

**AKIŞ ÖZELLİKLERİNİN EJEKTÖR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

Hüseyin ARTAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2010

ANKARA

Hüseyin ARTAR tarafından hazırlanan Akış Özelliklerinin Ejektör Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç. Dr. Veysel ÖZDEMİR

.....

(Atatürk Meslek Yüksek Okulu)

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr. Atilla BIYIKOĞLU

.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi.

Yrd.Doç.Dr. Veysel ÖZDEMİR

.....

Atatürk Meslek Yüksek Okulu.

Dr. Abuzer ÖZSUNAR

.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Tarih: 04/06/2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içerisindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Hüseyin ARTAR

AKIŞ ÖZELLİKLERİNİN EJEKTÖR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Hüseyin ARTAR

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Mayıs 2010

ÖZET

Bu çalışmada, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin akış özelliklerinin ejektör performansı üzerindeki etkisinin araştırılması amaçlanmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile ejektör içinde beş farklı soğutma sıvısı (amonyak-su, karbondioksit-su, amonyak, R134a, R141b) kullanılarak sürüklenme oranı, ejektör eksenı boyunca statik basınç, sıcaklık ve mach sayısı dağılımları elde edilmiştir. Adyabatik ve izantropik koşullar kabul edilerek analizler yapılmıştır.

Bilim Kodu : 914.1.002
Anahtar Kelimeler : HAD, Ejektör, amonyak, su, karbondioksit, R134a, R141b, Sürüklenme oranı, Mach sayısı
Sayfa Adedi : 123
Tez Yöneticisi : Yrd.Doç.Dr.Veysel ÖZDEMİR

**AN INVESTIGATION ON EJECTOR EFFECTS OF THE FLOW
CHARACTERISTICS**

(M.Sc Thesis)

Hüseyin ARTAR

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

May 2010

ABSTRACT

In this study, it is aimed on to investigate effects on ejectör the flow characteristics of ejectors used in the absorption refrigeration systems. Results are expressed as contours for pressure, temperature and Mach numbers in the ejector, distributions for the entrainment rate and pressure throughout the ejector axis using five different working fluids, amonia-water, carbondioxide-water, amonia, R134a, R141b via Computational Fluid Dynamics Package, Fluent. The analyses are based on the assumptions that the adiabatic and isentropic conditions exist.

Science Code	: 914.1.002
Kay Words	: CFD, Ejektör, amonia, carbondioxide, R134a, R141b, Enterienment ratio, mach number
Page Nummer	: 123
Adviser	: Asist.Prof.Dr. Veysel ÖZDEMİR

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında değerli yardımlarını esirgemeyen ve her türlü kolaylığı gösteren Sayın Yrd. Doç.Dr. Veysel ÖZDEMİR hocama teşekkürlerimi borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xviii
1.GİRİŞ	1
2.LİTERATÜR ÇALIŞMASI	4
3.EJEKTÖRLÜ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ	8
3.1. Giriş.....	8
3.2. Ejektörlü Absorbsiyonlu soğutma sistemi	9
3.3. Ejektörün Termodinamiği	11
3.3.1. Ejektörün Matematiksel Modeli.....	15
3.3.2. Ejektörün Termodinamik Analizi	16
3.4..Sistemde Kullanılan Akışkanlar.....	28
3.4.1. Soğutucu akışkan olarak amonyak (R717)	28
3.4.2. Soğurucu akışkan olarak su.....	29
3.4.3. Soğutucu akışkan olarak karbondioksit	30
3.4.4. Soğutucu akışkan olarak R134a ve R141b.....	30
3.5. Sistemdeki Akışkanların Termodinamik Özellikleri	30
4.PROBLEMİN TANITILMASI.....	31

5. EJEKTÖRÜN SAYISAL ANALİZİ İÇİN GAMBİT YAZILIMINDA MODEL OLUŞTURULMASI.....	33
5.1. Gambit Yazılımı ile Problemin Üç Boyutlu Çizilmesi ve Ağ oluşturulması...	33
6. CFD İLE YAPILAN SAYISAL ÇALIŞMA	35
6.1. Soğutucu Akışkanı Amonyak-Su Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi	36
6.1.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında	37
6.1.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında	41
6.1.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında	45
6.2. Soğutucu Akışkanı Amonyak Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi	50
6.2.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında	51
6.2.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında	59
6.2.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında.....	64
6.3. Soğutucu Akışkanı Karbondioksit-Su Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi	73
6.3.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında	74
6.3.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında	82
6.3.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında	90
6.4. Soğutucu Akışkanı R141b Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi	98
6.4.1. Evaporatör sıcaklığı $T_e = 12^\circ\text{C}$ alındığında;.....	99
6.5. Soğutucu Akışkanı R134a Olan Ejektörün Performansının; İncelenmesi	103
6.5.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında;	103

Sayfa

6.5.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında	107
6.5.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında	111
6.5.4. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında;	115
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	119
KAYNAKLAR	127
ÖZGEÇMİŞ	133

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1 Soğutucu gazların özellikleri	31
Çizelge 6.1. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60 °C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	41
Çizelge 6.2. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 80 °C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	45
Çizelge 6.3. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 100 °C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	49
Çizelge 6.4. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklıkları 60,80,100 °C iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	49
Çizelge 6.5. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60°C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	58
Çizelge 6.6. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 80 °C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	63
Çizelge 6.7. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 100 °C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	70
Çizelge 6.8. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklığı 60,80,100 °C iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıklarının da sürüklenme oranları	70
Çizelge 6.9. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları;	79
Çizelge 6.10. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g= 80^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	86

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.11. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	93
Çizelge 6.12. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60,80,100 $^{\circ}\text{C}$ iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	93
Çizelge 6.13. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=78^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları.....	97
Çizelge 6.14. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60 $^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	101
Çizelge 6.15. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 70 $^{\circ}\text{C}$ İken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları.....	104
Çizelge 6.16. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 80 $^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	107
Çizelge 6.17. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratör sıcaklığı 90 $^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları.....	110
Çizelge 6.18. Birincil akışkan sıvı R134a kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklıkları 60,70,80,90 $^{\circ}\text{C}$ iken 26,30,32 değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları	110

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Ejektör boğazı içerisindeki etkili alan.....	5
Şekil 3.1. Ejektörlü soğurmalı soğutma sistemi.....	11
Şekil 3.2. Bir buhar ejektörü boyunca buhar basıncının ve hız fonksiyonunun şematik görünümü.....	12
Şekil 3.3. (a) sabit basınç karışım ejektörü (b) sabit alan karışım ejektörü. (c) sabit oranlı momentum değişimli ejector	13
Şekil 3.4. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörün geometrisi.....	14
Şekil 3.5. Ejektör geometrisi.....	14
Şekil 3.6. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörün analizi için referans noktaları	16
Şekil 3.7. Ejektör içinde basınç ve hızlardaki yükselme ve düşmeler	18
Şekil 4.1. Ejektör geometrisi.....	32
Şekil 5.1. Gambit yazılımında problemin üç boyutlu geometrisi	35
Şekil 6.1. Amonyak ve Su Karışımının Fluent programındaki geometri Çalışması.....	37
Şekil 6.2. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$, b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$, c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları	38
Şekil 6.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı.....	40
Şekil 6.4. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları	43
Şekil 6.5. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı.....	45

Şekil	Sayfa
Şekil 6.6. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları	46
Şekil 6.7. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı.....	48
Şekil 6.8. Sıvı Amonyak ve amonyak buharı karışımının Fluent programındaki geometri çalışması.....	50
Şekil 6.9. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak ile amonyak buharının karışım akışının mach konturları	51
Şekil 6.10. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının mach konturları	53
Şekil 6.11. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları	55
Şekil 6.12. Jeneratör sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Sıvı Amonyak-Amonyak buhar karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı,.....	57
Şekil 6.13. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları	58
Şekil 6.14. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları	60
Şekil 6.15. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için sıvı amonyak-amonyak buhar karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik basınç dağılımı	62

Şekil	Sayfa
Şekil 6.16. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları.....	63
Şekil 6.17. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$, b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak akışının mach konturları	65
Şekil 6.18. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları	67
Şekil 6.19. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için sıvı amonyak-amonyak buhar karışımının ejektör boyunca a) Hız dağılımı b) Statik basınç dağılımı	69
Şekil 6.20. Sıvı karbondioksit ve su buharı karışımının Fluent Çalışması	71
Şekil 6.21. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit-su buharı karışım akışının mach konturları;.....	72
Şekil 6.22. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları	74
Şekil 6.23. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları ($e+01$ değerleridir.)	76
Şekil 6.24. Jeneratör sıcaklığı $T_g=60^{\circ}\text{C}$ için sıvı karbondioksit-su buharı karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	78

Şekil	Sayfa
Şekil 6.25. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları.....	79
Şekil 6.26. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbondioksit akışının mach konturları	81
Şekil 6.27. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları (e+01 değerleridir.).....	82
Şekil 6.28. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için Karbondioksit-su karışımının ejektör ekseni boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	84
Şekil 6.29. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=100^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbondioksit su karışım akışının mach konturları	85
Şekil 6.30. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları	86
Şekil 6.31. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharı karışım akışının sıcaklık konturları (e+01 değerleridir.).....	88
Şekil 6.32. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100^{\circ}\text{C}$ için Karbondioksit karışımının ejektör ekseni boyunca sıvı karbondioksit su buharı karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	91
Şekil 6.33. Sıvı R141b ve R141b buharı karışımının Fluent çalışması	92
Şekil 6.34. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=78^{\circ}\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=29.2^{\circ}\text{C}$ ve evaporatör sı- caklığı $T_e=12^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları	94

Şekil	Sayfa
Şekil 6.35. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=84^{\circ}\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=32.4^{\circ}\text{C}$ ve evoparatör sı-caklığı $T_e=12^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları	95
Şekil 6.36. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=90^{\circ}\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=36^{\circ}\text{C}$ ve evoparatör sı-caklığı $T_e=12^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları	96
Şekil 6.37. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=90^{\circ}\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=36^{\circ}\text{C}$ ve evoparatör sı-caklığı $T_e=12^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları	97
Şekil 6.38. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=60^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları	97
Şekil 6.39: Jeneratör sıcaklığı $T_g=60^{\circ}\text{C}$ için R134a-Su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	98
Şekil 6.40. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=70^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları	100
Şekil 6.41. Jeneratör sıcaklığı $T_g=70^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	101
Şekil 6.42. Birincil akışkan amonyak kullanıldığında $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları	103
Şekil 6.43. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^{\circ}\text{C}$ için R134a karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı	104
Şekil 6.44. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=90^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları	106

Şekil	Sayfa
Şekil 6.45. Jeneratör sıcaklığı $T_g=90^{\circ}\text{C}$ için R134a karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınçdağılımı	107
Şekil 7.1 Birincil akışkan amonyak kullanıldığında jeneratör sıcaklığı $60,70,80^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.....	109
Şekil 7.2. Birincil akışkan R134a kullanıldığında jeneratör sıcaklığı $60,70,80^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.....	113
Şekil 7.3. Birincil akışkan R134a kullanıldığında kondenser sıcaklığı $26,30,34^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=60^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=80^{\circ}\text{C}$ jeneratör sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.....	115

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler aşağıdaki gibi sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan
c	Işık hızı
C	Özgül ısı
C_p	Sabit basınçta özgül ısı
C_v	Sabit hacimde özgül ısı
F	Dolaşım oranı
G	Yerçekim İvmesi
g	Yerçekimivmesi
h	Entalpi
m	Kütle
M	Mach sayısı
P	Basınç
Q	Isı
R	Genel gaz sabiti
s	Entropi
T	Sıcaklık
v	Özgül hacim
V	Hız
w	İş
W	Kütle oranları
X	Derişim
η	Verim
τ	Sıcaklık oranı

1.GİRİŞ

Enerjinin verimli kullanılması ve enerji maliyetinin azaltılması amacı ile günümüzde birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmalar yapılırken küresel ısınma, çevre ve ekonomik şartlarda dikkate alınmaktadır. Tüm teknolojilerin temeli insan konforudur. Soğutmada bir konfor işlemidir.

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denir [1]. Soğutma konusunun çevre bilinci ile birlikte ele alınması zorunluluğu, soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların içeriğiyle ozon tabakasına vermiş olduğu zararın ortaya çıkmasıyla anlaşılmıştır. Sonuç olarak da “çevreci” ve “çevre ile dost” gibi kavramlarla geliştirilen teknolojinin üstünlüğü vurgulanmaya başlanmıştır [2]. Atık ısı ve/veya yenilenebilir Enerji Kaynakları kullanılarak soğutma sistemlerinde çevre ile ilgili problemlerin hafifletilmesini, faydalı güç santrallerinin içerisindeki fosil yakıtların yanmasından meydana gelen CO₂ emisyonunun da azaltılmasını sağlar.

Jeotermal enerji, güneş enerjisi, buhar santrallerinin atık ısıları gibi ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu takdirde soğurmalı (absorbsiyonlu) soğutma sistemi ekonomik açıdan oldukça kazançlıdır. Soğurmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan ikinci bir akışkan içinde soğurulur. En yaygın soğurmalı soğutma sistemleri, soğutucu akışkan amonyak soğurucu akışkan su, soğutucu akışkan su soğurucu akışkan lityum bromür veya lityum klorürün olduğu sistemlerdir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi arasındaki tek fark kompresördür. Absorbsiyonlu sistemlerde, kompresör görevini kaynatıcı ve absorberden oluşan ısı eşanjörleri grubu gerçekleştirmektedir. Her iki sistemde de bir yoğusturucu, bir kısılma vanası ve bir buharlaştırıcı bulunmakla beraber, absorbsiyonlu sistemde bunlara ilave olarak absorber, pompa ve kaynatıcı bulunmaktadır.

Son zamanlarda pompanın yerini üçüncü bir basınç dengeleyici akışkanın aldığı sistemler de kullanılmaktadır.

Su, amonyak, metanol lityum-bromür vs. gibi doğal maddeler, çalışma sıvısı olarak kullanıldığı için ozon tüketmezler ve çevre kirliliğine neden olmazlar.

Günümüzde tükenen enerji kaynakları ve bozulan çevre şartları göz önüne alındığında, düşük sıcaklıkta enerji kullanılmak için tasarlanmış ejektörlü soğutma, en uygun soğutma sistemlerinden biridir.

Ejektör, hareketli birincil akışkanın basınç enerjisini düşük bir basınç alanı oluşturarak, kinetik enerjiye çeviren, böylece ikincil akışkanı çeken ve emilen ikincil akışkan ile birincil akışkanı karıştırıp bu karışmış akışkanların hız enerjisini tekrar basınç enerjisine dönüştüren kompresör benzeri basit ve işlevsel bir alettir.

Bu soğutma sistemde, kompresör kaldırıldığı için, sistem sessiz, güvenilir, uzun ömürlü ve düşük maliyetlidir. Hemen hemen hiçbir bakım gerektirmez.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde ejektör performansı, tüm sistemin maliyetini, kapasitesini, boyutunu önemli ölçüde etkilediği için, tüm soğutma sisteminin analizinin yanı sıra, sistem dizaynı, optimizasyonu ve işletimine yardımcı olması açısından, ejektörün performansının araştırılması için analiz yapılması gerekmektedir.

Ejektörlü soğutma sistemleri düşük sıcaklıklı termal kaynakları, endüstriyel atık kaynakları ve güneş enerjisini kullandığı için ekonomiye önemli ölçüde katkısı olacaktır [2].

Binalar fabrikalar, nükleer ve klasik enerji santrallerinden çıkan atık gazların insan ve çevre üzerinde oluşturabileceği zararlı etkileri azaltacak düzenlemelerin zorunlu olduğu ve teknoloji üretiminde rekabetin, tamamen hızlı bilgi üretmeye dayalı olduğu günümüzde, mühendislik hesapları hızlı çözümler veren CFD ile

yapılmaktadır. CFD bugün gelişmiş ülkelerde araştırma kurumlarının dışına çıkmış ve ticari bir kimlik kazanmıştır. Bilgisayar yazılım firmaları tarafından genel amaçlı olarak üretilen CFD bilgisayar programları, çeşitli konumlarda üretim yapan firmalarca ve araştırma kurumlarınca kullanılmaktadır. Dünyada CFD kullanımının yaygınlaşması ile bu konuda çalışanların sayısı da oldukça artmıştır. CFD ile ilgili birçok dernek kurulmuş ve çeşitli bilimsel dergiler yayınlanmıştır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ilgili çeşitli yazılımlar mevcuttur. Bunlardan bir tanesi de sonlu hacimler yöntemini kullanan Fluent yazılımıdır. Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını, ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit etme, bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verme, rekabet şartlarında emsallerinden bir adım önde olmasına katkıda bulunma gibi çok önemli yararları mevcuttur.

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır.

Kullanılan bir cihazın yerine göre elektrik dışındaki bir enerji kaynağıyla da çalıştırılabilmesi tüketici açısından önemli bir tercih sebebi olabilmektedir. Araştırma konusu olarak ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sisteminin bir kısmının seçildiği bu çalışma “çevrecilik” ve “alternatif enerji kaynakları” açısından farklı bir uygulama olacaktır.

Araştırma konusu olarak ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sisteminin seçildiği bu çalışmada; sistem performansının geliştirilmesi amacıyla ejektör yapısının ve kullanılan soğutucu akışkanların sistem performansına etkisi CFD teknikleri kullanılarak incelenmiştir.

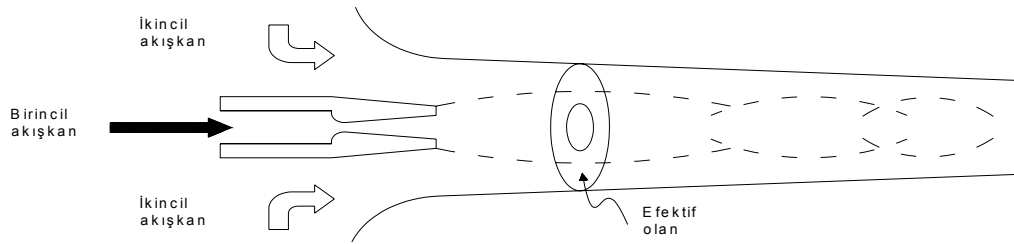
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

T. Sriveerakul, S.Aphornratana, K.Cuhunnonond, buharlaştırıcı sıcaklığını sabit alıp üç farklı jeneratör sıcaklığında CFD sonuçlarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada akış yapısının değiştirilmesi, karıştırma işlemi, ejektörün çalışma şartları ve geometrileri ile ilgili parametrelerin etkisi hakkında bilgi vermişlerdir. CFD yazılımını kullanarak Mach sayısının konturlarını oluşturmuşlar ve basınç dağılımı hesaplamışlardır. Bu çalışma ile, ejektör içindeki akışı daha iyi anlatmaya ve ejektörün tasarımını geliştirmeye çalışmışlardır. Bu araştırmada ejektör geometrilerinin performans üzerindeki etkilerinin de incelemişlerdir. Birincil nozul geometrileri, karıştırma odasının geometrileri ve ejektör Boğaz Bölümünün geometrileri incelenmiştir. Boğaz uzunluğunun ejektörün sürüklenme oranı üzerinde etkisinin olmadığını görmüşlerdir. Aynı zamanda T.Sriveerakul, et al bu çalışmada akış yapısının değiştirilmesinin görselleştirilmesi, karıştırma işlemi, ejektörün çalışma şartları ve geometrileri ile ilgili parametrelerin etkisinde kalarak CFD'nin kullanımı hakkında bilgi vermiştir. CFD yazılımını kullanarak MACH sayısının konturları oluşturulmuş ve basınç dağılımı hesaplanmıştır. Buhar ejektörü içerisindeki akış yapısı ve karıştırma işlemi açıklanmıştır [3].

T.Sankaral ve A.Mani, sabit alan, sabit kompresör ve sabit genleşme oranlarında amonyak soğutuculu ejektörün deneysel çalışmalarını yapmışlardır. Bu çalışmada sabit alan oranında, değişken genleşme oranlarında, sürüklenme oranının kompresör oranına göre değişimi incelenmiş ve kompresör oranının artmasıyla ejektör performansının düştüğü ve düşük performans katsayısının (COP) da düştüğü belirlenmiştir. Yine sabit alan oranında; üç farklı kompresör oranında genleşme oranının artmasıyla sürüklenme oranının arttığı görülmüştür. Sabit kompresör oranında üç farklı alan için yapılan deneylerde, genleşme oranının artmasıyla düşük performans katsayısının da (COP) arttığı görülmüştür. Sabit genleşme oranlarında farklı karışım odası çapı, nozul boğaz çapı ve değişik alan

oranlarında kompresör oranının artmasıyla sürüklenme oranının azaldığını göstermişlerdir [4].

K.Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratat çalışmalarında; Ejektörde sabit oranlı momentum değişikliği sağlayarak CPM ve CMA ejektörlerinin performansından daha iyi bir performans elde etmişlerdir. Sürüklenme oranı CRMC(sabit oranlı momentum değişimli) ejektöründe, CPM den daha yüksek çıkmıştır. Böylece CBP (kritik geri basınç) önemli ölçüde artmış ve birincil akışkanın hızı azalmış genişletirilerek ejektör verimliliği artırılmıştır. Şekil 2.1 de görüldüğü gibi boğulma etkili alanda olmuştur.



Şekil 2.1.Ejektör boğazı içerisindeki etkili alan

Bu çalışmada; Buharlaştırıcı sıcaklığı sabit alınarak üç farklı jeneratör sıcaklığında deneysel ve CFD sonuçları karşılaştırılmıştır [5].

Chang YJ, Chen YM'in çalışmalarında konik birincil nozul yerine taçyaprağı nozul kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarda ejektör içerisindeki karışım, taç yaprağı nozul kullanılarak elde edilmiştir. Sonuçta taçyaprağı nozul ejektörünün diğer özelliklerinin konik nozula benzediği görülmüştür [6].

Wirapan Seehanam, Kulachate Pianthong, Masud Behnia, K. Chunnanond, S. Aphornratana, CFD tekniği kullanarak CPM ve CRMC buhar Ejektörleri'nin performansını incelemişlerdir. CPM ve CRMC akış ejektörleri araştırılarak

karşılaştırılmıştır. CRMC ve CPM ejektörlerinin hız profillerinin analizleri yapılmıştır. CPM ve CRMC ejektörlerinin ejektör akış karakteristiklerini CFD kullanılarak izah edilmesini sağlamışlardır [7].

Sözen ve Özalp, gerekli ısıнын güneş enerjisinden sağlandığı ejektörlü soğurmalı soğutma sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Amonyak-su çifti kullanıldığı ejektörlü sistem ve Türkiye'deki güneş enerjisi potansiyeli ile çalışılabilirliği termodinamik olarak incelenmiştir [8].

Sözen ve Özalp, amonyak-su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemlerinde ejektör kullanımı ile sistem performansını arttırmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Yoğuşturucu girişine bağlanan ejektör ile sisteme üçlü basınç meydana getirilerek sistemin soğutma tesir katsayısı %49 arttırılmıştır [9].

Sözen, Arcaklıoğlu ve Özalp, ejektörlü soğurmalı çevrimin termodinamik analizini yeni bir yaklaşımla; yapay sinir ağlarıyla incelemişlerdir. Metil alkol-lityum bromür akışkan çiftinin kullanıldığı sistemde ejektör yoğuşturucu girişine bağlanmıştır [10].

Alexis ve Rogdakis, amonyak-su çifti ile çalışan bir soğurmalı soğutma sisteminde iki farklı yere bağlanmış ejektör yapısının sistem performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır. İlk sistemde (model-a) ejektör yoğuşturucu girişine bağlanırken, diğerinde (model-b) soğurucu girişine bağlanmıştır. Sonuçta model-a sisteminin soğutma tesir katsayısı model-b sistemine göre daha yüksek çıkmıştır [11].

Jiang, Gu, Feng ve Li, üç basınçlı soğurmalı-ejektörlü karma soğutma sistemi ile küçük çift etkili soğurmalı soğutma sisteminin soğutma tesir katsayılarını (STK) karşılaştırmışlardır. Ejektörlü sistemin STK'sı 0,9–1,0 kadar, çift etkili sistemin ise biraz daha düşük çıkmıştır. Ayrıca, her iki sistem ekonomiklik açısından da değerlendirilmiş ve yıllık olarak ejektörlü sistemin toplam maliyeti çift etkili sistem göre daha düşük bulunmuştur [12].

Orian, Jelinek ve Levy, üçlü basınç ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Üçlü basınç için sistemde buharlaştırıcı ile soğurucu arasına bir ejektör bağlantısı yapılmıştır. Akışkan olarak organik çözeltilerin kullanıldığı sistemde ejektörün püskürtme açısının, oluşan püskürmeli akışın çekirdeği ile ilgili özelliklerin farklı basınçlar altındaki durumları deneysel olarak incelenmiştir [13].

Eames ve Wu, yeni tip ejektör gücü ile soğurma ve emiş çevrimli soğutucu üzerine teorik bir çalışma yapmışlardır. Lityum-bromür akışkanının kullanıldığı sistemde ejektör kullanımı ile tek etkili sistemlere göre daha iyi soğutma tesir katsayısı (STK) elde edilmiştir [14].

Sözen, Arcaklıoğlu, Özalp ve Yücesu, ejektörlü soğurmalı ısı dönüştürücüler üzerine yaptıkları çalışmada, gerekli ısıyı güneş havuzundan sağlamışlardır. Soğurucu girişine bağlanan ejektör ile elde edilen veriler yapay sinir ağları yöntemiyle incelenmiştir [15].

Shi, Yin, Wang ve Zhu, ejektörlü soğurmalı ısı dönüştürücüler üzerine yaptıkları çalışmada, tek kademeli ısı dönüştürücü, iki kademeli ısı dönüştürücü, çift soğurmalı ısı dönüştürücü ve ejektörlü soğurmalı ısı dönüştürücü sistemlerinin performansları karşılaştırılmıştır. Ejektörlü soğurmalı sistemde ejektör soğurucu girişine bağlanmıştır. Elde edilen verilere göre ejektörlü soğurmalı sistemin performansı diğerlerine göre daha yüksek çıkmıştır [16].

3. EJEKTÖRLÜ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

3.1. Giriş

Soğutma, ortam sıcaklığını çevresinde bulunan diğer ortamlara göre daha düşük bir sıcaklığa getirme ve bu sıcaklık üzerinde kararlı kalmanın sağlanmasıdır. Soğutulacak ortam katı, sıvı ve buhar fazında olabilir. Soğutulacak ortamdan duyulur veya gizli ısı etkisi, ışıınım, kimyasal reaksiyon, termoelektrik ve manyetik etkilerle ısı çekilebilir. Soğutma işleminin sürekli olması amacıyla çevrimler oluşturulur [17].

Soğutma işleminin gerçekleşebilmesi için ısı enerjisinin sıcaklığı düşük bir ortamdan, sıcaklığı daha yüksek bir ortama doğru akması gerekir. Bilindiği gibi Clausius'un Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgili ifadesine uygun olarak; işlemler topluluğundan meydana gelen herhangi bir çevrimde, çevrim dışarıdan bir güç almadan düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak, daha yüksek sıcaklıktaki bir diğer kaynağa ısı veremez. Dolayısıyla soğutma olayının gerçekleşebilmesi için çevrim dışarıdan ek bir güce gereksinim duyar [14].

Günümüzde soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine, vb. nedenlere bağlı olarak değişiklik gösteren soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Soğutma çevrimlerinden uygulamada en çok rastlanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir [1].

- Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi,
- Hava Soğutma Çevrimi,
- Isı Pompası Çevrimi,
- Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Çevrimi,
- Diğer Soğutma Çevrimleri:
- Termoelektrik Soğutma,
- Vorteks Tüpü,
- Paramagnetik Soğutma,

- Sterling Çevrimi,
- Termo Akutik Soğutma,
- Absorbsiyon/Sıkıştırma Çevrimi.

3.2. Ejektörlü Absorbsiyonlu soğutma sistemi

Soğurmalı soğutma sisteminin buzdolaplarında kullanılmasının geçmişi çok eskilere dayanmaktadır. Elektrik enerjisinin yaygın olarak kullanılmadığı dönemlerde, buzdolaplarında soğutma sistemi olarak ısıl güç ile çalışan soğurmalı sistem kullanılmıştır. Hatta bu sistem için buzdolabı uygulamasında kullanılan ilk soğutma sistemi de denilebilir. Fakat elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile birlikte yerini klasik kompresörlü sisteme bırakmıştır. Kompresörlü sistemlerin buzdolaplarındaki kullanımının yaygınlaşması, soğurmalı soğutma sistemi üzerinde yapılan çalışmaları da uzun bir süre yavaşlatmıştır. Fakat kompresörlü sistemlerdeki gürültü sorununun çözülememiş olması, sessiz çalışma özelliğine sahip olan soğurmalı sistemi kısmen tercih edilir bir hale getirmiştir. Böylelikle soğurmalı sistem üzerinde yapılan çalışmalar son yıllarda tekrar hız kazanmıştır [18].

Soğurmalı soğutma çevrimi ilk olarak von Platen ve Munters tarafından ortaya atılmış ve günümüze kadar buzdolaplarında yaygın olarak kullanılmıştır. Bu çevrimde sistem içerisinde üç akışkan dolaşmaktadır. Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su, basınç dengeleyici gaz olarak da hidrojen veya helyum gazı kullanılır [19].

Büyük kapasiteli soğurmalı soğutma sistemlerinde eriyiğin dolaşımı soğurucu ile kaynatıcı arasına konan bir mekanik pompa ile sağlanmaktadır. Ev tipi küçük kapasiteli yayınlı soğurmalı soğutma sistemlerinde ise buharlaştırıcı ve soğurucu arasında dolaşan hidrojen veya helyum gazının kısmi basıncından yararlanarak soğurucu ile kaynatıcı arasındaki basınç farkı dengelenir. Böylece sistem basıncının sabit kalması nedeniyle eriyik dolaşımı için mekanik pompaya gerek kalmaz [32].

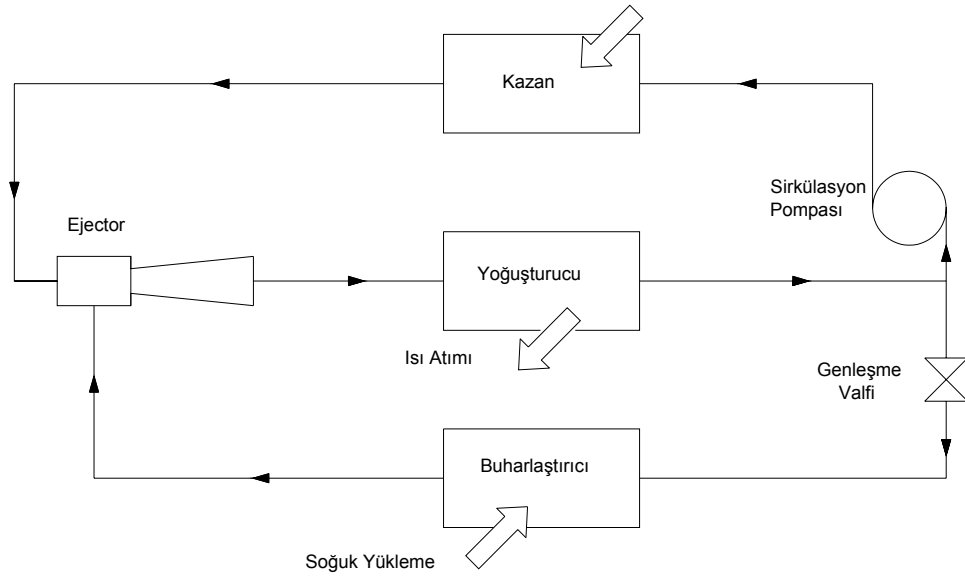
Sistemdeki dolaşım, sabit basınç altında habbecik pompasının akışkanları yukarıya doğru hareket ettirmesi ve yerçekiminin de akışkanları aşağı yönde hareket ettirmesi ile sağlamaktadır. Aynı zamanda basınç dengeleyici gaz olarak kullanılan hidrojen veya helyumun sistem içindeki bir diğer görevi ise sistemin basıncını belirlemektir [21].

Ayrıca sistemin ısıl g ile çalışması ve çevrimdeki dolaşımın hiçbir mekanik parça içermeyen habbecik pompası (bubble pump) ile sağlanması sisteme sessiz çalışma imkânı da vermektedir [19].

Pompasız ev tipi yayınımlı soğurmalı soğutma sisteminin çalışması aşağıda belirtilen iki esasa dayanır;

- a- Yüksek miktarlardaki amonyağın, düşük basınçta soğuk su tarafından emilmesi (soğurulması) ve yüksek sıcaklık ve basınçta ayrılması özelliğine,
- b- Amonyak buharının yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşması ve düşük sıcaklıktabuharlaşma özelliğine bağlıdır [20].

şekil 3.1 de basit bir ejektörlü absorbsiyonlu soğutma sistemi verilmiştir. Burada kazanla birincil akışkanın geri beslendiği görülmektedir. Daha sonra karışım genleştirilerek yoğuşturucudan geçirilip genleştirilerek buharlaştırıcıya gelir ve düşük basıntadır. Buharlaştırıcının çektiği ısı soğutma kapasitesidir.



Şekil 3.1.Ejektörlü soğurmalı soğutma çevrimi

3.3. Ejektörün Termodinamiği

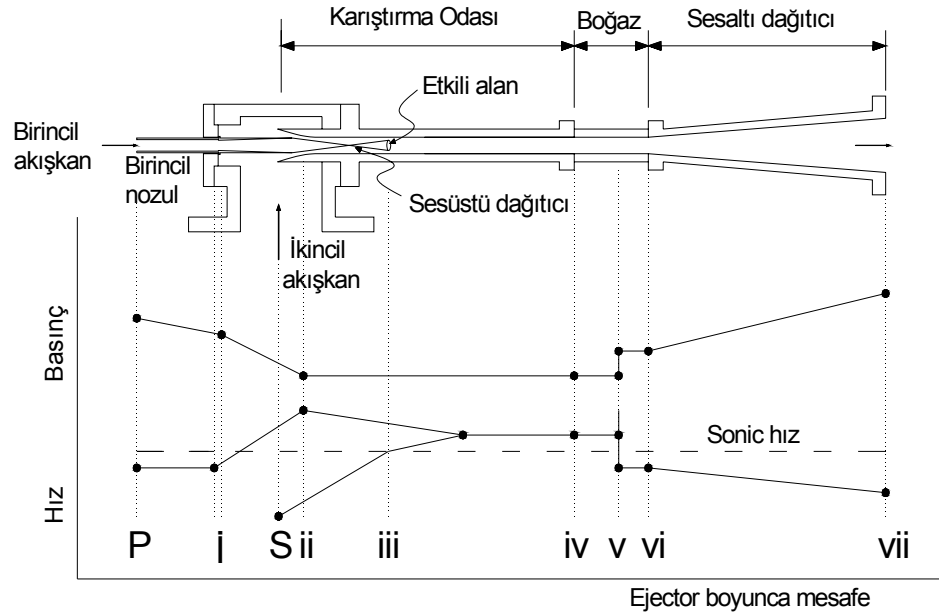
Ozon tabakasına CFC'lerin etkilerini azaltarak enerji tüketimini en az seviyeye indirmek ve çevreyi korumak için ısı enerji kaynaklı birçok soğutma çevrimi (örneğin absorpsiyon ve adsorpsiyon gibi) ve ayrıca ejektörlü çevrimler son yıllarda araştırma konusu olmuştur [22].

Bu sistemlerde ısı kaynağı olarak temiz enerji kullanımının yanında söz konusu amaçlar için sistemin geliştirilmesi ve soğutucu/soğurucu akışkanlarının iyi seçilmesi de gerekir. Çünkü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde performans katsayısı (STK) 2-4 değerlerine ulaşırken, ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ancak 0.2-0.6 aralığında kalmaktadır [23- 24].

Rogdakis ve Alexis, optimum çalışma şartlarında ejektör tasarımı üzerine araştırma yapmışlar ve ejektörlü absorpsiyonlu sistemde ısı kazanç faktörünün, konvensiyonel absorpsiyonlu sistemlere göre %0,8-37,7 daha fazla olduğunu göstermişlerdir [25].

Yine Rogdakis ve Alexis başka bir çalışmada, buharlı ejektörlü soğutma modeli üzerine araştırma yapmışlardır [26]. Ayrıca bir diğer çalışmalarında, iki farklı ejektör absorpsiyon çevrimini birbirleri ile karşılaştırmışlardır [27]. Metanol/su akışkan çiftini kullanan bir ejektörlü absorpsiyon çevriminin performansını araştırdıkları bir diğer çalışmalarında, Yunanistan'da kurulu güneş enerjili böyle bir sistemin ısı kazanç faktöründeki değişimleri incelediler [27].

Chen ve arkadaşları, buharlı ejektörlü soğutma sistemlerinin performansı üzerine yaptıkları deneysel bir çalışmada ejektörlerin sistem performansını artırdığını göstermişlerdir [28].



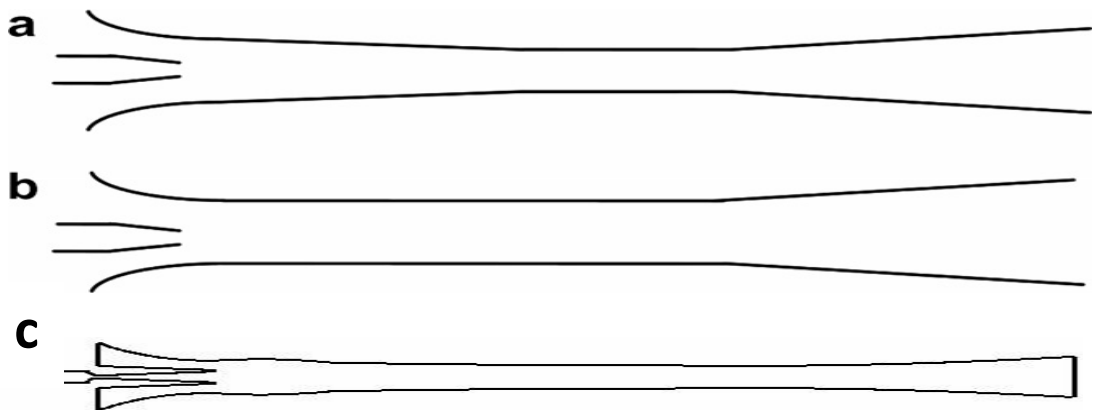
Şekil 3.2. Bir buhar ejektörü boyunca buhar basıncının ve hız fonksiyonunun şematik görünümü [29].

Munday, Bagster ve Wolpert JL, Riffat SB.'nin çalışmalarına göre tipik bir buhar Ejektörü'nün tek boyutlu hız, basınç dağılımı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Yüksek sıcaklık ve yüksek basınçtaki birincil sıvı (P) kesitinden, birincil nozul'ın yakınsak bölümüne girer. Nozul içerisindeki ıraksak kısım, sesaltı hızındaki birincil sıvının akışını nozul boğazında boğar ve hızını artırır. (İ) kesitinde akışkan genişletilir ve (ii) Nozul çıkış kesitinde sesüstü hız ve düşük basınç bölgesi oluşur. Daha düşük basınçlı

ikincil sıvı bir karıştırma odasına çekilir. Hız çok yüksek olduğu için bu süreç izentropik ve adyabatik bir süreç olarak düşünülebilir. Sesüstü hıza sahip birincil akışkan, karıştırma odasındaki basınçtan daha düşük bir statik basınçla birincil nozul'dan ayrılır Birincil akışkanın yakınsak ıraksak kanaldan gelen akışı ile S kesitinde başlayan karıştırma odasına ikincil akışkan çekilir ve karıştırma odasında karıştırılır. Karıştırma odası kanalının (iii)-(iv) kesitleri arasında, ikincil akışkan sesüstü değerine yükselir. Bu karışımda birincil akışkan gecikirken, ikincil akışkan bu nedenle hızlanmaktadır. Karıştırma odası sonundaki (iv)-(v) kesitleri arasındaki boğaz bölgesinde iki akışkan tamamen karışır, normal şok oluşur ve statik basınç sabit kalır. (v) kesitinden sonraki kısımda Bu şok, akışkanın hızını ani düşürerek hızı sesaltı seviyeye düşürür. (vi) kesitinden sonra diffüzör birincil ve ikincil akışların karışımı diffüzör içinden geçer ve kinetik enerjisi basınç enerjisine dönüşür. Diffüzör çıkışında, hız sesaltı hızındadır. [29,30]

Genellikle ejektör dizaynı üç şekilde yapılmıştır.

- a) CPM (constant pressure mixing) "sabit basınçlı karışım ejektörü" Şekil 3.3.a
- b) CMA (constant mixing area) "sabit alanlı karışım ejektörü" Şekil 3.3.b. [31].
- c) CRMC(constant rate of momentum change) sabit oranlı Momentum değişikliğine sahip ejektör Şekil 3.3.c. [32].

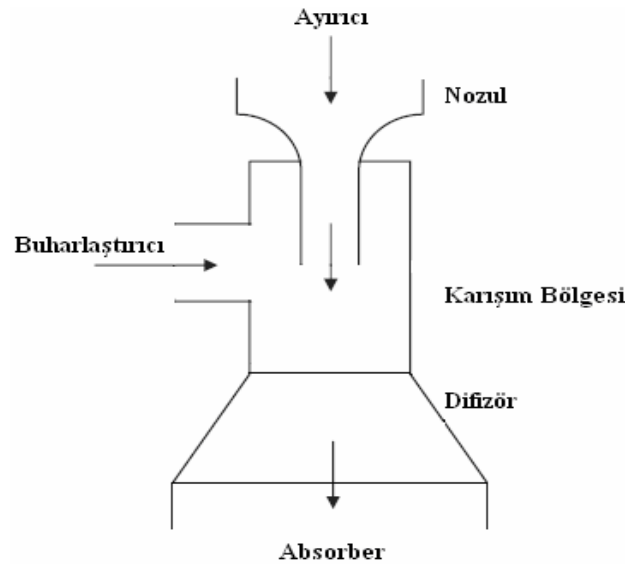


Şekil 3.3.(a) sabit basınç karışım ejektörü (b) sabit alan karışım ejektörü.(c) sabit oranlı momentum değişimli ejektör

Ejektör performansını açıklamakta kullanılan en önemli parametre ikincil akışın kütleli debisinin birincil akışın kütleli debisine oranı olarak tanımlanan sürüklenme(sürüklenme) oranıdır. Sürüklenme oranı, bir soğutma döngüsünün enerji verimliliği ile ilgilidir [33].

Sözen ve arkadaşları, absorpsiyonlu ısı dönüştürücüler üzerine yaptıkları bir çalışmada ejektör kullanımı ile sistemin performansını %14 oranında arttırmışlardır [34].

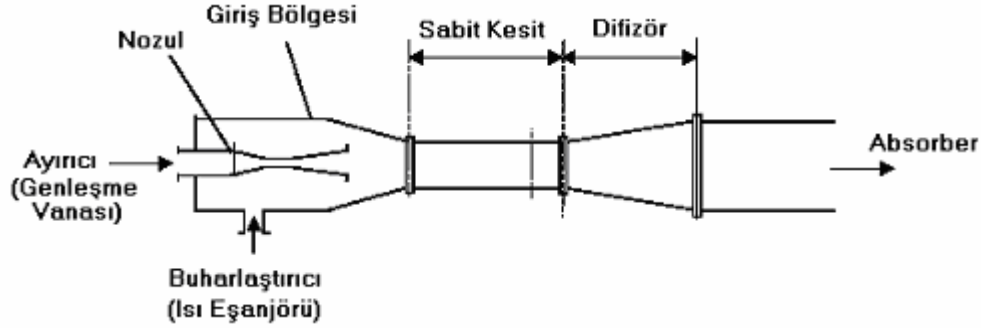
Kullandıkları ejektörün geometrik yapısı Şekil 3.4.'de görülmektedir.



Şekil 3.4. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörün geometrisi [34].

Özalp, ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu/soğurucu akışkan çiftlerini (metanol/LiBr, metanol/LiCl) kullandığı çalışmada literatürde yoğusturucu girişine yerleştirilen ejektörü absorber girişine koymuş ve böylece sistem farklı üç basınç seviyesinde çalıştırarak sistemin performans değerini arttırmıştır [35].

Şekil 3.5.'de sistemde kullanılan ejektörün görünüşüne yer verilmiştir.



Şekil 3.5. Ejektör geometrisi [35].

3.3.1. Ejektörün matematiksel modeli

Sun ve Eames ejektörlerin matematik modellemesi ve tasarımı üzerine yaptıkları bir çalışmada ejektör analizinde iki temel yaklaşımın olduğunu göstermiştir. Bunlardan ilki ayırıcı ve buharlaştırıcıdan gelen akışların karışması, diğeri sabit basınç veya sabit alandır [36].

Temel matematik model Keenan ve arkadaşları tarafından geliştirilmiş, daha sonra birçok model ortaya konulmuştur. Bu çalışmada ele alınan modellemede aşağıdaki kabuller yapılmıştır [37].

- Ayırıcıdan gelen karışım nozulda izentropik genişlemeye maruz kalır. Ayrıca, difüzöre her iki yönden gelen karışımlar izentropik olarak sıkışır.
- Buharlaştırıcı ve ayırıcıdan gelen akışkanların karışması giriş bölgesinde olur.
- Akış adyabatiktir.
- Sürtünme kaybı; nozul, difüzör ve karışma bölgesinde izentropik verimlerle tarif edilir.
- Ejektör içindeki akış bir boyutlu ve kararlı halledir.

$$\dot{m}_i \cdot V_{ii'} + P_{ii'} \cdot A_{i'} = (\dot{m}_i + \dot{m}_{ii'})V_{i'} = P_{i'} \cdot A_{i'} \quad (3.16)$$

eşitliği kullanılır. Eş.(3.13), Eş.(3.14), Eş.(3.15) ve Eş.(3.16) birlikte düşünüldüğünde karışım bölgesindeki basınç artışı,

$$\frac{P_{i'} - P_{ii'}}{\frac{1}{2}\rho_{ii'} \cdot V_{ii'}^2} = 2 \left(\frac{A_{ii'}}{A_{i'}} \right) - 2 \left(\frac{\dot{m}_{ii'} + \dot{m}_i}{\dot{m}_i} \right)^2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i'}} \right) \left(\frac{A_{ii'}}{A_{i'}} \right) \quad (3.17)$$

ile ifade edilmektedir. Difüzör için enerji eşitliği,

$$\eta_D \left(\frac{\rho_{i'} \cdot V_{i'}^2 - \rho_{iii'} \cdot V_{iii'}^2}{2} \right) = \frac{1}{\rho_{iii'}} (P_{iii'} - P_{i'}) \quad (3.18)$$

şeklindedir. Karışımın difüzör çıkış hızı için,

$$V_{iii'} = \frac{1}{A_{iii'} \cdot \rho_{iii'}} \dot{m}_{iii'} \quad (3.19)$$

eşitliği kullanılır. Soğurucu basıncı için,

$$P_s = P_{iii} = P_{iii'} \quad (3.20)$$

eşitliği kullanılırken kütleli debi için,

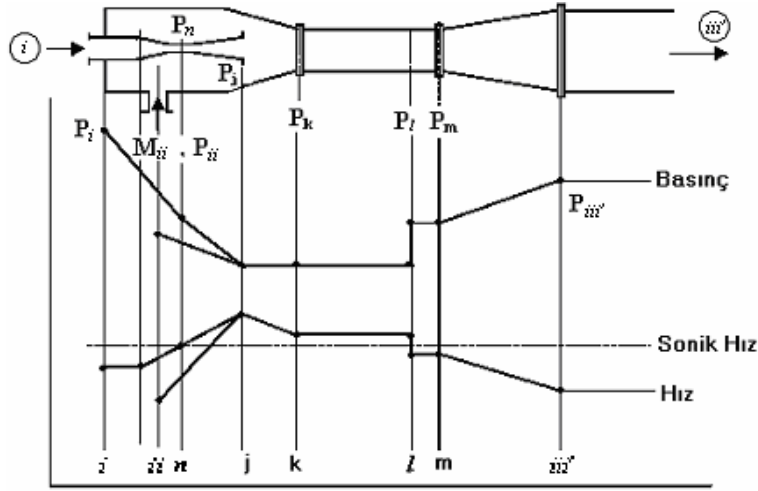
$$\dot{m}_s = \dot{m}_{iii'} \quad (3.21)$$

eşitliği kullanılır. Soğurucu basıncının buharlaştırıcı basıncına oranıdır (ε) ve,

$$\varepsilon = P_s / P_b \quad (3.22)$$

şeklinde ifade edilir.

Literatürde termodinamik analizi yapılmış diğer bir ejektör ise Özalp tarafından kullanılan tasarımıdır. Şekil 3.7.'de analizi yapılan ejektör üzerindeki basınç ve hızlardaki yükselme ve düşüşler gösterilmiştir [35].



Şekil 3.7. Ejektör içinde basınç ve hızlardaki yükselme ve düşmeler [35].

Şekil 3.7.'den görüldüğü gibi, ejektöre giren karışımların basınç ve hızları farklı bölgelerde değişmiş veya aynı kalmıştır. Özalp bu şekil göz önüne alınarak aşağıdaki denklemleri geliştirmiştir [35].

Ejektör içindeki karışım kütlesi, buharlaştırıcı ve ayırıcıdan gelen karışımların kütlelerinin toplamına eşittir.

$$\dot{m}_{ii} + \dot{m}_i = \dot{m}_{iii'} \quad (3.23)$$

Burada:

$\dot{m}_{ii}$: Buharlaştırıcıdan gelen karışımın kütleli debisi

$\dot{m}_i$: Ayırıcıdan gelen karışımın kütleli debisi

$\dot{m}_{iii'}$: Ejektörden çıkan karışımın kütleli debisi

dir.

Nozuldaki izentropik genişleme, ayırıcıdan gelen karışımın, nozul çıkışındaki Mach sayısı ile ifade edilebilir. Şekil 3,6'deki nozul kontrol hacmi olarak kabul edildiğinde, kontrol hacmine giren ve çıkan enerji yükleri birbirine eşit olacaktır.

$$dQ_{k.h.} + \delta W_{k.h.} + (h_0 + \frac{V_0^2}{2} + gz_0)d\dot{m}_0 - (h + \frac{V^2}{2} + gz)d\dot{m} = dE_{k.h.} \quad (3.24)$$

Eş 3.24’de, nozuldaki potansiyel enerji çok düşük olduğundan ihmal edilebilir.

($\delta W_{k.h.} = 0$). İzentropik değişim söz konusu olduğundan $dQ_{k.h.} = 0$ olur. Sürekli akış halinde $dE_{k.h.} = 0$ olduğu düşünülürse Eş 3.24:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (3.25)$$

eşitliğine dönüşür. Entalpi ifadesi için

$$h = C_p T \quad (3.26)$$

bağıntısı ve C_p ifadesi için,

$$C_p = \frac{Rk}{k-1} \quad (3.27)$$

ifadesi kullanıldığında, Eş. 3.25’den,

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{1}{C_p T} \frac{V^2}{2} \quad (3.28)$$

bağıntısı elde edilir. Mach sayısı için,

$$M = \frac{V}{c} \quad (3.29)$$

eşitliği yazılırsa; c, ısıtık hızının,

$$c = \sqrt{kRT} \quad (3.30)$$

ifadesi de hesaba katılarak,

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (3.31)$$

ifadesi elde edilir. Nozul verimi, izantropik işlemdeki entalpi değişiminin, gerçek değişime oranı olarak tarif edilmektedir:

$$\eta_{nozul} = \frac{h_0 - h_j}{h_i - h_j} \quad (3.32)$$

Burada $h_0 - h_j$ ifadesi yerine Eş. 3.25'deki karşılığı yazılırsa nozul verimi:

$$\eta_{nozul} = \frac{1}{2} \frac{v_{ij}^2}{h_i - h_j} \quad (3.33)$$

ifadesine dönüşür. Bu ifade Eş. 3.26 ve Eş. 3.30 ile birlikte düşünüldüğünde,

$$\eta_{nozul} = \frac{1}{2} \frac{M_{ij}^2 k R T_j}{C_p (T_i - T_j)} \quad (3.34)$$

bağıntısı bulunur. Eş. 3.23'ün hesaba katılmasıyla ve Mach sayısının bu eşitlikten çekilmesiyle,

$$M_{ij} = \left(\frac{2\eta_{nozul}}{k-1} \right) \left(\frac{T_i}{T_j} - 1 \right) \quad (3.35)$$

ifadesi elde edilir. Eş. 3.35'de $\frac{T_i}{T_j}$ ifadesini basınç ifadesi cinsinden yazmak gereklidir. İzantropik değişim söz konusu olduğunda,

$$Pv^k = P_x v_x^k \quad (3.36)$$

olduğu bilinmektedir. Diğer taraftan ideal gaz denklemi,

$$Pv = RT, \quad P = \rho RT \quad (3.37)$$

olarak yazılabilir. Eş. 3.36 ve Eş. 3.37, i ve j noktaları için düşünüldüğünde,

$$P_i v_i^k = P_j v_j^k \quad (3.38)$$

$$P_i v_i = R T_i \quad (3.39)$$

$$P_j v_j = RT_j \quad (3.40)$$

ifadeleri elde edilir. Eş. 3.38, Eş. 3.39 ve Eş. 3.40'dan,

$$\frac{T_i}{T_j} = \left(\frac{P_i}{P_j} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.41)$$

eşitliği bulunur. Eş. 3.41, Eş. 3.35'de yerine yazıldığında,

$$M_{ij} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_i}{P_j} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]} \quad (3.42)$$

eşitliği bulunur. Giriş bölgesinde buharlaştırıcıdan gelen karışımın izentropik genişlemesi, nozul çıkışına ulaşan bu karışımın Mach sayısı ile ifade edilir:

$$M_{ij} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_{ii}}{P_j} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]} \quad (3.43)$$

Karıştırma işlemi, bir boyutlu süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve enerji denklemleriyle modellenebilir. Bu denklemler, ayırıcı ve buharlaştırıcıdan gelen karışımların kritik Mach sayısını ifade etmek için kullanılmıştır.

Kütle oranları için,

$$w = \frac{\dot{m}_{ii}}{\dot{m}_i} \quad (3.44)$$

Sıcaklık oranları için,

$$\tau = \frac{T_{ii}}{T_i} \quad (3.45)$$

eşitliklerini kullanmak ifadeleri kolaylaştıracaktır. Eş. 3.23,

$$\frac{\dot{m}_{ii}}{\dot{m}_i} + 1 = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_i} \quad (3.46)$$

olarak yazılabilir. Eş. 3.46 ile birlikte, Eş. 3.44 dikkate alındığında,

$$\dot{m}_{iii} = \dot{m}_i(1 + w) \quad (3.47)$$

eşitliği elde edilir.

Momentum denklemi, Şekil 3.35’de ejektöre giren ve çıkan karışımlar için yazılırsa, Eş. 3.23 hesaba katılarak,

$$\dot{m}_i v_{ij} + \dot{m}_{ii} v_{iij} = \dot{m}_l v_l \quad (3.48)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte her iki taraf $\dot{m}_i$ ile bölünür ve Eş. 3.44 ile Eş. 3.47 düşünülürse,

$$v_{ij} + wv_{iij} = (1 + w)v_l \quad (3.49)$$

bağıntısı bulunur. İşlemleri kolaylaştırmak için,

$$M^* = \frac{v}{v_{kr}} \quad (3.50)$$

olarak tarif edilir ve bu eşitlik ij, iij, l noktaları için yazılırsa,

$$M_{ij}^* = \frac{v_{ij}}{v_{ijk}}, \quad M_{iij}^* = \frac{v_{iij}}{v_{iijk}}, \quad M_l^* = \frac{v_l}{v_{lkr}} \quad (3.51)$$

bağıntıları elde edilir.

Kritik halde $M=1$ 'dir. Eş. 3.31'den,

$$\frac{T_0}{T} = \frac{k+1}{2} \quad (3.52)$$

ifadesi elde edilir. Eş. 3.29'dan,

$$v_{jkr} = c_{jkr} = \sqrt{kRT_{kr}} \quad (3.53)$$

bulunur. Eş. 3.30 ve Eş. 3.52'den,

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}} \quad (3.54)$$

olduğu görülebilir. Eş. 3.49, Eş. 3.53 ve Eş. 3.54 birlikte düşünülerek;

$$M_{ijn}^* \sqrt{\frac{2kRT_i}{k+1}} + wM_{ij}^* \sqrt{\frac{2kRT_{ii}}{k+1}} = (1+w)M_l^* \sqrt{\frac{2kRT_l}{k+1}} \quad (3.55)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlikte gereken sadeleştirmeler yapılarak,

$$M_{ij}^* \sqrt{T_i} + wM_{ij}^* \sqrt{T_{ii}} = (1+w)M_l^* \sqrt{T_l} \quad (3.56)$$

ifadesi elde edilir. Diğer taraftan Eş. 3.49, entalpi için düşünüldüğünde;

$$h_{ij} + wh_{ij} = (1+w)h_l \quad (3.57)$$

ifadesi yazılabilir. Eş. 3.26 hesaba katıldığında,

$$C_p T_i + wC_p T_{ii} = (1+w)C_p T_l \quad (3.58)$$

eşitliği bulunur. Bu ifadeden, Eş. 3.45 de gözönüne alınarak,

$$\sqrt{\frac{T_i}{T_l}} = \sqrt{\frac{(1+w)}{(1+w \cdot \tau)}}, \quad \sqrt{\frac{T_{ii}}{T_l}} = \sqrt{\frac{(1+w)}{(1+w \cdot \tau)}} \quad (3.59)$$

bağıntısı elde edilir. Eş. 3.45, Eş. 3.56 ve Eş. 3.59 birlikte düşünüldüğünde,

$$M_{ij}^* \sqrt{\frac{(1+w)}{(1+w \cdot \tau)}} + w M_{ijj}^* \sqrt{\frac{(1+w)}{(1+w \cdot \tau)}} = (1+w) M_l^* \quad (3.60)$$

ifadesi bulunur. Bu ifade M_l^* için düzenlendiğinde,

$$M_l^* = \frac{M_{ij} + w M_{ijj} \sqrt{\tau}}{\sqrt{(1+w \tau)(1+w)}} \quad (3.61)$$

eşitliği bulunur. Burada M_l^* , kritik şartlarda yerel akışkan hızının ses hızına oranıdır.

M^* ile M arasındaki bağıntıyı bulabilmek için, Eş. 3.50 ve Eş. 3.54'den faydalanılabilir:

$$v_{kr} = \frac{v}{M^*} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}} \quad (3.62)$$

$v = M \sqrt{kT}$ olduğu hesaba katılırsa, Eş. 3.62;

$$\frac{M \sqrt{kT}}{M^*} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}} \quad (3.63)$$

eşitliğine dönüşür. Bu ifadede $\frac{T_0}{T}$ yerine Eş. 3.31'deki karşılığı konulduğunda:

$$\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \frac{2}{k+1} = \frac{M^2}{M^{*2}} \quad (3.64)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeden M^* terimi çekilirse;

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(k+1)}{M^2(k-1)+2}} \quad (3.65)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik M_{ij}^* , M_{ijj}^* ve M_4^* 'ı hesaplamak için kullanılır.

Şok dalgasından sonra karışımın basıncını ve Mach sayısını (P_m, M_m) bulmak amacıyla hareket miktarı denklemi l ve m noktaları için yazılabilir:

$$(P_l - P_m)A = \dot{m}(V_m - V_l) \quad (3.66)$$

Diğer taraftan l ve m noktaları için süreklilik denklemi uygulanırsa:

$$\dot{m} = \rho_l AV_l = \rho_m AV_m \quad (3.67)$$

eşitliği bulunur. Eş. 3.66 ve Eş. 3.67 birlikte düşünülerek,

$$P_l - P_m = \rho_m V_m^2 \rho_l V_l^2 \quad (3.68)$$

bağıntısı elde edilir.

Eş. 3.39, Eş. 3.30 ve Eş. 3.37'den ;

$$c^2 = \frac{kP}{\rho} \quad (3.69)$$

eşitliği elde edilebilir. Eş. 3.29 ve Eş. 3.69, Eş. 3.68'de gereken yerlere yazılırsa;

$$\frac{P_m}{P_l} = \frac{1 + kM_l^2}{1 + kM_m^2} \quad (3.70)$$

bağıntısı bulunur. Eş. 3.70'den j ve l noktaları arasında basıncın sabit kaldığı görülür.

Buna göre:

$$P_j = P_k = P_l \quad (3.71)$$

eşitliği yazılabilir.

Eş. 3.37, m ve l noktaları için yazılırsa:

$$\frac{T_m}{T_l} = \frac{P_m / \rho_m R}{P_l / \rho_l R} \quad (3.72)$$

eşitliği bulunur. Eş. 3.67'dan;

$$\frac{\rho_l}{\rho_m} = \frac{V_m}{V_l} \quad (3.73)$$

olarak yazılır ve Eş. 3.29 ve Eş. 3.30 ile Eş. 3.70 hesaba katılırsa, Eş. 3.72;

$$\frac{T_m}{T_l} = \left(\frac{1 + kM_l^2}{1 + kM_m^2} \right) \frac{M_m^2}{M_l^2} \quad (3.74)$$

eşitliğine dönüşür. Eş. 3.31, m ve l noktaları için ayrı ayrı yazıldığında;

$$\frac{T_m}{T_l} = \frac{1 + \frac{1}{2}(k-1)M_l^2}{1 + \frac{1}{2}(k-1)M_m^2} \quad (3.75)$$

eşitliği elde edilir. Eş. 3.74 ve Eş. 3.75 birbirine eşit olan iki denklemdir. Bu denklemler birbirine eşitlenerek M_m için çözülebilir:

$$M_m^2 = \frac{2 + (k-1)M_l^2}{2kM_l^2 - (k-1)} \quad (3.76)$$

Bu eşitlik şok dalgasından sonraki Mach sayısını vermektedir.

Difüzördeki basınç artışı; Eş. 3.42, l' ve m noktaları için yazılarak bulunabilir.

$$\frac{P_{l'}}{P_m} = \left[\frac{\eta_d(k-1)}{2} M_5^2 + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.77)$$

Nozul boğazının kesit alanı, kritik şartlarda,

$$\frac{P_i}{P_n} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.78)$$

eşitliği ile Eş. 3.30 ve Eş. 3.42 dikkate alınarak bulunabilir,

$$A_i = \frac{m_i}{P_i} \sqrt{\frac{RT_i}{k\eta_{nozul}} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (3.79)$$

Bu denklemden yararlanarak i, j ve k noktaları arasında,

$$\frac{A_n}{A_k} = \frac{P_{ii}}{P_i} \left(\frac{1}{(1+w)(1+w\tau)} \right)^{1/2} \frac{\left(\frac{P_j}{P_{ii}} \right)^{1/k} \left[1 - \left(\frac{P_j}{P_{ii}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]^{1/2}}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (3.80)$$

ve

$$\frac{P_j}{P_n} = \left[\frac{1}{M_{ij}} \left(\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{ij}^2 \right) \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]^{1/2} \quad (3.81)$$

eşitlikleri bulunabilir. Ejektöre girişte,

$$P_i = P_4 \quad (3.82)$$

olarak alınmıştır. Ayrıca,

$$\dot{m}_i = \dot{m}_5 \quad (3.83)$$

olarak alınmıştır. Ejektördeki basınç artışı Eş. 3.81 kullanılarak hesaplanmıştır. Sıcaklık artışı, Eş. 3.41 ve Eş 3.81 birlikte düşünülerek bulunmuştur [35].

3.4. Sistemde Kullanılan Akışkanlar

Ev tipi küçük kapasiteye sahip olan ejektörlü soğurmalı soğutma sistemlerinde genellikle soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su, soğutucu akışkan olarak karbondioksit, soğurucu akışkan olarak su, veya R134a ve R141b kullanılmaktadır.

3.4.1. Soğutucu akışkan olarak amonyak (R717)

Amonyak, soğutma ve ısı pompası uygulamaları için tasarımcılar ile amonyak kullanıcıları arasında tüm güvenlik kanunları, standartları ve yasal yönetmelikleri açısından güvenli ve verimli bir soğutucu olarak kabul edilmektedir. Amonyak, ağır ve keskin kokusundan dolayı çok tehlikeli ve korkutucu gibi algılansa da, diğer risklerle karşılaştırıldığında, kaza ve ölümcül kaza oranı oldukça düşüktür [38].

Amonyağın buharlaşma ısısı yüksek, sıvı akış oranı düşüktür. Bu yüzden kullanılan teknoloji, başka soğutucu maddeler ile kullanılan teknolojilerden farklılık göstermektedir (Çizelge 3.1). İlerleyen teknoloji sayesinde gelecekte küçük sistemleri için bir alternatif haline gelebilecek olmasına rağmen, bu düşük sıvı akışı, amonyağın daha küçük soğutma kapasiteleri için kullanımını sınırlamıştır [41].

Bir soğutucunun tüm özellikleri Montreal Protokolü'nden önce liste halinde sunulmuştur. O zamandan beri çevre (ODP ve GWP), zeotropik ve azeotropik harmanlar ve süper kritik işlem basamakları da eklenmiştir. Tüm bu özellikler, soğutucu maddenin doğru bir resmini elde edebilmek için gereklidir. Örneğin HFC soğutucular, endüstriyel sistemler için tercih edilmemektedir. Çünkü kaçakları önlemek daha zordur ve şarjı yenileme maliyeti çok yüksektir [39,40].

Amonyağın önemli bir avantajı da güçlü karakteristik bir kokuya sahip olan tek soğutucu madde olmasıdır. Amonyak denildiğinde, genelde tehlikeli, zehirli ve patlayıcı ve korkunç bir kokuya sahip olduğuna dair olumsuz bir tepki verilmektedir.

Oysa amonyak kokusu gerçekten de bir avantajdır, zira en küçük kaçaklar bile hemen fark edilmekte ve düzeltilebilmektedir [38].

Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir. İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'li yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak (NH_3) kullanılmaktadır [42].

Gelecekte HFC soğutucular üzerindeki siyasi baskı daha da artacak ve bunun sonucunda amonyak gibi doğal soğutucu maddeler içeren yeni teknik çözümlerin geliştirilmesi sağlanacaktır. Amonyak, mevcut itibarından çok daha iyi bir soğutucu akışkandır. Çevreye duyarlı oluşu ve birçok soğutucu akışkan arasında en iyi etkinliği sağladığı için amonyağın yaygınlığı dünya üzerinde gün geçtikçe artmaktadır [38].

3.4.2. Soğurucu akışkan olarak su

Su hidrojen ve oksijenden oluşan, oda sıcaklığında sıvı durumda bulunan, renksiz, kokusuz, tatsız bir maddedir. Su yeryüzünde üç fiziksel durumda bulunan tek maddedir. Katı (buz), sıvı (su), gaz (su buharı). Ancak su $+4^\circ\text{C}$ 'ye kadar bütün cisimlerin tersine ısıtıldıkça büzülür, soğutuldukça da genişler. Elementlerin büyük bir ısı çıkararak birleşmesinden meydana gelen su gözle görülen ve elle tutulur bir maddedir. Ancak, elementlerden biri veya diğeri ile birleşen maddeler etkisiyle ayrışabilir. Suyun ısı kapasitesi ve buharlaşma ısısı sırası ile 15°C 'de 1 kal/gr ve 580 kal/gr olup diğer cisimlere göre yüksektir [41].

Su, eriyebilen birçok madde için çok iyi bir çözücüdür. Bu tip maddeler (hidrofilik maddeler olarak da bilinir) iyice karıştırılmak sureti ile su içinde erirler (örneğin; tuz). Su ile karışmayan maddeler ise (örneğin; yağ) hidrofobik maddeler olarak bilinirler. Bir maddenin su içindeki erime kabiliyeti, maddenin su molekülleri arasına çekilme kuvvetinin durumuna bağlıdır. Eğer maddenin su içinde erime (çözülme) kabiliyeti yoksa moleküller su molekülleri arasından dışarı itilir ve çözülme olmaz.

Su iyi bilinen bir çözücü olmasından dolayı özel bir maddedir. Birçok madde suyun polar bir molekül olmasından dolayı çok iyi çözünür. Yüklü gruplar içeren hemen tüm maddeler bu nedenle su içinde çözünme eğilimindedir [43].

Hem suyun hem de amonyağın molekül yapısının polar olmasından dolayı aralarında oldukça kolay bağ meydana gelmekte, yani amonyak su içerisinde çözülebilmektedir. Sonuç olarak su amonyağı çok rahat bir şekilde soğurabilmektedir.

3.4.3. Soğutucu akışkan olarak karbondioksit

Hüseyin Bulgurcu makalesinde yaygın soğutucu akışkanlar ile karşılaştığında CO₂ 'nin en önemli özelliği 31.1°C olan düşük kritik noktasıdır. Normal ortam sıcaklıklarında CO₂ ile çalışan buhar sıkıştırımlı sistemlerde sıcaklık bu değere çok yaklaşmakta ve dolayısı ile basınç 73.8 bar 'a çıkmaktadır. R-744 (CO₂) soğutma modunda R134-a dan daha yüksek performans göstermektedir. Düşük kabın sıcaklıklarına daha hızlı ulaşulmaktadır. Yakıt tüketimini de azaltmaktadır [46].

3.4.4. Soğutucu akışkan olarak R134a ve R141b

R134a, soğutucularda kullanılan renksiz gazı verilen addır. Tam adı 1,1,1,2-Tetraflöretan olan gaz, 90'lı yıllarda ozon tabakasına zararlı olduğu için birçok ülkede kullanımı yasaklanan R12 (diklordiflormetan) gazının yerine kullanılmak üzere üretilmiştir. Genellikle R134a, Freon 134a, HFC-134a ya da tetraflöretan olarak adlandırılır. Üretim amacına uygun olarak ozon tabakası üzerinde herhangi bir zararlı etkisi yoktur.

Moleküler formülü CH₂FCF₃ şeklinde olan R134a termodinamik ve fiziksel özellikleri R12 gazına en yakın olan soğutucu gazdır.

R134a (CH₂FCF₃) ve R141b (C₂H₃Cl₂F) gazları, taşıt araçlarının iklimlendirme donanımları, konut tipi soğutucular ve orta çaplı işletmeler veya yapılarda su soğutma cihazlarında kullanılır.

3.5. Sistemdeki Akışkanların Termodinamik Özellikleri

Bu gazların özellikleri Fluent yazılımının veri tabanından ve REFROP yazılımından alınmıştır. Bazı termofiziksel özellikleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge 3.1 Soğutucu gazların özellikleri

	Density (kg/m ³)	Cp J/kg-K	Isıl İletkenlik	Viskosite (Kg/m-s)
Amonyak	610.00	4758.0	0.493000	0.000152
Karbondioksit	845.47	2566.3	0.095000	0.000079
R134a	1206.00	1424.6	0.081163	0.000194
R141b	1253.30	1137.4	0.094586	0.004586
su	998.20	4182.0	0.600000	0.001003

4.PROBLEMİN TANIMLANMASI

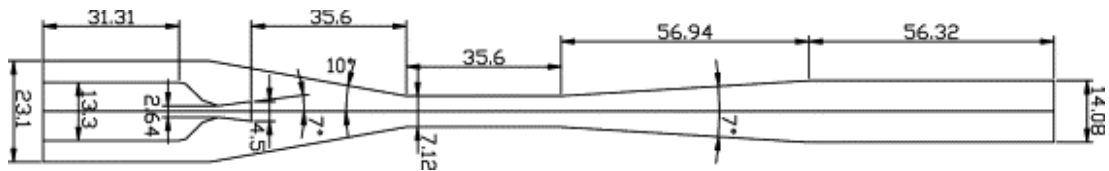
Yüksek performanslı bir ejektör için geometrik yapı ve çalışma şartları çok önemlidir. Bu konuda bir çok çalışma yapılmıştır.

Kenen at all,emme bölgesi girişi ile nozul çıkışı arasındaki basınç oaranının bir fonksiyonu olarak sabit alan kanal uzunluğunu tasfir etmişlerdir.Basınç oranı göz önüne alındığında $(L+y)/D$ (L Sabit alan bölümünün uzunluğu,y nozzle çıkışında karışım alanı girişinr kadar uzunluk ve D Sabit alan boğazının çapıdır) 'nin doğru çıktığı görülmüştür.Nozul çıkışından sabit alan boğazına kadar olan uzunluğun bir yarısı,sabit alan boğaz uzunluğu diğer yarısı olarak düşünmüştür [46].

All.Khallidy and Zayonia ve Henzlere göre diffüzör uzunluğu sabit alan kazan çapına göre önermiştir [47,48].

Henzler ve Esdu'ya göre diffüzör genişleme açısı 3.5 derece olarak alınmıştır. Esdu'ya göre nozul genişleme daralma açısı ve emme bölgesi açıları 12.7 ve 10 derece seçilmiştir[48-49].

Basınç ve sürtünme kayıplarını en aza indirgenmesi amacı ile ikincil akışkan alttan verilmesi yerine, alından verilmesi düşünülmüş ve bu çalışmada literatür ile uyum içerisinde olan Şekil 5.1. de geometrisi verilen ejektör seçilmiştir.



Şekil 4.1. Ejektör Geometrisi

Yapılacak çalışmanın CFD çözümü, Fluent yazılımı ile yapılacağı için bu yazılımın kabul ettiği çizim programı olan Gambit yazılımı ile problemin üç boyutlu çizilmesi ve meşlenmesi sağlanacaktır.

E.Rusly, Lu Aye, W.W.S.Charters ve A.Ooi çalışmalarında benzer geometride R141 b akışkanı için 1D ve 2D geometrilerinde çözümü yapılmış ve R141 b en iyi soğutma sıvısı olarak görülmüştür. [50].

Bu yüzden çalışma sonuçlarını karşılaştırmak açısından R141b soğutma sıvısı alınacak, daha sonra R134a ve amonyak/karbondiyoksit-su soğutma gazı olarak CFD simülasyonları 3D geometrileri ile çözülecektir. Amonyak/ karbondiyoksit -su soğutma gazlarının literatürde 3D- CFD çalışmasının yapılmadığı da görülmüştür.

Daha önce yapılan bir boyutlu çalışmalarda ideal jeneratör sıcaklığı 80°C olduğu görülmüştür. Bu ısı endüstride pek çok yerden temin edilebilmektedir. Buharlaşma sıcaklığı veya emme sıcaklığı arttıkça ejektör performansı da artmaktadır [56].

Bu çalışmada her bir jeneratör sıcaklığında farklı kondenser sıcaklıkları denenecektir. Çalışma şartları endüstriyel uygulamalara emsal olabileceği düşünülmektedir.

Bu çalışma; Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) ile yapılacaktır. Bunun için Akışkanlar Mekaniği ve Isı Transferi Problemleri çözümünde sıklıkla kullanılan Sonlu Hacimler Yöntemi ile çözüm yapan , Fluent yazılımı en uygun program olarak düşünülmüştür.

5. EJEKTÖRÜN SAYISAL ANALİZİ İÇİN GAMBİT YAZILIMINDA MODEL OLUŞTURULMASI

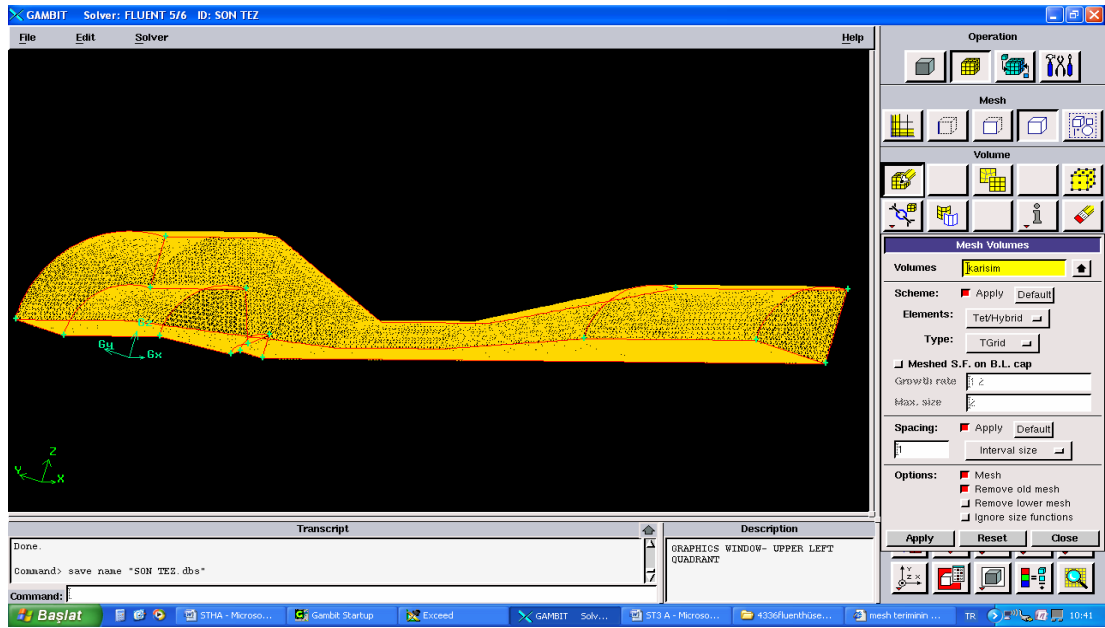
Gambit, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Sonlu Elemanlar (SE) analizlerinde kullanılabilen genel amaçlı bir yazılımdır. Gambit, HAD ve SE analizleri üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçların da yardımıyla, kolaylaştırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır.

5.1. Gambit Yazılımı İle Problemin Üç Boyutlu Çizilmesi Ve Ağ oluşturma

Tasarlanan ejektörün üç boyutlu çiziminin yapılacağı bir hesaplama bölgesi Fluent'te çözülebilecek Fluent 5/6 sayfası Gambit'te açılır. Ejektörün parçaları düşünülen boyuttaki hacimsel elemanlardan seçilerek birleştirilir ve oluşturulur. Kullanılan ejektör geometrisi y-z eksenlerinde simetrik olduğundan sayısal hesaplamanın daha kısa sürede yapılabilmesi için ejektörün 1/4' lük bir hacmi daha sonra birleştirilmek üzere alınır. Tet-Hybrid ağ oluşturma, normal şokun oluşacağı tahmin edilen nozul çıkışı ve sabit alan kanalı gibi yüksek gradyantlı alanlarda esnek ağ oluşturulmasına izin verir. Bu yüzden geometrisi üzerinde Tet-Hybrid ağ oluşturulur. Ağda kullanılan eleman sayısı 951728 adettir. CFD çözümünün niteliği büyük oranda ağın niteliğine bağlıdır. Bu sayı gerekli ağ niteliğine bağlıdır.

Yüzey ve hacim isimlendirmelerinin Gambit'te doğru ve belirgin verilmesi, Fluent'te sınır şartlarının verilmesinde oldukça önemlidir. Sayısal hesaplamalarda kullanılacak değerler için sınır şartlarının olduğu yüzeyler belirlenir. Ejektör çalışma şartlarında kullanılacak malzemenin durumu belirtilir.

Sayısal Hesaplama programı, Fluentte kullanılmak üzere saklanır.: Gambitte problemin üç boyutlu geometrisi Şekil 5.1'de görülmektedir.



Şekil 5.1.Gambit yazılımında problemin üç boyutlu geometrisi

6. CFD İLE YAPILAN SAYISAL ÇALIŞMA

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) için piyasada birçok yazılım programı mevcuttur. Biz bu çalışmada Bölümümüzün de kullanıcısı olduğu Fluent yazılımını kullandık. Bu program sonlu hacimler yöntemini kullanan bir yazılımdır. Fluent, genel amaçlı bir CFD yazılımı olarak, endüstrinin birçok alanında akışkanlar mekaniği ve ısı transfer problemleri çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma imkânı sağlar. Ansys ise sonlu elemanlar yöntemini kullanan bir başka CFD programıdır.

Gambitte tasarlanan ejektör modellemesi Fluent sayfasında üç boyutlu olarak açılır. Ağ oluşturma dosyası ile birlikte açılan geometrinin ölçülendirme ve doğrulama işlemi ile birim tanımlama işlemlerinin yapılması gerekmektedir.

Modellerin tanımlamalarında multiphase modellerden mixture modeli, enerji denklemleri açılarak, k-epsilon viskoz model seçilmelidir.

Katı ve sıvı materyaller Fluent programının database menüsünden seçilebilir. Eğer yok ise termodinamik özellikler girilerek eklenebilir. Faz tanımlamaları yapılmalıdır. Sınır şartları ve hücre bölge şartları tanımlanarak çözüm metodları ve çözüm kontrolleri yapılarak çözüme başlanılmalıdır.

Bütün akış alanı değişkenleri için başlangıç değerleri her bir hücre için belirlenir. Bunlar başlangıç şartlarıdır ve doğru olsalar da olmasalar da iterasyon işlemine devam etmek için gereklidir. Bununla birlikte, daimi olmayan akış hesaplamalarının doğru bir şekilde yapılabilmesi için başlangıç şartı doğru olmalıdır.

Çözüm yakınsandığında hız ve basınç gibi akış alanı değişkenleri grafiksel olarak çizilir ve analiz edilir. Bunun yanında kullanıcılar, akış alanı değişkenlerinin cebirsel kombinasyonları ile oluşturulan başka özel fonksiyonlar tanımlanabilir ve

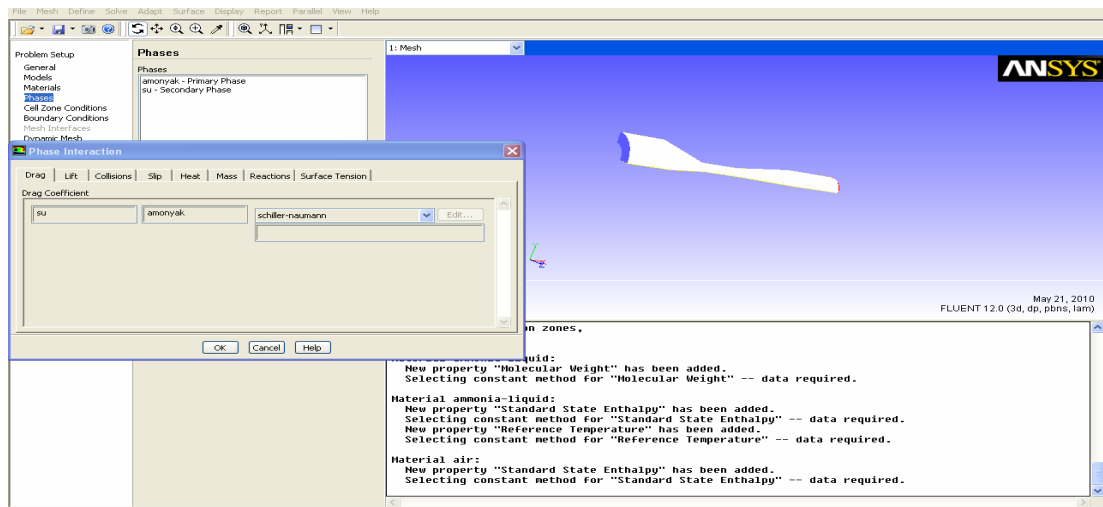
analiz edilebilirler. Ticari CFD yazılımlarının çoğunun akış alanı analizini grafiksel olarak hızlı bir şekilde yapmak üzere tasarlanmış yüklü son işlemcileri vardır.

Çoğu CFD yazılımlarında iterasyonlar devam ederken bunlarda yapılabilir. Aslında çoğu durumda iterasyon işlemi sırasında bu nicelikleri artıklar ile beraber görüntülemek akıllıca bir yoldur. Çözüm yakınsandığında genel ve integral özelliklerde sabit değerler yakınsamalıdır.

CFD yazılımlarında iterasyon devam ederken kullanıcının müdahalesi olmaksızın (veya haberi olmaksızın) perde arkasında birkaç tabakalı ağ oluşturma işlemi gerçekleştirilebilir.

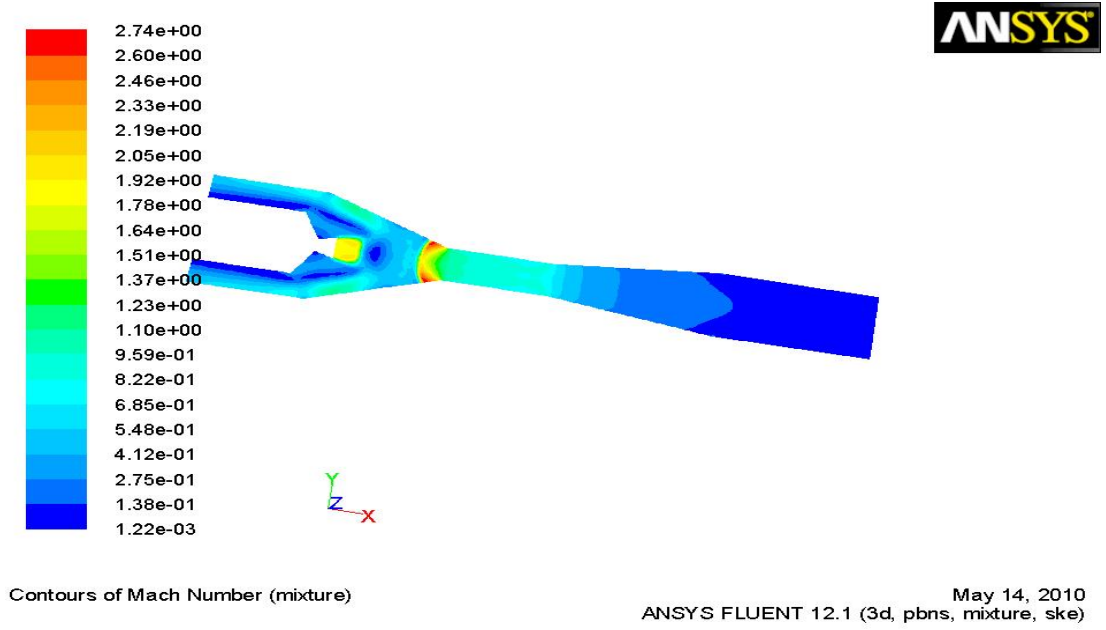
6.1. Soğutucu Akışkanı Amonyak-Su Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi

Yukarıda problem tanımlanması yapılan ejektörün birinci bölümünde çalışma sıvısı olarak birincil akışkan için sera gazı etkisi olmayan amonyak gazı, ikincil akışkan içinde su buharı kullanılmıştır. Buna göre birincil akışkanın basıncı $P_g = 4$ [atm], karışım çıkış basıncı $P_c = 2,2$ [atm] sabit tutularak jeneratör sıcaklıkları $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilerek kondenser sıcaklıkları $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilerek her biri için ayrı ayrı sürüklenme oranları bulunmuştur.

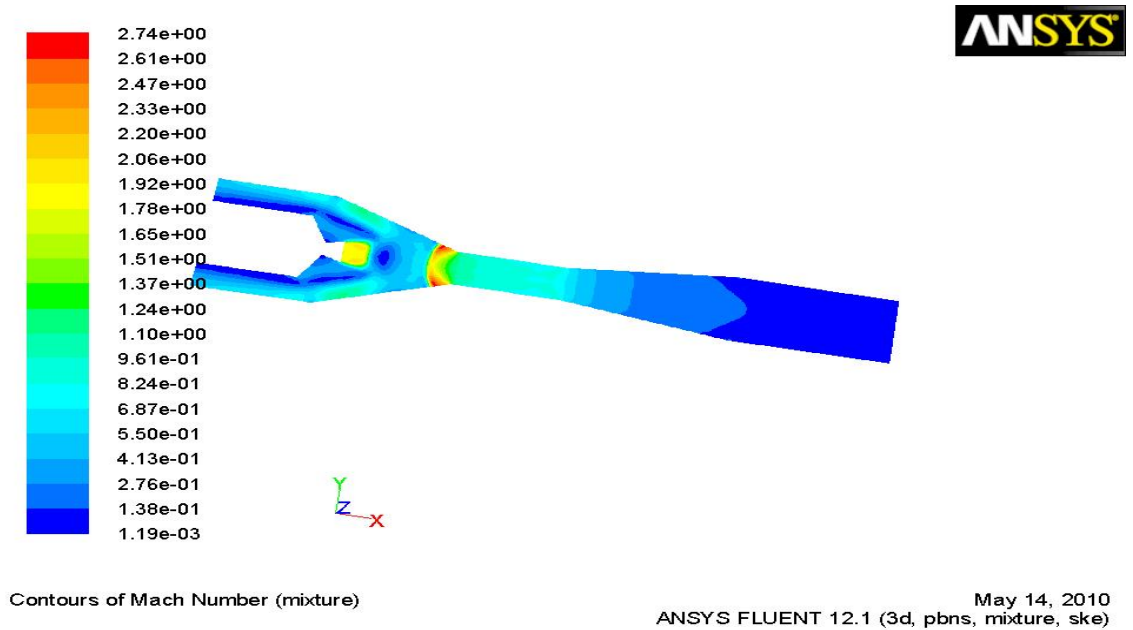


Şekil 6.1. Amonyak ve Su Karışımı Fluent çalışmasında mevcut geometri çalışması

6.1.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında

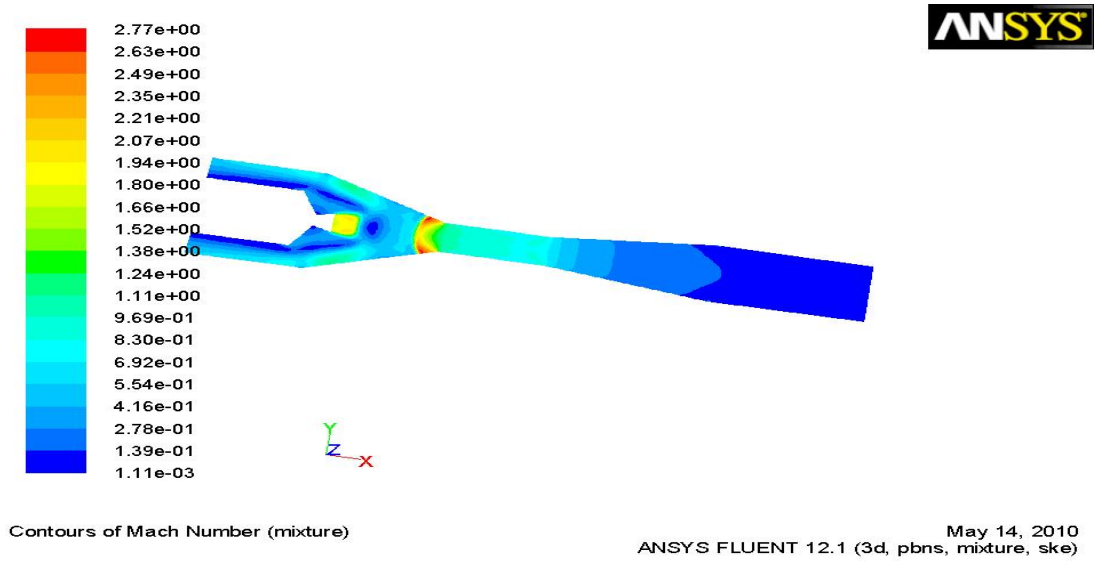


(a)



(b)

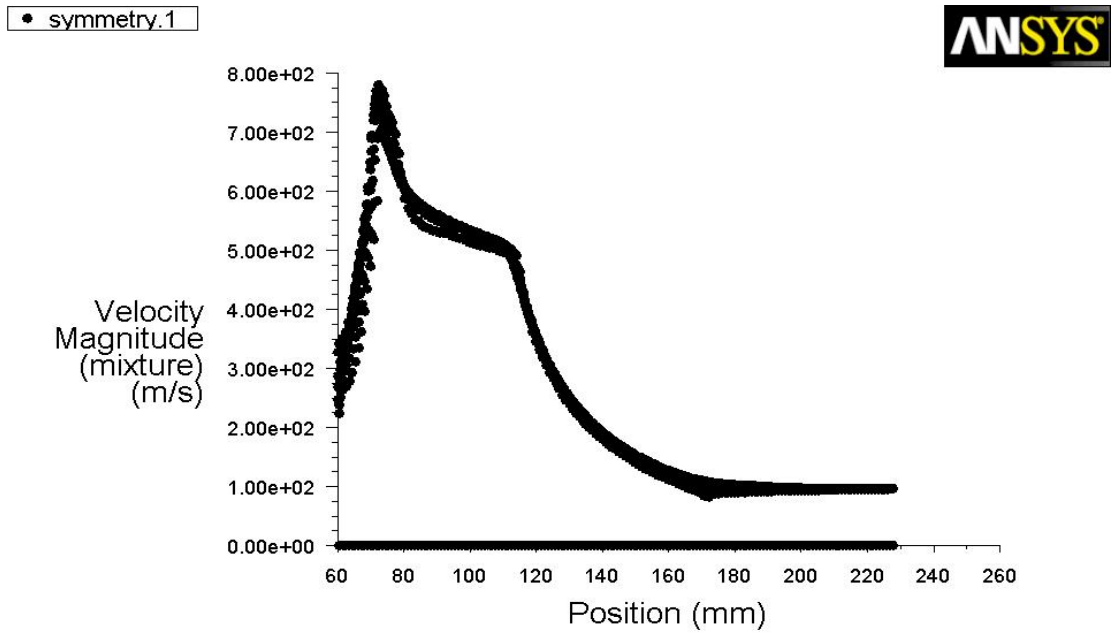
Şekil 6.2. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları



(c)

Şekil 6.2.(Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları

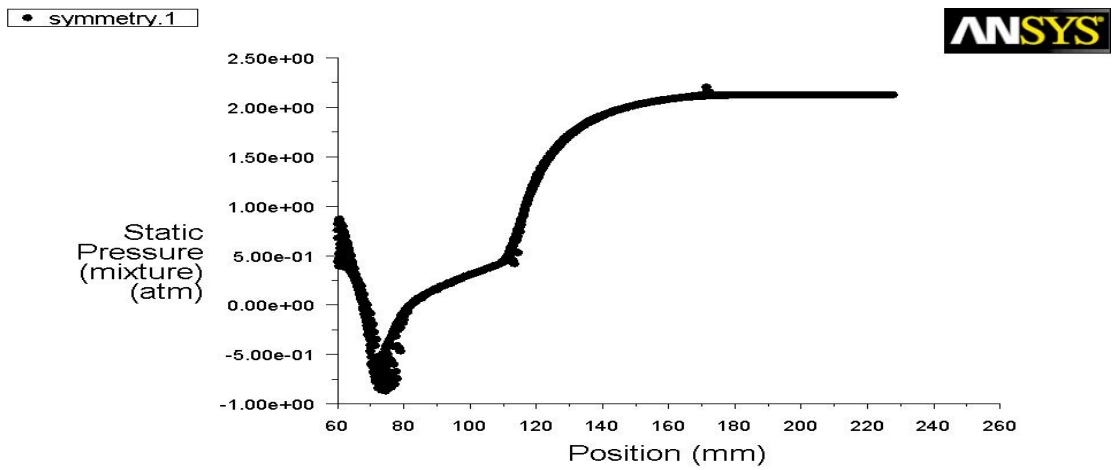
Şekil 6.2'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.74, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 2.74 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.77 olarak elde edilmiştir.



Velocity Magnitude (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(a)



Static Pressure (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(b)

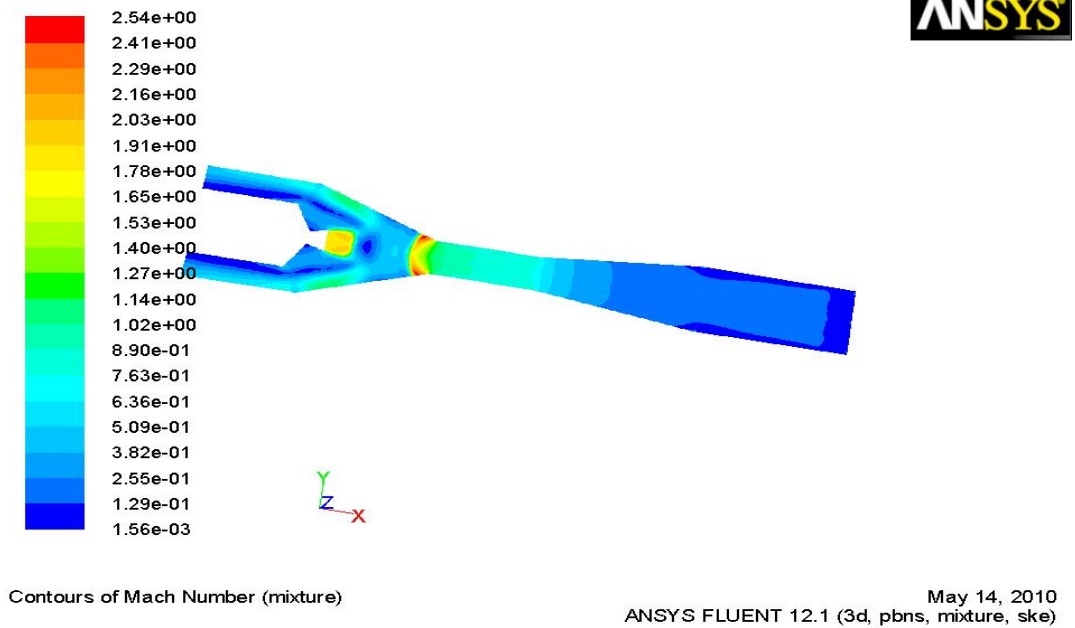
Şekil 6.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenini boyuna karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ entrienment oranları hesaplanırsa Çizelge 6.1 deki sonuçlar bulunur.

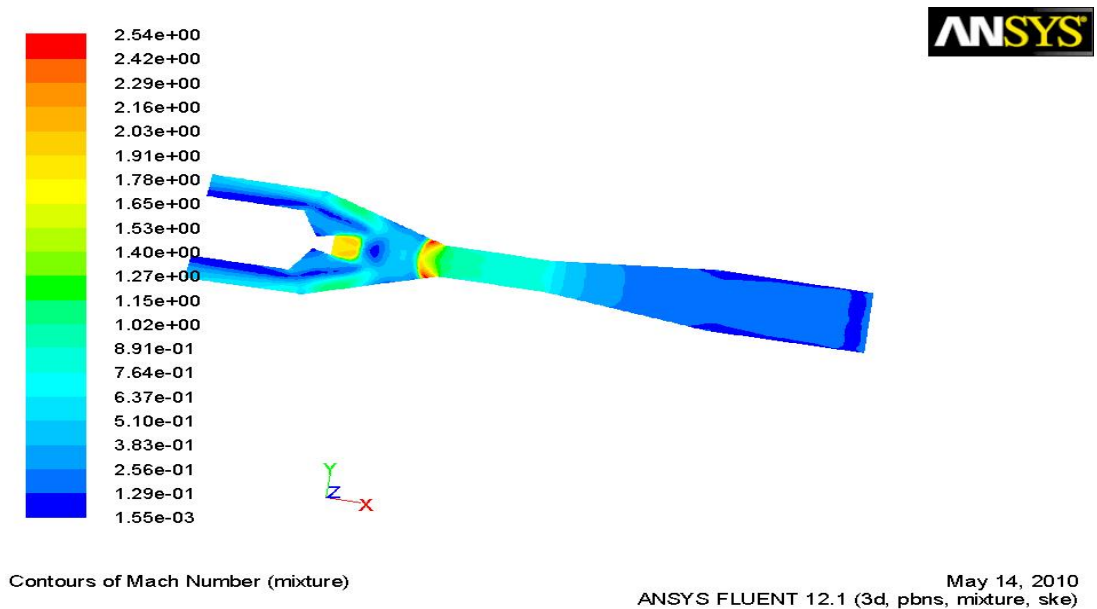
Çizelge 6.1. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$26\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.27635
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.28004
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$34\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.28388

6.1.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında

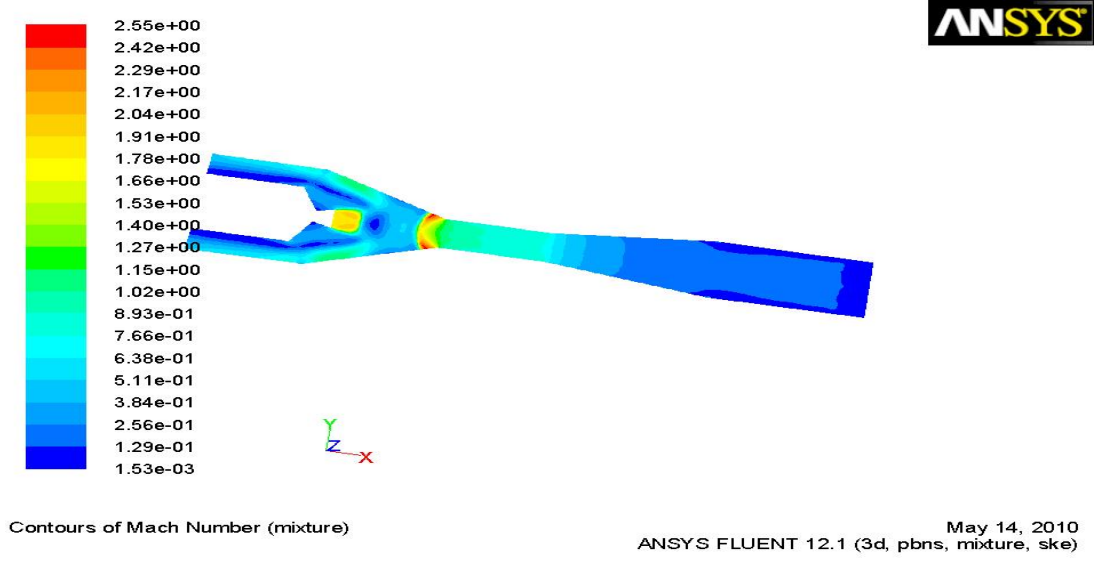


(a)



(b)

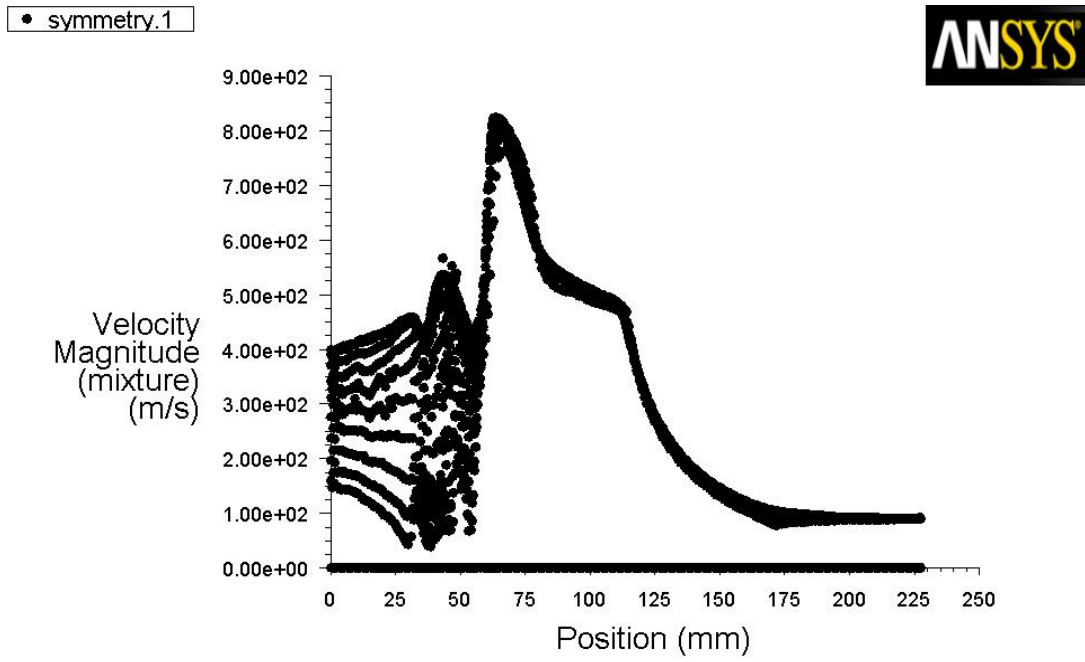
Şekil 6.4. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=80^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları



(c)

Şekil 6.4. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları

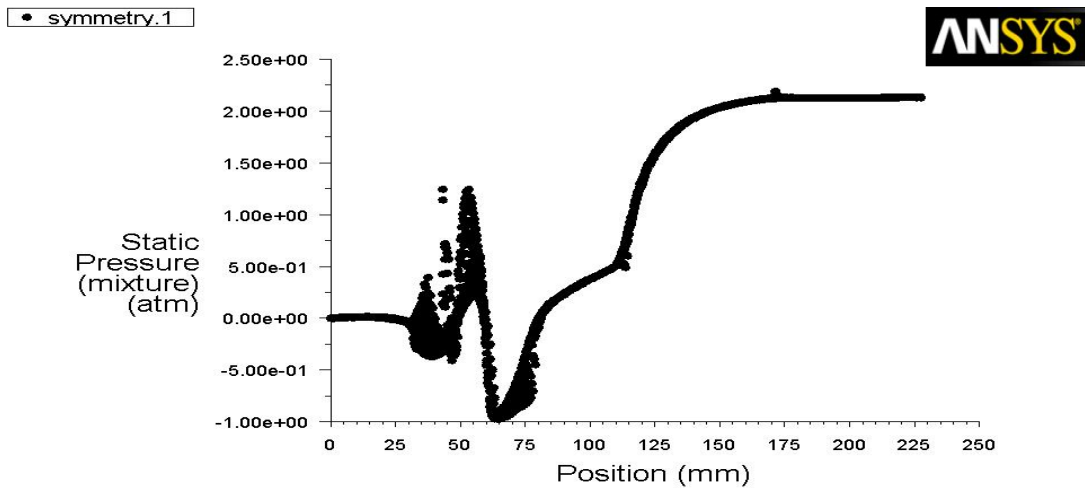
Şekil 6.4'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.54, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 2.54 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.55 olarak elde edilmiştir.



Velocity Magnitude (mixture)

May 11, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(a)



Static Pressure (mixture)

May 11, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(b)

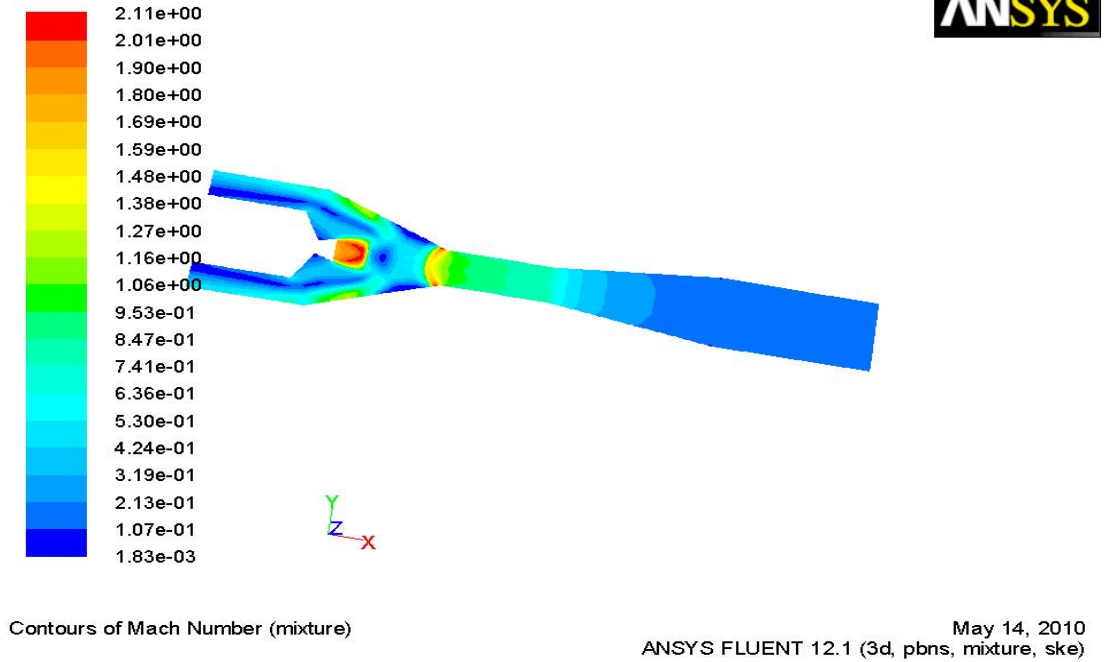
Şekil 6.5. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.2 deki sonuçlar bulunur.

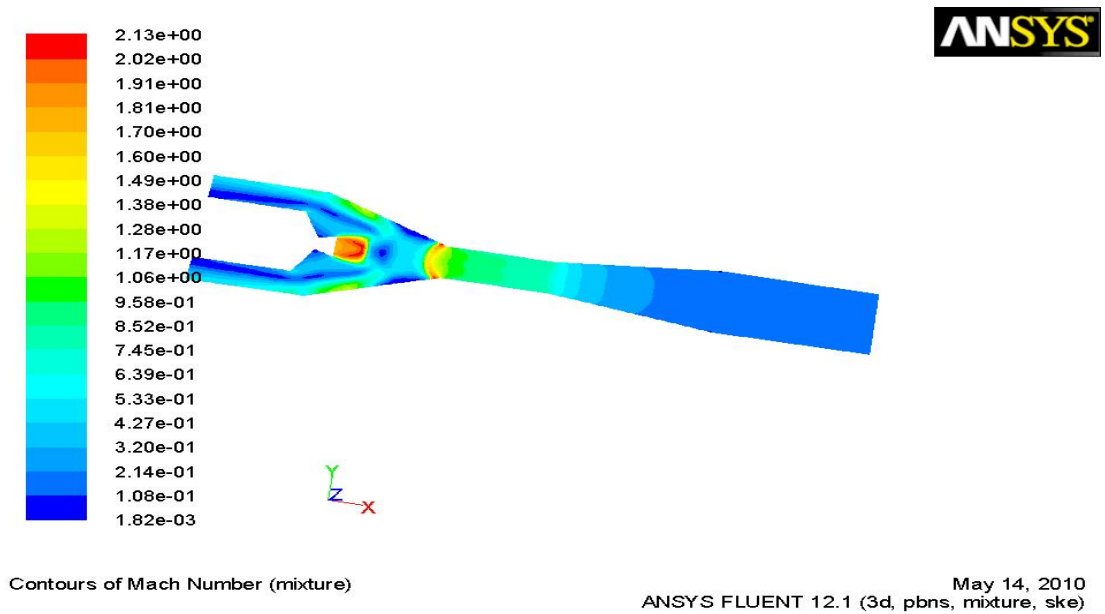
Çizelge6.2.Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boyer Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
80 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.23253
80 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.23597
80 $^{\circ}\text{C}$	34 $^{\circ}\text{C}$	0.23757

6.1.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında

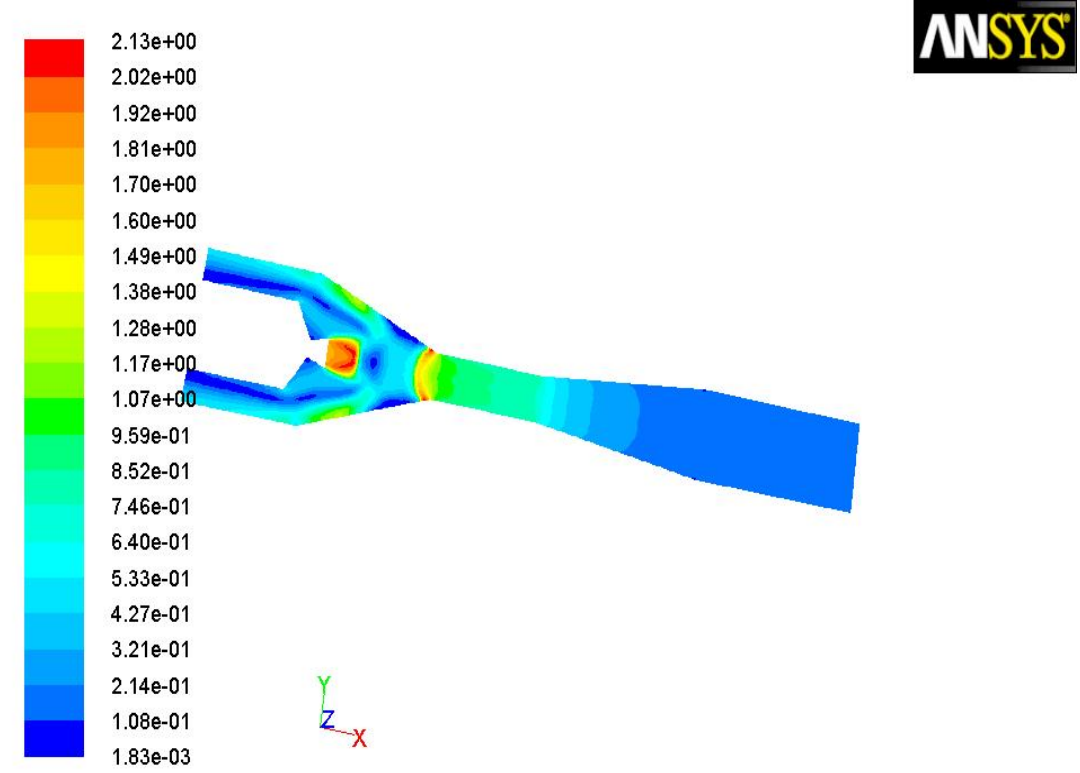


(a)



(b)

Şekil 6.6. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=100^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları



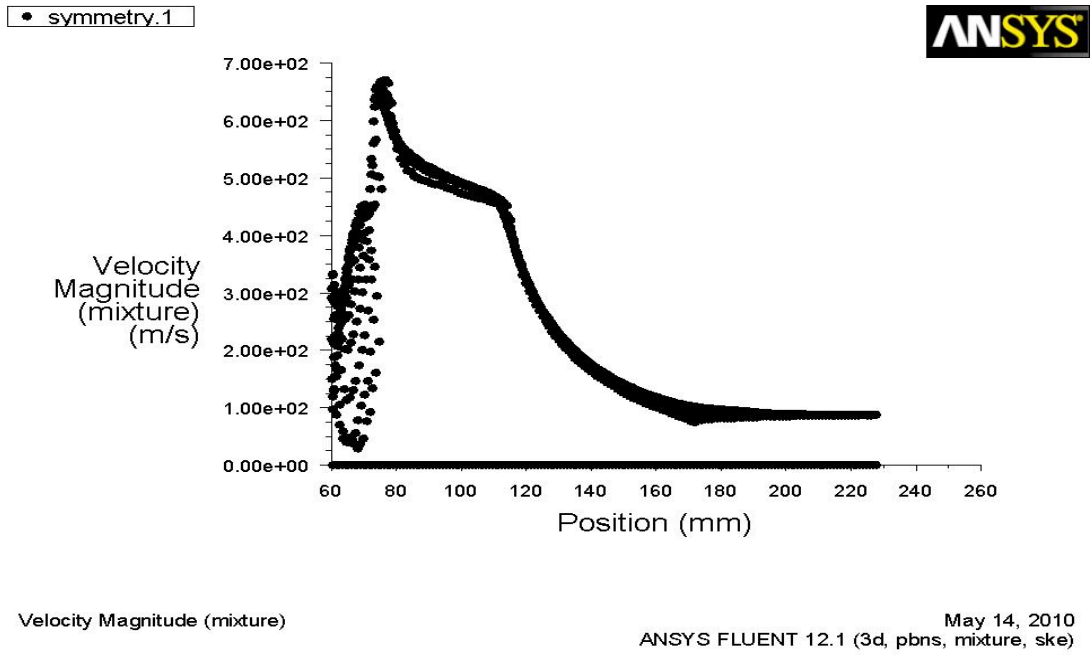
Contours of Mach Number (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

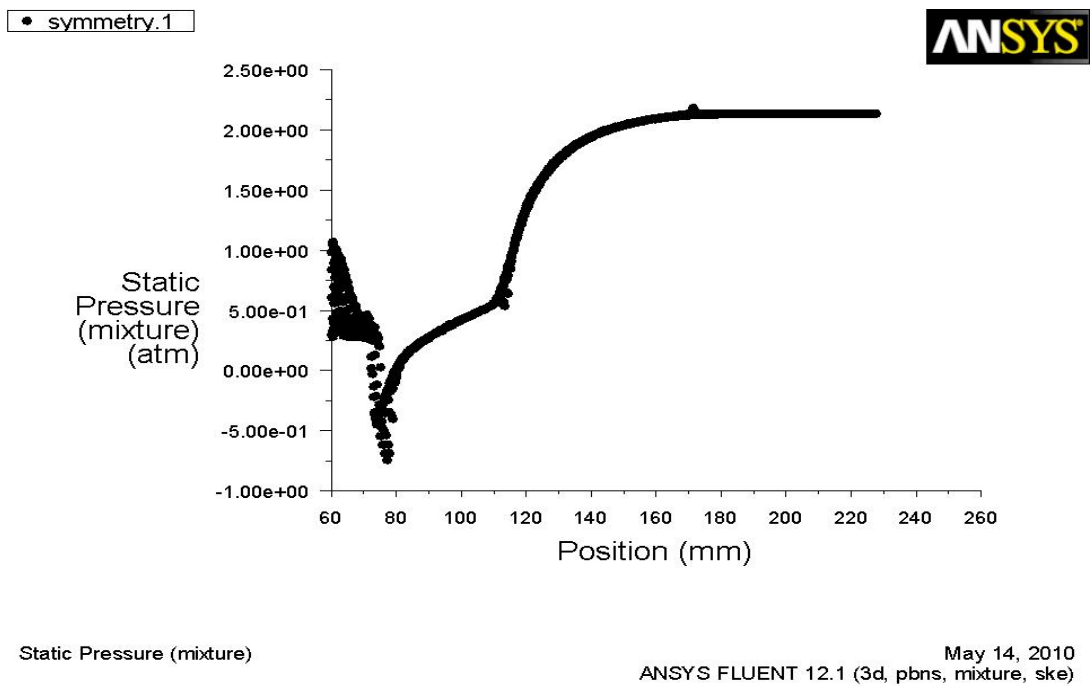
(c)

Şekil 6.6. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında amonyak-su karışım akışının mach konturları

Şekil 6,6'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.11, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 2.13 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.13 olarak elde edilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.7. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-su karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.3 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.3.Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

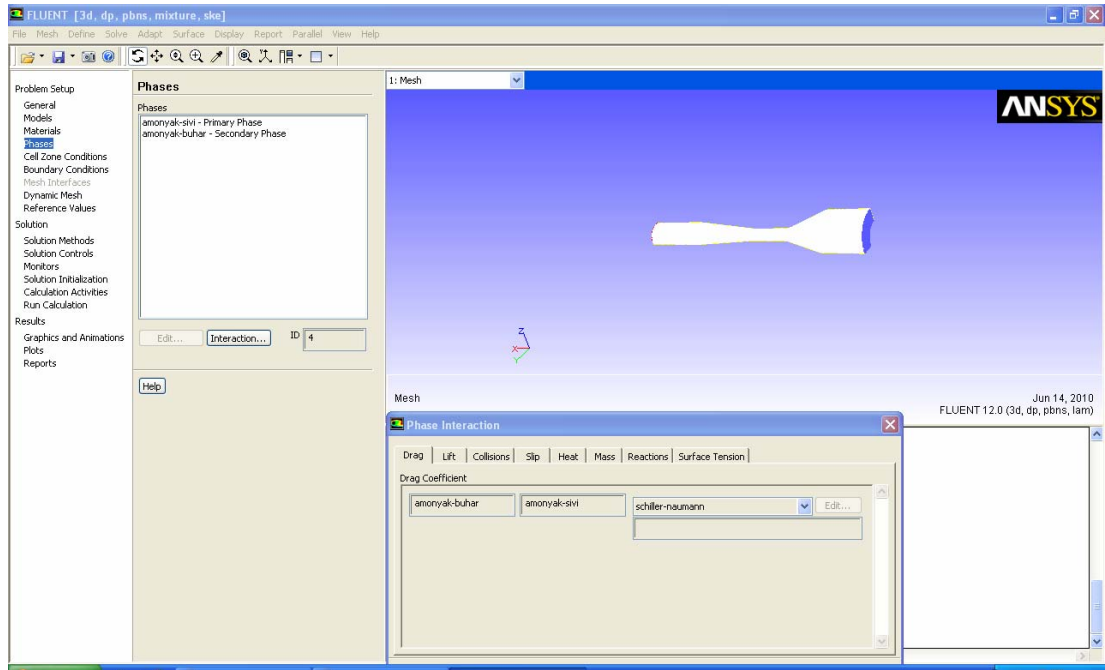
Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
100 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.21132
100 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.21424
100 $^{\circ}\text{C}$	34 $^{\circ}\text{C}$	0.21709

Çizelge 6.4.Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklıkları 60,80,100 $^{\circ}\text{C}$ iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
60 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.27635
80 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.23253
100 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.21132
60 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.28004
80 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.23597
100 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.21424
60 $^{\circ}\text{C}$	34 $^{\circ}\text{C}$	0.28388
80 $^{\circ}\text{C}$	34 $^{\circ}\text{C}$	0.23757
100 $^{\circ}\text{C}$	34 $^{\circ}\text{C}$	0.21709

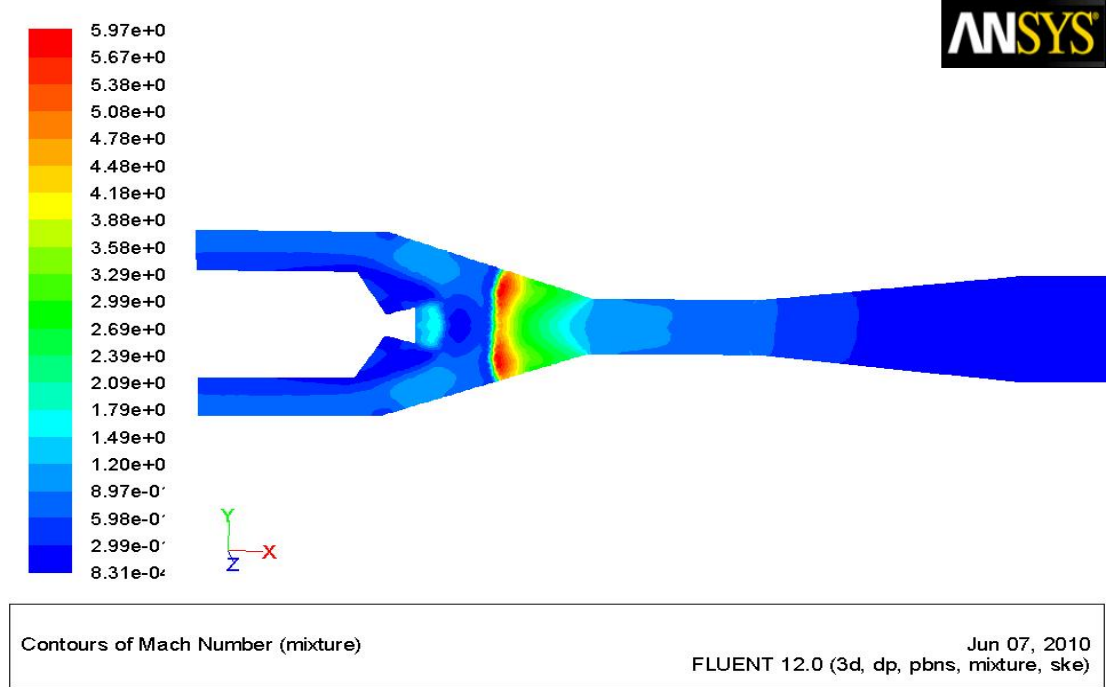
6.2. Soğutucu Akışkanı Amonyak Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi

Birincil akışkan için sıvı amonyak, ikincil akışkan içinde amonyak buharı kullanılmıştır. Buna göre birincil akışkanın basıncı $P_g = 4$ [atm], karışım çıkış basıncı $P_c = 2,2$ [atm] sabit tutularak boyler sıcaklıkları 60 °C, 80 °C, 100 °C alınarak, kondenser sıcaklıkları ise 26 °C ile 34 °C arasında değiştirilerek her biri için ayrı ayrı sürüklenme oranları bulunmuştur.

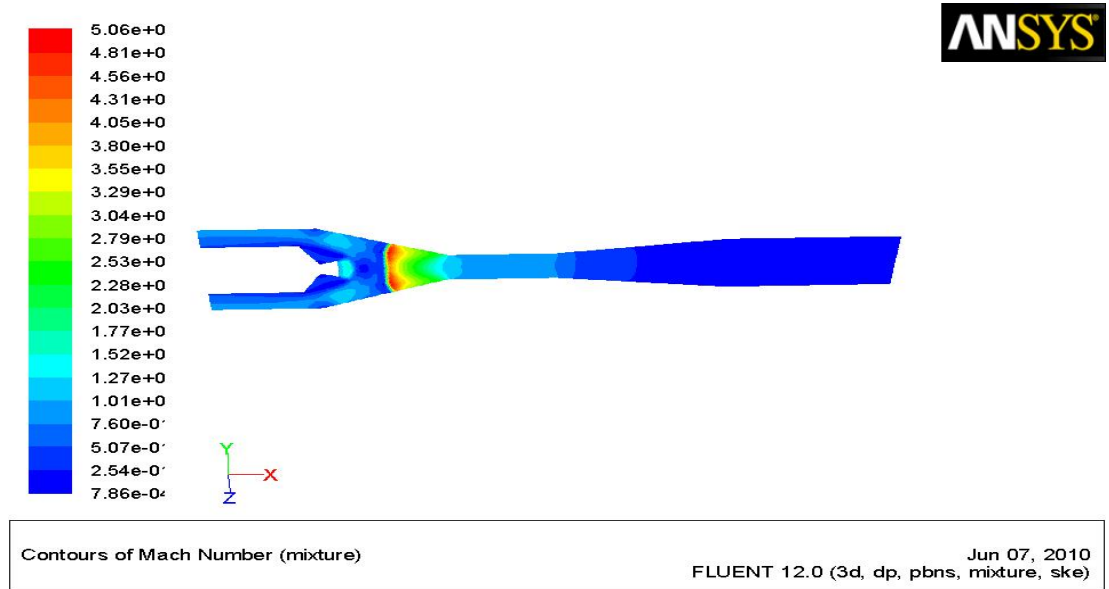


Şekil 6.8.Sıvı amonyak ve amonyak buharı karışımının Fluent çalışması

6.2.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında

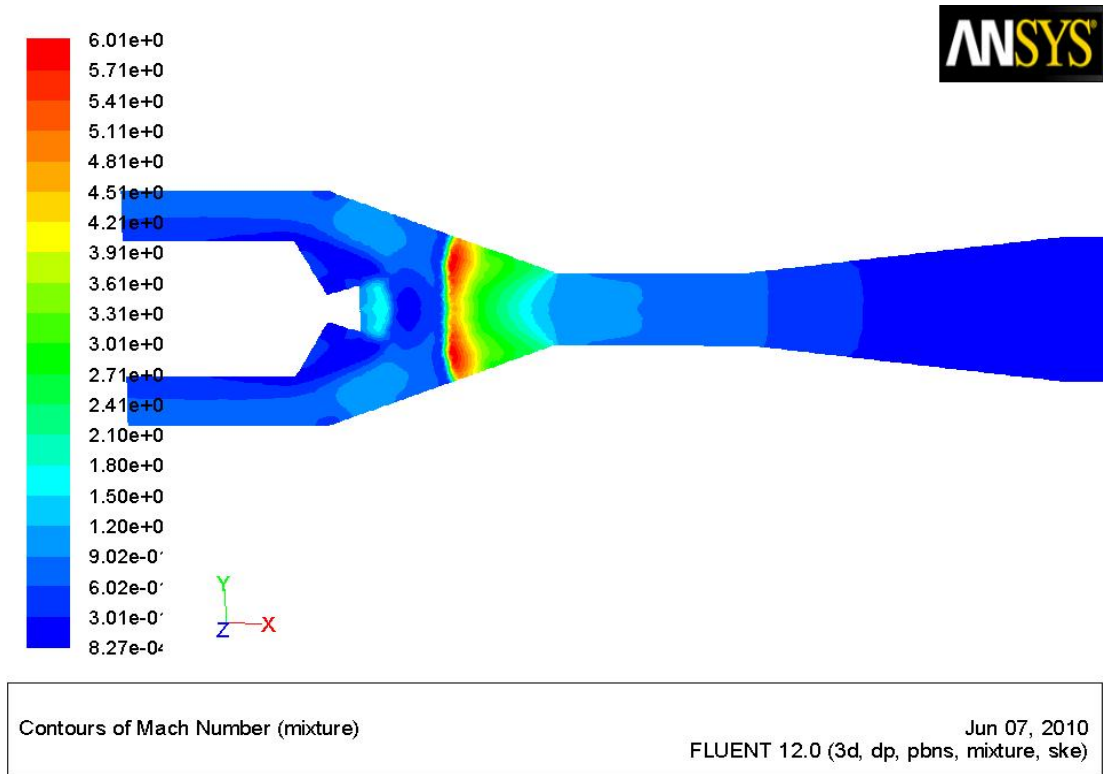


(a)



(b)

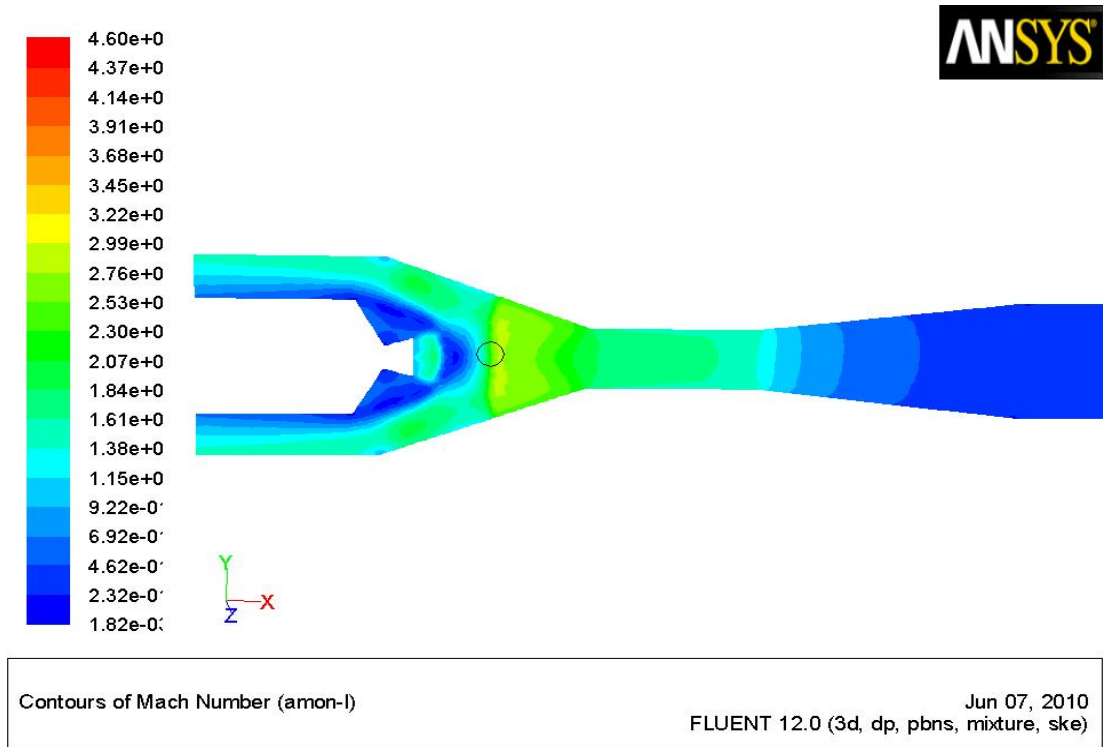
Şekil 6.9. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının mach konturları



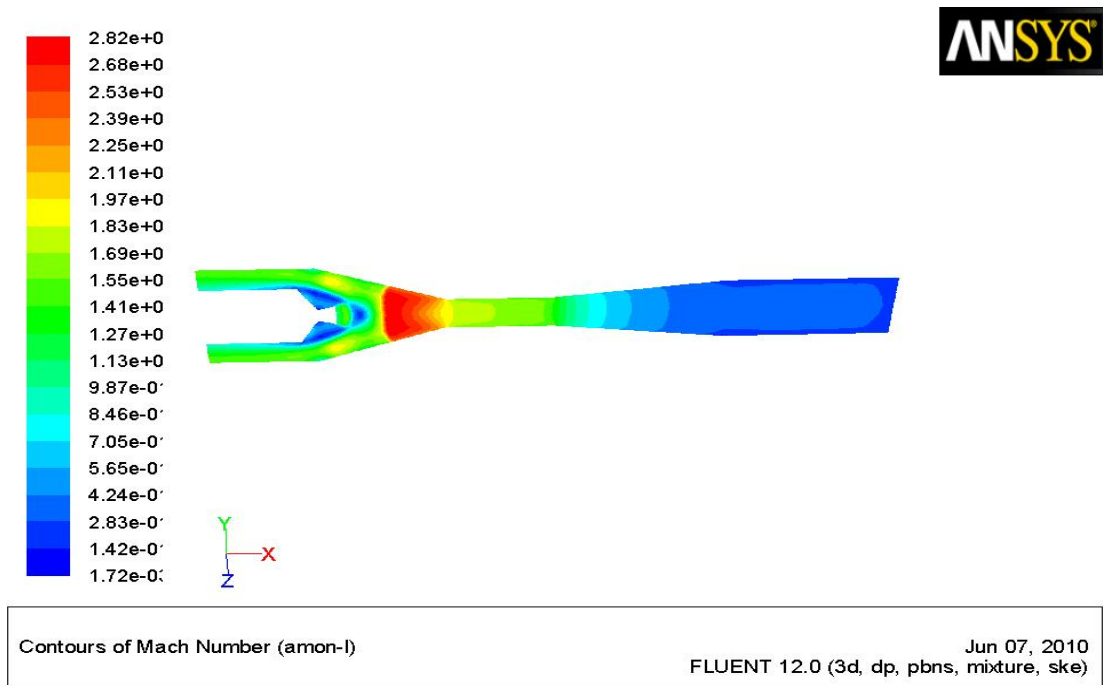
(c)

Şekil 6.9. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında; jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının mach konturları

Şekil 6.9'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 5.97, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 5.06 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 6.01 olarak elde edilmiştir

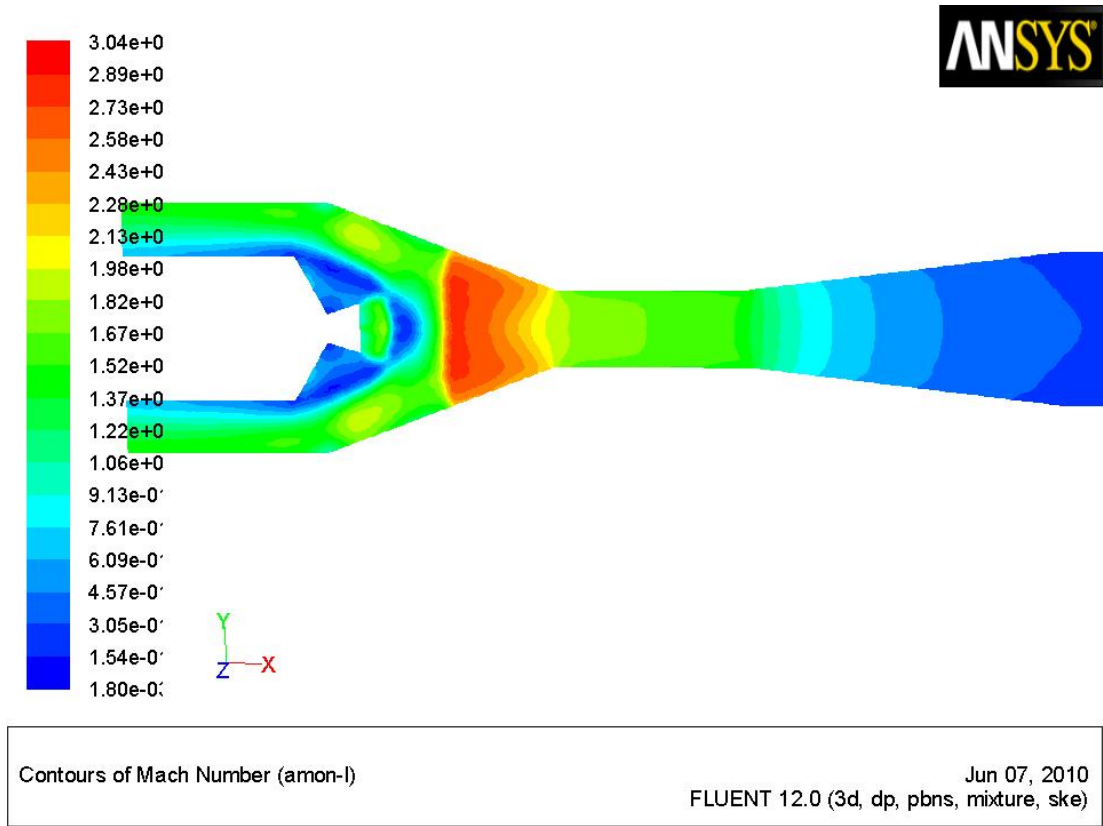


(a)



(b)

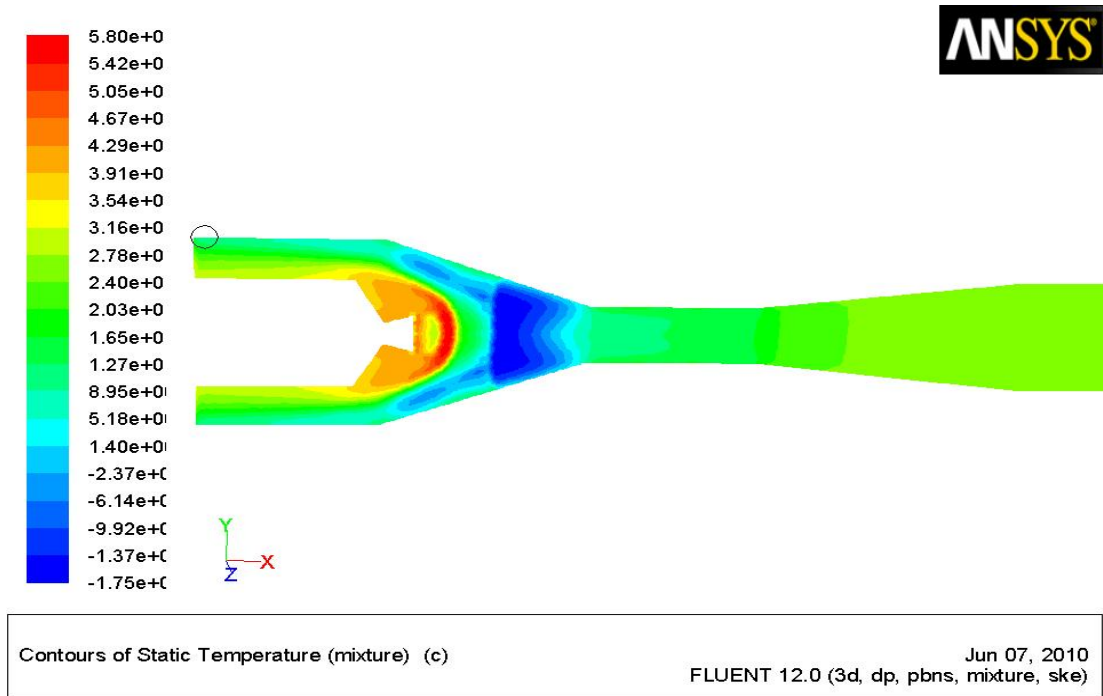
Şekil 6.10. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile sıvı amonyak akışının mach konturları



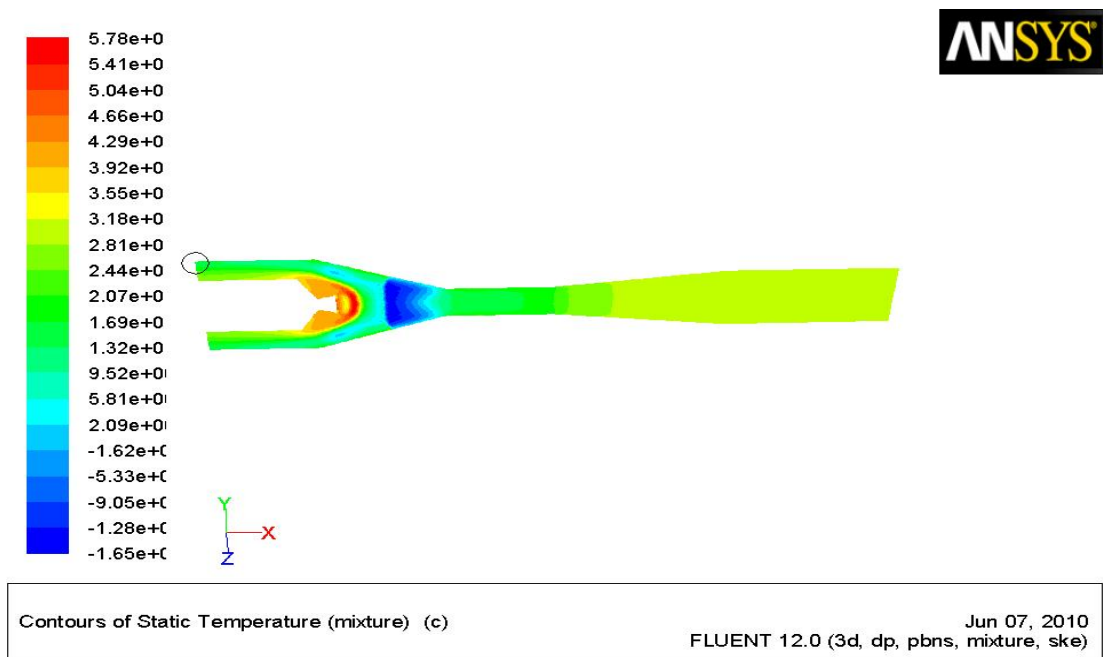
(c)

Şekil 6.10.(Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondensersıcaklıklarında sıvı amonyak ile sıvı amonyak akışının mach konturları

Şekil 6.10'daki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 4.60, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 2.82 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 3.04 olarak elde edilmiştir.

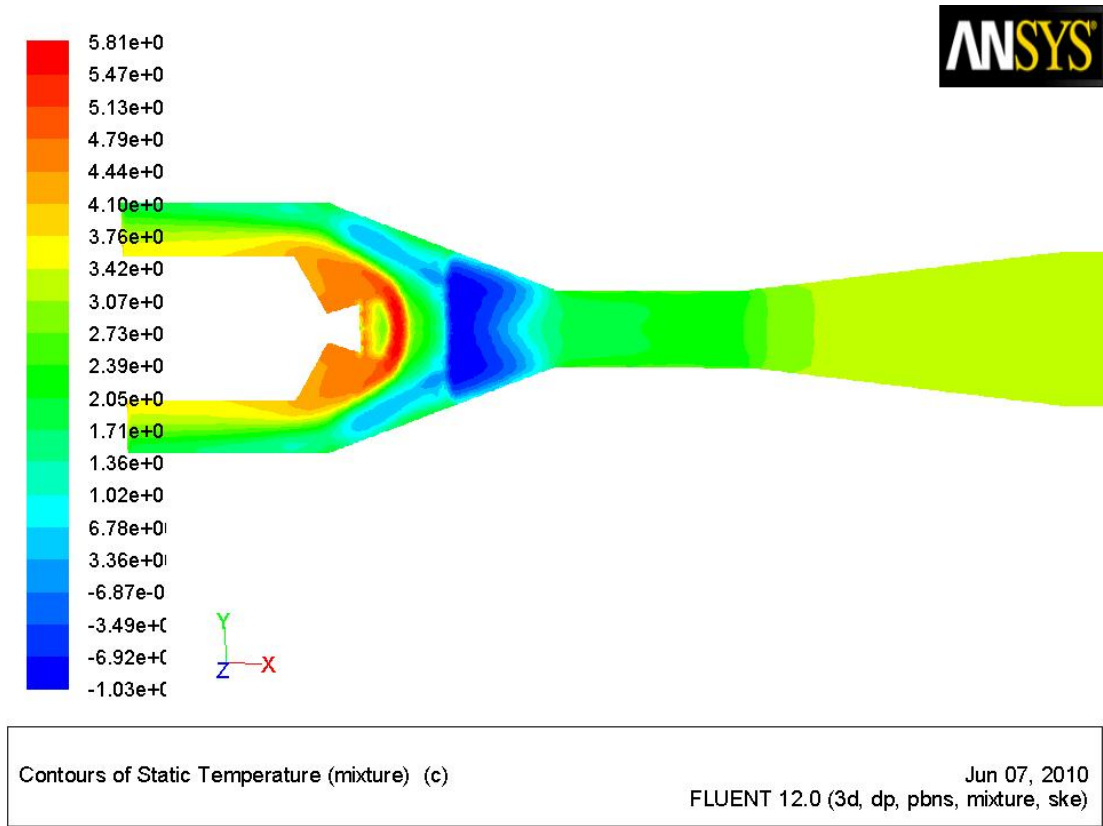


(a)



(b)

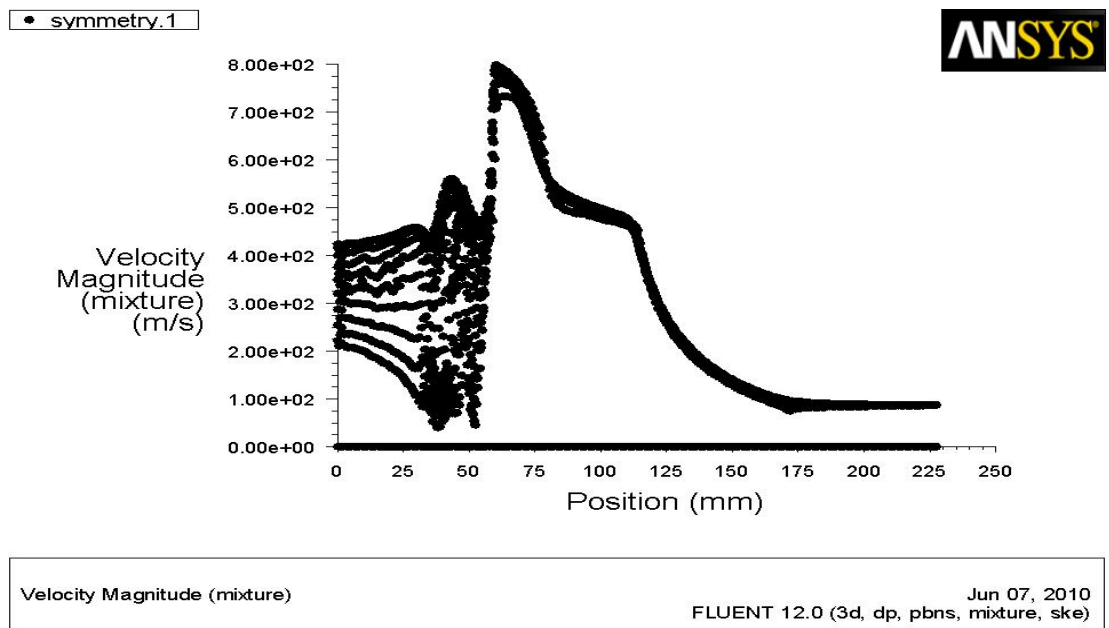
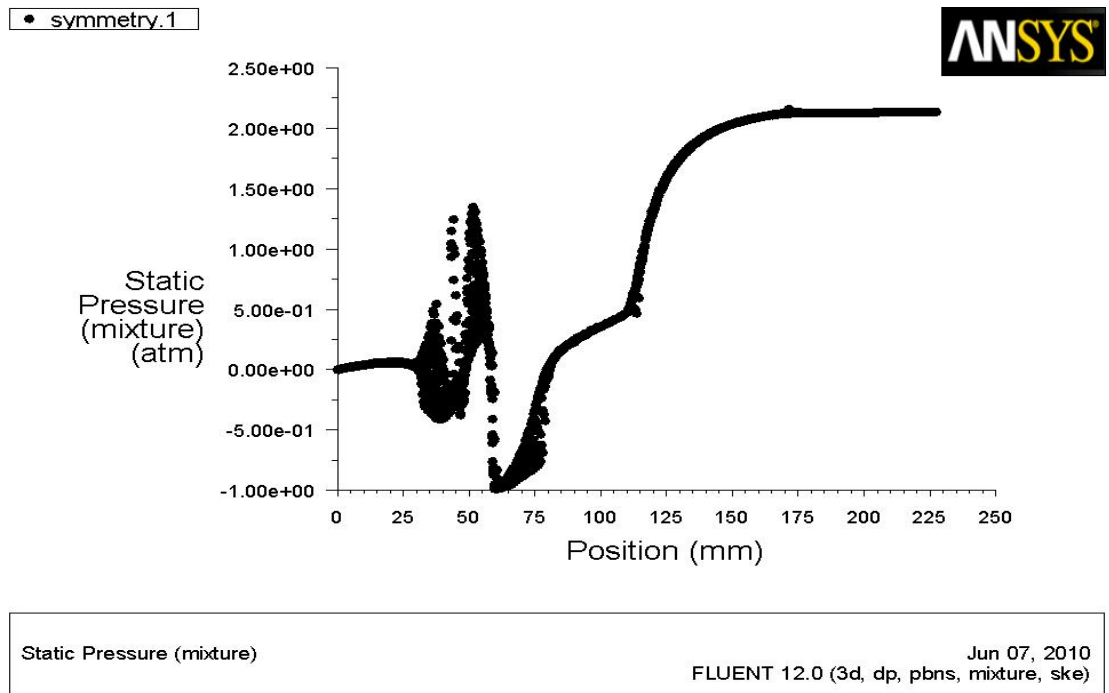
Şekil 6.11. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları.



(c)

Şekil 6.11. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları.

Şekil 6.11'deki evoparatör sıcaklıklarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında evoparatör sıcaklığı 16.5 ile 20.3 arasında, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında evoparatör sıcaklığı 16.9 ile 20.7 arasında bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında evoparatör sıcaklığı 20.5 ile 23.09 arasında elde edilmiştir.



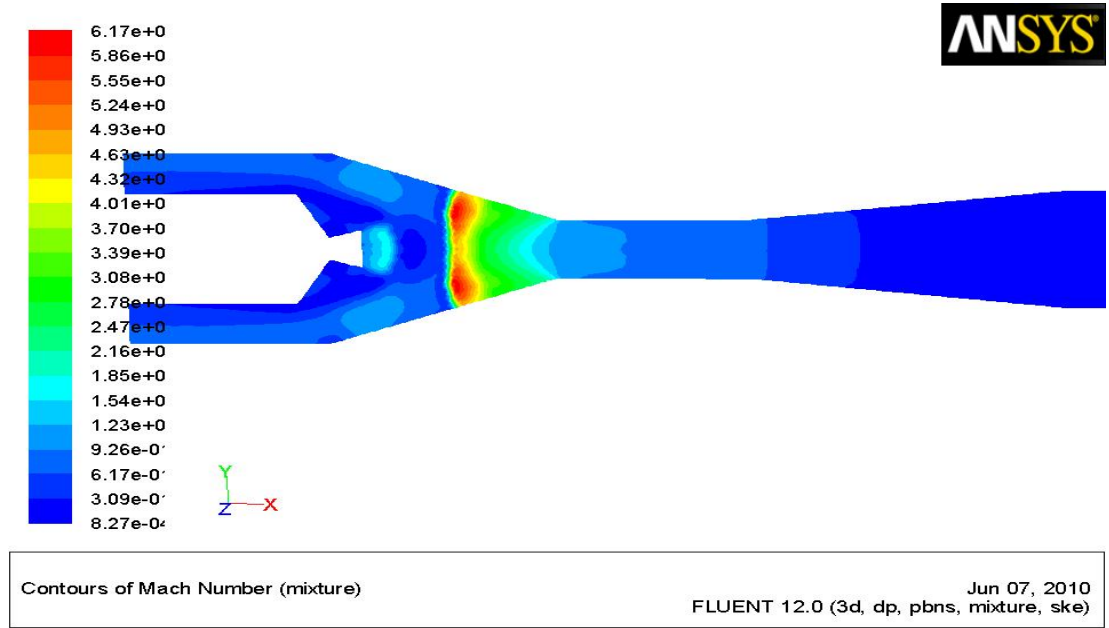
Şekil 6.12. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ için Sıvı Amonyak-Amonyak buhar karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı,

Jeneratörden gelen sıvı amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.5 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.5. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60°C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

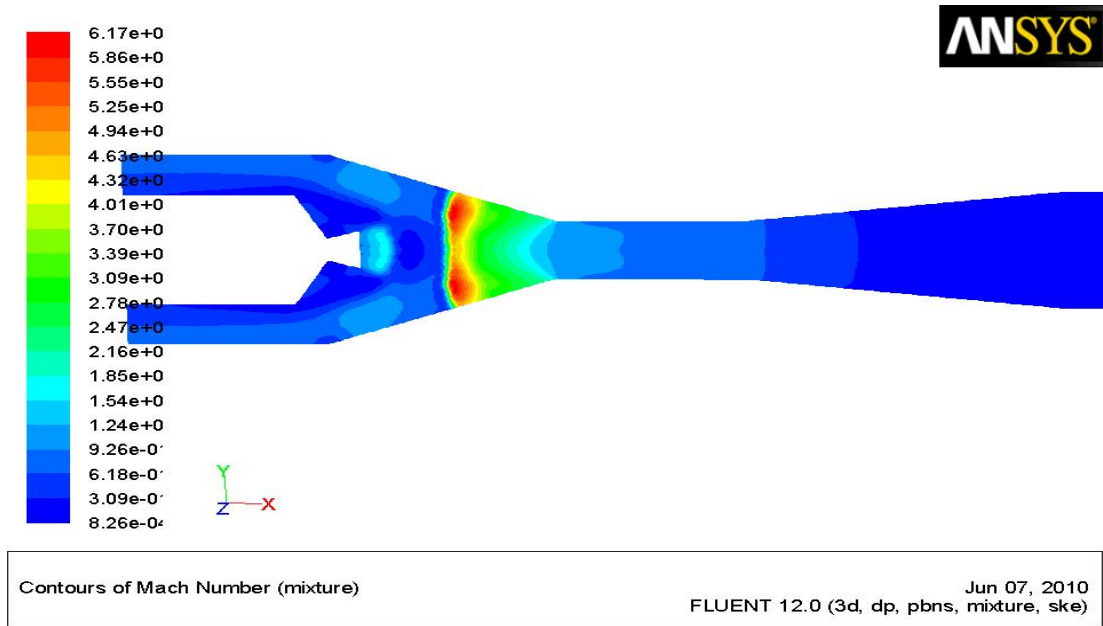
Boylar Sıcaklığı $T_g \text{ }^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c \text{ }^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
60 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.28868
60 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.29334
60 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.29734

6.2.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında

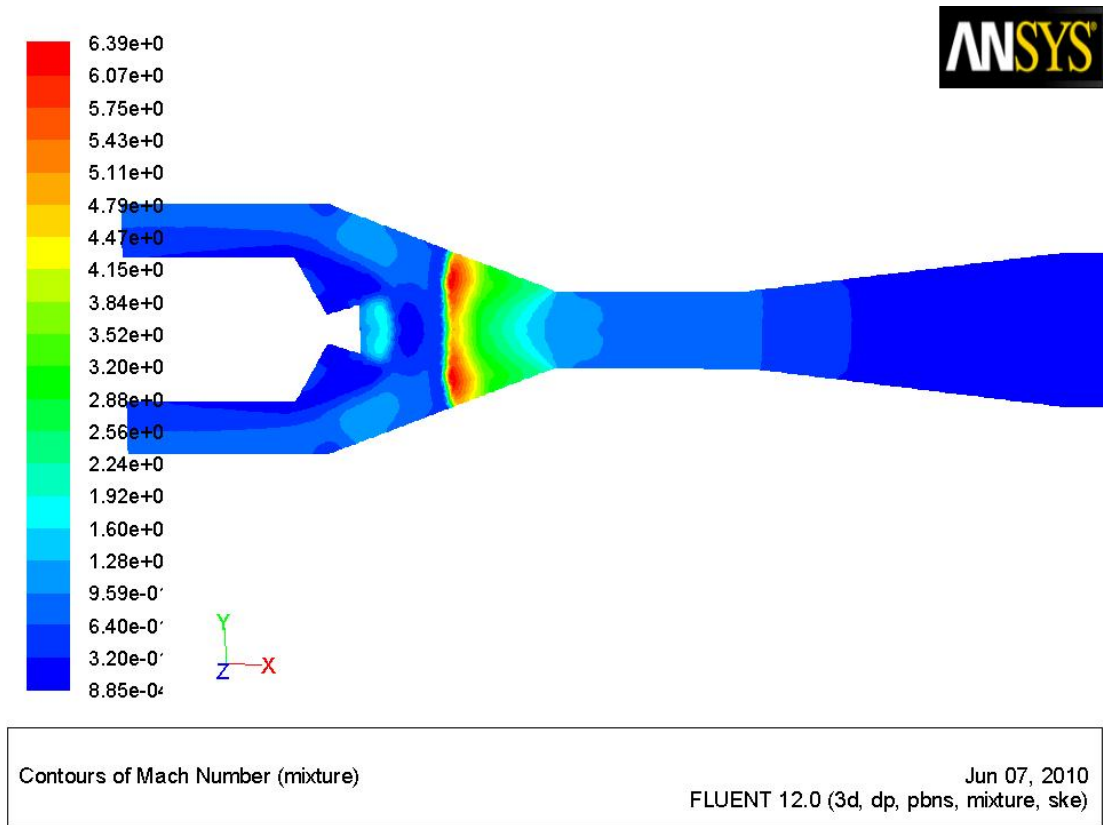


(a)

Şekil 6.13. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarının da karışım akışının mach konturları



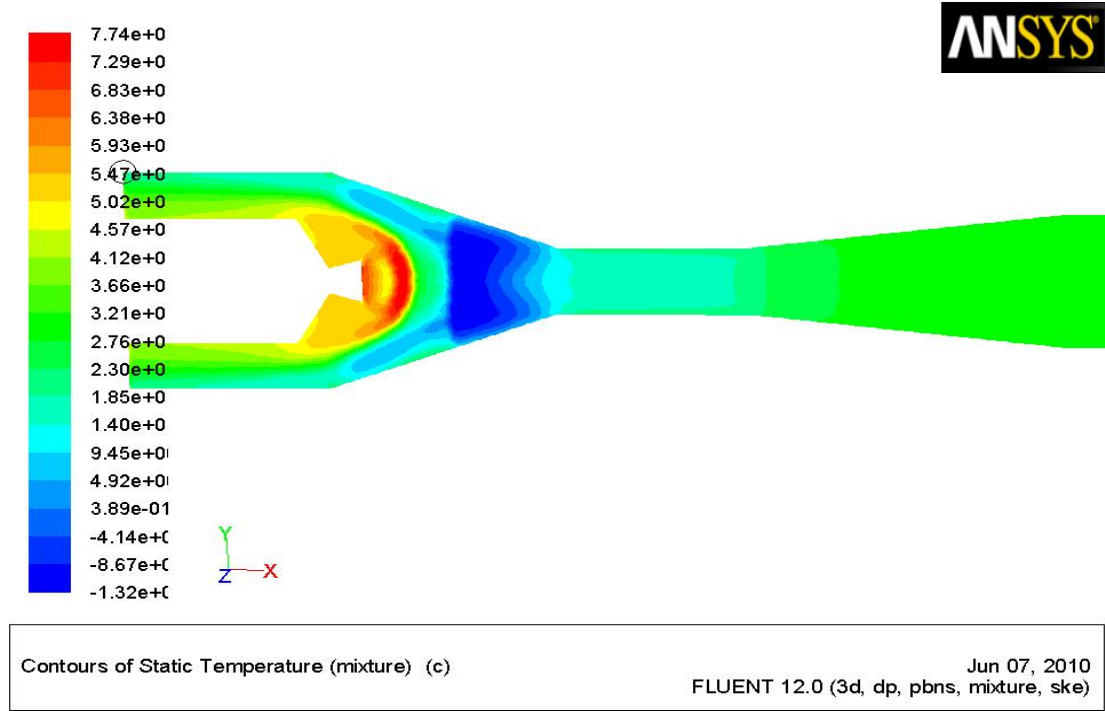
(b)



(c)

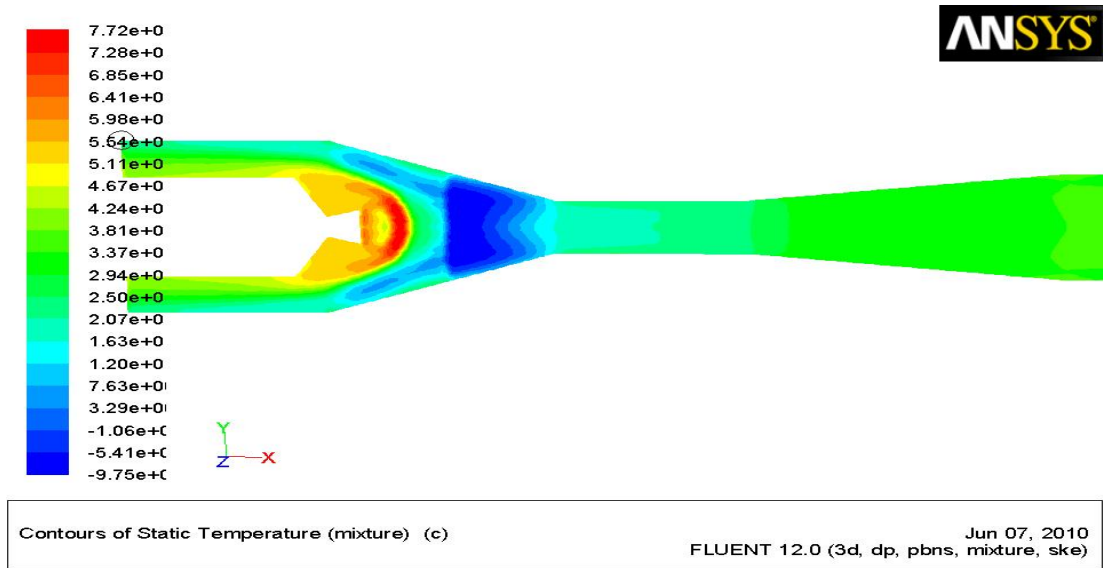
Şekil 6.13.(Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sı- caklıklarının da karışım akışının mach konturları

Şekil 6.13'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 6.17, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 6.17 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 6.39 olarak elde edilmiştir.



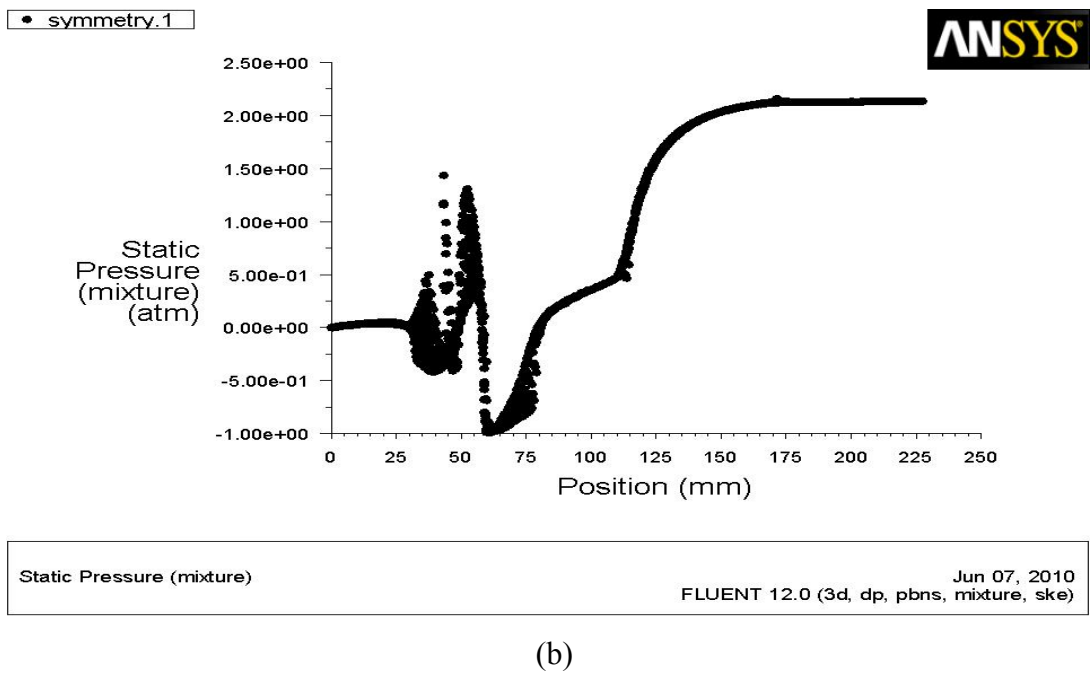
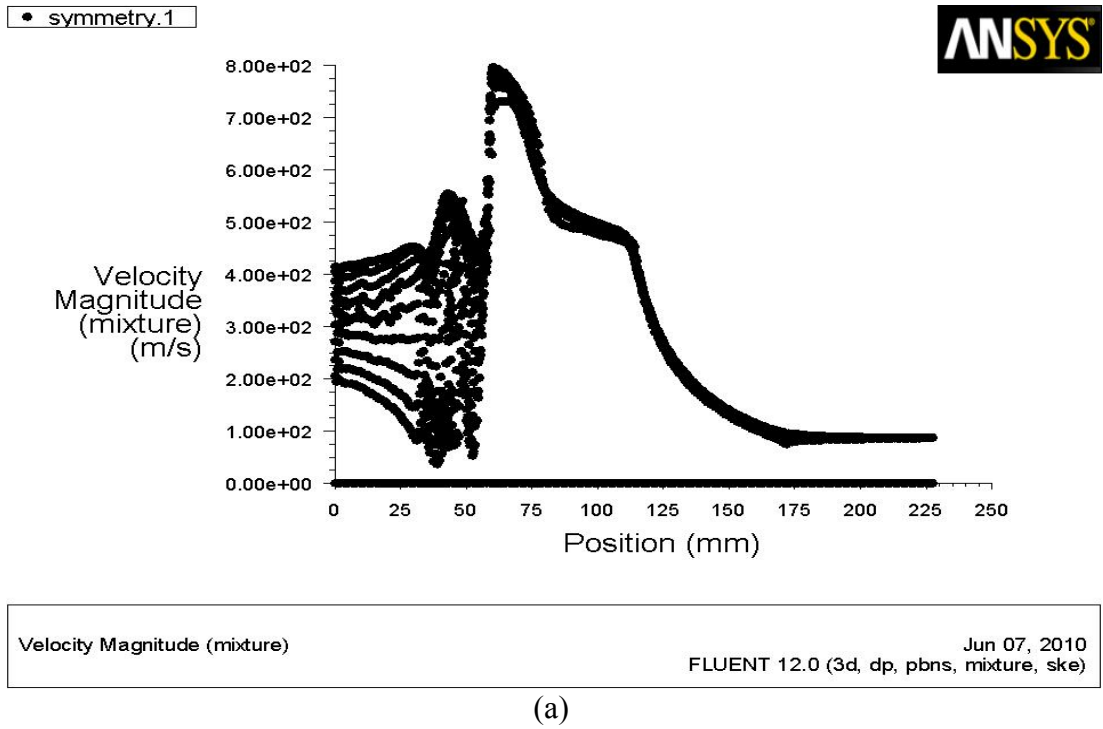
(a)

Şekil 6.14. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları



(b)

Şekil 6.14. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkansıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları



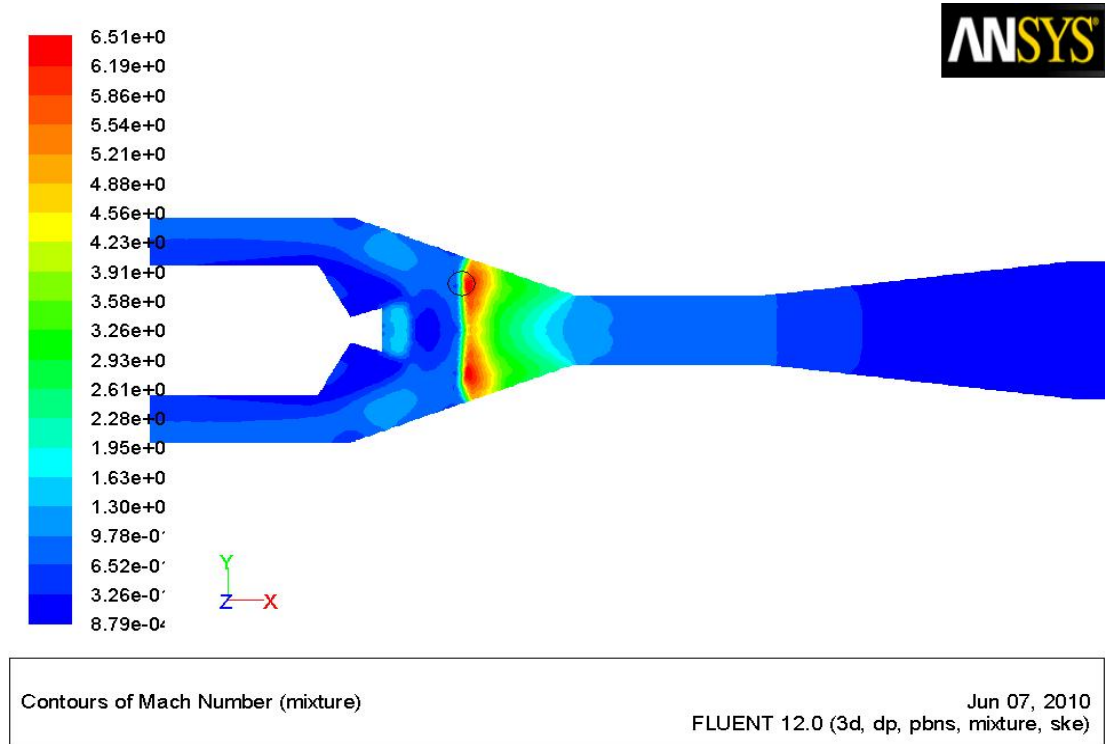
Şekil 6.15. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için sıvı amonyak-amonyak buhar karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.6 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.6. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 80°C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

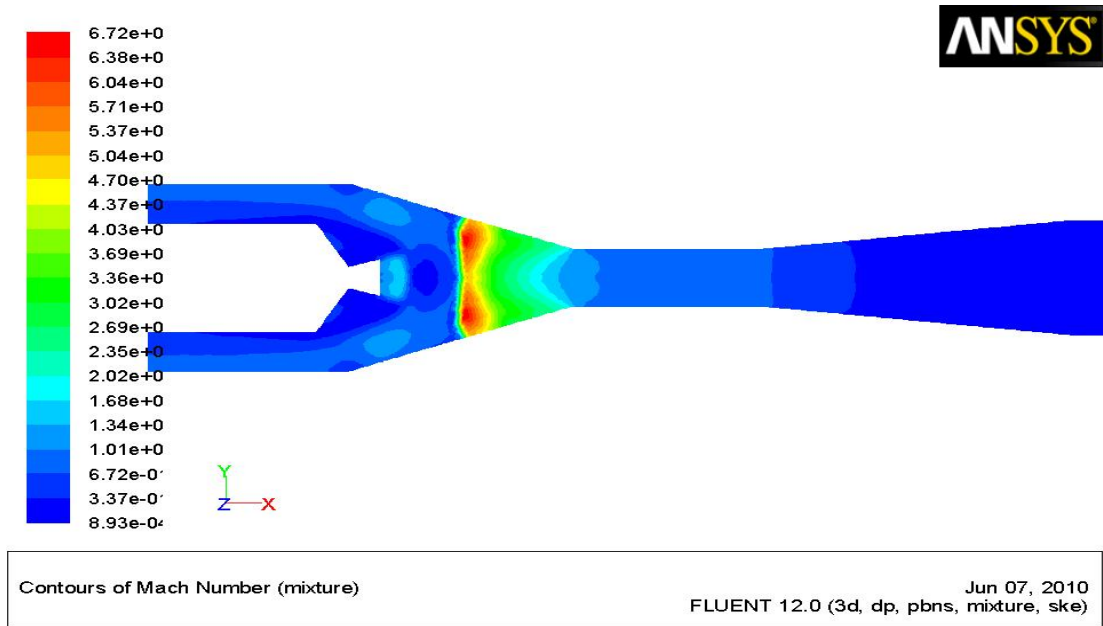
Boylar Sıcaklığı $T_g^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
80°C	26°C	0.28958
80°C	30°C	0.29339
80°C	34°C	0.29741

6.2.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında

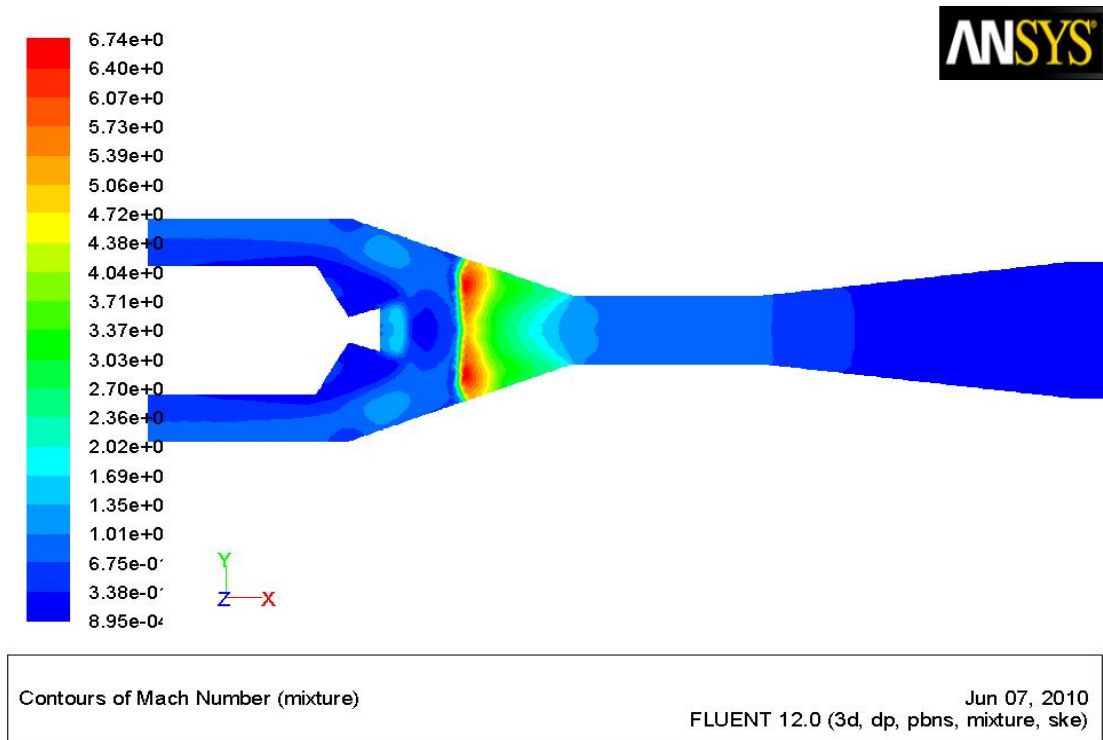


(a)

Şekil 6.16. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarının da karışım akışının mach konturları



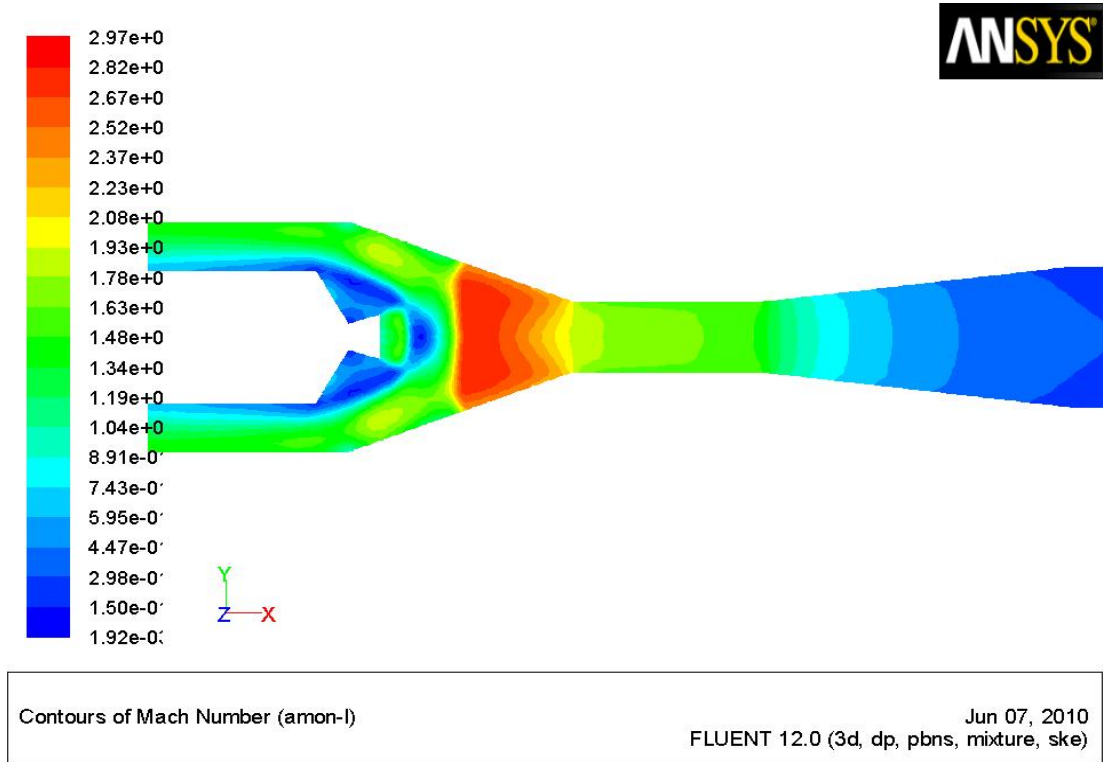
(b)



(c)

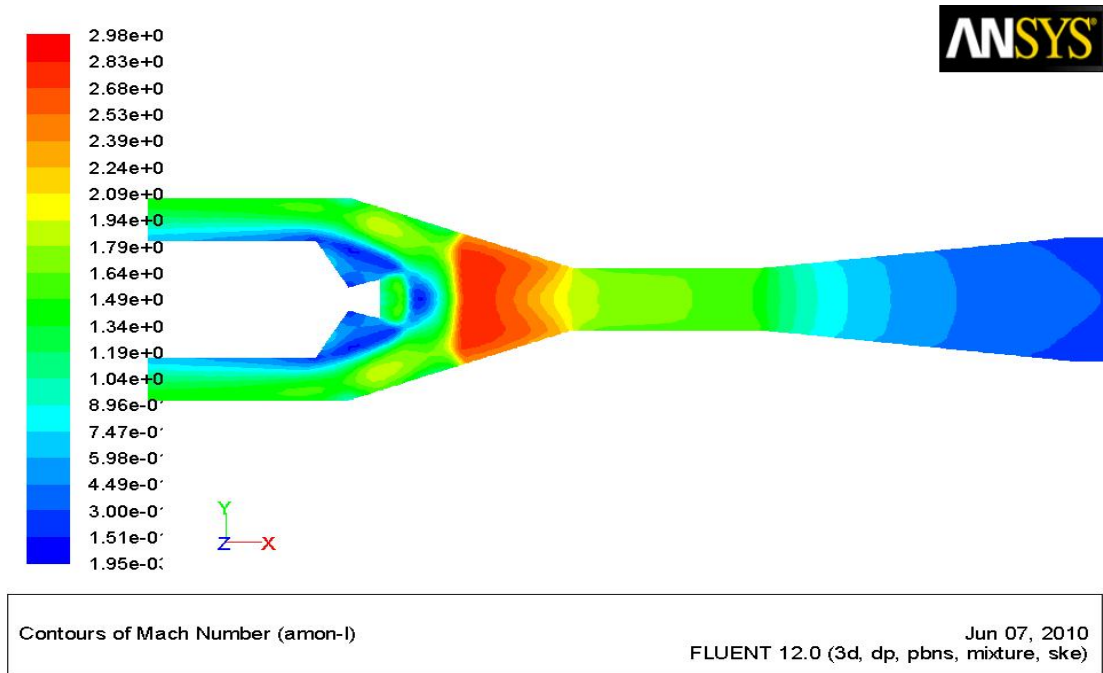
Şekil 6.16.(Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıkların da karışım akışının mach konturları

Şekil 6.16'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 6.51, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 6.72 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 6.74 olarak elde edilmiştir.

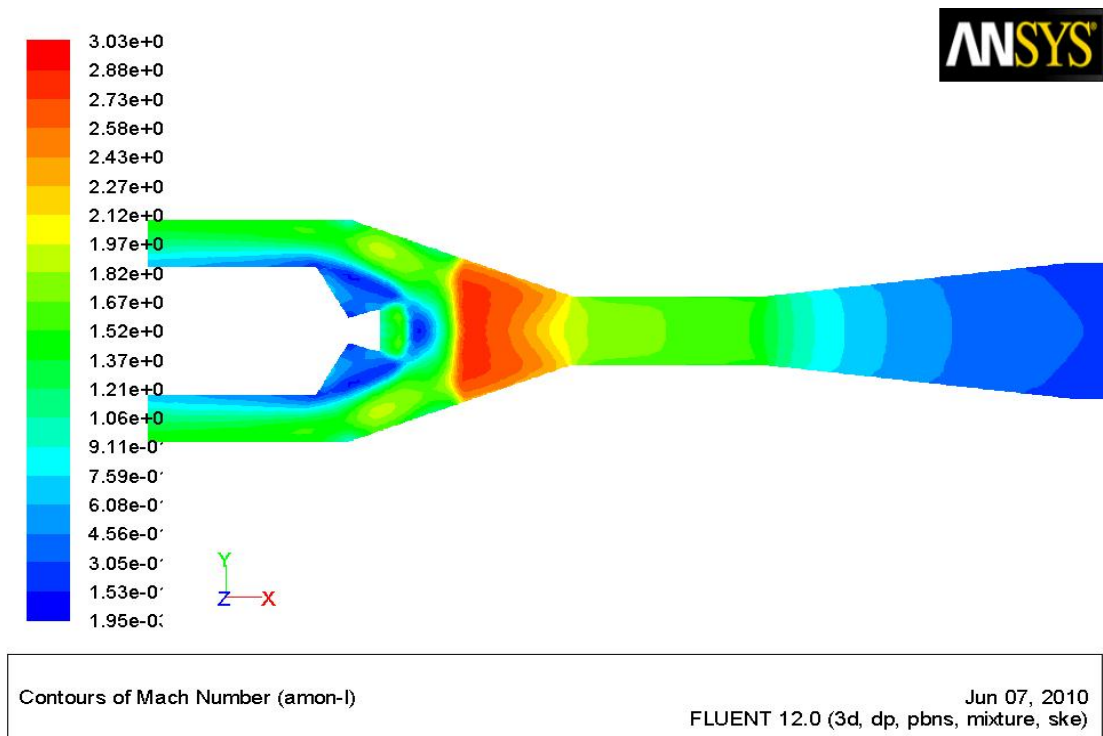


(a)

Şekil 6.17. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$, b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak akışının mach konturları



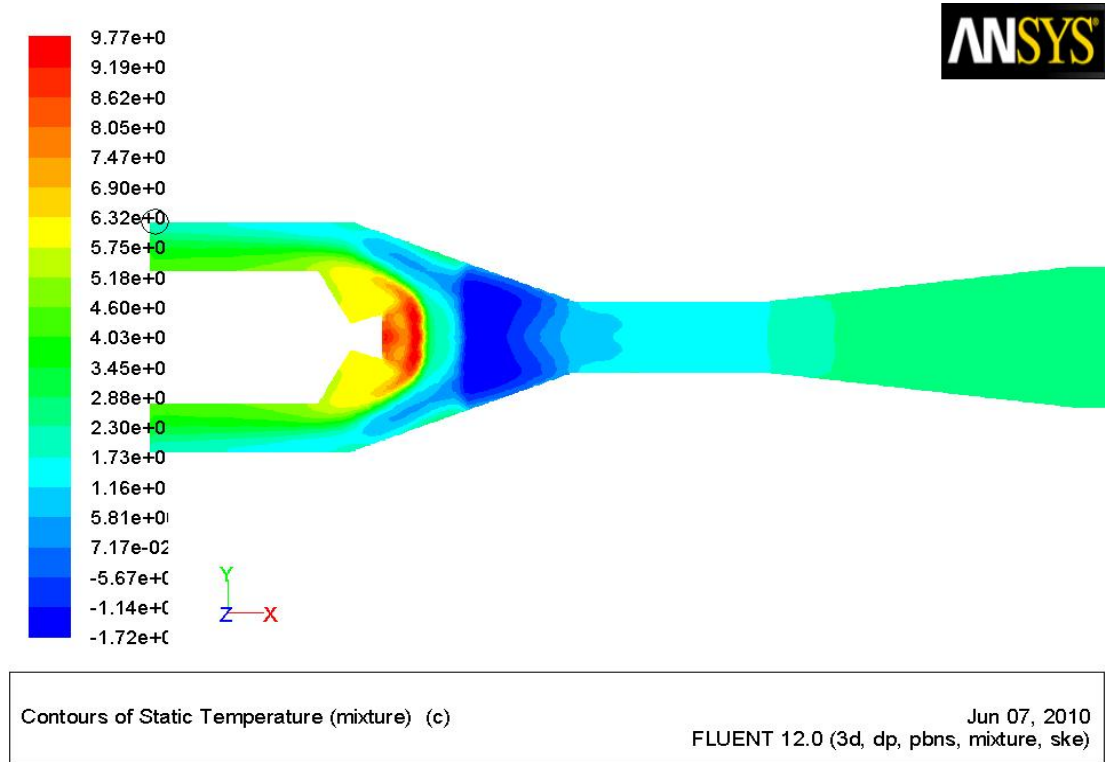
(b)



(c)

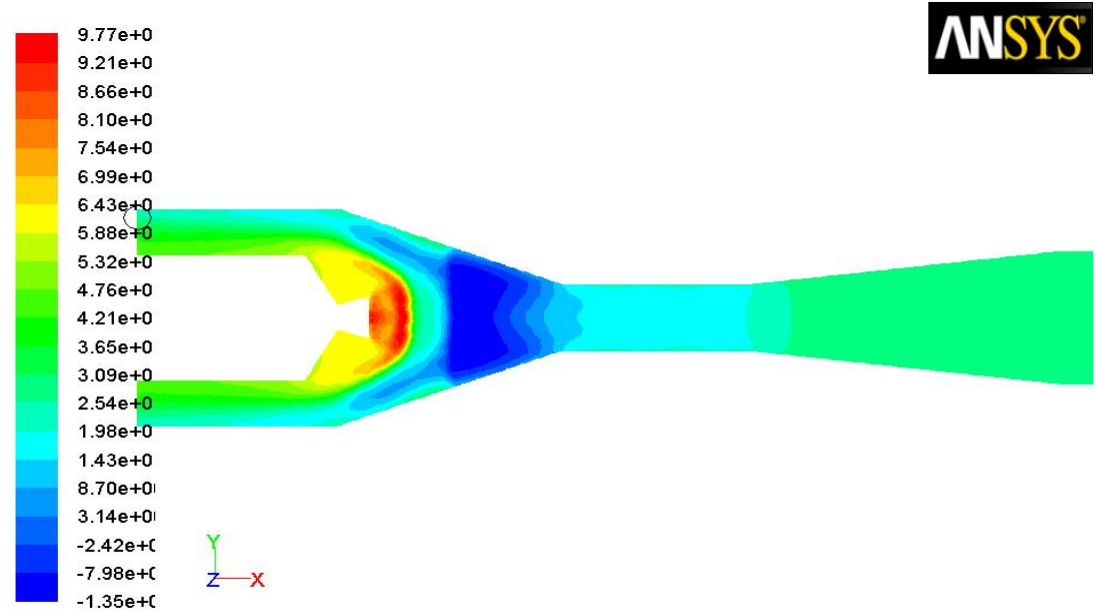
Şekil 6.17. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$, b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ konden-ser sıcaklıklarında sıvı amonyak akışının mach konturları

Şekil 6.17'deki mach sayısı konturlarına bakıldığında kondenser sıcaklığı $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında karışım akışının efektif alandaki maksimum mach sayısı 2.97, $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı yine 2.98 olarak bulunmuş ancak $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında efektif alandaki maksimum mach sayısı 3.03 olarak elde edilmiştir.



(a)

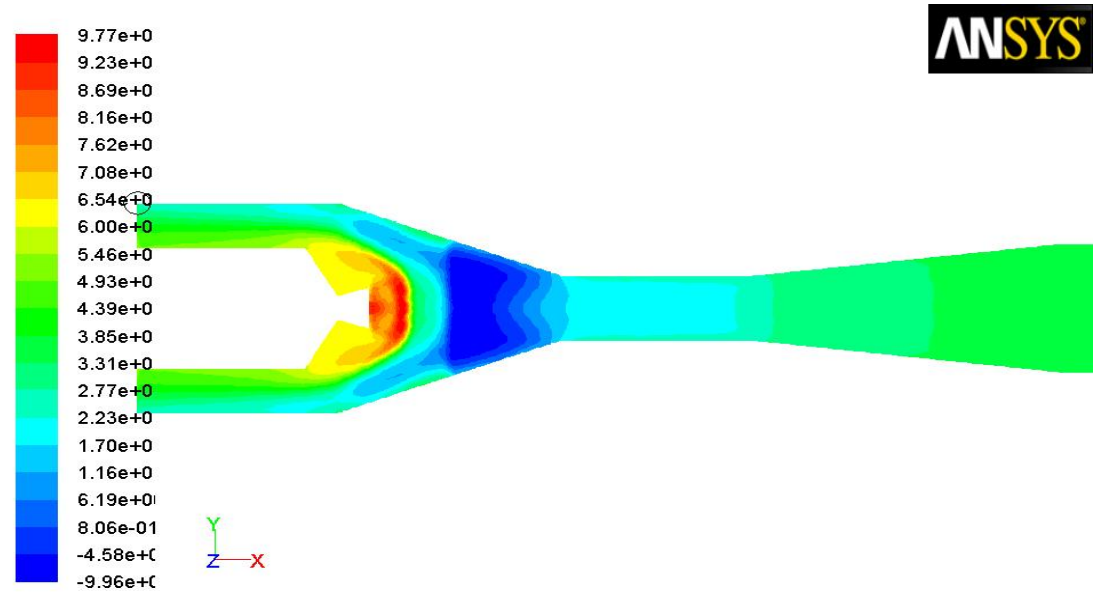
Şekil 6.18. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları.



Contours of Static Temperature (mixture) (c)

Jun 07, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(b)



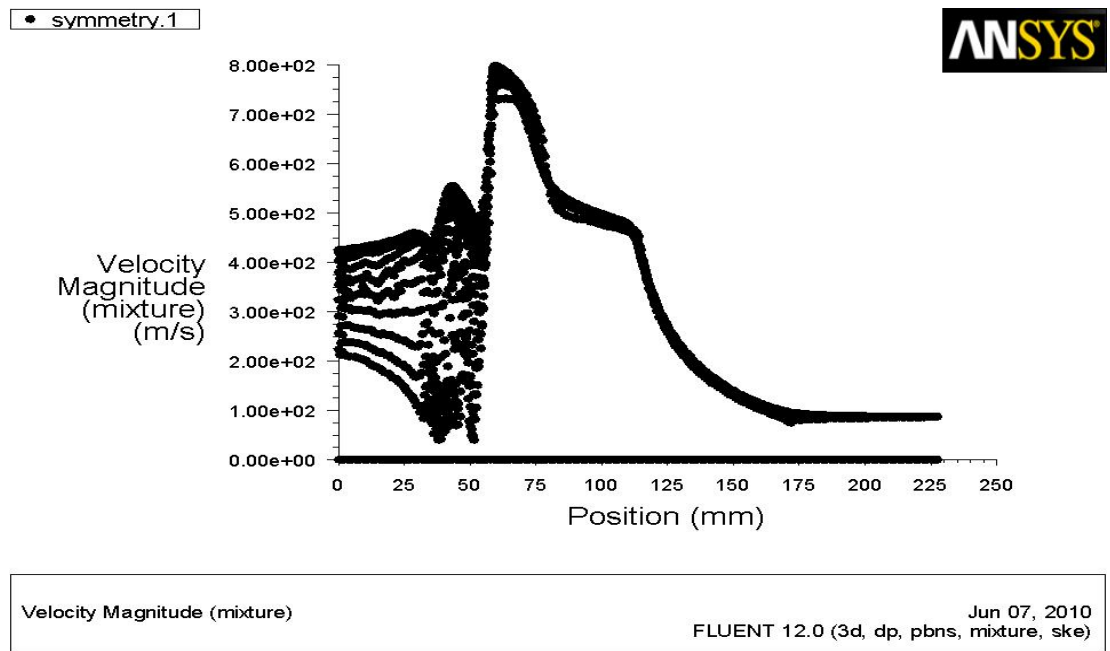
Contours of Static Temperature (mixture) (c)

Jun 07, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

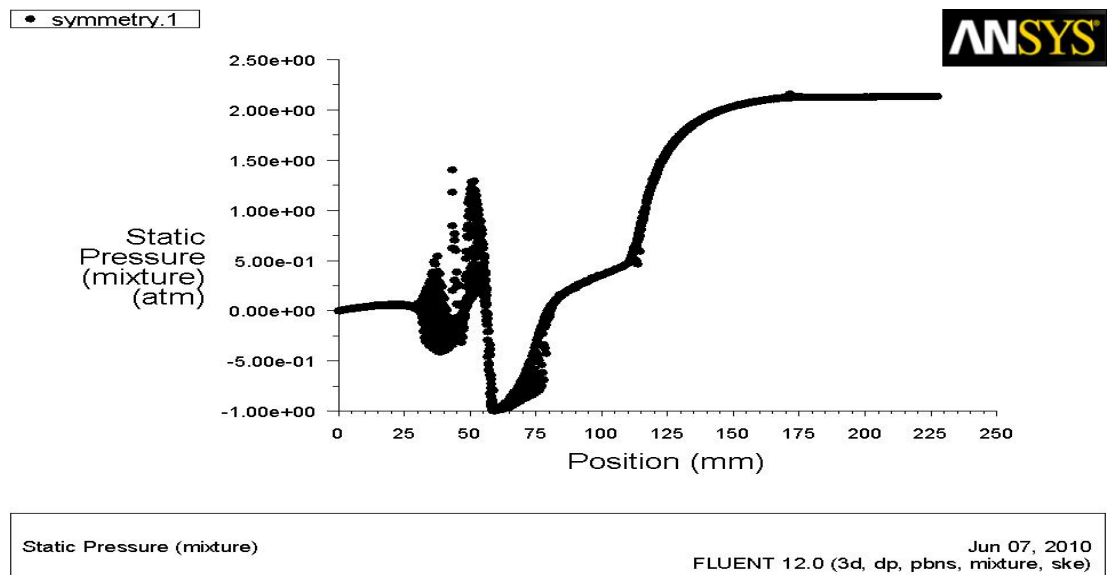
(c)

Şekil 6.18. (Devam) Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı amonyak ile amonyak buharının karışım akışının sıcaklık konturları.

Şekil 6.18 dende görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığı 17 °C ile 23 °C arasında elde edilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.19. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100$ °C için sıvı amonyak-amonyak buhar karışımının ejektör boyunca a) Hız dağılımı b) Statik basınç dağılımı.

Jeneratörden gelen amonyak akışkanının sıcaklığı $T_g=100^\circ\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.7 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.7. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 100°C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları,

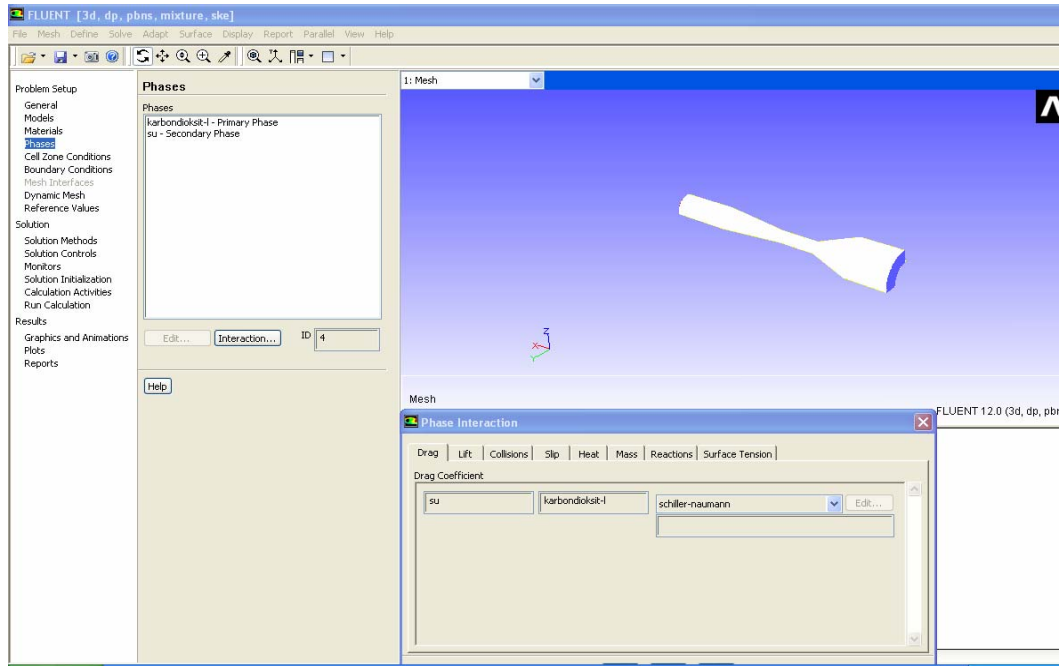
Boiler Sıcaklığı $T_g^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
100 °C	26 °C	0.28957
100 °C	30 °C	0.29342
100 °C	34 °C	0.29730

Çizelge 6.8. Birincil akışkan sıvı amonyak kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklığı 60,80,100 °C iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıkların da sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
60 °C	26 °C	0.28868
80 °C	26 °C	0.28959
100 °C	26 °C	0.28957
60 °C	30 °C	0.29334
80 °C	30 °C	0.29339
100 °C	30 °C	0.29342
60 °C	34 °C	0.29734
80 °C	34 °C	0.29741
100 °C	34 °C	0.29730

6.3. Soğutucu Akışkan Karbondioksit-Su Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi

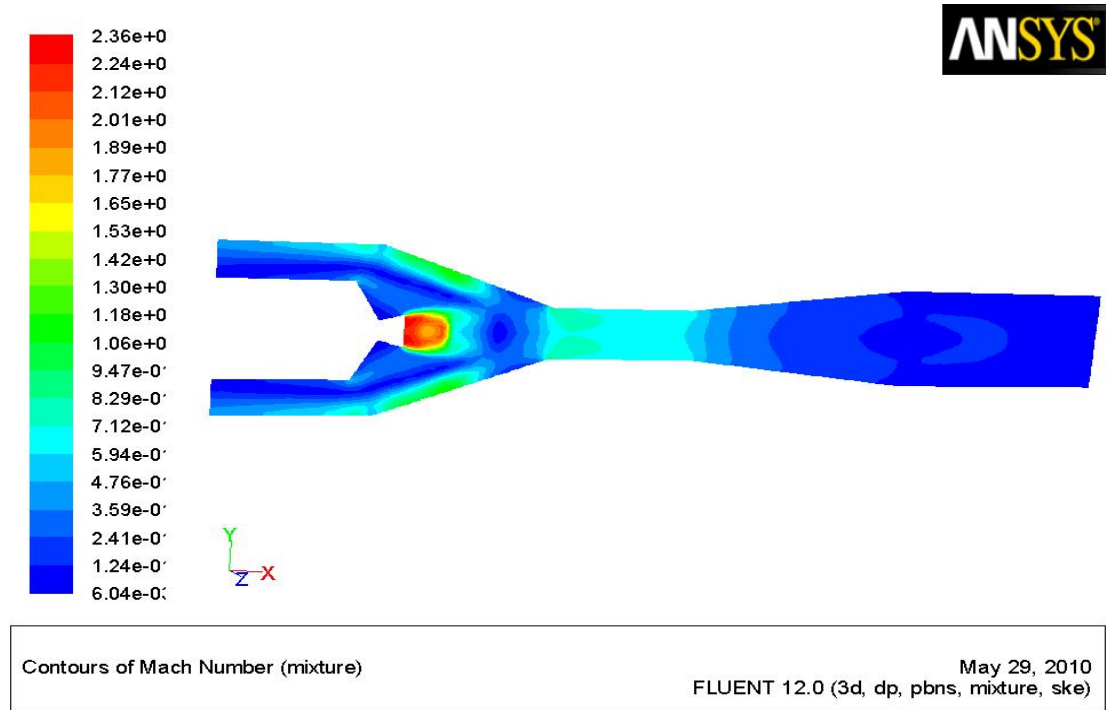
Buna göre birincil akışkan olan karbondioksitin basıncı $P_g=4$ [atm], karışım çıkış basıncı $P_c=2,2$ [atm] sabit tutularak jeneratör sıcaklıkları $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında seçilerek, kondenser sıcaklıkları $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilerek her biri için ayrı ayrı sürüklenme oranları bulunmuştur.



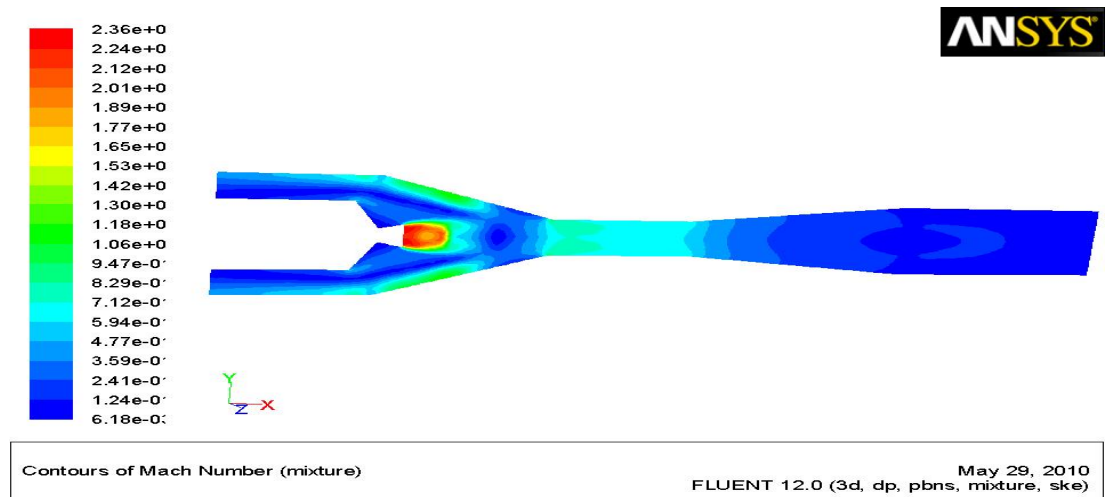
Şekil 6.20. Sıvı karbondioksit ve su buharı karışımının Fluent çalışması

Bu çalışmada ise birincil akışkan olarak Karbondioksit ile ikincil akışkan olarak su buharı alınarak karışım akışının sürüklenme oranı ile mach konturları, statik basınç, hız dağılımları incelenecektir. Böylece birincil akışkan olarak amonyak gazı ile karbondioksit gazının ejektör içerisindeki performans araştırması yapılacaktır.

6.3.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60^\circ\text{C}$ alındığında

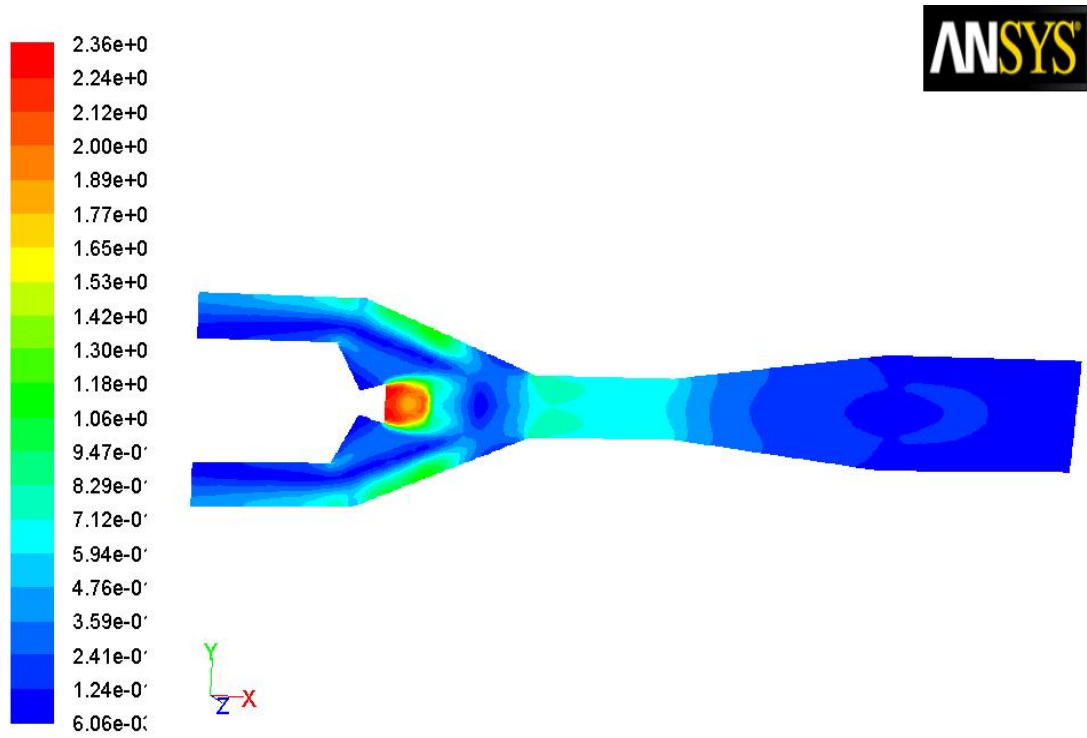


(a)



(b)

Şekil 6.21. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit-su buharı karışım akışının mach konurları;

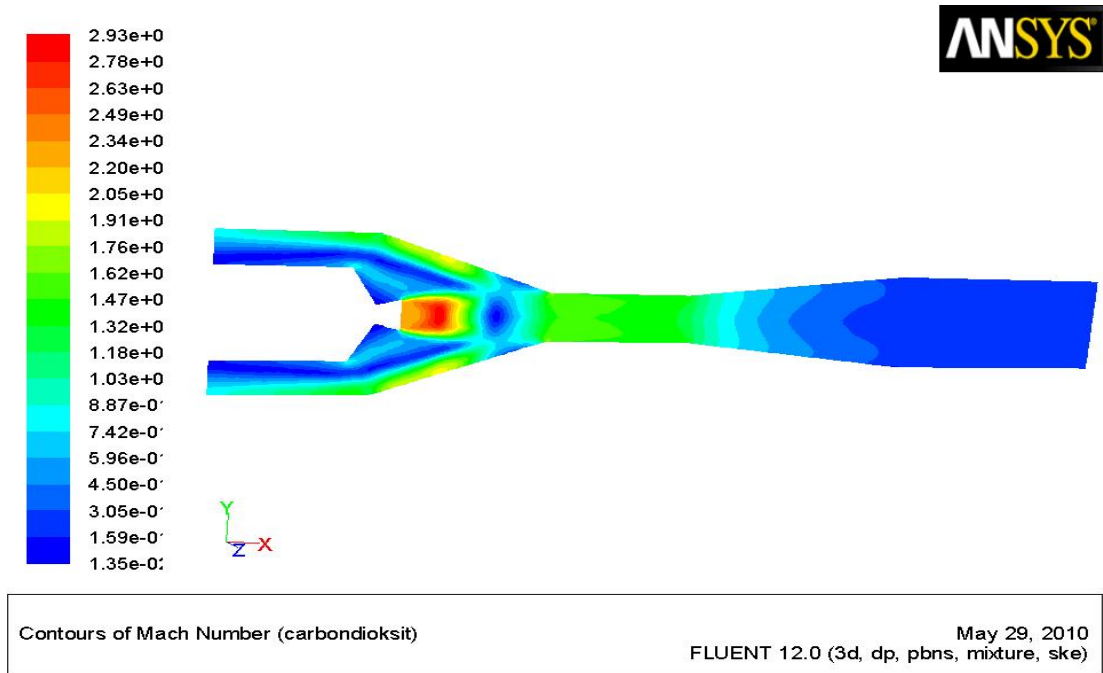


Contours of Mach Number (mixture)

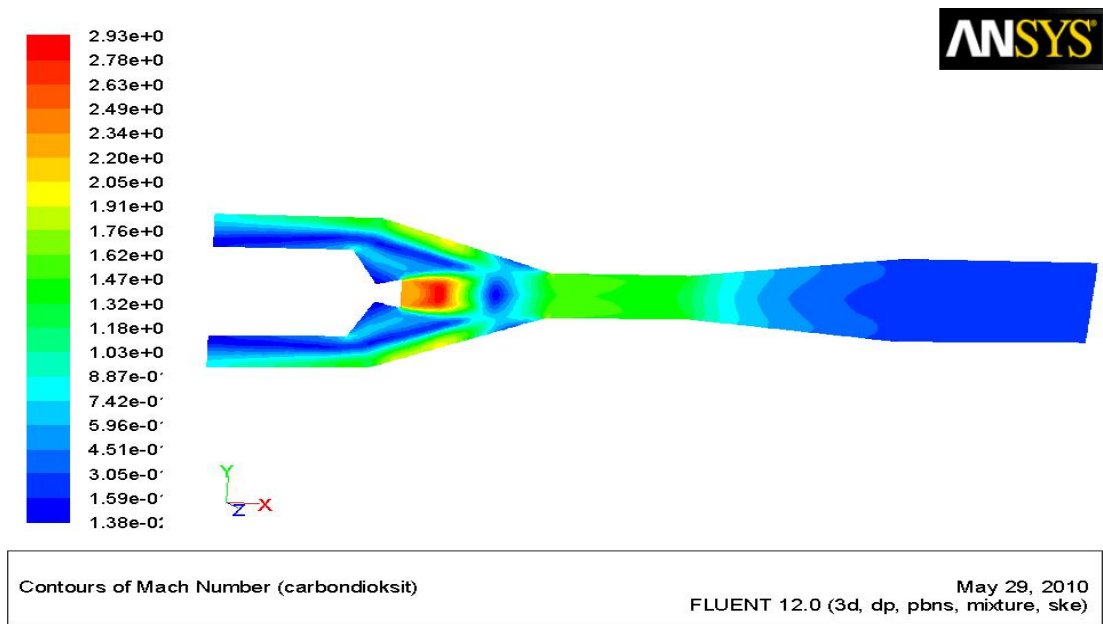
May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(c)

Şekil 6.21.(Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akış kan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ konden-ser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit-su buharı karışım akışının mach kon turları;

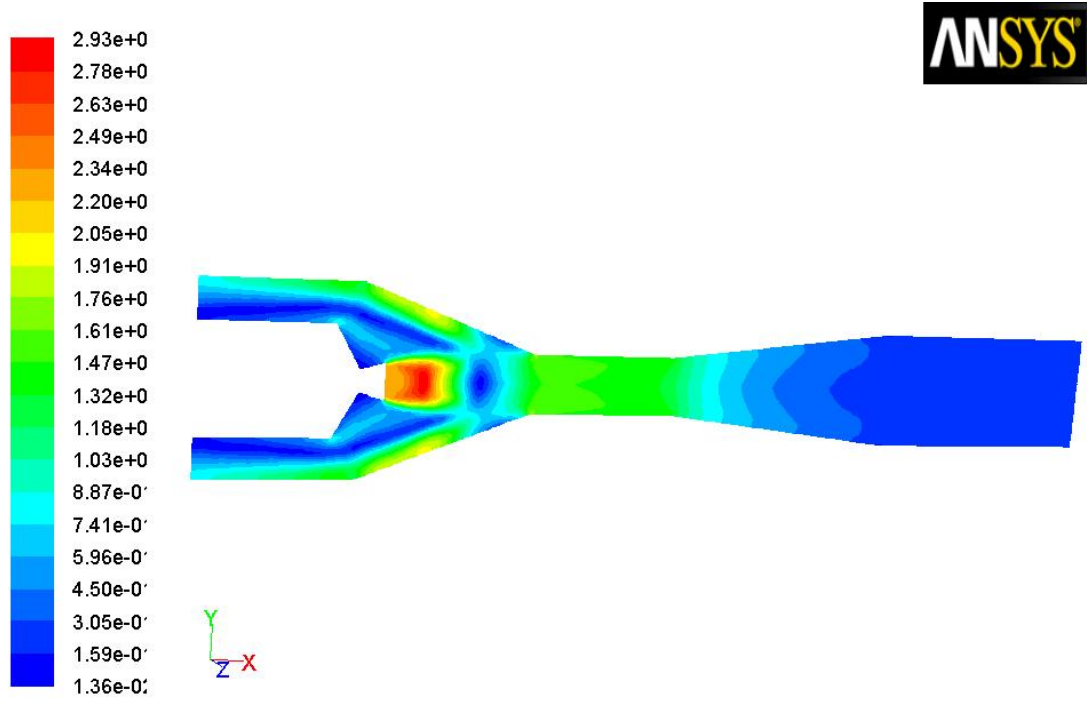


(a)



(b)

Şekil 6.22. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları

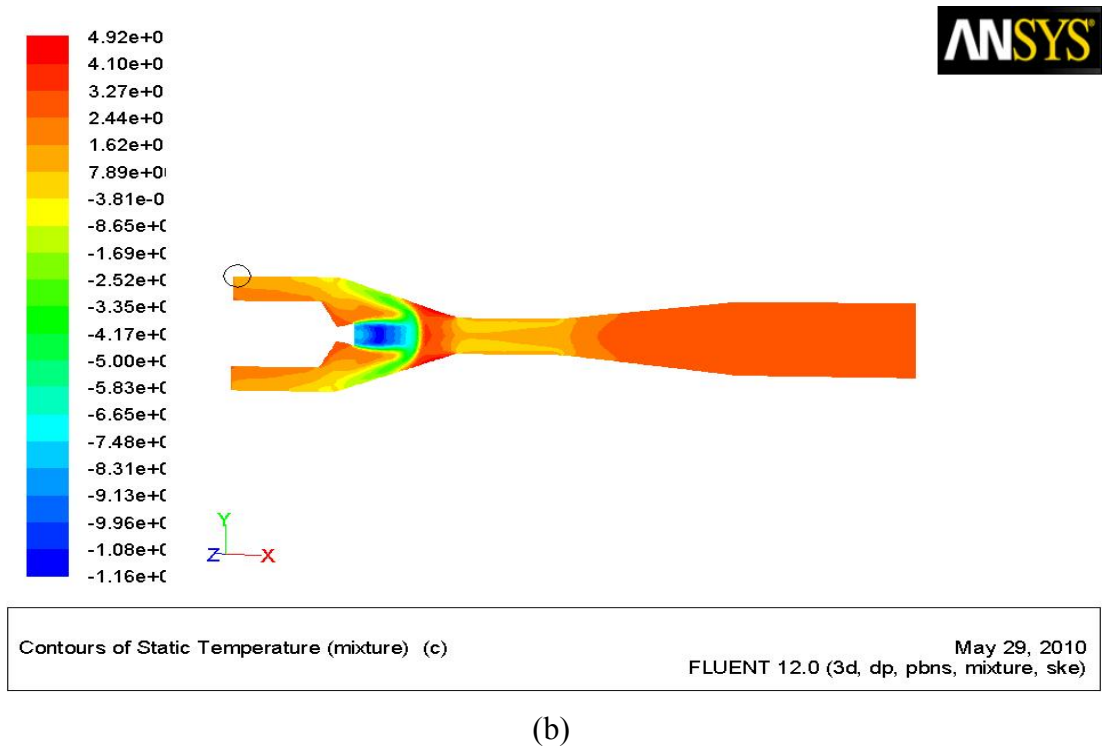
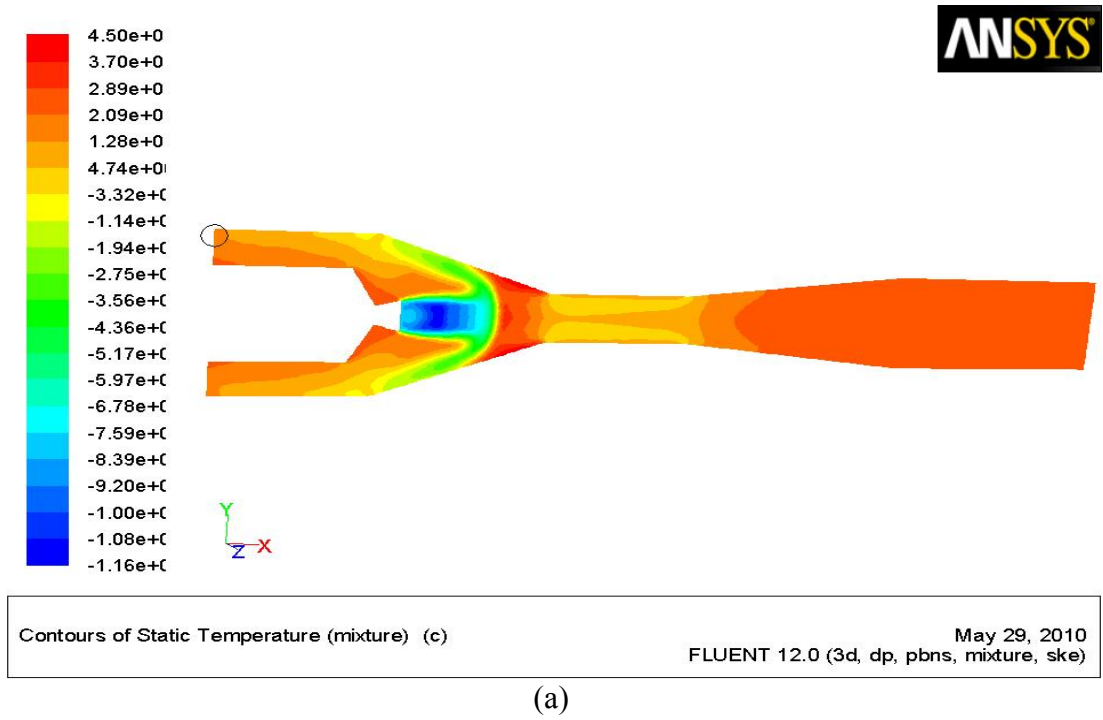


Contours of Mach Number (carbondioksit)

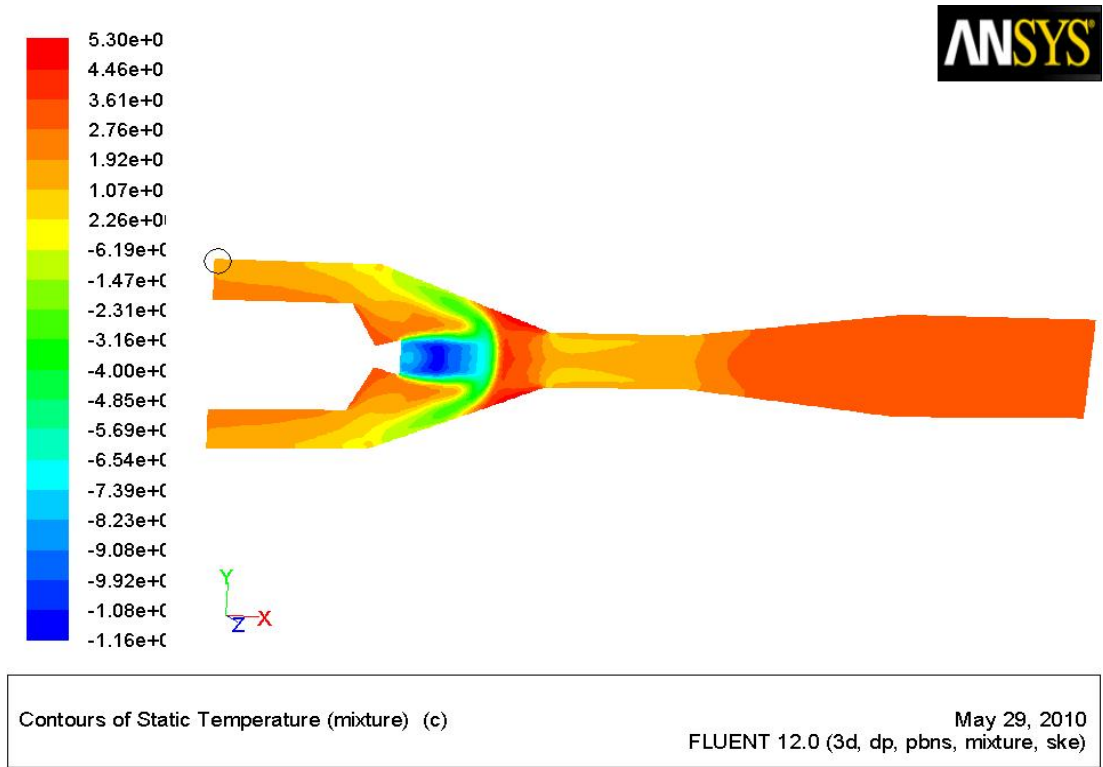
May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(c)

Şekil 6.22. (Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akış kan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları;

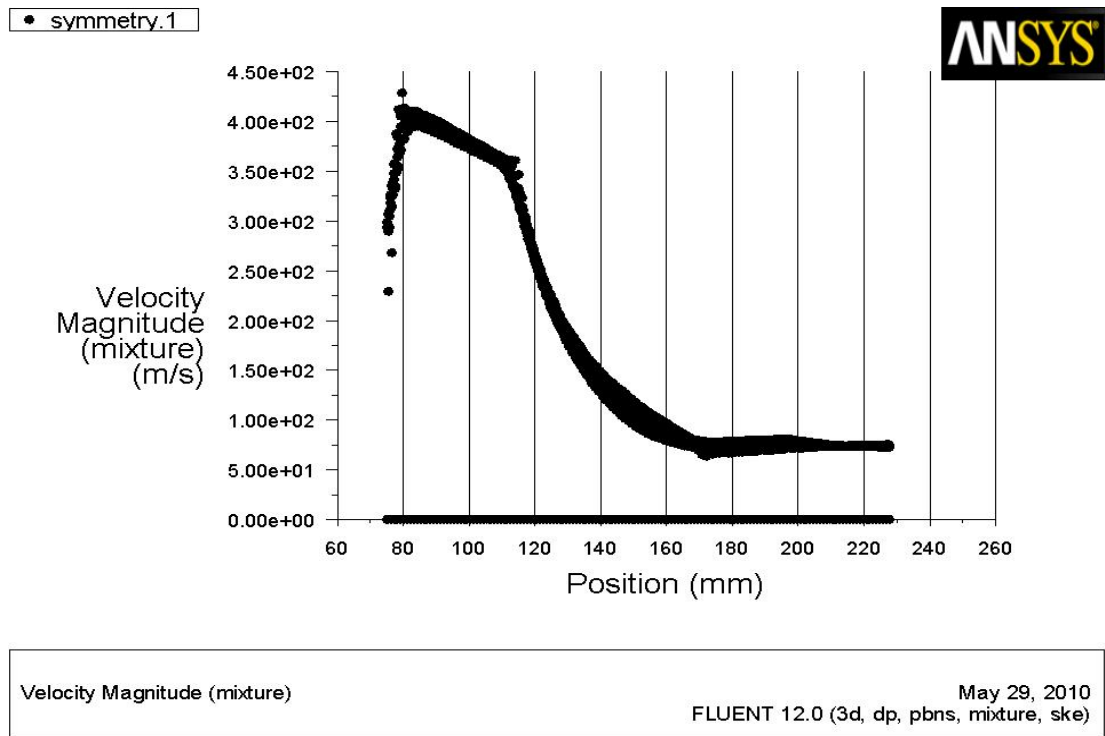


Şekil 6.23. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları (e+01 değerleridir.)

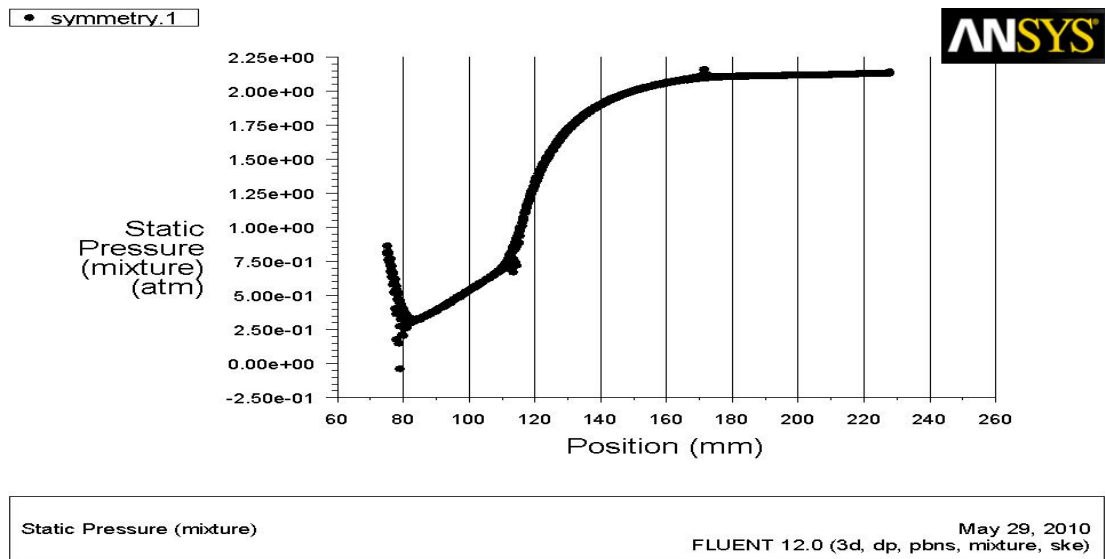


(c)

Şekil 6.23.(Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akış kan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ konden- ser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sı- caklık konturları ($e+01$ değerleridir.)



(a)



(b)

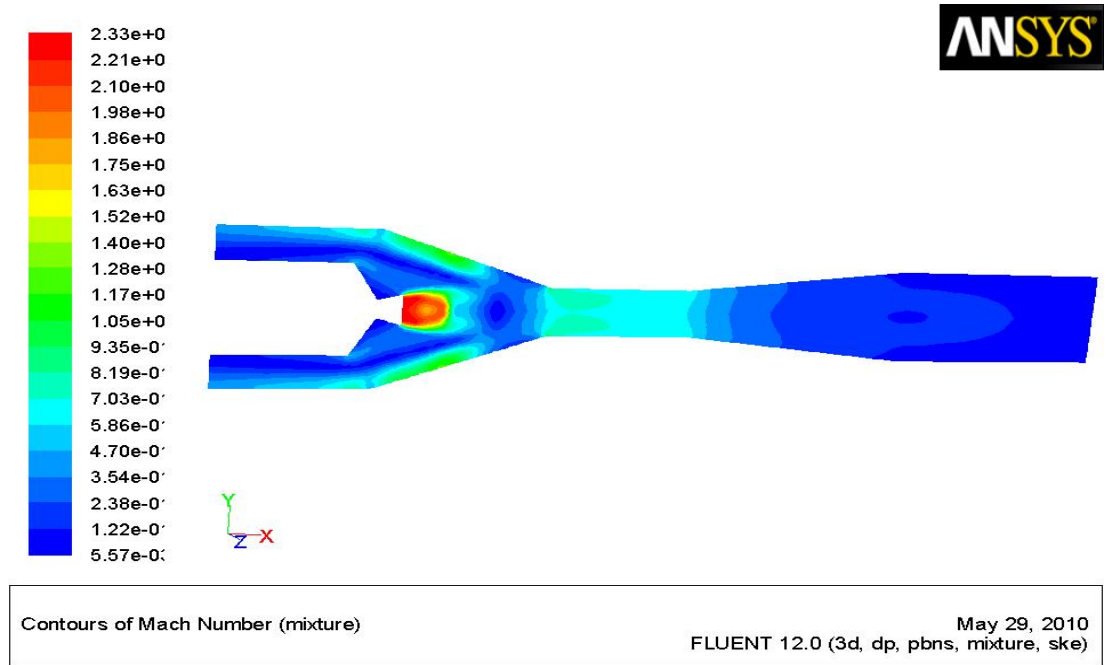
Şekil 6.24. Jeneratör sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için sıvı karbondioksit-su buharı karışımının ejektör eksenı boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı karbondioksit akışkanının sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ için sürüklenme oranları hesaplanırsa Çizelge 6.9 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.9. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=60^\circ\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları;

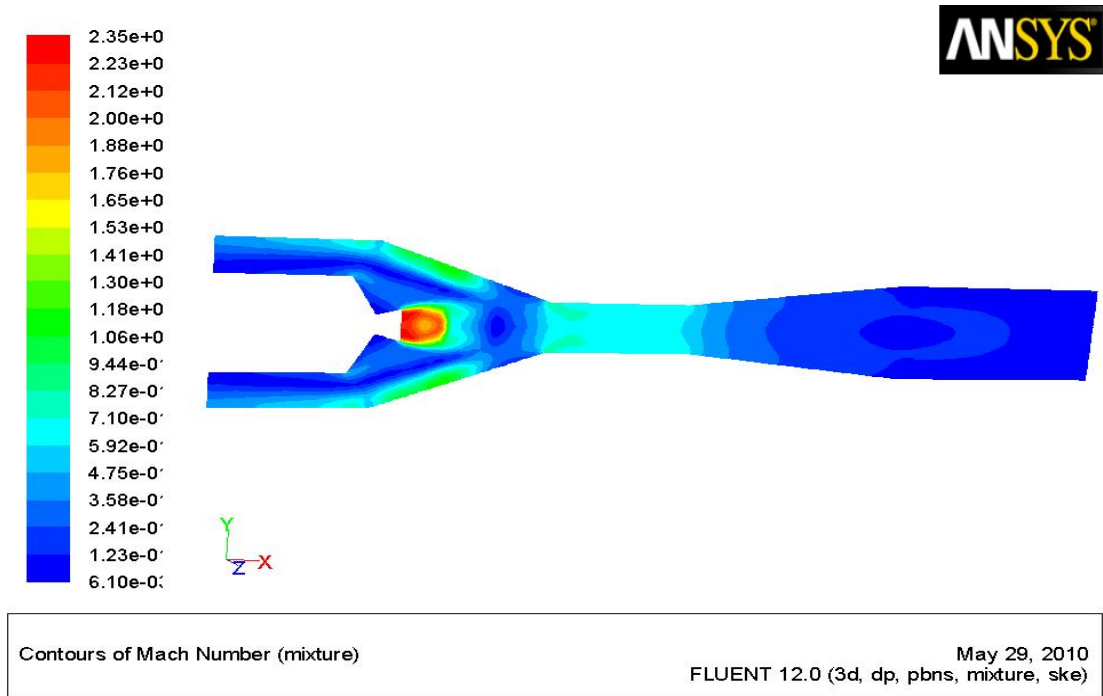
Boyler Sıcaklığı T_g °C	Kondenser Sıcaklığı T_c °C	Sürüklenme Oranı ω
60 °C	26 °C	0.14785
60 °C	30 °C	0.14982
60 °C	34 °C	0.15075

6.3.2. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80^\circ\text{C}$ alındığında

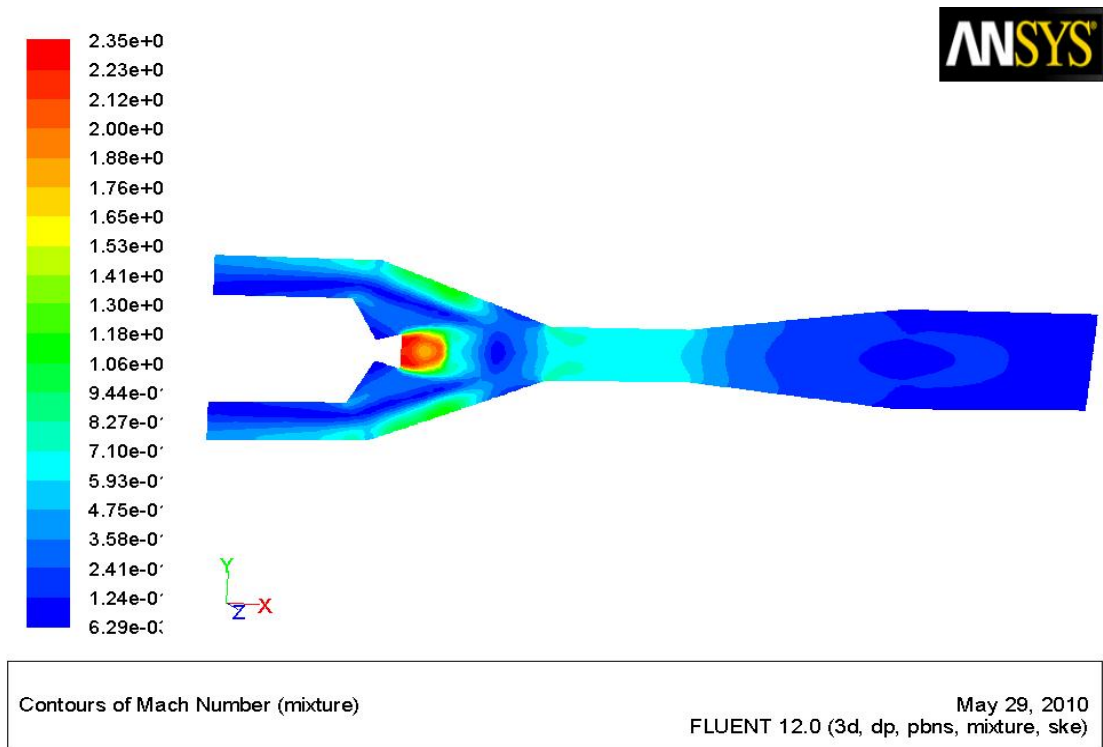


(a)

Şekil 6.25. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=80^\circ\text{C}$ için;
a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları

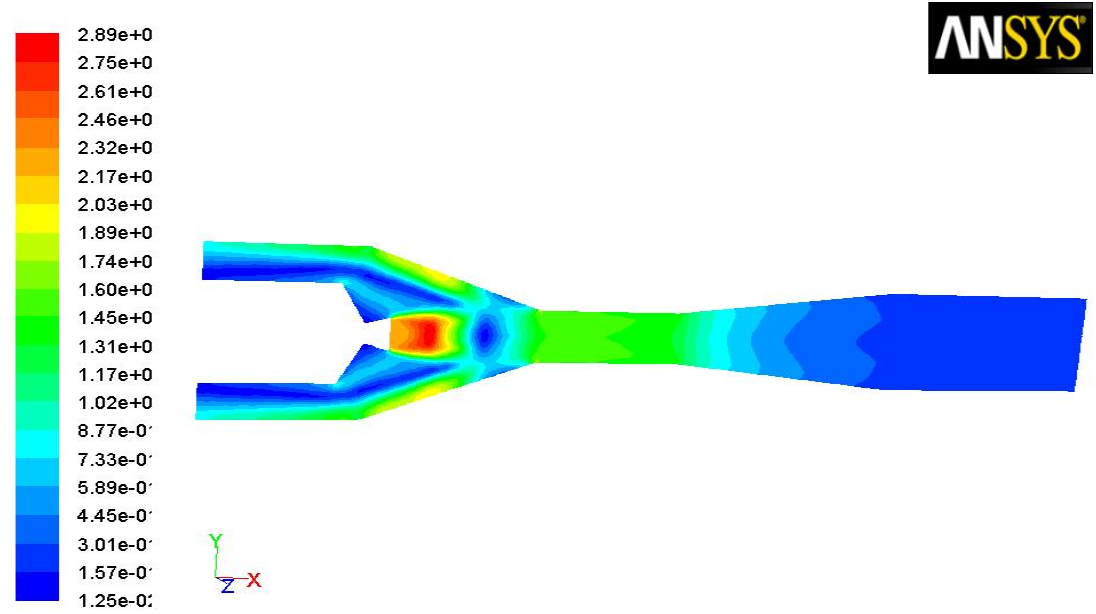


(b)



(c)

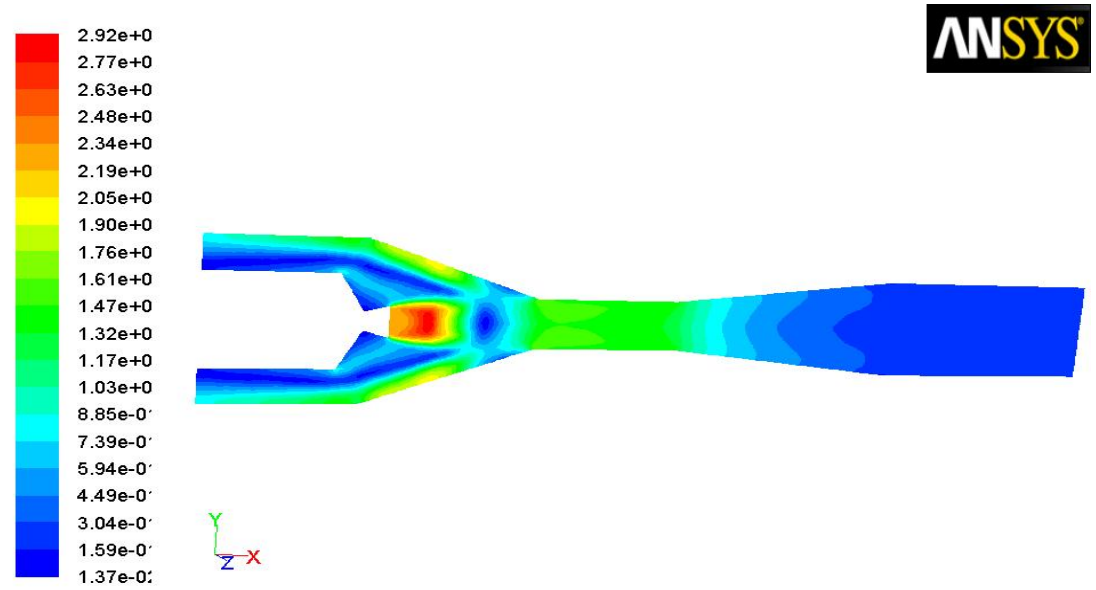
Şekil 6.25. (Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=80^\circ\text{C}$ için; a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları



Contours of Mach Number (carbondioksit)

May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(a)

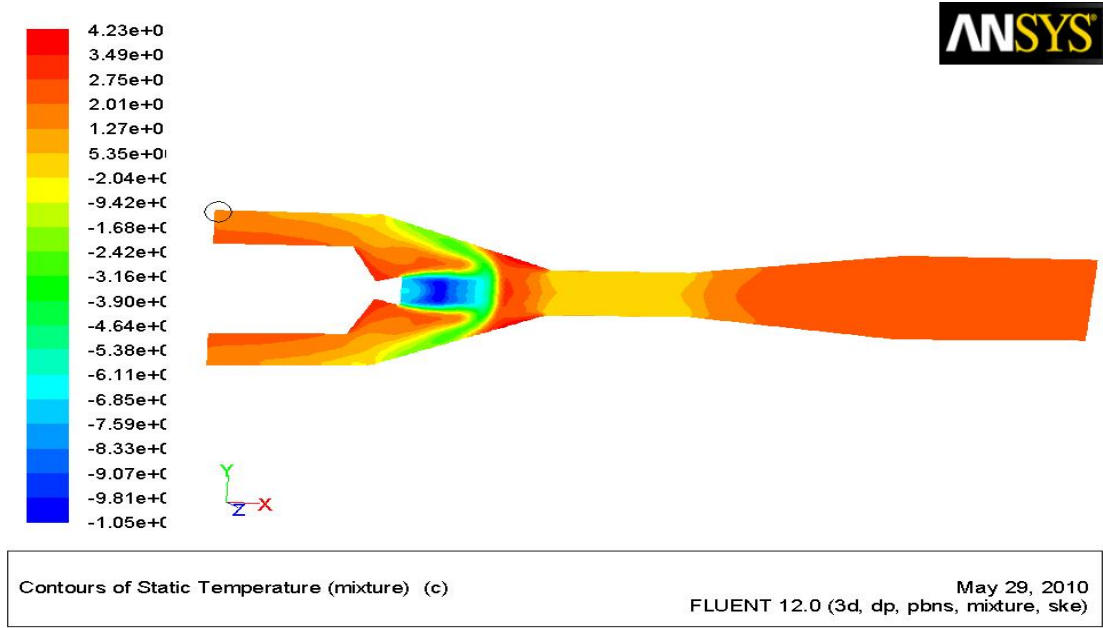


Contours of Mach Number (carbondioksit)

May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

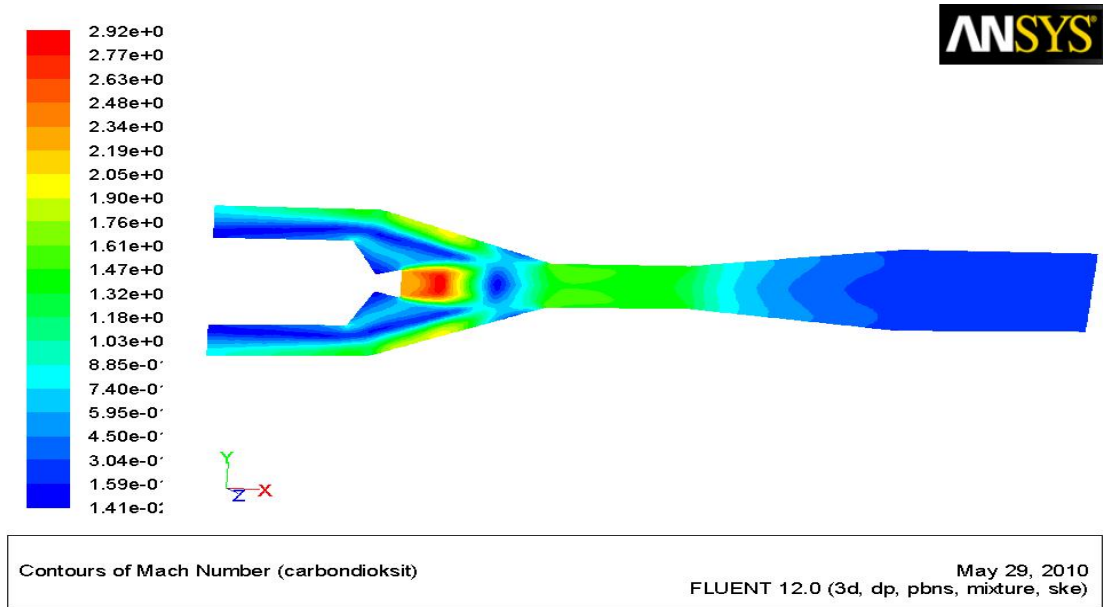
(b)

Şekil 6.26. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkansıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için; a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbondik- sit akışının mach konturları



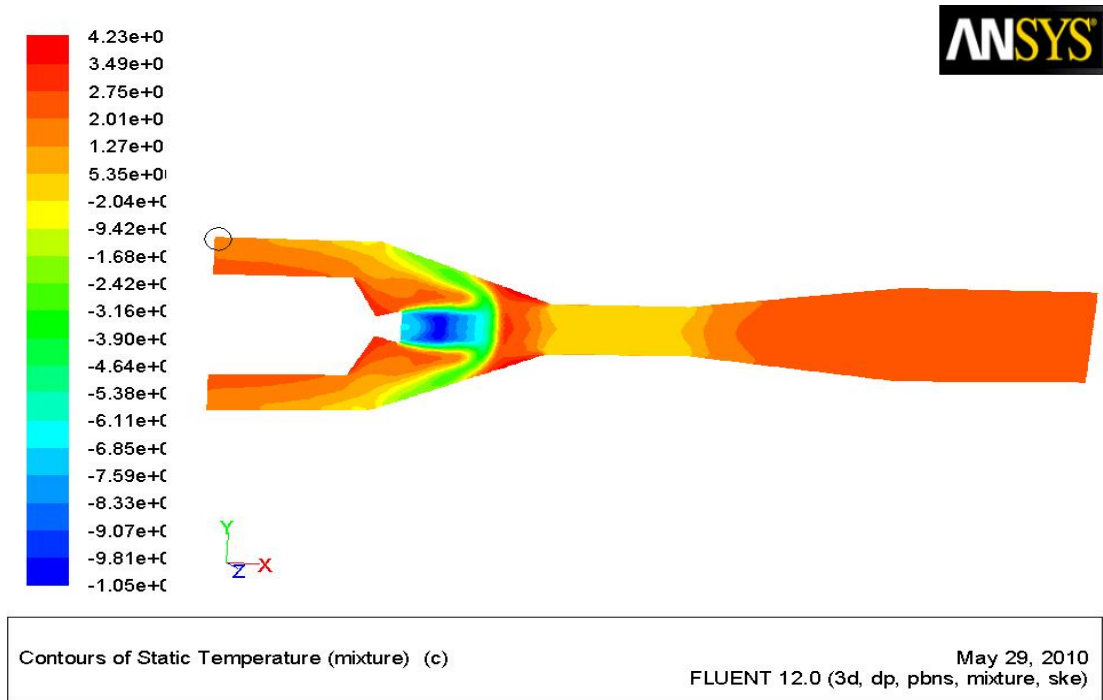
(c)

Şekil 6.26.(Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için; a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbondioksit akışının mach konturları

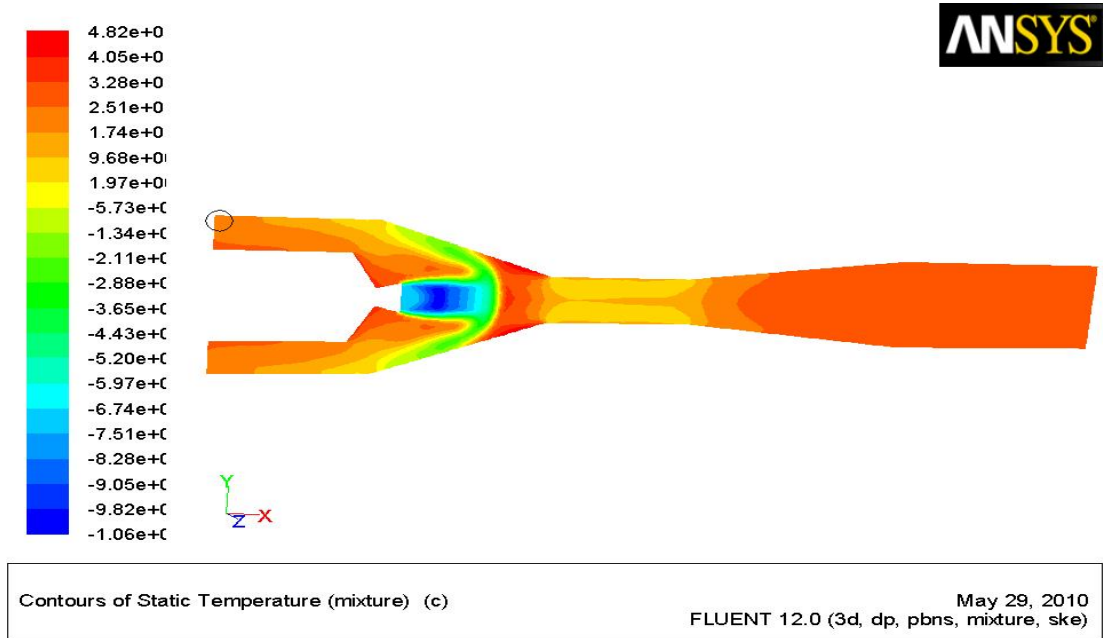


(a)

Şekil 6.27. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için; a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları ($e+01$ de - ğerleridir.)

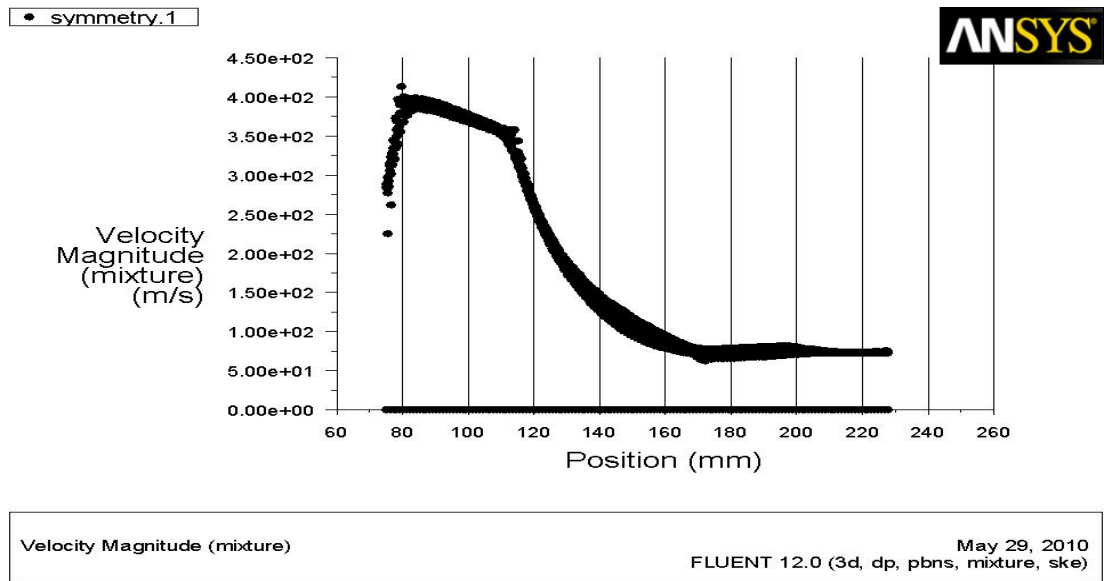


(b)

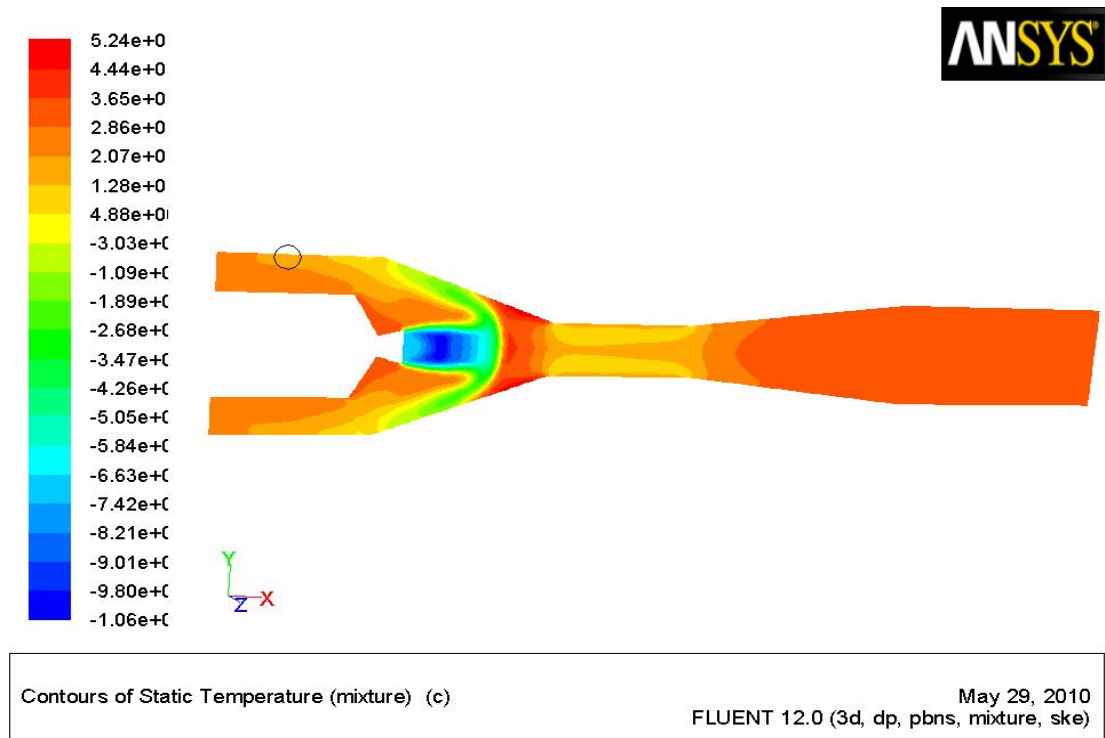


(c)

Şekil 6.27. (Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları (e+01 de - gerleridir.)

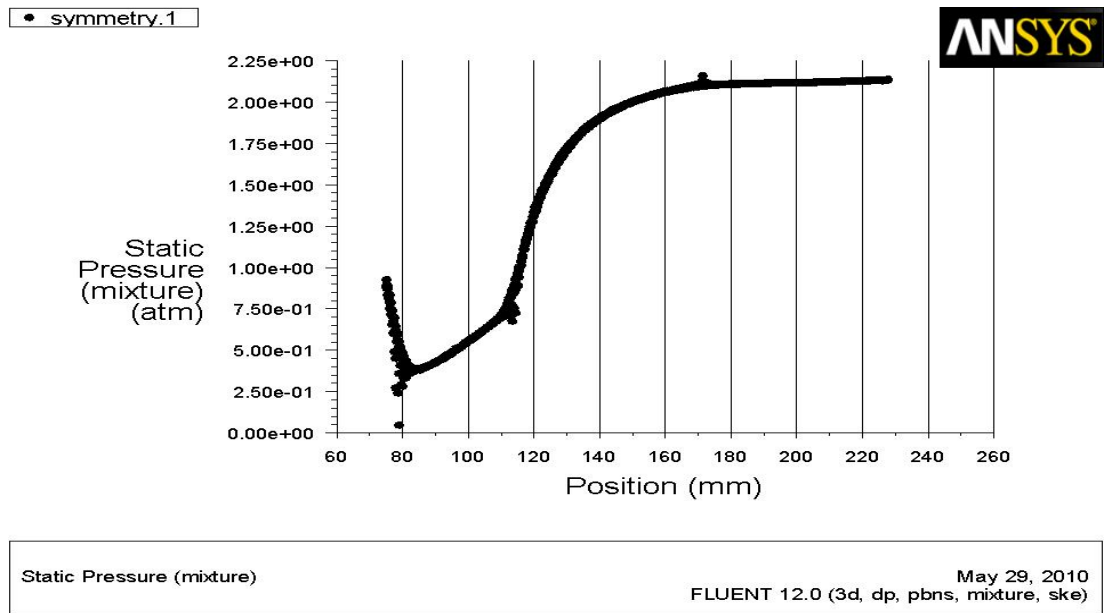
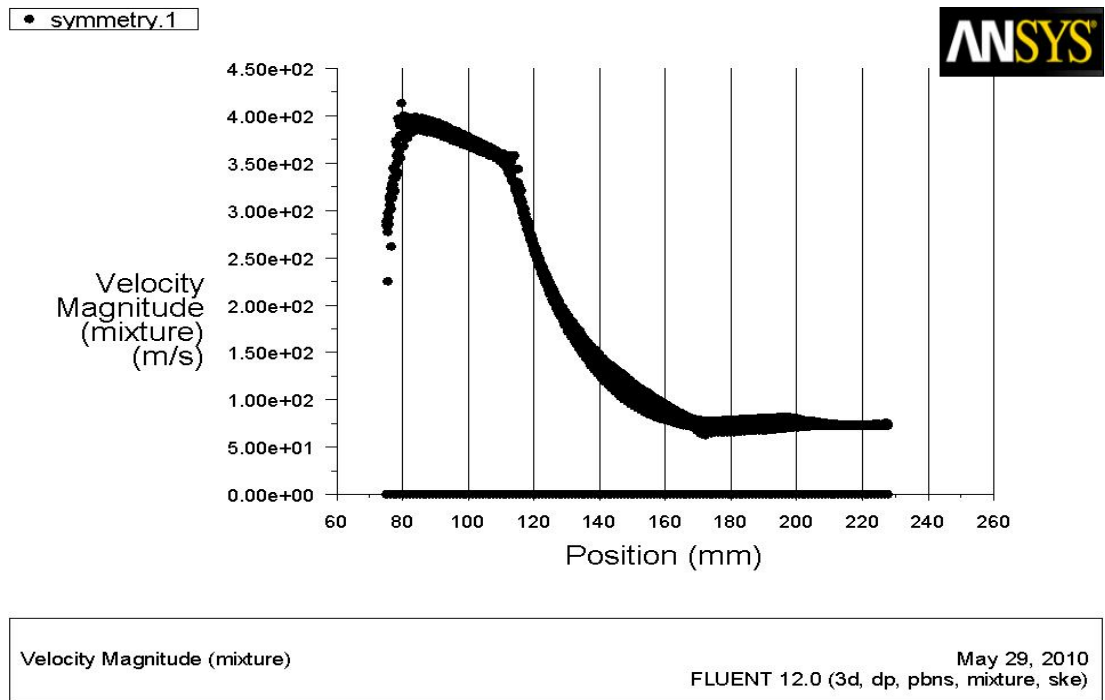


(a)



(b)

Şekil 6.28. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit ile su buharının karışım akışının sıcaklık konturları ($e+01$ de -ğerleridir.)



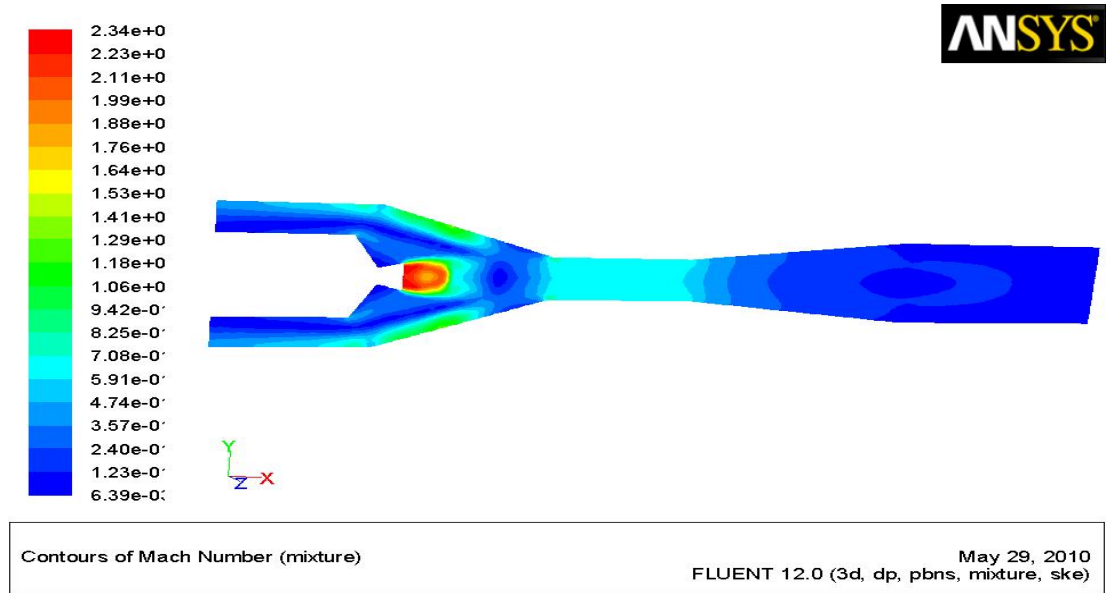
Şekil 6.29. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için Karbondioksit-su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı karbondioksit akışkanının sıcaklığı $T_g=80^\circ\text{C}$ için sürüklenme oranları hesaplanırsa Çizelge 6.10 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.10. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 80°C iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

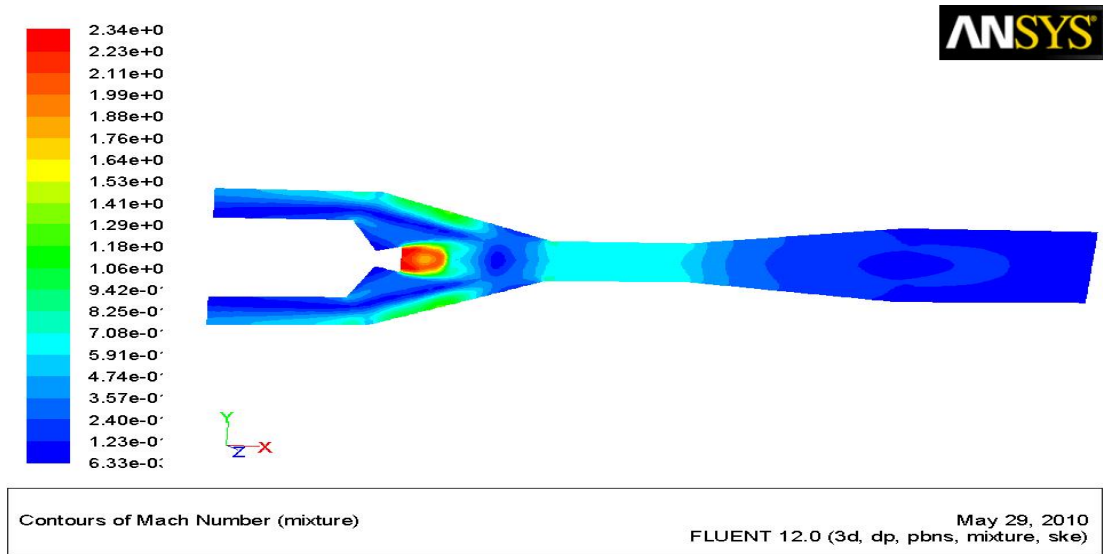
Boylar Sıcaklığı $T_g \text{ }^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c \text{ }^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
80 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.14802
80 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.14982
80 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.15182

6.3.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 100^\circ\text{C}$ alındığında

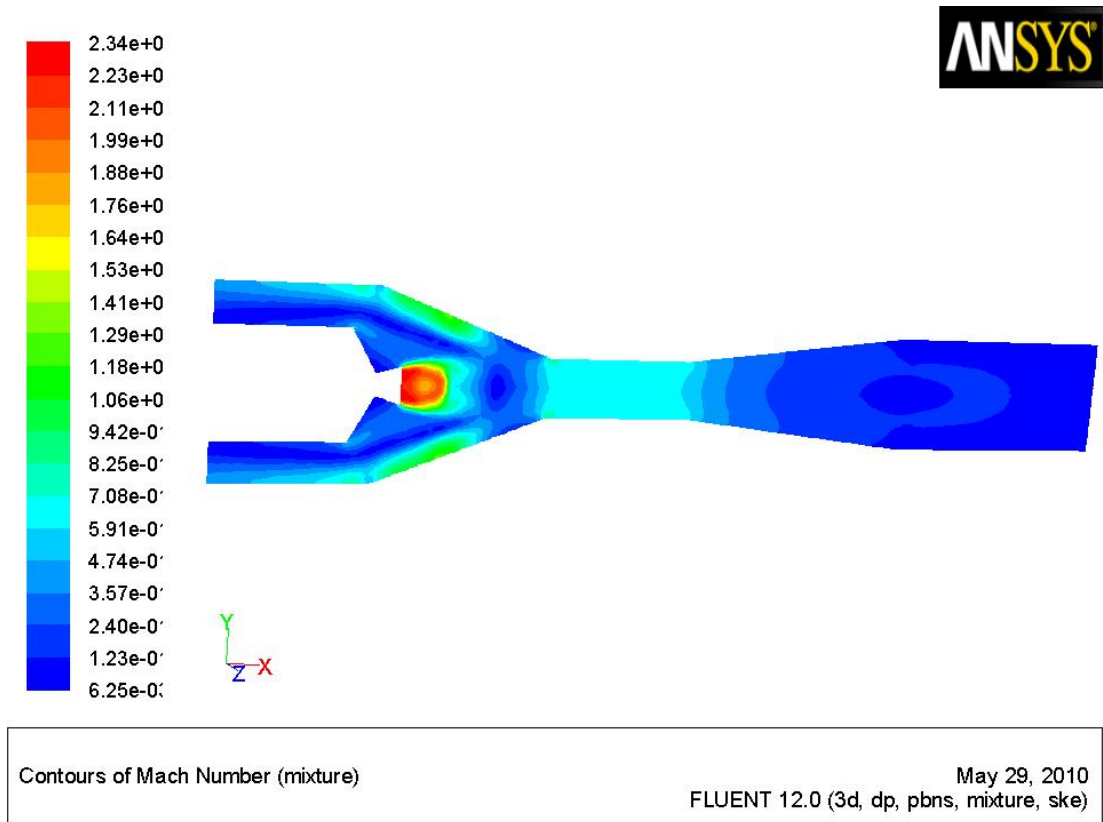


(a)

Şekil 6.30. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=100^\circ\text{C}$ için
a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbon-
dioksit su karışım akışının mach konturları

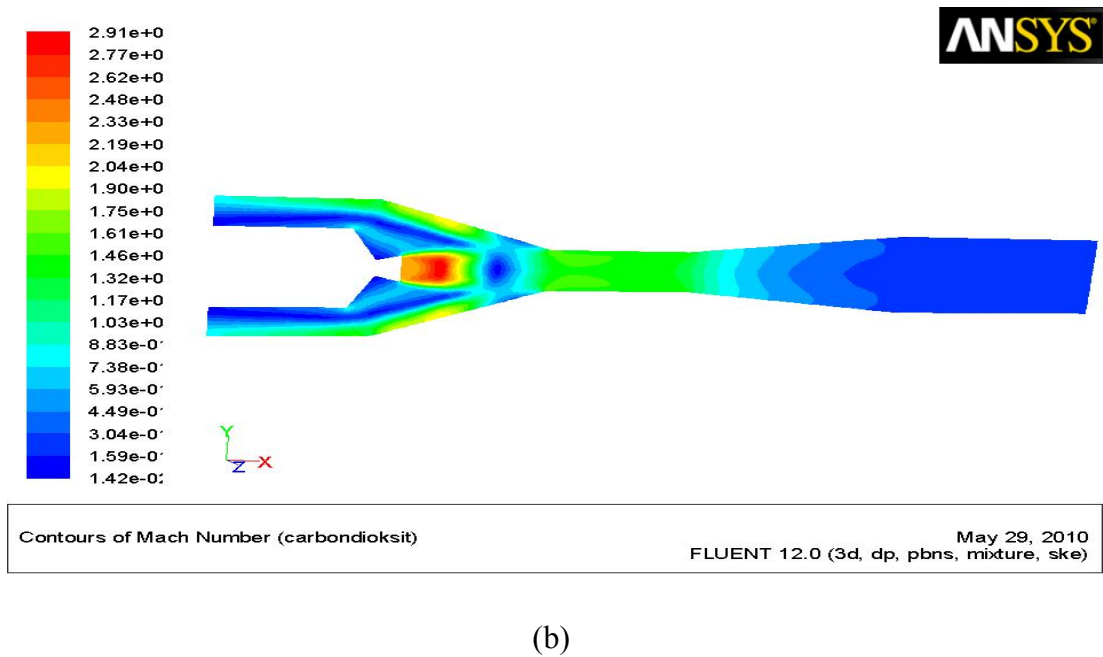
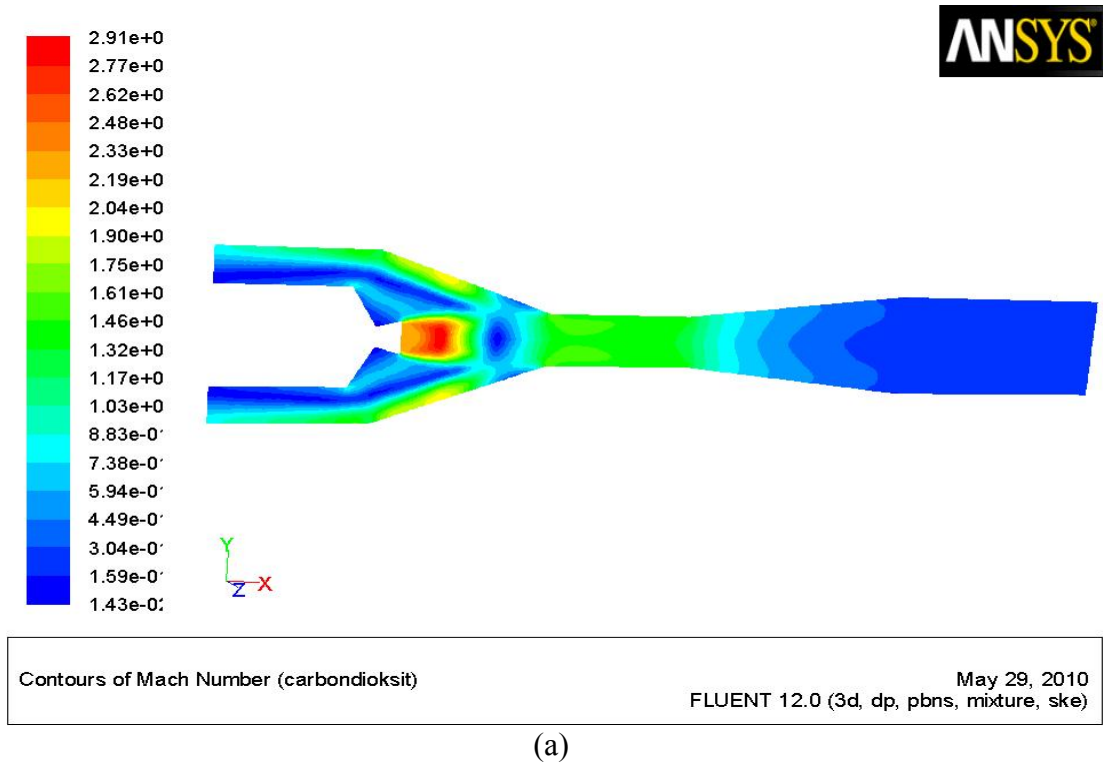


(b)

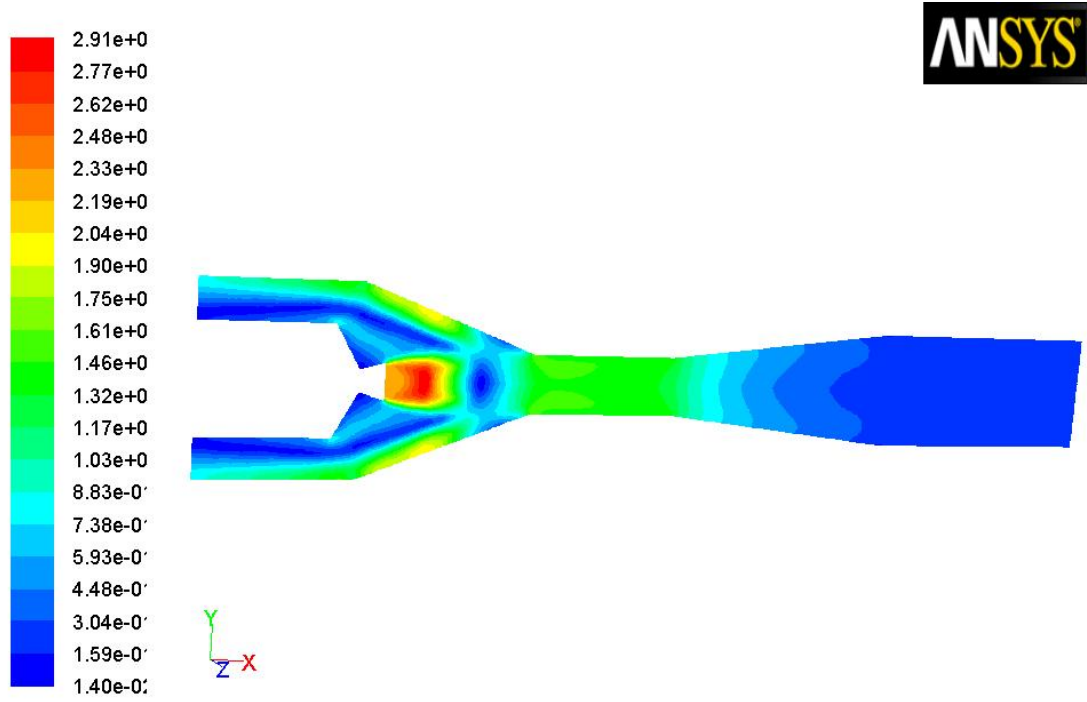


(c)

Şekil 6.30.(Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında $T_g=100^\circ\text{C}$ için a) $T_c=26^\circ\text{C}$ b) $T_c=30^\circ\text{C}$ c) $T_c=34^\circ\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karbon- dioksit su karışım akışının mach konturları



Şekil 6.31. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için (a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları

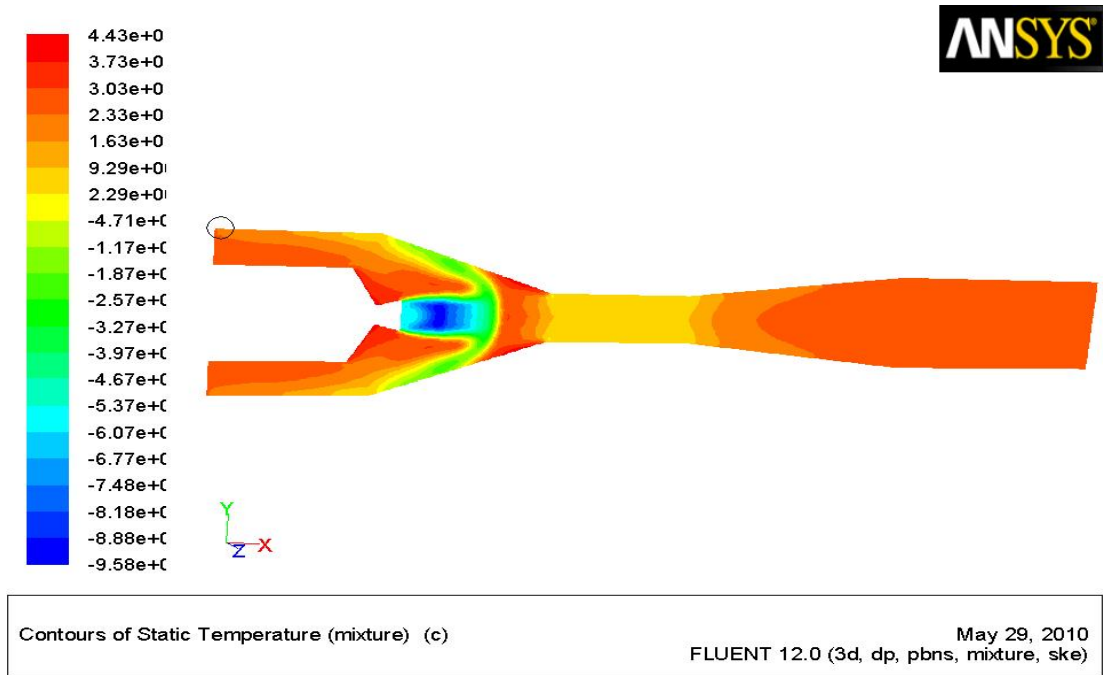


Contours of Mach Number (carbondioksit)

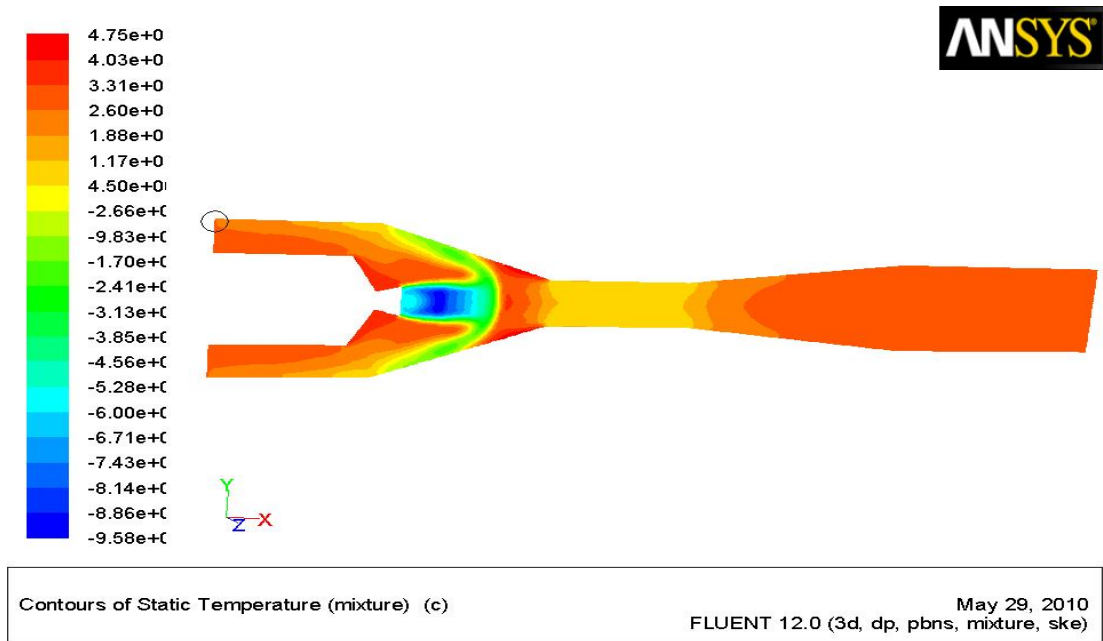
May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(c)

Şekil 6.31. (Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında sıvı karbondioksit akışının mach konturları

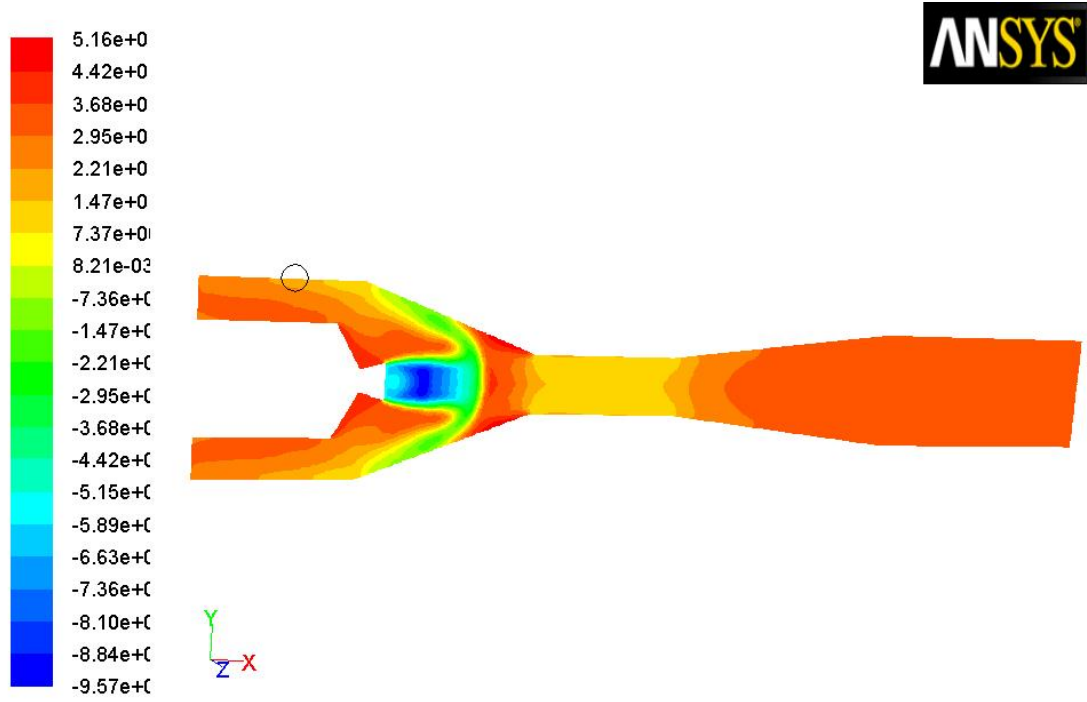


(a)



(b)

Şekil 6.32. Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için; a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondensersıcaklıklarında sıvı karbon- dioksit ile su buharı karışım akışının sıcaklık konturları (e+01 değerleridir.)

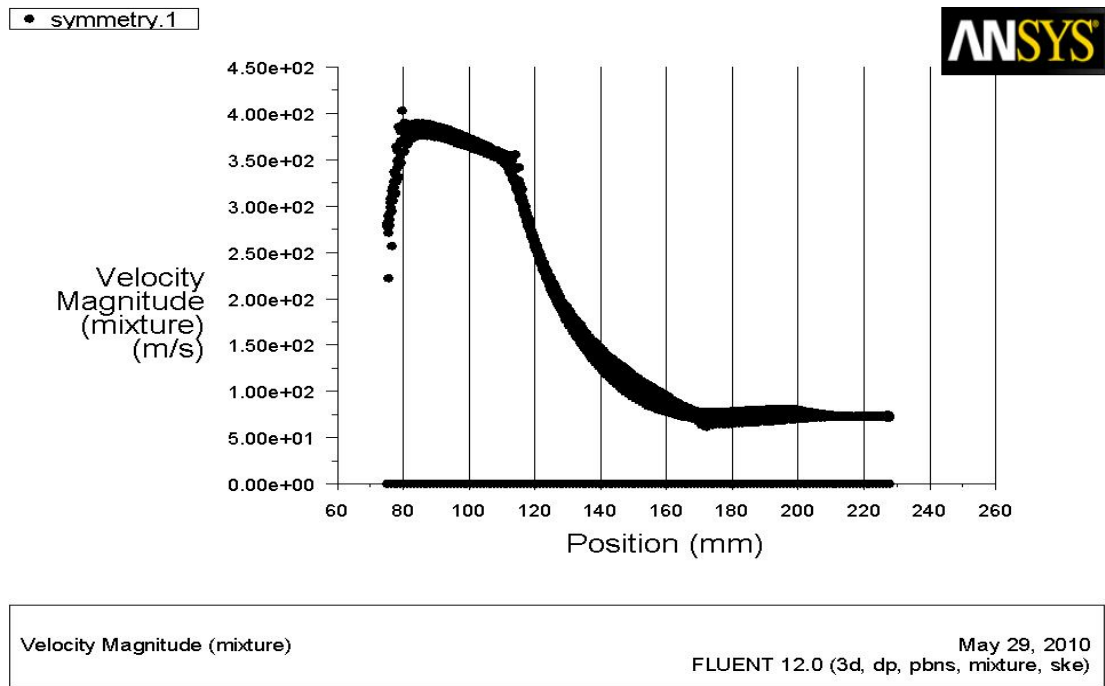


Contours of Static Temperature (mixture) (c)

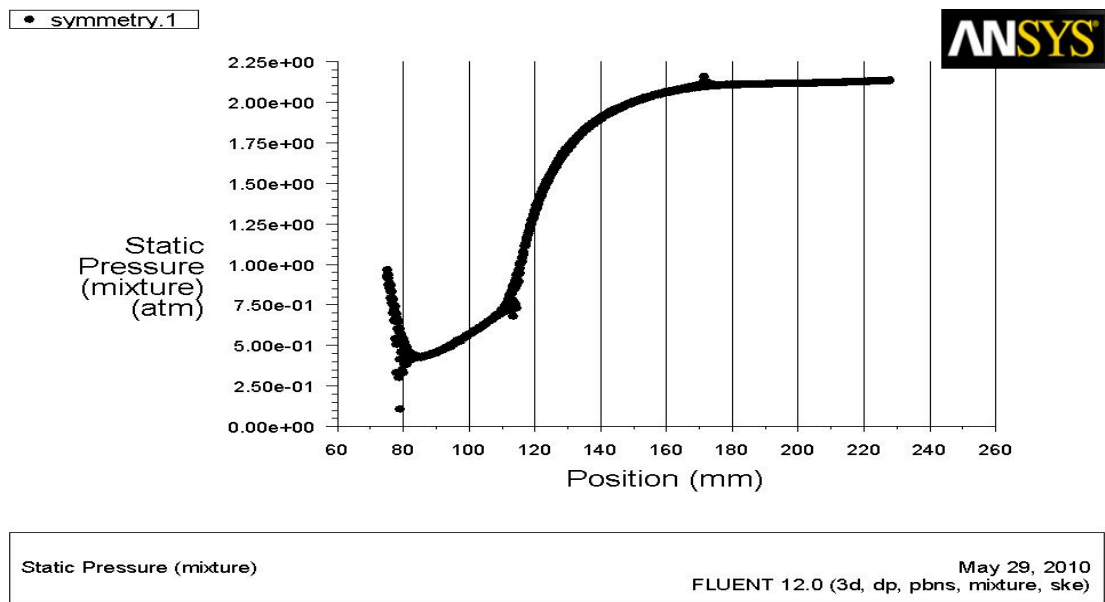
May 29, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

(c)

Şekil 6.32.(Devam) Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akış- kan sıcaklığı $T_g=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ için;a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondensersıcaklıklarında sıvı karbon- dioksit ile su buharı karışım akışının sıcaklık konturları ($e+01$ değerleridir.)



(a)



(b)

Şekil 6.33. Jeneratör sıcaklığı $T_g=100^\circ\text{C}$ için Karbondioksit karışımının ejektör eksenini boyunca sıvı karbondioksit su buharı karışım akışının;
a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen sıvı karbondioksit akışkanının sıcaklığı $T_g=100^\circ\text{C}$ sürüklenme oranları hesaplanırsa Çizelge 6.11 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.11.Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=100^\circ\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

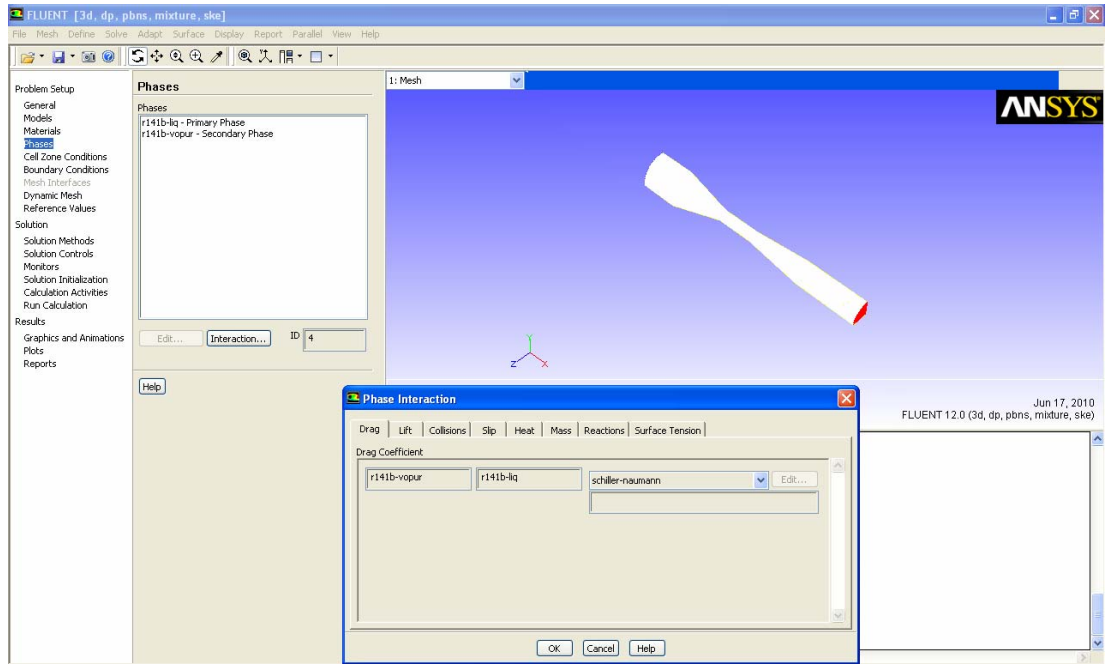
Boiler Sıcaklığı $T_g^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
100 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.14783
100 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.14982
100 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.15182

Çizelge 6.12.Birincil akışkan sıvı karbondioksit kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı 60,80,100 $^\circ\text{C}$ iken 26,30,34 değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g^\circ\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c^\circ\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
60 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.14785
80 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.14802
100 $^\circ\text{C}$	26 $^\circ\text{C}$	0.14783
60 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.14982
80 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.14982
100 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$	0.14982
60 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.15075
80 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.15182
100 $^\circ\text{C}$	34 $^\circ\text{C}$	0.15182

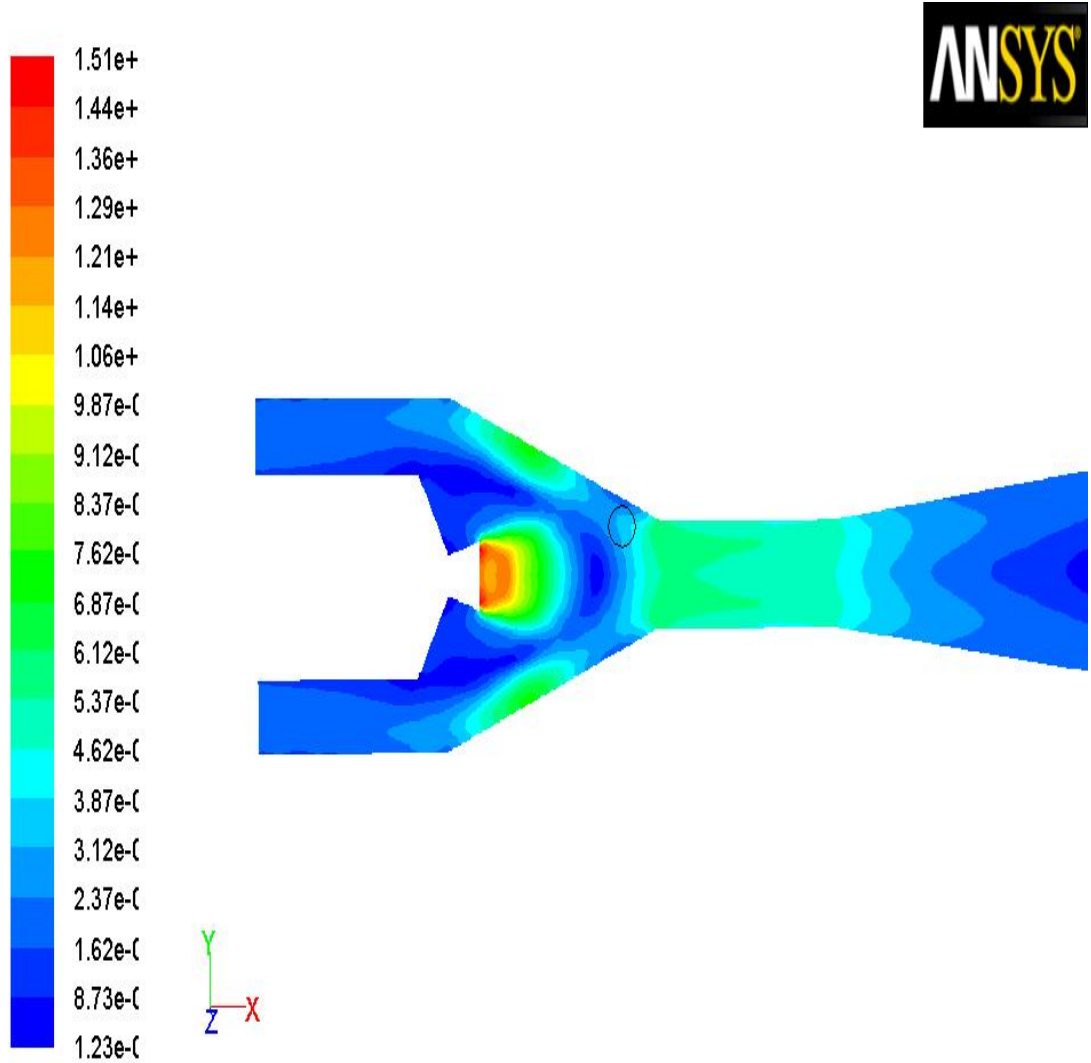
6.4. Soğutucu Akışkanı R141b Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi

E. Rusly, Lu Aye, W.W.S. Charters and A. Ooi çalışmalarındaki Sıcaklık ve basınç şartlarından jeneratör sıcaklıkları 78 °C, 84 °C, 90 °C, 95 °C ile condenser sıcaklıkları 29.2 °C, 32.4 °C ile 36 °C ele alınarak sürüklenme oranları 3 boyutlu CFD çalışmaları yapılarak bulunmuştur. [44]



Şekil 6.34. Sıvı R141b ve R141b buharı karışımının Fluent çalışması

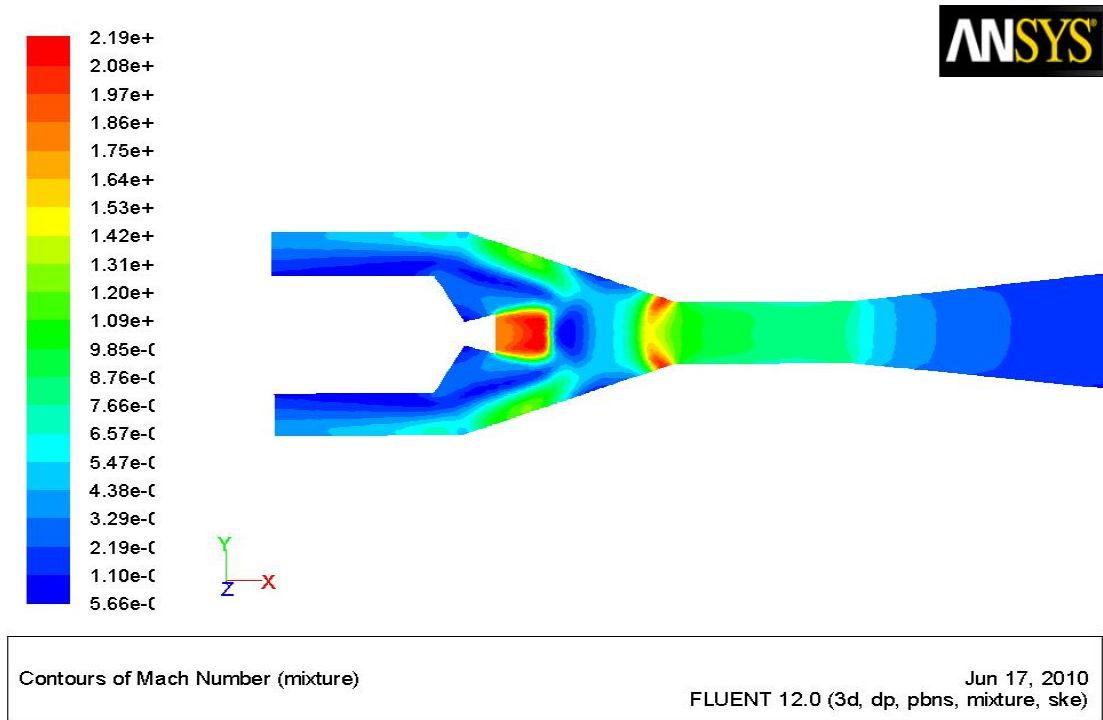
6.4.1. Evaporatör sıcaklığı $T_e = 12^\circ\text{C}$ alındığında;



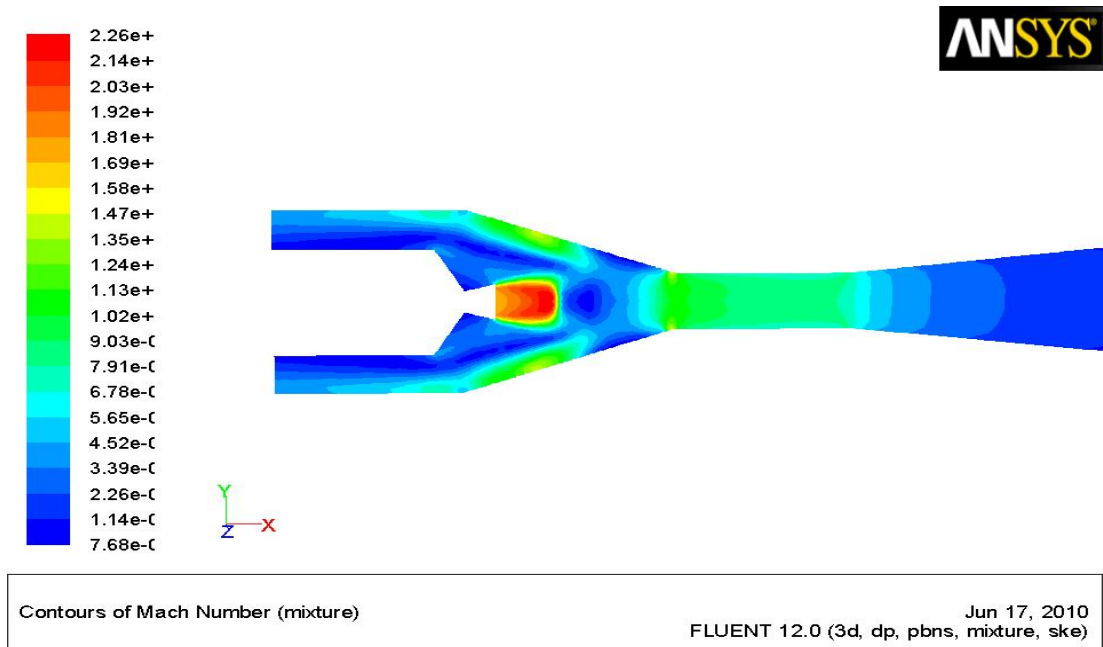
Contours of Mach Number (mixture)

Jun 17, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

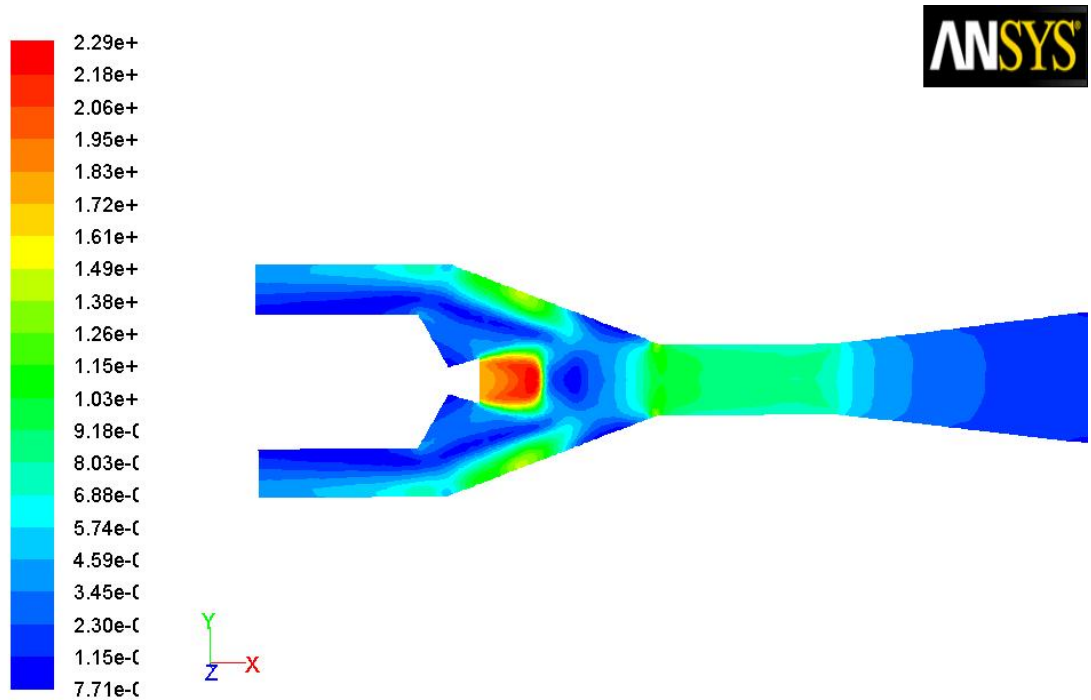
Şekil 6.34. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=78^\circ\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=29.2^\circ\text{C}$ ve evaporatör sıcaklığı $T_e=12^\circ\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları



Şekil 6.36. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=84^\circ\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=32.4^\circ\text{C}$ ve evaporatör sıcaklığı $T_e=12^\circ\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları



Şekil 6.37. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=90^\circ\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=36^\circ\text{C}$ ve evaporatör sıcaklığı $T_e=12^\circ\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları



Contours of Mach Number (mixture)

Jun 17, 2010
FLUENT 12.0 (3d, dp, pbns, mixture, ske)

Şekil 6.38. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=90^\circ\text{C}$ için kondenser sıcaklığı $T_c=36^\circ\text{C}$ ve evaporatör sıcaklığı $T_e=12^\circ\text{C}$ alındığında karışım akışının mach konturları

Çizelge 6.13. Birincil akışkan sıvı R141b kullanıldığında jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=78^\circ\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları;

Boylar Sıcaklığı T_g °C	Kondenser Sıcaklığı T_c °C	Sürüklenme Oranı ω
78 °C	29.2 °C	0.35421
84 °C	32.4 °C	0.36926
90 °C	36.0 °C	0.37361
95 °C	38.7 °C	0.38681

6.5. Soğutucu Akışkanı R134a Olan Ejektörün Performansının İncelenmesi

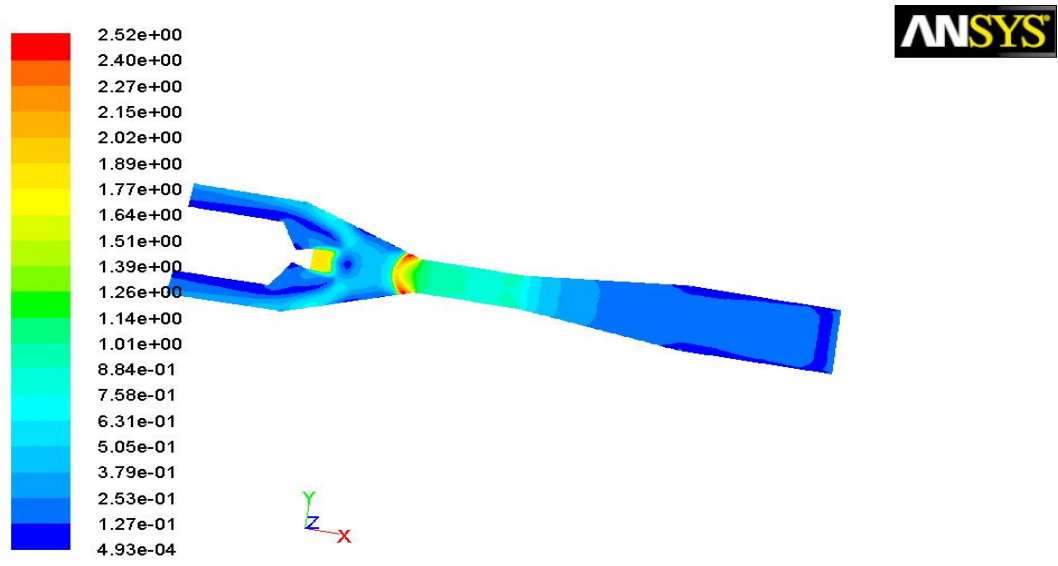
Yukarıda problem tanımlanması yapılan ejektörün birinci bölümünde çalışma sıvısı olarak birincil akışkan için R134a ikincil akışkan için su buharı kullanılmıştır. Buna göre birincil akışkanın basıncı $P_1 = 4$ [atm], karışım çıkış basıncı $P_4 = 2,2$ [atm] sabit tutularak değişken sıcaklık ve basınçlarda sürüklenme oranları incelenmiştir.

6.5.1. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 60$ °C alındığında;



(a)

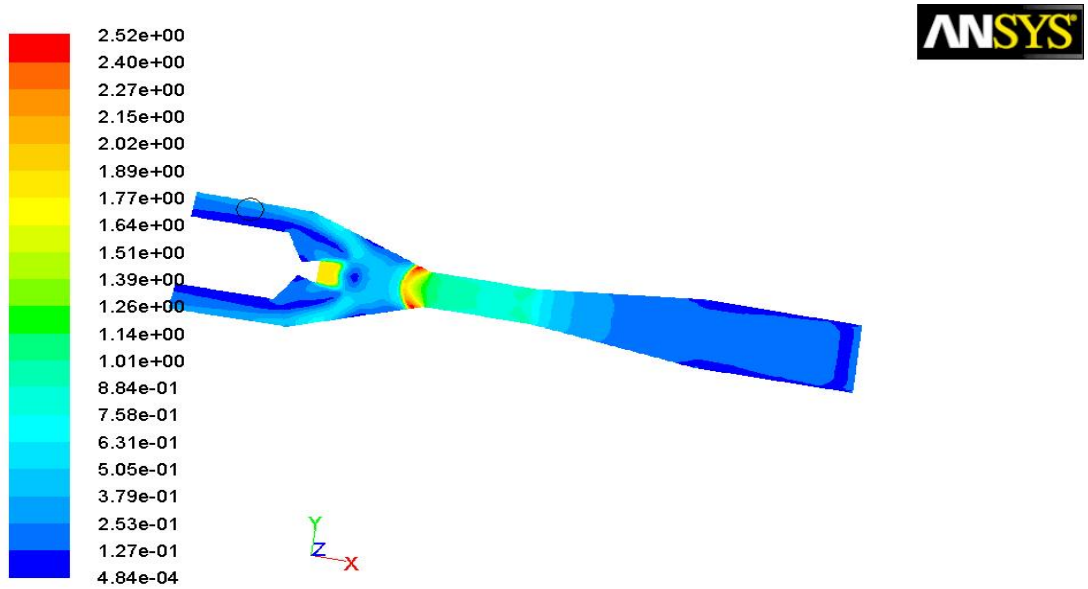
Şekil 6.39. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g = 60$ °C için a) $T_c = 26$ °C
b) $T_c = 30$ °C c) $T_c = 32$ °C kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları



Contours of Mach Number (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(b)



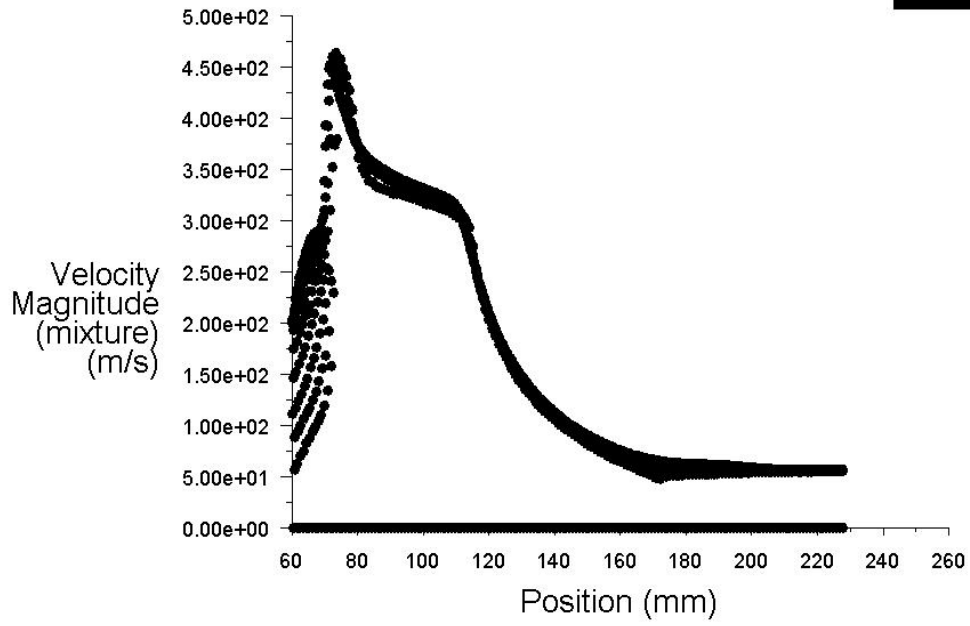
Contours of Mach Number (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(c)

Şekil 6.39. (Devam) Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları

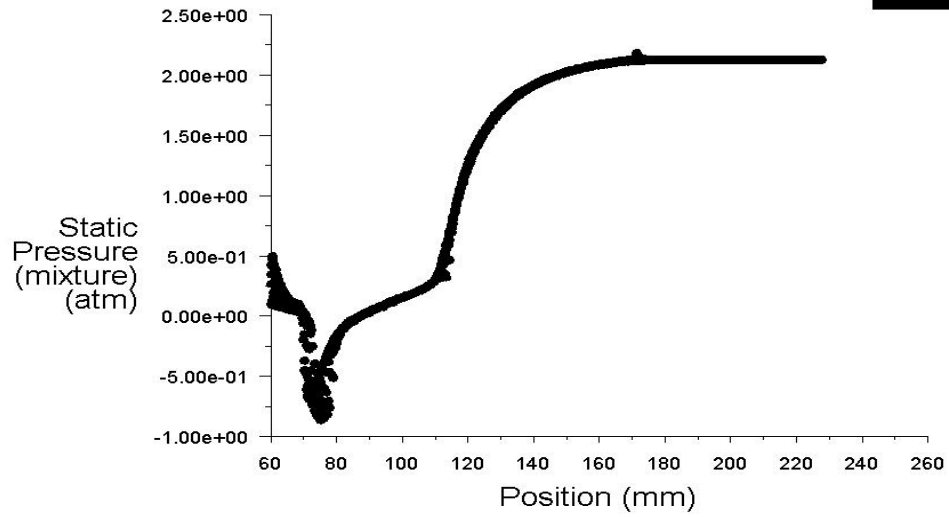
• symmetry.1



Velocity Magnitude (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

• symmetry.1



Static Pressure (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

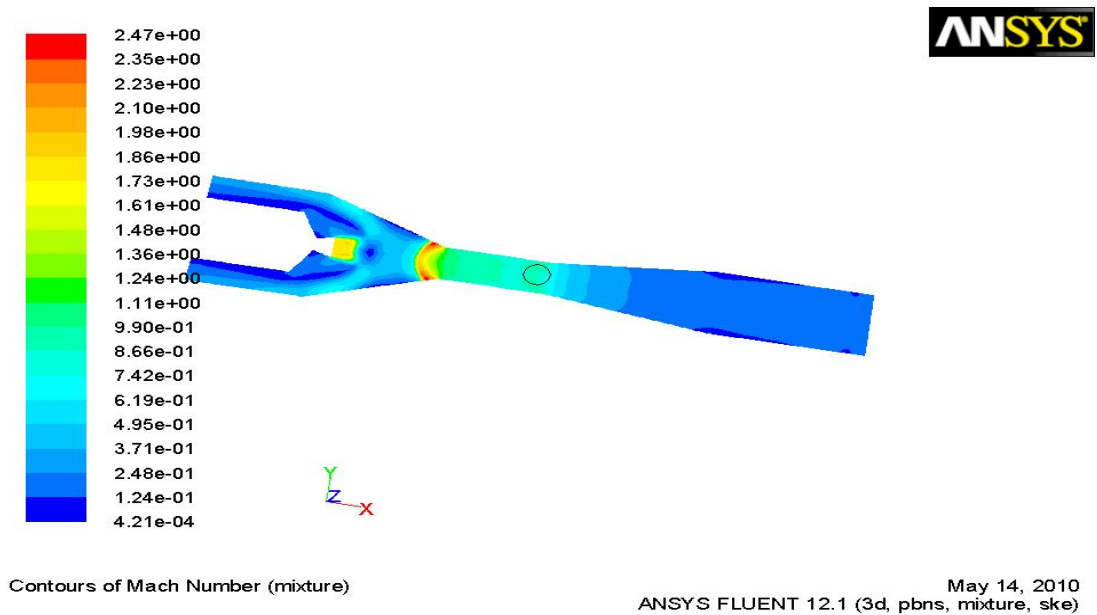
Şekil 6.40: Jeneratör sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ için R134a-Su karışımının ejektör eksenî boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen R134a akışkanının sıcaklığı $T_g=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.14 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.14 Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme

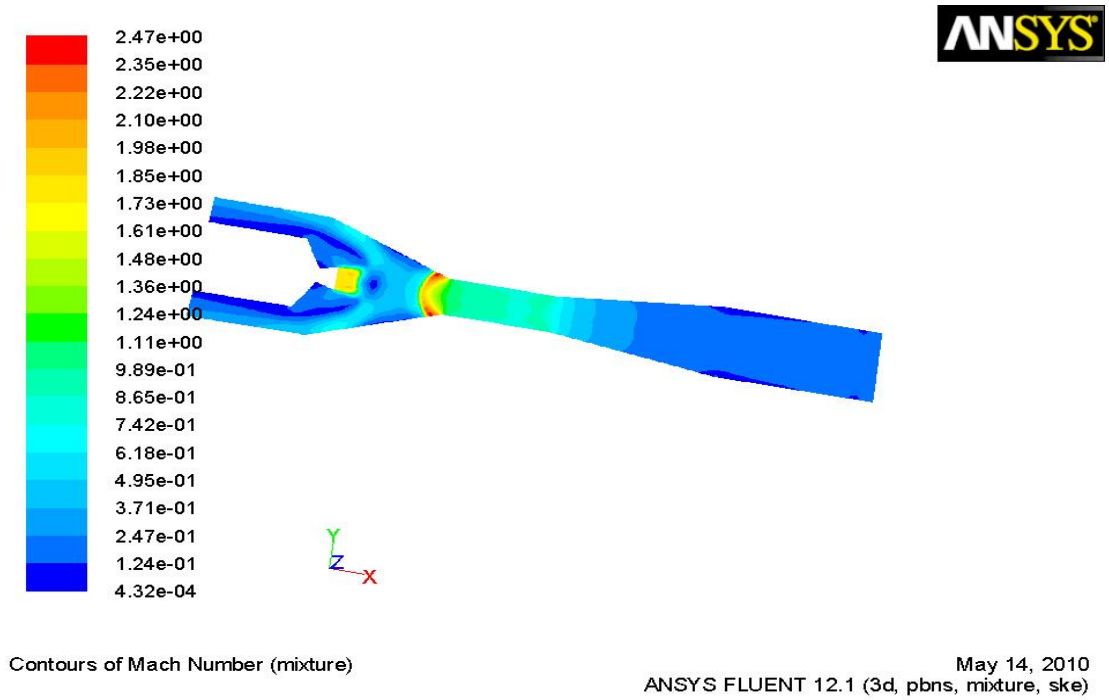
Boylar Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$26\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.07573
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.07674
$60\text{ }^{\circ}\text{C}$	$32\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.07725

6.5.2. . Jeneratör sıcaklığı $T_g=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında

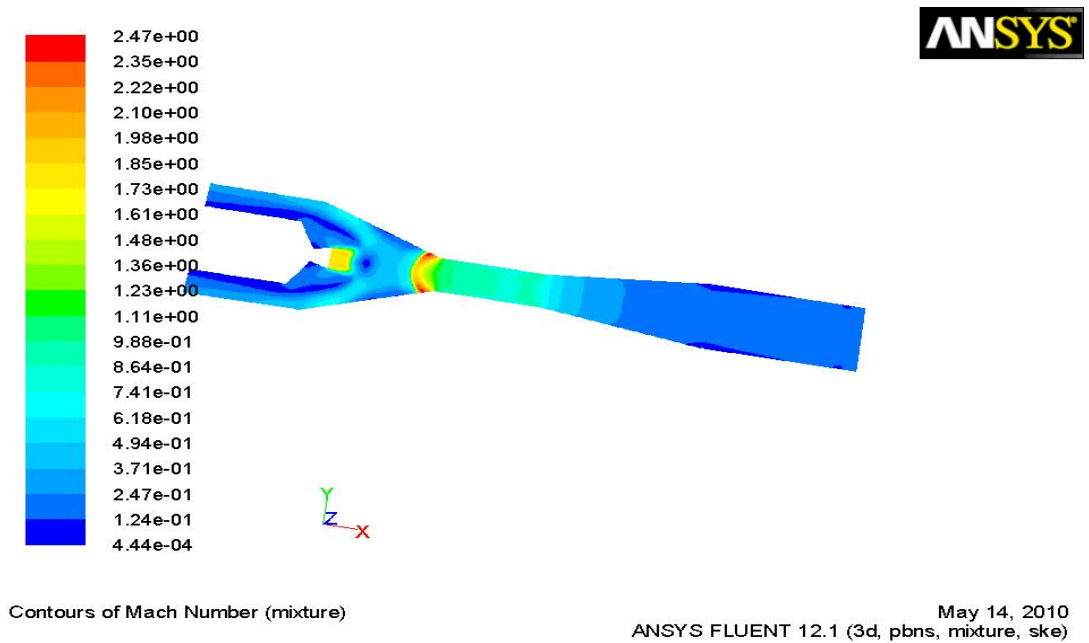


(a)

Şekil 6.41. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$
b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları

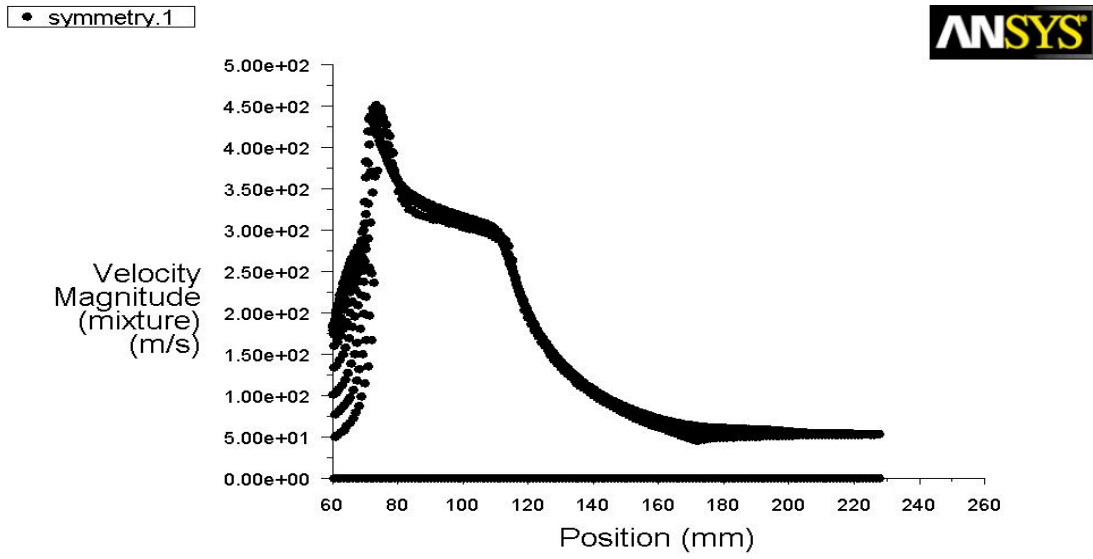


(b)



(c)

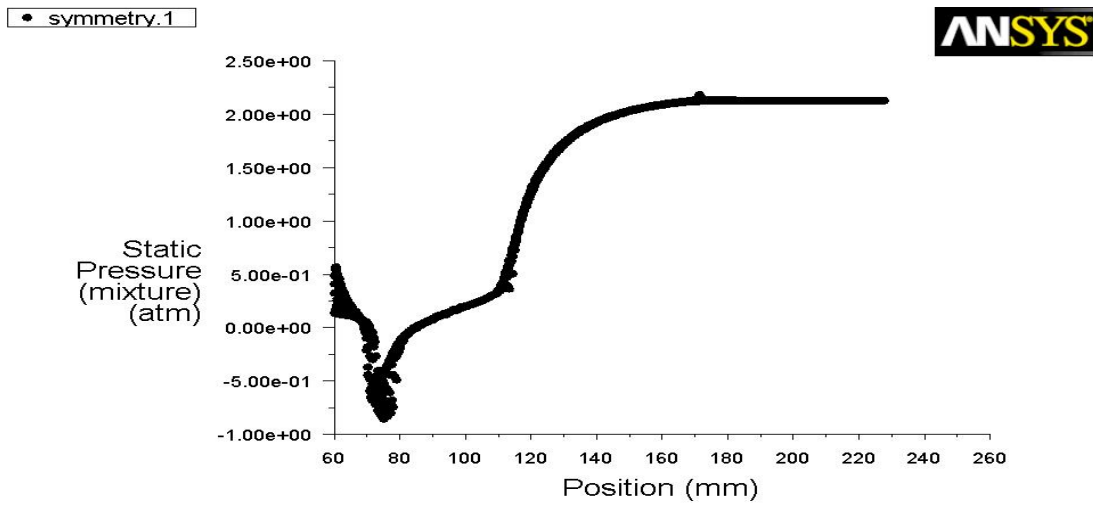
Şekil 6.41. (Devam) Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları



Velocity Magnitude (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(a)



Static Pressure (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(b)

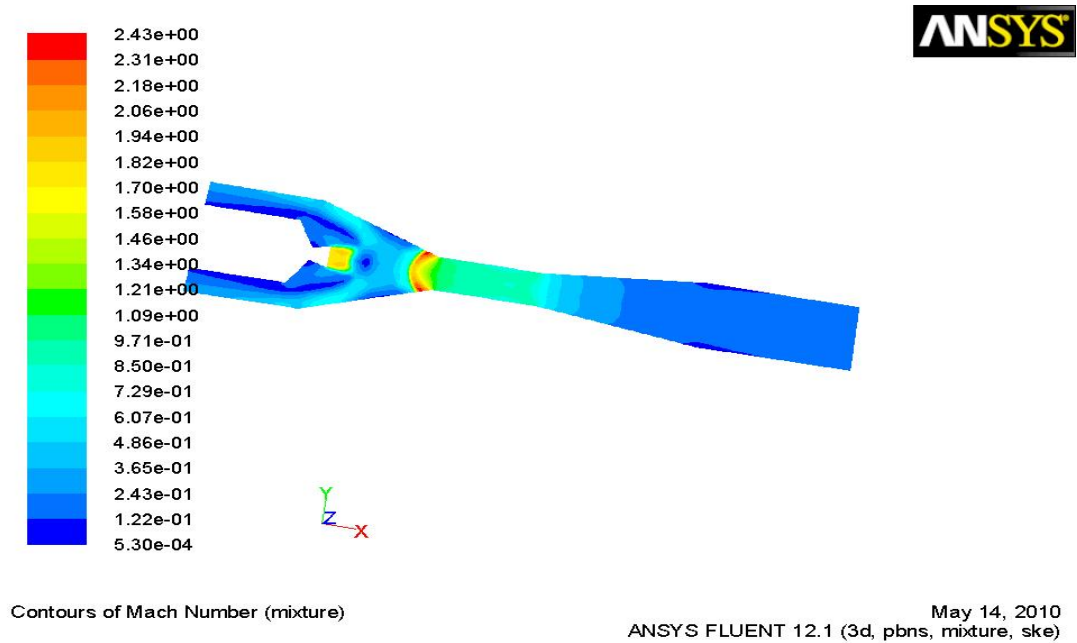
Şekil 6.42. Jeneratör sıcaklığı $T_g=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenini boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınc dağılımı

Jeneratörden gelen akışkan sıcaklığı $T_g=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.15 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.15. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan Sıcaklığı $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ İken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme

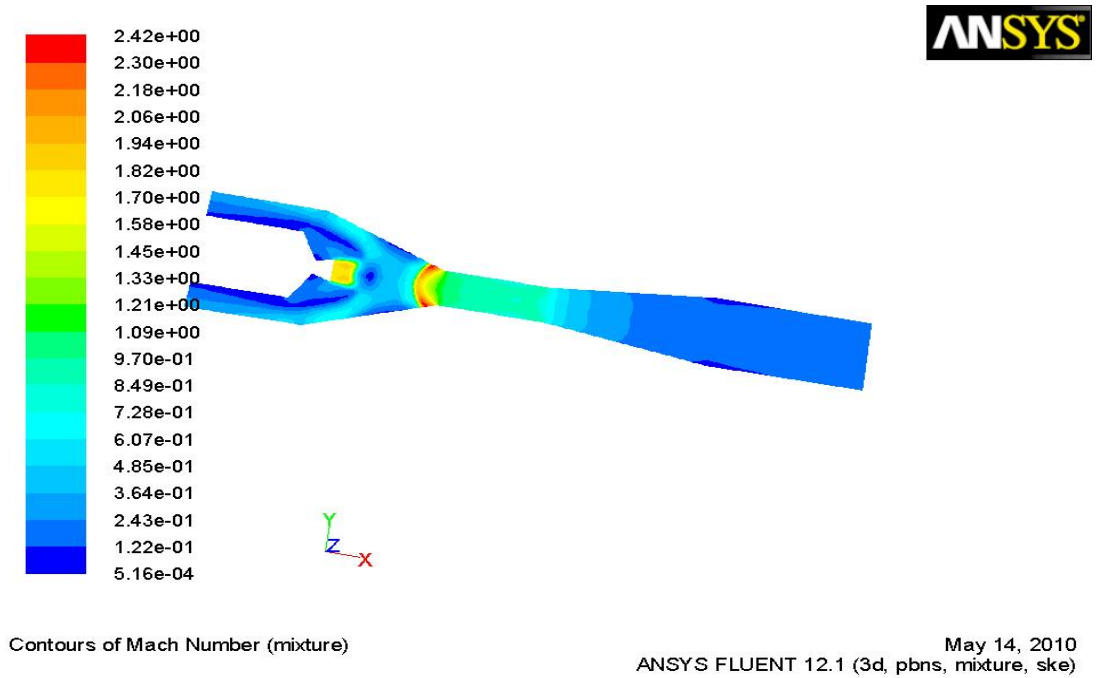
Boyler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
$70\text{ }^{\circ}\text{C}$	$26\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.06944
$70\text{ }^{\circ}\text{C}$	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.07037
$70\text{ }^{\circ}\text{C}$	$32\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.07618

6.5.3. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında

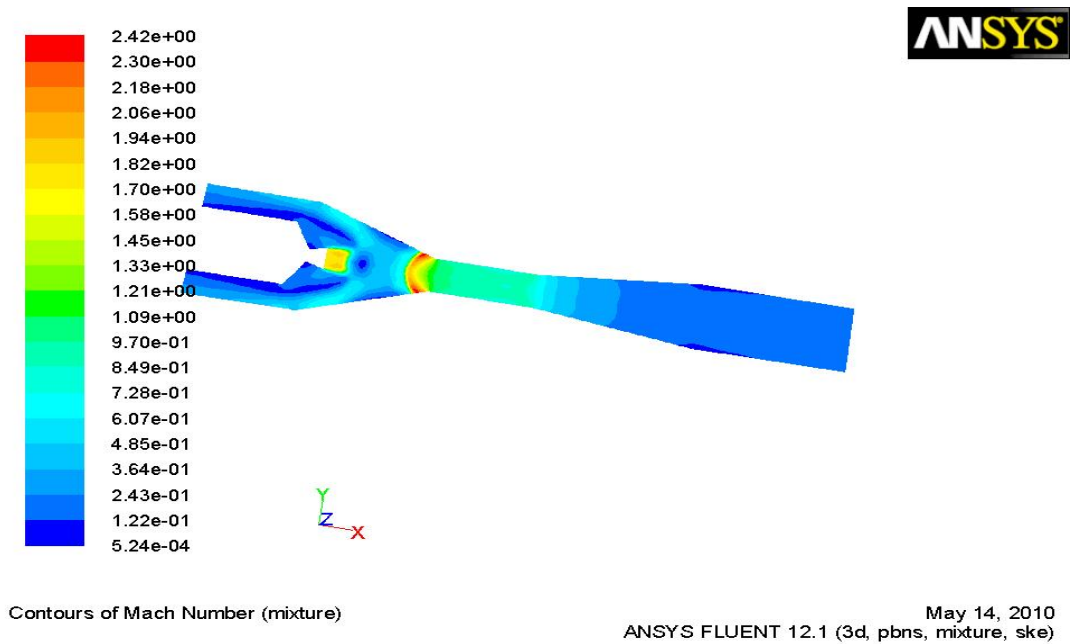


(a)

Şekil 6.43. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları

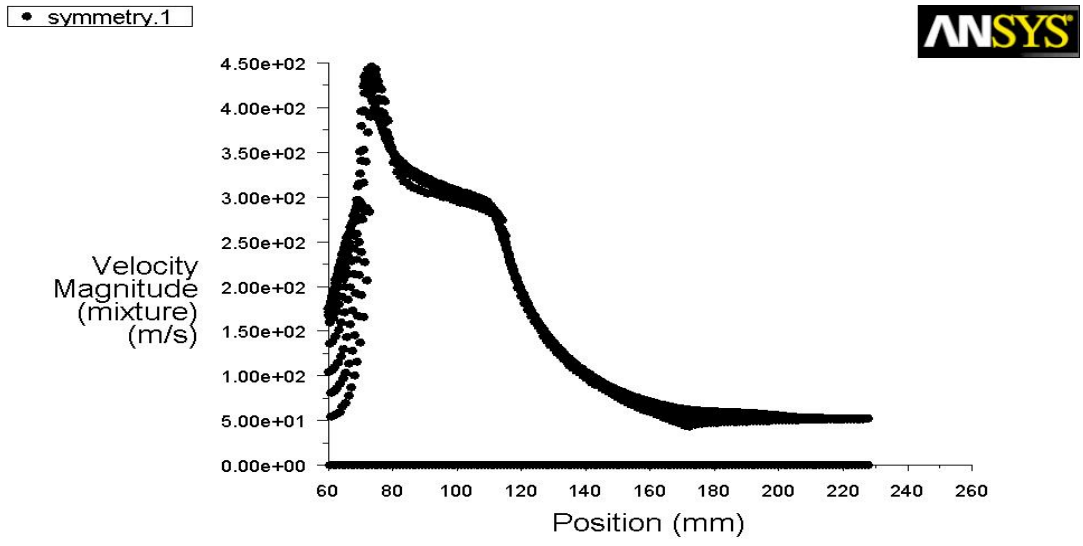


(b)



(c)

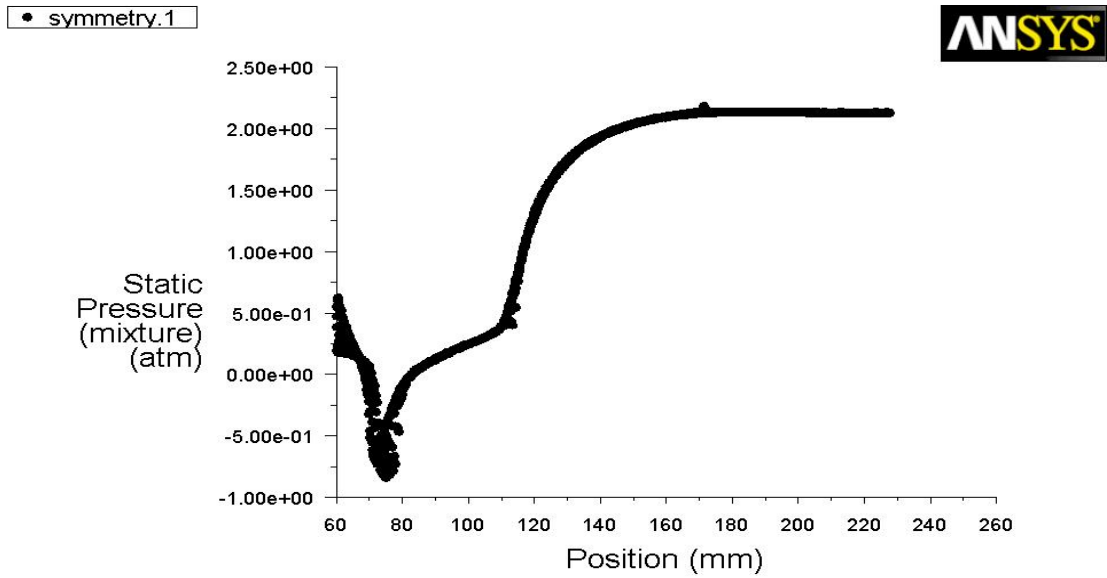
Şekil 6.43.(Devam) Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları



Velocity Magnitude (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(a)



Static Pressure (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(b)

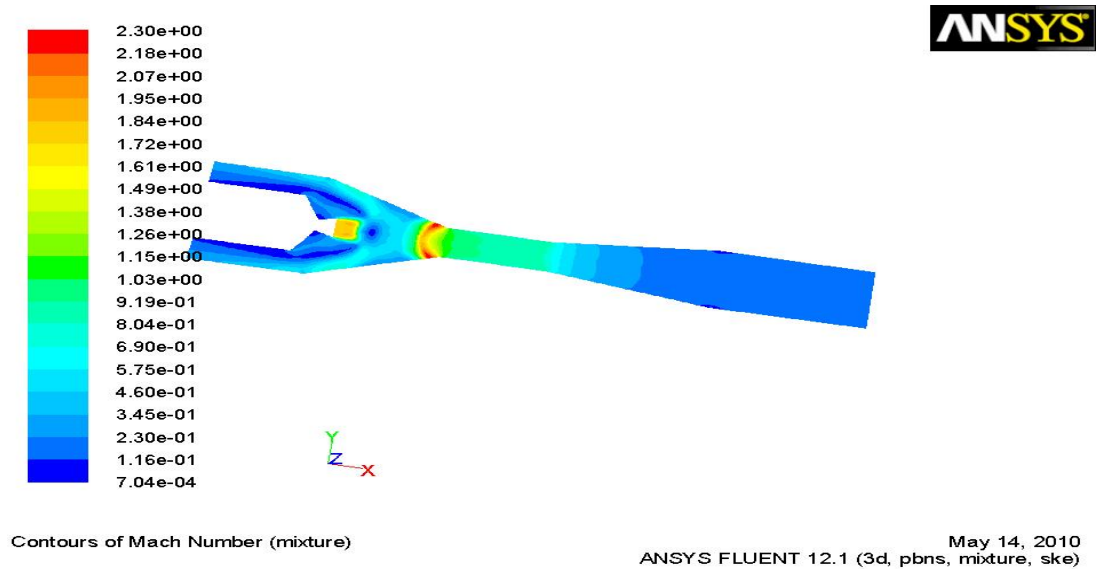
Şekil 6.44. Jeneratör sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ için R134a-Su karışımının ejektör eksen boyunca karışım akışının; a) Hız dağılımı b) Statik Basınc dağılımı

Jeneratörden gelen R134a akışkanının sıcaklığı $T_g=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.16 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.16. Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratörden gelen akışkan Sıcaklığı $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

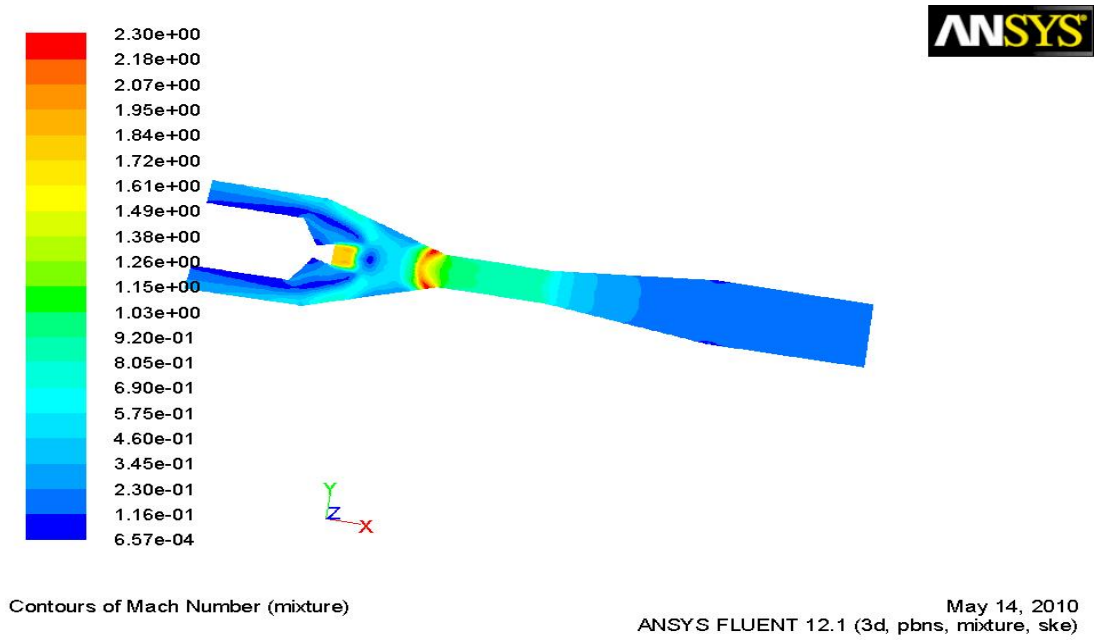
Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
80 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.06380
80 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.06465
80 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.06508

6.5.4. Jeneratör sıcaklığı $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ alındığında;

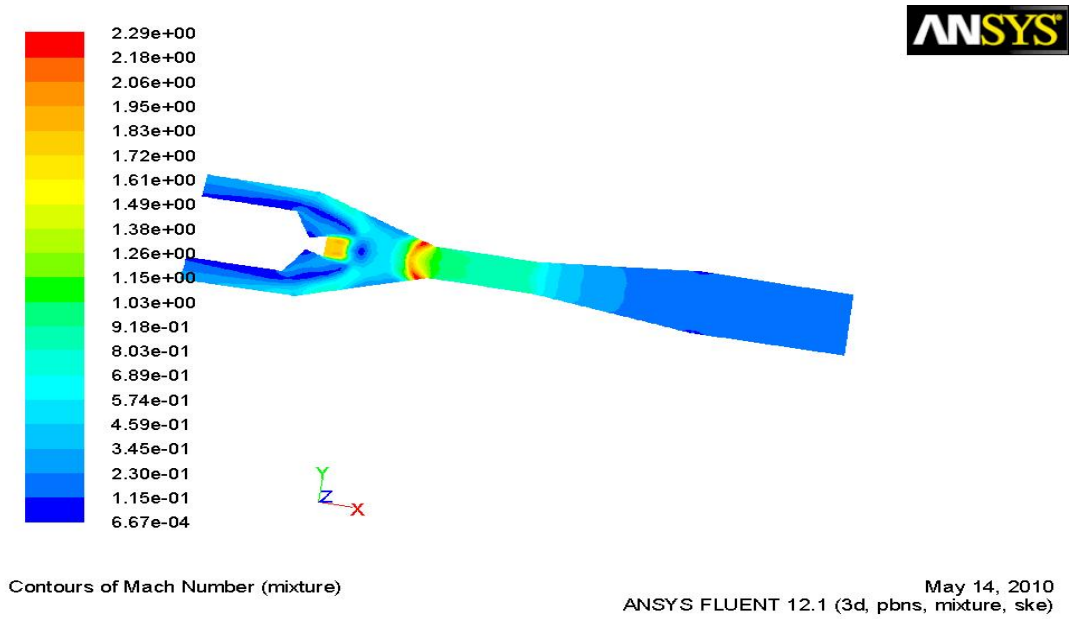


(a)

Şekil 6.45. Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$
b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları

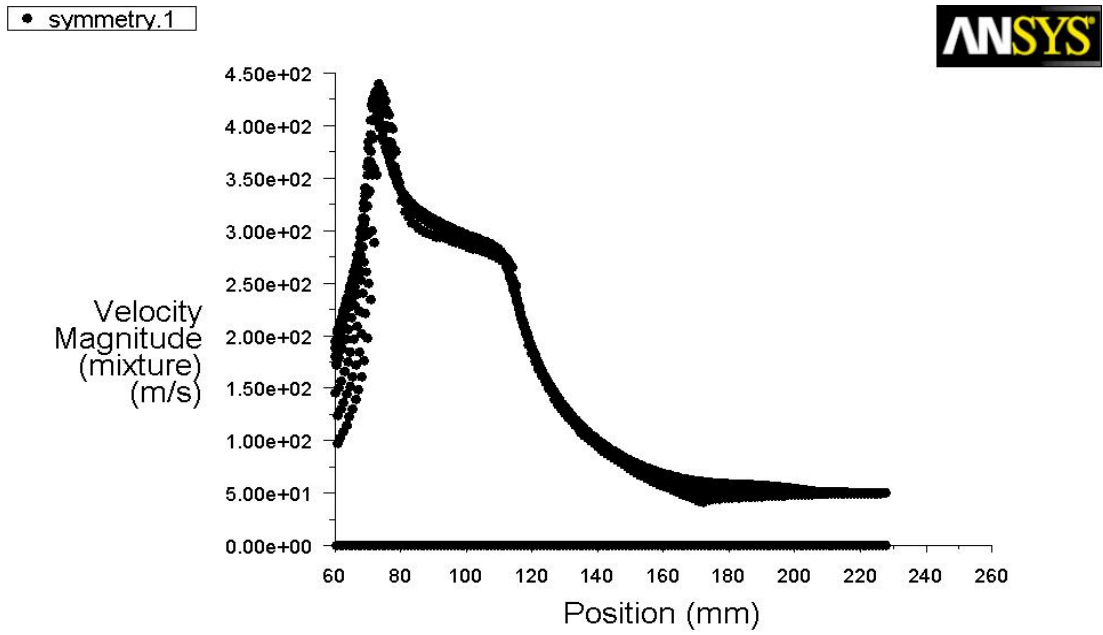


(b)



(c)

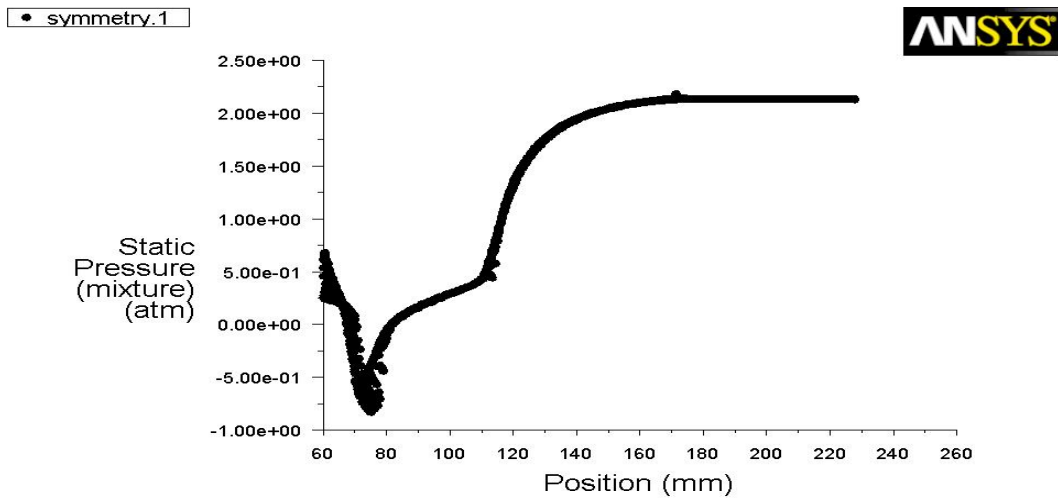
Şekil 6.44.(Devam) Birincil akışkan R134a kullanıldığında $T_g=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının mach konturları



Velocity Magnitude (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(a)



Static Pressure (mixture)

May 14, 2010
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, mixture, ske)

(b)

Şekil 6.46. Jeneratör sıcaklığı $T_g=90^\circ\text{C}$ için Amonyak-Su karışımının ejektör eksenî boyunca karışım akışının;a) Hız dağılımı b) Statik Basınç dağılımı

Jeneratörden gelen R134a akışkanının sıcaklığı $T_g=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ entriement oranları hesaplanırsa Çizelge 6.17 deki sonuçlar bulunur.

Çizelge 6.17.Birincil akışkan R134a kullanıldığında Jeneratör sıcaklığı $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
90 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.05869
90 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.05948
90 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.05987

Çizelge 6.18.Birincil akışkan R134a kullanıldığında jeneratörden gelen birincil akışkan sıcaklıkları 60,80,100 $^{\circ}\text{C}$ iken 26,30,32 $^{\circ}\text{C}$ değişken kondenser sıcaklıklarında sürüklenme oranları

Boiler Sıcaklığı $T_g\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kondenser Sıcaklığı $T_c\text{ }^{\circ}\text{C}$	Sürüklenme Oranı ω
60 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.07573
70 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.06944
80 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.06380
90 $^{\circ}\text{C}$	26 $^{\circ}\text{C}$	0.05869
60 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.07674
70 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.07037
80 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.06465
90 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	0.05948
60 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.07725
70 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.07618
80 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.06508
90 $^{\circ}\text{C}$	32 $^{\circ}\text{C}$	0.05987

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Ejektör performansını belirlemek için, ejektör içerisindeki akış karakteristiklerinin bilinmesi gerekir. Bu için de CFD teknikleri kullanılmıştır. Ejektör performansının belirlenmesindeki en önemli kriterler entriement oranı ve kompresör oranıdır.

Yapılan üç boyutlu (3D) CFD çalışmalarında jeneratör sıcaklığının artması ile sürüklenme oranının azaldığı gözlenmektedir. R134a soğutucusu ile karşılaştırıldığında amonyak soğutucu daha yüksek performans sağlar ve gerekli ısı kaynağı sıcaklığı düşüktür. Bu nedenle, güneş enerjisi gibi düşük dereceli enerji, kullanılabilir. Yüksek performansa sahip ejektörünün dizaynında, CFD kullanımının önemli bir yol göstereceği açıktır.

Sürüklenme oranı, boyler, kondenser çalışma sıcaklıklarının etkisi ile bağdaştırılmıştır.

Sürüklenme oranını ω 'yi ve kritik geri basıncı (CBP)'yi çalışma şartları etkiler.

Yüksek boyler sıcaklıklarında; sabit alan (CMA) ejektörü üzerinde yapılan çalışmada amonyak gazı ve R134 a soğutucu gazları kullanıldığında kritik geri basınç ve sürüklenme oranı artar. Matematiksel modelleme ile aynı sonucu vermektedir.

Ejektör performansını artırmak için ejektör boğazının uzatılmasına gerek yoktur..

Atık ısıyı ne kadar düşük sıcaklıkta alabilirsek o kadar az maliyet olduğundan amonyak gazı ile çalışmak daha ekonomiktir.

Kompresör gerekmediğinden sessiz düşük maliyetli bir soğutma elde etmek daha kolaylaşır.

Ejektör, piyasa şartlarında pompalı absorpsiyonlu soğutma sistemindeki pompayı kaldırdığı için hem yer hem de enerji tasarrufu sağlamaktadır.

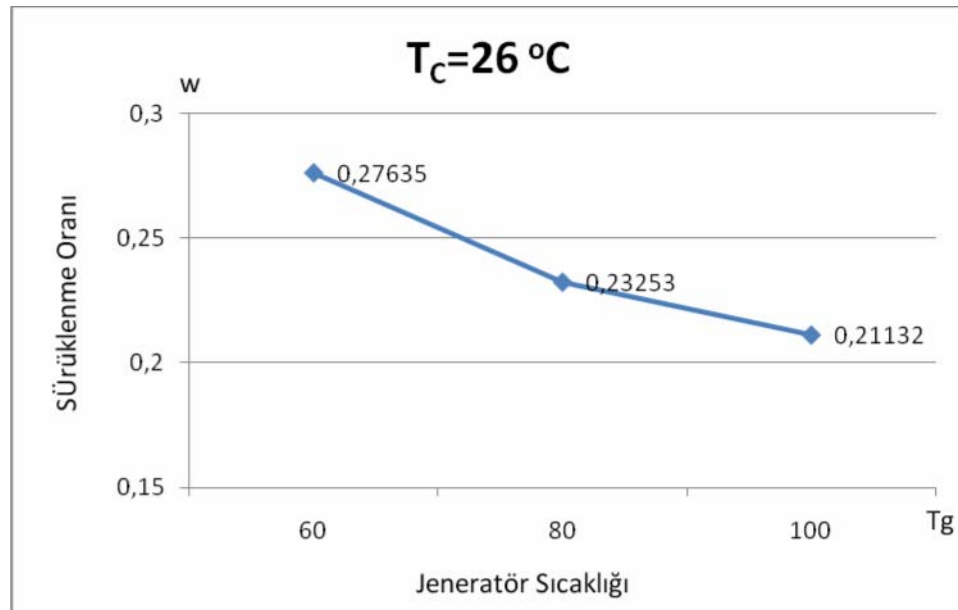
E. Rusly, Lu Aye, W.W.S. Charters ve A. Ooi kullandığı bu geometri R141 b akışkanı için kullanılmış ve 1D ve 2D geometrileri ile çözülmüştür[50]. Amonyak gazı ile çalıştırılan ejektörün performansını daha da artırmak için geometride düzenlemeler yapılabilir. Örneğin; birincil nozul çıkış pozisyonu negatif yönde kaydırılabilir.

Lityum Bromür gibi çevre dostu akışkanlar kullanılabilir. Belki daha az yer kaplayan maliyeti oldukça düşük olan yeni malzemeler denenebilir.

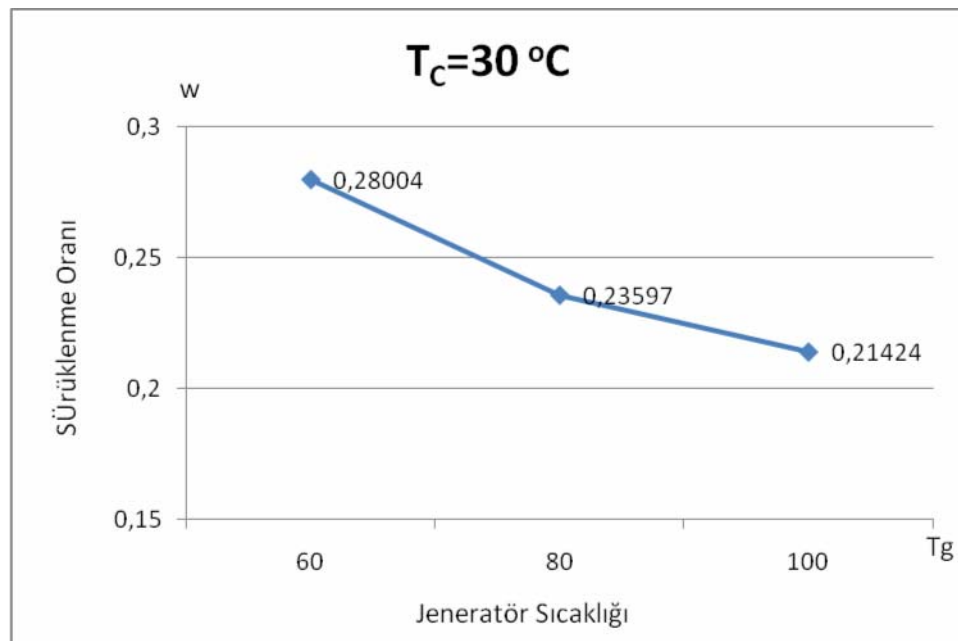
Ejektörlü soğutma sisteminin performansının CFD çalışması yapılmıştır. Çalışma sıvısı olarak birinci bölümde Amonyak sıvısı kullanılır. Değişken jeneratör sıcaklıklarında değişken buharlaştırıcı sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışma koşullarına uygun olarak, 60°C-90°C arasında jeneratör sıcaklığı, 26-34°C arasında yoğusturucu sıcaklığı seçilmiştir.

Bu çalışmada Amonyak'lı bir ejektör soğutma sistemi, R134a, R141b ve karbondioksit akışkanlarının ejektör performansı üzerinde üç boyutlu CFD çalışması yapılmıştır.

Şekil 6.46 da amonyak-su kullanıldığında jeneratör sıcaklığı arttıkça sürüklenme oranının azaldığı görülmektedir.

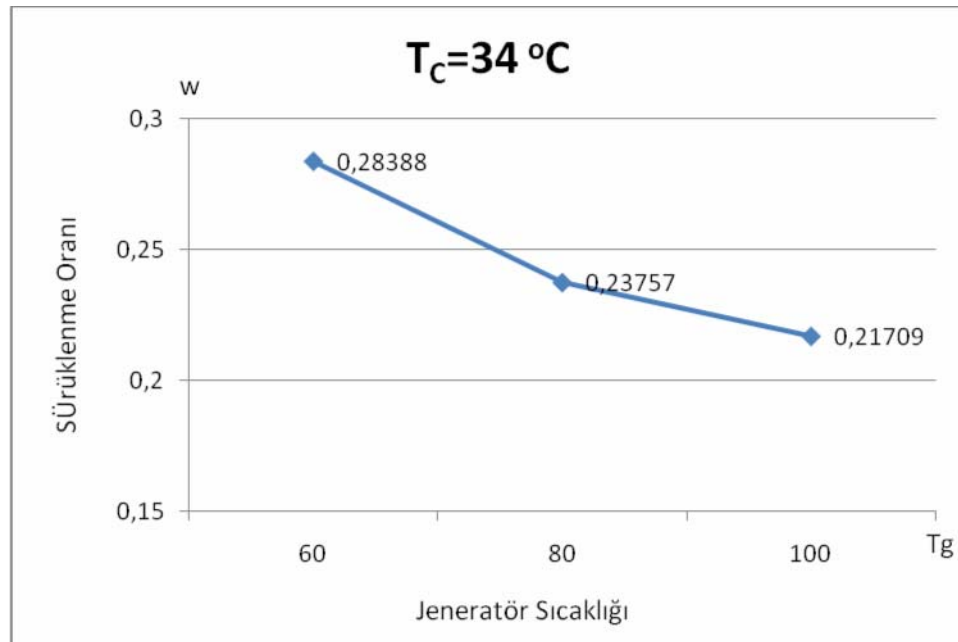


(a)



(b)

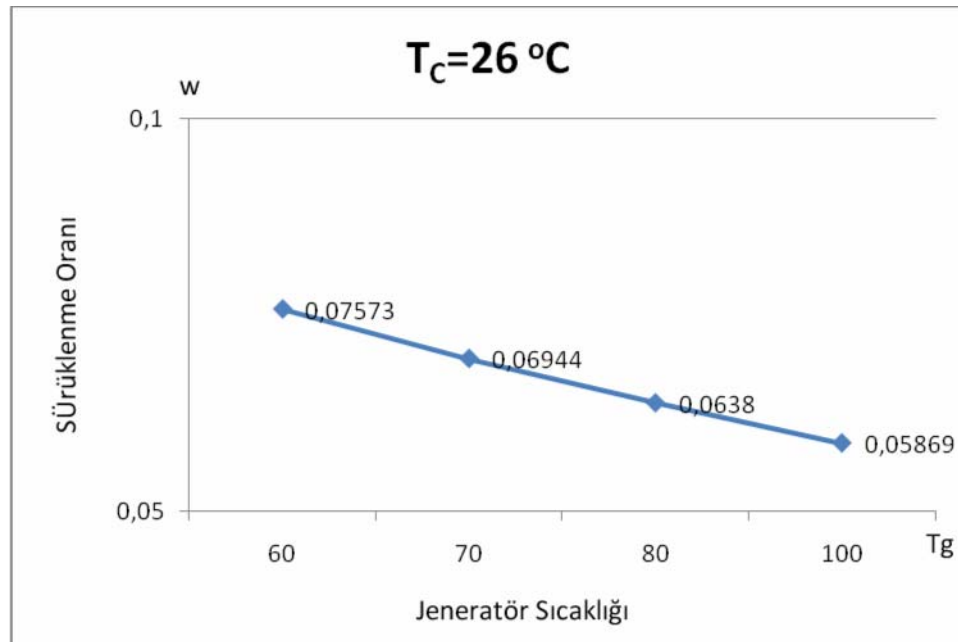
Şekil 7.1. Birincil akışkan amonyak kullanıldığında jeneratör sıcaklığı 60,70,80 °C için a) $T_c = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları



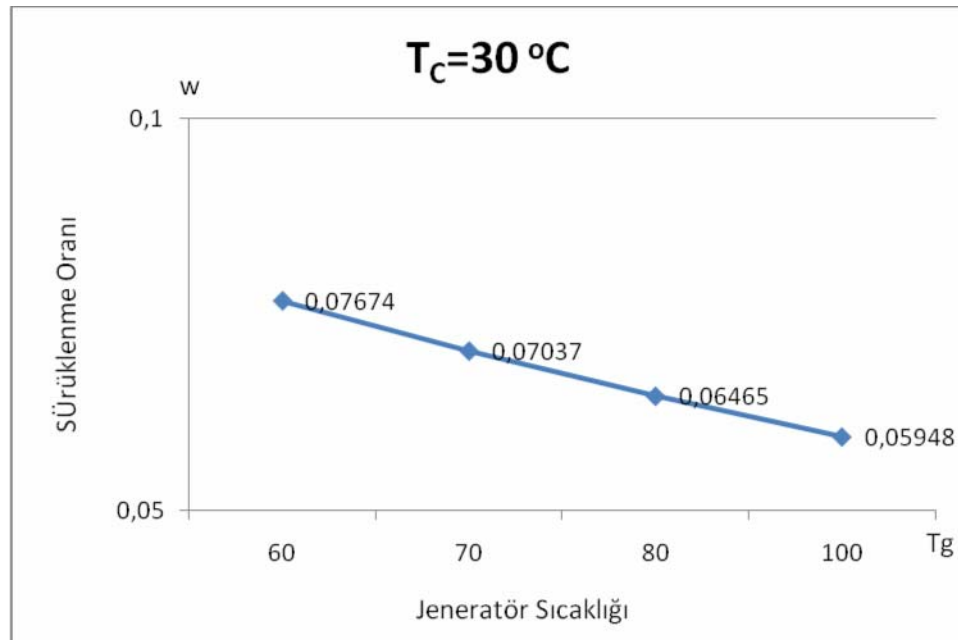
(c)

Şekil 7.1. (Devam) Birincil akışkan amonyak kullanıldığında jeneratör sıcaklığı 60,70,80 °C için a) $T_c=26\text{ °C}$ b) $T_c=30\text{ °C}$ c) $T_c=34\text{ °C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.

Şekil 7.1 da R134a-su kullanıldığında jeneratör sıcaklığı arttıkça sürüklenme oranının azaldığı görülmektedir.

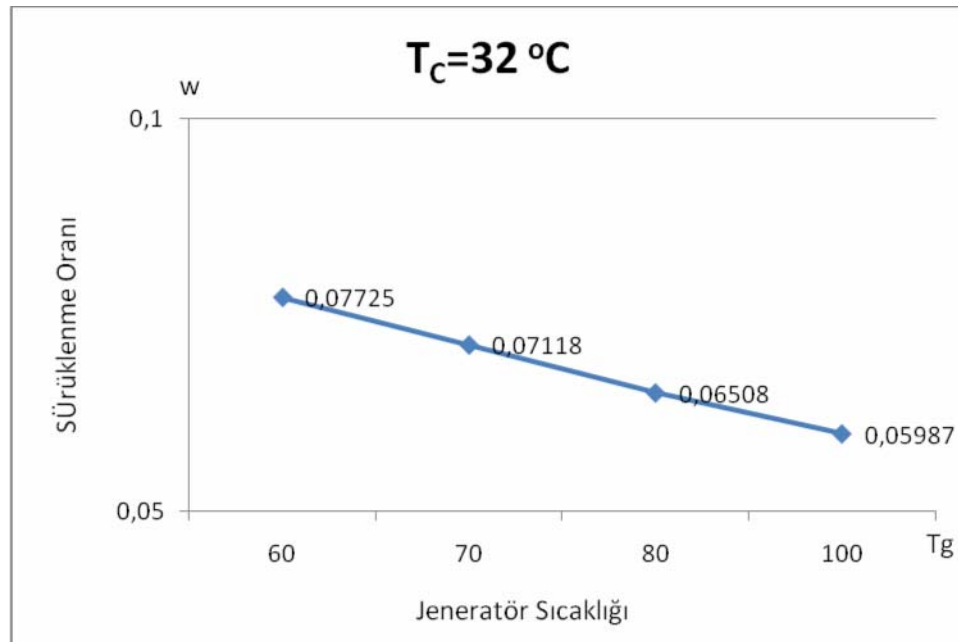


(a)



(b)

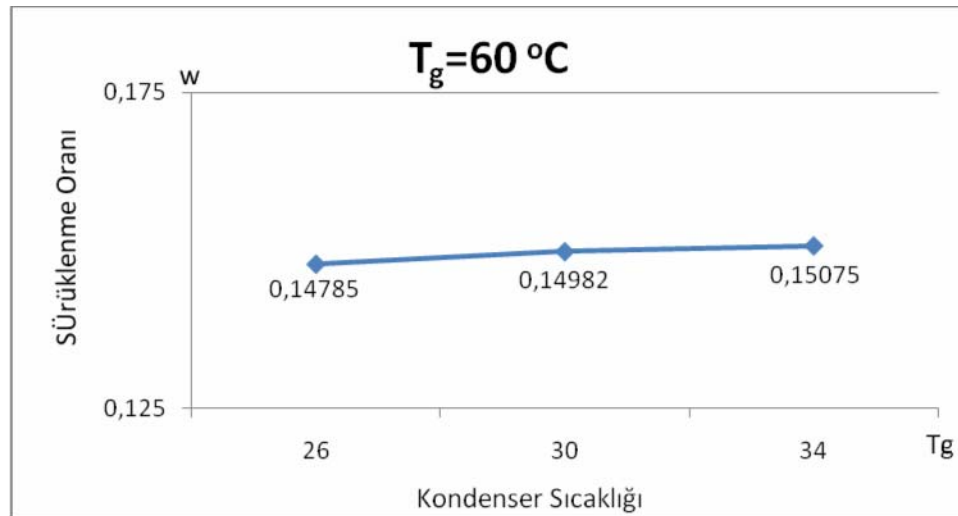
Şekil 7.2. Birincil akışkan R134a kullanıldığında jeneratör sıcaklığı 60,70,80 °C için a) $T_c=26\text{ }^{\circ}\text{C}$ b) $T_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ c) $T_c=32\text{ }^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları



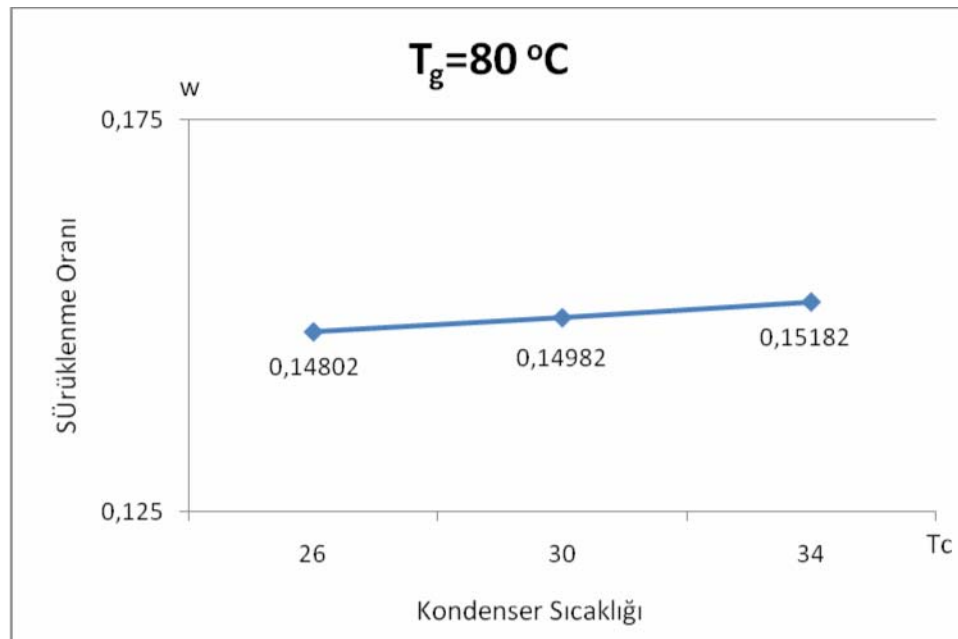
(c)

Şekil 7.2. (Devam) Birincil akışkan R134a kullanıldığında jeneratör sıcaklığı 60,70,80 °C için a) $T_c=26$ °C b) $T_c=30$ °C c) $T_c=32$ °C kondenser sıcaklıklarında karışım akışının jeneratör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.

Şekil 7.2 da amonyak-su kullanıldığında jeneratör sıcaklığı arttıkça sürüklenme oranının arttığı görülmektedir.



(a)



(b)

Şekil 7.3. Birincil akışkan R134a kullanıldığında kondenser sıcaklığı 26,30,34 °C için a) $T_c=60$ °C b) $T_c=80$ °C generatör sıcaklıklarında karışım akışının generatör sıcaklığına karşı sürüklenme oranları.

Karıştırma odası sonunda iki akışkanın tamamen karışacak ve statik basınç sabit kalacaktır.

Birincil akış içerisindeki doyma basıncının düşmesinin sebebi, karışım odası içerisindeki akış alanının sabit kalması ve ikincil akışkanın kütleli debisinin

azalmasıdır. Böylece ikincil akışkanın kütleli debisinin azalması ile sürüklenme oranı düşecektir. Böylece ikincil akışkanın basıncı artacak ve kritik basınç azalacaktır. Jeneratörden gelen akışkan basıncı, kritik basıncı artıracaktır.

Bu çalışmada, verilen çalışma koşullarında, yüksek sürüklenme oranının yüksek performanslı ejektörün göstergesi olduğu görülmektedir.,

Yüksek momentuma sahip olan büyük efektif alanın oluşması ile ikincil akışkanın küçük oranlardaki miktarların, meydana gelen etkili alan içerisinde çekilmesine izin verilir.

Böylece karışım akışının toplam momentumu artarak kuvvetli eğik şokların ikincisi oluşmuştur. Şok pozisyonu ejektör çıkışına kadar ilerler. Ejektör kritik geri basınçta çalıştırılabilir. Aksi takdirde sürüklenme oranında bir düşüşe neden olur.

İlk eğik şok, birincil akışkanın birincil nozuldan ayrılışından hemen sonra bulunmuştur. İkinci eğik şok ise diffüzör başlangıç bölümünde oluşacaktır.

En iyi sürüklenme oranı, geri basınç kritik basınçtan daha düşük olduğu zaman elde edilebilir. Geri basınç, kritik basınçtan yüksek olduğu zaman sürüklenme oranı azalır.

KAYNAKLAR

1. Özkol, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, **TMMOB MMO Yayını**, Ankara, 75-92 (1999).
2. Özban E., ”Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sistemi Tasarımı,İmalı,Deneysel ve Teorik Analizi ile Performansının İncelenmesi” **Gazi Üniversitesi Doktora Tezi Aralık** 45-53 (2009).
3. Sriveerakul, T., Aphornratana ,S., Cuhunnanond ,K. , “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries”, **International Journal of Thermal Sciences** 10.1016/j.ijthermalsci,101 (2006).
4. Sankaral T., ve A.Mani.”Deperment of mechanical Engineering,Indian Institute,of Technology Madras,Chennai 600 036”,**India Recevied 15 Semptember2005 ;accepted 29 May 2006 Available online 6 Semptembe**, 102-106 (2006).
5. Pianthong,K., Seehanam,W., Behnia,M., Sriveerakul,T., Aphhornratat,T., and “ improvement of ejektör refrigeraiton system using computational fluid Dynamics technique,”**Deperment of Mechanical Engineering.Sirinndhorn İnternational İnstitute of Technology,Tahammasart Universty,Pratumthani 12121.Thailand Received 4 August 2006;accepted 29 March 2007 Available online**,109-128 (2007).
6. Rusly E, Aye Lu, Charters WWS, Ooi A, Pianthong K. “Ejector CFD modeling with real gas model.” **In: Mechanical Engineering Network of Thailand the 16th Conference**,150–5.,(2002)
7. Wirapan Seehanam, Kulachate Pianthong, Masud Behnia, K. Chunnanond,S. Aphornratana Department of Mechanical Engineering, **Faculty of Engineering, Ubon Ratchatany University, Ubon Ratchatani, 34190,Thailand**,
8. Sözen, A., Özalp, M., “Solar-driven ejector-absorption cooling system”, **Applied Energy**, 80(1): 97-113 (2005).
9. Sözen, A., Özalp, M., “Performance improvement of absorption refrigeration system using triple-pressure-level”, **Applied Thermal Engineering**, 23 (13): 1577-1593 (2003).
10. Sözen, A., Arcaklıoğlu, E., Özalp, M., “A new approach to thermodynamic analysis of ejektor-absorption cycle: artificial neural network”,**Applied Thermal Engineering**, 23 (8): 937-952 (2003).
11. Alexis, G.K., Regdakı, ED, “Performance characteristics of two combined ejector-absorption” **Circle Thermal Engineering**, 22 (1): 97-106 (2002).

12. Jiang, L., Gu, Z., Feng, X., Li, Y., “Thermo-economical analysis between new absorption-ejector hybrid refrigeration system and small double-effect absorption system”, *Applied Thermal Engineering*, 22 (9): 1027-1036 (2002).
13. Orian, G., Jelinek, M., Levy, A., “Spray formation of binary organic solution for an absorption refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 26(8-9):872-880 (2006).
14. Eames, I.W., Wu, S., “A theoretical study of an innovative ejector powered absorption-recompression cycle refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 23 (6): 475-484 (2000).
15. Ben Jemaa, R., Ben Issa, N., Ben Issa, S., Bellagi, A., “Exergy analysis of a diffusion absorption refrigeration system”, *International Journal of Exergy*, 5 (5-6): 626-637 (2008).
16. Shi, L., Yin, J., Wang, X., Zhu, M.S., “Study on a new ejection-absorption heat transformer” *Applied Energy*, 68 (2): 161-171(2001).
17. Özalp, M., “Alternatif çalışma akışkanları ile çalışan ejektörlü-absorbsiyon soğutma sisteminin yapay sinir ağı kullanılarak termodinamik analizi”, *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 37-53 (2004).
18. Arslan, M. E., Eğrican, A. N., “Buzdolabı Uygulamasında Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 83: 53-63 (2004)
19. Platen, B. C., Munters, C. G., “Refrigerator”, *U.S. Patent* 1,685,764, 1928.
20. Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, *DORA Yayıncılık*, 283-286 (2009),
21. Srihirin, P., Aphornratana, S., “Investigation of diffusion absorption refrigeration”, *Applied Thermal Engineering*, 22(11): 1181-1193 (2002).
22. Zhang, X.L., Wang, R.Z., “A new adsorption-ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy”, *Applied Thermal Engineering*, 22: 1245-1258 (2002).
23. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petranko, V.A., “A 1-D analysis of Ejector performance”, *International Journal of Refrigeration*, 22:354-364 (1999).
24. Keenan, J.H., Neumann, E.P., “A simple air ejector”, *Journal of Applied Mechanics*, 64: 85-91 (1942).

25. Rogdakis, E.D., Alexis, G.K., "Investigation of ejector design at optimum operating condition", *Energy Conversion and Management*, 41: 1841-1849 114 (2000).
26. Alexis, G.K., Rogdakis, E.D., "A verification of steam-ejector refrigeration model", *Applied Thermal Engineering*, 23: 29-36 (2003).
27. Alexis, G. K., Rogdakis, E. D., "Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area", *Renewable Energy*, 25: 249-266 (2002).
28. Eames, I.W., Wu, S., "A theoretical study of an innovative ejector powered absorption-recompression cycle refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, 23 (6): 475-484 (2000).
29. Munday JT, Bagster DF. "A new theory applied to steamjet refrigeration". *Ind Eng Chem Process Des Dev*, 16(4):442-9. (1977)
30. Wolpert JL, Riffat SB. 13 kW cooling hybrid solar/gas ejector air conditioning system. *In: 1st International Conference on Sustainable Energy Technologies*; (2002)
31. J.H. Keenan, E.P. Neumann, A simple air ejector, *ASME Journal of Applied Mechanics*; 64 75-81. (1942)
32. Wirapan Seehanam, Kulachate Pianthong, Masud Behnia, K. Chunnanond, S. Aphornratana *Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchatani University, Ubon Ratchatani*, 34190,
33. Wu S, Eames IW. "A novel absorption-recompression refrigeration cycle. *Appl Therm Engng*
34. Sözen, A., Yücesu, H. S., "Performance improvement of absorption heat transfonner", *Renewable Energy*, 32 (2): 267-2 84 (2006).
35. Özalp, M., "Alternatif çalışma akışkanları ile çalışan ejektörlü-absorbsiyon soğutma sisteminin yapay sinir ağı kullanılarak termodinamik analizi", *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 37-53 (2004).
36. Sun, D.W., Eames, I.W., "Recent developments in the design theories and applications of ejectors-a review", *Journal of Inst. Energy*, 68: 65-79 (1995).
37. Keenan, J.H., Neumann, E.P., "A simple air ejector", *Journal of Applied Mechanics*, 64: 85-91 (1942).
38. Lindborg, A., Çeviren: Uzman, A., Türköz, G., "Amonyak ve Amonyagin Soğutucu Olarak itibarı", *Termodinamik, Doğa Yayın*, 40-50 (2008).

39. Calm, J. M., “**Refrigerant Safety**”, *ASHRAE Journal*, 17-26, (1994).
40. Calm, J. M., “The Four R’s, Responsible Responses to Refrigerant Regulation”, *Engineered Systems*, 20 (10): 66-80 (2003).
41. Ilgar, R., “Dünya su yönetimi ve su eğitimi”, 1. Uluslararası Türkiye Eğitim *Araştırmaları Kongre Kitabı*, 1-22 (2009).
42. Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., “Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar”, *KS. U. Fen ve Mühendislik Dergisi*, 32-3 8 , (2004).
43. Tarihten Sayfalar, “Doğada su”, *National Geographic*, 164 (2007).
44. E. Rusly, Lu Aye, W.W.S. Charters and A. Ooi *International Technologies Centre (IDTC), Department of Civil and Environmental Engineering, The University of Melbourne, Melbourne, Vic. 3010*,
45. Hüseyin Bulgurlu “Taşıt İklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan olarak CO₂ Kullanımı” **Mühendis ve Makina** Cilt 49 Sayı 578
46. J.H. Keenan, E.P. Neumann and F. Lustwerk, “An investigation of ejector design by analysis and experiment”, *ASME J Appl Mech* (1950), 299–309.
47. N. AL-Khalidy and A. Zayonia, “Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system”, *ASHRAE Trans* , 383–391. (1995),
48. H.J. Henzler, “Design of ejectors for single-phase material systems”, *German Chem Eng* 6 (1983), 292–300.
49. ESDU, “Ejectors and jet pumps, data item: 92042, ESDU” *International Ltd, London, UK* (1992).
50. Rusly E, Aye L, Charters WWS, Ooi A, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. ”, *International Journal of Refrigeration*, 28 (7): 1092-1101 (2005).

ÖZGEÇMİŞ**Kişisel Bilgiler**

Soyadı,adı :ARTAR Hüseyin
Uyruğu :T.C.
Doğum Tarihi ve yeri : 26.10.1965 Ankara
Medeni hali :Evli
Telefon :0 (312) 473 47 83 05053489398
Faxs :
e-mail : huseyinartarshx@hotmail.com

Eğitim Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi Müh.Mim.Fak.	1998
Lise	Ankara Kurtuluş Lisesi	1982