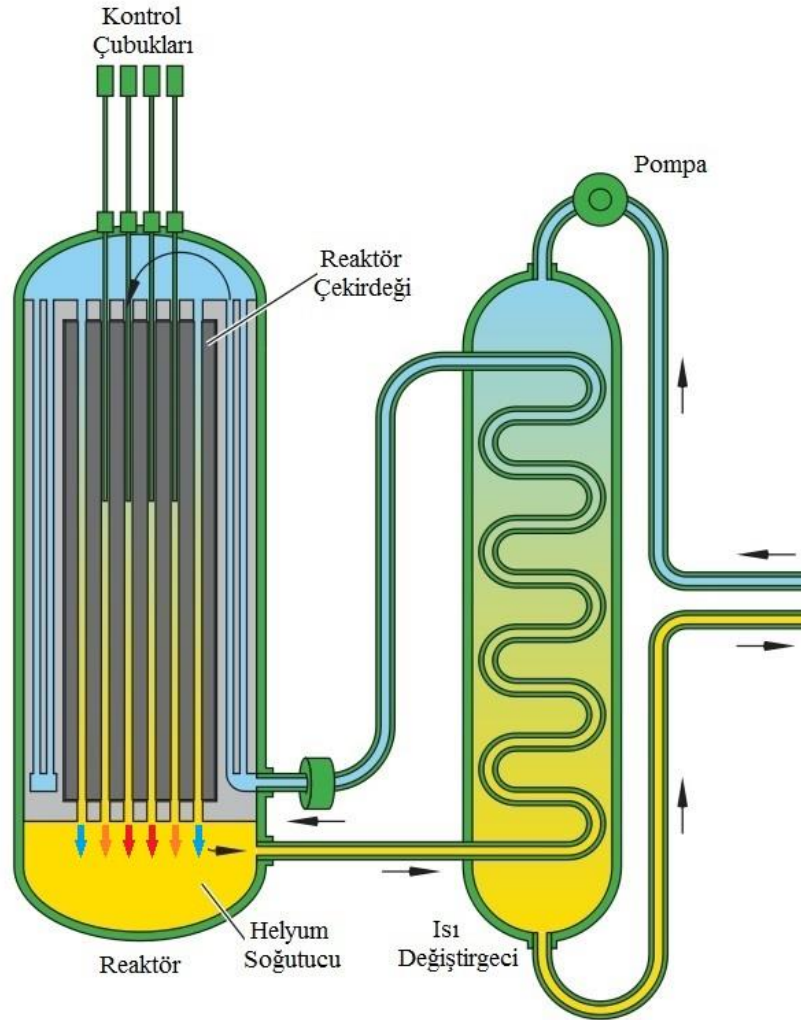
Uğur [71] gözenekli ortama sahip geçirgen olmayan iki paralel plaka duvarı, bu duvarlara uygulanan sabit ısı akısı ve tam gelişmiş akış şartları altında ağdalı akışkanın akışı sırasında oluşan kayıpların sıcaklık üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada Brinkman Momentum denklemi analitik olarak çözülmüş ve boyutsuz hale getirilerek, diferansiyel denklem çözümü yapılmıştır. Elde edilen veriler maksimum sıcaklık farkının düşük Darcy sayılarında olduğunu göstermiştir. Brinkman sayısının pozitif olması, akışkan sıcaklığının arttığını, negatif olmasının akışkan sıcaklığının azaldığını ifade ettiği görülmüştür.

Çelik [72] dik bir kanalda tam gelişmiş laminar bir akışta akışkan ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal ve analitik olarak incelemiştir. Kanalda üç farklı durum için analizler yapılmıştır. Bunlar: akışkanla dolu kanal, gözenekli ortamla doldurulmuş kanal ve kısmen gözenekli ortamla doldurulmuş kanal. Çalışmada momentum ve ısı transfer denklemleri her durum için analitik ve numerik olarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, hız ve sıcaklık profilleri değişik  $Gr/Re$ 'da ve gözenekli ortam kalınlıkları için çizilmiş ve yorumlanmıştır. Sonuçlarda, ters akışların  $Gr/Re$  değerine oldukça bağlı olduğu görülmüş ve belli bir  $Gr/Re$  değeri aşıldığında ters akışların ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Ayrıca düşük Peclet değerlerinde ısı akışının  $Gr/Re$  değerinden bağımsız olduğu tespit edilmiştir.

Pamuk [73], yaptığı çalışmada gözenekli ortam içinde titreşimli akışkan akışı altında ısı geçişini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada gözenekli ortamın gözenekliliği, geçirgenlik katsayısı, Nusselt sayıları, ortam içindeki basınç kayıpları ve ısı geçişleri deneysel olarak tespit edilmiştir. Hidrodinamik deney sonuçlarının analizi ile, gözenekli ortamdaki titreşimli akışa ait maksimum sürtünme faktörü ve pratik kullanıma yönelik korelasyonlar verilmiştir. Benzer şekilde ısı geçişi deney sonuçlarının analizi ile Nusselt sayısının kinetik Reynolds sayısı ve boyutsuz akışkan yer değiştirme boyunun bir korelasyonu olarak verilebileceği gösterilmiştir.

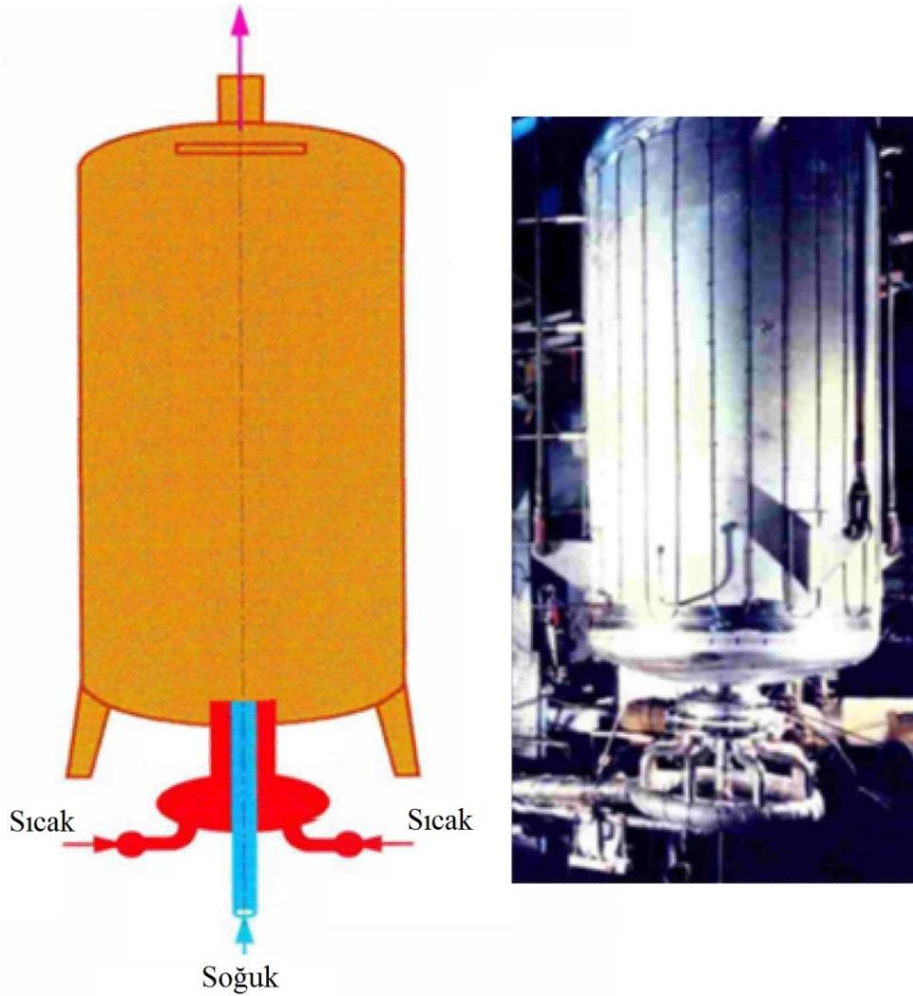
Turan [74] yaptığı çalışmada farklı kesit oranlarına sahip dikdörtgen modelin geçirgen yüzeylerinden üfleme veya emme yapılarak üfleme ve emmenin akış alanı, Strouhal sayısı ve direnç katsayısı gibi aerodinamik parametreler üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, dikdörtgen kesitli silindir arkasında oluşan periyodik girdap hareketinin ve direnç katsayısının  $B/H$  oranına bağlı olduğunu ve cismin çeşitli yüzeylerinden yapılan üfleme veya emmenin girdap hareketini ve cismin direnç katsayısını etkilemekte olduğunu göstermiştir.

Yukarıdaki literatür çalışması ısıl karışım probleminin çok farklı yönleri ve uygulama alanları olduğunu göstermiştir. Isıl karışım problemini daha iyi anlamak ve ısıl karışımında kontrol mekanizması olarak kullanılabilen sistemleri belirlemek amacıyla yapılan bu çalışmada geniş çalışma parametrelerine yer verilmiştir. Bu amaçla öncelikle endüstriyel uygulamalarda sıklıkla karşılaşılan paralel jet modeli ele alınmıştır. Bu modelde birbirine paralel olarak konumlandırılmış ve farklı sıcaklıklardaki jet akışları kare kesitli kapalı bir kanal içerisine akmaktadır. Şekil 1.1’de görüldüğü gibi çok yüksek sıcaklık güç reaktöründe, reaktörü soğutmak için kullanılan akışkan, reaktörün çıkış bölgesinde paralel jet modeli oluşturmaktadır. Burada merkezden dıştaki jetlere doğru akışkan sıcaklığı düşmektedir.



Şekil 1.1. Çok yüksek sıcaklık reaktörü [84]

Bu çalışmada kullanılan diğer bir jet modeli ise eş – merkezli jet uygulamasıdır. Aynı eksen üzerinde bulunan eş – merkezli jet uygulamaları geometrik yapısından dolayı yüksek karışım verimlerine sahiptir. Bu yapısı nedeniyle enjektörlerde (yakıt – hava karışımları), farklı tür akışkanların homojen olarak karışması hedeflenen endüstriyel uygulamalarda ve farklı sıcaklıklardaki aynı tür akışkanların ısı olarak karışımını hedeflenen sistemlerde (Şekil 1.2) başarılı bir şekilde kullanılmaktadırlar.



Şekil1.2. Eş – merkezli jet uygulaması [48]

Paralel ve eş – merkezli jet modellerinin ısı karışım karakteristikleri incelenirken bu modellerde jetlerin aktığı kanal içerisine akışkanın termofiziksel özelliklerini kontrol etmek amacıyla çalışmada ikincil parametreler olarak pasif engeller kullanılmıştır. Bu engeller farklı türlerde ve geometrilerde (Düzlemsel, V kesitli, daire kesitli, gözenekli ve sıralı silindirik çubuklar) seçilmiştir. Analizlerde kullanılan sıcak ve soğuk jetlerin sıcaklık farkları ve hız oranları da bu çalışmanın diğer parametrelerindedir.

Belirlenen çalışma parametrelerinde sonuçlar hem deneysel hem de Large Eddy Simulations (LES) türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar için bir deney seti imal edilmiştir. Sayısal sonuçlar ise üç adet iş istasyonu kesintisiz çalıştırılarak yaklaşık 15 ayda elde edilmiştir. Deney seti ve kullanılan sayısal yöntemler ile ilgili kapsamlı bilgiler ilgili bölümde verilmiştir.

## 1.1. Isıl Gerilme

Bir cismin ısıtılması veya soğutulması durumunda, cismin içerisinde gelişecek olan sıcaklık dağılımı, cismin boyutuna, şekline, imal edildiği malzemenin ısı iletkenliğine ve sıcaklıktaki değişim hızına bağlı olarak bir değer alır. Cismin dış bölgesindeki sıcaklık değişimleri, iç kısmına göre çok daha hızlıdır ve bu sıcaklık değişimleri parçanın içerisindeki hacimlerin serbestçe genişmelerini veya büzölmelerini kısıtlaması nedeniyle, kesitte genellikle hızlı ısıtma veya soğutmadan kaynaklanan sıcaklık değişimlerinin bir sonucu olarak ısıl gerilmeler oluşturur. Örneğin, ısıtma sonrası numunenin dış kısmı daha sıcaktır ve bu nedenle iç bölgeye göre daha fazla genişir. Dolayısıyla malzemenin yüzeyinde basma gerilmeleri, iç kısmında ise bu gerilmeleri dengeleyecek şekilde çekme gerilmeleri oluşur. Hızlı soğutma durumunda, yüzeyde çekme gerilmeleri oluşacak şekilde içteki gerilme durumu tersine döner.

Homojen ve izotropik bir katı çubuğun üniform olarak ısıtıldığını veya soğutulduğunu, bir diğer ifadeyle üzerinde sıcaklık gradyeni bulunmayan bir çubuk düşünölsün. Çubuğun serbest olarak genişmesi ve büzölmesi durumlarında, çubukta ısıl gerilmeler oluşmayacaktır. Ancak, çubuğun uçlarında aksenal doğrultudaki hareketi rijit bir destekle sınırlandırılırsa, ısıl gerilmeler oluşması kaçınılmazdır. Sıcaklığın  $T_0$ 'dan  $T_s$ 'a değişmesi durumunda oluşan  $\sigma$  gerilmesinin büyüklüğü aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

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

Burada  $E$  elastiklik modölü ve  $\alpha_1$  ısıl genişme katsayısıdır. Çubuğun genişmesi kısıtlandığı için, ısıtma sonrası  $T_s > T_0$  olmaktadır, dolayısıyla gelişen gerilme basma türündendir ( $\sigma < 0$ ). Çubuk soğutulursa, doğal olarak ( $T_s < T_0$ ), malzemede çekme gerilmesi oluşur ( $\sigma > 0$ ).

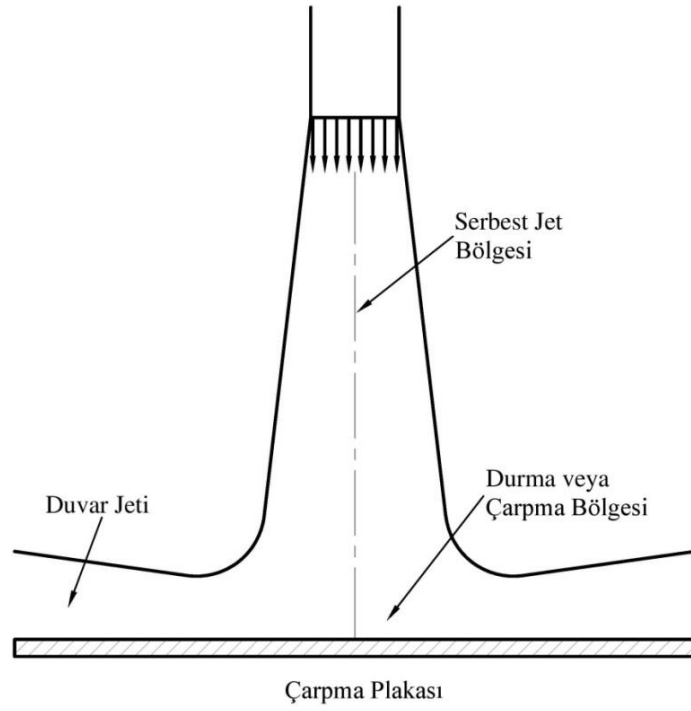
Denklem 1,1.'e göre ısı gerilmenin büyüklüğü,  $T_0 - T_s$  sıcaklık değişimi ile serbest olarak genleşen (veya büzülmesine) numunenin, ilk boya gelmek için uygulanması gereken elastik basma (veya çekme) gerilmesi ile aynıdır [75].

## 1.2. Jet Teorisi

Mühendislik uygulamalarında önem taşıyan çoğu akışlar türbülanslıdır ve karşılaşılan problemlerin analitik olarak çözülmesi güçtür. Türbülanslı akışların uygun bir fiziksel modelinin belirlenmesi en büyük çıkmazdır. Konu üzerinde karşılaşılan problemler iki kısımda incelenir. Birincisi, çok basit olmadıkça herhangi bir türbülanslı akışa teorik çözüm getirmek zordur. Kompleks ve rastgele oluşan türbülanslı akışlar bir analiz gerektirmektedir. İkincisi, çarpma bölgesi karmaşık bir akış alanıdır. Lüle-yüzey arası uzaklığın lüle genişliğine oranı olan boyutsuz sayı, yüzeye çarpmasından sonra oluşan akışlarda girdap viskozitesi, Prandtl sayısı ve karışım uzunluğu gibi kavramların belirlenmesi güçtür.

Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özellikleri, jet çıkış geometrisi, jet çıkışındaki hız profili, jet ile plaka arasındaki mesafe, jet içerisindeki türbülans, çarpma plakası geometrisi ve jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Bir yüzeye çarpan jet, Şekil (1.3)'de görüldüğü gibi serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere özellikleri birbirinden farklı üç bölgeye ayrılabilir.

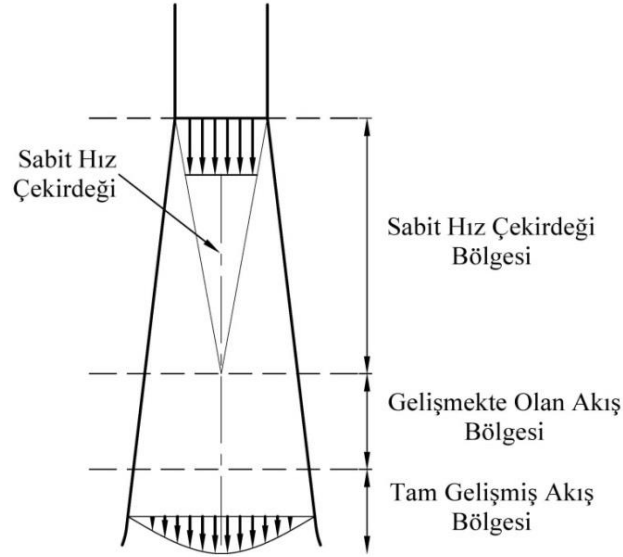




Şekil 1.3. Çarpan jetin akış bölgeleri

Serbest jet bölgesinde, jet ile durgun çevre arasında kütle, momentum ve enerji aktarımı söz konusudur. Bu etkileşim, jet içerisinde radyal yönde sabit olmayan bir hız profili oluşmasına, jetin serbest sınırının genişlemesine, toplam kütledebini artmasına, jet sıcaklığının değişmesine ve sabit hız çekirdeği bölgesinin daralmasına yol açar. Serbest jet bölgesinin karakteristiklerinden biri de bu bölgedeki akışın çarpma yüzeyinden etkilenmemesidir. Durma veya çarpma bölgesinde akış, çarpma yüzeyinden etkilenmekte olup, akışın çarpma yüzeyine dik durumdan paralel duruma dönmesi söz konusudur. Bu bölge içerisindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalırken, çarpma yüzeyine paralel yönde bir artış göstermektedir. Yüzeyle paralel ve dik hızların sıfır olduğu durma noktası da bu bölge içerisinde yer almaktadır. Durma bölgesinin karakteristiklerinden biri de çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabakası analiziyle belirlenen, akışın ivmelenmesiyle sınır tabakasının incelmesidir. Aynı zamanda çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığı fazla değişmez. Duvar jeti bölgesindeki akış, çarpma yüzeyine paralel olup, çevrede durgun olarak bulunan akışkanla momentum aktarımının ve çarpma plakasıyla etkileşimin sonucu yavaşlar. Bu bölge içerisindeki hızlar, çarpma yüzeyinde ve serbest yüzeyde sıfır değerine sahiptir. Durma ve duvar jeti bölgesinde jet ile çarpma yüzeyi arasındaki güçlü etkileşim bu bölgelerdeki yerel Nusselt sayısını ve dolayısıyla ortalama Nusselt sayısını etkilemektedir.

Serbest jet bölgesi, Şekil (1.4)'de görüldüğü gibi kendi içerisinde, sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üç alt bölgeye ayrılmaktadır.



Şekil 1.4. Serbest jetin akış bölgeleri

Sabit hız çekirdeği bölgesinde hız lüle çıkışındaki hıza eşittir ve değişmemektedir. Bu bölgenin jet çıkışından itibaren uzunluğu, jet çıkış geometrisine, lüle çıkışındaki hız profiline ve türbülans yoğunluğuna bağlıdır. Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımının neticesinde, jet merkezindeki hızın azalması gelişmekte olan akış bölgesinde kendini gösterir. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşılmaktadır [76].

### 1.3. Gözenekli Ortamlar

Doğada, bilimde, teknolojiye yani günlük hayatımızın her alanında karşılaşılan bir malzemeye gözenekli ortam denebilmesi için aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir,

- Malzeme kendi boyutları ile karşılaştırıldığında içerisinde çok küçük ve birbiri ile irtibatlı boşluklar içermelidir. Bir katı iskelet içerisinde oluşan bu boşluklar, hava, su vb. akışkanlar veya farklı akışkanlardan oluşan karışımlar içermelidir.
- Akışkan katı malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir. Ortamın içinde birim zamanda bir akışkan akışı olmalıdır [77].

Katı iskelet içerisindeki boşlukların büyüklüklerinin ve şekillerinin düzensiz olması, gözenekli ortamın bütün makroskopik özelliklerini etkiler. Özellikle doğal gözenekli ortamlarda bu düzensizlik yaygındır. Bir ortamın makroskopik gözenek yapısı değişkenleri, gözenekli ortamın ortalama özelliklerini temsil eder. En önemli gözenek yapısı değişkenleri; gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağıdır. Gözeneklilik ve akış yatağı yapısı gözenekli ortamın fiziksel özellikleridir, geçirgenlik ise gözenekli ortamın kütle geçiş özelliğini temsil etmektedir [78].

Gözeneklilik,  $\varepsilon$ , malzeme içindeki toplam boşluk hacminin malzemenin toplam hacmine oranı şeklinde tanımlanır ve gözeneklilik sıfır ile bir arasında bir değer alabilir. Gözenekliliğin tanımı aşağıdaki denklemle açıklanabilir.

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_f + V_s} \quad (1.2)$$

Burada,  $\varepsilon$  ortamın gözenekliliğini,  $V_f$  katı içindeki akışkan veya boşluk hacmini ve  $V_s$  ise yalnızca katı iskeletin hacmini göstermektedir. Gözenekli bir maddenin en önemli özelliği gözenekliliktir. Çünkü malzemenin bütün fiziksel özellikleri gözeneklilikten etkilenir. Gözeneklilik ölçümü, ışığın veya elektromanyetik gama ışınlarının malzeme içerinden geçerken zayıflamasının tespiti ile gerçekleştirilir.

Akış yatağı yapısı, gözeneklilik gibi iki boyutlu gözenekli ortam çalışmalarında gereklidir. Akış yatağı yapısı fiziksel olarak bir sabite eşit değildir ve gözenekliliğe, boşluklar arasındaki küçük akış kanallarının şekline, tanecik çapına bağlı olarak değişir. Akış yatağı yapısının deneysel olarak tespiti çok zordur.

Geçirgenlik, gözenekli ortamın akış iletkenliğinin veya malzeme içinden akışkanın geçme kolaylığının bir ölçüsüdür. Geçirgenlik akışkanın değil gözenekli malzemenin bir özelliğidir. Geçirgenlik ancak çok düzgün tane yapılı ve homojen gözenekli ortamlarda deneysel olarak ölçülebilmektedir [78].

## 2. MATERYAL ve METOT

Mühendislik uygulamalarında akışkanlar mekaniği ile ilgili problemler, deneysel yöntemler ve bilgisayar destekli sayısal yöntemler kullanılarak çözülürler. Bu çalışmada, bir kanal içerisindeki ısı karışım karakteristikleri ve akışkan davranışlarının araştırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla sayısal metotta, akışla ilgili diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesi prensibine dayanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS 15 kullanılmıştır. Aynı problem imal edilen bir deney setiyle deneysel olarak ele alınmıştır. Elde edilen sayısal ve deneysel veriler karşılaştırmalı olarak sonuçlar kısmında verilmiştir.

### 2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere ve matematik hesaplarındaki ilerlemelere bağlı olarak gittikçe daha sık olarak akademik ve endüstriyel çalışmalarda kendini göstermeye başlamıştır. İlk zamanlarda deneysel akışkanlar dinamiğinin yanında sınırlı olarak kullanılırken, son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler ile (geçerliliği ve doğruluğu kanıtlanmak üzere) tasarım iyileştirmelerinde daha fazla kullanılmaya başlandı. Geometrinin kolayca oluşturulup analiz edilmesine imkân vermesinin yanında, deneysel çalışmalara oranla daha ucuz olması, HAD'a olan rağbeti arttırmıştır. Günümüzde akademik araştırmalarda ve endüstride yaygın olarak HAD'dan yararlanılmaktadır [80].

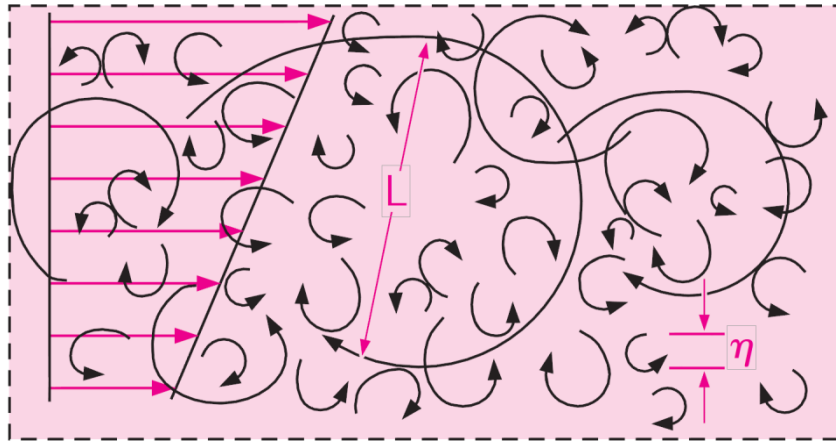
Genel olarak bir akışı çözmek için süreklilik denklemi, momentum denklemi ve yardımcı denklemlerin aynı anda çözümü gerekmektedir. 2-boyutlu bir akış için denklem sistemi indirgenerek çözülebilir. Ancak akış 3-boyutlu ise çözülecek denklem sayısı artmaktadır. Sistemde sıkıştırılabilirlik ya da ısı transferi varsa, enerji denklemine ihtiyaç duyulur. Ayrıca akışın türbülanslı olduğu durumlarda denklem sistemine bir de türbülans modeli eklenir. Bunun yanı sıra eğer akış açık kanal akışı şeklindeyse, sıvı yüzeyinin yerini belirleyebilmek için sisteme yüzey belirleme denklemi katmak gerekecektir. Eğer akış içinde dağılan bir başka madde varsa konsantrasyon denklemleri de çözülür. Tüm bunlar göz önüne alındığında sayısal olarak modellenmek istenen akışın şartlarına göre denklem sistemi ortaya konulur.

Daha sonra bu denklemlerin her biri ayrı ayrı sayısallaştırılıp çözümlenerek sonuca ulaşılabilir. Akış ve sınır koşulları dâhilinde bir, iki ya da üç boyutta değişkenlik gösterebilir. Bir ve iki boyutlu çözümlerde üç boyutlu çözümlere göre daha kısa zamanda sonuçlar elde edilebilir. Üç boyutlu modellerde çözüm zamanı ve zorluğu artmaktadır. Üç boyutlu hassas çözümlenmeler, hızlı ve bellek kapasitesi yüksek günümüz bilgisayarları yardımıyla yeni yeni mümkün olabilmektedir. Hatta bazı problemlerin sayısal çözümlenmesi için sadece bir bilgisayar yeterli olmayıp, işlemci ve bellek kapasitesini arttırmak için birden fazla bilgisayarın paralel çalıştırıldığı sistemler gerekebilmektedir [79].

HAD yazılımlarının önemli dezavantajlarından bir tanesi problemin türüne göre bazen çok yüksek özelliklerde bilgisayar gerektirmeleri ve gene bununla ilgili olarak uzun çalışma sürelerine ihtiyaç duymasıdır. Karmaşık problemlerin modellenip doğru olarak çözümlenmesi de karşılaşılan önemli problemlerdendir. HAD benzeşimlerinde izlenmesi gereken adımlar şunlardır: Ön-işleme (preprocessing), hesaplama (computation) ve ard – işleme (post – processing). Ön-işleme adımında, probleme uygun geometrinin tanımlanması ve uygun şekilde oluşturulması, geometriye uygun hesaplama alanının belirlenmesi, modelde kullanılan ağ yapısı, ilgili yazılımlarla oluşturulması ve son olarak bu ağ yapısının akış çözümlenmeye uygun formatta hazırlanması işlemleri vardır. Ağ, hesaplama alanının küçük alt hesap alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesiyle oluşturulur. Bütün ağ elemanlarının düğüm noktalarında gerekli matematiksel çözümler ayrı ayrı yapılır ve hesaplama alanı içindeki nihai çözüm elde edilir. Hesaplama adımında, uygun sayısal yöntemler, uygun algoritmalar ve uygun sınır koşulları seçilir. Daha sonra da hesaplama alanı ve çözüm ağı üzerinde akış çözümlenmeleri kullanılarak hesaplamalar yapılır. Ard – işleme adımında ise hesaplama adımında elde edilen sayısal çözümün yani verilerin analiz edilmesi, ard – işleme yazılımları ile uygun şekilde çizgi grafikler, eş değer eğrileri, üç boyutlu görüntü ve animasyonlar ile görüntülenmesi ve yorumlanması işlemleri yapılmaktadır [79].

## 2.2. Türbülans Modelleme

Türbülanslı akışın HAD analizleri, ortalama olarak akış alanının daimi olduğu durumlarda bile laminer akış analizlerinden çok daha zordur. Bunun nedeni, türbülanslı akış alanının daha ince özelliklerinin sürekli olarak daimi olmaması ve üç – boyutlu olmasıdır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi bir türbülanslı akışta tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen gelişigüzel, girdaplı ve çevrintili yapılar ortaya çıkmaktadır [82].



Şekil 2.1. Türbülanslı akış[82]

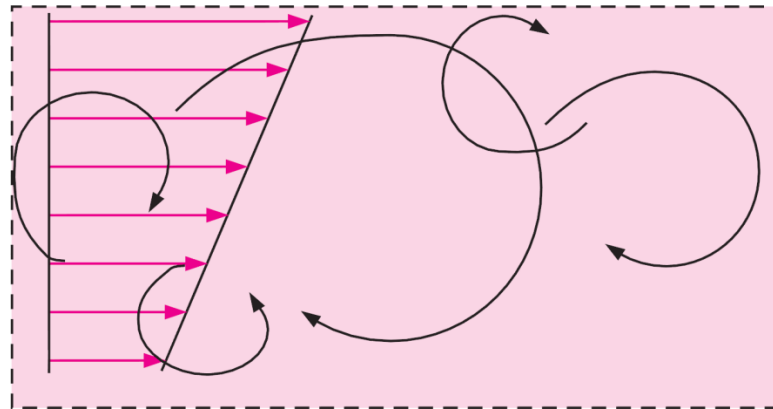
Türbülans modelleme; HAD kapsamında yer alan ağ üretimi ve algoritma geliştirme ile birlikte ele alınan üç temel konudan bir tanesidir. Türbülanslı akışların hareket denklemlerinin çözümüne yönelik olarak yapılan modelleme çalışmalarında üç temel yaklaşım söz konusudur. Bunlar;

- Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation-DNS)
- Büyük Girdap Benzeşimi (Large Eddy Simulation-LES)
- Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations-RANS) şeklindedir [78].

Türbülanslı akışların araştırılmasında kullanılacak en doğru yaklaşım, Navier-Stokes denklemlerinin herhangi bir model kullanılmaksızın doğrudan sayısal çözümlerini amaçlayan Direct Numerical Simulation (DNS) yöntemidir[78]. Bu türbülans modeli, türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketlerini çözmek için kullanılır. Bununla birlikte en büyük ve en küçük girdaplar arasında birkaç mertebeye büyüklük ve zaman farkı olabilir. Ayrıca Reynolds sayısı ile birlikte bu farklar büyür [81] ve hatta Reynolds sayısı büyüdükçe türbülanslı akışın DNS hesaplamaları daha da güçleşir [82].

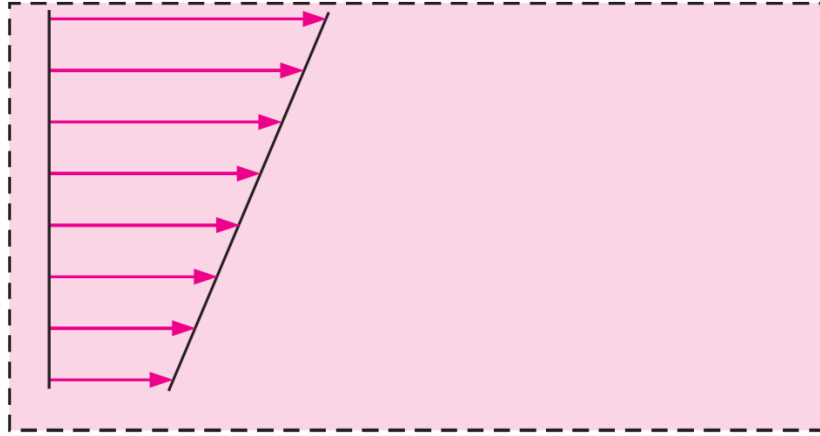
Türbülanslı akışlarda meydana gelen kinetik enerji yutulması gibi küçük ölçekli hareketlerin çözümlenebilmesi için zaman adımının yeterince küçük seçilmesi gerekmektedir. Bu nedenle DNS ile hesap yapabilmek için çok sık ağlara ve kapasitesi yüksek bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin günümüz bilgisayarları ile uçak üzerindeki akış gibi mühendislik uygulamalarındaki yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlar için DNS sonuçları henüz mümkün değildir. Bilgisayarların gelişmesi günümüzde görülen bu olağan üstü hızla devam etse bile, bu durumun birkaç on yıl daha değişmesi beklenmemektedir [82]. DNS tekniği ile çözümlemedeki zorluğu anlatmak için, oluşturulması gereken ađ eleman sayısı ve buna bağlı olarak çözümlene zamanından bahsetmek gerekmektedir. DNS tekniği ile çözümlene yapmak için sistemdeki ađ eleman sayısı minimum  $Re^{9/4}$  kadar olmalıdır [81]. Örnek vermek gerekirse, Reynolds sayısının 10000 olduğu bir akışta kullanılması gereken ađ eleman sayısı yaklaşık 1 milyardır. Dolayısıyla bu kadar çok sayıda eleman için yapılacak olan bir çözümlene, günümüzde süper bilgisayar olarak tanımladığımız yüksek performanslı cihazlarla dahi oldukça uzun zaman alacaktır [79].

DNS yönteminin günümüz teknolojisini zorlayan bu yapısından dolayı yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akış alanlarının simülasyonunu yapmak için bazı basitleştirici kabullerin yapılması gerekir. DNS'in bir altındaki seviye Büyük Girdap Simülasyonudur (Large Eddy Simulation – LES). Bu yöntem ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözümlenir. Bu arada küçük ölçekli ve yitirgen eğilimli türbülans girdapları ise modellenir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. LES türbülans modelinin türbülanslı akışta çözdüğü kısım[82]

Temel kabul küçük türbülanslı girdapların izotropik olduğudur. Yani türbülanslı akış alanına bakılmaksızın, küçük girdapların koordinat sisteminin yerleştirilme biçiminden bağımsız olduğu ve her zaman istatistiksel olarak benzer ve tahmin edilebilir şekilde davrandığı kabul edilir. Akış alanındaki en küçük girdapları çözme ihtiyacını ortadan kaldırdığı için LES, DNS'in kullandığı bilgisayar kaynaklarından çok daha azını kullanır. Buna rağmen, bugünün teknolojisiyle uygulamadaki mühendislik analizi ve tasarımı için olan bilgisayar gereksinimlerinin karşılanması, yine de oldukça zordur.



Şekil 2.3. Türbülanslı bir akışta RANS metodunun modellediği kısım[82]

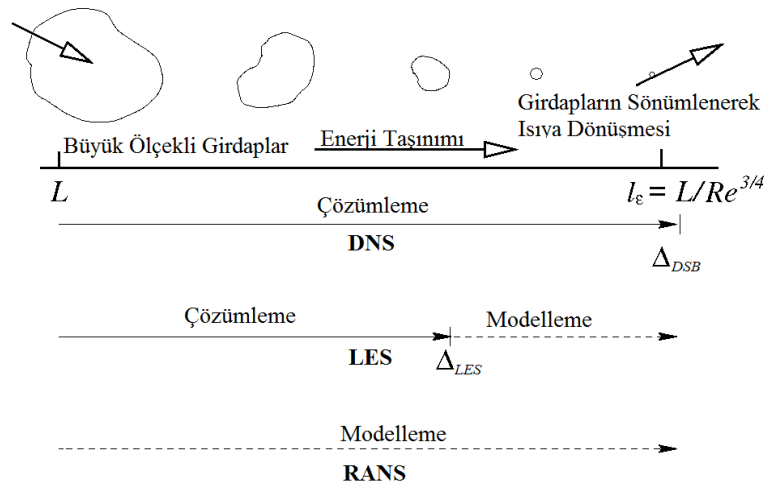
Bundan daha düşük zorluk seviyesi, bazı türbülans modelleri ile tüm daimi olmayan türbülans girdaplarını modellemektir. Hiçbir türbülans girdabının, hatta en büyüklerinin bile daimi olmayan özelliklerini çözmek için bir girişimde bulunulmaz (Şekil 2.3). Bunun yerine türbülans girdaplarının yol açtığı artan karışım ve difüzyonu dikkate almak için matematiksel modeller kullanılır. Bir türbülans modelini kullanırken 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,

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

halini alır [82].



Sonuç olarak yukarıda verilen üç yöntem özetlenecek olursa, LES modelinde belirli bir boyutun altında kalan çalkantıların modellendiği ve filtrelenen boyuttaki çalkantıların çözümlendiği vurgulanmıştır. LES modeli bu özelliğiyle, DNS tekniği ile RANS modelleri arasında bir model olarak işlev görmektedir. Çünkü RANS modelleri sistemi tamamen modellerken, DNS tekniği ile sistemin tamamı çözümlenmektedir. LES modeli ise belli bir ölçeğin altını modelleyip geri kalan ölçeklerde çözümlenmektedir. Bu üç modelin kıyaslanması şematik olarak Şekil 2.4'te verilmiştir [79].



Şekil 2.4. Türbülans modellerinin çözümlenme performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi [79]

### 2.3. Sayısal Yöntem

Large Eddy Simulation (LES) önceki bölümlerde izah edildiği gibi türbülans modellemede kullanılan sayısal bir yöntemdir. Türbülans girdap yapılarını çok farklı uzunluk ölçeklerinde etkiler. Türbülans kinetik enerjisinin önemli bir kısmı büyük ölçekli girdaplardan meydana gelir. Büyük girdaplar vasıtasıyla taşınan enerji küçük girdaplara atalet ve viskoz olmayan bir mekanizma vasıtasıyla iletilir. Küçük girdaplar bu enerjiyi dağıtır ve iç enerjiye dönüştürür. Küçük girdap yapıları daha çok temel fiziksel karakteristikler gösterirken büyük girdap yapıları buldukları sistemin geometrisinden oldukça etkilenirler. Türbülanslı akışlarla ilgili bu özellikler araştırmacıları büyük ölçekli girdapları çözmeye ve küçük girdapları da alt ızgara ölçekli modeller (Sub – Grid Scale (SGS) model) kullanarak modellemeye yönlendirmektedir.

LES modelinin temel mantığı bu girdapları büyüklük ölçeğine göre Navier – Stokes denklemlerini kullanarak filtrelemek ve böylece sayısal çözüme masraflarını ve çözüm süresini azaltmaktır. Bu model küçük ölçekli girdapları sayısal simülasyondan başarıyla ayırmaktadır.

### 2.3.1. Filtre Operatörü

Matematiksel olarak hız alanı, çözülen ve küçük ölçekli bölge olmak üzere iki kısma ayrılır. Çözülen kısım büyük girdaplardan ve küçük ölçekli bölge de küçük girdaplardan meydana gelmektedir. Burada bir filtre ( $\bar{\phi}$ ) operatörü tanımlanmıştır [83].

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

Burada  $D_f$  akış alanı ve  $G$  ise çözülen girdapları belirleyen filtre fonksiyonudur. FLUENT yazılımında, sonlu hacim ayrıklaştırılmasının kendisi dolaylı filtreleme (implicit) işlemini yapmaktadır. FLUENT'e filtre fonksiyonu aşağıdaki şekilde uygulanmıştır.

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

Burada  $\Delta$  filtre genişliğidir. En küçük ölçeğin dalga uzunluğu filtre operatörü tarafından ayrılmaktadır. Filtre fonksiyonu küçük ölçeklerin ölçü ve yapılarına karar vermektedir [83].

### 2.3.2. Korunum Denklemleri

Filtre operatörü uygulandıktan sonra, kütle korunum, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki şekliyle yazılabilir,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (2.4)$$

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

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

Burada,  $\bar{u}_i$ ,  $\rho$ ,  $\bar{p}$ ,  $S_{M,i}$ ,  $\bar{h}$  ve  $\bar{T}$  sırasıyla, filtrelenmiş hız elemanı, akışkanın yoğunluğu, filtrelenmiş basınç, yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti, filtrelenmiş entalpi ve sıcaklıktır. Denk. 2.5'teki  $\sigma_{ij}$  ise moleküler viskoziteden ( $\mu$ ) 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 ifade edilir. Burada  $\tau_{ij}$ ,

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

denkleminde bulunur. Yerçekimi etkisindeki cisim kuvveti sıcaklığın bir fonksiyonudur ve Boussinesq yaklaşımı kullanılarak  $S_{M,i} = (\rho - \rho_0)g_i$  denkleminde tahmin edilebilir. Burada  $\rho_0$  referans yoğunluğu ve  $g_i$  ise  $i$ . yöndeki yerçekimi etkisindeki hızlanmanın bir parçasıdır [83].

### 2.3.3. Alt Ağ (SGS) Gerilme Ölçeği Modelleme

Filtreleme işlemlerinden kaynaklı SGS gerilme modeli bilinmemekte ve bunun modellenmesi gerekmektedir. FLUENT içerisinde bulunan SGS türbülans modelleri Boussinesq hipotezini uygulamaktadır ve aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilir.

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

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

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

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

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

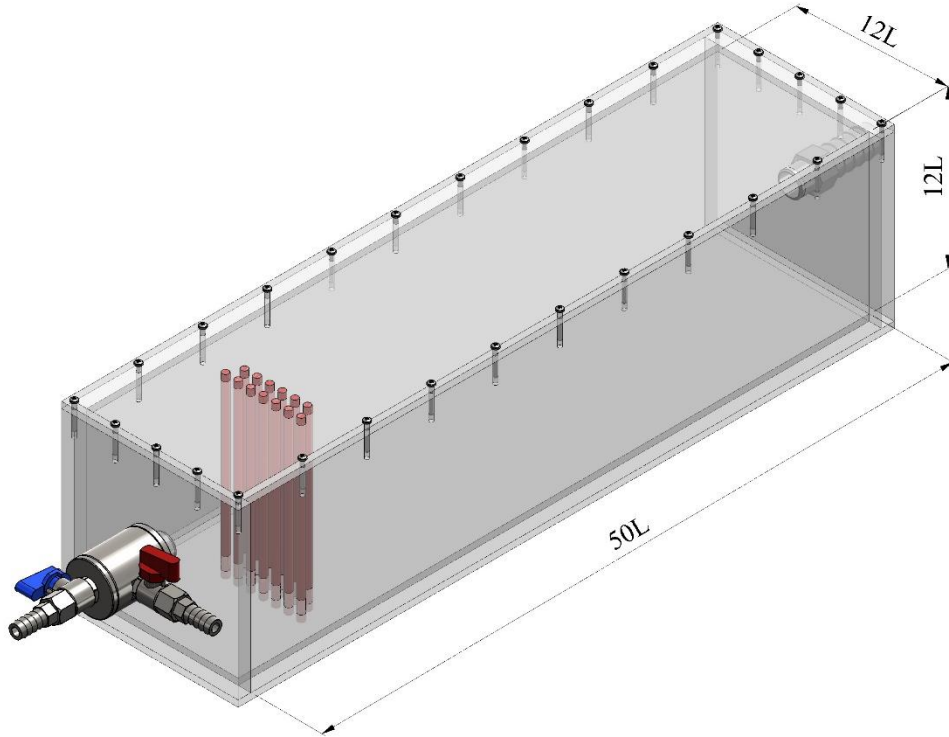
denklemden elde edilir. Burada,  $S_{ij}^d$  gerilme tensörünün deviatorik oranıdır ve  $L_s$  alt ölçek için karışım uzunluğudur ve aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

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

Burada,  $K$  Von Karman sabiti,  $d_c$  en yakın duvara olan mesafe ve  $C_w$  WALE sabitidir [83].

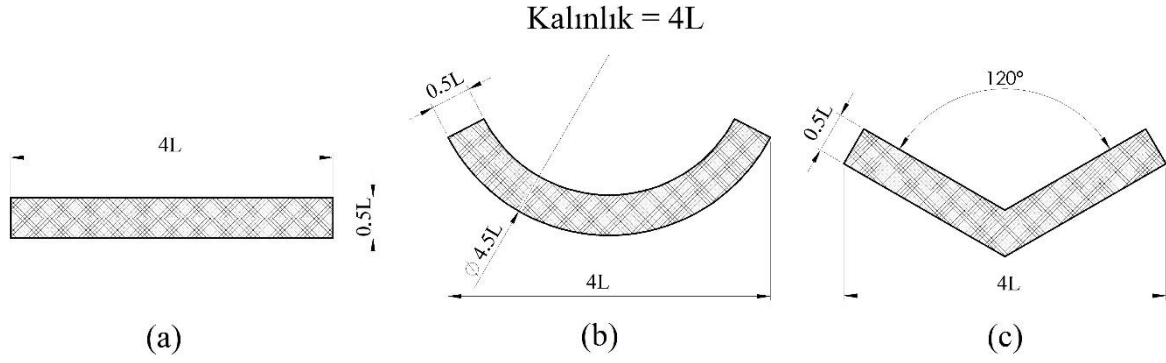
## 2.4. Geometrik Modeller

Bu çalışmada farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının sınırlı bir kanal içerisindeki akış ve ısıl karışım davranışları irdelenmiştir. Bu amaçla kare kesitli bir kanal tasarlanmış olup kanal ölçüleri Şekil 2.5'te verilmiştir. Şekilden anlaşıldığı üzere kanal 12L x 12L x 50L ölçülerindedir. Burada L uzunluğu 10 mm uzunluğa karşılık gelmektedir. Kanalın giriş kısmında farklı sıcaklıklarda su jetleri bulunmaktadır. Jetlerin bulunduğu duvarın karşısında kanal içerisindeki akışkanı tahliye amaçlı 1.6L çapında bir delik konumlandırılmıştır. Bu delik kütle akışında sürekliliği sağlayacak büyüklüktedir.



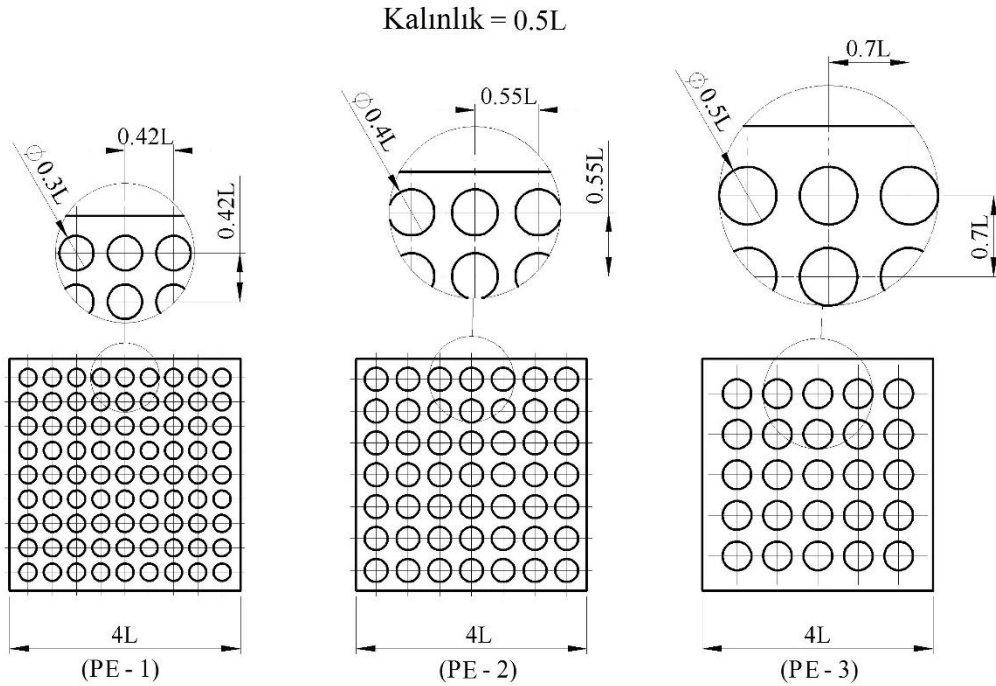
Şekil 2.5. Test kanalı ölçüleri

Kanal içerisine akışkanın termofiziksel özellikleri üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla farklı geometrik özelliklere sahip muhtelif engeller yerleştirilmiştir. Bu engelleri üç grupta incelemek mümkündür. Birinci grup engel türünde düzlemsel, silindirik ve V geometrik yapılarının etkileri incelenmiştir. Bu engellere ait ölçüler Şekil 2.6 a, b ve c'de verilmiştir. Bütün engeller 4L kalınlığında olup jet ile 9L mesafede kanalı ortalayacak şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 2.6. Test kanalında kullanılan pasif engellerin ölçüleri, a) düzlemsel engel, b) dairesel kesitli engel, c) v şekilli engel

İkinci grup engeller Şekil 2.7’de görüldüğü gibi  $4L \times 4L \times 0.5L$  ölçülerinde kare kesitli düzlemsel engellerden meydana gelmektedir. Burada engeller üzerine farklı çaplarda ve sayılarda delikler delinerek gözenekli bir yapı elde edilmiştir. Engeller kanalın giriş duvarına  $9L$  mesafede kanalı ortalayacak şekilde yerleştirilmiştir.



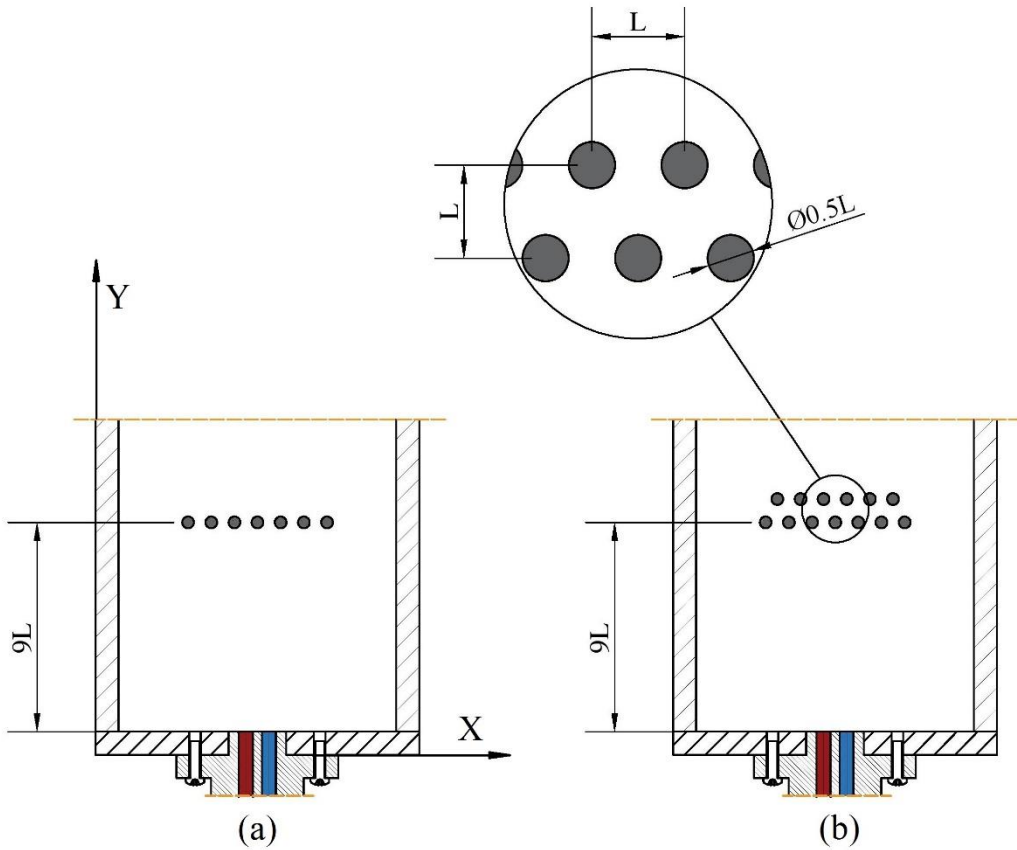
Şekil 2.7. Farklı gözeneklilik değerlerinde düzlemsel engeller

Engeller üzerine delinen delik çapları, sayıları ve bu deliklerin engelde meydana getirdiği gözeneklilik değerleri ile ilgili detaylı bilgi Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Gözenekli engellerin özellikleri

	Gözeneklilik, $\varepsilon$	Delik çapı	Delik sayısı
PE – 1	0.357	0.3L	81
PE – 2	0.384	0.4L	49
PE – 3	0.306	0.5L	25

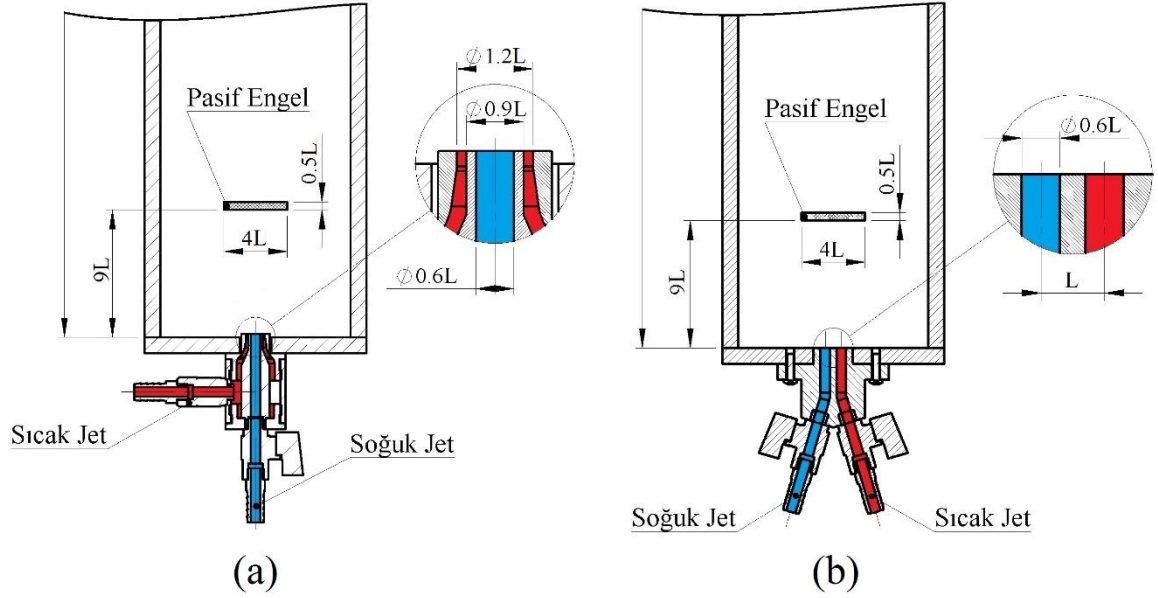
Bu engeller fiziksel özelliklerine göre tabloda görüldüğü gibi gözenekli engel (PE) 1, 2 ve 3 şeklinde isimlendirilmiştir. Farklı gözeneklilik değerlerine ve geometrik özelliklere sahip bu engellerin farklı sıcaklıklara sahip jet akışlarının akış ve ısıl karışım davranışları üzerindeki etkilerinin incelenmesi bu çalışmanın birincil amaçlarından birisidir.



Şekil 2.8. Kanal içerisinde a) tek ve b) çift sıralı engelleri gösterimi

Kanalda kullanılan üçüncü tip engel türü de Şekil 2.8' de görülen sıralı engellerdir. Burada jetlerden  $9L$  mesafede  $0.5L$  çapında sıralı bir şekilde engeller yerleştirilmiştir. Engeller tek ve çift sıralı olarak yerleştirilmiştir. Tek sıralı engel durumunda jetler önünde birbirlerine  $L$  mesafede 7 adet engel yerleştirilmiştir. Çift sıralı engel durumunda ise birinci sıraya ilave olarak birinci sıraya  $L$  uzaklıkta 6 adet engel yerleştirilmiştir.

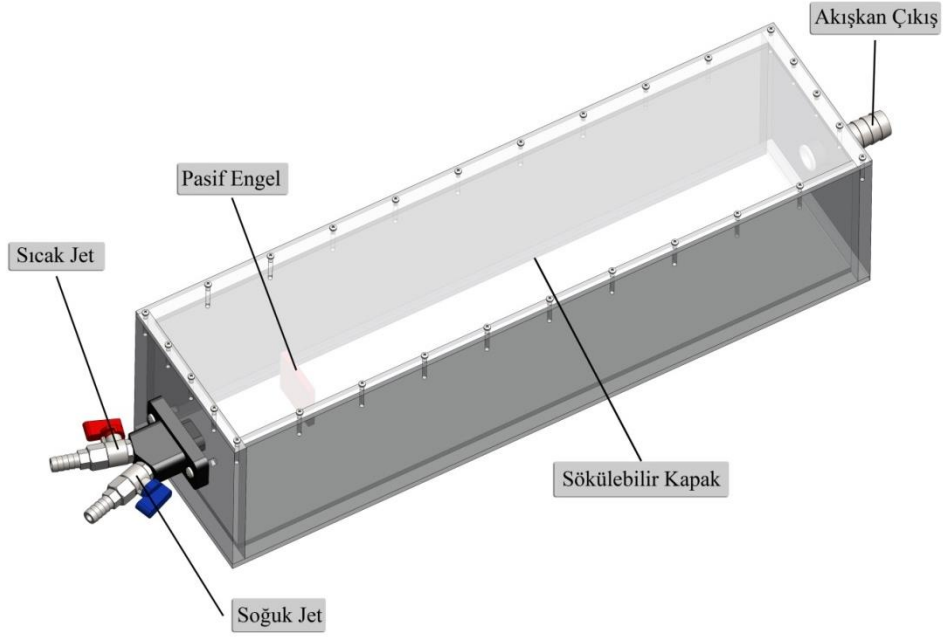
Birinci ve ikinci sıradaki engeller şekilde görüldüğü gibi aynı hizada olmayıp birbirine çapraz olarak konumlandırılmıştır.



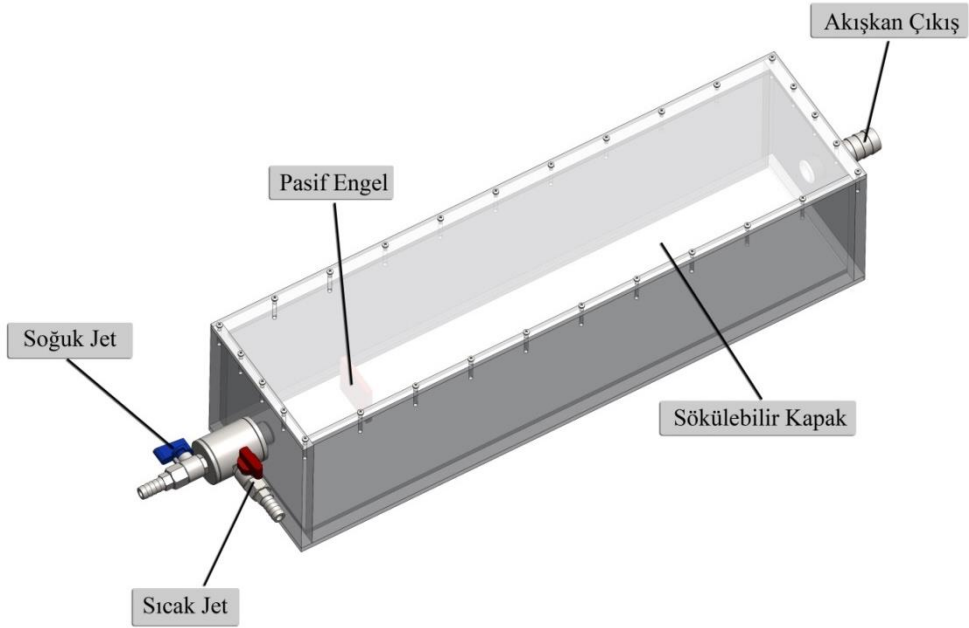
Şekil 2.9. Jet modelleri, a) eş – merkezli jet, b) paralel jet

Bu çalışmanın en önemli geometrik parametrelerinden birisi de şüphesiz kullanılan jet modelleridir. Kanal ölçüleri ve engel parametreleri aynı olmak koşulu ile Şekil 2.9' a ve b'de görüldüğü gibi sırasıyla eş – merkezli ve paralel jet modelleri kullanılmıştır. Eş – merkezli jet modelinde soğuk merkezde ve sıcak dışta olacak şekilde aynı merkez üzerinde iki adet jetten meydana gelen bir jet modeli tasarlanmıştır. Eş – merkezli jetin merkezdeki jet çapı  $0.6L$  ve dıştaki jetin iç ve dış çapları sırasıyla  $0.9L$   $1.2L$  olarak belirlenmiştir. Paralel jet modelinde ise aynı eksen üzerinde birbirine paralel ve birbirleriyle  $L$  mesafede konumlandırılmış iki adet jet bulunmaktadır. Her iki jet modelinin kanal üzerindeki konumları ve kanalın elemanları Şekil 2.10 ve 2.11'de verilmiştir. Gözenekli ve sıralı engel türleri her iki jet modelinde de incelenmiştir. Fakat birinci grup engel türü olan düzlemsel, dairesel ve V kesitli engellere sadece eş – merkezli kanalda yer verilmiştir.





Şekil 2.10. Paralel jet modeli ve kanal elemanları



Şekil 2.11. Eş – merkezli jet modeli ve kanal elemanları

Yukarıda belirtilen geometrik parametreler dışında bu çalışmada jet hızlarının ve jetler arası sıcaklık farklarının etkisi de çalışmanın ikincil parametreleri arasında yerini almaktadır. Bu kapsamda üç ayrı sıcak – soğuk jet kütleli debi ( $\dot{m}_h / \dot{m}_c$ ) oranı ve iki ayrı sıcak – soğuk jet sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ) belirlenmiştir. Burada soğuk jet sıcaklığı sabit (298K) tutularak, iki adet sıcak jet sıcaklığı (318K ve 338K) için analizler yapılmıştır.

Bu parametrelerle ilgili kapsamlı bilgi Tablo 2.2 ve 2.3'te verilmiştir. Tablolarda görüldüğü gibi üç adet farklı debi oranı ve iki adet  $\Delta T$  değerinin altı adet farklı durum için kombinasyonları bulunmaktadır. Bu çalışmada yukarıda belirtilen bütün geometrik durumlarda tablolarda belirtilen altı sınır şartı için sayısal ve deneysel analizler yapılmıştır.

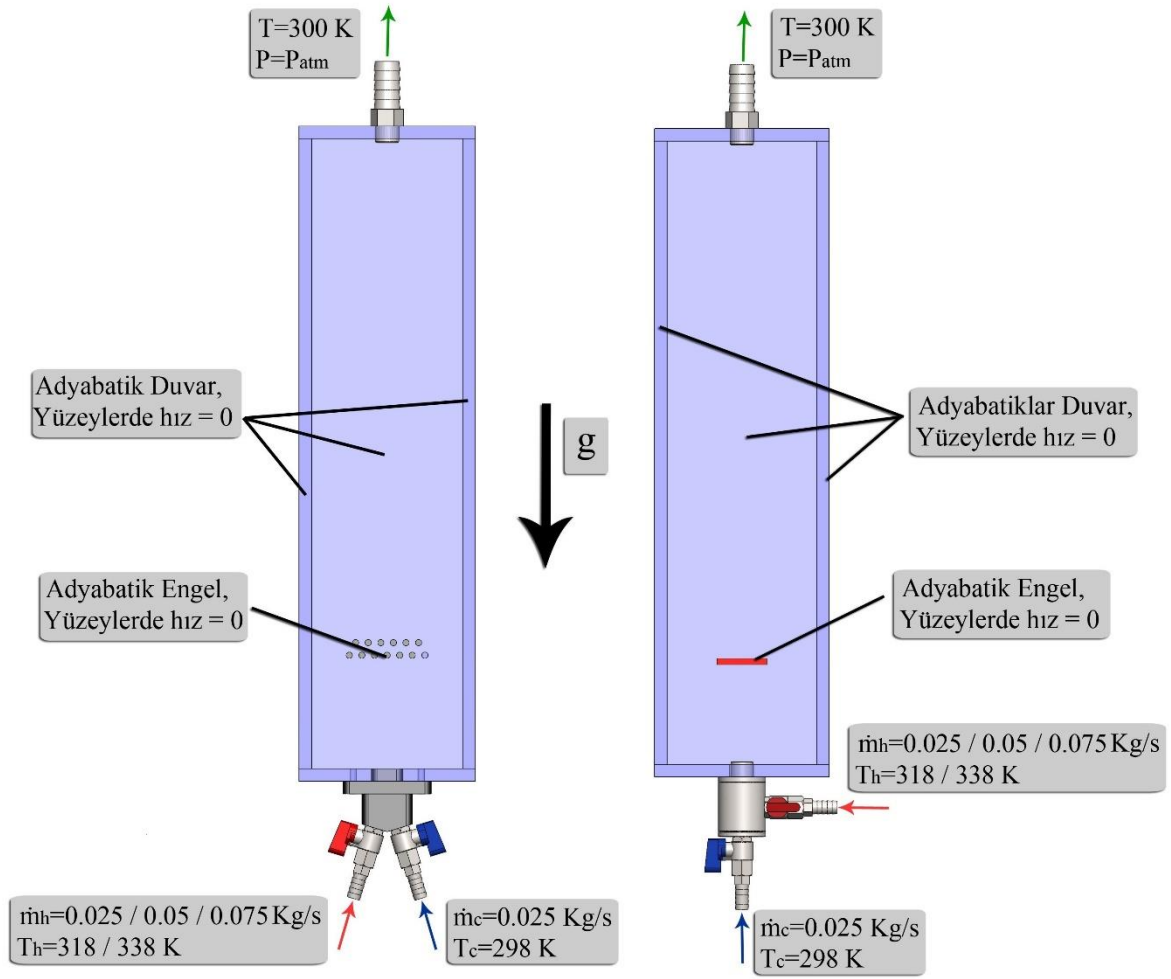
Tablo 2.2. Paralel jet modelinde jetler ile ilgili termofiziksel özellikler

	$V_c$ (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	0.88	0.88	0.006	0.006	298	318	0.025	0.025	5908	8771
2. Durum	0.88	0.88	0.006	0.006	298	338	0.025	0.025	5908	11961
3. Durum	0.88	1.78	0.006	0.006	298	318	0.025	0.05	5908	17811
4. Durum	0.88	1.8	0.006	0.006	298	338	0.025	0.05	5908	24516
5. Durum	0.88	2.67	0.006	0.006	298	318	0.025	0.075	5908	26717
6. Durum	0.88	2.7	0.006	0.006	298	338	0.025	0.075	5908	36775

Tablo 2.3. Eş – merkezli jet modelinde jetler ile ilgili termofiziksel özellikler

	$V_c$ (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	0.88	0.51	0.006	0.003	298	318	0.025	0.025	5908	2542
2. Durum	0.88	0.51	0.006	0.003	298	338	0.025	0.025	5908	3466
3. Durum	0.88	1.02	0.006	0.003	298	318	0.025	0.05	5908	5083
4. Durum	0.88	1.02	0.006	0.003	298	338	0.025	0.05	5908	6932
5. Durum	0.88	1.53	0.006	0.003	298	318	0.025	0.075	5908	7624
6. Durum	0.88	1.53	0.006	0.003	298	338	0.025	0.075	5908	10400

Tablo 2.2 ve 2.3'ten anlaşıldığı üzere jet kütleli debi için üç adet oran ( $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1, 2$  ve  $3$ ) mevcuttur. Bununla birlikte iki tane de ( $\Delta T = 20$  ve  $40$  K) sıcaklık farkı durumu vardır. Tablolarda verilen  $V_h$ ,  $V_c$ ,  $D_{h_h}$ ,  $D_{h_c}$ ,  $T_h$ ,  $T_c$ ,  $\dot{m}_h$ ,  $\dot{m}_c$ ,  $Re_h$  ve  $Re_c$  terimleri sırasıyla sıcak ve soğuk jetin hızlarını, hidrolik çaplarını, sıcaklıklarını, kütleli debilerini ve Reynolds sayılarını ifade etmektedir. Ayrıca modellenen geometrilerde kullanılan diğer sınır şartları Şekil 2.12'de görülmektedir. Kanalda, bütün duvar ve engellerde ısı kaybı veya kazancı olmadığı (adyabatik) ve kanal içi bütün yüzeylerde akışkan hızının sıfır olduğu duvar koşulları kabul edilmiştir.



Şekil 2.12. Sınır Şartları, a) Paralel jet modeli, b) Eş – merkezli jet modeli

Sayısal hesaplamalarda LES türbülans modelinin kullanıldığı daha önceki bölümlerde ifade edilmiştir. Bu model altında kullanılan alt modeller ve parametreler Tablo 2.4'te verilmiştir. Sayısal hesaplamalarda 0.001 ve 0.01 zaman adımları için çözümler yapılmış ve elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Yapılan mukayese sonucunda belirlenen parametreler için daha düşük zaman adımının sonuçlara önemli ölçüde yansımadağı görülmüştür. Bundan dolayı zaman ve bilgisayar tasarrufu sağlamak amacıyla 0.01 zaman adımı kullanılmıştır.

Tablo 2.4. Hesaplamalarda kullanılan model ve parametreler

HAD yazılımı	ANSYS Fluent 15.0
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
Hesaplanan akış süresi	4s

Hesaplamalarda akış süresi belirlenirken, bir akışkan parçacığının en düşük hız parametresinde kanala giriş ve çıkışı üzerinden bir hesap yapıldı ve bu parametreler için 4 saniyelik bir akış süresinin sonuçlar için yeterli olacağı kabul edilmiştir.

Bu çalışmanın numerik kısmının çözülmesi için üç adet iş istasyonu yaklaşık 15 ay kesintisiz olarak çalıştırılmıştır. Çözümler sırasında iş istasyonlarında bulunan işlemci çekirdekleri paralel olarak çalıştırılmıştır. Bu iş istasyonları ile ilgili detaylı bilgi Tablo 2.5'te verilmiştir.

Tablo 2.5. Sayısal çözümlerde kullanılan iş istasyonları

	Dell Precision T5610	Dell Precision T3610	HP Z 820
Kasa / Çipset	825 (%90) Watt Dikey Kasa, Intel C602 Çipset	825 (%90) Watt Dikey Kasa, Intel C602 Çipset	HP Z820 1125 ( % 90) Watt, Intel C602 Çipset
İşlemci	2x Intel Xeon E5-2630 v2(12 Core)(2.60GHz, 15MB, 1600MHz)	Intel Xeon E5-1600 v2(4 Core)	2 x Intel Xeon E5-2643(12 Core)( 3.30 10MB/1600 MHz)
Ram	48GB DDR3 1866MHz ECC	16GB DDR3 1600MHz ECC	16GB DDR3 1600 MHz ECC
Ekran Kartı	nVidia Quadro K2000 (2GB, Profesyonel 3D)	nVidia Quadro K2000 (2GB, Profesyonel 3D)	nVidia Quadro K2000 (2GB, Profesyonel 3D)
Sabit Disk	240GB SSD + 3TB (7.200rpm) SATA3HDD	120GB SSD + 1TB (7.200rpm) SATA3HDD	1TB (7.200rpm) SATA3HDD

## 2.5. Modellerde Kullanılan Ağ Yapısı

Modeller için hazırlanan geometrilerin ağ yapısı ANSYS Meshing yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. LES çözümlerinde doğru sonuçlar alınabilmesi için elemanların mümkün olduğunca küp yapıda veya bu yapıya yakın olmaları aranır. Geometrilerin ağ yapısı oluşturulurken çok karmaşık olan bölgelerde(pasif engel bölgeleri) üçgen ağ yapısı kullanılmış, bunun dışındaki bölgelerde mümkün mertebe kare veya dikdörtgen ağ yapısı kullanılmıştır. LES modelinde küçük çalkantılar modellendiği için [79], ağ elemanları mümkün olduğunca küçük olması gerekmektedir. Ancak elemanların çok küçük olması hesaplamaların aldığı zamanı arttırmaktadır. Dolayısıyla burada uygun boyutlu elemanların seçilmesi oldukça önemlidir. Bu elemanların boyutlandırılmasında Taylor Microscale ölçeğinden etkin bir şekilde yararlanılmıştır.

Tablo 2.6. Skewness değerinin değerlendirilmesi[83]

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 ifade edildiği üzere bir geometrideki ağ yapısı ve bu ağlardaki hücrelerin kalitesiyle ilgili bazı ölçme kriterleri mevcuttur. Burada kullanılan ağ yöntemlerine en uygun ölçme kistası Orthogonal Quality ve Skewness değerleridir. Bu kriterlerden Skewness değeri Tablo 2.6'da görüldüğü üzere sifıra yaklaştıkça hücrenin kalitesi artmaktadır. Bununla birlikte Orthogonal quality değeri de 1'e yaklaştıkça hücre kalitesi artmaktadır. Bu çalışmada kullanılan geometriler Tablo 2.7'de gruplandırılmıştır. Burada belirtilen geometriler ile ilgili Skewness ve Orthogonal Quality değerleri Tablo 2.8'de verilmiştir.

Tablo 2.7. Ağ oluşturulan geometrilerin listesi

I. Geometri	Eş – merkezli jet (Boş)
II. Geometri	Eş – merkezli jet (PE - I)
III. Geometri	Eş – merkezli jet (PE - V)
IV. Geometri	Eş – merkezli jet (PE - 0)
V. Geometri	Eş – merkezli jet (PE_1)
VI. Geometri	Eş – merkezli jet (PE_2)
VII. Geometri	Eş – merkezli jet (PE_3)
VIII. Geometri	Paralel Jet (Boş)
IX. Geometri	Paralel Jet (PE - I)
X. Geometri	Paralel Jet (PE_1)
XI. Geometri	Paralel Jet (PE_2)
XII. Geometri	Paralel Jet (PE_3)
XIII. Geometri	Paralel Jet (TSE)
XIV. Geometri	Paralel Jet (ÇSE)

Tablo 2.8. Oluşturulan ağ yapısına ilişkin Orthogonal Quality ve Skewness değerleri

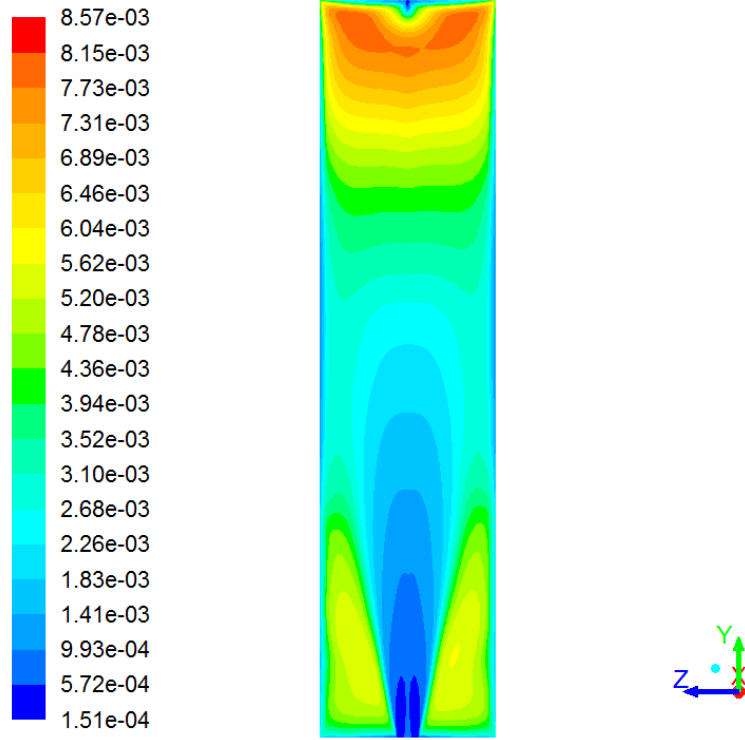
Geometri	Eleman Sayısı	Orthogonal Quality				Skewness			
		Min	Max	Ort	Stand. Sapma	Min	Max	Ort	Stand. Sapma
I	3426489	0.706	1	0.986	0.025	0	0.653	9.316	9.960
II	3431669	0.212	1	0.939	0.083	0	0.897	0.150	0.126
III	3594511	0.223	1	0.930	0.087	0	0.865	0.158	0.127
IV	3601686	0.196	1	0.930	0.087	0	0.839	0.153	0.127
V	5281005	0.100	1	0.911	0.110	0	0.899	0.172	0.136
VI	4391079	0.118	1	0.918	0.105	0	0.881	0.166	0.135
VII	3636935	0.100	1	0.929	0.097	0	0.899	0.155	0.131
VIII	3085000	0.674	1	0.984	0.027	0	0.642	0.104	0.103
IX	3816899	0.225	1	0.949	0.076	0	0.847	0.121	0.128
X	5921268	0.231	1	0.922	0.09	0	0.797	0.160	0.136
XI	5014436	0.237	1	0.928	0.089	0	0.802	0.150	0.136
XII	4170584	0.100	1	0.940	0.09	0	0.899	0.128	0.131
XIII	5379656	0.201	1	0.904	0.102	0	0.871	0.184	0.147
XIV	7749821	0.213	1	0.898	0.098	0	0.890	0.187	0.138

### 2.5.1. Taylor Microscale

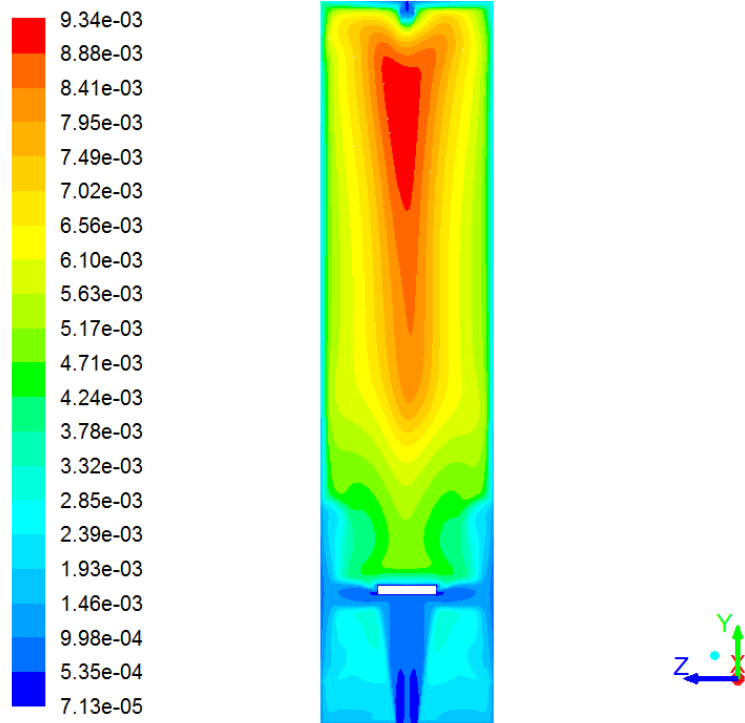
Taylor Microscale, türbülanslı bir sıvı akışını karakterize etmek için LES çözümlerinde literatürde sıklıkla kullanılır. Taylor Microscale, akışkan viskozitesinin türbülans girdaplarının hareketini önemli ölçüde etkilediği durumlarda önem kazanan bir ara uzunluk ölçeğidir [81]. Bu çalışmada belirlenen modeller, kapalı bir kanal ve bu kanal içerisine yerleştirilen muhtelif engellerden ibarettir. Bundan dolayı burada akışkanın viskoz kuvvetlerinin etkisini doğru sonuçlar elde etmek için dikkate almak gerekmektedir. Bundan dolayı çalışma geometrilerinin ağ yapısı oluşturulurken Taylor Microscale değerlerinden etkin olarak yararlanılmıştır. Bu uzunluk ölçeği;

$$\lambda_T = \sqrt{\frac{10\mu_m k}{\rho_m \varepsilon}} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $\mu_m$ ,  $k$ ,  $\rho_m$  ve  $\varepsilon$  sırasıyla moleküler viskozite, türbülans kinetik enerjisi, yoğunluk ve türbülans yayma oranıdır. Belirlenen modellere Taylor Microscale (TMS) şu şekilde uygulanmıştır: Öncelikle model için ANSYS user guide' de belirlenen kalite standartlarında bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Daha sonra bu ağ yapısıyla belirlenen sınır şartlarında Reynolds ortalamalı Navier – Stokes (RANS) türbülans modelleme yöntemi altında *Realizable k - ε* türbülans modeli kullanılarak sürekli rejimde sonuçlar yakınsayana kadar bir çözüm yapıldı. Yapılan bu çözüme TMS uygulandı ve böylece LES çözümlerinde uygulanması gereken ağ eleman büyüklükleri belirlendi. Literatürde LES çözümlerinde TMS değerlerinin üç katına kadar eleman büyüklükleri kullanılmasının çözümün doğruluğunu önemli ölçüde etkilemeyeceği ifade edilmektedir. Dolayısıyla modellerle ilgili nihai ağ yapıları oluşturulurken bu kıstaslara dikkat edildi. Şekil 2.13 – 2.17 'da bazı geometriler için elde edilmiş TMS grafikleri verilmiştir.

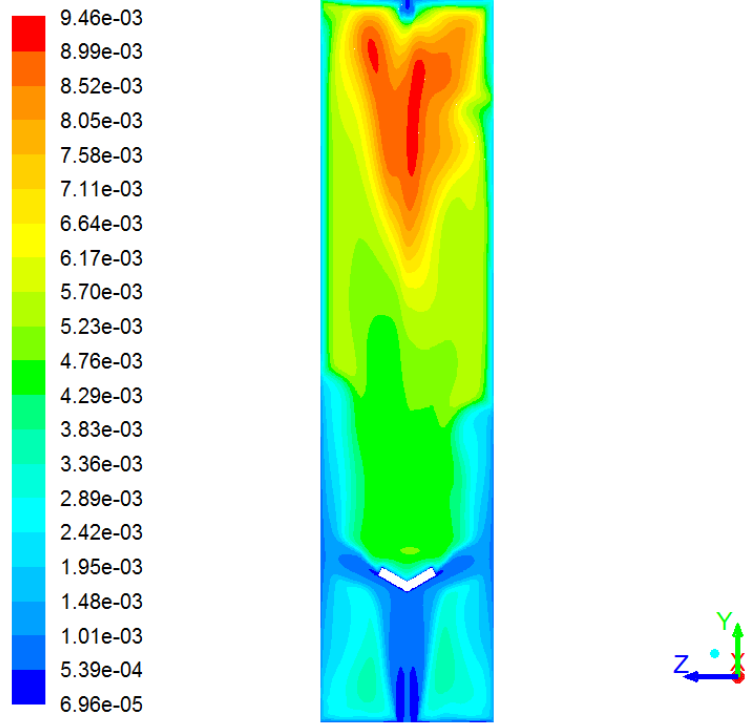


Şekil 2.13. I. Geometri için Taylor microscale değerleri

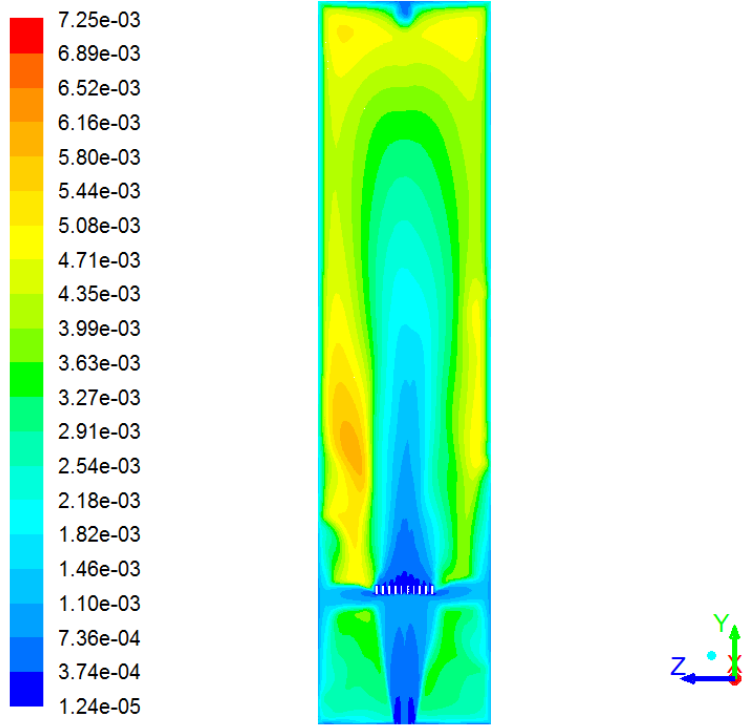


Şekil 2.14. II. Geometri için Taylor microscale değerleri

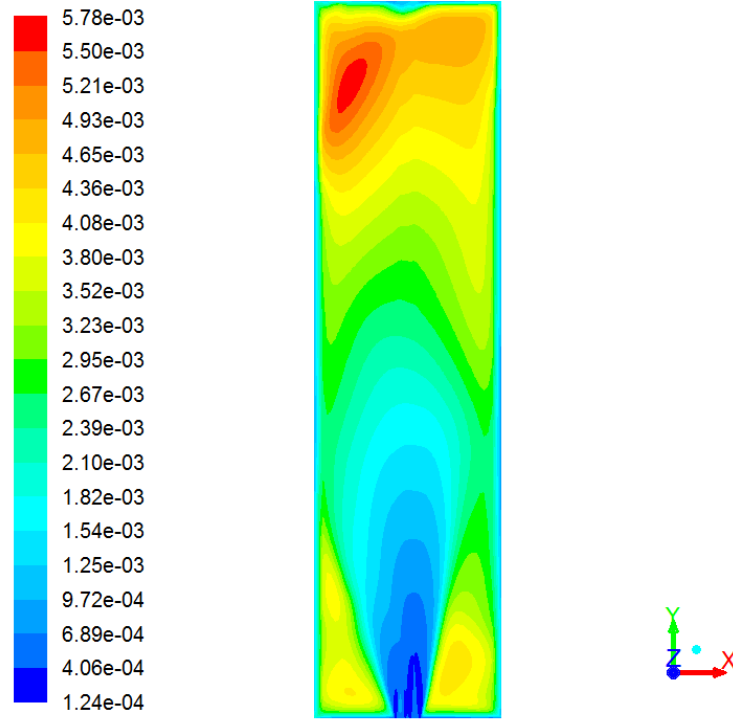




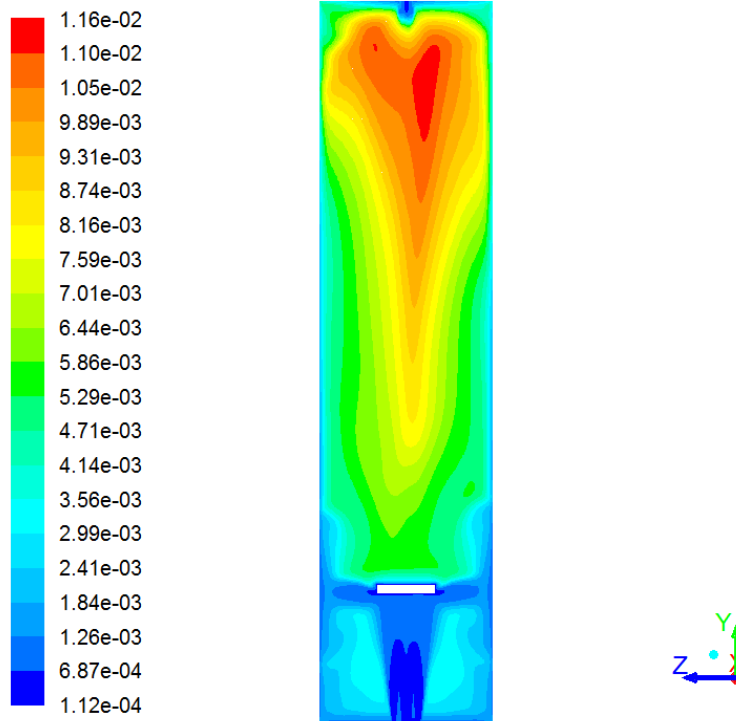
Şekil 2.15. III. Geometri için Taylor microscale değerleri



Şekil 2.16. V. Geometri için Taylor microscale değerleri

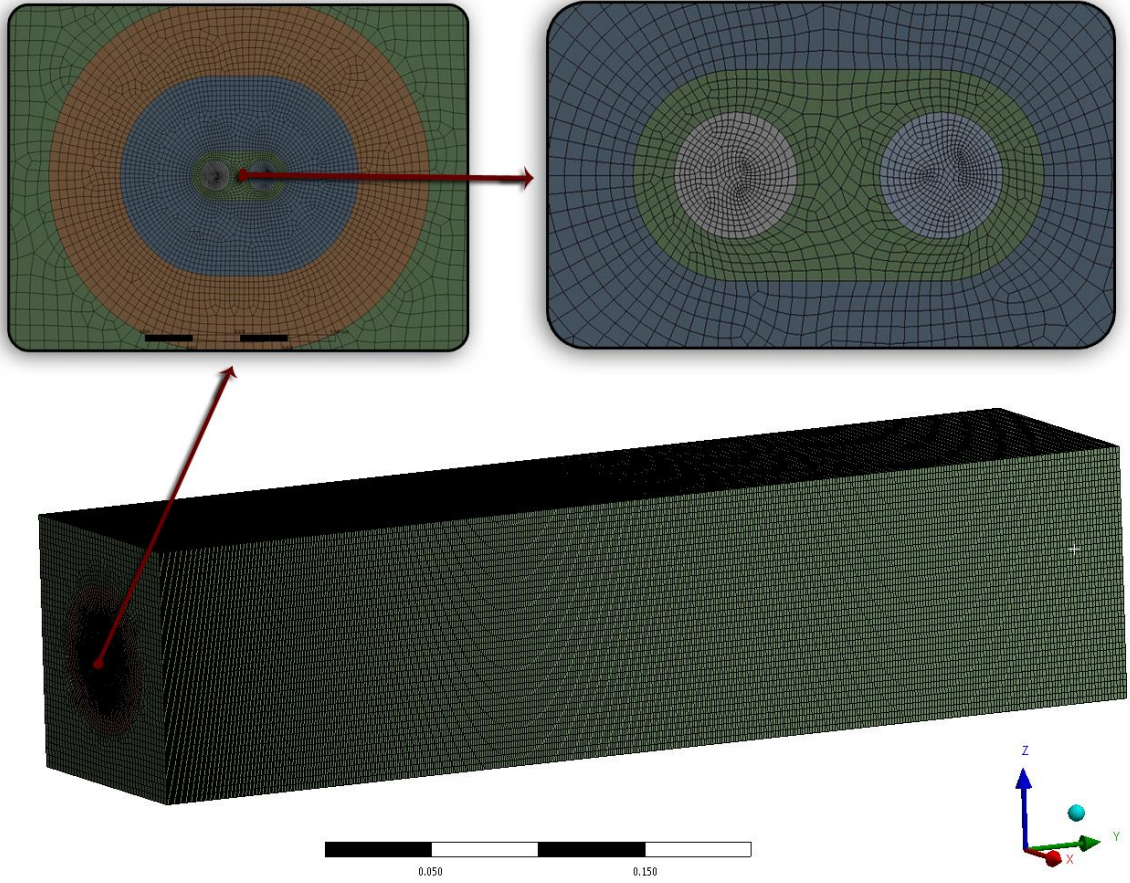


Şekil 2.17. VIII. Geometri için Taylor microscale değerleri

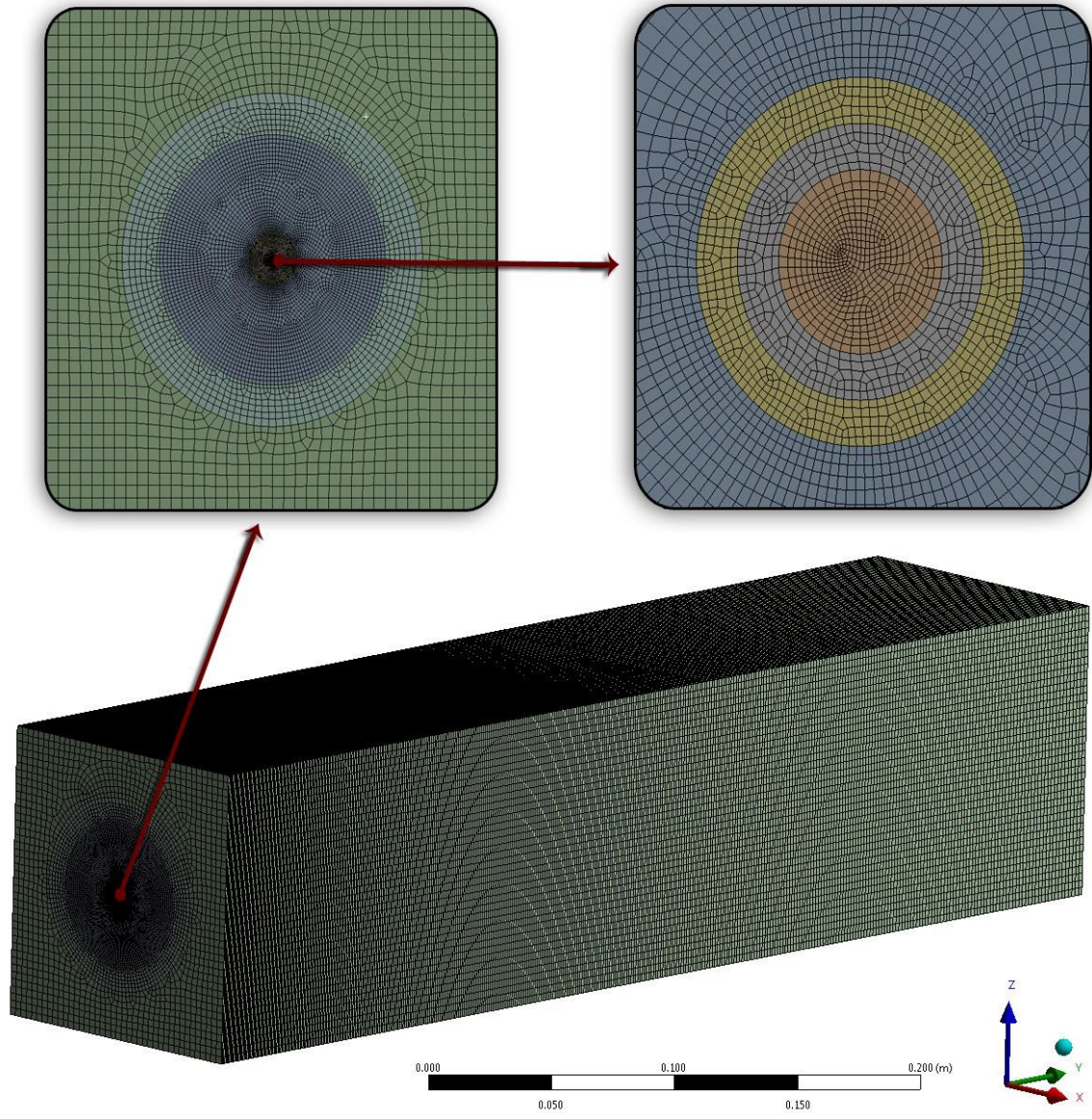


Şekil 2.18. IX. Geometri için Taylor microscale değerleri

Belirlenen geometrilerin ağ yapısı yukarıda izah edilen kriterlere göre oluşturulmuştur. Bu standartlarda elde edilen ağ yapıları ile ilgili şekiller aşağıda verilmiştir (Şekil 2.19 - 2.22). Kanalın alın kesiminde gerekli ölçeklendirmeler yapıldıktan sonra, bu geometri Sweep yöntemi kullanılarak kanal boyunca giriş bölgesinde sık ve çıkışa doğru seyrelerek devam etmiştir.

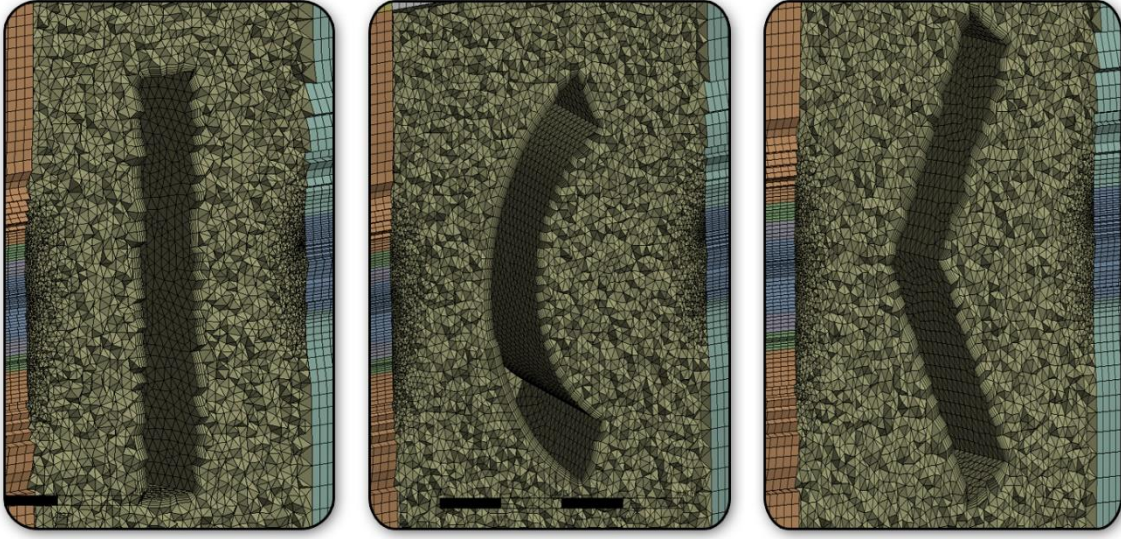


Şekil 2.19. X. Geometride kullanılan ağ yapısı

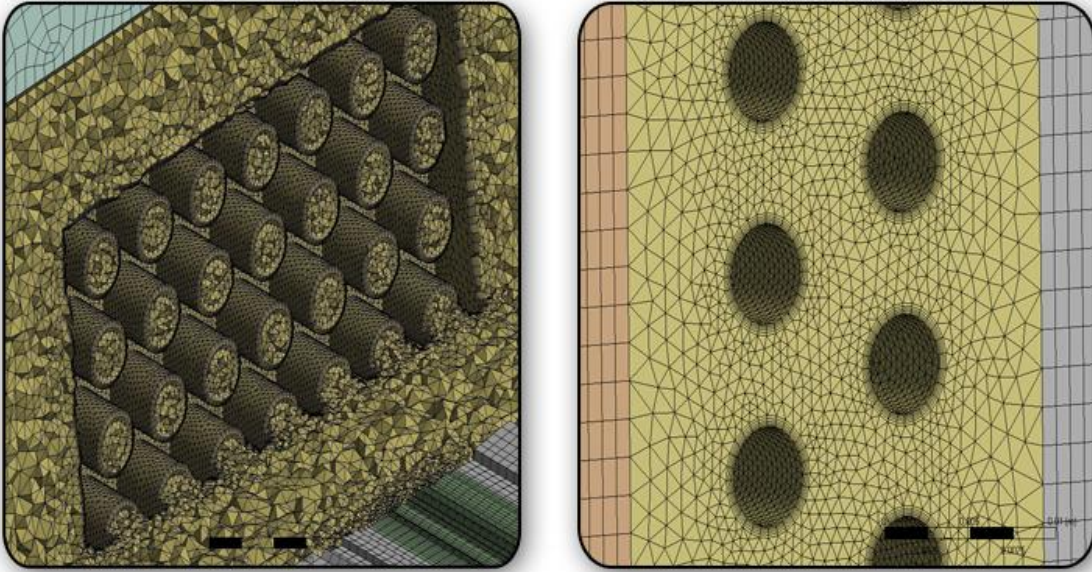


Şekil 2.20. I. Geometride kullanılan ağ yapısı

Pasif engellerin kullanıldığı kanal modellerinde ağ yapısı modellenirken mümkün olan en yüksek miktarda küp veya buna yakın eleman yapısı kullanılmıştır. Ancak engel bölgelerindeki karmaşık geometrilerden dolayı buralarda üçgen elemanlar kullanılmıştır (Şekil 2.21 ve 2.22). Engel yüzeylerinde meydana gelen sınır tabakadan dolayı buralarda ayrıca eleman iyileştirilmesi yapıldı. Bu amaçla bütün engel yüzeylerinde 5 katmanlı ve 1.2 büyüme oranında Inflation uygulaması yapılmıştır.



Şekil 2.21. Engel etrafında kullanılan ağ, soldan sağa sırasıyla düzlemsel, dairesel ve V şekilli engel

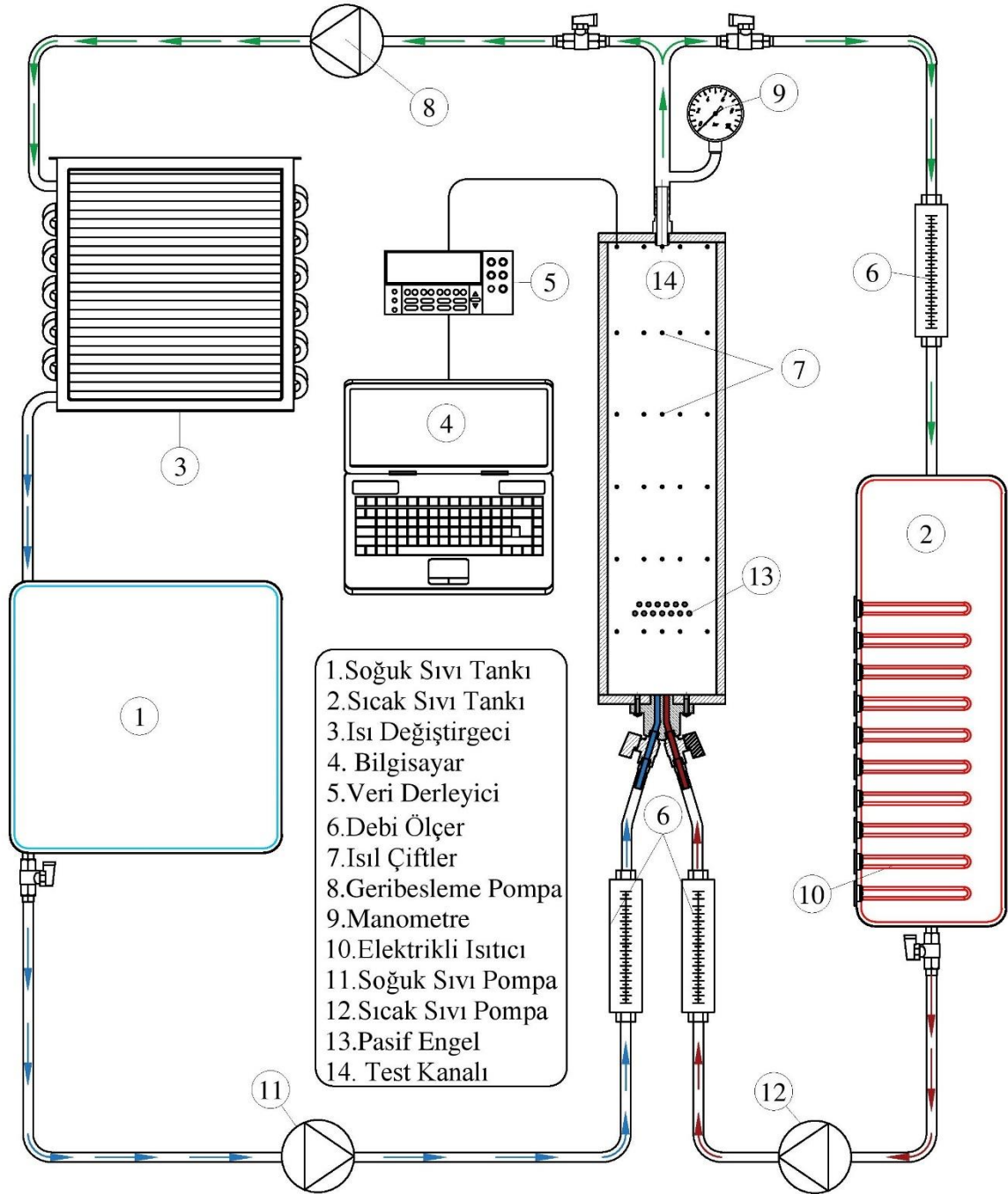


Şekil 2.22. Gözenekli (Solda) ve Sıralı engel bölgesinde kullanılan ağ yapısı

## 2.2. Deney Düzenegi

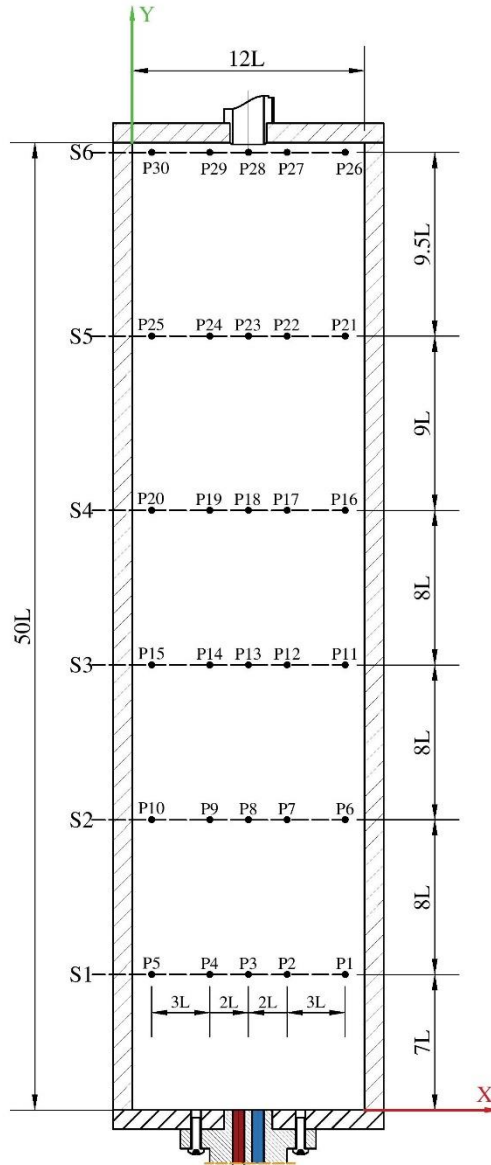
Çalışmanın deneysel kısmını bir deney seti imal edilerek gerçekleştirilmiştir. İmal edilen deney setinin çalışma prensibi Şekil 2.23’de verilmiştir. Sıcak / soğuk jetlerden kanala akıtılan akışkan, kanalda ısıl olarak karıştıktan sonra, kanalı çıkış deliğinden terk etmektedir. Burada kanalın çıkış borusuna bir tane manometre yerleştirilmiştir.

Bu manometre deney setinin çalıştırılması esnasından insan kaynaklı bazı hatalar sonucunda kanal içerisinde basınç yükselmelerinin önüne geçmek için emniyet amaçlı kullanılmıştır. Akışkan kanalı terk ettikten sonra iki kola ayrılmaktadır. Bu kollardan bir tanesi sıcak sıvı tankına diğeri ise soğuk sıvı tankına yönlendirilmektedir.



Şekil 2.23. Deney seti akış diyagramı

Sıcak sıvı tankına yönlendirilen akışkanın debisi bir debi ölçer vasıtasıyla ölçülmekte böylece sıcak tanktan hangi debide akışkan çıktıysa gene kontrollü bir şekilde aynı debide akışkan tanka geri iade edilmektedir. Sıcak sıvı tankına giren yığın sıcaklıktaki akışkan, tank içerisine yerleştirilen ısıtıcılar vasıtasıyla tekrar istenen sıcaklığa ısıtılmaktadır. Sıcak akışkan buradan bir akışkan pompası vasıtasıyla tekrar test kanalına pompalanmaktadır. Pompalanan sıcak akışkanın debisini ölçmek için tank ile sıcak jet arasında bir adet debi ölçer yerleştirilmiştir.



Şekil 2.24. Test kanalına yerleştirilen ısıtıcı çift şeması

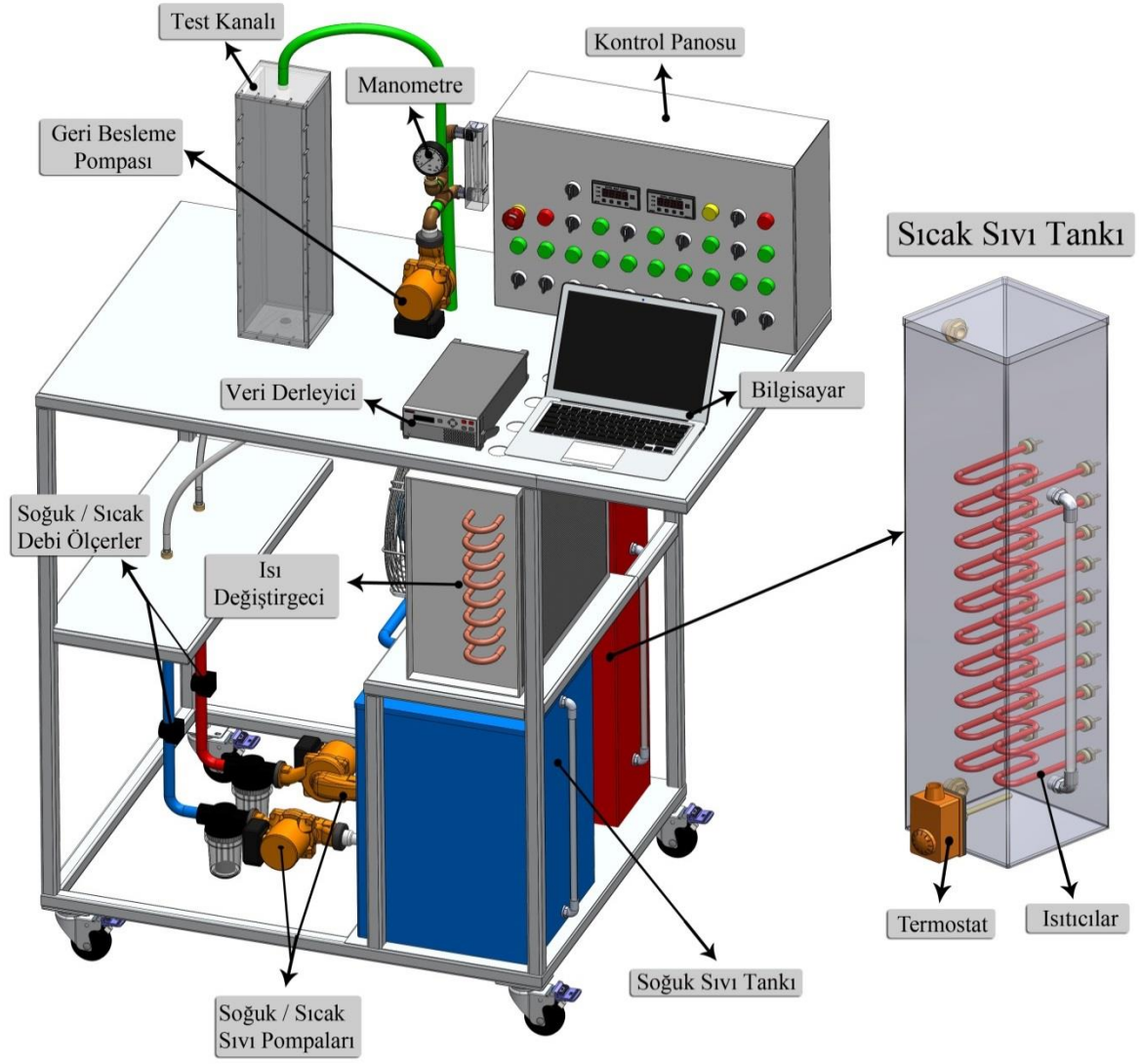
Soğuk sıvı tankına yönlendirilen diğer akışkan bir ısı değiştirgecinden geçirilerek sıcaklığı oda sıcaklığına kadar düşürülmektedir. Burada ısı değiştirgeci içerisindeki kanallardan sürtünme kaynaklı oluşan dirençleri karşılamak için ısı değiştirgeci öncesine bir adet geri besleme pompası yerleştirilmiştir. Soğuk tanka gelen akışkan buradan bir pompa vasıtasıyla tekrar test kanalına pompalanmaktadır. Pompalanan soğuk akışkanın debisini ölçmek için tank ile soğuk jet arasında bir adet debi ölçer yerleştirilmiştir. Sıcak ve soğuk tanklarda gelen akışkan sıvı jetleri vasıtasıyla tekrar kanala yönlendirilmektedir. Sistem içerisinde akışkanın debisini kontrol amaçlı muhtelif yerlere vanalar yerleştirilmiştir.

Kanal içerisine sıcaklık ölçümleri yapmak için muhtelif yerlere ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Kanal içerisine yerleştirilen ısı çiftlerine ait şema Şekil 2.24'de verilmiştir. Burada her sütunda 5 adet ısı çifti olmak üzere kanal girişinden çıkışına doğru S1, S2... S6 ile isimlendirildiği şekli ile 6 adet ısı çifti sütunu bulunmaktadır. Isıl çiftler kanalın tam ortasındaki bir düzleme yerleştirilmiştir. Yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen sıcaklık değerleri bir veri derleyicisine ve buradan da bir bilgisayara aktarılmaktadır. Bunun dışında sıcak ve soğuk jet girişlerindeki sıcaklıklar mobil veri derleyicileri vasıtasıyla anlık olarak ölçülmüştür. Böylece test kanalına akıtılan akışkanın sıcaklıklarında oluşabilecek sıcaklık değişimlerine anlık olarak müdahale edilmiştir.

### **2.2.1. Deney Düzenegi Elemanları**

Deney düzenegini oluşturan elemanlar Şekil 2.25 ve 2.26'te görüldüğü gibi temelde test kanalı, sıcak / soğuk sıvı tankları, akışkan pompaları, debi ölçerler, ısı değiştirgeci veri derleyici, kontrol panosu, bilgisayar ve deney düzenegi sehpasından oluşmaktadır. Deney düzenegi belirlenen problemin amacı doğrultusunda özgün olarak tasarlanıp imal edilmiştir. Dolayısıyla bu düzenegi oluşturan birçok eleman ihtiyaçlar doğrultusunda tasarlanarak imal edilmiştir. Öncelikle deney düzeneginde kullanılan elemanların ölçüleri dikkate alınarak bir deney sehpa tasarlanmıştır. Bu sehpa 1.2 mm kalınlığında sac plakalar ve 30 x 30 x 2 mm kutu profiller kullanılarak imal edilmiştir. Sac ve kutu profiller krom alaşımlı malzemeden seçilmiştir. Böylece akışkan olarak suyun kullanıldığı bu düzenekte oluşabilecek oksitlenmelerin önüne geçilmiştir.



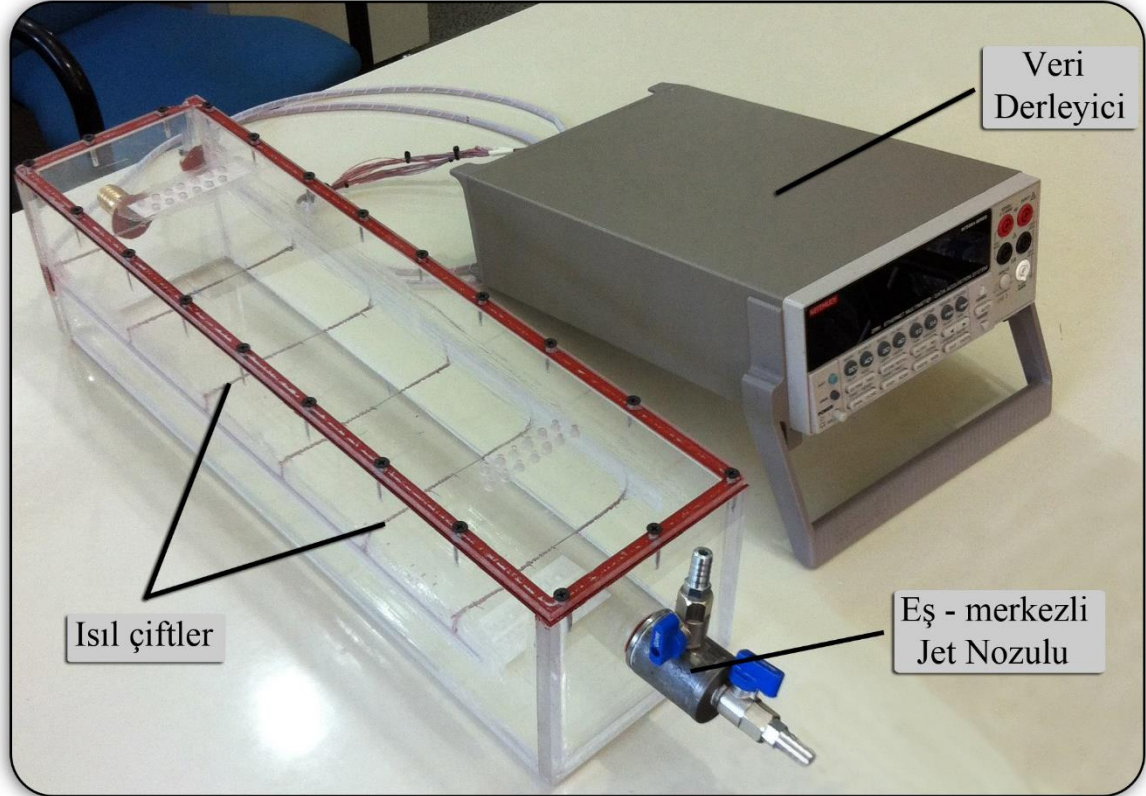


Şekil 2.25. Deney seti elemanları



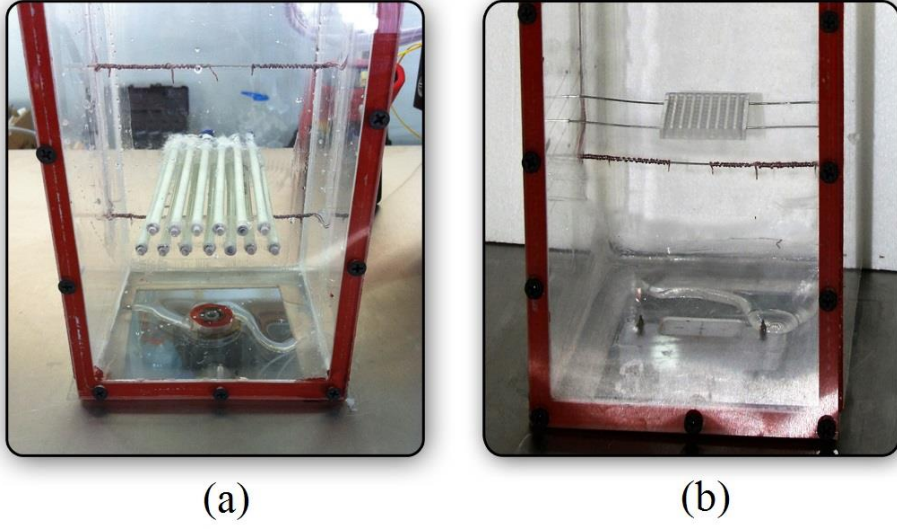
Şekil 2.26. Deney seti

Deney düzeneğinin en önemli elemanlarından bir tanesi şüphesiz test kanalıdır. Test kanalı 10 mm kalınlığında akrilik plakalardan imal edilmiştir. Kanalı meydana getiren plakalar sıvı sızmasına karşı dayanıklı özel bir yapıştırıcı ile yapıştırılmıştır. Kanal içerisine muhtelif engeller yerleştirebilmek için Şekil 2.27’te görüldüğü gibi kanalın bir kapağı sökülebilir olarak tasarlanmıştır.



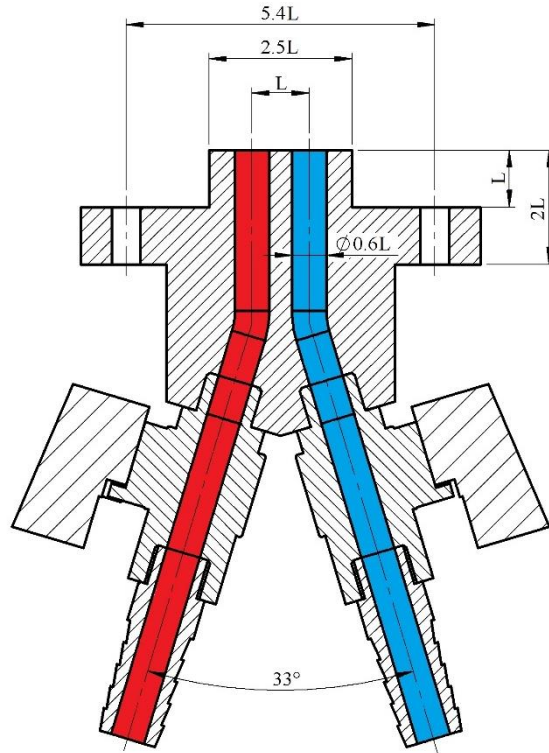
Şekil 2.27. Test kanalı ve veri derleyici

Kanal içerisine yerleştirilen ısı çiftle 0.7 mm kalınlığındaki krom alaşımlı esnek bir tele sarılarak (Şekil 2.28 b) yerleştirilmiştir. Isıl çiftler akışın davranışlarını minimum düzeyde etkileyecek şekilde yerleştirilmiştir. Sökülebilir kapak arasından sıvı sızıntılarını önlemek için kapak ile kanal arasında sıvı conta kullanılmıştır. Kanal boyunca 0.5L çapında delikler delinerek Şekil 2.28 a’ da görüldüğü gibi sıralı engeller yerleştirilmiştir. Düzlemsel ve gözenekli engeller ise Şekil 2.28 b’de verildiği gibi 0.7 mm kalınlığında krom teller kullanılarak kanal içerisine yerleştirilmiştir.

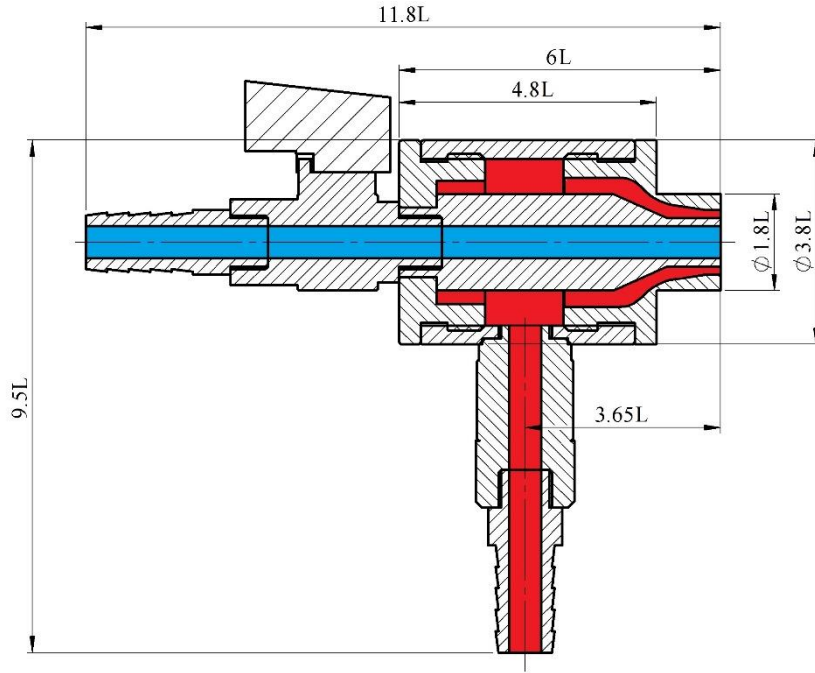


Şekil 2.28. Engellerin kanal içerisinde konumlandırılmaları, a) Sıralı Engel, b) Düzlemsel engel

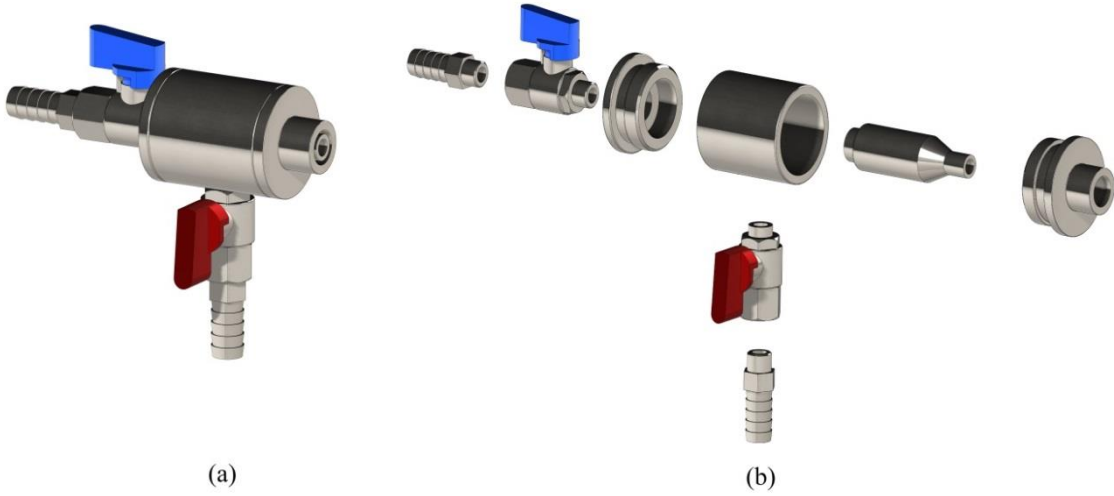
Önceki bölümlerde ifade edildiği üzere çalışmalarda paralel ve eş – merkezli olmak üzere iki tür jet modeli kullanılmıştır. Bu modeller için iki adet jet nozulu tasarlanıp imal edilmiştir. Bu nozullar ile ilgili ölçüler Şekil 2.29 ve 2.30’de verilmiştir. Ayrıca eş – merkezli jet nozulu meydana getiren elemanlar Şekil 2.31 de verilmiştir.



Şekil 2.29. Paralel jet ölçüleri



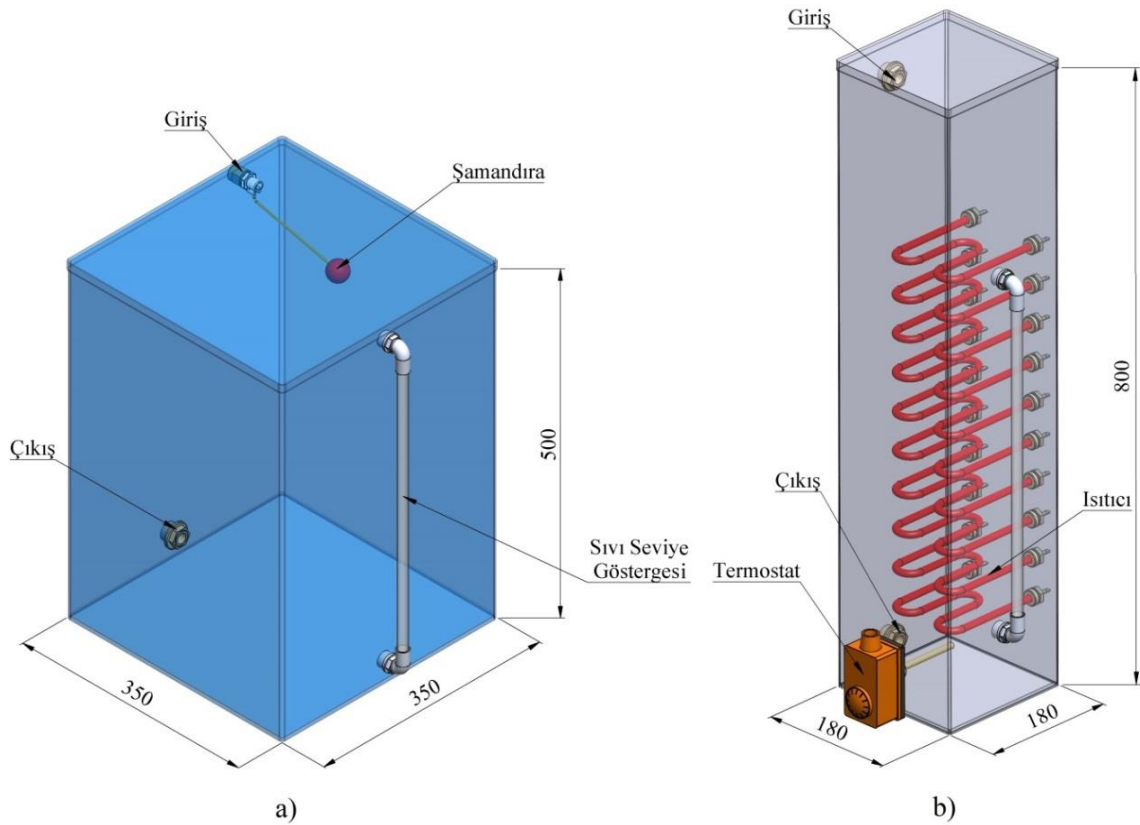
Şekil 2.30. Eş – merkezli jet ölçüleri



Şekil 2.31. Eş – merkezli jet a) montaj, b) elemanları

Deney düzeneği içerisinde sisteme sıcak sıvı sağlamak için bir adet tank kullanılmıştır. Bu tank 1.2 mm krom alaşımlı sacdan ve 180 x 180 x 800 mm ebatlarında imal edilmiştir. Tank yaklaşık olarak 22 litre akışkan almaktadır. Tank içerisine Şekil 2.32 b’de görüldüğü gibi 10 adet 1000 watt’lık elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu ısıtıcılar birden ona kadar numaralandırılmış olup deneyler sırasında ihtiyaca göre kademeli olarak devreye alınmıştır.

Birinci ısıtıcıya verilen elektrik gerilimini kontrol etmek amacıyla bir adet elektronik dimmer kullanılmıştır. Böylece bir kademelik ısıtıcı artışının fazla olduğu durumlarda birinci ısıtıcıya giden gerilim düşürülerek ara değerler elde edilmiştir. Bu sayede istenilen akışkan sıcaklığına yüksek bir doğrulukta ulaşılmıştır. Deney parametrelerinde en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı 65 °C'dir. İnsan kaynaklı herhangi bir ihmalden dolayı (ısıtıcıların açık unutulması ve bunun sonucu olarak akışkanın aşırı ısınması veya kaynaması) deney düzeneğinin çalışmasında aksaklıklar yaşanmaması için sıcak sıvı tankına bir adet termostat yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında termostat 70 °C 'ye ayarlanmıştır. Termostat akışkan sıcaklığının 70 °C'yi geçtiğini algıladığı durumlarda elektrik panosu otomatik olarak ısıtıcılara verilen enerjiyi kesmektedir. Bununla beraber Şekil 2.32 b'de de görüldüğü gibi kanal içerisindeki akışkan seviyesini göstermek için bir adet sıvı seviye göstergesi monte edilmiştir.



Şekil 2.32. Sıvı tankı ölçüleri ve elemanları, a) soğuk sıvı tankı, b) sıcak sıvı tankı

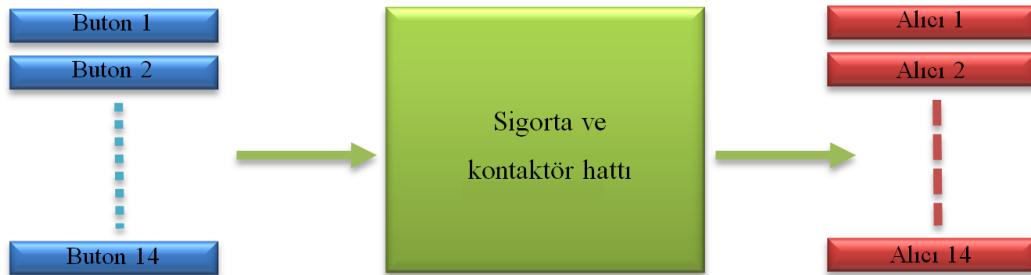
Deney düzeneğinde sisteme soğuk sıvıyı Şekil 2.32 a’da görülen tank sağlamaktadır. Bu tank 1.2 mm kalınlığında oksitlenmelere karşı dayanıklı krom alaşımlı sacdan imal edilmiştir. Tank 350 x 350 x 500 mm ebatlarındadır ve yaklaşık olarak 47 litre akışkan kapasitesi vardır. Şekilde de görüldüğü gibi tankın akışkan giriş kısmına bir adet şamandıra monte edilmiştir. Böylece tankın kontrollü bir şekilde dolması sağlanmıştır.

Deney düzeneğinin en önemli parçalarından bir tanesi de kontrol panosudur. Bu deney düzeneğindeki pek çok eleman elektrikle çalışmaktadır. Bununla birlikte bu elemanlar birbiriyle koordineli olarak çalışması gerekmektedir. Bu amaçla deney düzeneğinin çalışma prensibi dikkate alınarak bir elektrik panosu tasarlanmıştır. Panoda kullanılan sistem arduino board tabanlı güç kontrol sistemine dayanmakta ve sistem iki farklı şekilde (otomatik/manuel) çalışmaktadır.



Şekil 2.33. Elektrik panosu akış diyagramı

Otomatik modda bilgisayar ortamında hazırlanan LabVIEW tabanlı scada programı ile arduino board kontrol edilerek, sistemde kullanılan alıcıların kontrolü röle ve kontaktörler aracılığı ile kontrol edilmektedir (Şekil 2.33). Kullanılan arduino ana kartı mega2560 serisi olup oluşturulan pano ile USB haberleşme portu üzerinden Scada sistemine haberleşme sağlanmaktadır. Manuel mod ise pano üzerinde eklenen butonlar yardımı ile alıcılar devreye alınıp çıkarılabilmektedir.



Şekil 2.34. Sigorta ve kontaktör hattı

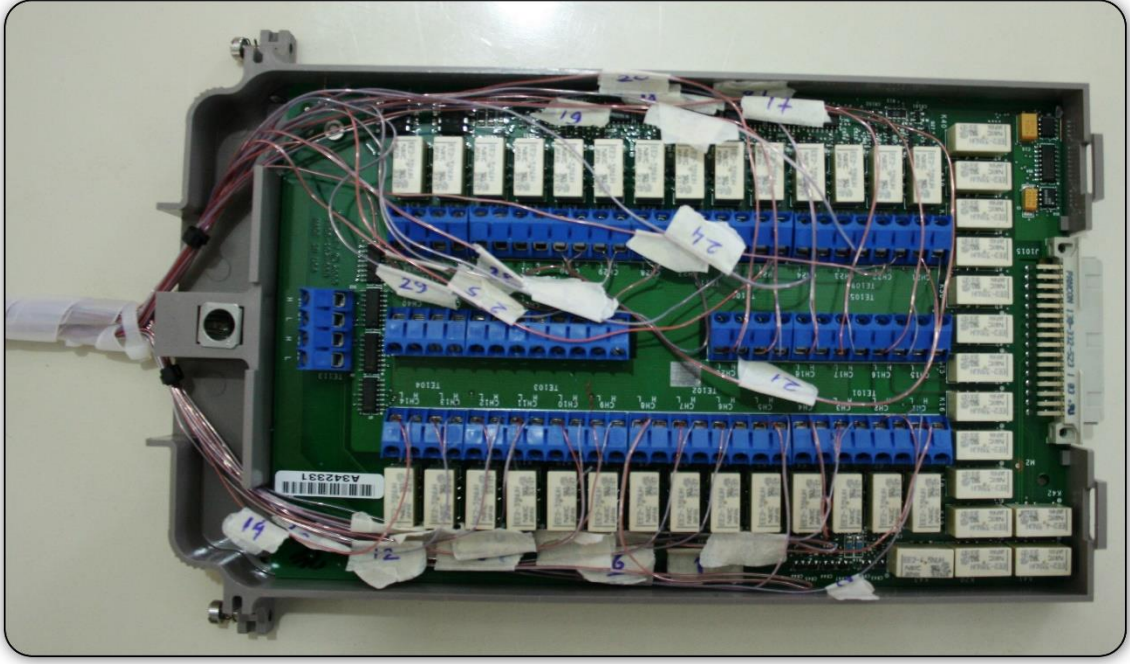
Otomasyon panosunda oluşturulan yapı her alıcı için ayrı ve bağımsızdır (Şekil 2.34). Böylece her alıcı sigorta ve kontaktör alt yapısına sahiptir. Manuel çalışmada otomatik çalışmada olduğu gibi, rezistansalar sırasıyla seri bir şekilde devre girmektedir. Isı geri besleme pompasının çalışması için sıcak ve soğuk su akış pompalarının aktif olması gerekmektedir. Isı değiştirgeci fanı ise bağımsız olarak çalışabilmektedir.



Şekil 2.35. a) Türbin tip debi ölçer, b) Adım ölçer

Deney düzeneğinde sıcak ve soğuk jetlerin debisini ölçmek için türbin tipi debi ölçerler kullanılmıştır. Bu cihazlar sıvı akışların debi ölçümünde kullanılan yüksek hassasiyetli ölçü aletleridir (Şekil 2.35 a). İçerisinde bulunan pulse (kare dalga) sensörü sayesinde çarklarda bulunan mıknatısların sensörle her iletişimde bir pulse üretir. Üretilen bu adımları ölçmek için debi ölçer ile birlikte Şekil 2.35. b'de görülen adım ölçer kullanılmıştır.





Şekil 2.36. Çoklayıcı (40 kanallı) ve ısıl çift bağlantıları

Kanal içerisine farklı noktalarda konumlandırılan ısıl çiftlerden, 40 kanallı çoklayıcısı bulunan KEITHLEY 2701 marka veri derleyicisi kullanılarak sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Çoklayıcı Şekil 2.36’te ve veri derleyicisi Şekil 2.27’te gösterilmektedir. Deneyde kullanılan ısıl çiftler, OMEGA® firmasından temin edilen T-tipi bakır kobalt (Cu – Co) ısıl çiftler olup bunların ölçüm aralıkları  $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $+400\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında ve hassasiyeti ise  $\pm\%0.69$ ’dur.

### 3. BULGULAR

Bu çalışmada, farklı sıcaklıklardaki iki jet akışının sınırlı bir kanal içerisindeki akış ve ısı karışım karakteristikleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Analizlerde paralel ve eş – merkezli olmak üzere iki adet jet modeli kullanılmıştır. Bu jet modelleri pek çok endüstriyel uygulamada kullanılan mekanizmaları yansıtmaktadır. Kanal içerisine jet akışlarının termofiziksel özelliklerini kontrol amaçlı farklı geometrik özelliklere sahip pasif engeller yerleştirilmiştir. Ayrıca jetler arası kütleli debi oranları ve jetler arası sıcaklık farkının akış davranışları üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Çalışmada belirlenen parametrelere uygun bir deney seti üretilmiştir. Deneysel veriler ısı çiftleri kullanılarak kanalın 30 farklı noktasından elde edilmiştir. Bu deneysel veriler kullanılarak kanal içerisindeki akışkanın ısı karışım verimini veren Mixing Index (MI) grafikleri çıkarıldı. Literatürde bu grafikler bir bölgedeki sıcaklık profilinin ortalama sıcaklık değerine olan yakınlığını ölçmek için kullanılmaktadır [24]. MI değerleri,

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

denkleminden 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 yaklaştıkça o bölgedeki ısı karışım iyileşmektedir.

Deneysel analizlerde veriler iki şekilde alınmıştır. Bunlardan birinci durumda Şekil 2.24'te verilen bütün ölçüm noktalarından beş saniye aralıklarla on tane sıcaklık değeri alındı. Her ölçüm noktasının on tane sıcaklık değerinin ortalaması alındı ve bu değerler, MI hesaplamalarında kullanıldı. Şekilde görüldüğü gibi kanal S1, S2... S6 şeklinde altı adet sütuna bölünmüştür. MI değerleri bu sütunlardaki ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. Böylece kanalın o bölgesindeki ısı karışımının ne kadar iyi olduğu tespit edilmiştir. Kanal boyunca altı bölgeden elde edilen bu MI sonuçları, kanal boyunca karışım verimini veren MI grafiklerinde toplanmıştır.

Kanal içerisinde etkin ısı karışımının olduğu bölgeler sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre belirlenmiştir. Bu bölgelerdeki noktalarda sıcaklık değerleri dört saniyelik akış süresi boyunca 0.01 saniye aralıklarla alınmıştır. Bu da deneysel analizlerdeki ikinci tür veri grubuna girmektedir. Bu veriler karışım bölgesindeki sıcaklık salınımlarının sistem için bir tehdit (ısı gerilme kaynaklı malzeme yüzeyinde çatlaklar) oluşturup oluşturmadığını analiz etmek için kullanılmıştır. Zamana bağlı bu veriler kullanılarak sistemin sıcaklık salınım frekansına bağlı güç yoğunluğu dağılımını veren Power Spectral Density (PSD) grafikleri çıkarılmıştır. Çalışma parametreleri arasındaki küçük sıcaklık sapmalarının etkisini azaltmak için PSD grafiklerinde boyutsuz sıcaklık  $((T - T_c)/\Delta T)$  değerleri kullanılmıştır. Bu grafikler deneylerdeki aynı sınır ve başlangıç koşullarındaki sayısal sonuçlar için de çıkarılarak deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Güç yoğunluğu dağılımı elde edilirken gerekli ayıklama işlemleri uygulanmıştır. Sınır koşulları ve başlangıç zamanlarını ayarlamak için "hareketli ortalama" (moving average) uygulanmıştır. PSD grafiklerinin analizleri yapılırken malzemenin ısı yükler kaynaklı yorulması ile ilgili şu bilgilerin bilinmesinde yarar vardır; Salınım periyodu küçük yani büyük frekanslı sıcaklık salınımları malzeme açısından risk oluşturmamaktadır. Çünkü malzemede kısa periyotlarda meydana gelen sıcaklık değişimleri malzeme tarafından algılanmaz. Bununla birlikte yüksek frekanslarda meydana gelen sıcaklık değişimleri genelde düşük genliklerde olur dolayısıyla malzeme tarafından algılanırsa dahi burada büyük sıcaklık değişimleri oluşmadığı için gene malzemede ısı gerilme kaynaklı bir risk teşkil etmez. Aynı şekilde büyük periyotlarda (düşük frekanslı) meydana gelen sıcaklık değişimleri malzeme için gene tehdit oluşturmaz. Çünkü burada malzeme genleşme ve büzülme için yeterli zamana sahiptir. Malzeme için asıl tehdit oluşturan durum ani gelen sıcaklık değişimleridir.

Yani malzeme genleşme sürecindeyken aniden soğuması ve bunun sonucu olarak büzülmenin başlaması veya tersi durumda malzeme büzülüyorken aniden yüksek genlikteki bir sıcaklık dalgasının söz konusu noktaya rastlaması şeklinde meydana gelen sıcaklık değişimleri, malzeme için tehdit oluşturur. Literatürde 2 – 10 Hz arası yüksek genlikteki sıcaklık değişimlerinin malzemenin cinsine göre sistem için bir tehdit oluşturabileceği kabul edilir.

Jetler ile ilgili belirlenen başlangıç ve sınır koşullarında, jet akışları için türbülanslı bir akış rejimi seçilmiştir. Bu akışın sayısal modellenmesinde Large Eddy Simulation (LES) türbülans modelinin kullanıldığı önceki bölümlerde ifade edilmiştir. Bu türbülans modeli ile elde edilen sayısal veriler kullanılarak 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. Elde edilen hız kontörleri kullanılarak kanal içerisindeki akış davranışları analiz edilmiştir.

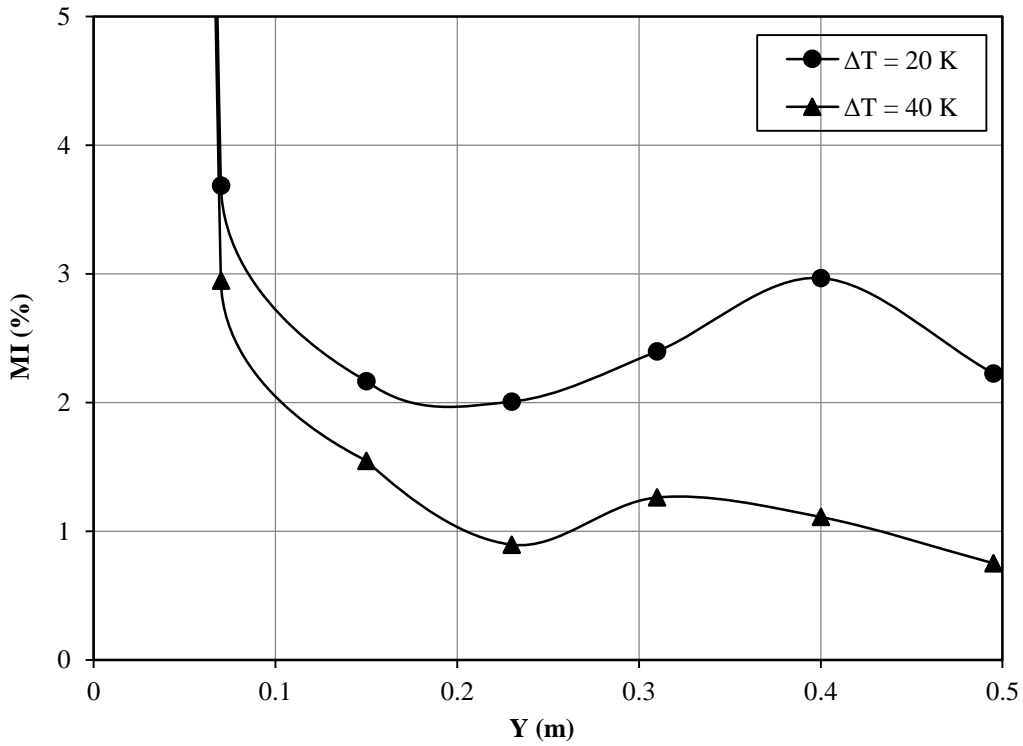
Bu çalışmanın başında temelde iki tane jet modelinin (Paralel ve Eş – merkezli) analiz edileceği daha önce ifade edilmişti. Her ne kadar ısıl gerilme kaynaklı sorunlar her iki modelde söz konusu ise de, bu iki farklı jet modeli farklı endüstriyel mekanizmalarda kullanıldığı için bu bölümde kendi içlerinde analizleri yapılacaktır.

### **3.1. Paralel Jet Modeli**

Farklı sıcaklıklardaki paralel jet akışlarına nükleer reaktörler başta olmak üzere buharlı güç santrallerinin pek çok bölgesinde, otomotiv sektöründe ve ısı değiştirgeçleri gibi endüstriyel uygulamalarda sıklıkla rastlanır. Bu tür jet akışlarına etki eden geometrik parametrelerin belirlenmesi daha verimli ve uzun ömürlü mekanizmaların tasarlanmasında etkin rol oynamaktadır. Bu çalışmada, farklı sıcaklıklardaki paralel iki jet akışının sınırlı bir kanal içerisindeki termofiziksel özellikleri incelenmiştir. Kanal içerisinde farklı geometrik özelliklerde pasif engeller kullanılmış olup bu engellerin kanal içindeki etkileri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır.

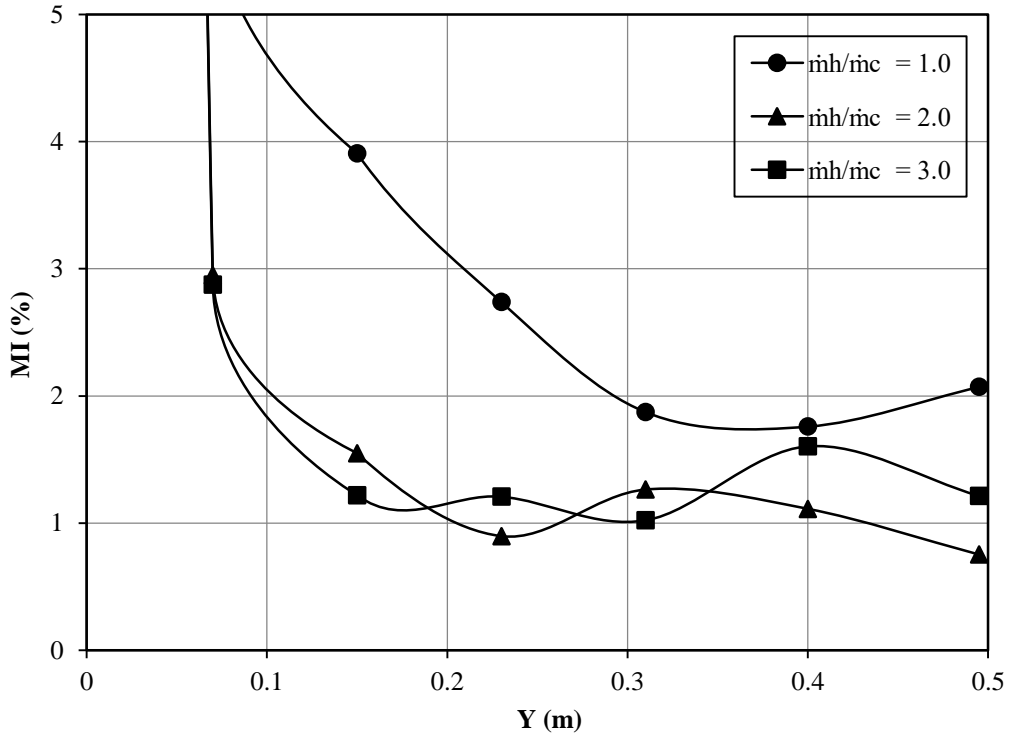
### 3.1.1. Paralel Jet (Boş Kanal)

Jet akışları arasındaki sıcaklık farkının ve jetler arası kütleli debi oranlarının test kanalı içerisindeki ısı karışım, ısı salınım ve akış davranışları üzerindeki etkileri bu çalışmanın temel çalışma parametrelerindedir. Önceki bölümlerde (Tablo 2.2) belirtildiği gibi altı farklı sınır şartı durumu için sayısal ve deneysel analizler yapılmıştır. Burada iki tane sıcaklık farkı ( $\Delta T = 20, 40 \text{ K}$ ) ve üç tane kütleli debi oranı ( $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1, 2, 3 \text{ kg/s}$ ) sınır şartı kullanılmıştır.



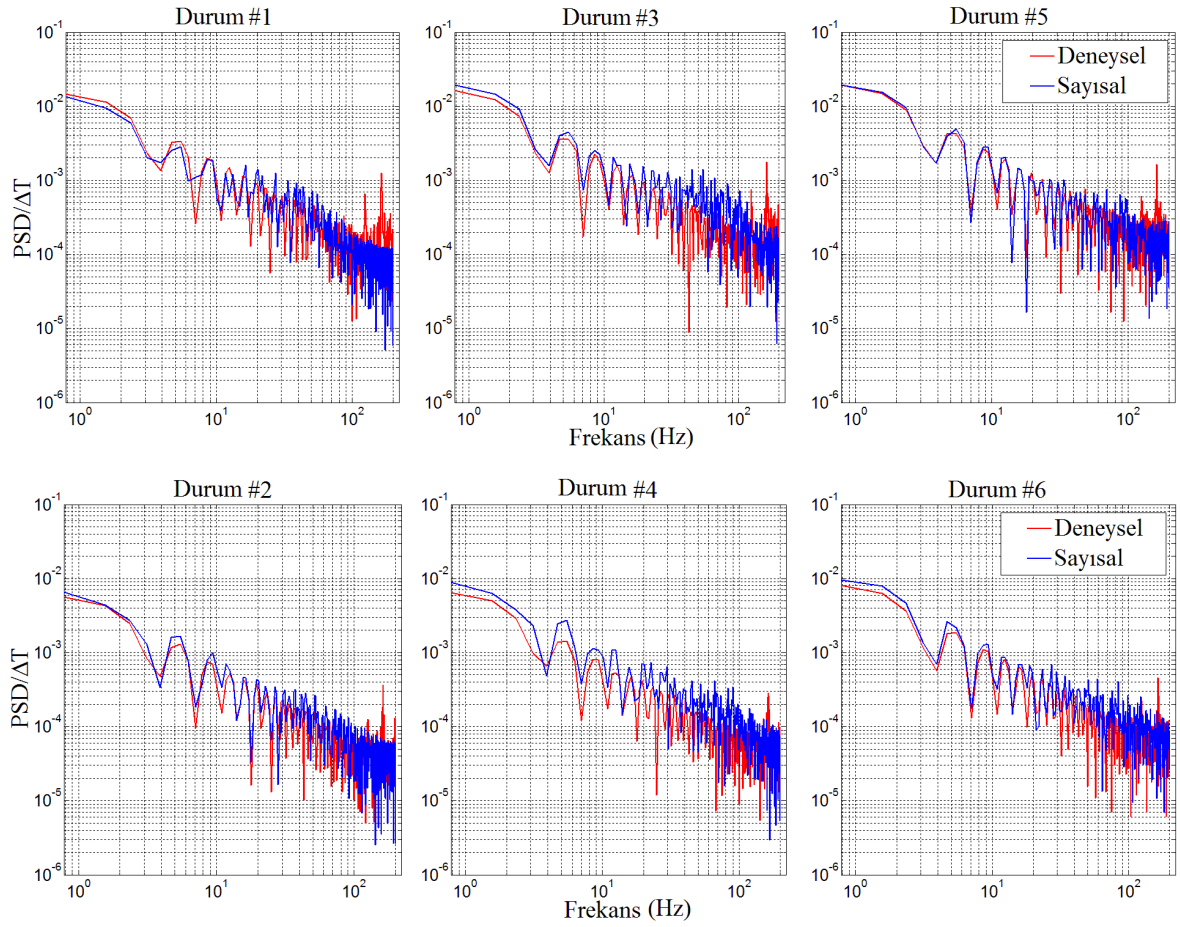
Şekil 3.1. MI değerlerinin paralel jet boş kanal ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  için değişimi

Şekil 3.1’de paralel jet boş kanal ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  jet kütleli debi oranı için jetler arası sıcaklık farkının Mixing Index davranışları üzerindeki etkileri verilmiştir. önceki bölümde ifade edildiği gibi MI değerleri sıfıra yaklaştıkça ısı karışım iyileşmektedir. Şekilde görüldüğü  $\Delta T = 40$  durumunda MI değerleri kanalın giriş bölgelerinde % 0.5 daha düşüktür. Bu değer kanal sonlarına doğru yaklaşık % 2 ‘ye kadar çıkmaktadır. Buradan jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımın önemli ölçüde iyileştiği görülmektedir.



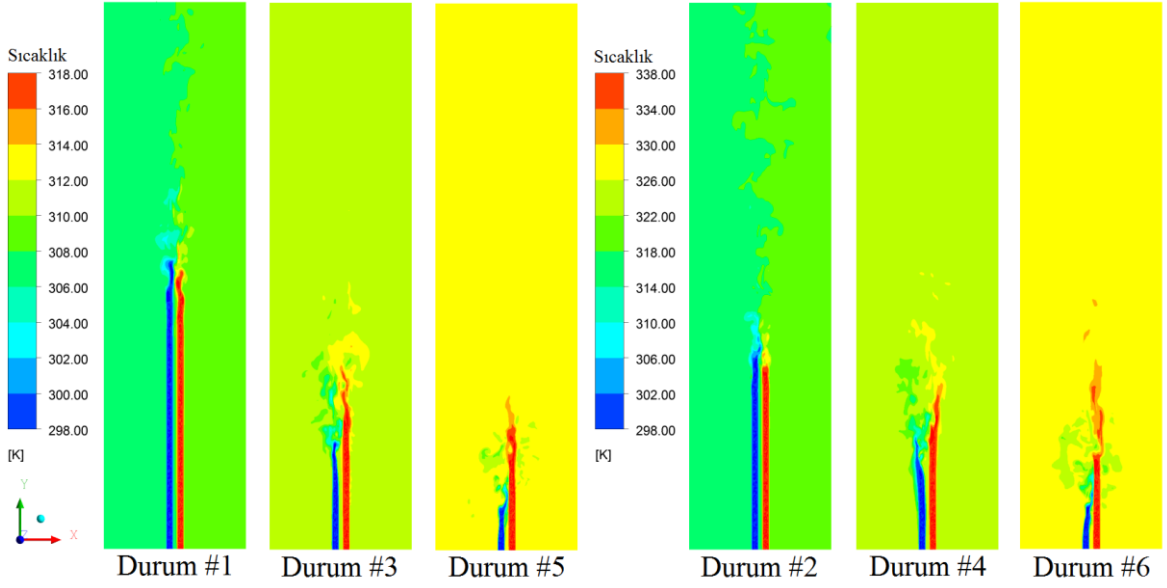
Şekil 3.2. MI değerlerinin paralel jet boş kanal  $\Delta T = 40 K$  için değişimi

Jetler arası farklı debi oranının ısı karışım üzerindeki etkileri Şekil 3.2’de görülmektedir. Sıcak ve soğuk jet kütleli debilerinin eşit olduğu ( $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$ ) durumda MI eğrisi kanal boyunca parabolik bir düşüş sergilemektedir. Sıcak jet debisinin kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça MI değerleri düşmekte ve MI eğrisinin davranışları kanal boyunca dalgalı bir yapıya dönüşmektedir. Kanal çıkışında en düşük MI değerleri  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  durumundadır.



Şekil 3.3. Paralel jetin boş kanal için güç yoğunluğu dağılımı

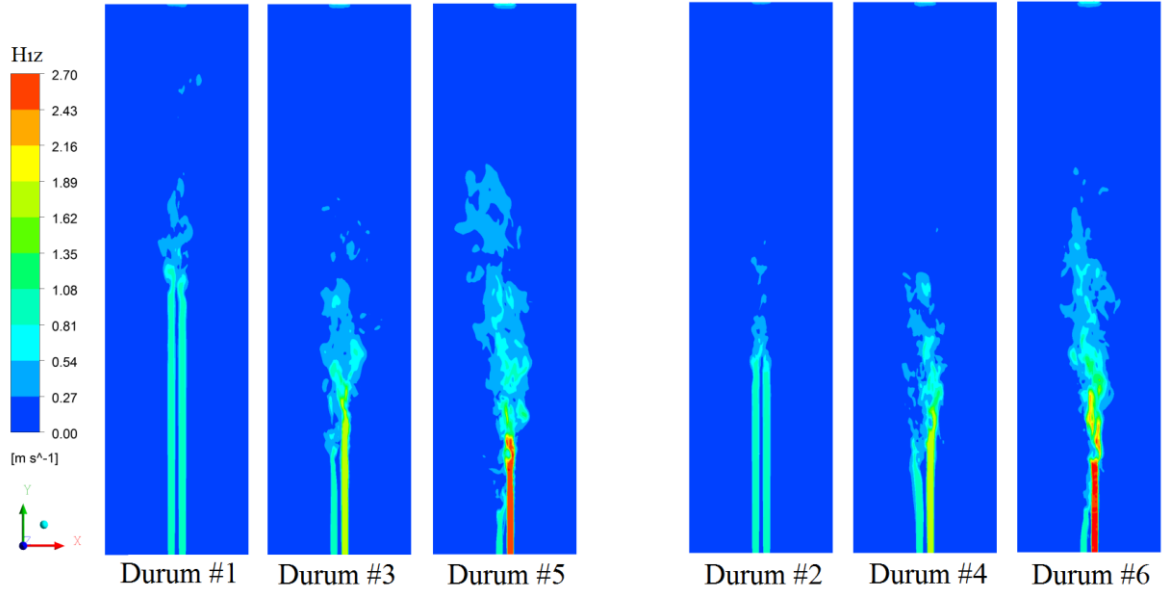
Şekil 3.3'te bütün sınır şartı durumları için etkin ısı karışım bölgesindeki sıcaklık değişimleri için güç yoğunluğu dağılımı verilmektedir. Grafikte deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bütün durumlarda kanal içerisindeki etkin ısı karışımın gerçekleştiği bölgeler aynı olmadığı için her durum için farklı noktalardan alınan sıcaklık değerleri kullanılarak PSD grafikleri elde edilmiştir. 1,3,5 ve 2,4,6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartına sahiptir. Sonuçlar bütün durumlar için baskın frekansın yaklaşık 5 Hz olduğunu göstermektedir. Karışım bölgesinde meydana gelen yüksek genlikteki bu frekans, sistem duvarlarına ulaşması durumunda ısı gerilme kaynaklı riskler meydana gelebilir. İki jet arasındaki farklı momentum oranlarında sıcaklık çalkantılarına ait frekansın değişmediği görülmektedir. Ayrıca jetler arası sıcaklık farkının artırılması sıcaklık frekansını önemli ölçüde etkilememektedir. Sonuçlar deneysel ve sayısal verilerin birbiriyle oldukça uyumlu olduğunu göstermektedir.



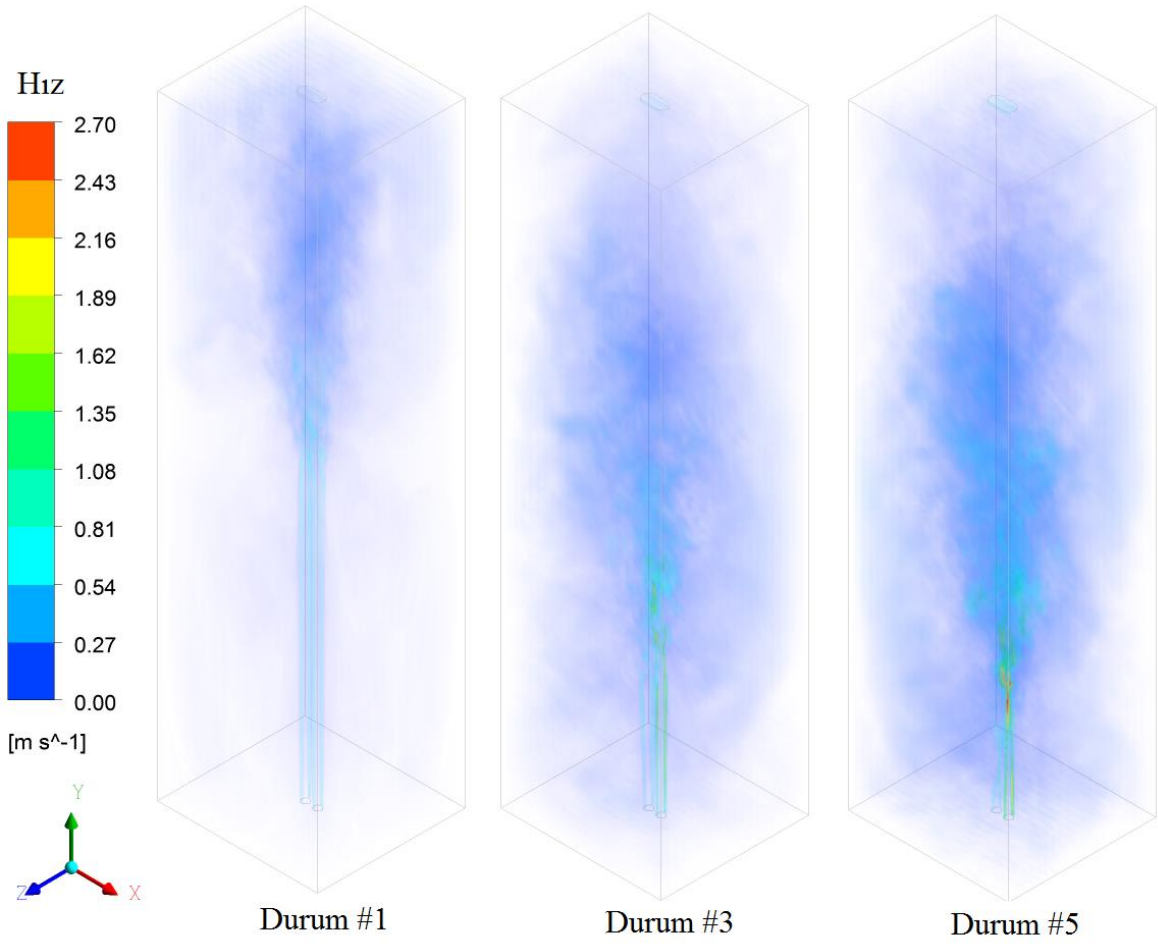
Şekil 3.4. Paralel jet boş kanal için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

Karışım bölgesinde yüksek genlikli ve 5 Hz frekansında ısıl yorulma tehdidi oluşturan bir sıcaklık çalkantısının mevcudiyeti bir önceki şekilde tespit edilmişti. Fakat Şekil 3.4'te bu sıcaklık çalkantılarının kanal içerisindeki yığın (duvarlardan bağımsız ortalama sıcaklık) sıcaklık içerisinde duvarlara ulaşmadan sönmüldüğü görülmektedir. 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. Ayrıca sıcak jetin debisi arttıkça karışım bölgesi jet girişlerine yaklaşmaktadır. Burada sıcak akışkanın baskınlığı arttıkça akışkanın yoğunluğu düşmekte ve viskozitesi azalmaktadır, bunun sonucu olarak türbülanslı jet rejimi kanal içerisindeki durağan akış rejimine daha çabuk baskın gelmektedir.

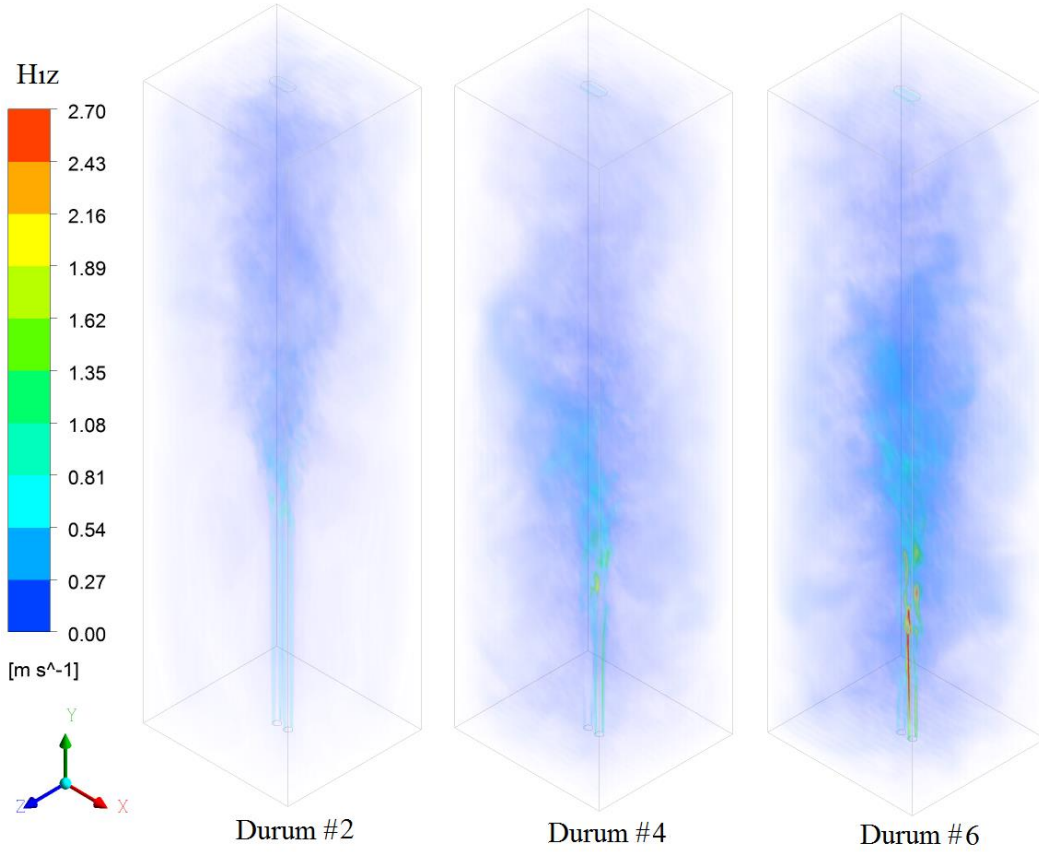




Şekil 3.5. Paralel jetin boş kanal içinde 4. saniyedeki hız profilleri



Şekil 3.6. Paralel jetin boş kanal ve  $\Delta T = 20 K$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

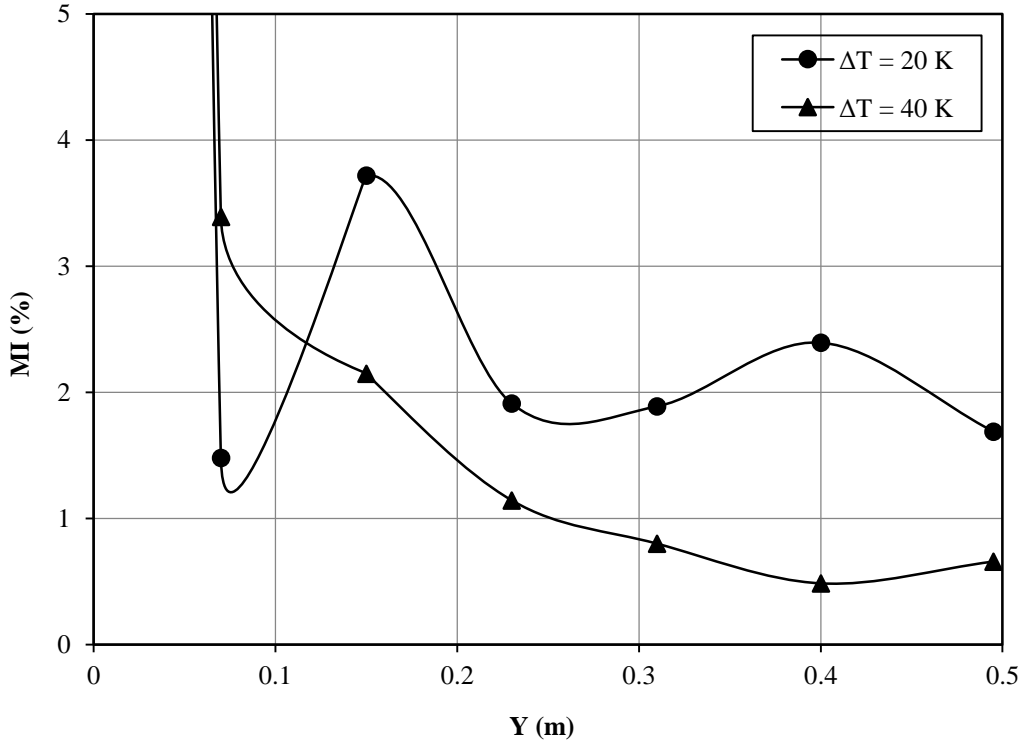


Şekil 3.7. Paralel jetin boş kanal ve  $\Delta T = 40 K$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

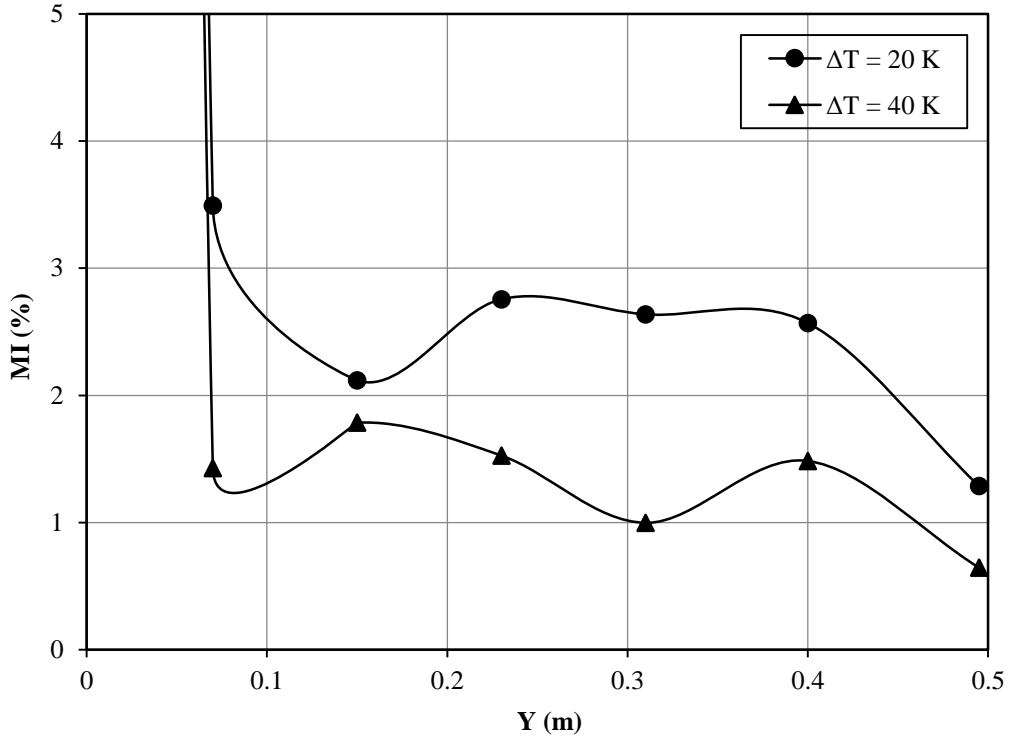
Şekil 3.5 kanal içerisinde orta düzlemdeki ve Şekil 3.6 ve 3.7 kanalın üç boyutlu (3D) hız profillerini 4. Saniyedeki akış süresi için vermektedir. Şekillerde soğuk jetin kütleli debisi bütün durumlar için sabit iken sıcak jet debisi kademeli olarak artmaktadır. 1,3,5 ve 2,4,6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartına sahiptir. Kanalda şekillerden de anlaşıldığı üzere maksimum hız 5. ve 6. durumlarda (kırmızı bölge) meydana gelmektedir. Şekillerde soldan sağa doğru gidildikçe türbülanslı bölge hem akıntı yönünde hem de yanal yönde yayılmaktadır. 1-2, 3-4 ve 5-6. durumları arasındaki hidrolik davranışlar beklendiği gibi aynı kütleli debi koşullarından dolayı hemen hemen aynıdır. Bununla birlikte karışım bölgesinin başlangıcı aynı sıcaklık sınır şartlarında soldan sağa doğru gidildikçe azalmaktadır. Bu durumun iki nedeni olabilir. Birincisi sıcak jetin kütleli debisi soldan sağa doğru kademeli olarak iki ve üç kat artmaktadır. Jetin artan momentumu kanal içerisinde türbülanslı yapının daha erken oluşmasına neden olmaktadır. İkinci sebep ise sıcak jetin kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça yığın akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Akışkanın sıcaklığı ile orantılı olarak viskozitesi de azalmaktadır, bu durum jetin daha çabuk türbülanslı yapıya geçmesine neden olmaktadır.

### 3.1.2. Paralel Jet (Gözenekli Engel Etkisi)

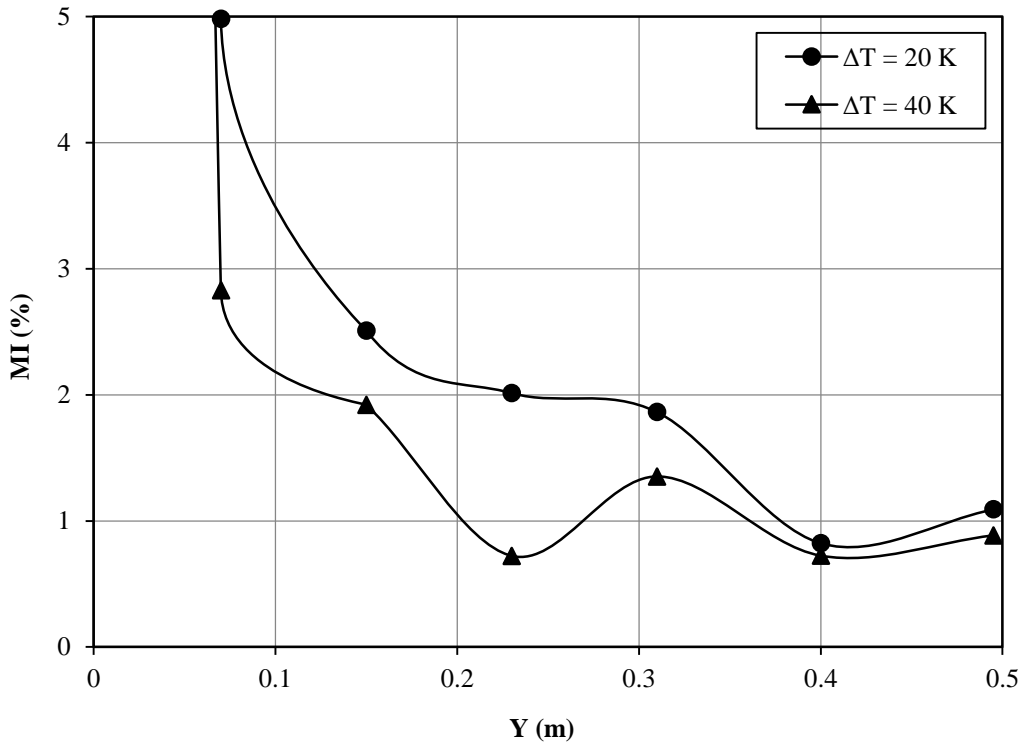
Farklı sıcaklıklardaki paralel jet akışlarının termofiziksel özelliklerine etki eden geometrik parametreleri daha iyi anlamak için bu bölümde kanal içerisine gözenekli düzlemsel engeller yerleştirilmiştir. Burada farklı gözeneklilik değerlerine sahip üç tip engel kullanılmıştır. Bu engellerin geometrik özellikleri ile ilgili detaylı bilgi Şekil 2.7’de verilmiştir. Engeller kanal içerisine jet girişine 9L mesafede ve kanalı ortalayacak şekilde yerleştirilmiştir. Engeller Tablo 2.1’de ifade edildiği üzere PE (Gözenekli engel) 1, 2 ve 3 diye isimlendirilmiştir. Bu bölümdeki analizde engelli durumlar boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 3.8. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve  $m_h / m_c = 3$  için değişimi

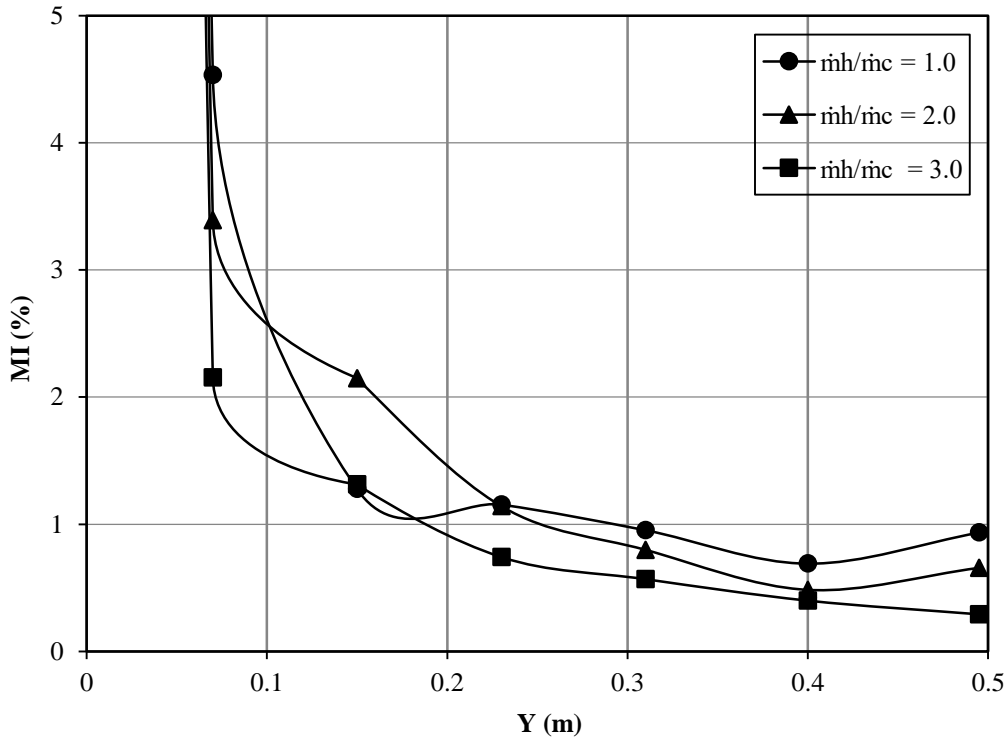


Şekil 3.9. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve  $m_h / m_c = 3$  için değişimi



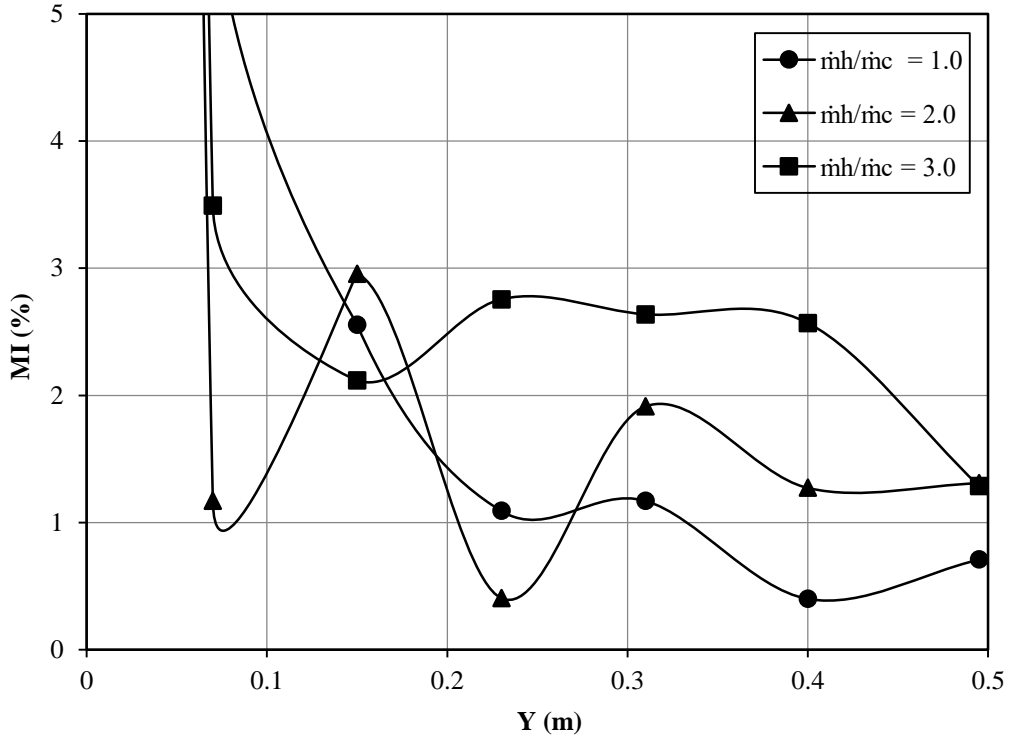
Şekil 3.10. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve  $m_h / m_c = 2$  için değişimi

Şekil 3.8 – 3.10 sırasıyla PE - 1, 2 ve 3 durumları için jetler arası sıcaklık farkının ısı karışım üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak vermektedir. Şekillerde jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımın anlamlı bir şekilde iyileştiği görülmektedir. Kanalin bazı bölgelerinde iki durum arasındaki fark MI değerleri için % 2’yi bulmaktadır. Bu fark özellikle kanalın orta bölgelerinde daha belirgin bir şekilde görülmektedir ve kanal çıkışına doğru azalmaktadır. Bütün durumlarda kanalın çıkış bölgesinde  $\Delta T = 40 K$  en düşük MI değerlerine sahiptir.

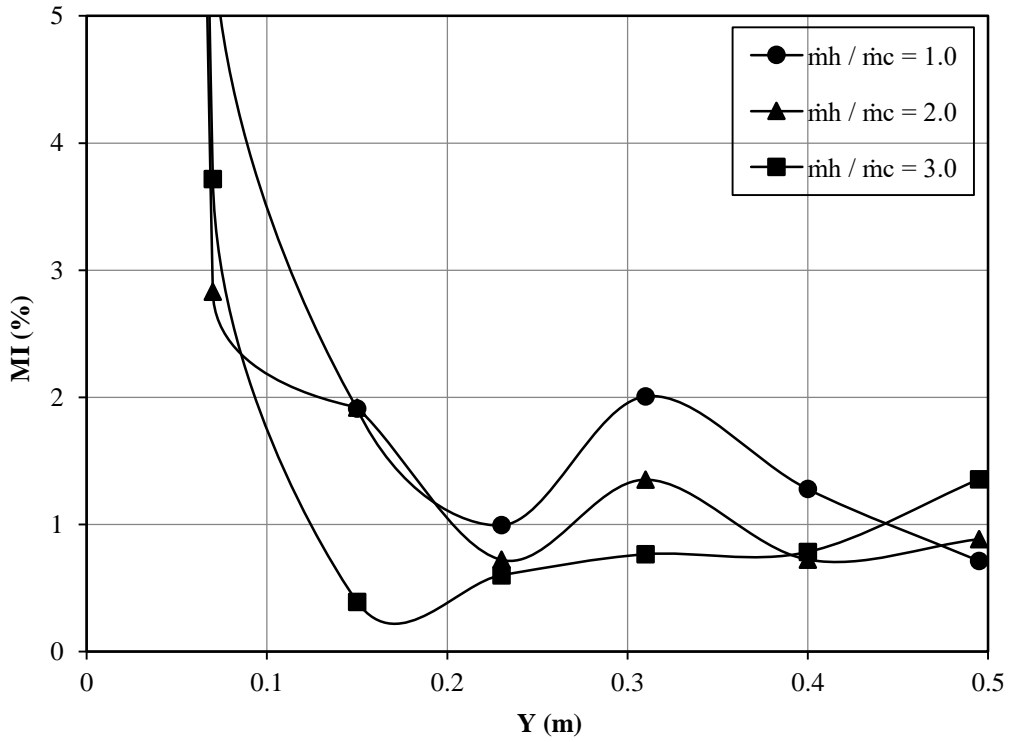


Şekil 3.11. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi

MI değerlerinin PE – 1 ve  $\Delta T = 40 K$  durumu için kanal boyunca değişimi Şekil 3.11’de verilmiştir. Burada jetler arası farklı momentum oranlarının MI değişimi üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak görülmektedir. Bütün debi oranları için MI değerleri kanal boyunca parabolik bir düşüş göstermektedir. Kanalın ikinci yarısı olan 0.25 – 0.5 m aralığında, momentum oranı arttıkça MI değerleri azalmıştır. Fakat bu azalma %1’in altında bir azalmadır. Dolayısıyla debi oranı arttıkça kanalin çıkış bölgesinde ısı karışım iyileşmiştir ancak bu iyileşme çok küçük bir mertebededir.

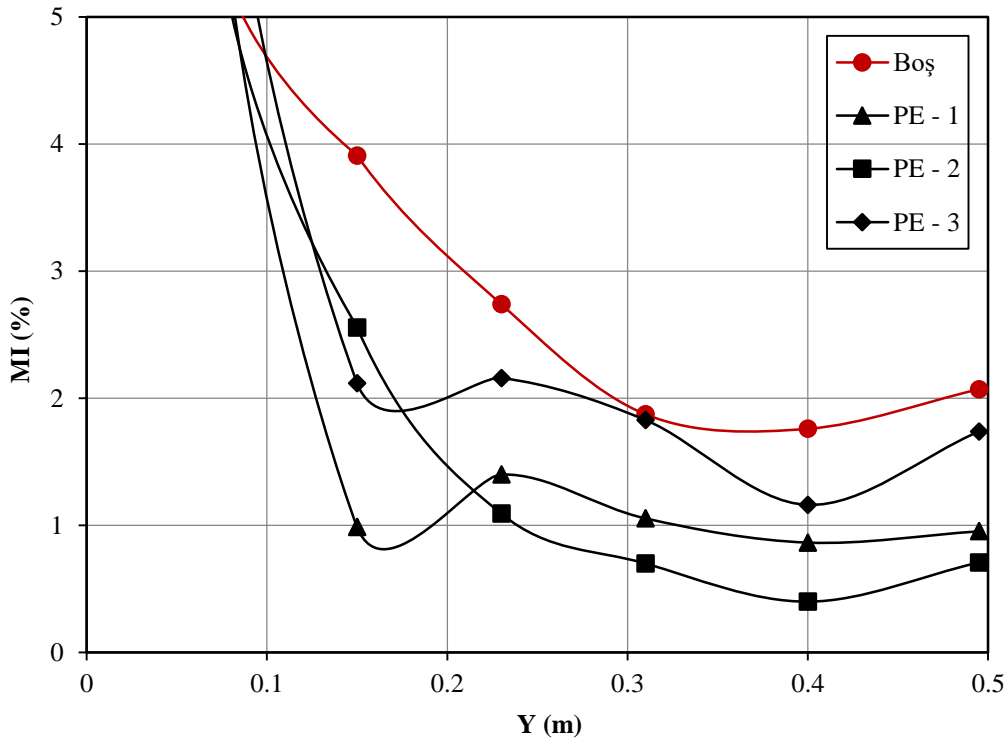


Şekil 3.12. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve  $\Delta T = 20 K$  için değişimi



Şekil 3.13. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi

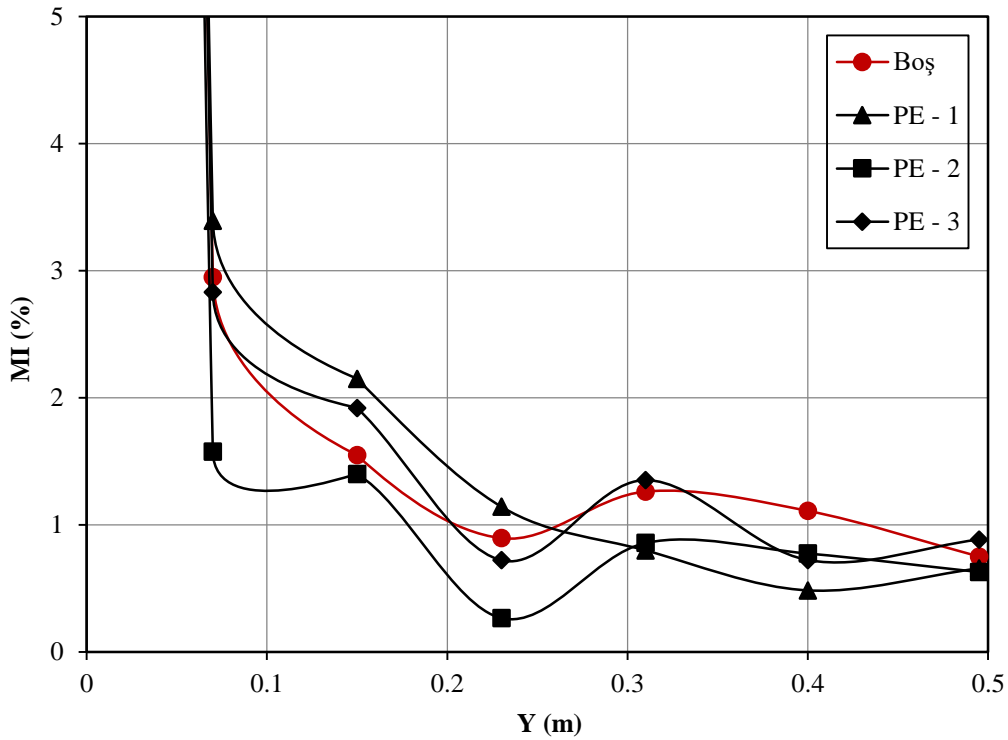
Şekil 3.12’de debi oranlarının ısı karışım üzerindeki etkileri PE – 2 ve  $\Delta T = 20 K$  sınıır şartları için verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi MI değerleri jet oranının en yüksek olduğu durumda en yüksek değerlere sahiptir. Bu durumda MI değerleri kanal boyunca ortalama %2’nin üzerindedir. Jet debilerinin eşit olduğu durumda MI değerleri kanal boyunca parabolik düşüş göstermekte ve özellikle kanalın çıkış bölgesinde en düşük MI değerleri görülmektedir. Şekil 3.13’te jetlerin momentum oranı karşılaştırması PE – 3 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 geometrik parametrelerden oldukça etkilendiğini göstermektedir. Özetle ısı karışım veriminin sıcak ve soğuk jetler arası debi oranı arttıkça bazı istisnai durumlar hariç olmak üzere genelde iyileştiği söylenebilir.



Şekil 3.14. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #1 için değişimi

Şekil 3.14’te farklı geometrik özelliklere sahip gözenekli engeller için boş kanal ile karşılaştırmalı olarak MI değerlerinin kanal boyunca değişimi verilmiştir. Grafikte sonuçlar 1. Durum için verilmiştir yani eşit jet kütleli debi ve 20 K jetler arası sıcaklık farkı.

Burada gözenekli engelin kanal boyunca ısı karışım üzerindeki olumlu etkisi çok açık bir şekilde görülmektedir. Boş kanal durumu en yüksek MI değerlerine sahiptir ve bu kanal boyunca değişmemektedir. Gözenekli engeller birbiriyle karşılaştırıldığında en yüksek gözeneklilik değerine sahip PE – 2 kanal genelinde daha düşük MI değerlerine sahiptir. En düşük gözeneklilik değerine sahip PE – 3 ise engelli durumlar arasında en düşük ısı karışım performansına sahiptir. Yani, engellerin geçirgenlikleri azaldıkça ısı karışım verimi azalmaktadır. Paralel jet modelinde tam olarak karşıya geçemeyen sıcak ve soğuk akışkanlar buldukları bölgede duvara doğru bir döngü oluşturmakta ve her iki akışkan türü kendi bölgesinde kümelenmektedir. Bu durum da ısı karışım performansının düşmesine neden olmaktadır.

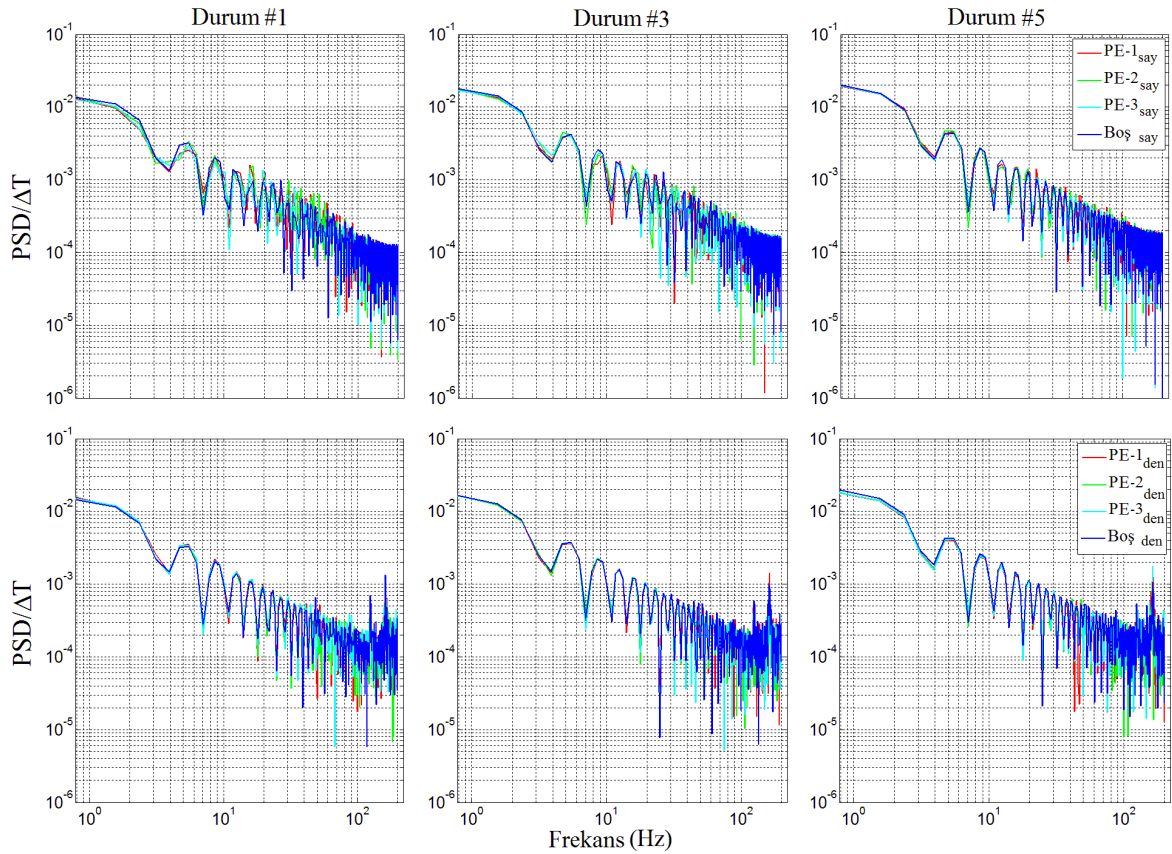


Şekil 3.15. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #4 için değişimi

Şekil 3.15'te 4. durum için gözenekli engellerin ısı karışım üzerindeki etkileri boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bir önceki şekil ile karşılaştırıldığında burada sıcak akışkanın kanaldaki baskınlığı ve jetler arası sıcaklık farkı önemli ölçüde artmıştır. Daha önce sıcaklık farkı arttıkça ısı karışım veriminin arttığı vurgulanmıştı. Bu durum burada da çok açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 3.14'te jetler arası sıcaklık farkı 20 K iken bütün geometrik durumlar için MI değerleri %1 ile 2 bandında değişmektedir.



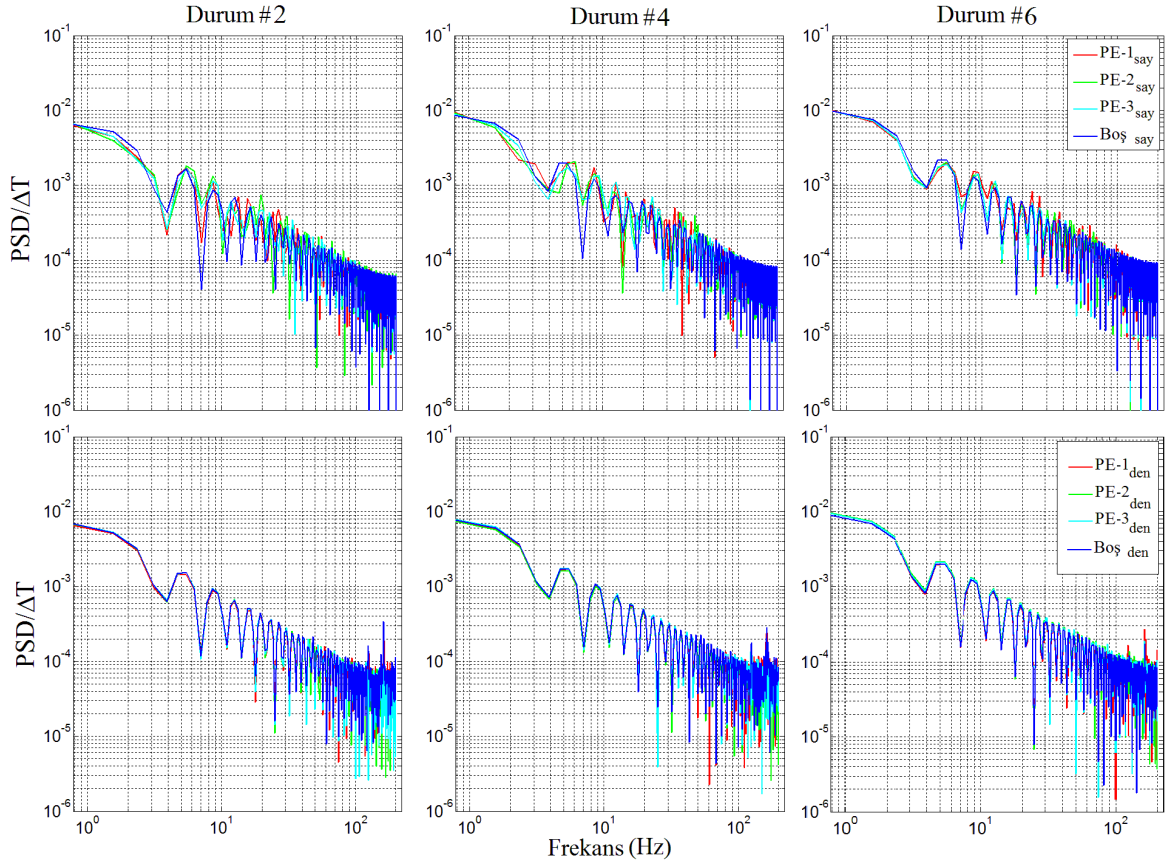
Fakat burada (Şekil 3.15) jetler arası sıcaklık farkı 40 K'de iken bütün geometrik durumlar için MI değerleri genel olarak %1 bandının altındadır. Burada kanaldaki yığın sıcaklık artışı ile özellikle viskoz bölgelerde azalan viskozitenin bu sonucun temel nedeni olduğu düşünülmektedir. Bununla birlikte Şekil 3. 15'te de özellikle kanalın giriş ve çıkış bölgelerinde en yüksek gözeneklilik değerine sahip PE – 2 durumunda en yüksek ısı karışım tespit edilmiştir.



Şekil 3.16. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 20$  K için güç yoğunluğu dağılımı

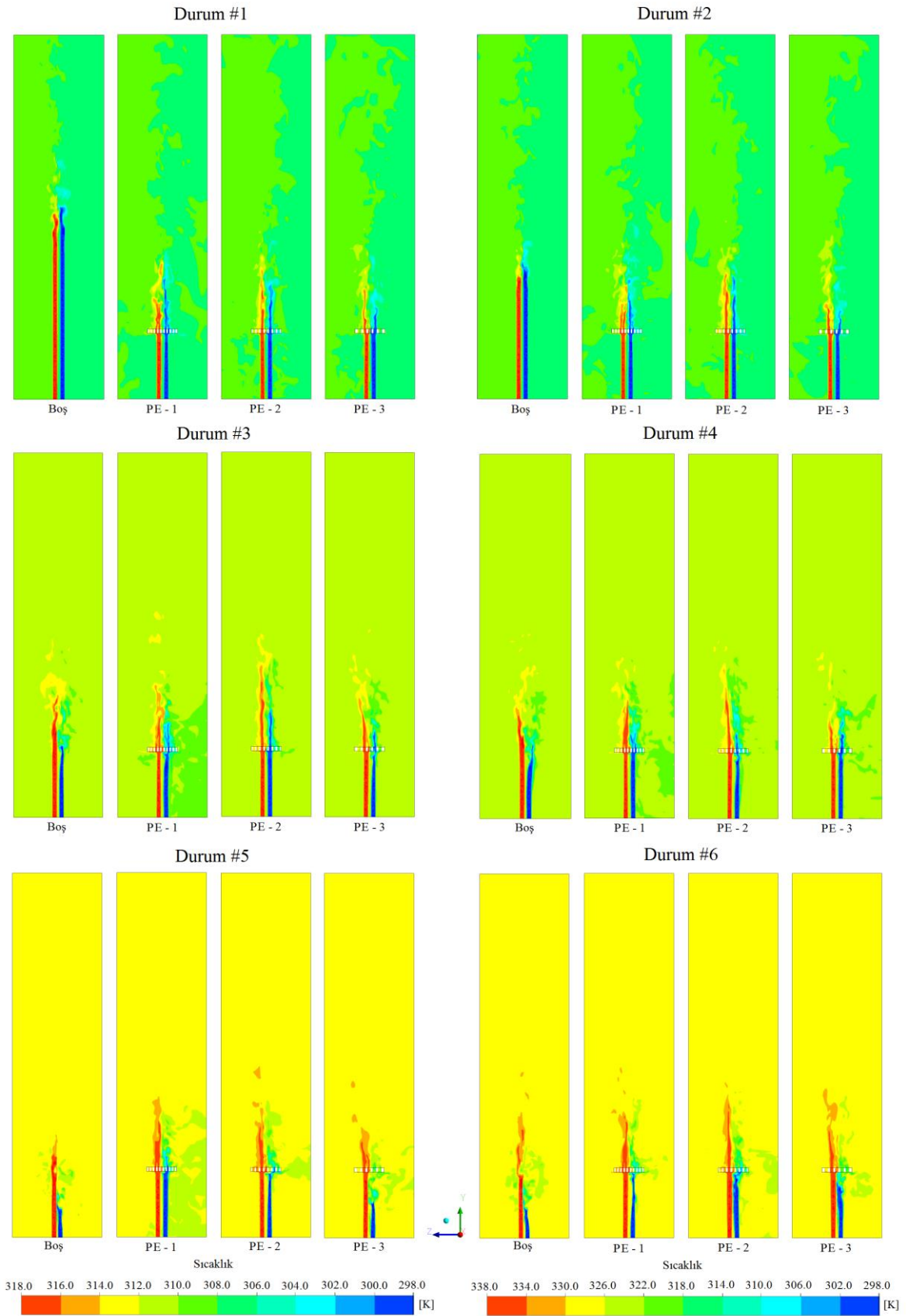
Şekil 3.16 ve 17 kanalın etkin karışım bölgelerindeki sıcaklık çalkantılarına ait güç yoğunluğu dağılımını vermektedir. 1, 3, 5 ve 2, 4, 6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartlarına sahiptir. PSD grafiklerinde  $10^{-3}$  ve üzeri değerler sistem için tehdit oluşturabilecek yüksek genlikli sıcaklık salınımlarını ifade eder. Bunun altındaki değerlerde sıcaklık değişimleri düşük genliklerde olduğu için sistem için önemli tehditler oluşturmamaktadır. Grafiklere bakıldığında bütün durumlarda baskın frekansın ortalama 5 Hz civarında olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık frekansı duvarlara ulaşması durumunda yüzeylerde ısı çevrim sonucu yorulmalar meydana gelebilir.

$10^{-3}$  altındaki sıcaklık salınımları 10 – 25 Hz aralığına denk gelmektedir ki düşük genlikteki bu salınımlar 10 Hz'in altında bile olsa gene sistem için bir tehdit oluşturmamaktadır.



Şekil 3.17. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 40 K$  için güç yoğunluğu dağılımı

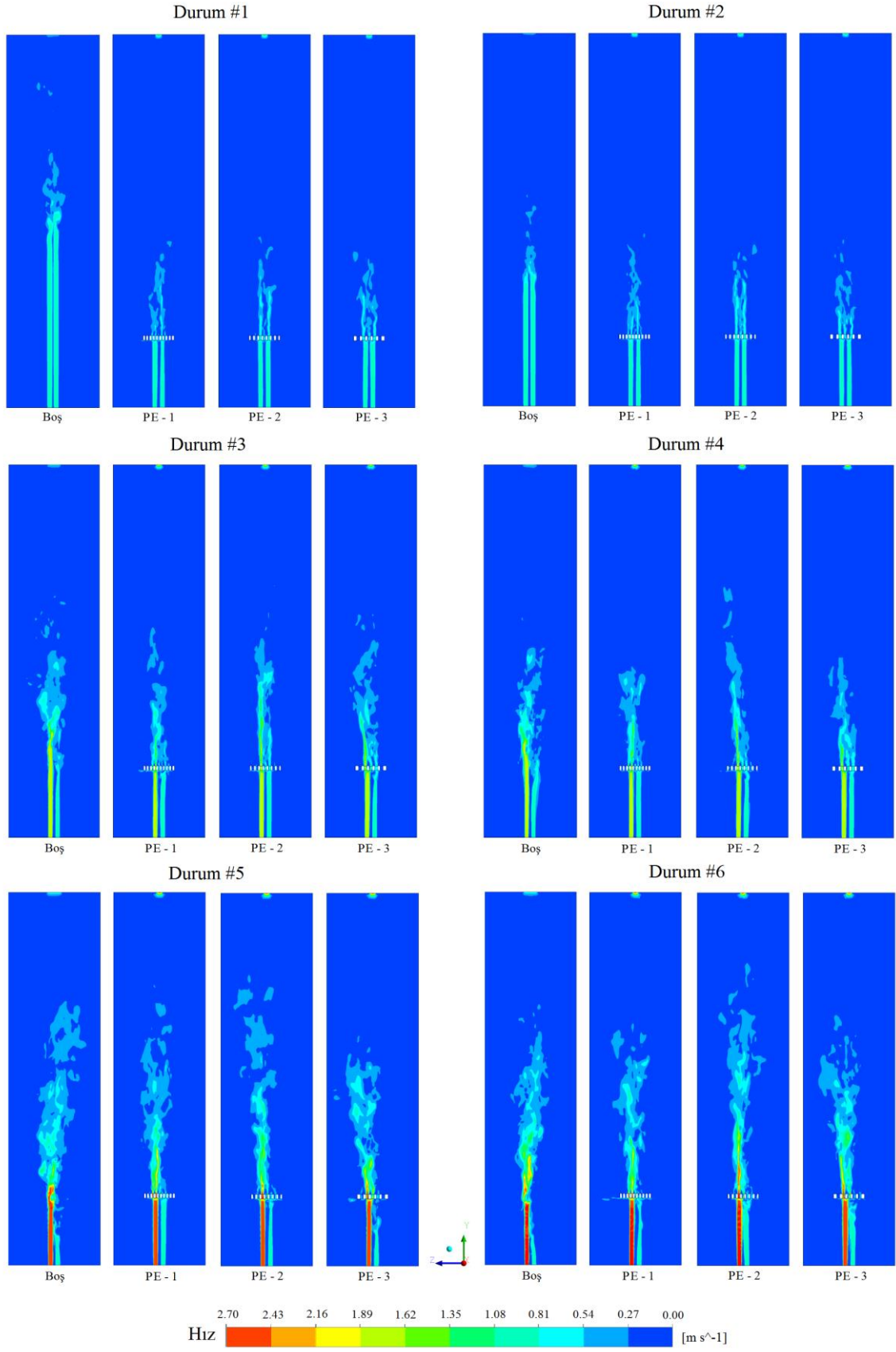
PSD grafiklerindeki bütün durumlarda jetler arası sıcaklık farkı değişimlerinin etkin karışım bölgesindeki sıcaklık frekansını önemli ölçüde etkilemediği görülmüştür. Bu çalışmanın önemli parametrelerinden bir tanesi de karışım bölgesinde meydana gelen ısı salınımların yoğunluğu ve büyüklüğünün farklı gözenekli engellere göre nasıl değiştiğidir. Sonuçlar, farklı gözeneklilik değerlerindeki engellerin baskın frekans üzerinde anlamlı bir etki oluşturmadığını göstermektedir. Gerek sistem için tehdit oluşturan büyük genlikteki sıcaklık salınımlarını, gerekse küçük genlikteki yüksek frekanslı sıcaklık değişimlerini sayısal ve deneysel veriler birbiriyle uyumlu bir şekilde ortaya koymuştur.



Şekil 3.18. Paralel jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

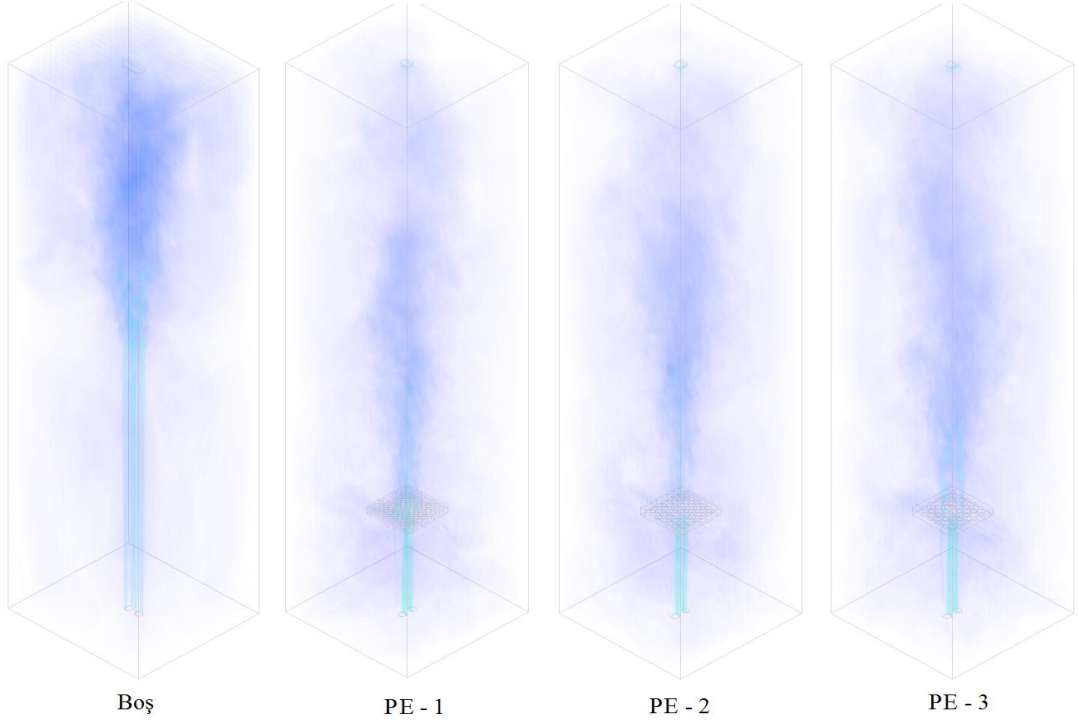
Kanal ile ilgili yapılan ön çalışmalarda 4 saniyelik bir sürede, akış davranışlarının sürekli rejime ulaştığı görülmüştür. Bu anlamda Şekil 3.18’te paralel jet modelinde farklı gözeneklilik değerlerine sahip engel durumlarının 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri bütün durumlar için boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuçlar kanalın ortasından geçen düzlemden alınmıştır. Şekilde 1, 3, 5 ve 2, 4, 6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartlarına sahiptir. Önceki PSD grafiklerinde etkin karışım bölgesinde duvarlara ulaşması halinde sistem için ısıl yorulma kaynaklı sorunlar doğurabilecek nitelikte sıcaklık salınımları tespit edilmişti. Şekil 3.18’de verilen sonuçlarda engellerin gözeneklilik değerleri düştükçe bu salınımların duvarlara ulaştığı görülmektedir. En büyük gözeneklilik değerine sahip PE – 2 durumunda sıcaklık salınımları genel anlamda duvarlar için tehdit oluşturmamakla beraber engel sonrası en uzun ısıl karışım bölgesi bu durumda görülmektedir.

Şekil 3.19 – 3.22’de gözenekli engeller yerleştirilmiş kanaldaki hız profillerinin 4. saniyedeki davranışları boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Hız profilleri kanal içerisindeki orta düzlemde ve kanalın her bölgesindeki davranışlarını gösteren üç boyutlu grafikler şeklinde verilmiştir. Burada gözenekli engel kullanımının türbülanslı bölgeyi küçülttüğü görülmektedir. Ayrıca en yüksek gözeneklilik değerine sahip PE – 2 durumunda türbülanslı bölge akış yönünde uzamaktadır. Genel olarak şekillerde jetler arası sıcaklık farkı arttığında azalan viskozite değerlerinden dolayı türbülanslı bölgenin boyu akış yönünde artış göstermekte fakat yanal genişliği azaldığı görülmektedir. Üç boyutlu hız profillerinde düşük sıcaklık farklarında yanal yönde artan türbülanslı bölgenin kanal içerisindeki baskınlığı daha açık bir şekilde görülmektedir. Jetler arası debi oranı arttıkça kanal içerisine daha yüksek miktarda ve hızda akış gireceğinden dolayı beklendiği gibi kanaldaki türbülanslı bölgenin etki alanı da artmıştır.

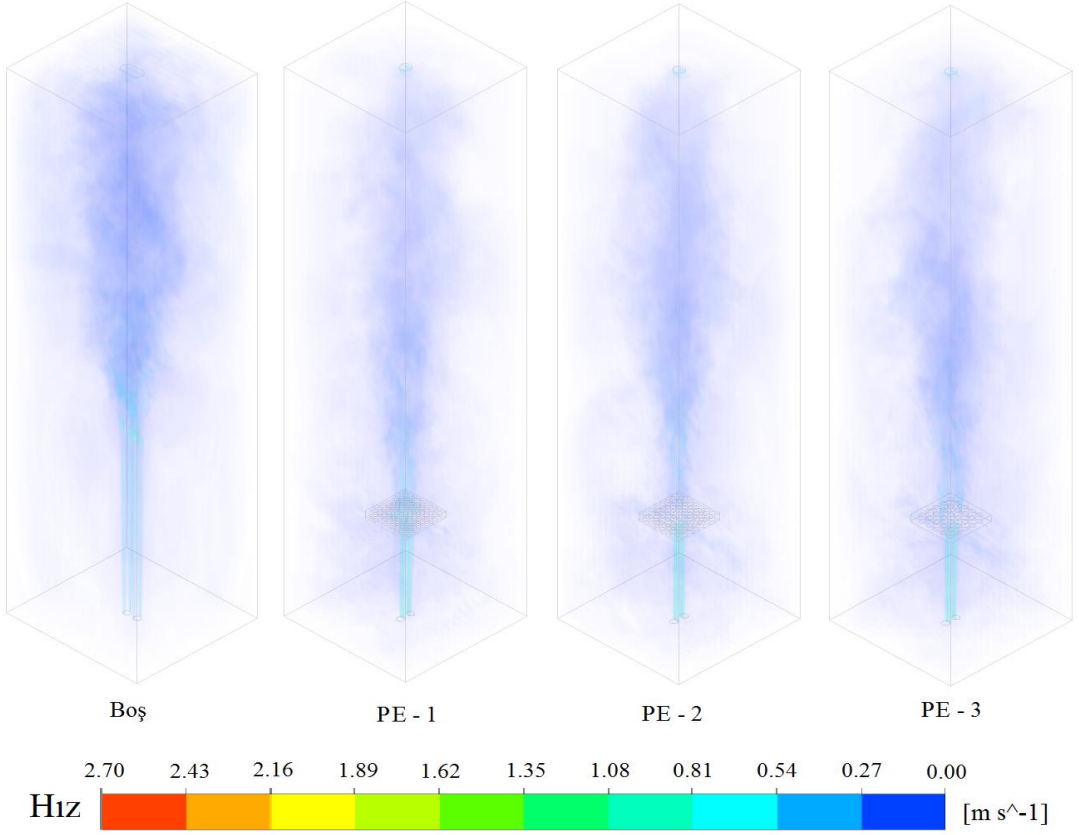


Şekil 3.19. Paralel jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki hız profilleri

## Durum #1

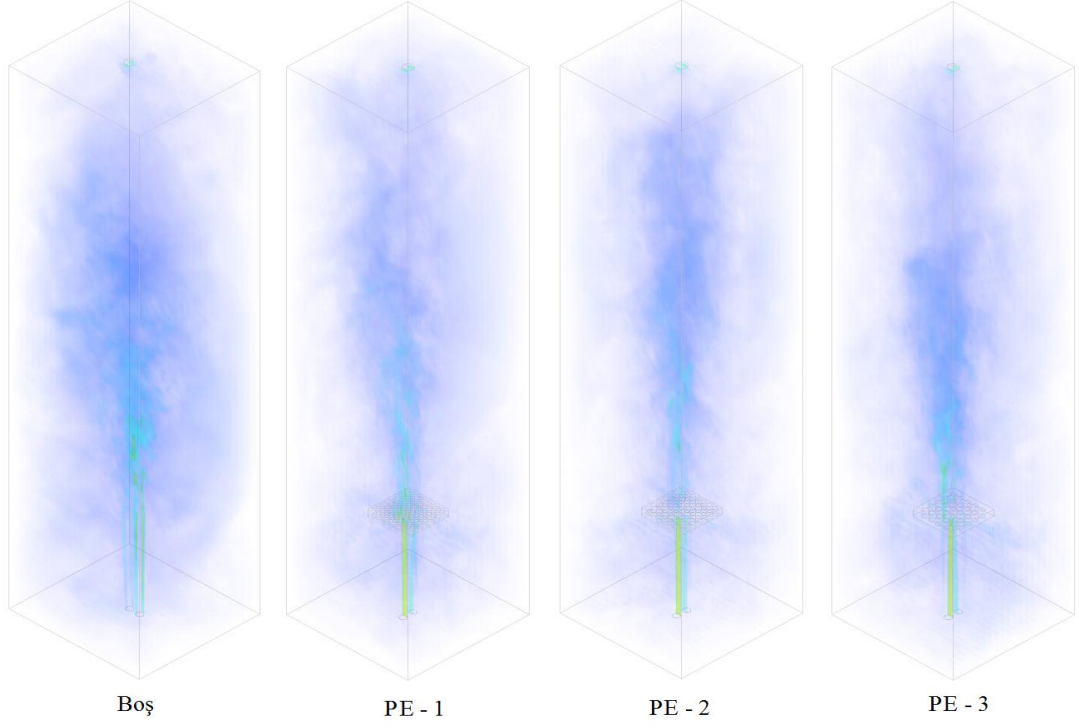


## Durum #2

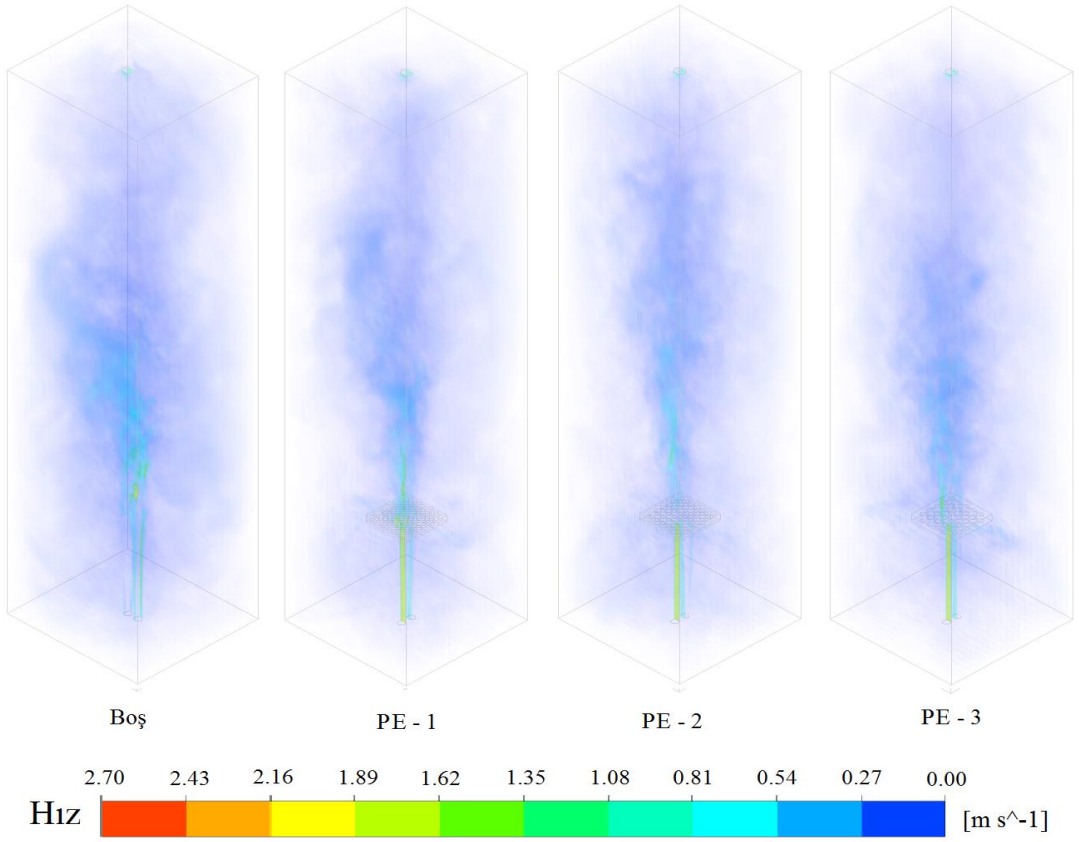


Şekil 3.20. Paralel jetin gözenekli engeller ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #3

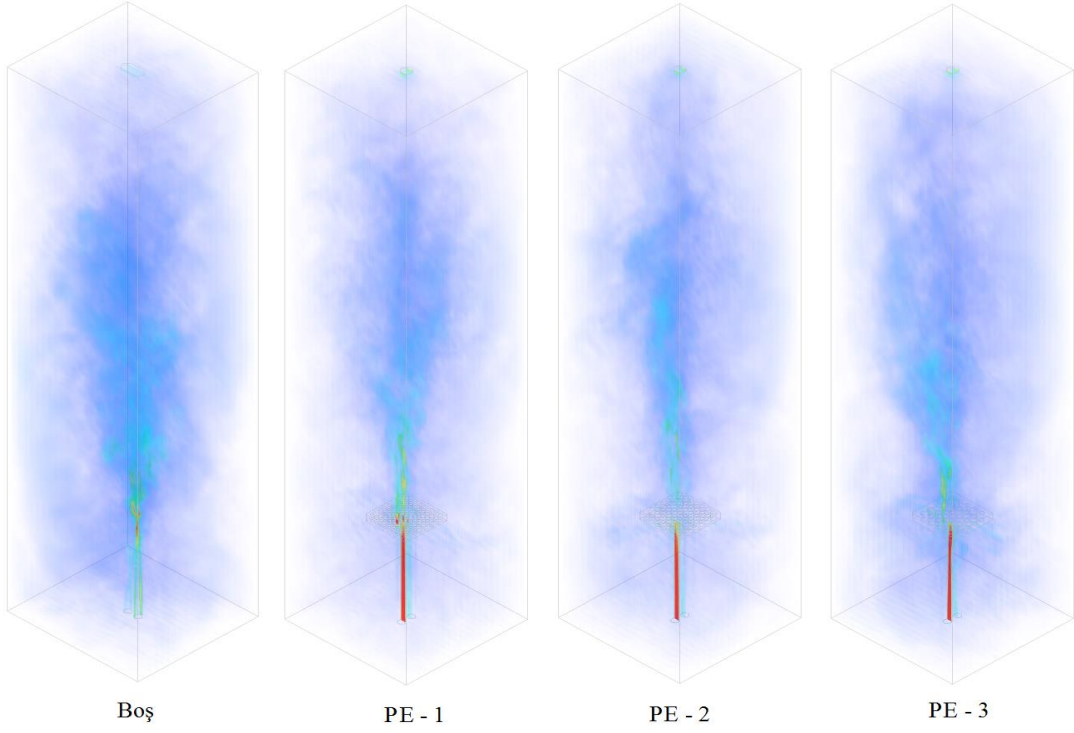


### Durum #4

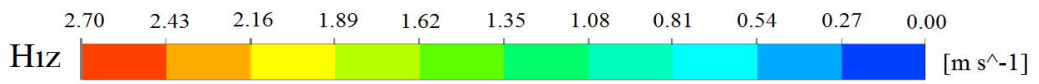
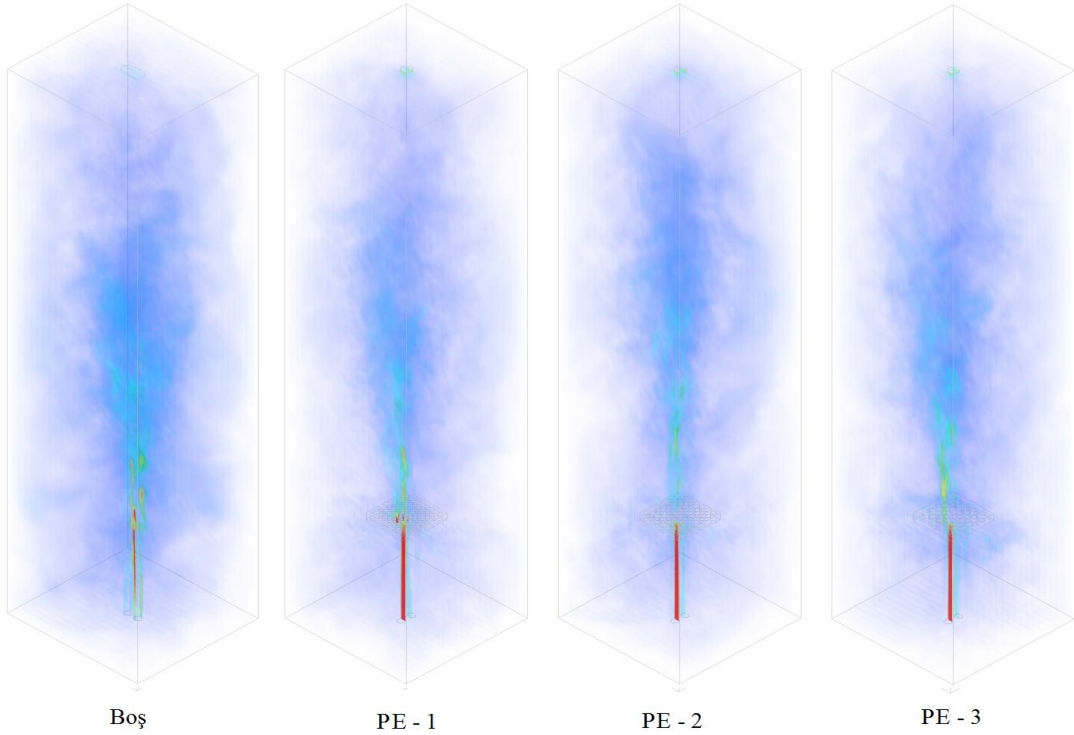


Şekil 3.21. Paralel jetin gözenekli engeller ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #5



### Durum #6

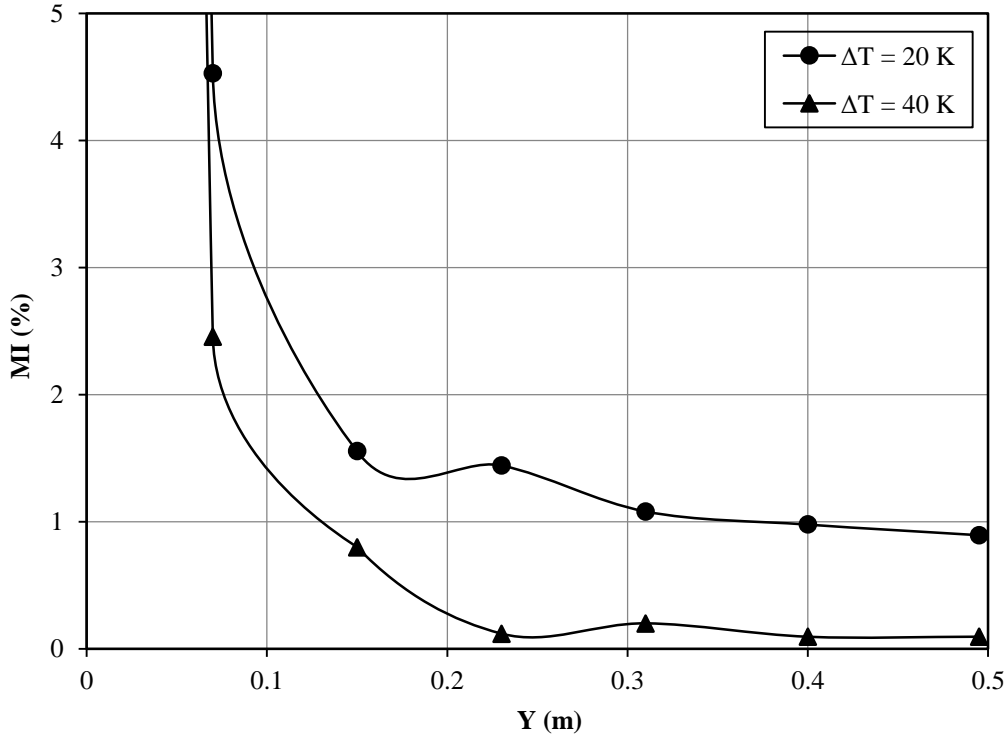


Şekil 3.22. Paralel jetin gözenekli engeller ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

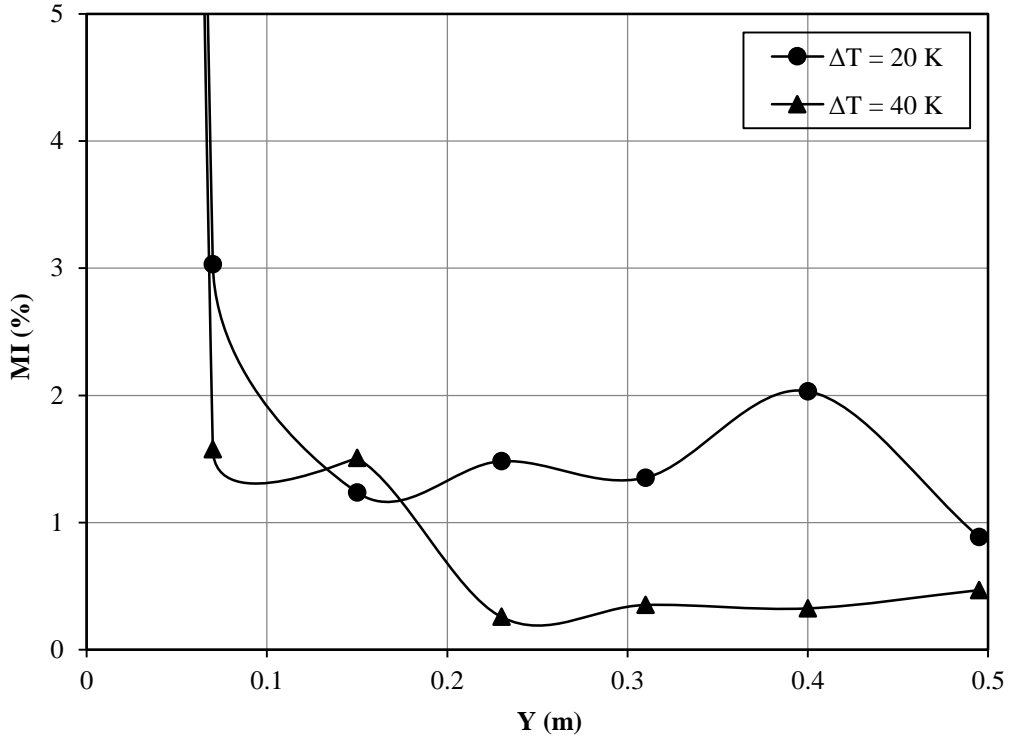


### 3.1.3. Paralel Jet (Sıralı Engel)

Bu bölümde 0.5 L çapındaki silindirik çubuklardan oluşan sıralı engellerin paralel jet modeli için test kanalındaki akışın termofiziksel özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Engeller jet girişlerine 9L mesafede tek sıralı (TSE) ve çift sıralı (ÇSE) olarak yerleştirilmiştir. Sıralı engel durumunda jetler arası momentum oranları ve sıcaklık farkının ısı karışım ve akış davranışları üzerindeki etkileri çalışmanın ikincil parametrelerindedir. Bu amaçla belirlenen parametrelerle ilgili olarak aşağıda muhtelif sonuçlar verilmiştir. Buradaki MI grafikleri ısı karışımın kanal boyunca değişimini, PSD grafikleri türbülans bölgesindeki sıcaklık salınımlarının ısı yorulmalar açısından bir tehdit oluşturup oluşturmadığını, sıcaklık eş eğrileri ile ilgili grafikler etkin ısı karışımın gerçekleştiği türbülans bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının kanal duvarlarına ulaşp ulaşmadığını ve 2D / 3D hız profilleri jet akışlarının farklı sınır şartı durumları için akış davranışları hakkında bilgi vermektedir.

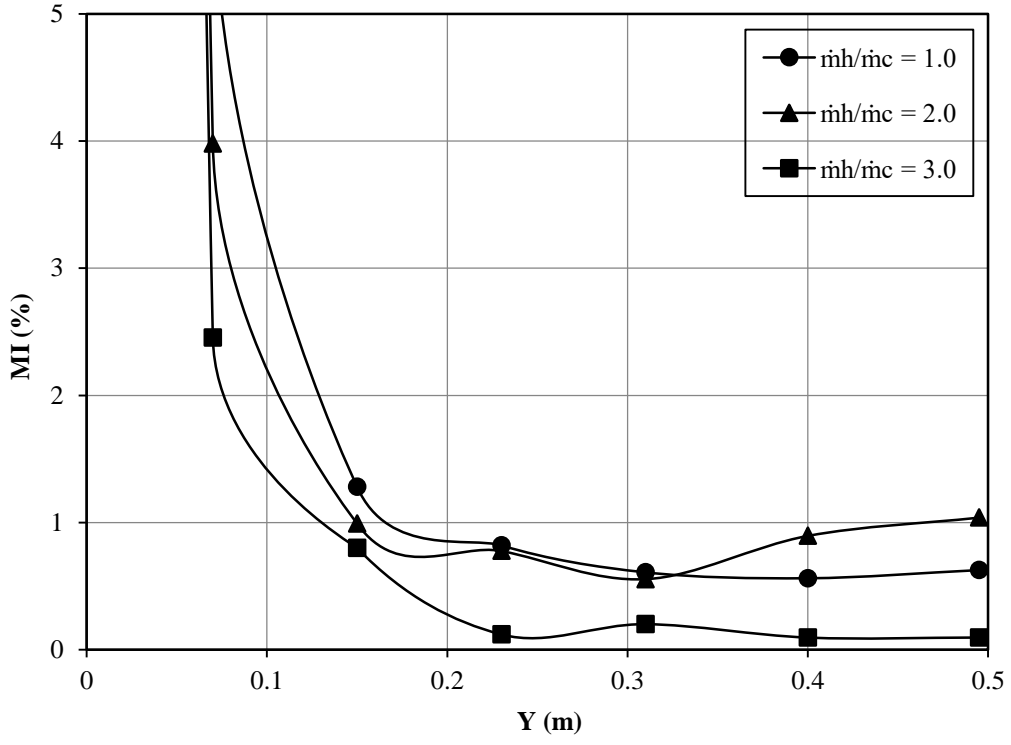


Şekil 3.23. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve  $mh / mc = 3$  için değişimi

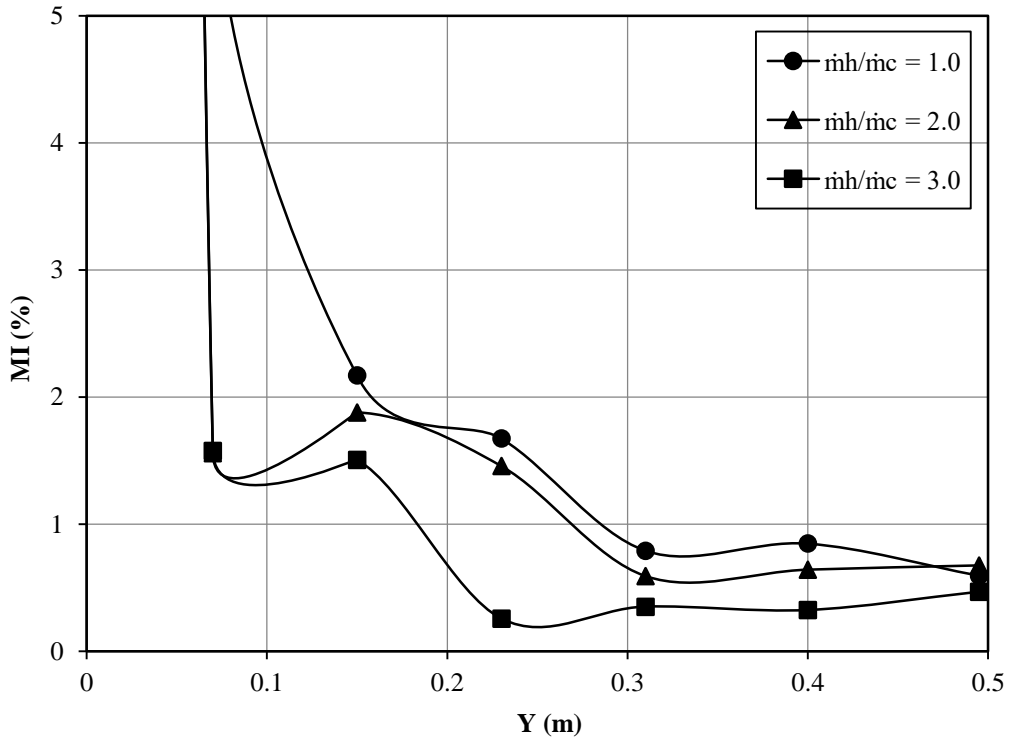


Şekil 3.24. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve  $\dot{m}h / \dot{m}c = 3$  için değişimi

Şekil 3.23 ve 3.24 sırasıyla TSE ve ÇSE durumları için jetler arası sıcaklık farkının kanal boyunca ısı karışım davranışları üzerindeki etkilerini vermektedir. Şekiller her iki durumda da jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal boyunca ısı karışımının iyileştiğini göstermektedir. Fiziksel olarak bunun akışkanın viskozitesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Kanal içerisindeki yığın sıcaklık arttıkça jet akışlarının viskozitesi de azalmaktadır. Bu durum akışkanın ısı karışım verimine olumlu şekilde yansımaktadır.

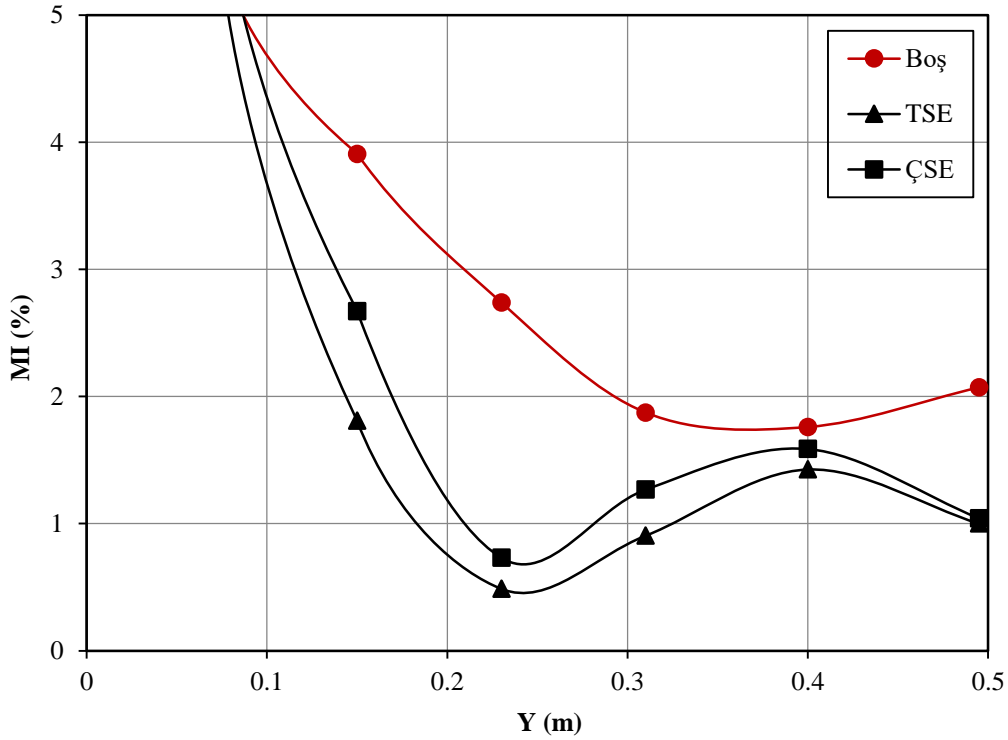


Şekil 3.25. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi



Şekil 3.26. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi

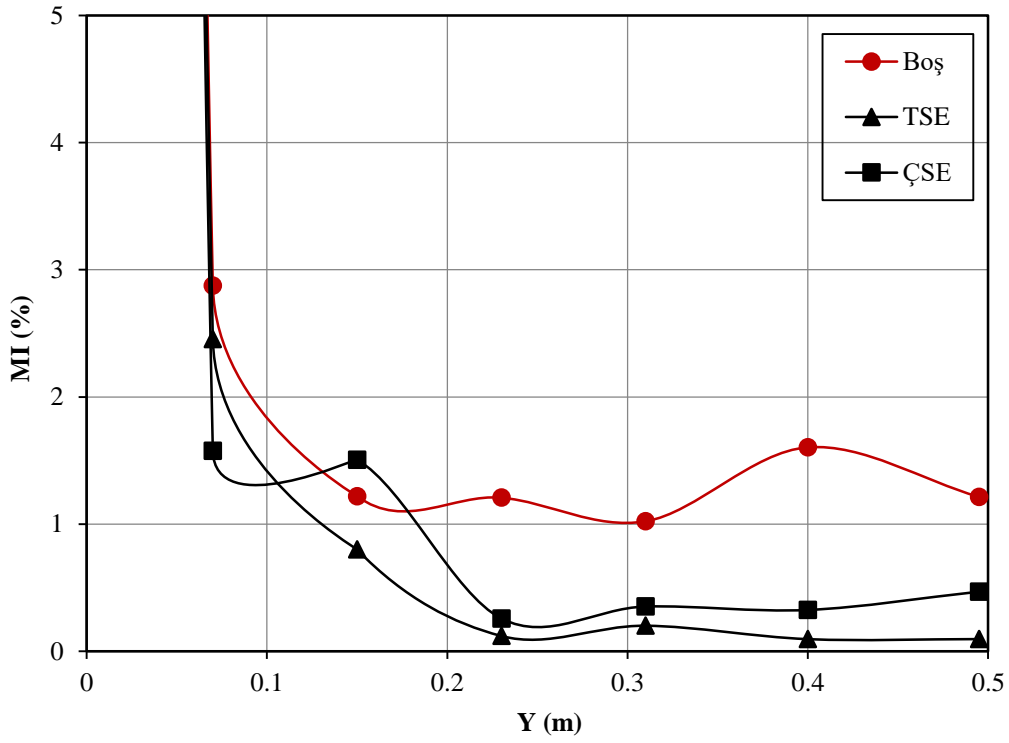
Şekil 3.25 ve 3.26 sırasıyla TSE ve ÇSE durumları için jetler arası farklı momentum oranlarının kanal boyunca ısı karışım verimi üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak vermektedir. Burada daha önceki bölümlerde de izah edildiği gibi soğuk jetin kütleli debisi sabit ( $\dot{m}_c = 0.025 \text{ kg/s}$ ) tutulurken sıcak jetin kütleli debisi ( $\dot{m}_h = 0.025, 0.05, 0.075 \text{ kg/s}$ ) kademeli olarak artmaktadır. Şekillerde her iki geometrik durum için MI değerlerinin kanal boyunca değişimlerine bakıldığında, genelde jetler arası debi oranı arttıkça ısı karışım veriminin kanal boyunca arttığı görülmektedir. Özellikle Şekil 3.25'te  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$  durumunda kanalın çıkış bölgesinde mükemmel yakın bir ısı karışım görülmektedir.



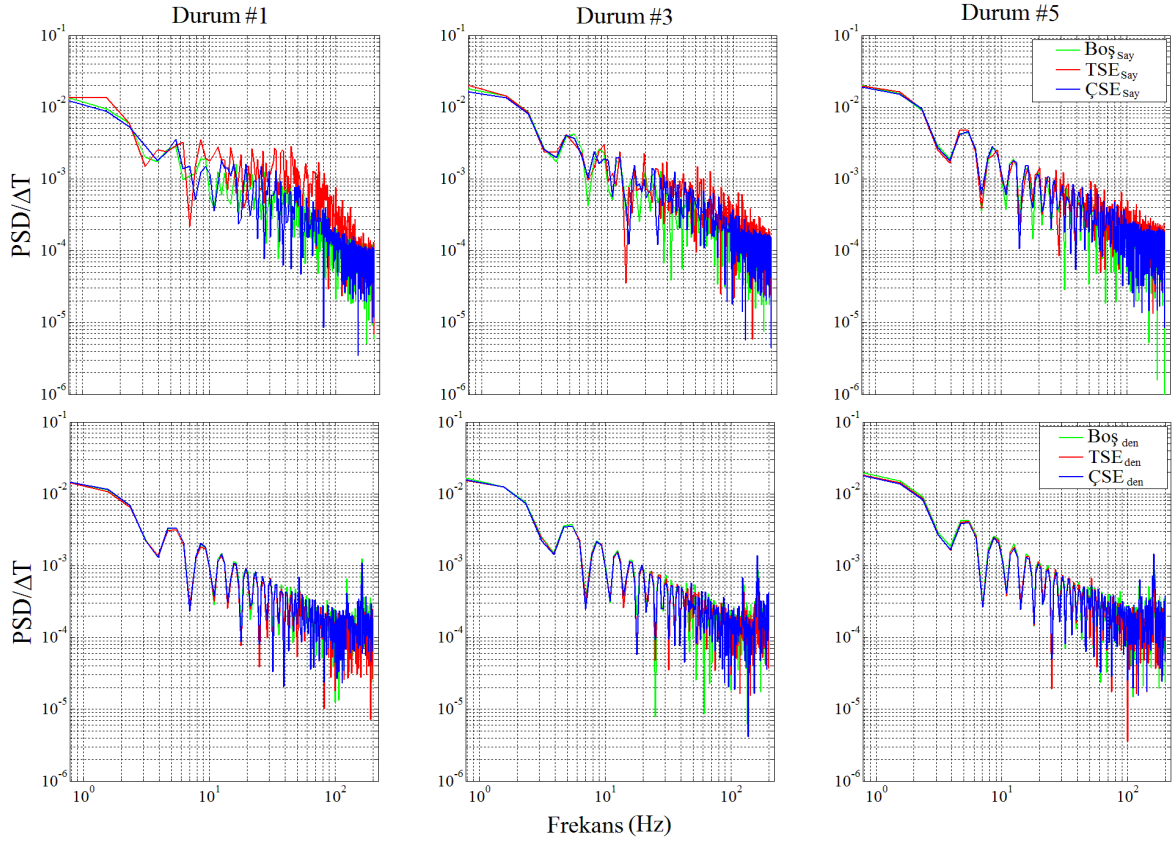
Şekil 3.27. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #1 için değişimi

TSE ve ÇSE durumlarının boş kanal ile karşılaştırmalı MI grafikleri 1. Durum ve 6. Durum için sırasıyla Şekil 3.27 ve 3.28'de verilmiştir. Her iki durumda da sıralı engel kullanımı boş kanal ile karşılaştırıldığına kanal içerisinde ısı karışım verimini arttırmıştır. Bununla birlikte TSE durumunun ÇSE durumuna göre nispeten daha etkili bir karışım sağladığı görülmektedir. Bu durum şu sebepten kaynaklanmış olabilir. Tek sıralı engel durumunda jetler silindirik engeller arasından geçmektedir. Yani jetler doğrudan engellere çarpmamaktadır.

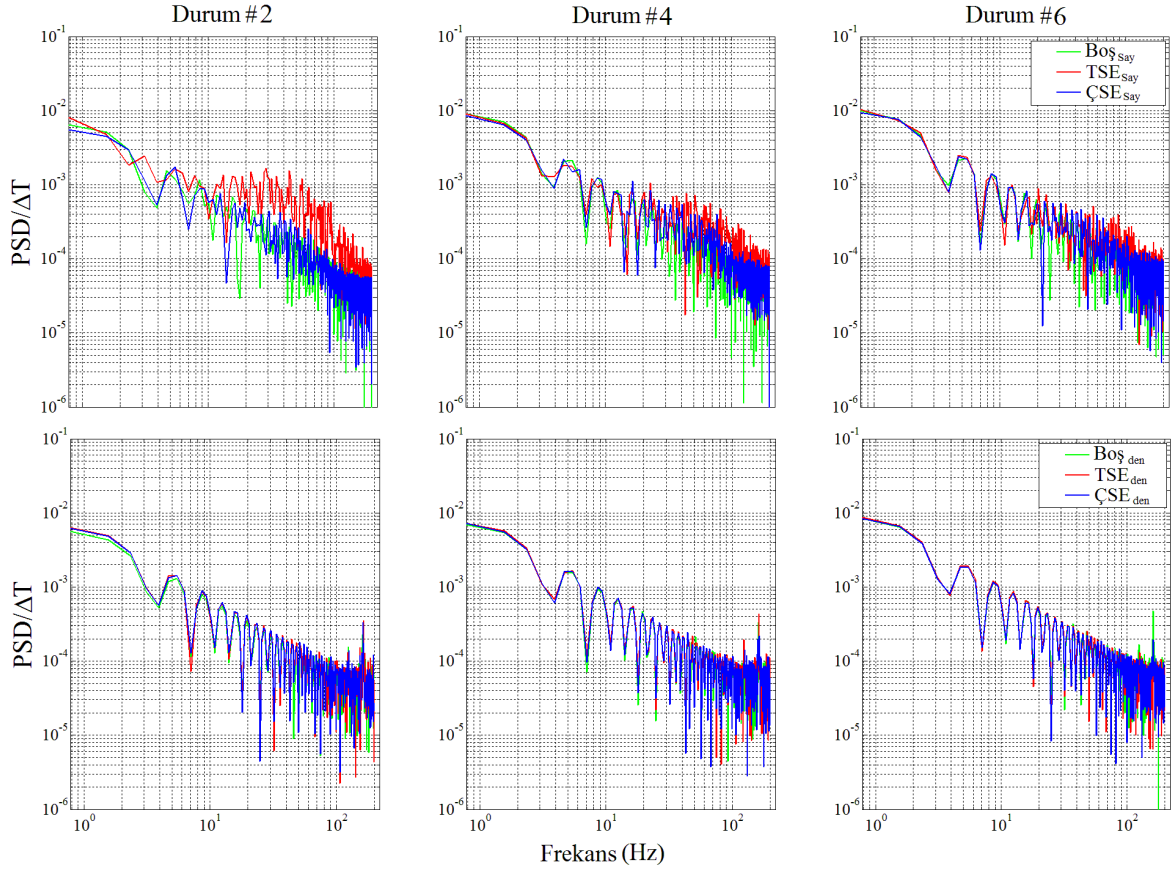
Fakat çift sıralı engel durumunda ikinci sıra engel jet akışlarının tam karşısında bulunmaktadır. Dolayısıyla ikinci sıra engel sıcak ve soğuk jet akışlarının birbirinden uzaklaştırmış olabilir. Bu durum da ÇSE durumunda ısıl karışım performansının nispeten azalmasına sebep olmuş olabilir.



Şekil 3.28. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi

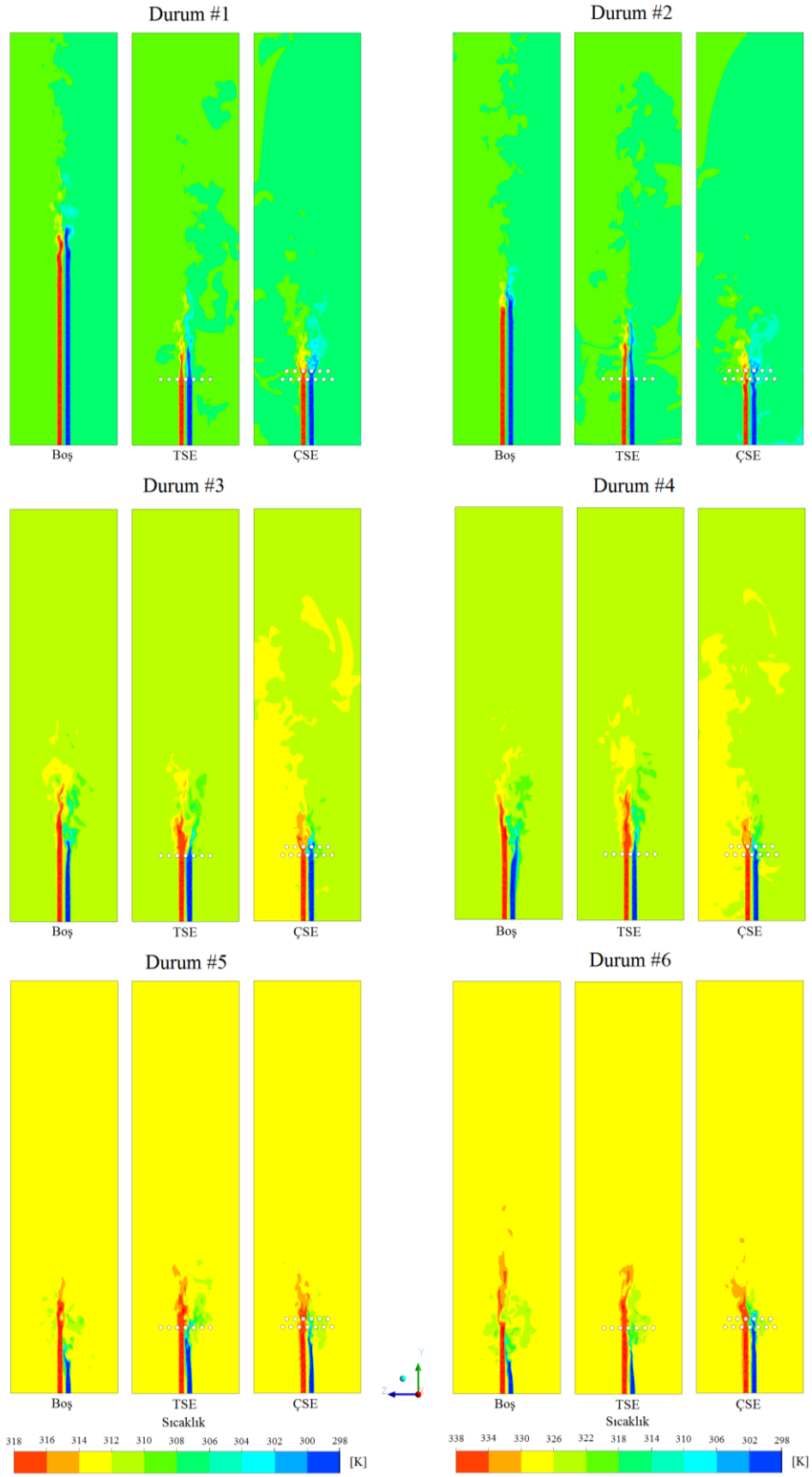


Şekil 3.29. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 20 K$  için güç yoğunluğu dağılımı



Şekil 3.30. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 40 K$  için güç yoğunluğu dağılımı

Şekil 3.29 ve 3.30’da paralel jet tek ve çift sıralı engel durumlarının etkin karışım bölgesindeki sıcaklık değişimlerine bağlı güç yoğunluğu dağılımları boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekillerde sonuçlar bütün sınır şartı durumları için verilmiştir. 1, 3, 5 ve 2, 4, 6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartına sahiptir. Şekillerde bütün durumlar için türbülanslı akışın yoğun olduğu etkin karışım bölgesinde baskın sıcaklık frekansları 4 – 5 Hz civarında olduğu görülmektedir. Bu durumun kanalın duvarlarına ulaşması durumunda ısıl gerilim kaynaklı thermo – mekanik sorunlar meydana gelebileceği öngörülmektedir. Bütün parametrelerde düşük genlikli tehdit oluşturmayan sıcaklık salınımları 10 – 25 Hz frekansı aralığındadır. Elde edilen zamana bağlı sayısal ve deneysel veriler kullanılarak oluşturulan PSD grafiklerinin sıcaklık salınımlarının frekansını ve genliğini belirlemede birbiriyle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.

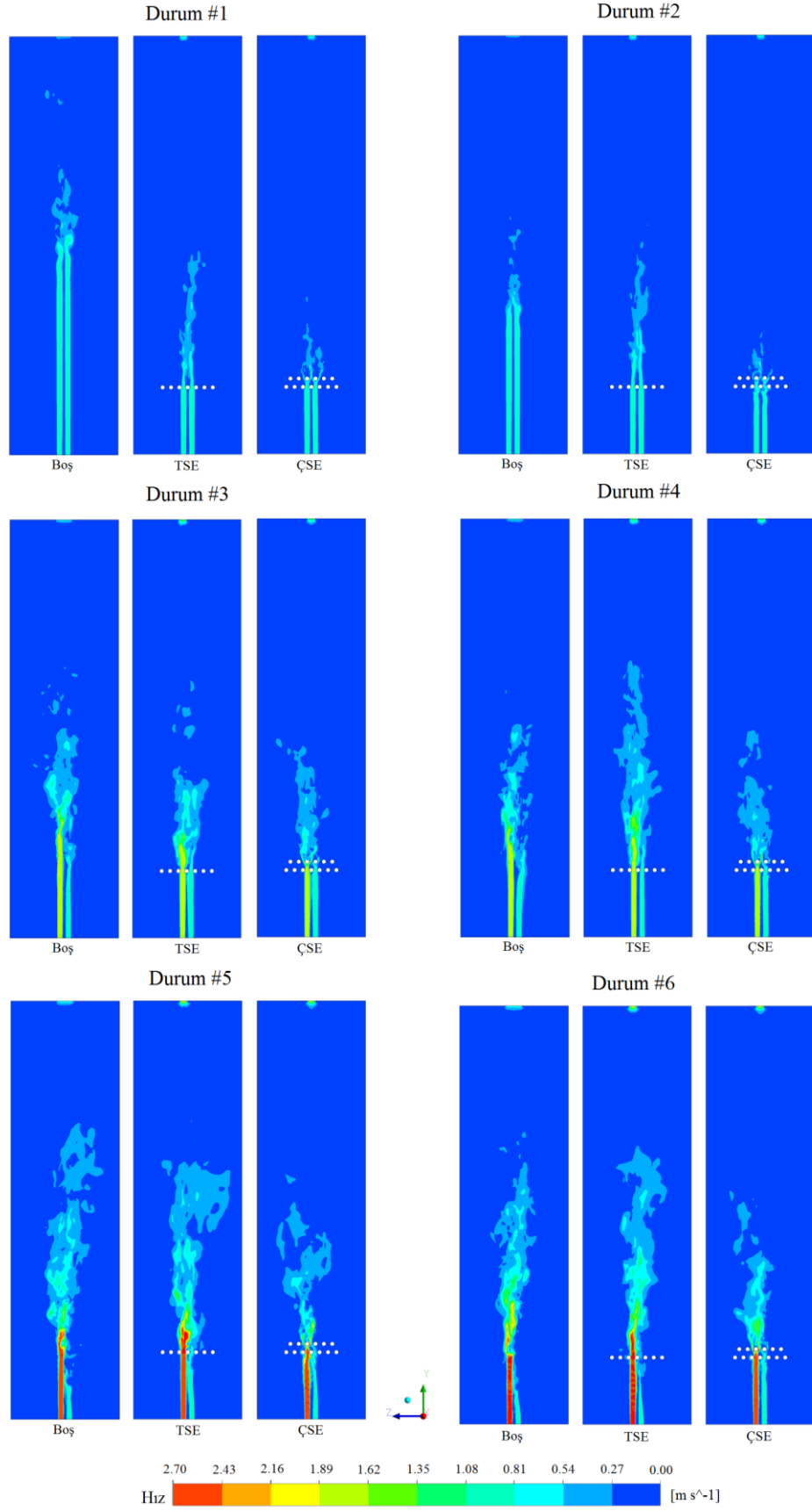


Şekil 3.31. Paralel jet ve sıralı engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri



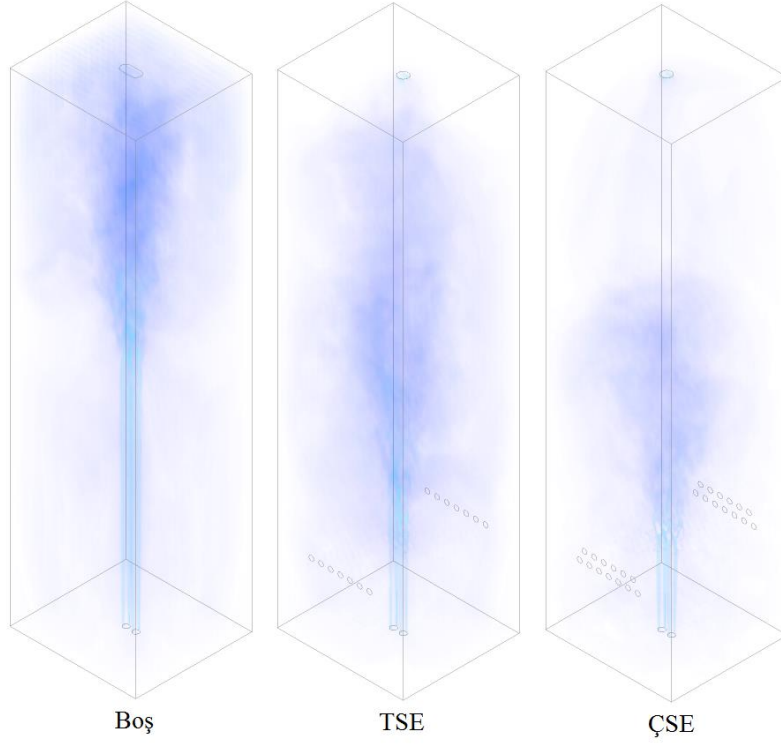
Tek ve çift sıralı engeller yerleştirilmiş kanalda orta düzlemdaki sıcaklık eş eğrileri boş kanal ile karşılaştırmalı olarak Şekil 3.31’de verilmiştir. Bu sonuçlar 4. saniyedeki akış süresi için elde edilmiştir. Sol taraftaki sütunda bulunan 1, 3, ve 5. durumlar kendi içlerinde, sağ taraftaki 2, 4, ve 6. durumlar kendi içlerinde aynı sıcaklık sınır şartına sahiptir. Şekillerde kanal içerisine sıralı engeller yerleştirmenin kanal içerisindeki yığın sıcaklık dağılımını önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Boş kanalda Etkin Karışım Bölgesinde (EKB) sıcaklık salınımları görülmekte bunun dışında kalan bölgelerde yığın sıcaklık kanalın geri kalan bölgelerine homojen bir şekilde yayılmıştır. Fakat kanal içerisine engel yerleştirildikçe sıcak jet bölgesinde sıcak bir yığın sıcaklık bölgesi, soğuk jet bölgesinde ise nispeten daha soğuk bir yığın sıcaklık bölgesinin oluştuğu görülmektedir. Bu durum etki sıcaklık bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının duvarlara ulaşma riskinin olduğunu göstermektedir. Yukarıda bahsedilen durum 1. ve 2. durumlarda TSE’de görülmekte, 3. ve 4. durumlarda ise ÇSE’de görülmektedir. Sıcak jetin baskın olduğu 5. ve 6. durumlarda ise sıcaklık salınımlarının duvarlara pek ulaşmadığı görülmektedir. Bu durumun kanal içerisindeki akışkan sıcaklığının artmasıyla azalan viskozite değerlerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca sonuçlar jetler arası sıcaklık farkı arttıkça genelde EKB’nin hacminin büyüdüğünü göstermiştir. Bütün geometrik durumlarda en büyük EKB 3. ve 4. durumlarda görülmüştür.

Akışkan hız davranışlarının farklı sınır şartları ve geometrik parametreler (TSE ve ÇSE durumları) için 4. Saniyedeki değişimleri 2D ve 3D olarak Şekil 3.32 – 3.35 arasında verilmiştir. Şekillerde genel olarak TSE ve ÇSE durumlarının türbülanslı alanı azalttığı görülmektedir. En düşük türbülanslı bölge ÇSE durumunda meydana gelmektedir. Ayrıca kanala giren sıcak jetin kütleli debisi arttıkça kanal içerisindeki türbülanslı bölgenin kanal içerisindeki baskınlığı da beklendiği gibi artmaktadır. 3D grafikler jetler arası sıcaklık farkı arttıkça genelde türbülanslı bölgenin nispeten azaldığını göstermiştir.

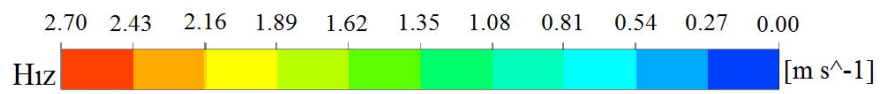
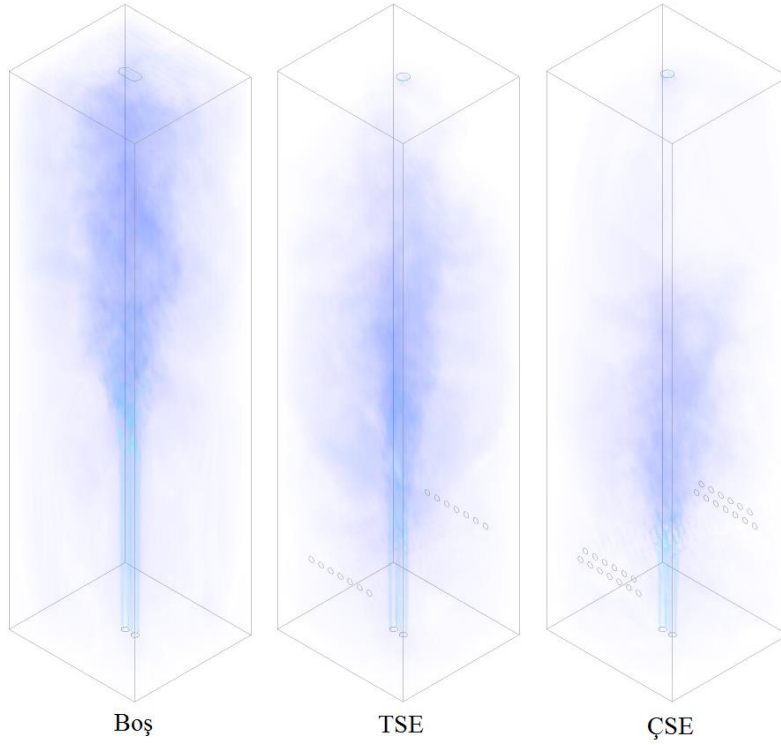


Şekil 3.32. Paralel jet ve sıralı engeller için 4. saniyedeki hız profilleri

## Durum #1

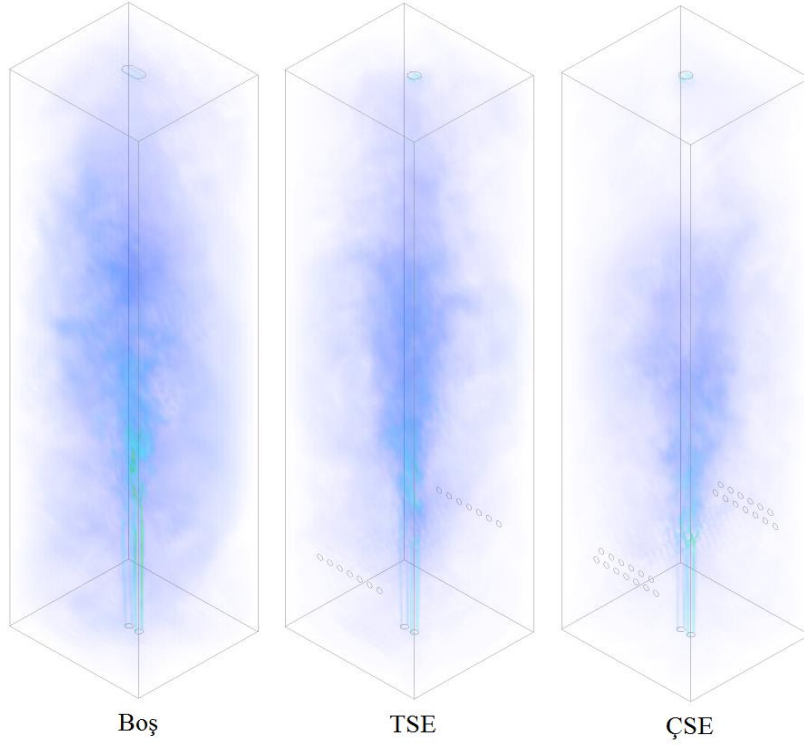


## Durum #2

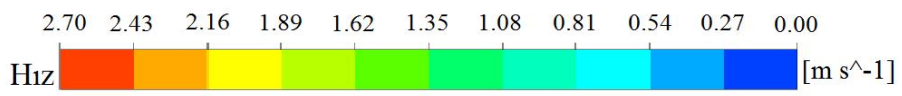
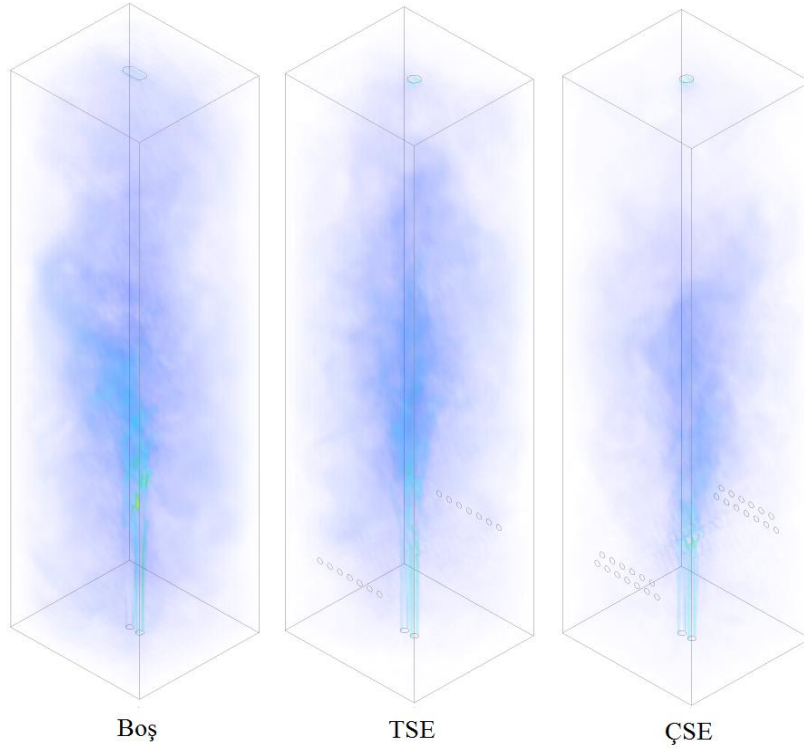


Şekil 3.33. Paralel jetin sıralı engeller ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #3

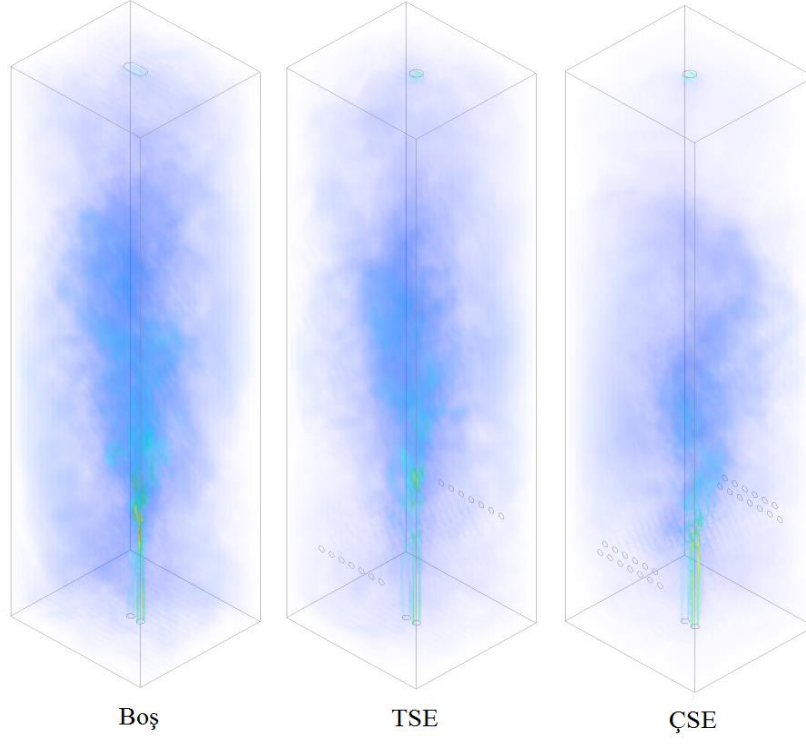


### Durum #4

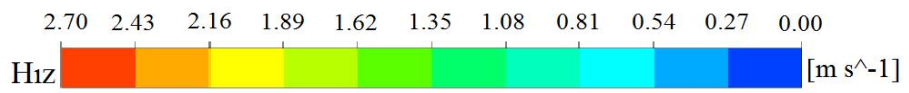
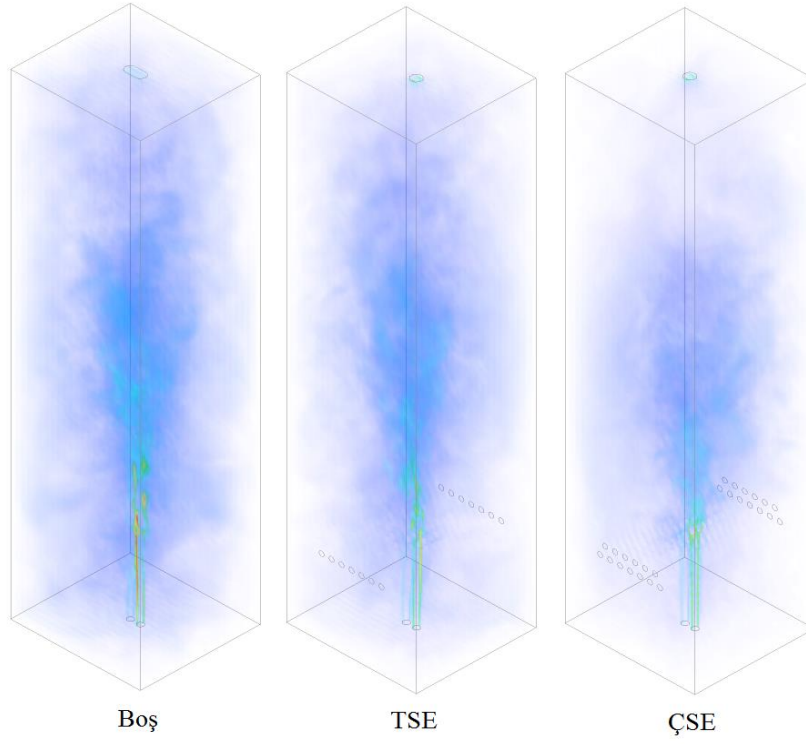


Şekil 3.34. Paralel jetin sıralı engeller ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #5



### Durum #6



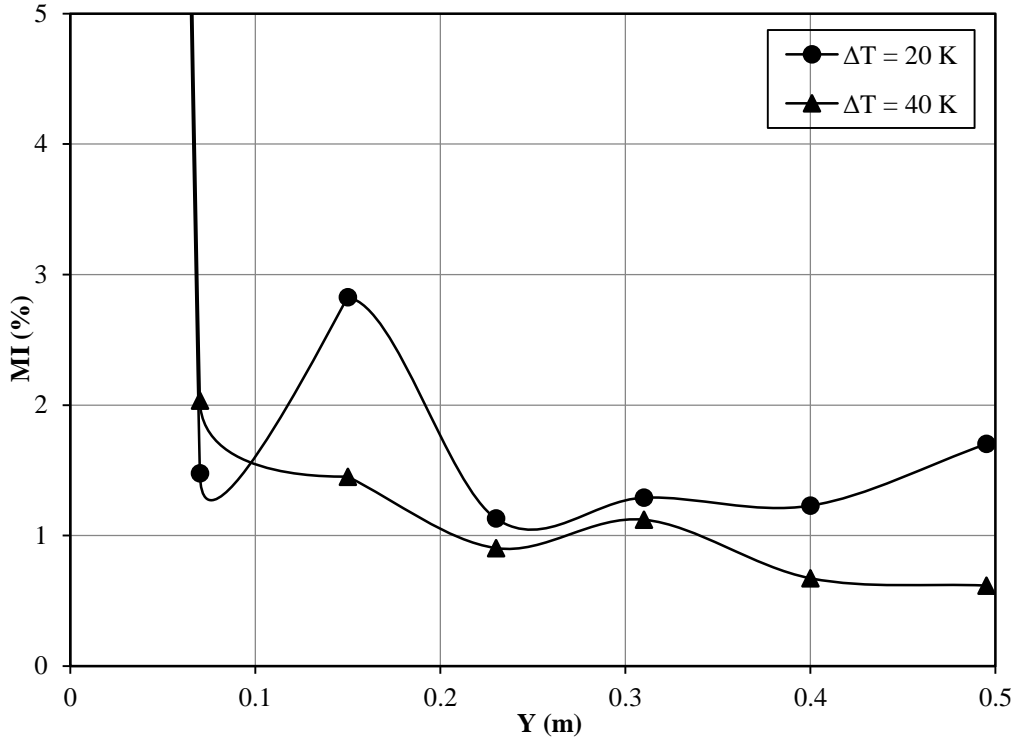
Şekil 3.35. Paralel jetin sıralı engeller ve  $\dot{m}_n / \dot{m}_c = 3$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### 3.2. Eş – Merkezli Jet

Eş – merkezli jet akışlar, geometrik özelliğinden dolayı etkin karışım istenen alanlarda başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Bu bölümde farklı sıcaklıktaki eş – merkezli iki jet akışının termofiziksel karakteristikleri kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Belirlenen özelliklerde bir deney seti üretilerek eş – merkezli jet akışının sınırlı bir kanal içerisindeki ısı karışım, sıcaklık salınım ve akış davranışları ele alınmıştır. Deneysel kullanılabilecek sınır şartları ve geometrik modeller ile aynı karakteristiklerde sayısal bir model oluşturulmuş ve problem numerik olarak da çözülmüştür. Çalışmada kullanılan jet akışı türbülanslı akış rejimidir. Bu akışın modellenmesinde bu alanda çok iyi bir modelleme metodu olan Large Eddy Simulation türbülans modeli kullanılmıştır. Elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar bir biriyle karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Bu problem ele alınırken temelde üç tür yaklaşım uygulanmıştır. Birinci yaklaşımda farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının kanal içerisindeki ısı karışım davranışları incelenmiştir. İkinci yaklaşımda sıcak ve soğuk akışkanın etkin bir şekilde karışımının meydana geldiği bölgelerde oluşan maksimum sıcaklık salınımlarının analizi ve bu salınımların kanal duvarlarına ulaşıp ulaşmadığının belirlenmesi. Son yaklaşımda ise test kanalında jet akışlarından dolayı meydana gelen türbülanslı akış davranışları incelenmiştir. Test kanalı içerisine materyal ve metot bölümünde izah edilen engeller kullanılarak bunun jet akışları üzerindeki etkileri ele alınmıştır.

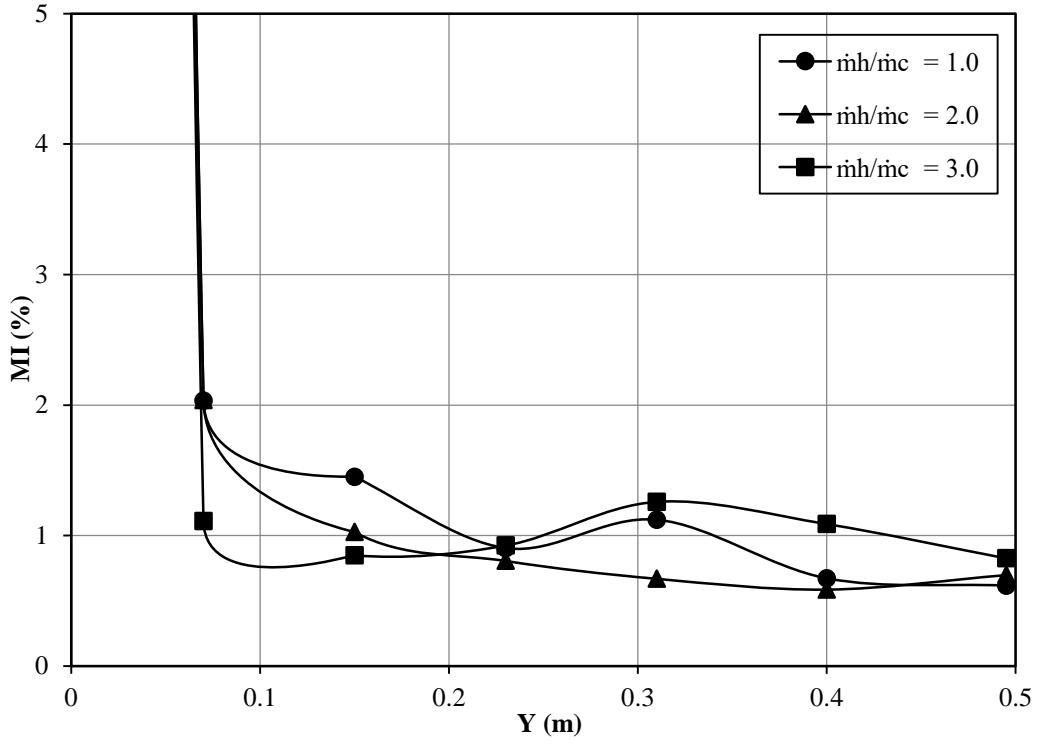
#### 3.2.1. Eş – Merkezli Jet (Boş kanal)

Bu bölümde eş – merkezli jet akışının boş bir kanaldaki ısı karışım, sıcaklık salınım ve akış davranışları ele alınmıştır. Jetler arası sıcaklık farkı ve jet kütleli debi oranlarının etkileri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır. Sayısal ve deneysel çalışmalarda veri toplama sıklığı 100 Hz olarak belirlenmiştir. MI grafiklerinde 0.01 saniye (100 Hz) aralıklarla 4 saniyelik akış süresi için elde edilen sıcaklık değerlerinin ortalaması kullanılmıştır. PSD grafikleri için etkin karışım bölgesindeki sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Sıcaklık eş eğrileri ve hız profilleri için ise 4. saniyedeki sayısal veriler kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 3.36. MI değerlerinin eş – merkezli jet boş kanal ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  için değişimi

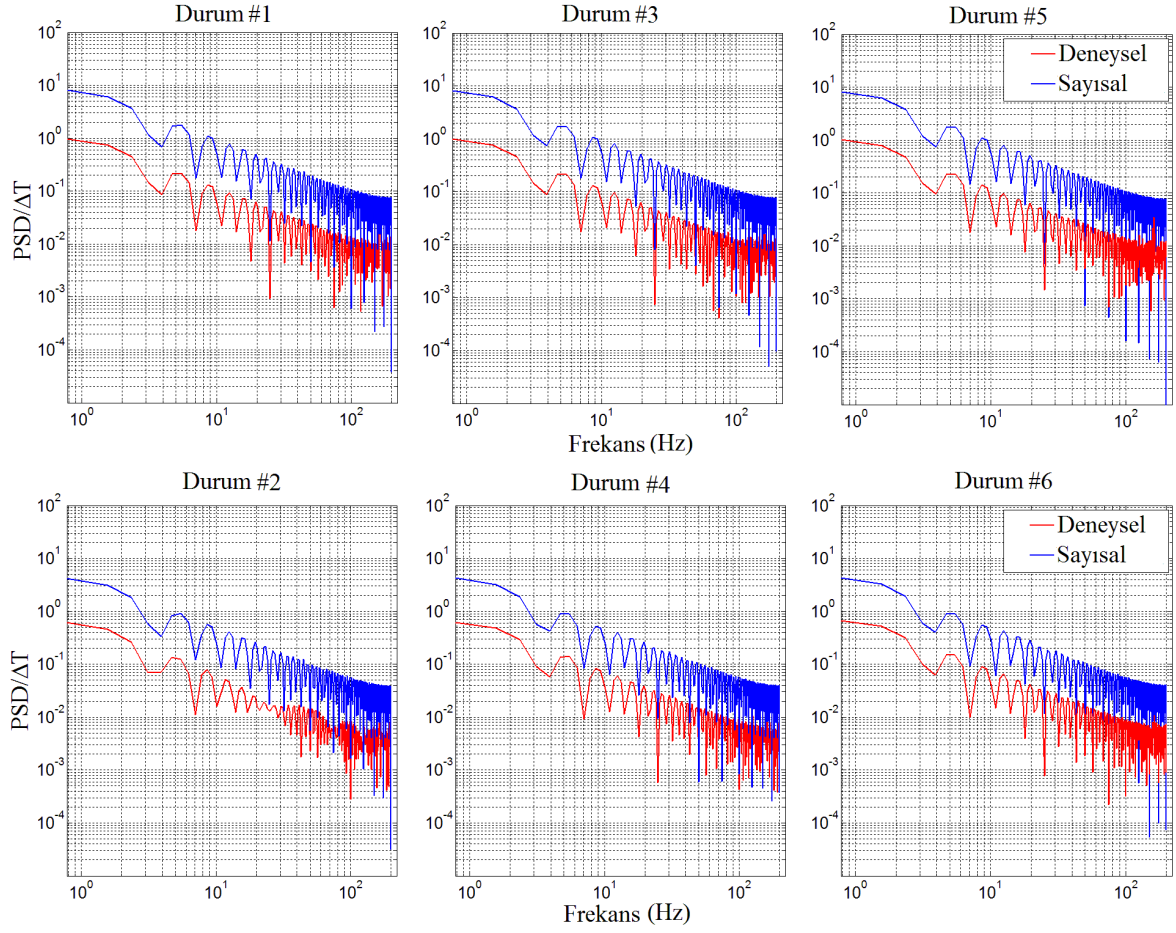
Şekil 3.36 jetler arası sıcaklık farkının kanal içerisindeki ısı karışım üzerindeki etkilerini  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  durumu için ele almaktadır. Şekilde görüldüğü üzere MI değerleri hem kanalın genelinde hem de çıkış bölgesinde sıcaklık farkı arttıkça %1 mertebesinde düşmektedir. Bu durum artan sıcaklık farkının ısı karışım performansını olumlu yönde etkilediğini ortaya koymaktadır.



Şekil 3.37. MI değerlerinin eş – merkezli jet boş kanal ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi

Isıl karışım davranışlarının boş kanalda jetler arası farklı momentum oranlarına bağlı olarak değişimi Şekil 3.37’de verilmiştir. Burada kanalın ilk bölümünde jetler arası debi oranı arttıkça ısıl karışımın iyileştiği görülmektedir. Kanalın genelinde en iyi ve dengeli ısıl karışım  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  debi oranında olduğu görülmektedir. Kanalın çıkış bölgesinde bütün durumlarda %1’in altında bir MI değeri görülmektedir. Bu durum çıkış bölgesinde momentum oranının çok etkili olmadığını göstermektedir.

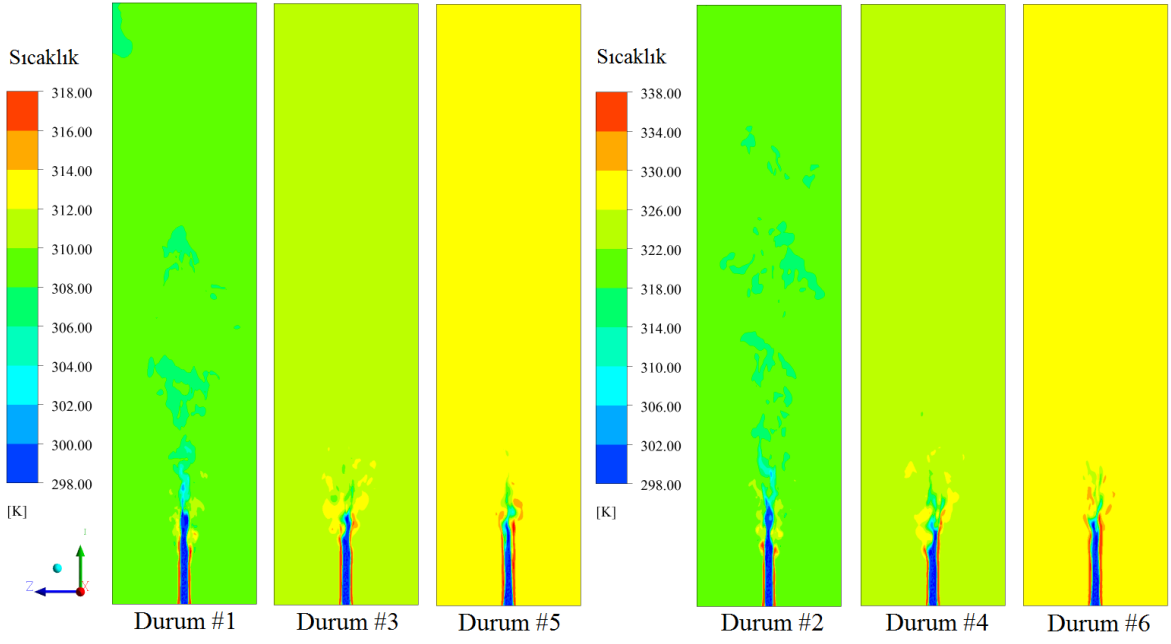




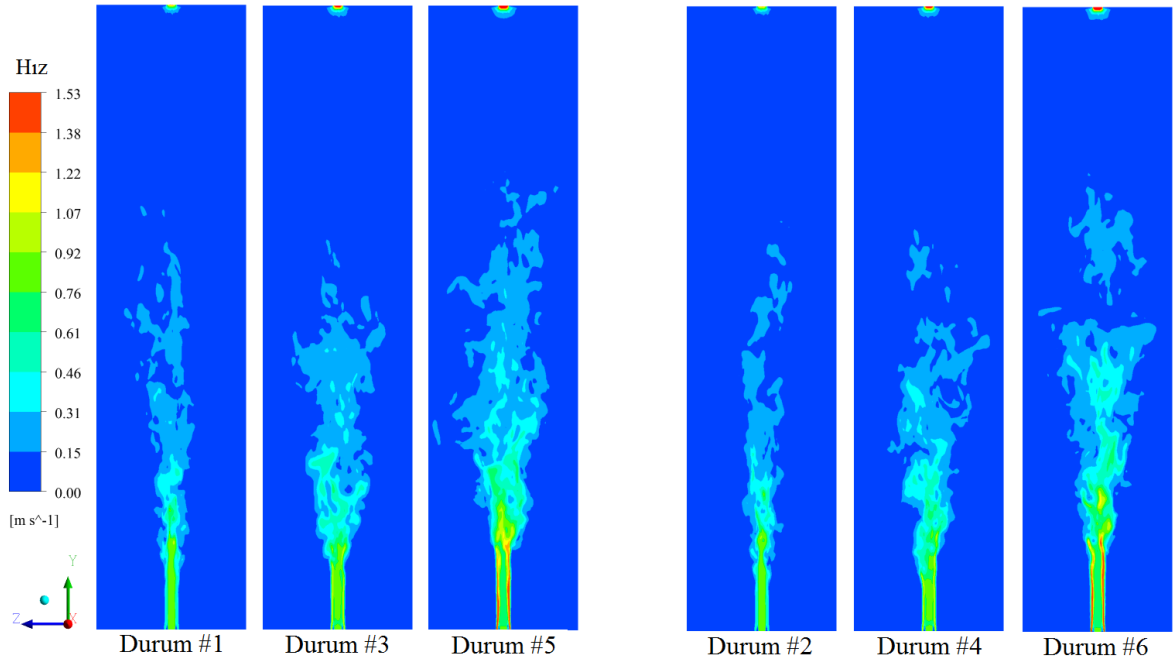
Şekil 3.38. Eş – merkezli jet boş kanal için güç yoğunluğu dağılımı

Kanal içerisinde türbülanslı akışın gerçekleştiği etkin ısıl karışım bölgesinde, orta düzlemde alınan 100 Hz frekansındaki sıcaklık değerleri kullanılarak bütün durumlar için güç yoğunluğu dağılım grafikleri (Şekil 3.38) elde edilmiştir. Şekilde sıcaklık salınımlarına bağlı güç yoğunluğu dağılımının jetler arası sıcaklık farkından ve değişik jet momentum oranlarından önemli ölçüde etkilenmediği görülmektedir. Kanaldaki baskın frekansın bütün durumlar için 5 Hz civarında olduğu görülmektedir.

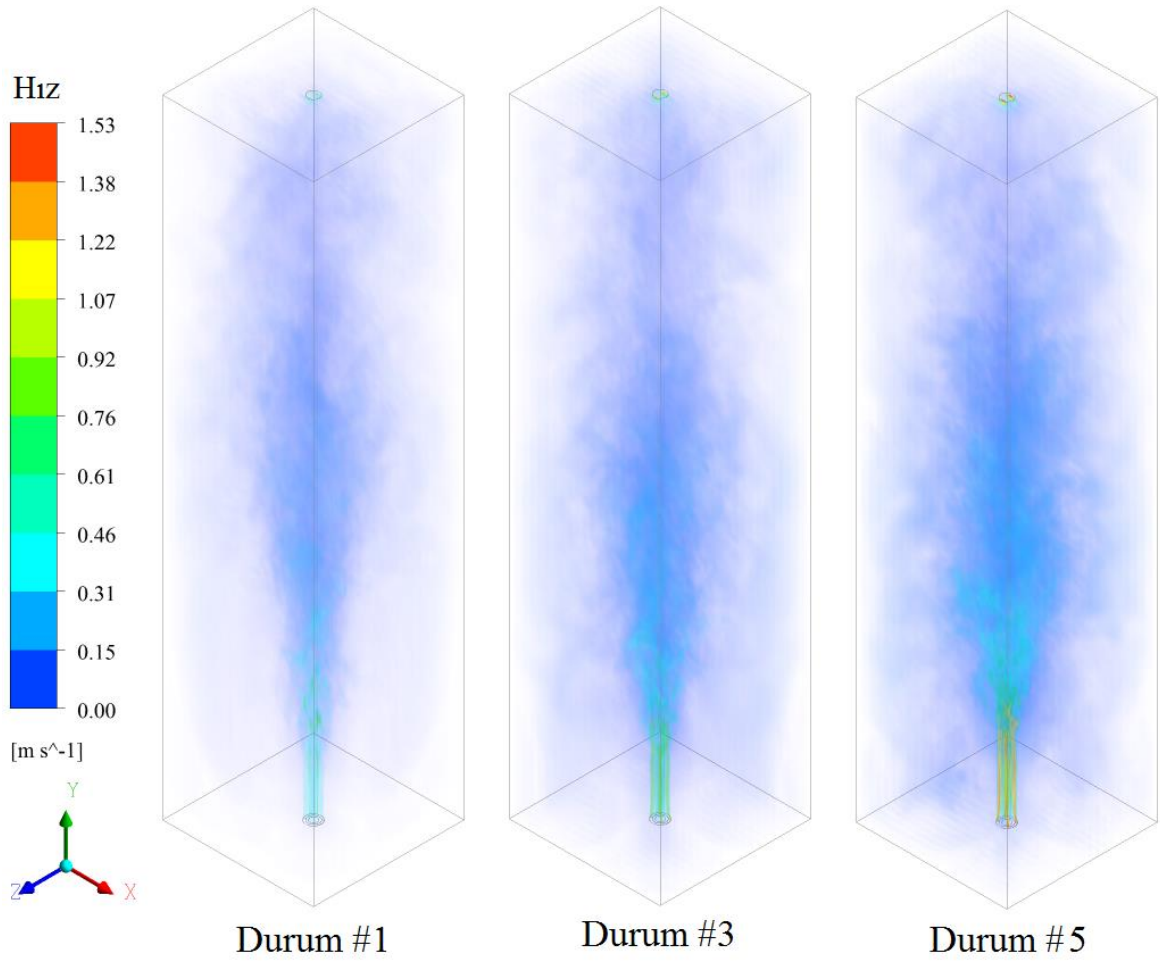
Şekil 3.39’da orta düzlemdeki sıcaklık eş eğrilerinin 4. saniyedeki sıcaklık farkına ve jet debi oranına bağlı değişimi karşılaştırmalı olarak verilmektedir. Şekilde verilen 1, 3, 5 ve 2, 4, 6. durumlar kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartına sahiptir. Sıcaklık eş eğrileri arasında soldan sağa doğru gidildikçe sıcak jetin debisi arttığı için beklendiği üzere yığın sıcaklığın değeri de artmıştır. Her iki grup ta da soldan sağa doğru gidildikçe karışım bölgesinin küçüldüğü ve sıcaklık salınımlarının kanal duvarlarına ulaşmadığı görülmektedir.



Şekil 3.39. Eş – merkezli jet boş kanal için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

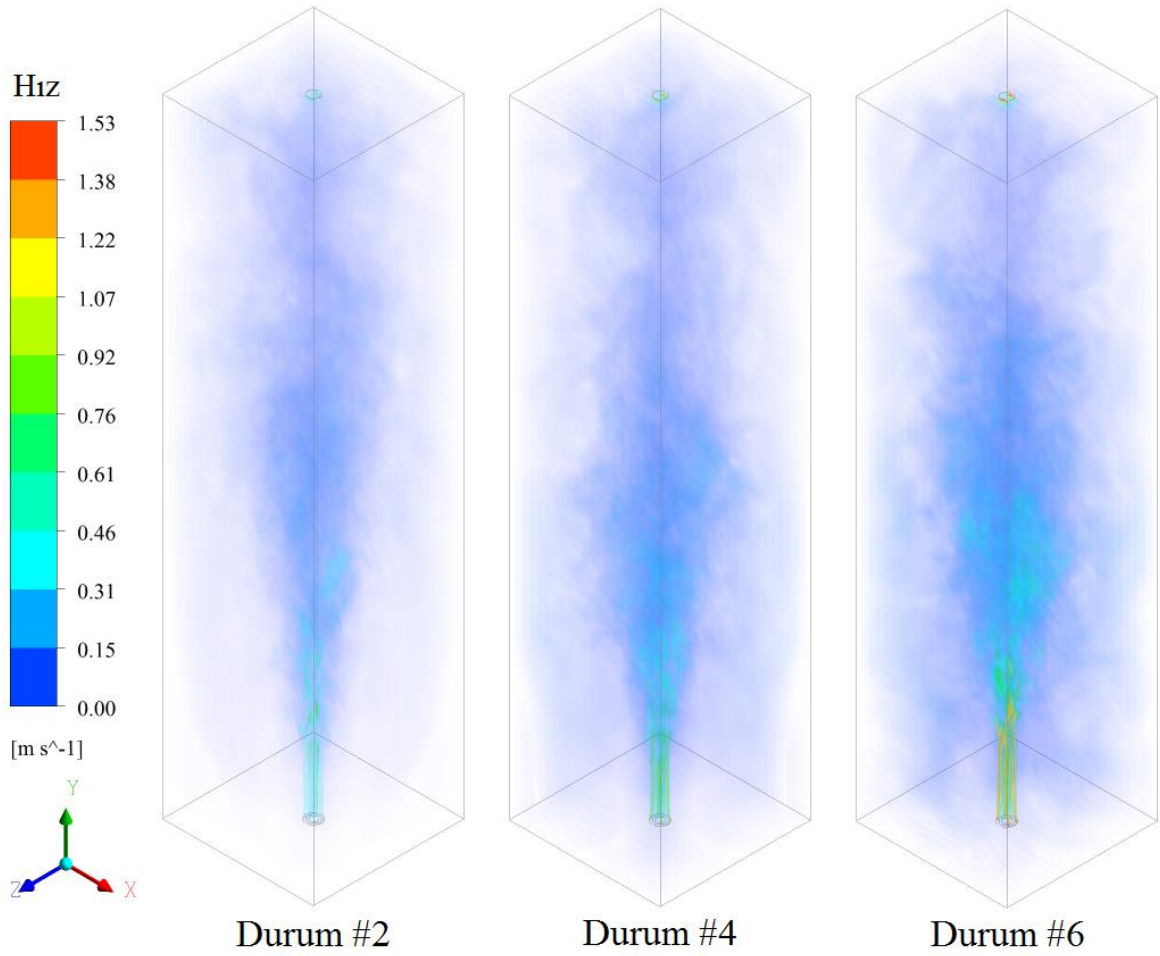


Şekil 3.40. Eş – merkezli jet boş kanal için 4. saniyedeki hız profilleri



Şekil 3.41. Eş – merkezli jet boş kanal ve  $\Delta T = 20 K$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

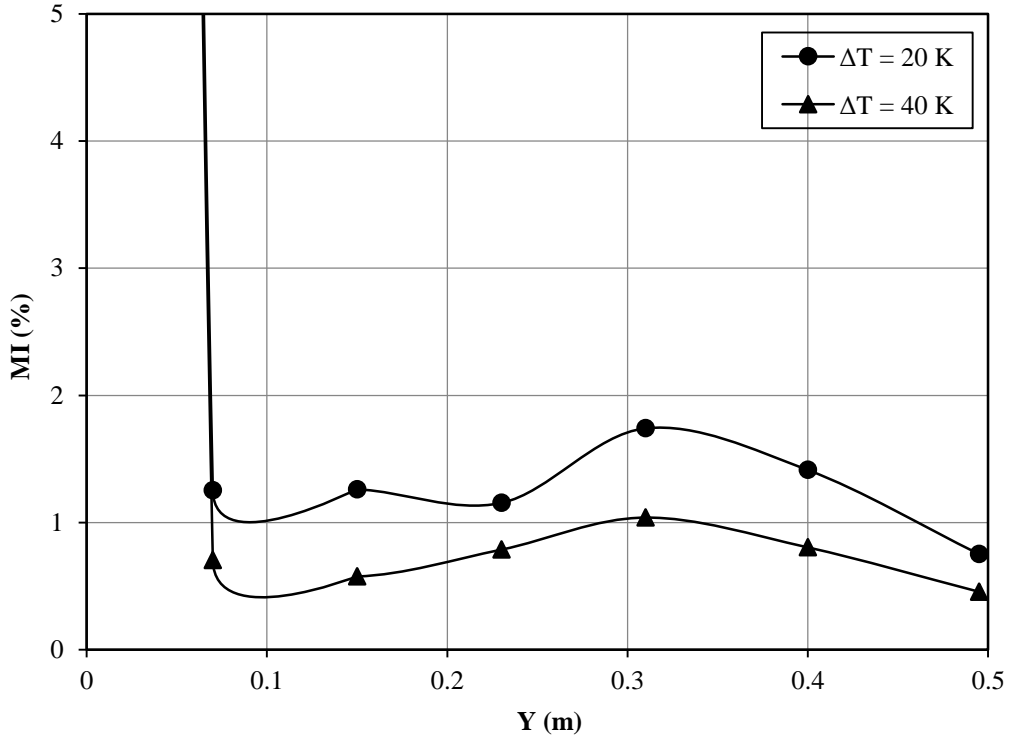
Şekil 3.40 – 3.42 boş kanalda 4. saniyedeki hız profillerini vermektedir. Burada merkezde bulunan soğuk jetin kütleli debisi sabit iken çevredeki sıcak jetin kütleli debisi kademeli olarak arttırılmıştır. Kendi aralarında aynı sıcaklık sınır şartına sahip 1, 3, 5 ve 2, 4, 6. Durumlarda soldan sağa doğru gidildikçe artan sıcak jet kütleli debisinden dolayı kanal içerisindeki türbülanslı bölge akış yönünde ve yanal doğrultuda büyümektedir. Aynı sıcak/soğuk jet debi değerlerine sahip 1-2, 2-4 ve 5-6. durumlarda artan sıcaklık farkının kanaldaki türbülanslı bölgeyi önemli ölçüde değiştirmedeği görülmektedir.



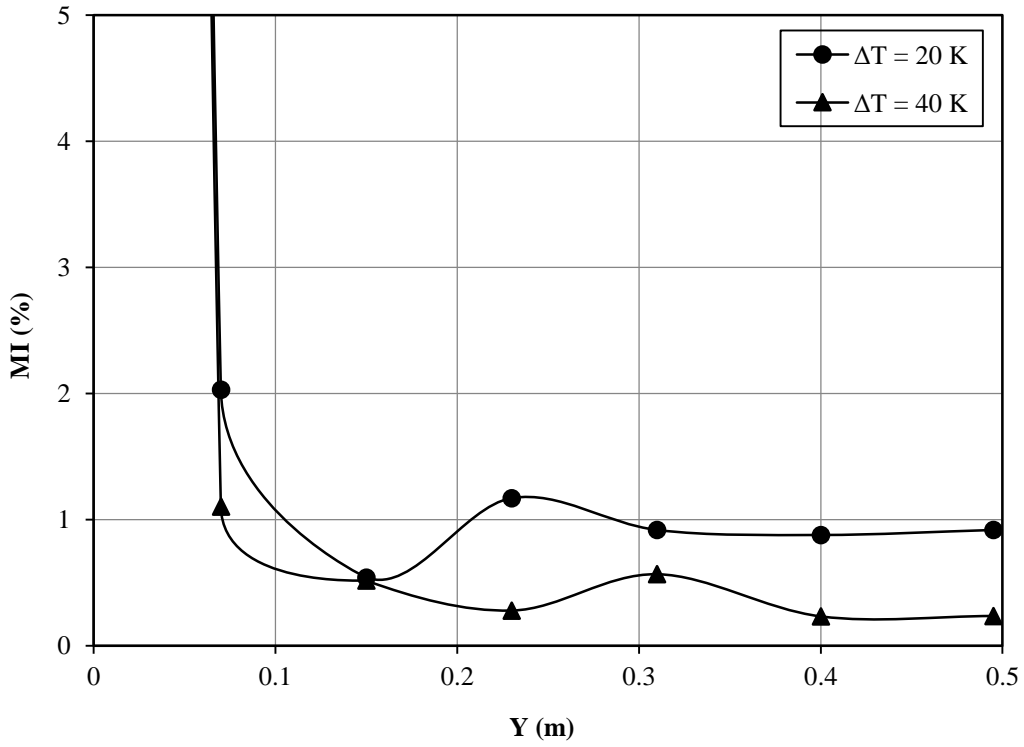
Şekil 3.42. Eş – merkezli jet boş kanal ve  $\Delta T = 40 \text{ K}$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### 3.2.2. Eş – Merkezli Jet (Gözenekli Engel)

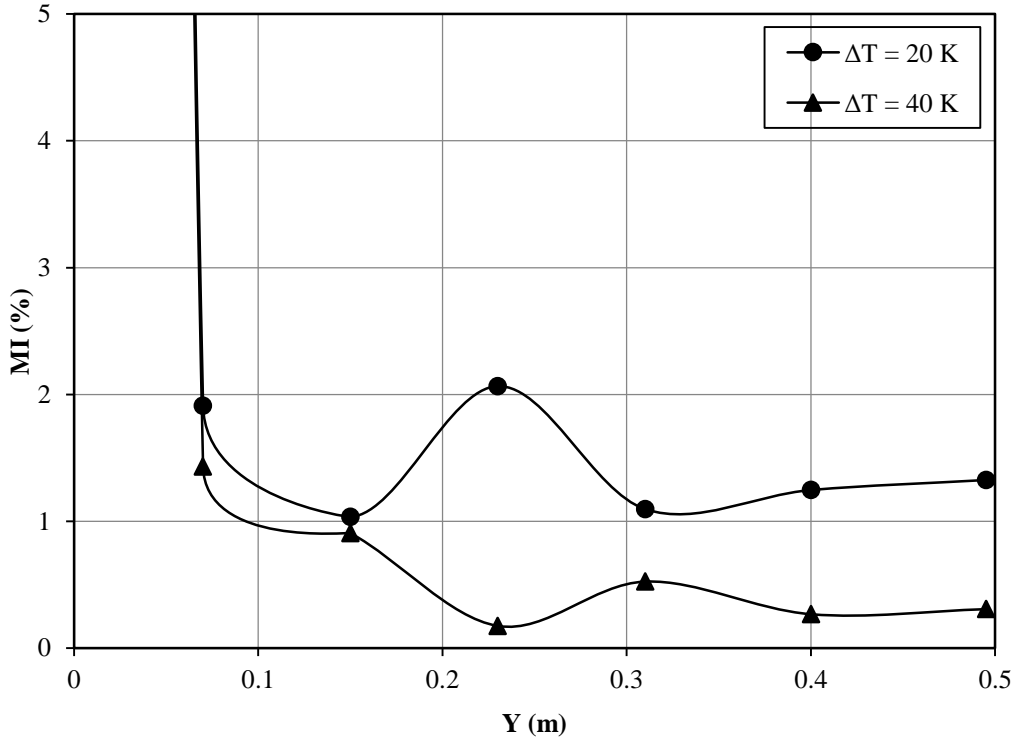
Eş – merkezli jet çalışmasının bu bölümünde kanal içerisine farklı geometrik ve gözeneklilik özelliklerine sahip düzlemsel pasif engeller yerleştirilmiştir. Engellerin jet akışları üzerindeki termofiziksel etkileri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır. Bu amaçla bütün çalışma parametreleri için kanaldaki ısı karışım davranışları, etkin karışım bölgesindeki sıcaklık salınımlarının güç yoğunluğu dağılımı, etkin karışım bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının etki alanları ve kanaldaki türbülanslı jet akışları farklı gözenekli engeller için incelenmiştir.



Şekil 3.43. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve  $\dot{m}h / \dot{m}c = 3$  için değişimi



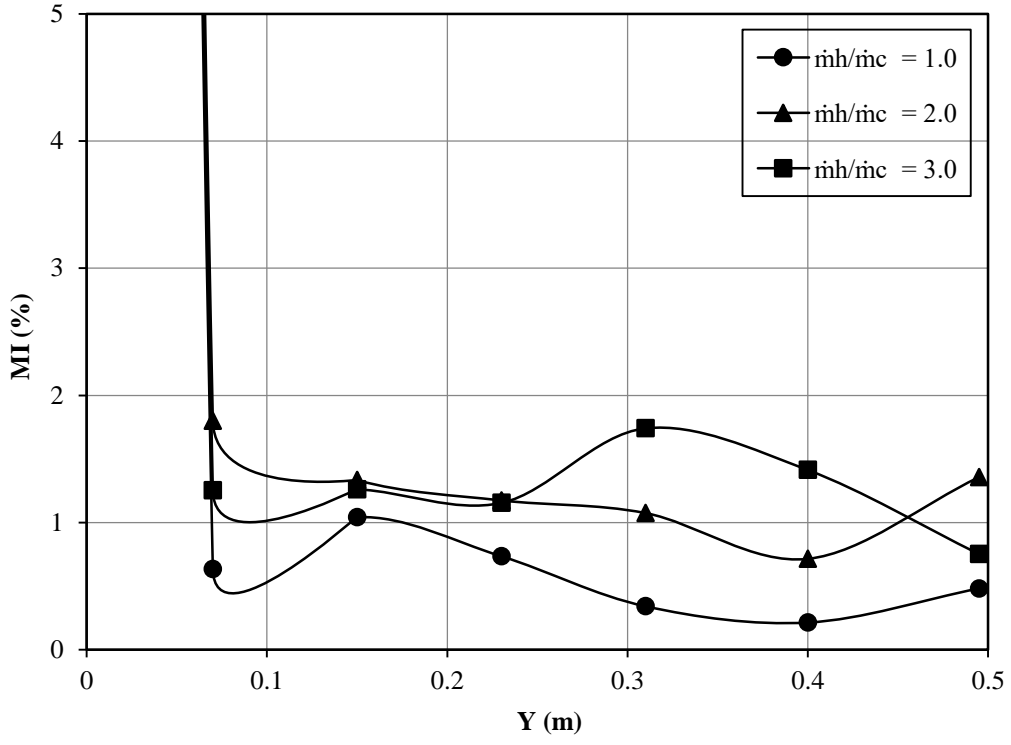
Şekil 3.44. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve  $\dot{m}h / \dot{m}c = 2$  için değişimi



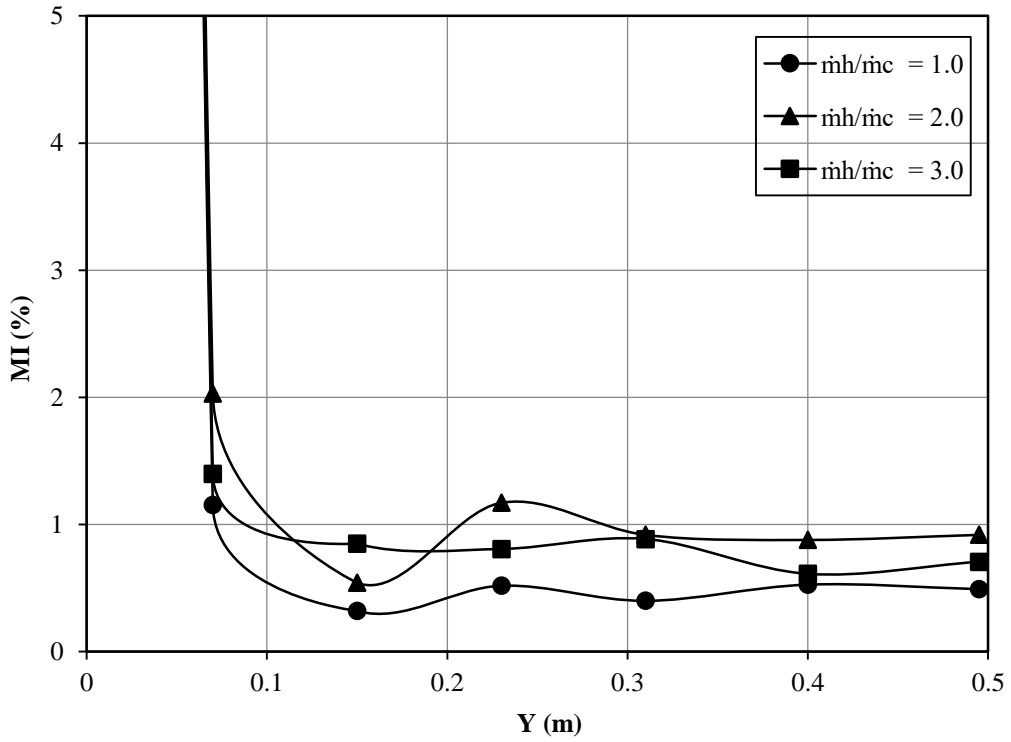
Şekil 3.45. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 3 ve  $\dot{m}h / \dot{m}c = 1$  için değişimi

Sıcak ve soğuk jetler arası sıcaklık farkının kanal boyunca ısıl karışım davranışları üzerindeki etkileri bütün Gözenekli Engeller (PE) için Şekil 3.43 – 3.45’te verilmiştir. Sonuçlar, bütün gözenekli engeller için jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal boyunca ısıl karışımın iyileştiğini göstermektedir.

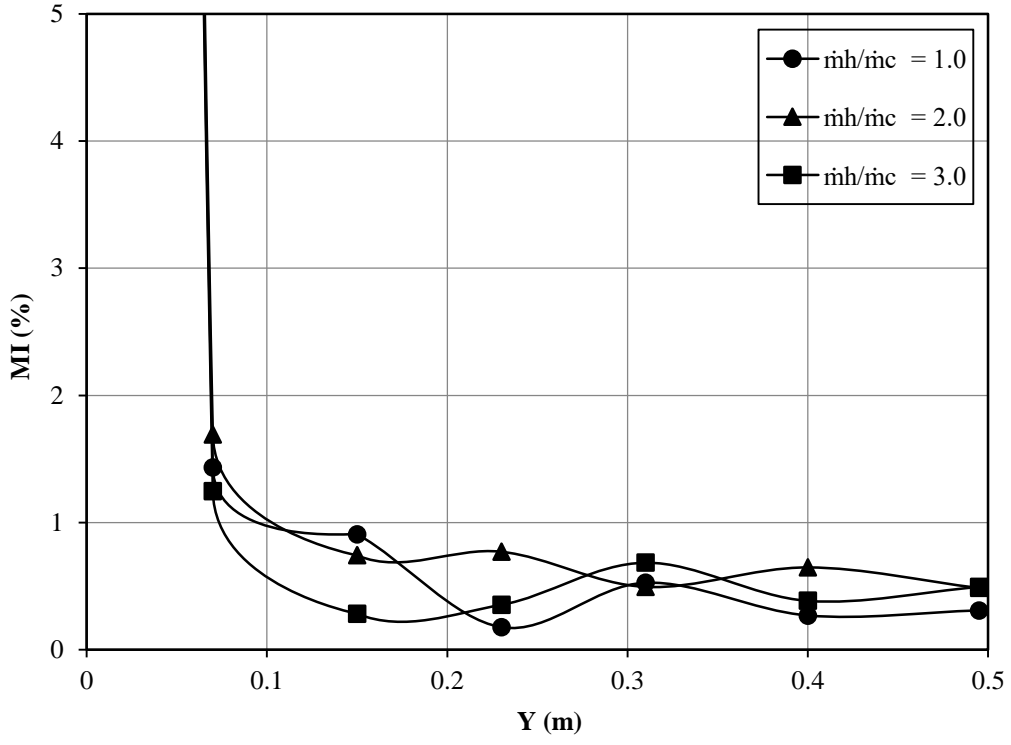
Şekil 3.46 – 3.48 jetler arası farklı momentum oranının ısıl karışım performansı üzerindeki etkilerini sırasıyla PE – 1, PE – 2 ve PE – 3 için göstermektedir. Daha önce izah edildiği gibi bütün durumlarda soğuk jetin kütleli debisi sabit ve  $0.025 \text{ kg/s}$  olarak seçilmişken sıcak jetin kütleli debisi kademeli olarak soğuk jetin bir, iki ve üç katı olacak şekilde arttırılmıştır. MI grafiklerinde PE – 2 ve PE – 3 durumlarında ısıl karışımın artan sıcak jet kütleli debilerinden önemli ölçüde etkilenmediği görülmektedir. Burada bütün debi oranlarında MI değerleri kanal boyunca %1’in altındadır. PE – 1 durumunda ise en iyi ısıl karışımın jet kütleli debilerinin birbirine eşit olduğu durumda olduğu görülmektedir.



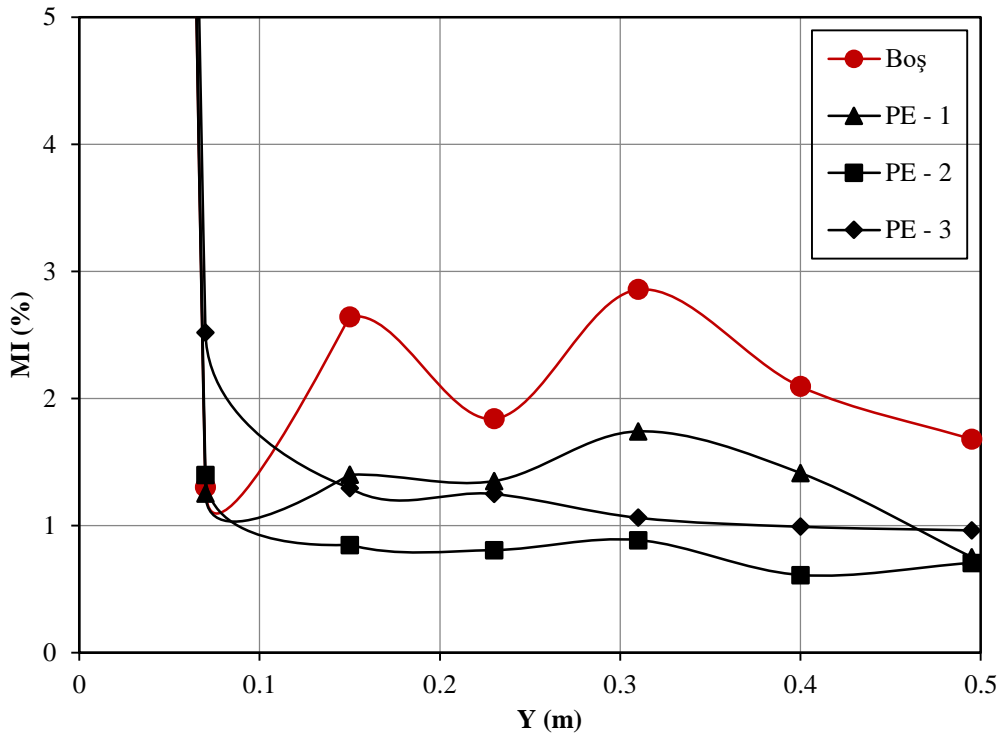
Şekil 3.46. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 1 ve  $\Delta T = 20 K$  için değişimi



Şekil 3.47. Kanal boyunca MI değerlerinin PE – 2 ve  $\Delta T = 20 K$  için değişimi

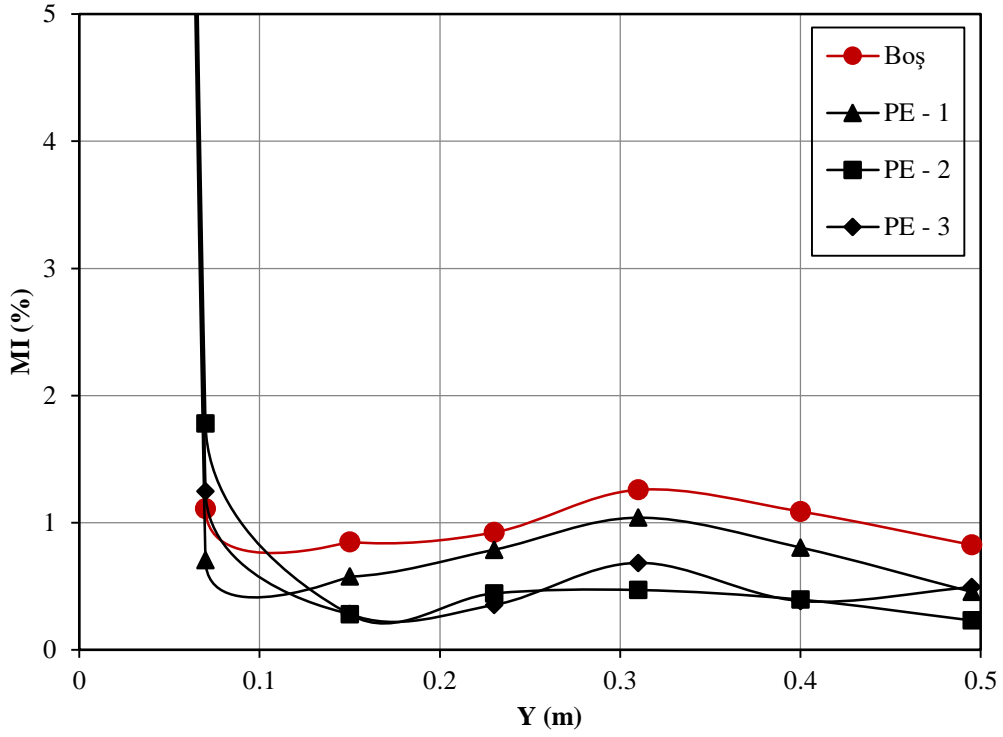


Şekil 3.48. Kanal boyunca MI değerlerinin PE - 3 ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi



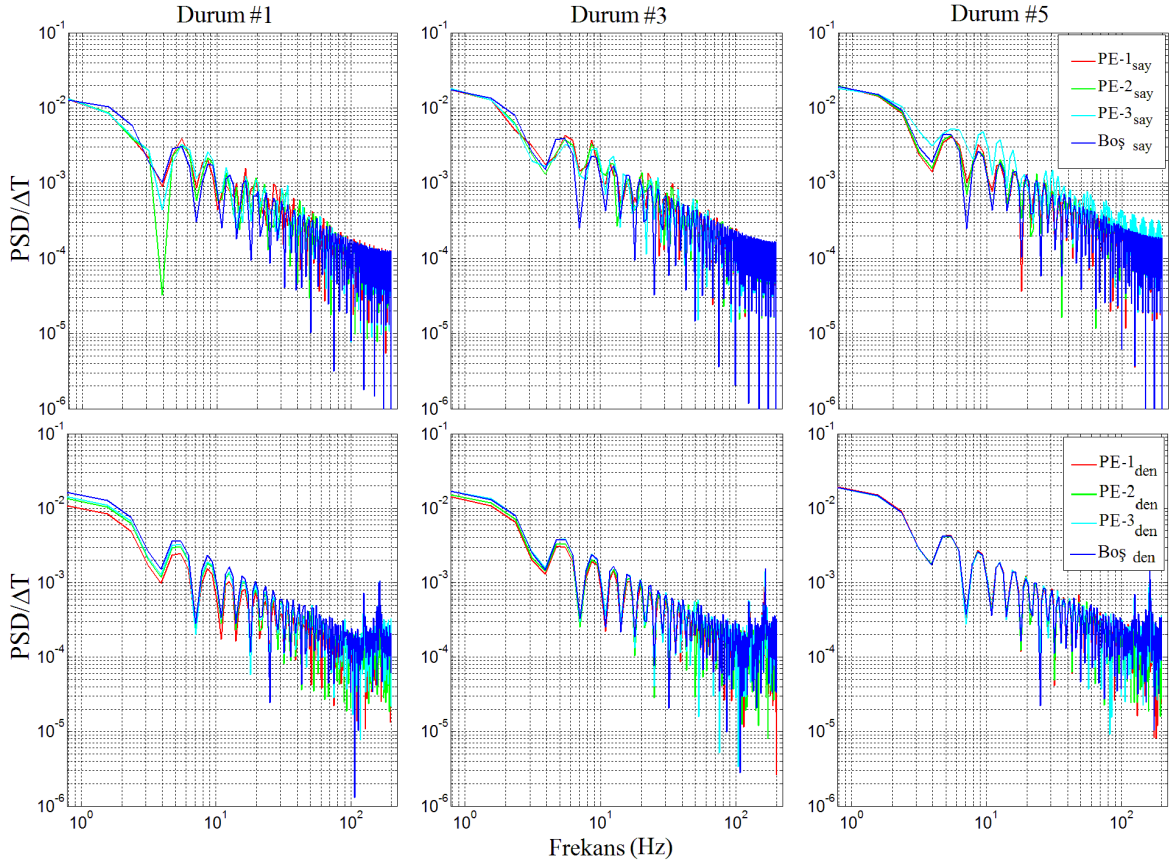
Şekil 3.49. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #5 için değişimi





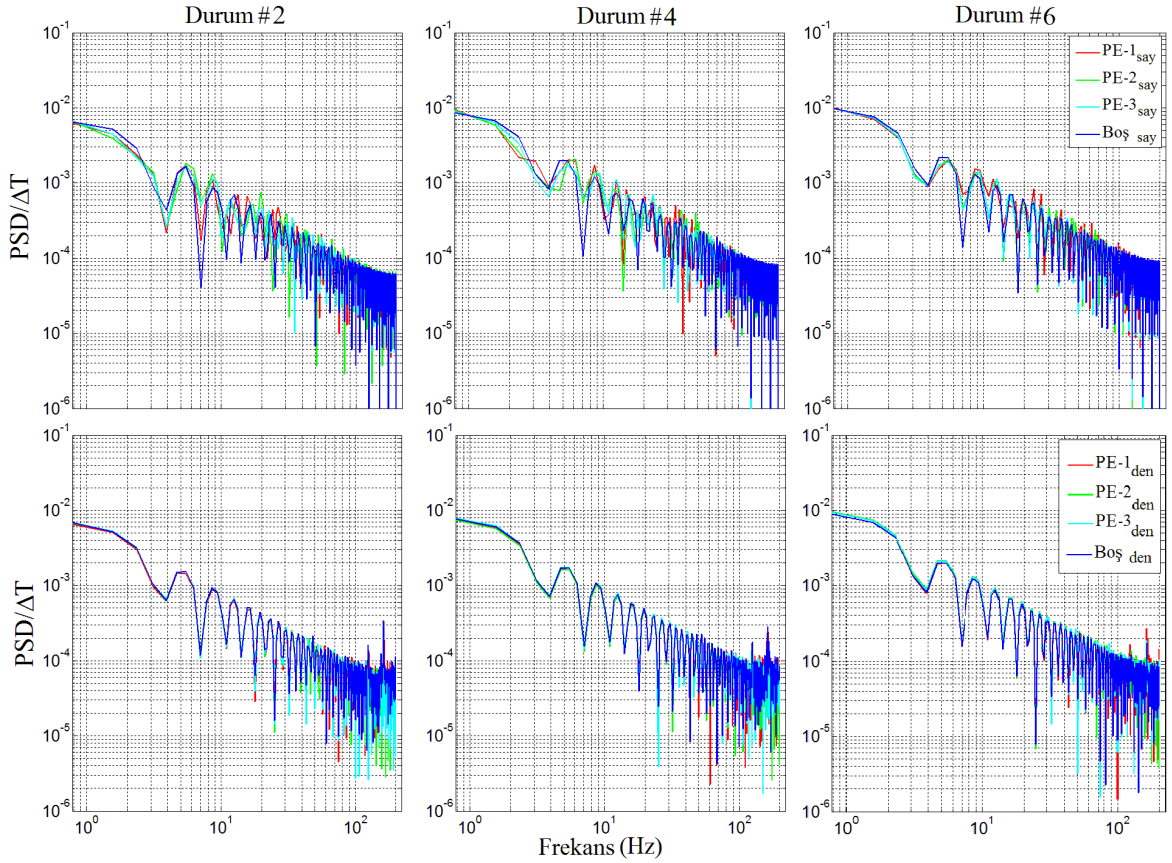
Şekil 3.50. Gözenekli engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi

Gözenekli engellerin ısı karışım davranışları üzerindeki etkileri incelenirken engeller ile ilgili bazı teknik bilgilerin hatırlanmasında yarar vardır. Materyal ve metod bölümünde izah edildiği gibi kanal içerisinde üç tür düzlemsel gözenekli engel kullanılmıştır. Bu engeller üzerine farklı çaplarda ve sayılarda delikler delinmiştir. Bu engeller PE – 1, 2 ve 3 şeklinde isimlendirilmiş olup bunlar sırasıyla 0.357, 0.384 ve 0.306 gözeneklilik değerlerine sahiptir. Burada en yüksek gözeneklilik değerlerine PE – 2 sahiptir. Şekil 3.49 ve 3.50’de en iyi ısı karışımın PE – 2 durumunda olduğu görülmektedir. Engelin geçirgenliği azaldıkça kanal boyunca ısı karışım performansı düşmektedir. Bununla beraber boş kanal ile karşılaştırıldığında gözenekli engel kullanımının kanal boyunca ısı karışımını iyileştirdiği görülmektedir.



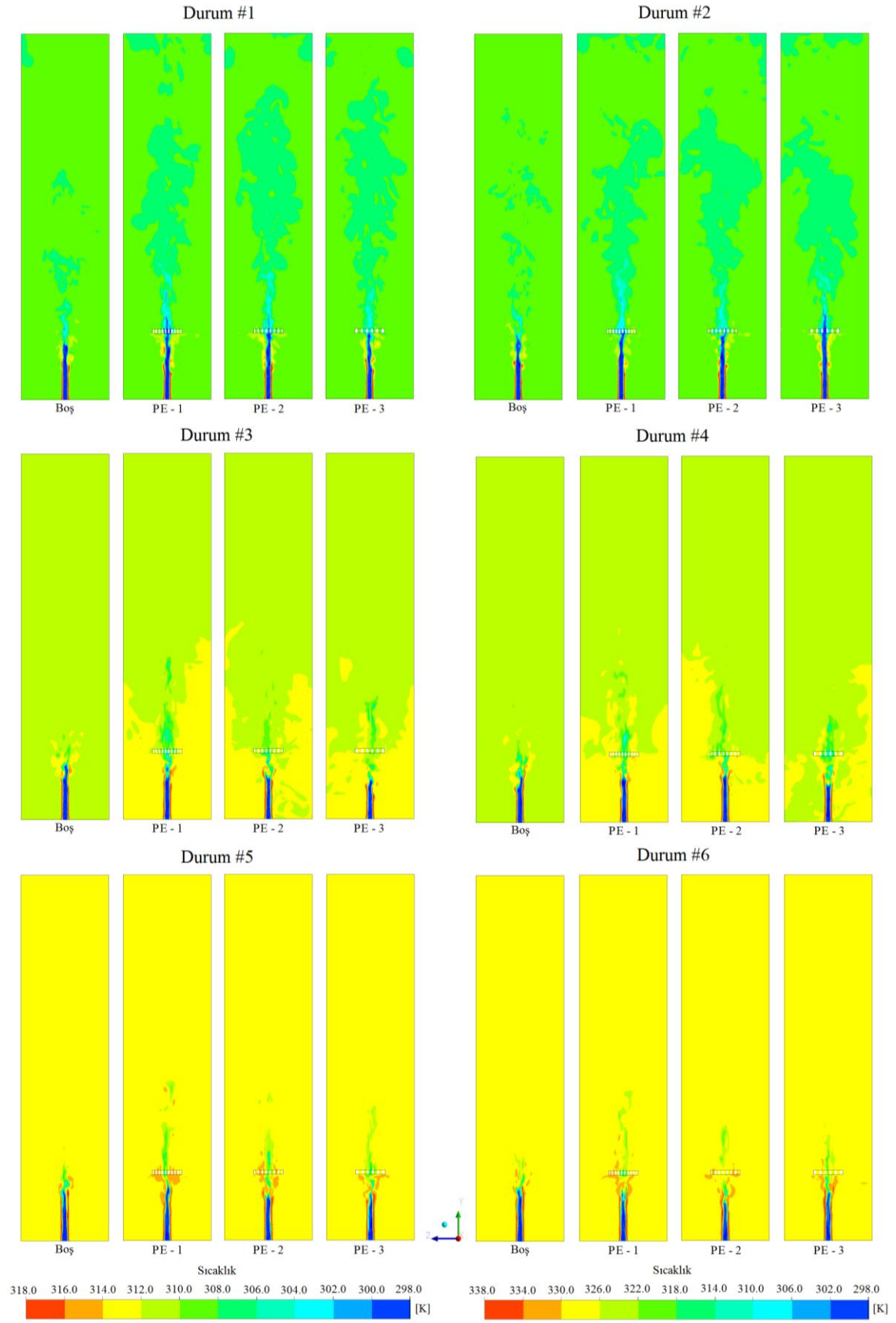
Şekil 3.51. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 20$  K için güç yoğunluğu dağılımı

Şekil 3.51 ve 3.52’de etkin karışım bölgesindeki sıcaklık salınımları için PSD sonuçları bütün sınır şartı ve geometrik durumlar için verilmektedir. Şekillerde 4 saniyelik akış süresi için hem deneysel hem de sayısal sonuçlar verilmiştir. Sonuçlar bütün durumlarda baskın frekansın 5 Hz civarında olduğunu göstermektedir. Kanal içerisine gözenekli engel kullanımı etkin karışım bölgesindeki baskın sıcaklık frekansını etkilememektedir. Sıcaklık salınımlarının genliği jetler arası sıcaklık farkına ve momentum oranına önemli ölçüde bağlıdır fakat burada bu değişimlerin baskın frekansını önemli ölçüde etkilemediği görülmektedir.

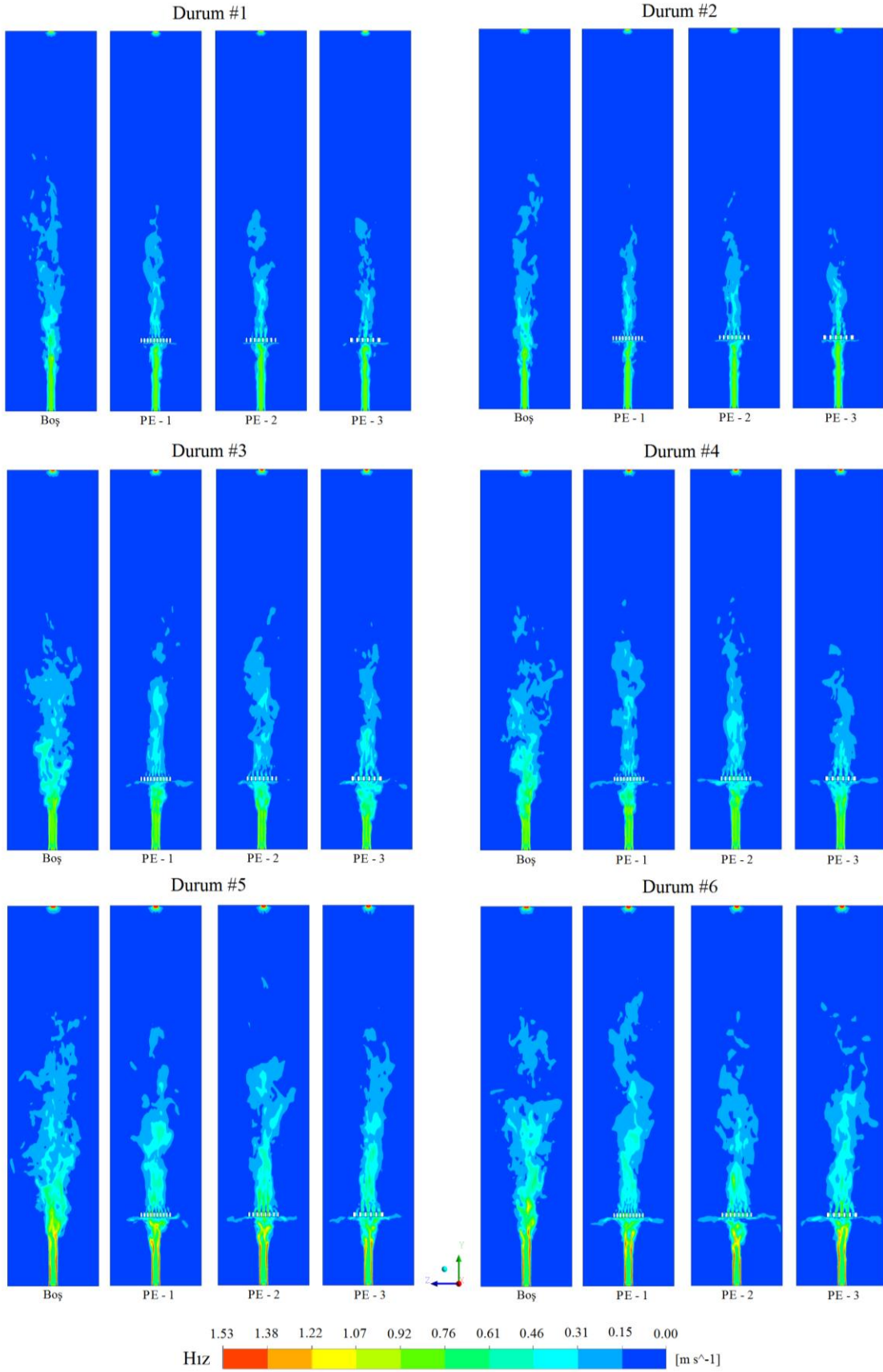


Şekil 3.52. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının  $\Delta T = 40$  K için güç yoğunluğu dağılımı

Şekil 3.53 orta düzlemdeki sıcaklık eş eğrilerinin bütün gözenekli engel ve sınır şartı durumları için 4. saniyedeki karşılaştırmalarını vermektedir. Sol ve sağ taraftaki sütunlar (1, 3, 5 ve 2, 4, ve 5. Durumlar) kendi aralarında sırasıyla  $\Delta T = 20$  ve  $40$  K sıcaklık farkı değerlerine sahiptir. Şekil 3.51 ve 3.52'de etkin karışım bölgesinde ısıl gerilme kaynaklı riskli sıcaklık salınımlarının varlığı tespit edilmiştir. Bu salınımların kanal duvarlarına ulaşması durumunda uzun çalışma döngülerinde malzeme ısı gerilme kaynaklı çatlaklar meydana gelebilir. MI grafiklerinde PE kullanımının kanal içerisinde özellikle engel sonrası bölgede ısıl karışım performansını arttırdığı ifade edilmişti. Fakat Şekil 3.53'de etkin karışım bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının kanal duvarlarına ulaştığı görülmektedir. Engellerin gözeneklilik değerleri arttıkça sıcak ve soğuk akışkanın ilk buluşma hızı artmaktadır. Bu durum jetlerin ısıl dengeye daha çabuk ulaşması anlamına gelmektedir. Akışkanların ilk buluşma noktaları çok önemlidir çünkü en büyük genlikteki sıcaklık salınımları burada meydana gelmektedir. Buradan sonraki bölgelerde sıcaklık salınımindaki genlik düşeceğinden dolayı buralarda meydana gelen sıcaklık değişimleri sistem için bir risk oluşturmaz.

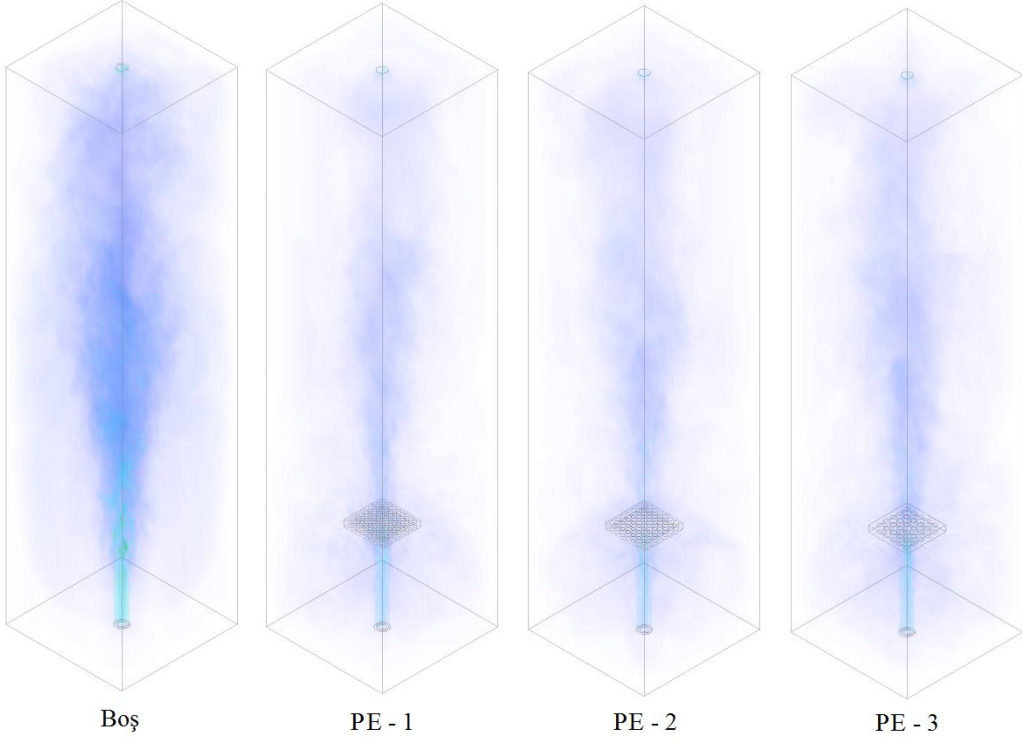


Şekil 3.53. Eş – merkezli jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

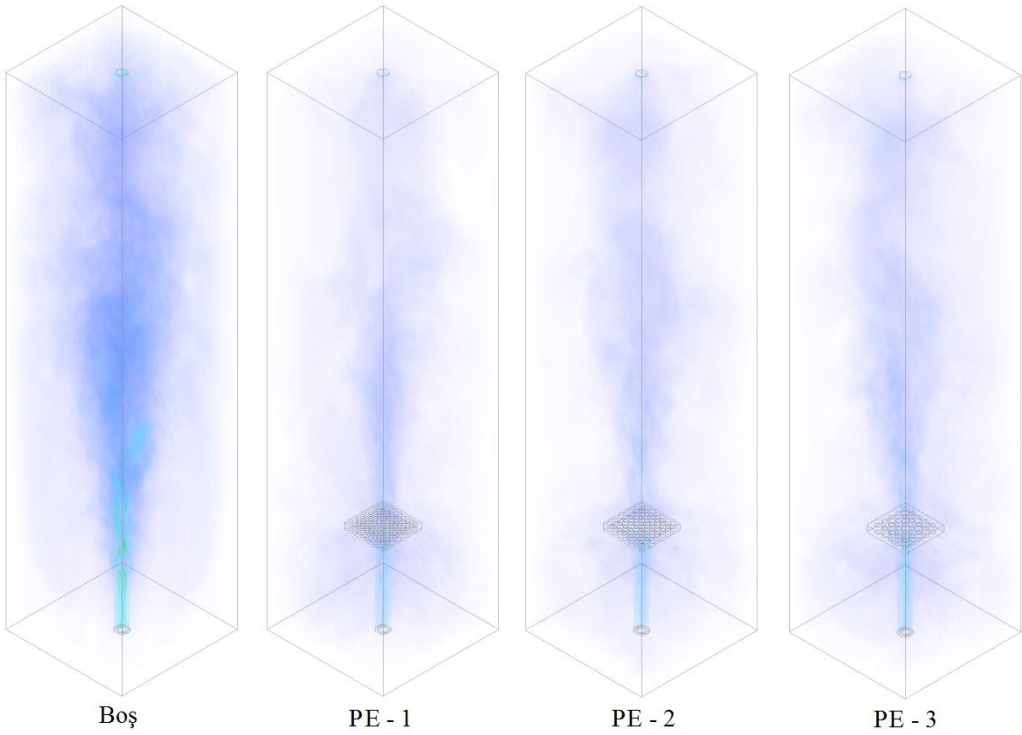


Şekil 3.54. Eş – merkezli jet ve gözenekli engeller için 4. saniyedeki hız profilleri

### Durum #1

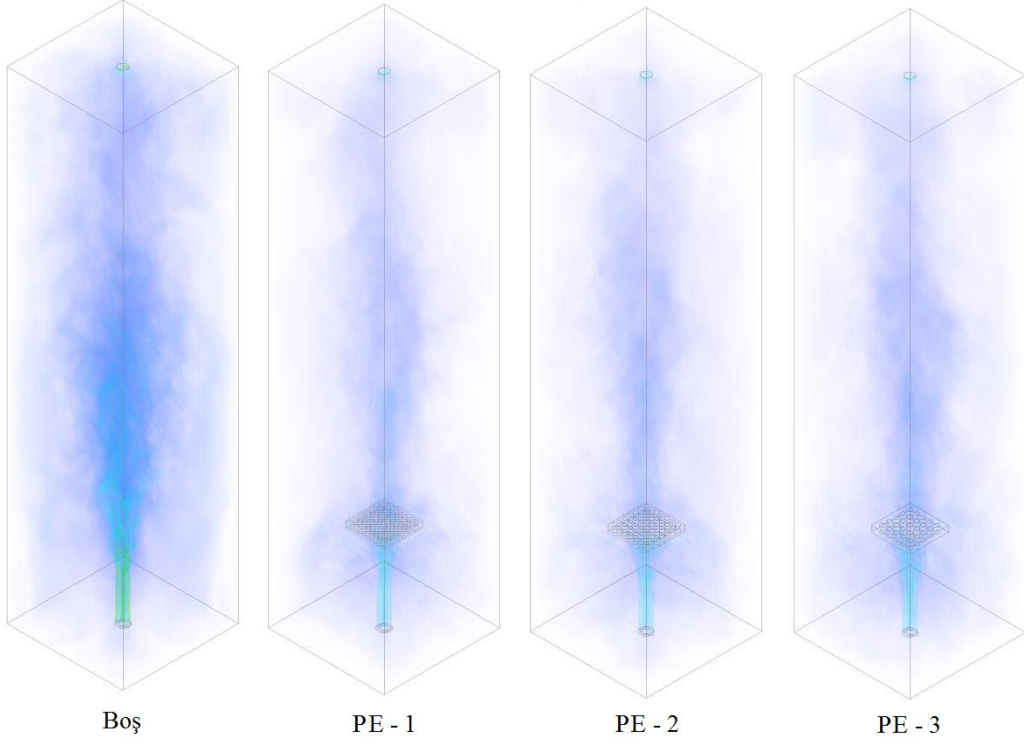


### Durum #2

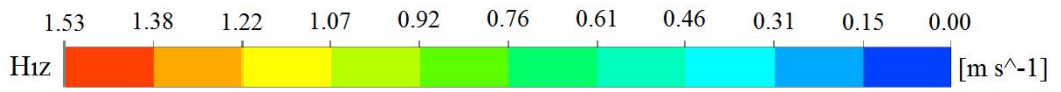
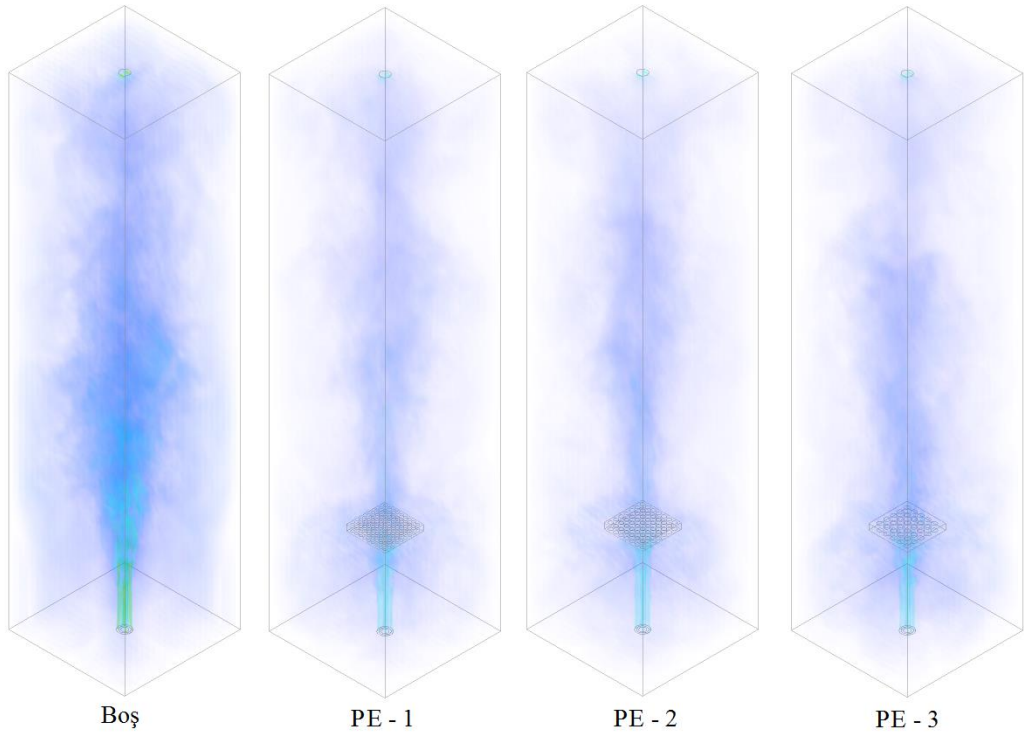


Şekil 3.55. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #3

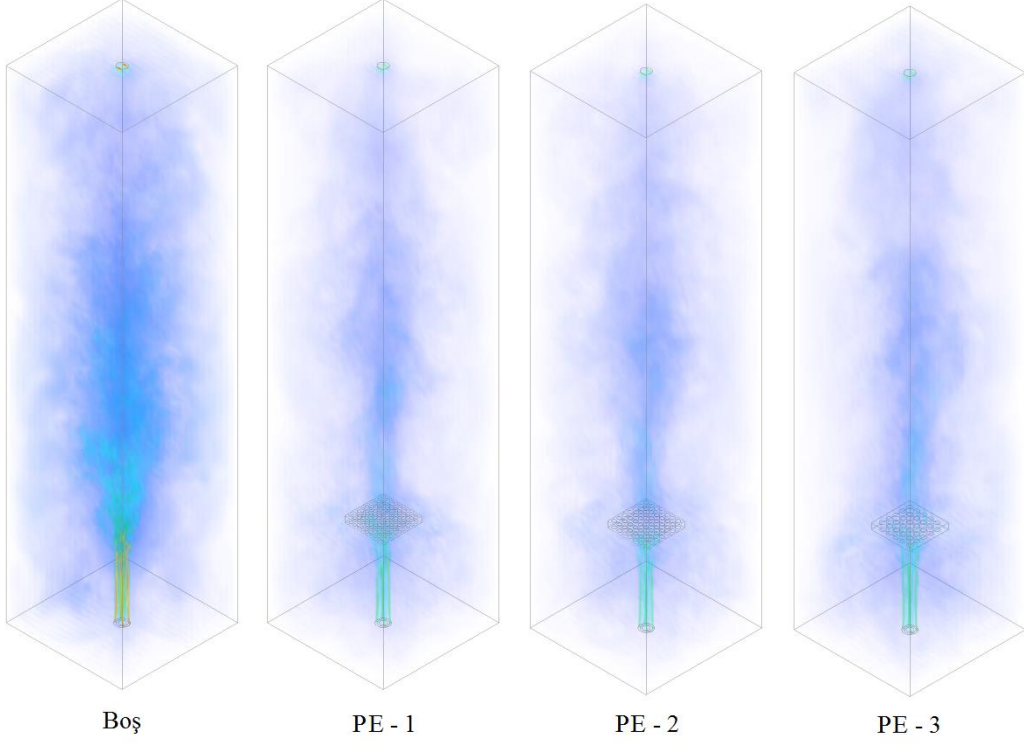


### Durum #4

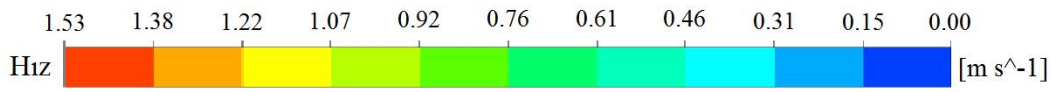
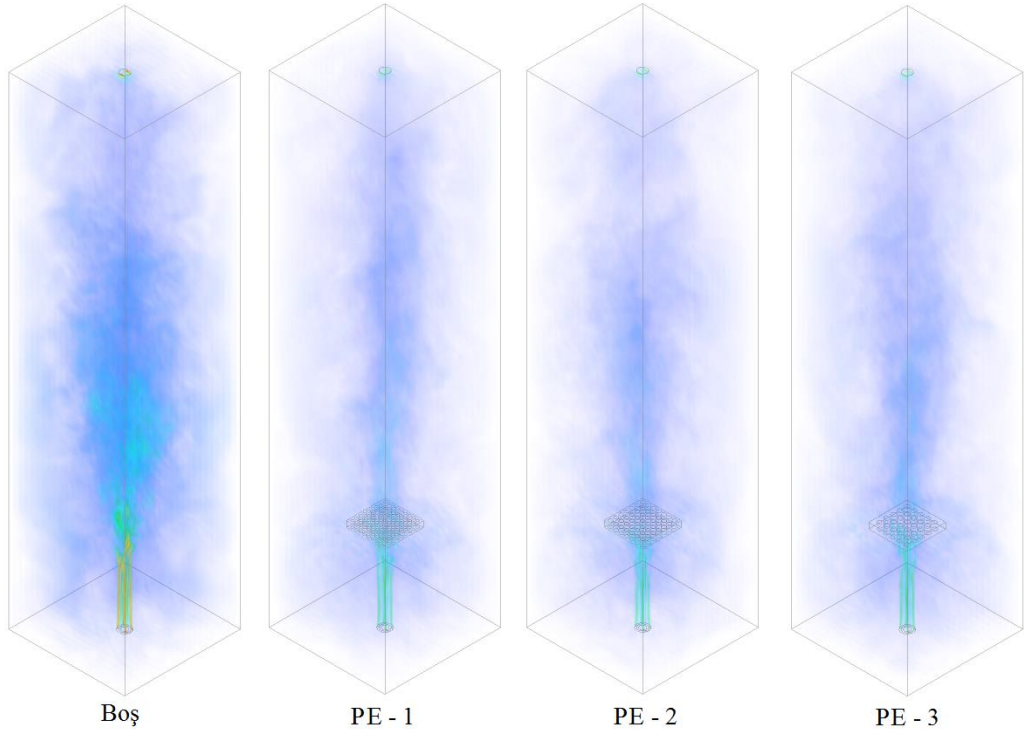


Şekil 3.56. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #5



### Durum #6



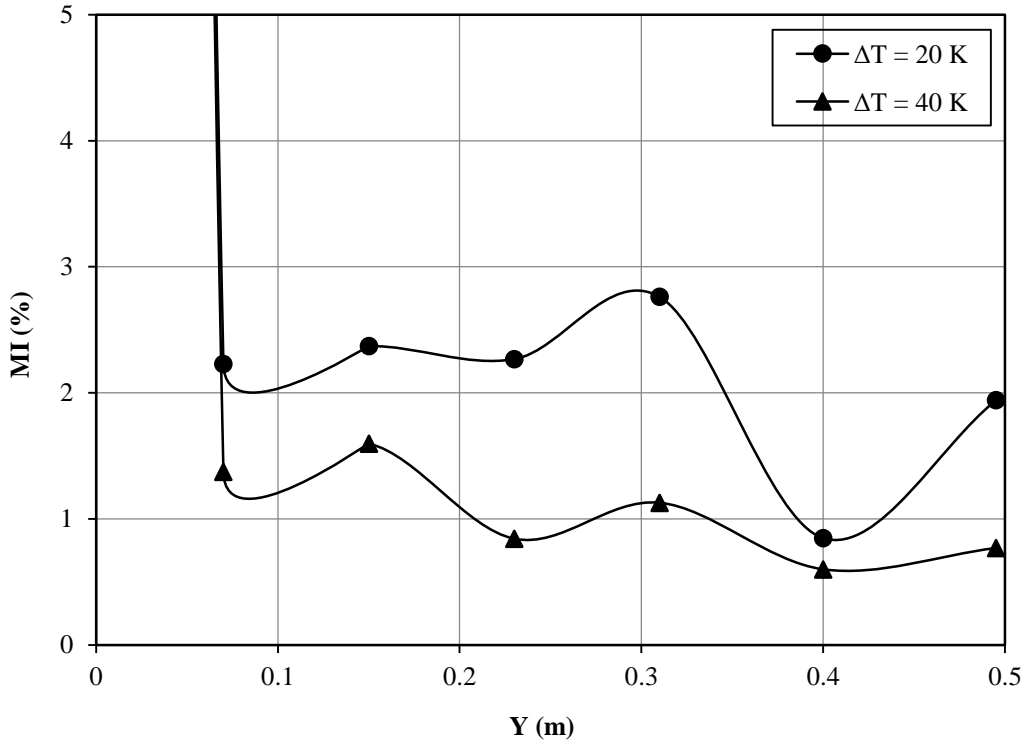
Şekil 3.57. Eş - merkezli jet gözenekli engel ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri



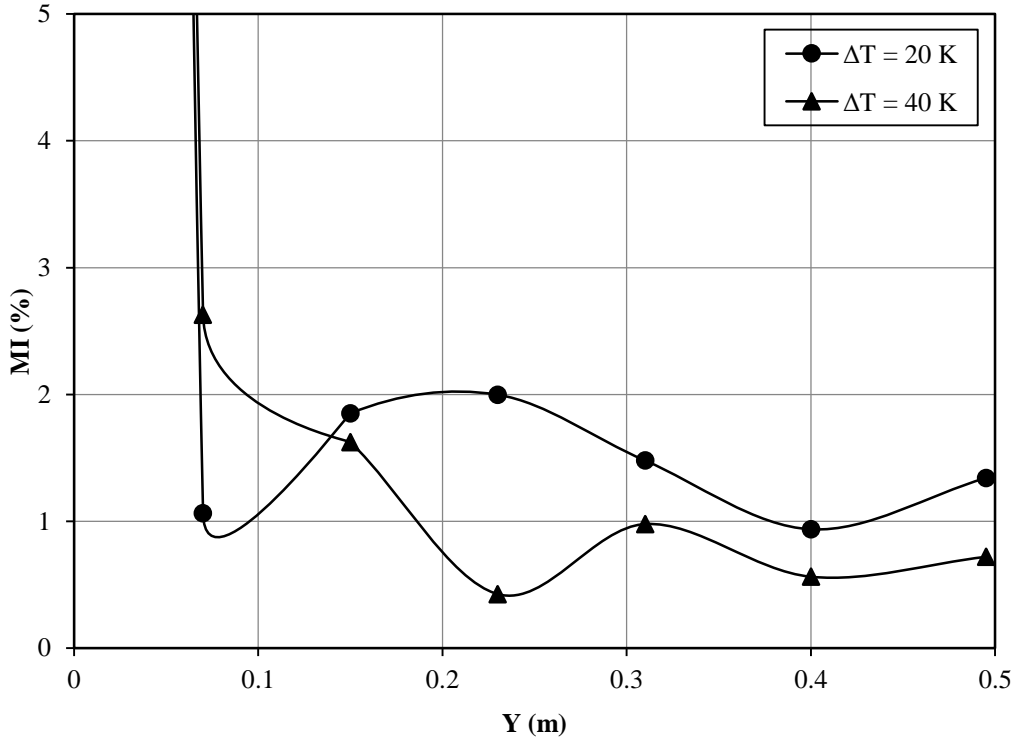
Şekil 3.54 – 3.57’de içerisine gözenekli engeller yerleştirilmiş test kanalının 4. saniyedeki hız profilleri 2D (orta düzlemde) ve 3D olarak boş kanal ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuçlar kanal içerisinde gözenekli engel kullanımının türbülanslı bölgeyi önemli ölçüde azalttığını göstermiştir.

### 3.2.3. Eş – Merkezli Jet (Sıralı Engel)

Eş – merkezli jet yerleştirilmiş kanalda kullanılan bir diğer engel türü de silindirik çubuklardan oluşan sıralı engel türüdür. Burada kanal içerisine jet girişine 9L ve 10L mesafede 0.5L çapında silindirik adyabatik çubuklardan oluşan iki sıra engel yerleştirilmiştir. Öncelikle tek sıra engel (TSE) daha sonra çift sıra engel (ÇSE) için deneyler yapılmış olup sonuçlar boş kanal ile karşılaştırılmıştır.



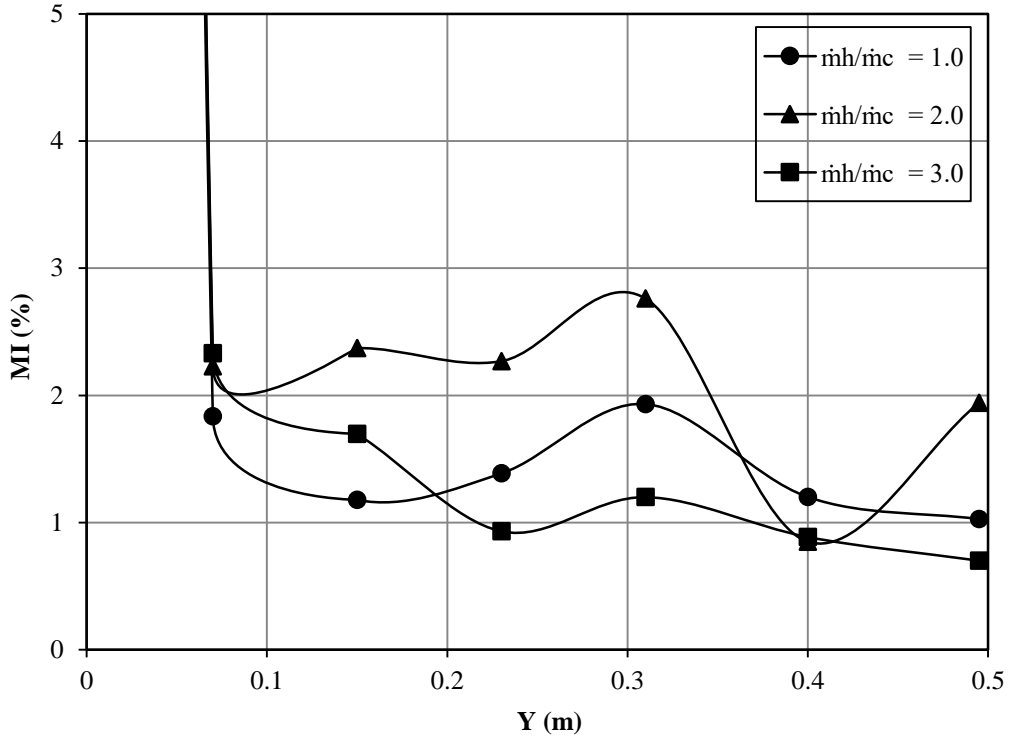
Şekil 3.58. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve  $mh / mc = 2$  için değişimi



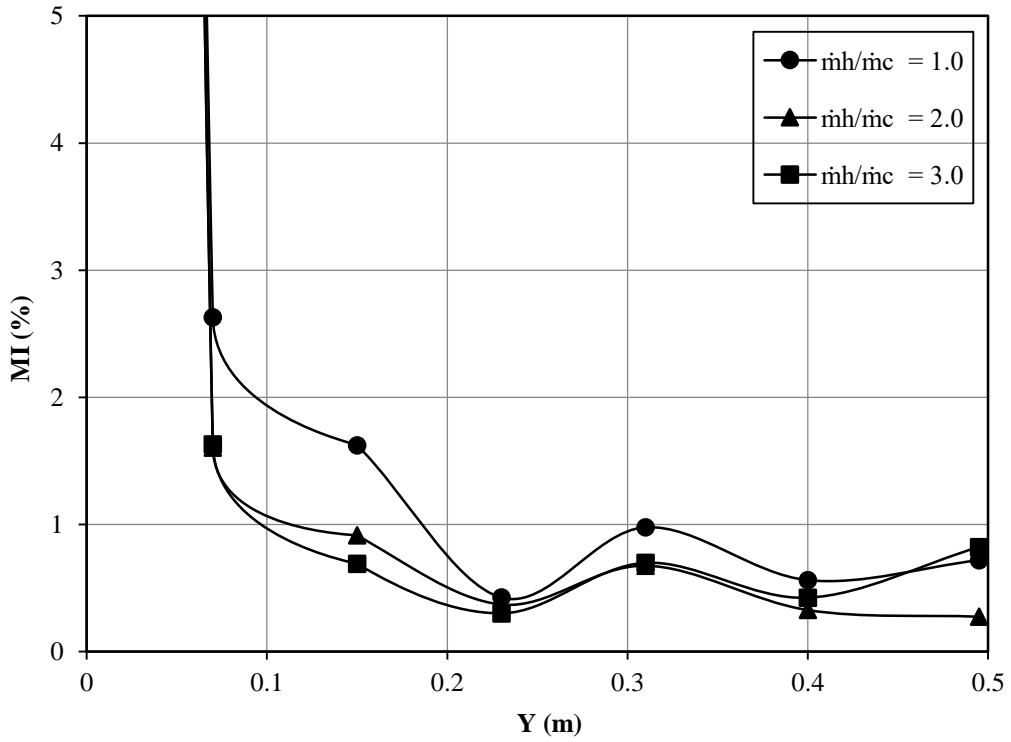
Şekil 3.59. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve  $\dot{m}h / \dot{m}c = 1$  için değişimi

Şekil 3.58 ve 3.59 sırasıyla TSE ve ÇSE yerleştirilmiş kanalda MI değerlerinin kanal boyunca farklı  $\Delta T$  değerleri için değişimini göstermektedir. Daha önceki geometrik parametrelerde  $\Delta T$  ile ilgili görülen durum burada da açık bir şekilde görülmektedir. Jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal içerisindeki ısı karışım iyileşmektedir. Isıl karışımın jetler arası sıcaklık farkından bu şekilde etkilenmesi akışkanın değişen termo – fiziksel özelliklerinden kaynaklanmaktadır.

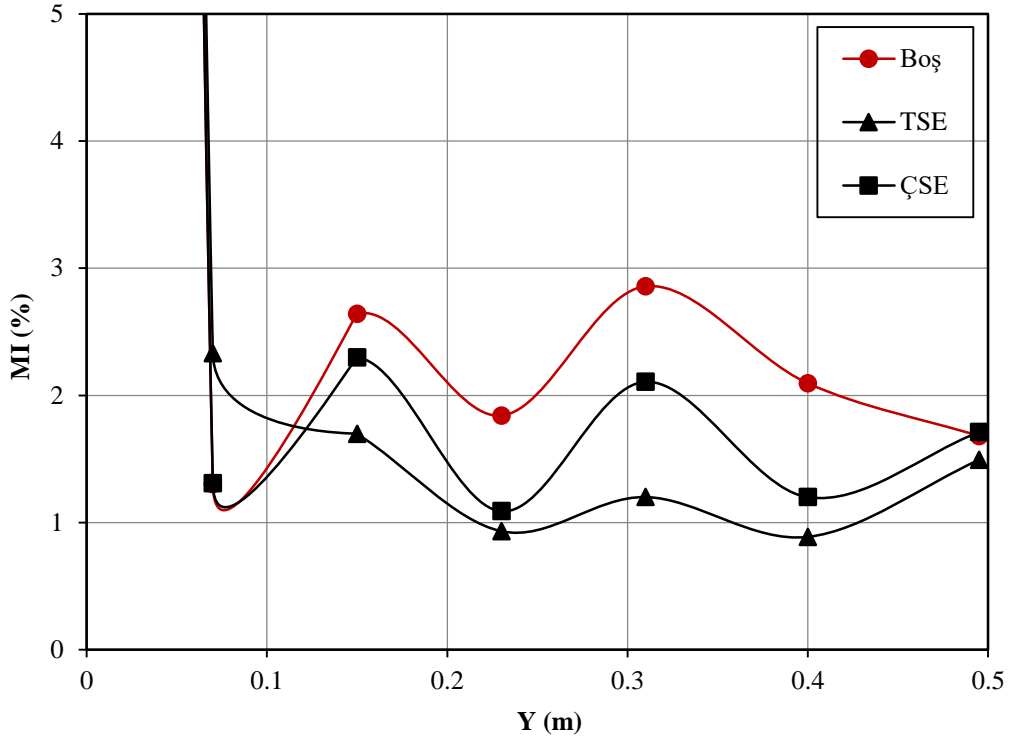
MI değerlerinin TSE ve ÇSE yerleştirilmiş kanalda farklı jet oranları için değişimi Şekil 3.60 ve 3.61’de verilmiştir. Her iki şekil karşılaştırıldığında debi oranının MI davranışları üzerindeki etkilerinin kanal içerisinde kullanılan engel türüne göre değiştiği görülmektedir. TSE durumunda debiler arasında MI değerleri %2 bandında değişirken bu değer ÇSE durumunda %1’in altına düşmektedir. Bununla birlikte her iki durumda da kanal boyunca en iyi ısı karışım sıcak jetin en baskın olduğu  $\dot{m}h / \dot{m}c = 3$ ’te görülmektedir. Bu durumun kanal içerisindeki yığın akışkan sıcaklığının artan değerlerinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



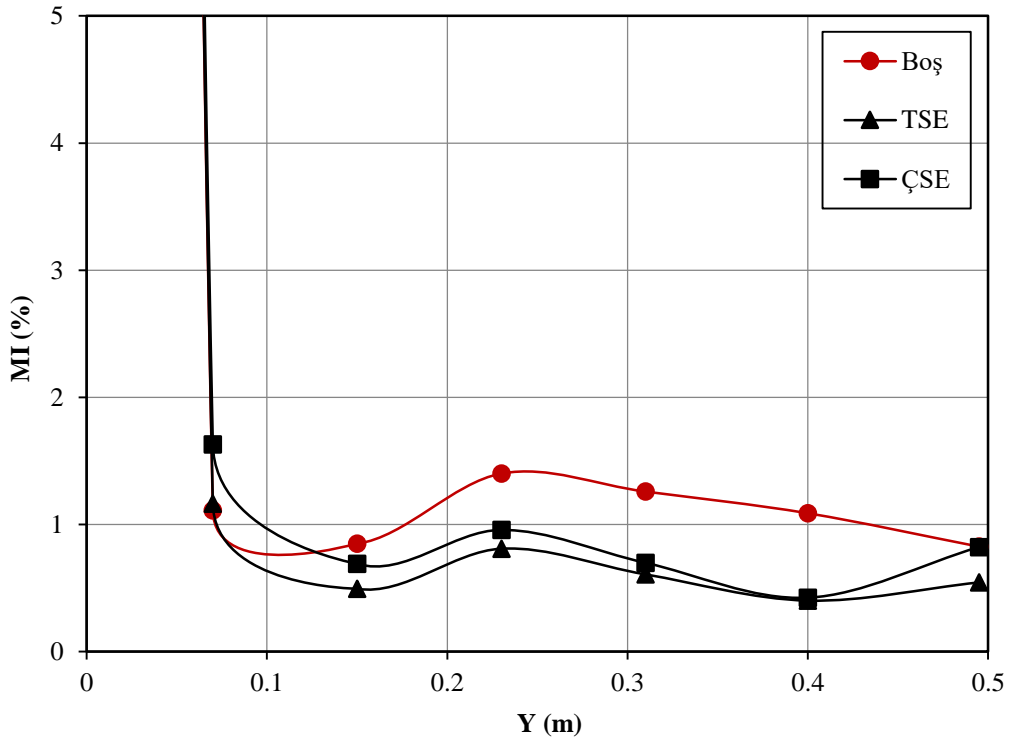
Şekil 3.60. Kanal boyunca MI değerlerinin TSE ve  $\Delta T = 20 K$  için değişimi



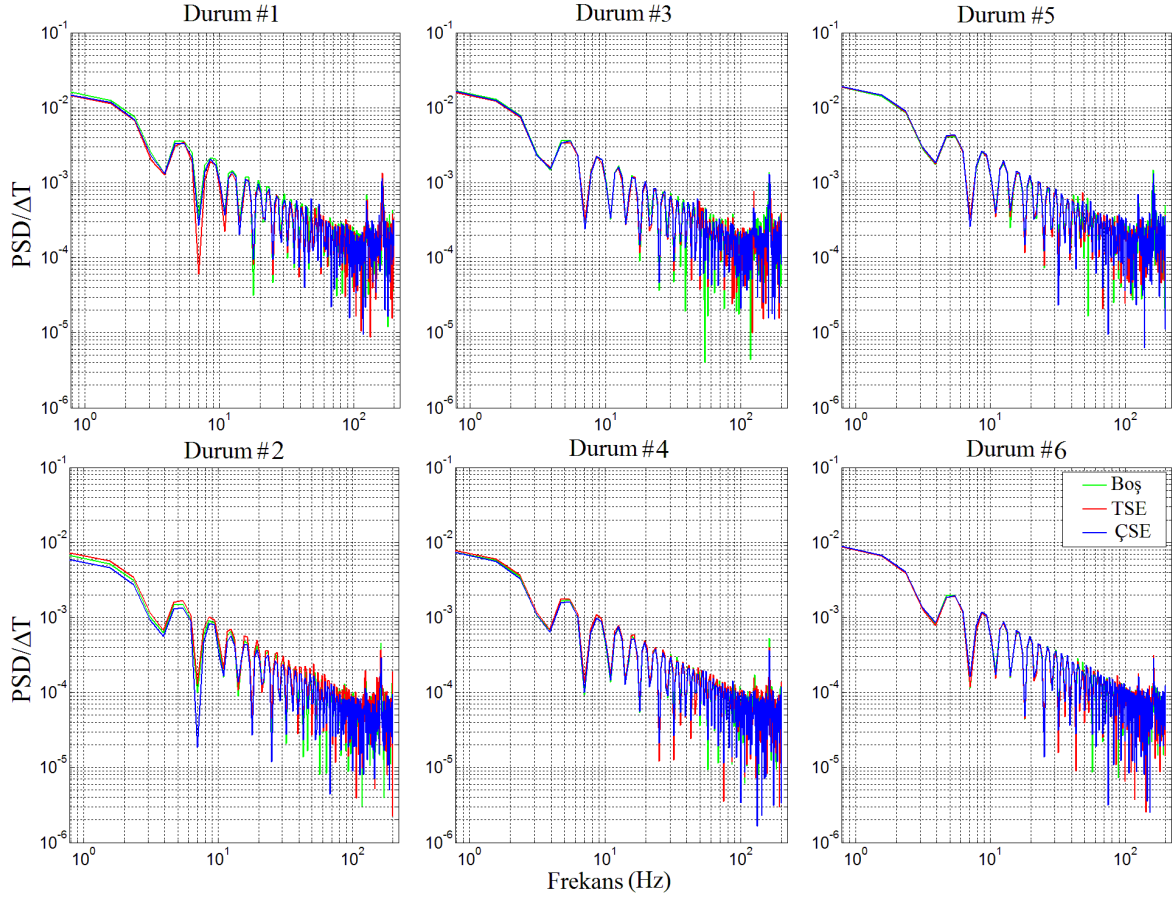
Şekil 3.61. Kanal boyunca MI değerlerinin ÇSE ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi



Şekil 3.62. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #5 için değişimi



Şekil 3.63. Sıralı engel MI değerlerinin kanal boyunca Durum #6 için değişimi



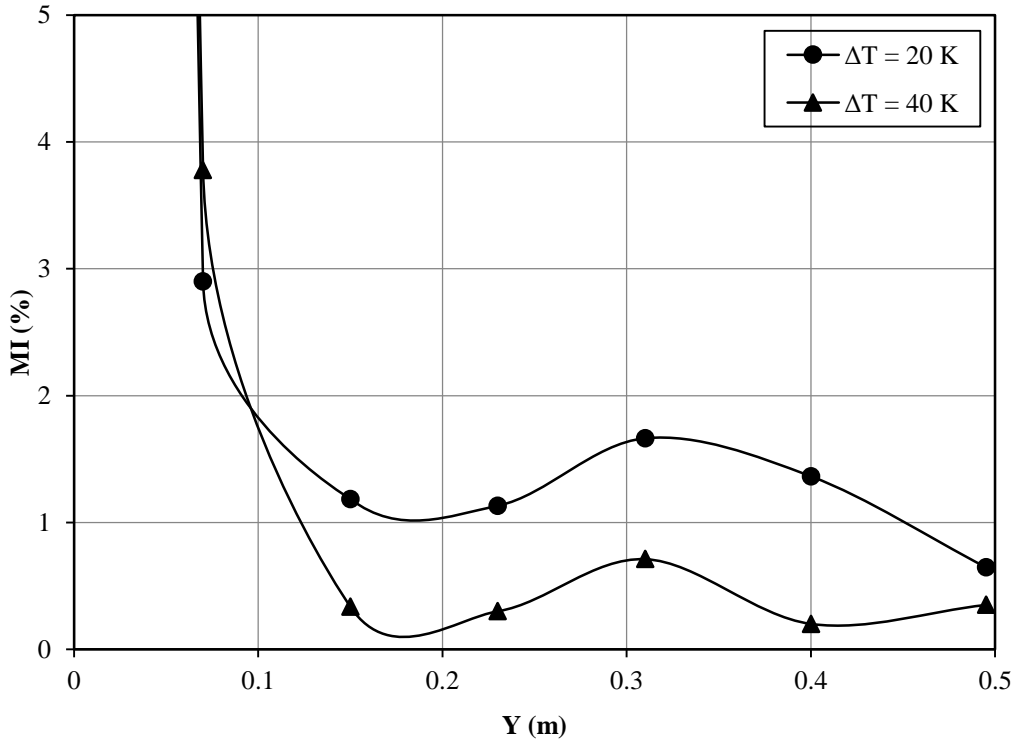
Şekil 3.64. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının güç yoğunluğu dağılımı

Şekil 3.62 ve 3.63'te sırasıyla 5 ve 6. durum için test kanalı içerisindeki MI değişimlerinin tek ve çift sıralı engel türleri için değişimleri verilmiştir. Burada her iki durumda da kullanılan pasif sıralı engeller kanal boyunca ısıl karışımında bir iyileşme meydana getirmiştir. Kanal boyunca en düşük MI değerlerinin TSE durumunda olduğu görülmektedir. Her iki şekil karşılaştırmalı olarak incelendiğinde 5. Durumda MI değerleri her üç durum için % 3 bandında değişiyor iken bu değişimler 6. Durumda % 1 bandına gerilemektedir. Bu durumun artan sıcaklık ile akışkanın termofiziksel yapısında meydana gelen değişimlerden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Kanal içerisinde etkin karışımın meydana geldiği türbülanslı bölge, sıcaklık çalkantılarının en yüksek genliklerde meydana geldiği bölgeyi teşkil etmektedir. Bu bölgedeki sıcaklık salınımları kullanılarak elde edilen güç yoğunluğu dağılımları bütün sınır şartı ve sıralı engel durumları için Şekil 3.64'te verilmiştir. Şekilde ısıl yorulmalara neden olan yüksek genlikteki sıcaklık salınımlarının farklı sınır şartı ve geometrik durumlar için önemli ölçüde değişmediği görülmektedir. Bütün durumlar için baskın sıcaklık frekansının 5 Hz civarında olduğu görülmektedir.

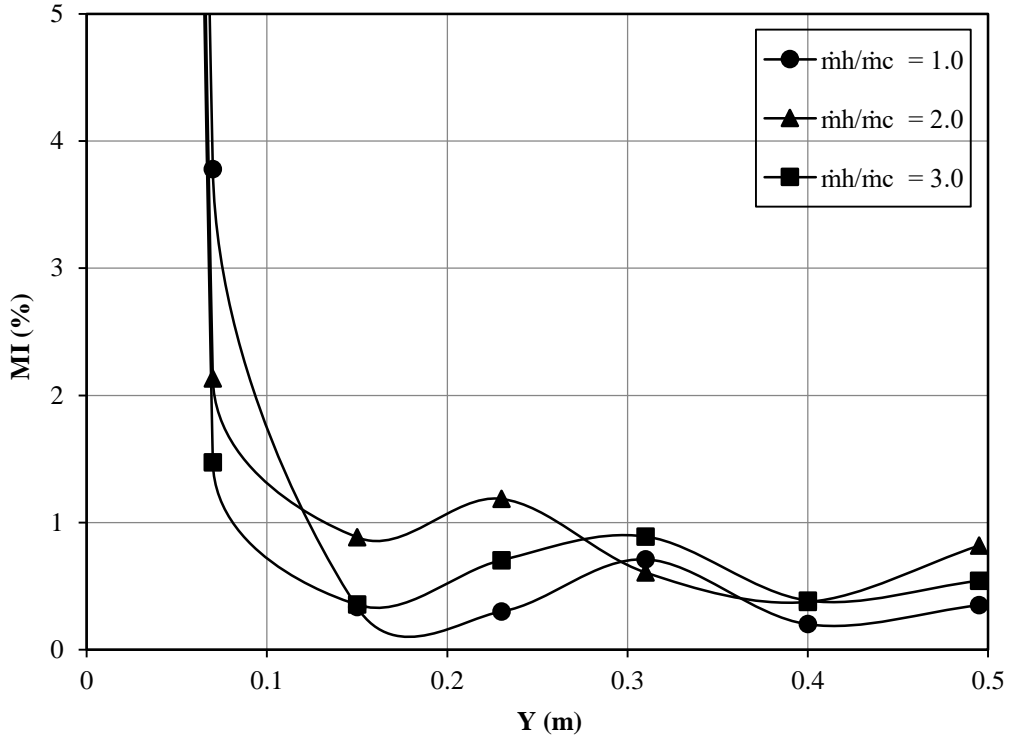
### 3.2.4. Eş – Merkezli Jet (Farklı Geometrideki Engeller)

Bu çalışmanın temel amaçlarından bir tanesi farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının değişik geometrik koşullar karşısında gösterdiği davranışların analiz edilmesidir. Bu amaçla bu bölümde, eş – merkezli jet akışının ısı karışım, sıcaklık çalkantılarının güç yoğunluğu dağılımı ve akış davranışlarının farklı geometrilerdeki engel yerleştirilmiş durumlar için değişimi analiz edilmiştir. Kanal içerisine Şekil 2.26’da geometrik özellikleri ve ölçüleri verilen düzlemsel [PE- I], dairesel[PE- (]ve V şekilli[PE- V] pasif engeller yerleştirilmiştir.

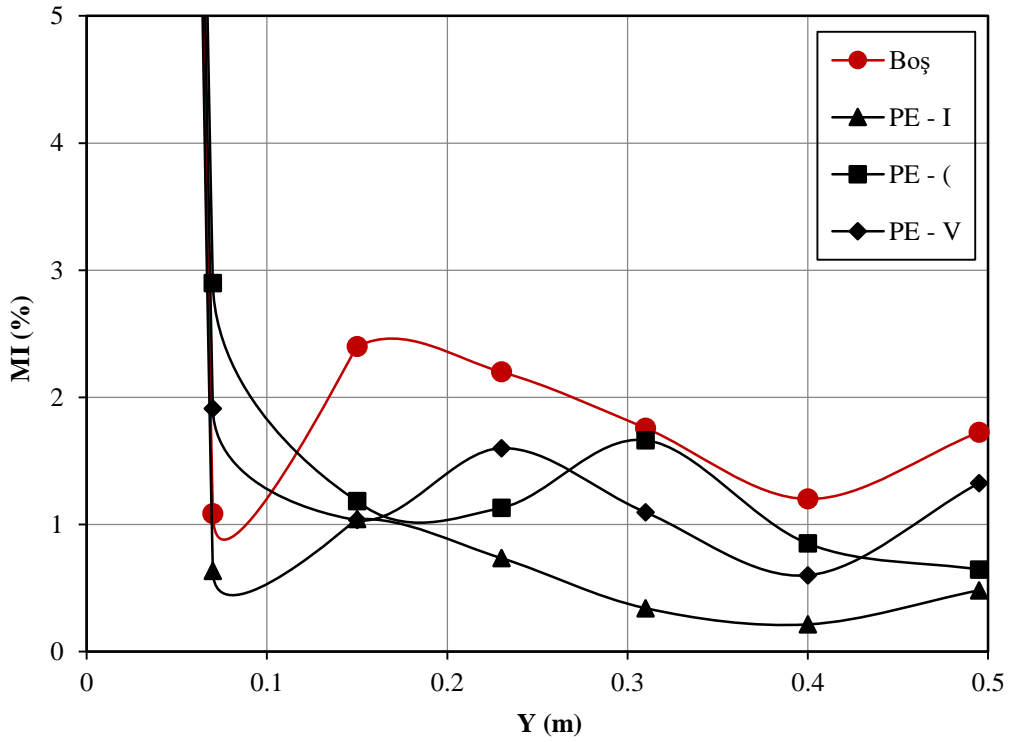


Şekil 3.65. Kanal boyunca MI değerlerinin PE - I ve  $mh / mc = 1$  için değişimi

Şekil 3.65’te MI değerlerinin farklı  $\Delta T$  değerleri için kanal boyunca değişimi verilmiştir.  $\Delta T = 40$  K durumunda MI değerleri kanalın büyük bir bölümünde % 1’in altındadır. Kanalın 0.1 m’den sonraki bölümünde düşük  $\Delta T$  değerlerinde MI değerlerinin bazı bölgelerde %2’ye yaklaştığı görülmektedir. Daha önceki analizlerde de görüldüğü gibi burada da jetler arası sıcaklık farkı arttıkça jetler arası ısı karışımında bir iyileşme görülmektedir.



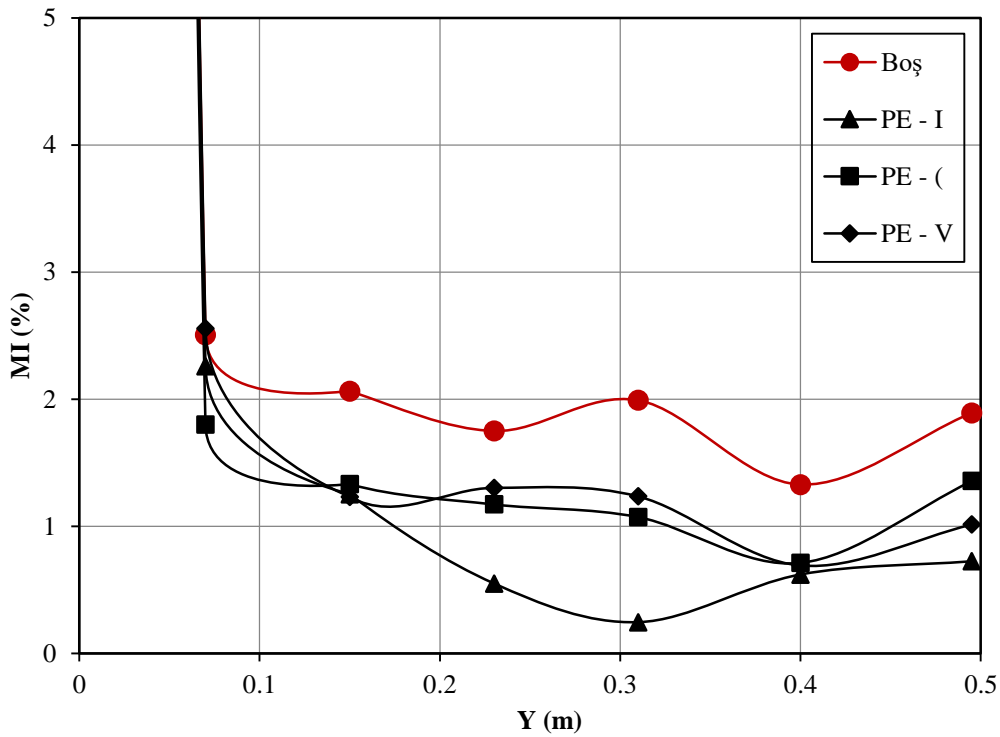
Şekil 3.66. Kanal boyunca MI değerlerinin PE - I ve  $\Delta T = 40 K$  için değişimi



Şekil 3.67. MI değerlerinin Durum #1'de farklı engel türleri için kanal boyunca değişimi

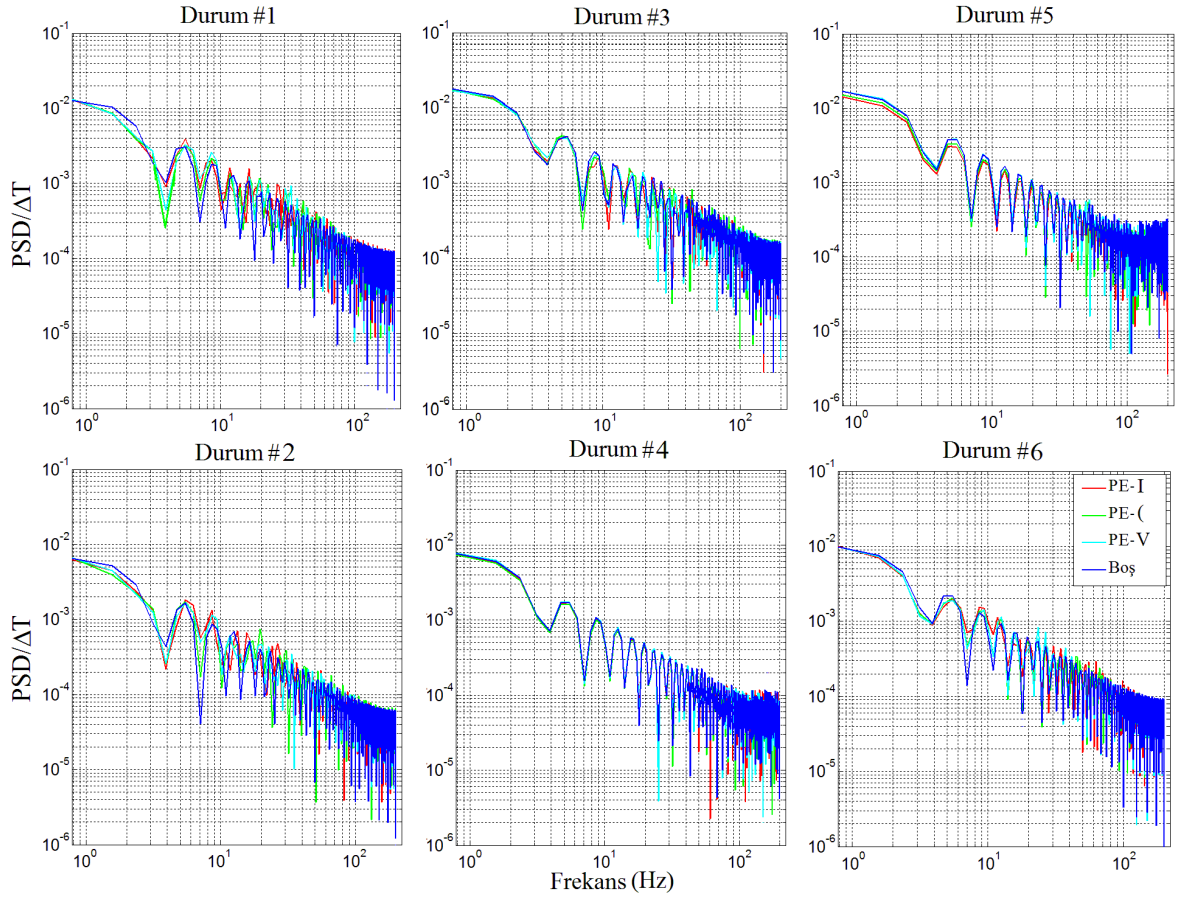
Jetler arası debi oranının kanal boyunca ısı karışım performansı üzerindeki etkileri Şekil 3.66’da verilmiştir. Değişen debi oranları bu geometrik durumda kanal boyunca ısı karışım üzerinde önemli bir etki gösterememiştir, bütün debi oranlarında MI değerleri genel olarak % 1’in altındadır. Bununla beraber kanal boyunca en etkili ısı karışım, jet kütleli debilerinin birbirine eşit olduğu durumda görülmektedir.

Şekil 3.67 ve 3.64’te farklı geometrik özelliklere sahip engellerin kanal boyunca MI değerleri üzerindeki etkileri 1. ve 3. durumlar için boş kanal ile karşılaştırmalı olarak vermektedir. Her iki durumda da pasif engel kullanımı genel olarak kanal boyunca ısı karışımında bir iyileşmeye neden olmuştur. Ayrıca engel türleri birbirleri ile karşılaştırıldığında en iyi ısı karışımın PE – I durumunda olduğu görülmektedir. Şekil 3.71 ‘de hız profilleri incelendiğinde PE – I engel durumunda akışta jet – engel arası bölgede bir döngü meydana gelmektedir. Diğer durumlarda akışkanın türbülanslı bölgesi bir miktar engel sonrası bölgeye geçebilmektedir. Kanal içerisinde en etkili ısı karışımın türbülanslı bölgede meydana geldiği bilindiğine göre, jet – engel arası bölgede meydana gelen bu akış döngüsünün kanalın genelindeki ısı karışım kalitesine olumlu yönde yansıdığı düşünülmektedir.



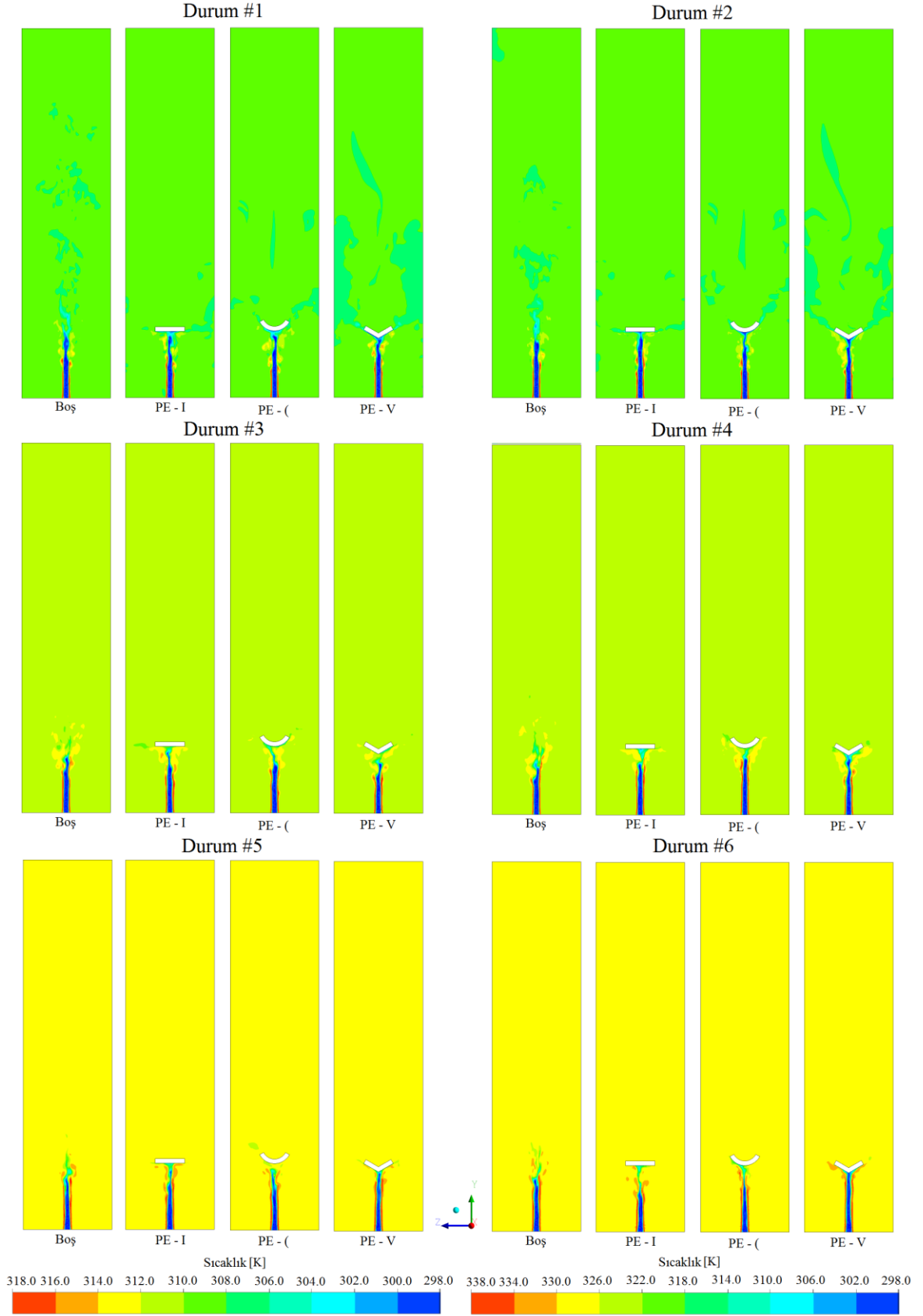
Şekil 3.68. MI değerlerinin Durum #3’te farklı engel türleri için kanal boyunca değişimi





Şekil 3.69. Etkin karışım bölgesindeki sıcaklık çalkantılarının güç yoğunluğu dağılımı

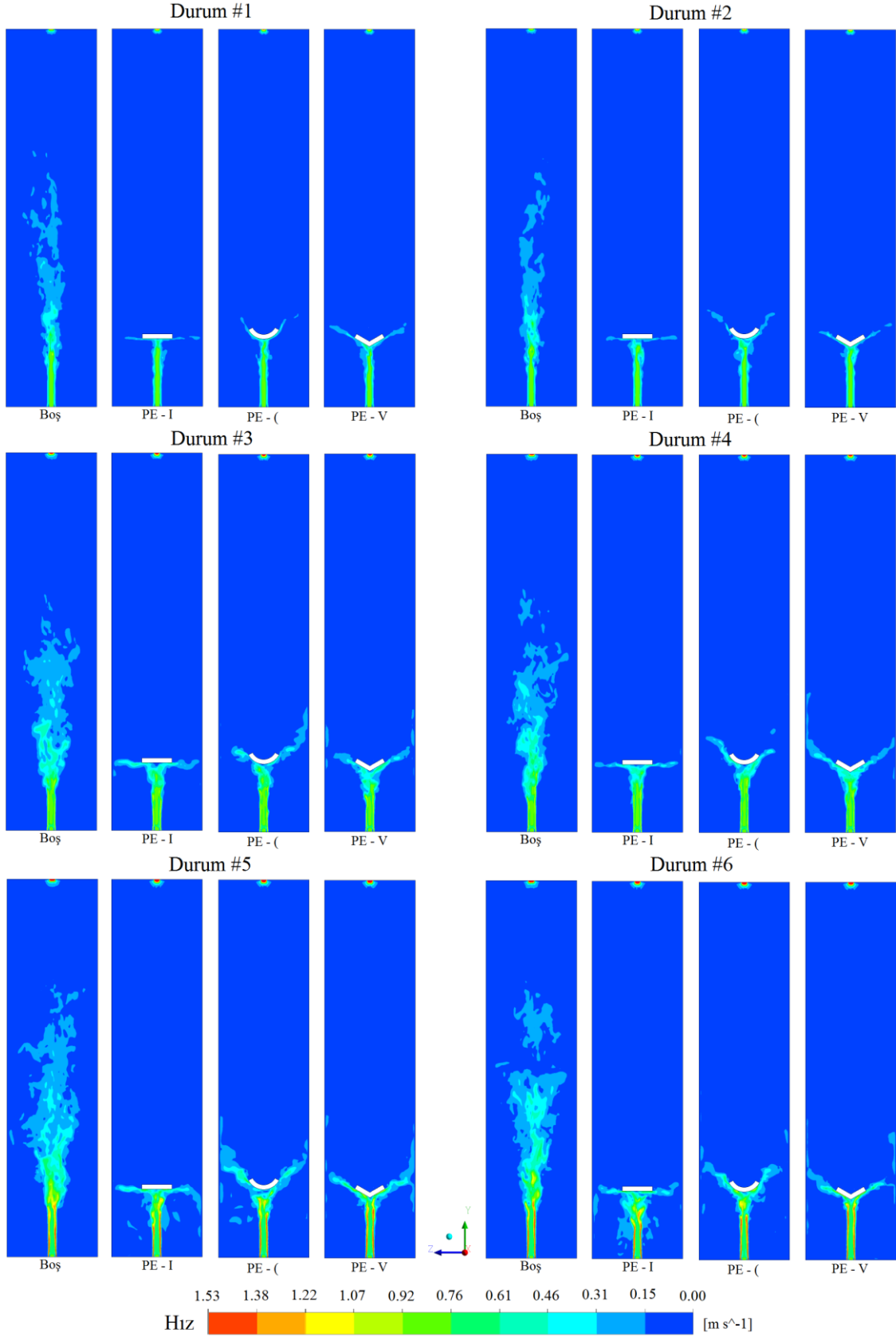
Şekil 3.69 kanal içerisinde etkin ısı karışımının meydana geldiği türbülanslı bölgedeki sıcaklık değişimlerine bağlı güç yoğunluğu dağılımını vermektedir. Şekilde sonuçlar bütün geometrik ve sınır şartı durumları için verilmektedir. Şekilde büyük genliklere sahip sıcaklık değişimlerinin belirlenen geometrik durumlardan önemli ölçüde etkilenmediği fakat düşük genlikteki sistem duvarları için bir risk oluşturmayan sıcaklık salınımlarının belirlenen geometrik parametrelerden az da olsa etkilendiği görülmektedir. Bütün durumlar için etkin karışım bölgesinde meydana gelen yüksek genlikteki sıcaklık salınımlarının 4 – 5 Hz civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 3.70. Eş – merkezli jet ve farklı geometrilerdeki engeller için 4. saniyedeki sıcaklık eş eğrileri

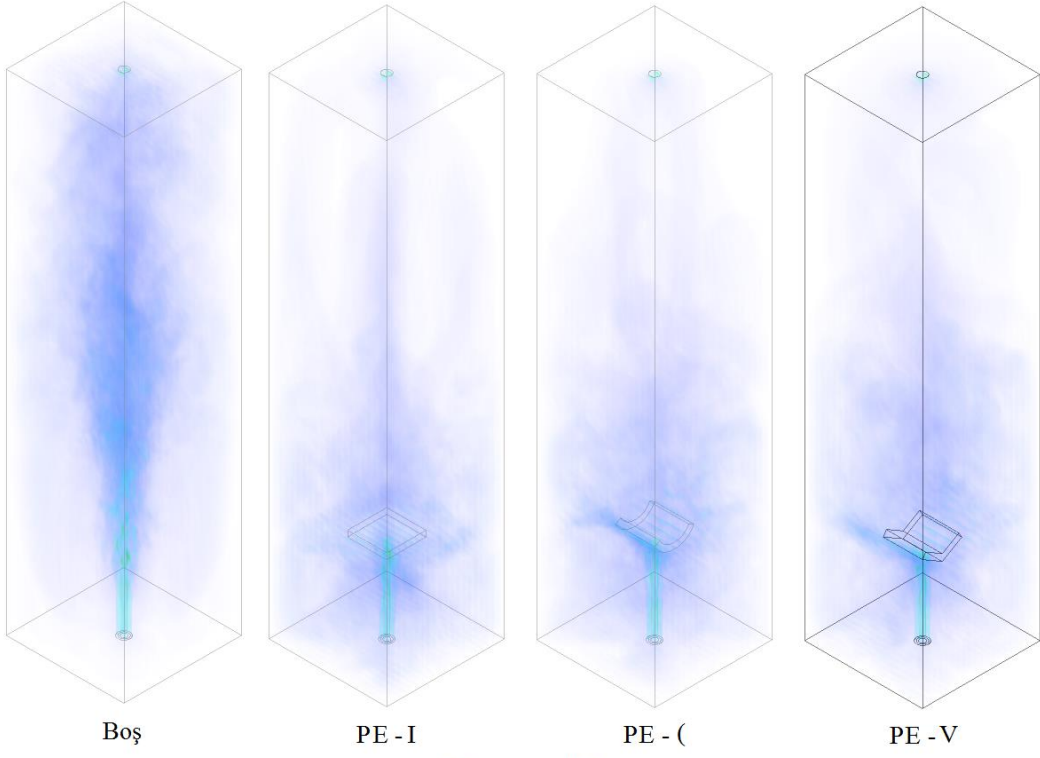
Şekil 3.70’te bütün geometrik durumlar ve sınır şartları için sıcaklık eş eğrilerinin 4. saniyedeki değişimleri verilmiştir. Şekilde engel kullanımı sonucu bazı durumlarda karışım bölgesinin boyunda bir azalma olduğu görülmektedir. Sıcak jetin kütleli debisi arttıkça artan sıcak akışkan baskınlığından dolayı beklendiği gibi kanal içerisindeki yığın sıcaklık artmış ve karışım bölgesinde bir küçülme tespit edilmiştir. Pasif engel kullanımı sonucu karışım bölgesinde meydana gelen sıcaklık salınımlarının duvarlara ulaştığı görülmektedir. Özellikle PE – V durumunda engel eş – merkezli jet akışını merkezden bölerek sıcak ve soğuk akışkan karışımını engel sonrası bölgeye ötelemektedir. Fakat bütün engel durumlarında kanal duvarlarına ulaşan sıcaklık salınımlarının düşük genlikte olduğu görülmektedir. Bu anlamda engel kullanımının kanal duvarları için ciddi termo – mekanik tehditler oluşturmadığı düşünülmektedir.

Farklı geometrik engeller ve sınır şartı durumları için hız profillerinin 4. saniyedeki değişimi Şekil 3.71 - 3.74’te verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi kanal içerisinde pasif engel kullanımı türbülans bölgesinde önemli azalmalara neden olmuştur. PE – I durumunda akış Jet – Engel arası bölgede bir döngü oluşturmaktadır. PE – ( ve PE – V durumlarında türbülanslı bölge nispeten engel sonrası bölgeye geçmektedir. Sıcak jet kütleli debisi arttıkça türbülans bölgesinde özellikle akış yönünde bir büyüme görülmektedir.

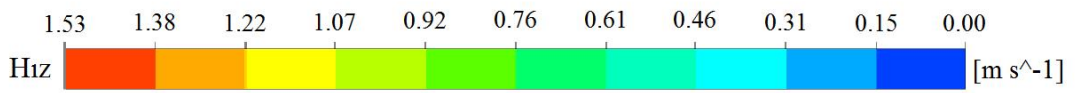
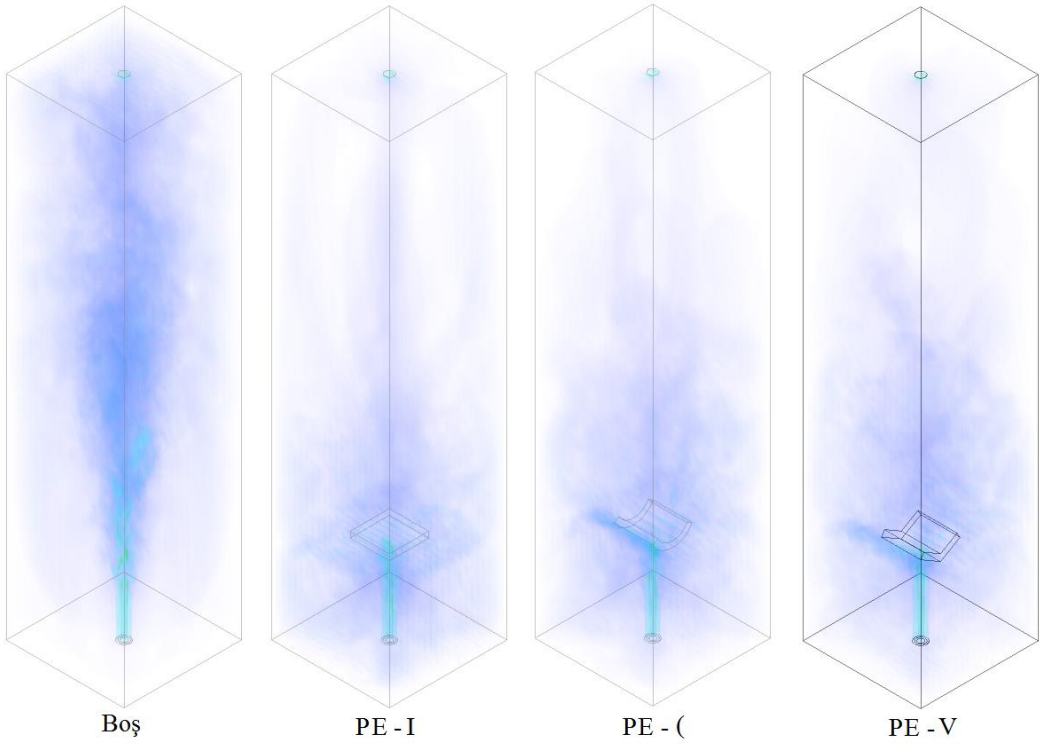


Şekil 3.71. Eş – merkezli jet ve farklı geometrilerdeki engeller için 4. saniyedeki hız profilleri

### Durum #1

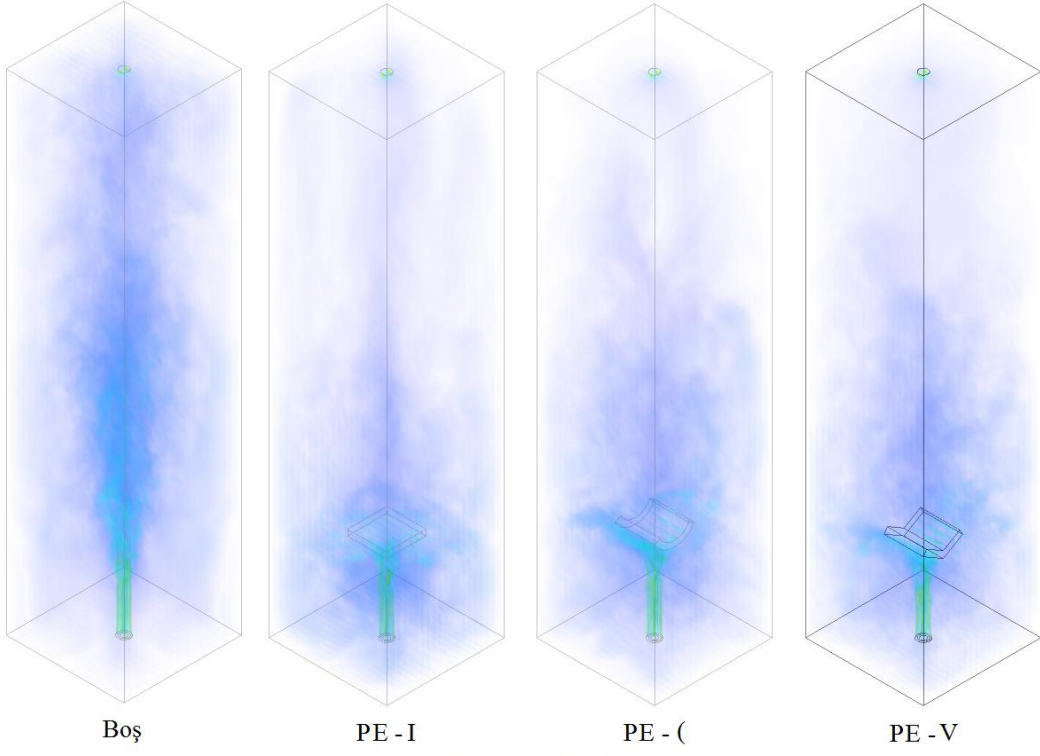


### Durum #2

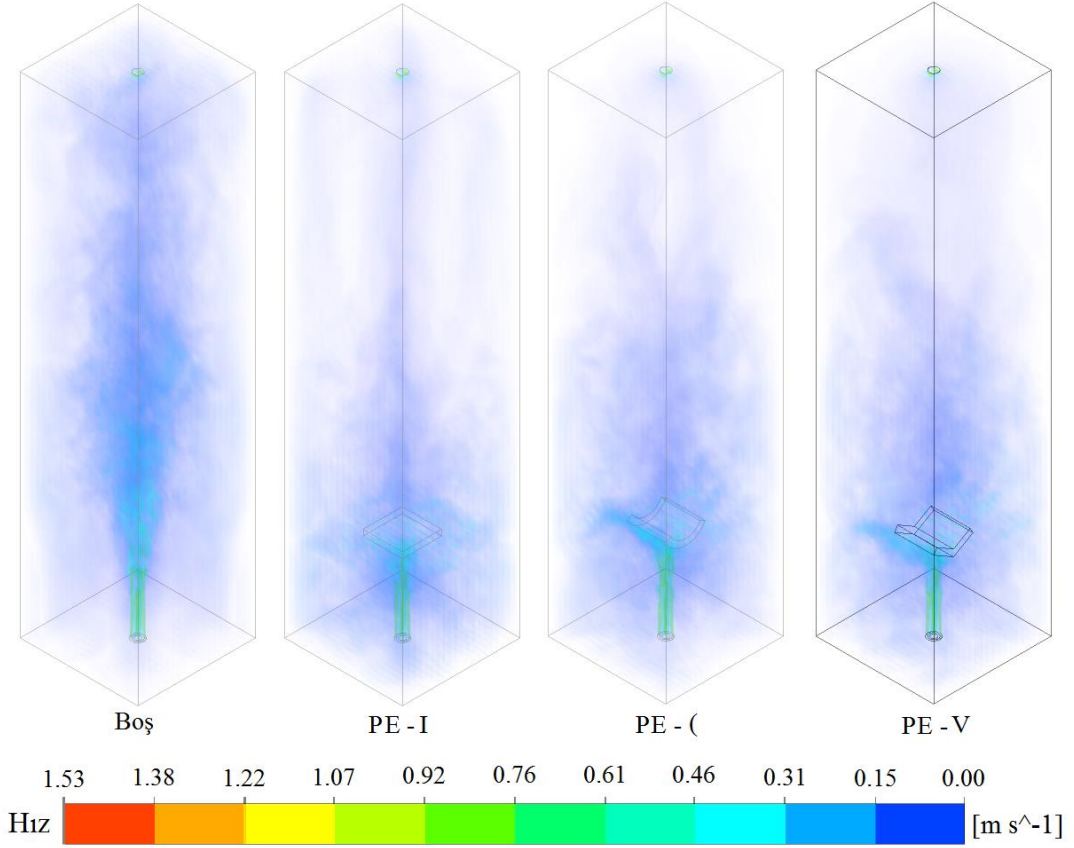


Şekil 3.72. Eş - merkezli jet ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 1$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #3

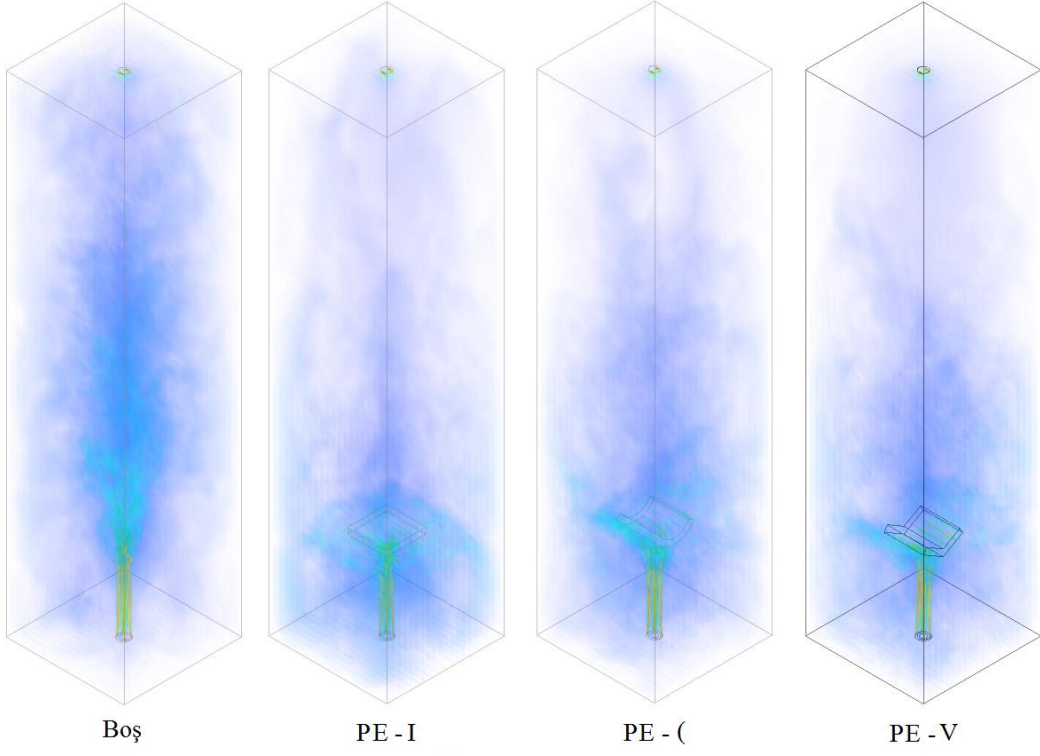


### Durum #4

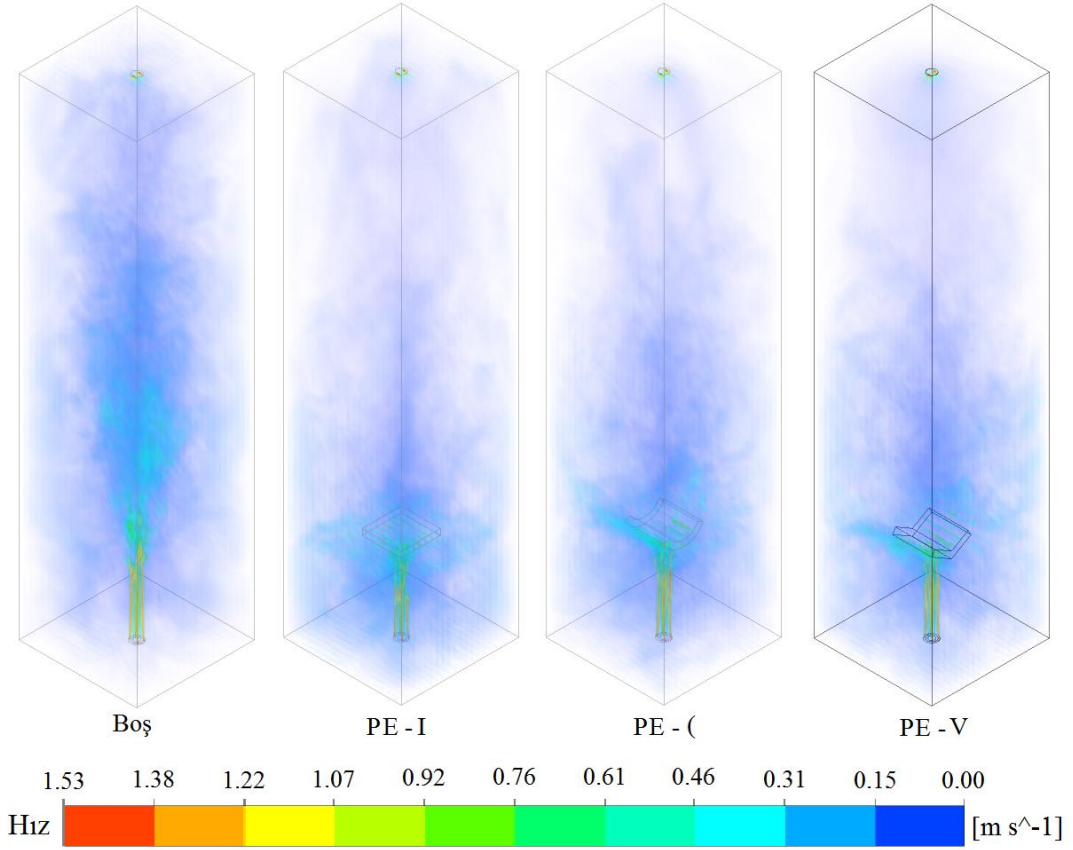


Şekil 3.73. Eş - merkezli jet ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

### Durum #5



### Durum #6



Şekil 3.74. Eş - merkezli jet ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 3$  için 4. saniyedeki 3D hız profilleri

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada kere kesitli sınırlı bir kanadaki farklı sıcaklıklara sahip paralel ve eş – merkezli jet akışlarının termofiziksel özellikleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Kanal içerisine farklı geometrik özelliklere sahip üç tür engel yerleştirilmiştir. Bu engellerin kanal içerisindeki akışkanın ısı karışım, sıcaklık salınımlarının güç yoğunluğu dağılımı ve akış davranışları üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde analiz edilmiştir. Çalışmada soğuk jetin sıcaklığı ve kütleli debisi sabit tutulurken sıcak jetin sıcaklığı ve kütleli debisi kademeli olarak arttırılmıştır. Sıcaklık ve kütleli debi parametrelerine bağlı olan altı temel sınır şartı için analizler yapılmıştır. Bütün çalışma parametrelerinde türbülanslı akış rejimi kullanılmıştır. Problemin sayısal modellemesinde Large Eddy Simulation türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel kısmı için de özgün bir deney seti üretilmiştir. Elde edilen sayısal ve deneysel veriler birbiriyle karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Verilerin değerlendirilmesinde temel olarak üç tür yaklaşım uygulanmıştır. Öncelikle farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının kanal içerisindeki ısı karışım davranışları MI grafikleri kullanılarak irdelenmiştir. Daha sonra kanal içerisinde en yüksek genlikteki sıcaklık salınımlarının gerçekleştiği türbülanslı bölgedeki sıcaklık değişimlerinin güç yoğunluğu dağılımı PSD grafikleri ile analiz edilmiştir. Burada kanalın bu bölgesinde meydana gelen sıcaklık değişimlerinin ısı yorulma kaynaklı bir risk oluşturup oluşturmadığı tespit edilmiştir. Kanal içerisinde belirlenen riskli bölgelerin nerelere kadar etkili olduğu sıcaklık eş eğrileri kullanılarak belirlenmiştir. Analizlerin son bölümünde ise iki ve üç boyutlu hız profilleri kullanılarak akışkanın türbülans yapısının belirlenen sınır şartı ve geometrik durumlardan nasıl etkilendiği saptanmıştır.

Analizlerde kullanılan jet modelleri (Paralel ve Eş – merkezli jet) birbirinden bağımsız olarak kendi içlerinde analiz edilmiştir. Çünkü her iki model birbiriyle bağlantısı olmayan endüstriyel mekanizmaları yansıtmaktadır. Çalışmanın ilk bölümünde paralel jet modelinin termofiziksel özellikleri irdelenmiştir. Burada öncelikle boş kanalda farklı  $\Delta T$  değerleri ve  $\dot{m}_h / \dot{m}_c$  oranlarının akışın termofiziksel özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Hem paralel hem de eş – merkezli jet ile yapılan bütün analizlerde jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal içerisindeki ısı karışımın iyileştiği görülmüştür.



Burada kanal içerisindeki yığın sıcaklığın artan değerleri ile akışkanın değişen termofiziksel özelliklerinin (viskozitenin sıcaklıkla azalması gibi) böyle bir sonuçta etkili olduğu düşünülmektedir. Sıcak jet kütleli debisi arttıkça boş kanalda ısı karışımının iyileştiği görülmüştür. Paralel jet akışında etkin karışımın gerçekleştiği türbülans bölgesinde elde edilen PSD sonuçları buradaki yüksek genlikteki sıcaklık salınımlarının 5 Hz civarında olduğunu göstermektedir. Sayısal ve deneysel veriler PSD grafiklerinde birbirleriyle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Burada da görüldüğü gibi, sonuçlar deneysel ve sayısal verilerin birbiriyle oldukça uyumlu olduğunu göstermektedir. Sıcaklık eş eğrileri, tespit edilen yüksek genlikli sıcaklık salınımlarının kanaldaki yığın sıcaklıktaki akışkan içerisinde duvarlara ulaşmadan sönmüldüğünü göstermektedir. Sıcak jetin kanaldaki baskınlığı arttıkça türbülanslı bölge kanaldaki durağan akışa daha çabuk baskın gelmekte ve jet girişine yaklaşmaktadır. Elde edilen hız profili sonuçları, sıcak jetin kütleli debisi arttıkça türbülans alanının hem akış yönünde hem de yanal yönde büyüdüğünü göstermektedir. Sıcak akışkanın kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça azalan viskozite ile ilişkili olarak artan momentumdan dolayı jetler daha çabuk türbülanslı rejime geçmektedir.

Paralel jet çalışmasının ikinci bölümünde kanal içerisinde farklı geometrik özelliklere ve gözeneklilik değerlerine sahip pasif engeller kullanılmıştır. Bu engeller ile yapılan bütün deney ve simülasyonlarda jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanal içerisindeki ısı karışım iyileşmiştir. Jetler arası momentum oranının ısı karışım üzerindeki etkilerine bakıldığında PE – 2 durumu hariç diğer iki durumda jet momentum oranı arttıkça ısı karışımında bir iyileşme gözlemlenmiştir. PE – 2, gözenekli engeller arasında en yüksek gözeneklilik değerine sahip engeldir. Bu engel durumunda diğer engellere göre daha yüksek kalitede bir ısı karışım sağlanmıştır. Bu durumun engelin yüksek geçirgenlik değeri ile ilgili olduğu düşünülmektedir. Gözenekli engel kullanımı boş kanal ile karşılaştırıldığında, genel olarak kanal içerisinde ısı karışımında bir iyileşme sağlamıştır. Gözenekli engel yerleştirilmiş kanalda bütün sınır şartı ve engel durumlarında etkin karışım bölgesindeki baskın sıcaklık frekansı 5 Hz olarak tespit edilmiştir. Sonuçlar bu salınımların düşük gözeneklilik değerlerine sahip engellerde genliği bir miktar düşerek kanal duvarlarına ulaştığını göstermektedir. Genel olarak en yüksek gözeneklilik değerine sahip PE – 2 yerleştirilmiş kanalda sıcaklık salınımlarının kanal duvarları için bir tehdit oluşturmadığı tespit edilmiştir. Kanal içerisinde gözenekli engel kullanımı türbülanslı

bölgenin kapladığı hacmi küçültmüştür. Fakat PE – 2 durumunda türbülanslı bölgenin boyu akış yönünde artmış ve yanal yönde azalmıştır.

Paralel jet çalışmasının son bölümünde kanal içerisinde 0.5L çaplarındaki silindirik çubuklar pasif engel olarak kullanılmıştır. Engeller kanal içerisinde jet girişlerine 9L mesafede tek ve çift sıralı olarak yerleştirilmiştir. MI sonuçları jetler arası momentum oranının kanaldaki ısı karışım üzerinde oldukça etkili olduğunu ve sıcak jet kütleli debisinin arttıkça ısı karışımının iyileştiğini göstermektedir. Bütün durumlarda engel kullanımı boş kanala göre daha etkili bir ısı karışım sağlamıştır. En etkili ısı karışım tek sıralı engel kullanıldığı durumda görülmüştür. Bu durumun çift sıralı engel kullanıldığı durumda azalan engel geçirgenliğinden kaynaklandığı düşünülmektedir. PSD sonuçları kanal içerisinde baskın sıcaklık frekansının 4-5 Hz civarında olduğunu göstermektedir. Sıcaklık eş eğrilerine bakıldığında sıralı engeller yerleştirildiğinde bu salınımların düşük genlikte duvarlara ulaştığı, fakat sıcak jetin kanaldaki baskınlığı arttıkça bu riskin azaldığı görülmektedir. Jetler arası sıcaklık farkı arttıkça kanaldaki etkin karışım bölgesinin etki alanı genel olarak artmıştır. Hız profilleri, sıralı engel kullanımının genel olarak kanaldaki türbülanslı bölgeyi azalttığını göstermiştir. Ayrıca sıcak jetin kanal içerisindeki baskınlığı arttıkça türbülanslı bölgenin büyüklüğü beklendiği gibi artmıştır.

Bu çalışmanın ikinci bölümünde aynı eksen üzerine konumlandırılmış (eş – merkezli) ve farklı sıcaklıklarda iki jet akışının termofiziksel özellikleri kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır. Merkezde bulunan jet soğuk ve çevredeki jet ise nispeten daha sıcaktır. Eş – merkezli jet analizinde paralel jette olduğu gibi üç tür yaklaşım uygulanmıştır. Birinci yaklaşımda farklı sıcaklıklardaki jet akışlarının kanal içerisindeki ısı karışım davranışları MI grafikleri kullanılarak analiz edilmiştir. İkinci yaklaşımda sıcak ve soğuk akışkanın etkin bir şekilde karışımının meydana geldiği bölgelerde oluşan maksimum sıcaklık salınımlarının analizi ve bu salınımların kanal duvarlarına ulaşip ulaşmadığı belirlenmiştir. Son olarak test kanalında jet akışlarından dolayı meydana gelen türbülanslı akış davranışları incelenmiştir. Boş kanalda ve bütün engelli durumlarda jetler arası sıcaklık farkı arttıkça ısı karışımının genel olarak iyileştiği görülmüştür. Jetler arası farklı momentum oranlarının MI değerleri üzerindeki etkileri incelendiğinde en iyi ısı karışımının  $\dot{m}_h / \dot{m}_c = 2$  debi oranında olduğu görülmektedir. Bununla birlikte bütün momentum oranları için MI değerleri %1 civarındadır. Kanalın etkin karışım bölgesindeki yüksek genlikli sıcaklık salınımları 5 Hz civarındadır. Kanal duvarları için ısı gerilme

kaynaklı riskler oluşturabilecek bu salınımlar boş kanalda duvarlara ulaşmadan yığın sıcaklık içerisinde sönümlenmektedir.

Sıcak jetin kütleli debisi arttıkça artan momentumdan dolayı türbülanslı bölge hem akış yönünde hem de yanal yönde büyümektedir. Jetler arası sıcaklık farkı arttıkça türbülans yapısında kayda değer değişimler gözlenmemiştir.

Eş – merkezli jet çalışmasının ikinci bölümünde kanal içerisine farklı geometrik özelliklere sahip gözenekli düzlemsel engeller yerleştirilmiştir. Burada engellerin gözeneklilik değerlerinin jet akışlarının termofiziksel özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Gözenekli engel yerleştirilmiş kanalda jetlerin momentum oranları ile ilgili yapılan ısı karışım analizlerinde sıcak jetin kütleli debisinde yapılan artışların kanal boyunca ısı karışım davranışlarının önemli ölçüde etkilemediği görülmüştür. Jet debilerinin eşit olduğu durumlarda genel olarak en iyi ısı karışımları tespit edilmiştir. Kanal içerisinde gözenekli engel kullanımı boş kanal ile karşılaştırıldığında ısı karışımında bir iyileşme sağlamıştır. En iyi ısı karışım en yüksek gözeneklilik değerine sahip engelde görülmüştür. Gözenekli engel ile yapılan bütün sayısal ve deneysel analizlerde sıcaklık salınımlarının en yüksek genlikte olduğu bölgelerde baskın sıcaklık frekans 5 Hz mertebesinde dir. Yüksek genlikteki bu sıcaklık frekansının bazı engel durumlarında kanal duvarlarına ulaştığı görülmektedir. Engellerin gözeneklilik değerleri arttıkça sıcak ve soğuk akışkanın ilk buluşma hızı artmaktadır. Bu durum jetlerin ısı dengeye daha çabuk ulaşması anlamına gelmektedir. Sıcaklık eş eğrilerinde elde edilen bu sonuç MI sonuçlarıyla da oldukça uyumludur. Hız profilleri ile ilgili sonuçlar kanal içerisine gözenekli engel yerleştirmenin türbülanslı bölgeyi önemli ölçüde azalttığını göstermiştir.

Eş – merkezli jet analizlerinde kullanılan bir diğer engel türü de silindirik çubuklar kullanılarak elde edilen tek ve çift sıralı engel türüdür. MI sonuçları jet momentum oranlarının ısı karışım üzerindeki etkilerinin kanal içerisinde kullanılan engel türünden önemli ölçüde etkilendiğini göstermiştir. TSE durumunda debiler arasında MI değerleri %2 bandında değişirken bu değer ÇSE durumunda %1'in altına düşmektedir. Bununla birlikte her iki durumda da kanal boyunca en iyi ısı karışım sıcak jetin en baskın olduğu  $m\dot{h} / m\dot{c} = 3$ 'te görülmektedir. Kanal içerisinde sıralı engel kullanımı ısı karışım üzerinde olumlu bir etki meydana getirmiştir ve en iyi ısı karışım tek sıralı engel kullanılan durumda görülmüştür.

Eş – merkezli jet çalışmasının son bölümünde farklı geometrik yapılarda pasif engeller kullanılmıştır. Engel yerleştirilerek yapılan MI analizlerinde jetler arası farklı momentum oranlarının ısı karışım üzerinde önemli etkileri olmadığı görülmüştür.

Bütün debi oranlarında MI değerleri kanal boyunca genelde %1'in altındadır. En iyi ısı karışım jet kütleli debilerinin birbirine eşit olduğu durumda tespit edilmiştir. Kanal içerisinde pasif engel kullanımı ısı karışım performansını arttırmıştır. En iyi ısı karışım düzlemsel engel (PE - I) ile yapılan deneylerde elde edilmiştir. Bütün engel durumlarında karışım bölgesindeki baskın sıcaklık frekansı yaklaşık 5 Hz olduğu görülmüştür. Bu bölgede meydana gelen sıcaklık salınımlarının bazı sınır şartı durumlarında kanal duvarlarına ulaştığı görülmekte, ancak duvarlara ulaşan salınımların düşük genlikte olduğu tespit edilmiştir. Hız profilleri kanal içerisinde engel kullanımının türbülans bölgesini önemli ölçüde küçülttüğünü göstermiştir. PE – I durumunda akış Jet – Engel arası bölgede bir döngü oluşturmaktadır. PE – ( ve PE – V durumlarında türbülanslı bölge nispeten engel sonrası bölgeye geçmektedir. Sıcak jet kütleli debisi arttıkça türbülans bölgesinde özellikle akış yönünde bir büyüme görülmektedir.

## 5. ÖNERİLER

Bu tezde farklı sıcaklıklara sahip paralel ve eş – merkezli jet akışlarının farklı sınır şartı ve engel türleri 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 maksimum 40 K’de tutulabilmiştir. Fakat elde edilen sonuçlar  $\Delta T$  değeri arttıkça ısıl karşım davranışlarının önemli ölçüde değiştiğini göstermiştir. Daha yüksek  $\Delta T$  değerleri ile yapılan çalışmalarda bilimsel açıdan çok değerli sonuçlar çıkabilir. Tabi bu çalışmada akışkan olarak su kullanıldı ve su ile çok yüksek sıcaklıklara çıkmak pek mümkün değildir. Ama farklı akışkan türleri kullanılarak (sıvı sodyum gibi) ve deneysel imkânlar geliştirilerek yüksek  $\Delta T$  değerlerinde deneyler ve sayısal analizler rahatlıkla yapılabilir.
- Aynı analizler farklı akışkan türleri kullanılarak yapılabilir ve burada kullanılan geometrik parametrelerin farklı akışkanlarda nasıl değiştiği bu çalışma ile karşılaştırmalı olarak analiz edilebilir.
- Akışkan olarak kullanılan suyun içerisine termal iletkenlik değerleri yüksek nano partiküller ( $Al_2O_3$  veya  $Cu_2O$  gibi) belli oranlarda katılarak akışkanın termal iletkenlik özellikleri geliştirilebilir. Elde edilen nano akışkan ile bu tezde yapılan analizlere benzer çalışmalar yapılabilir.
- Atımlı akış rejimi için sayısal ve deneysel analizler yapılabilir.
- Paralel ve eş – merkezli jet akışlarının termofiziksel özellikleri farklı kanal ve engel türleri için analiz edilebilir.
- Burada kullanılan jet türleri dışında jet modelleri (açılı veya karşıt jet) için analizler yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **International Atomic Energy Agency (IAEA)**, 2007. Liquid metal cooled reactors: experience in design and operation, pp.12, Austria.
- [2] **Kok, B., Firat, M., Oztop, H.F. and Varol, Y.**, 2013. A numerical study on thermal mixing in narrow channels inserted rectangular bodies, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **44**, 69 – 76.
- [3] **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**, 1245 – 1252.
- [4] **Kok, B., Uyar, M., Varol, Y., Koca, A. and Oztop, H.F.**, 2013. Analyzing of thermal mixing phenomena in a rectangular channel with twin jet by using artificial neural network, *Nuclear Engineering and Design*, **265**, 554 – 565.
- [5] **Kok, B., Varol, Y., Oztop, H.F. and Koca, A.** 2015. Analysis of thermal mixing in circle shaped body inserted inclined channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **68**, 1 – 10.
- [6] **Tokuhiro, A. and Kimura, N.**, 1999. An experimental investigation on thermal striping Mixing phenomena of a vertical non-buoyant jet with two adjacent buoyant jets as measured by ultrasound Doppler velocimetry, *Nuclear Engineering and Design*, **188**, 49 – 73.
- [7] **Kimura, N., Miyakoshi, H., and Kamide, H.**, 2007. Experimental investigation on transfer characteristics of temperature fluctuation from liquid sodium to wall in parallel triple-jet, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **50**, 2024 – 2036.
- [8] **Chacko, S., Chung, Y.M., Choi, S.K., Nam, H.Y. and Jeong, H.Y.**, 2011. Large-eddy simulation of thermal striping in unsteady non-isothermal triple jet, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **54**, 4400 – 4409.
- [9] **Durve, A., Patwardhan, A. W., Banarjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G.**, 2010. Thermal striping in triple jet flow, *Nuclear Engineering and Design*, **240**, 3421 – 3434.
- [10] **Durve, A., Patwardhan, A. W., Banarjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G.**, 2012. Numerical investigation of mixing in parallel jets, *Nuclear Engineering and Design*, **242**, 78 – 90.

- [11] **Jung, J.H. and Yoo, G.J.**, 2004. Analysis of unsteady turbulent triple jet flow with temperature difference, *Journal of Nuclear Science and Technology*, **41**, 931 – 942.
- [12] **Chandran, R. K., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Reddy, K.S.**, 2011. Investigation of thermal striping in prototype fast breeder reactor using ten – jet water model, *Heat Transfer Engineering*, **32(5)**, 369 – 383.
- [13] **Suyambazhahan, S., Das, S.K. and Sundararajan, T.**, 2007. Numerical study of flow and thermal oscillations in buoyant twin jets, *Int. Com. in Heat and Mass Transfer*, **34**, 248 – 258.
- [14] **Nishimura, M., Tokuhira, A., Kimura, N. and Kamide, H.**, 2000. Numerical study on mixing of oscillating quasi – planar jets with low Reynolds number turbulent stress and heat flux equation models, *Nuclear Engineering and Design*, **202**, 77 – 95.
- [15] **Cao, Q., Lu, D. and Lv, J.**, 2012. Numerical investigation on temperature fluctuation of the parallel triple - jet, *Nuclear Engineering and Design*, **249**, 82 – 89.
- [16] **Chandran, R.K., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Reddy, K.S.**, 2010. Numerical analysis of thermal striping phenomena using a two jet water model, *Eng. App. Of Comp. Fluid Mechanics*, **4(2)**, 209 – 221.
- [17] **Nishimura, M., and Kimura, N.**, 2003. URANS computations for an oscillatory non – isothermal triple – jet using k -  $\epsilon$  and second moment closure turbulence models, *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, **43**, 1019 – 1044.
- [18] **Xiang, Q., Dao-xiang, Z., Zhi-ming, L. and Yu-lu, L.**, 2009. Turbulent mixing and evolution in a stably stratified flow with a temperature step, *Journal of Hydrodynamics*, **21**, 84 – 92.
- [19] **Velusamy, K., Natesan, K., Selvaraj, P., Chellepandi, P., Chetal, S.C., Sundararajan, T. and Suyambazhahan, S.**, 2006. CFD Studies in the prediction of thermal striping in an LMFBR, *Benchmarking of CFD Codes for Application to Nuclear Reactor Safety (CFD4NRS)*, pp. 253 – 263. Munich, Germany.
- [20] **Wakamatsu, M., Nei, H. and Hashiguchi, K.**, 1995. Attenuation of Temperature Fluctuations in Thermal Striping, *J. of Nucl. Sci. and Tech.*, **32(8)**, 752 – 762.

- [21] **Qiu, S., Xu, P., Qiao, X. and Mujumdar, A.S.,** 2013. Flow and mixing characteristics of pulsed confined opposed jets in turbulent flow regime, *Heat Mass Transfer*, **49**, 277 – 284.
- [22] **Wang, S.J. and Mujumdar, A. S.,** 2007. Flow and mixing characteristics of multiple and multi-set opposing jets, *Chemical Engineering and Processing*, **46**, 703–712.
- [23] **Wang, S.J., Devahastin, S. and Mujumdar, A. S.,** 2005. A numerical investigation of some approaches to improve mixing in laminar confined impinging streams, *Applied Thermal Engineering*, **25**, 253 – 269.
- [24] **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.
- [25] **Chang, C.C., Yang, Y.T., Yen, T.H. and Chen, C.K.,** 2009. Numerical investigation into thermal mixing efficiency in Y-shaped channel using Lattice Boltzmann method and field synergy principle, *Int. J. Thermal Sciences*, **48**, 2092 – 2099.
- [26] **Naik–Nimbalkar, V.S., Patwardhan, A.W., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G.,** 2010. Thermal mixing in T – junction, *Chemical Engineering Science*, **65**, 5901 – 5911.
- [27] **Naik–Nimbalkar, V.S., Suryawanshi, A.D., Patwardhan, A.W., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G.,** 2011. Twin jets in cross-flow, *Chemical Engineering Science*, **66**, 2616 – 2626.
- [28] **Simoneau, J.P., Champigny, J. and Gelineau, O.,** 2010. Applications of large eddy simulations in nuclear field, *Nuclear Engineering and Design*, **240**, 429 – 439.
- [29] **Howard, R.J.A. and Serre, E.** 2015. Large-eddy simulation in a mixing tee junction: High-order turbulent statistics analysis, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **51**, 65 – 77.
- [30] **Hu, L.W. and Kazimi, M. S.,** 2006. LES benchmark study of high cycle temperature fluctuations caused by thermal striping in a mixing tee, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **27**, 54 – 64.



- [31] **Galpin, J. and Simoneau, J.P.**, 2011. Large Eddy Simulation of a thermal mixing tee in order to assess the thermal fatigue, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **32**, 539 – 545.
- [32] **Jhung, M.J.**, 2013. Assessment of thermal fatigue in mixing tee by fsi analysis, *Nuclear Engineering and Technology*, **45**, 99 – 106.
- [33] **Raghavan, A. and Ghoniem, A. F.** 2014. Simulation of supercritical water–hydrocarbon mixing in a cylindrical tee at intermediate Reynolds number: Formulation, numerical method and laminar mixing, *J. of Supercritical Fluids*, **92**, 31 – 46.
- [34] **Lu, T., Liu, S.M and Attinger, D.** 2013. Large-eddy simulations of structure effects of an upstream elbow main pipe on hot and cold fluids mixing in a vertical tee junction, *Annals of Nuclear Energy*, **60**, 420 – 431.
- [35] **Kamide, H., Igarashi, M. Kawashima, S., Kimura, N. Hayashi, K.**, 2009. Study on mixing behavior in a tee piping and numerical analyses for evaluation of thermal striping, *Nuclear Engineering and Design*, **239**, 58 – 67.
- [36] **Lee, J. I., Hu, L., Saha, P. and Kazimi, M.S.**, 2009. Numerical analysis of thermal striping induced high cycle thermal fatigue in a mixing tee, *Nuclear Engineering and Design*, **239**, 833 – 839.
- [37] **Ming, T, and Zhao, J.** 2012. Large-eddy simulation of thermal fatigue in a mixing tee, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **37**, 93 – 108.
- [38] **Kamaya, M., and Nakamura, A.**, 2011. Thermal stress analysis for fatigue damage evaluation at a mixing tee, *Nuclear Engineering and Design*, **241**, 2674 – 2687.
- [39] **Lu, T., Attinger, D. and Liu, S.M.**, 2013. Large-eddy simulations of velocity and temperature fluctuations in hot and cold fluids mixing in a tee junction with an upstream straight or elbow main pipe, *Nuclear Engineering and Design*, **263**, 32 – 41.
- [40] **Lu, T., Zhu, X.G. and Li, H.T.**, 2013. Large-eddy simulation of thermal stratification in a straight branch of a tee junction with or without leakage, *Process in Nuclear Energy*, **64**, 41 – 46.
- [41] **Lu, T., Jiang, P.X., Guo, Z.J., Zhang, T.W. and Li, H.**, 2010. Large-eddy simulations (LES) of temperature fluctuations in a mixing tee with/without a porous medium, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **53**, 4458 – 4466.

- [42] **Chapuliot, S., Gourdin, C., Payen, T., Magnaud, J.P. and Monavon, A.,** 2005. Hydro-thermal-mechanical analysis of thermal fatigue in a mixing tee, *Nuclear Engineering and Design*, **235**, 575 – 596.
- [43] **Ndombo, J., M. and Howard, R. J.A.,** 2011. Large Eddy Simulation and the effect of the turbulent inlet conditions in the mixing Tee, *Nuclear Engineering and Design*, **241**, 2172 – 2183.
- [44] **Gao, K., Wang, P., Lu, T. and Song, T.,** 2015. Experimental investigation and numerical simulation for weakening the thermal fluctuations in a T-junction, *Annals of Nuclear Energy*, **78**, 180 – 187.
- [45] **Selvam, P. K., Kulenovic, R. and Laurien, E.,** 2015. Large eddy simulation on thermal mixing of fluids in a T-junction with conjugate heat transfer, *Nuclear Engineering and Design*, **284**, 238 – 246.
- [46] **Ayhan, H., and Sökmen, C.N.,** 2012. CFD modeling of thermal mixing in a T-junction geometry using LES model, *Nuclear Engineering and Design*, **253**, 183 – 191.
- [47] **Chellapandi, P., Chetal, S.C. and Raj, B.,** 2009. Thermal striping limits for components of sodium cooled fast spectrum reactors, *Nuclear Engineering and Design*, **239**, 2754 – 2765.
- [48] **Tenchine, D., Vandroux, S., Barthel, V. and Cioni, O.,** 2013. Experimental and numerical studies on mixing jets for sodium cooled fast reactors, *Nuclear Engineering and Design*, **263**, 263 – 272.
- [49] **Lu, D., Cao, Q., Lv, J., and Xiao, Y.,** 2012. Experimental study on three-dimensional temperature fluctuation caused by coaxial-jet flows, *Nuclear Engineering and Design*, **243**, 234 – 242.
- [50] **Jang, S.J. and Sung, H.J.,** 2010. Effect of inflow pulsation on a turbulent coaxial jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **31**, 351 – 367.
- [51] **Çelik, N., Bettenhausen, D.W. and Lovik, R.D.,** 2012. Formation of co-axial jets and their downstream development, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **32(1)**, 91 – 99.
- [52] **Moriya, S. and Ohshima, I.,** 1990. Hydraulic similarity in the temperature fluctuation phenomena of non-isothermal coaxial jets, *Nuclear Engineering and Design*, **120**, 385 – 393.

- [53] **Balarac, G., Si-Ameur, M., Lesieur, M. and M'etais O.**, 2007. Direct numerical simulations of high velocity ratio coaxial jets: mixing properties and influence of upstream conditions, *Journal of Turbulence*, **8**, 22.
- [54] **Ströher, G.R., Martins, C.A. and Andrade, C.R.**, 2010. Numerical and experimental study of a free incompressible isothermal turbulent coaxial, *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, **9(1)**, 98 – 107.
- [55] **Fu, H.L., Leong, K.C., Huang, X.Y. and Liu, C.Y.**, 2000. An Experimental Study of Heat Transfer of a Porous Channel Subjected to Oscillating Flow, *Transactions of the ASME* 162(123).
- [56] **Hayes, A. M., Khan, J.A., Shaaban, A.H. and Spearing, I.G.**, 2008. The thermal modeling of a matrix heat exchanger using a porous medium and the thermal nonequilibrium model, *International Journal of Thermal Sciences*, **47**, 1306 – 1315.
- [57] **Hooman, K. ve Gurgenci, H.**, 2007. Effects of viscous dissipation and boundary conditions on forced convection in a channel occupied by a saturated porous medium, *Transp Porous Med*, **68**, 301 – 319.
- [58] **Hooman, K., Gurgenci and H., Merrikh, A.A.**, 2007. Heat transfer and entropy generation optimization of forced convection in porous-saturated ducts of rectangular cross-section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 2051 – 2059.
- [59] **Jiang, P. and Lu, X.**, 2006. Numerical simulation of fluid flow and convection heat transfer in sintered porous plate channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 1685–1695.
- [60] **Jiang, P. and Lu, X.**, 2007. Numerical simulation and theoretical analysis of thermal boundary characteristics of convection heat transfer in porous media, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **28**, 1144–1156.
- [61] **Jiang, P., Xu, R. and Gong W.**, 2006. Particle – to – fluid heat transfer coefficients in miniporous media, *Chemical Engineering Science*, **61**, 7213 – 7222.
- [62] **Jin, L.W. and Leong, K.C.**, 2006. Heat Transfer Performance of Metal Foam Heat Sinks Subjected to Oscillating Flow, *IEEE Transactions On Components And Packaging Technologies*, **29**, 4.

- [63] **Jin, L.W. and Leong, K.C.**, 2008. Pressure drop and friction factor of steady and oscillating flows in open-cell porous media, *Transp Porous Med*, **72**, 37 – 52.
- [64] **Leong, K.C. and Jin, L.W.**, 2005. An experimental study of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with an aluminum foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, 243 – 253.
- [65] **Leong, K.C. and Jin, L.W.**, 2008. Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 671 – 681.
- [66] **Kamışlı, E.**, 2009. Analysis of Laminar Flow and Forced Convection Heat Transfer in a Porous Medium, *Transp Porous Med*, **80**, 345 – 371.
- [67] **Kuznetsov, A. V.**, 2000. Investigation of the effect of transverse thermal dispersion on forced convection in porous media, *Acta Mechanica*, **145**, 35 – 43.
- [68] **Mitrovic, J. and Maletic, B.**, 2007. Heat transfer with laminar forced convection in a porous channel exposed to a thermal asymmetry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 1106–1121.
- [69] **Singh, C., Tathgir, R.G. and Muradlidhar, K.**, 2009, Energy Storage in Fluid Saturated Porous Media Subjected to Oscillatory Flow, *Heat and Mass Transfer*, **45**, 427 – 441.
- [70] **Pilevne, E.**, 2007. Gözenekli ortamın zorlanmış taşınımına ve akışa etkisinin sayısal incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [71] **Uğur, C.**, 2015. Gözenekli bir kanalda tam gelişmiş zorlamalı taşınımında akışkan ağırlılığının ısı transferi üzerine etkisi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [72] **Çelik, H.**, 2012. A study on mixed convection heat transfer through a channel partially filled with porous medium, *Yüksek Lisans Tezi*, İzmir teknoloji enstitüsü, İzmir.
- [73] **Pamuk, M.T.**, 2012. Çelik bilyelerden oluşan gözenekli ortam içinde titreşimli akışta ısı geçişi, *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [74] **Turan, O.**, 2007. Geçirgen yüzeylerinden düzgün üfleme veya emme yapılan dikdörtgen kesitli model etrafındaki iki boyutlu türbülanslı akışın sayısal incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- [75] **Callister, W.D. and Rethwisch, D. G.**, 2007. Materials science and engineering, pp.733- 735, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [76] **Kok, B.**, 2010. Eğimli kanallarda farklı sıcaklıklardaki sınırlı jet akışlarında ısı karışmanın deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [77] **Dullien, F.A.L.**, 1992. Porous media, second edition: fluid transport and pore structure, academic press, San Diego, CA.
- [78] **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.
- [79] **Ayhan, H.**, 2011. T-birleşim bölgesi yakınlarında sıcaklık salınımlarının modellenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [80] **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.
- [81] **Tennekes, H., Lumley, J.L.**, 1972. A first course in turbulence, Cambridge, MA: MIT Press, Massachusetts and London, England.
- [82] **Çengel, Y.A. and Cimbala, J.M.** 2007. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven kitabevi, İzmir, Türkiye.
- [83] **Ansys 15,0** Meshing user's guide, 2015.
- [84] [http://en.wikipedia.org/wiki/Generation\\_IV\\_reactor](http://en.wikipedia.org/wiki/Generation_IV_reactor), 02 Nisan 2015.

## ÖZGEÇMİŞ

Beşir KOK 01.06.1980 yılında Mardin ilinin Nusaybin ilçesinde doğmuştur. İlkokul ve ortaokulu Nusaybin’de tamamlamıştır. 1998 yılında Nusaybin Endüstri Meslek Lisesinden mezun olmuştur. 2000 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Talaşlı Üretim Öğretmenliği bölümüne kayıt yaptırmış ve 2004 yılında buradan mezun olmuştur. 2007 yılında Fırat Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında lisansüstü eğitime başlamıştır. Aynı yıl Elazığ da Gürbüz Makina Sanayi ltd. Şirketinde işe başladı ve burada üç yıl boyunca Proje ve Ar-Ge müdürü olarak çalışmıştır. 2010 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlamış ve aynı yıl Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı Enerji Programında Doktora başlamıştır. 2010 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu’nda öğretim görevlisi olarak işe başlamış ve halen bu görevine devam etmektedir.