



T.C.

**AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**CFD KULLANARAK GAZ EJEKTÖRLERİNİN PERFORMANSININ
ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes DERE

DANIŞMAN

Doç. Dr. Kemal ALDAŞ

AKSARAY, 2013

T.C.
AKSARAY ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TEZ KABUL ve ONAY BELGESİ

Enes DERE.'ın "CFD KULLANARAK GAZ EJEKTÖRLERİNİN PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI"

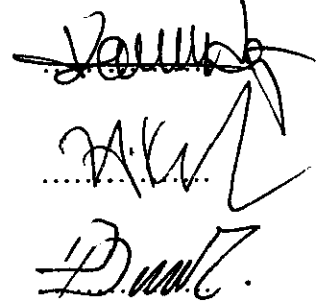
başlıklı lisansüstü tez çalışması, aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Danışman : Doç. Dr. Kemal ALDAŞ (Aksaray Üniversitesi)

Üye : Doç. Dr. Yüksel KAPLAN (Niğde Üniversitesi)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Doğan Demiral (Aksaray Üniversitesi)



Tezin Savunulduğu Tarih: 05.06.2013

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu' nun 07.06.2013.. tarih ve 2013/21-06 sayılı kararı ile onaylanmıştır.


Doç. Dr. Selçuk REİS
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Günümüz çalışmalarının hedefi enerjinin etkin kullanılması, israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerji kullanımda verimliliğin artırılması gibi konuları olmalıdır. Bu konulardan biride düşük enerji kaynağıyla çalışan ejektörlerdir. Ejektörlerin performanslarına değişik parametreler etki etmektedirler. Bu çalışmada bu parametreler araştırılmış ve bir performans haritası çıkartılmıştır.

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalına Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “CFD Kullanarak Gaz Ejektörlerin Performansının Araştırılması “ konulu çalışma Giriş, Kaynaklar özeti, Malzeme ve yöntem, Bulgular ve sonuçlar olmak üzere beş bölümden oluşmaktadır.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca çok değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren danışman hocam Sn. Doç. Dr. Kemal ALDAŞ, Sn. Uzm. İskender ÖZKUL'a ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan eşime ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa No
ÖNSÖZ.....	i
TEŞEKKÜR.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
SİMGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	4
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	10
3.1. Ejektörlerin Çalışma Prensibi	10
3.2. Ejektörü Oluşturan Elemanlar	11
3.2.1. Yakınsak-ıraksak lüle (sesüstü lülesi)	11
3.2.2. Emme odası.....	11
3.2.3. Karışma odası.....	11
3.2.4. Difüzör	12
3.3. Ejektörlerin Kullanıldığı Yerler.....	13
4. SOĞUTUCU AKIŞKAN SEÇİMİ	20
4.1. Akışkanın Boğulma Olayı	22
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD)	25
5.1. Ejektördeki Akışın Modellenmesi	26
5.2. Türbülans Modeller	27
5.3. Fiziksel Model	30
6. BULGULAR.....	34
7. TARTIŞMA VE SONUÇLAR.....	46
KAYNAKLAR.....	47
ÖZGEÇMİŞ	51

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

CFD KULLANARAK GAZ EJEKTÖRLERİNİN PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Enes DERE

T.C.

Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr. Kemal ALDAŞ

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD); endüstrinin değişik alanlarında kullanılan ekipmanların performanslarının araştırılmasında, deneysel olarak yapılması çok maliyetli olan ve çok zaman isteyen tekrarlanması gereken deneyleri daha hızlı, ucuz ve kolay bir şekilde yapabilmek için simülasyonunda yaygın olarak kullanılmakta ve yeterli doğrulukta sonuç vermektedir. Aynı zamanda yaşanabilir ve daha temiz bir dünya için enerjinin korunması ve kontrollü olarak kullanılması çok önemlidir. Bu nedenle soğutma sistemlerinde kullanılacak soğutucu gazların ozon tabakasına verdiği zararın ve yarattıkları küresel ısınmanın etkisinin olmaması gerekir. Bundan dolayı bu çalışmada soğutucu gaz olarak hidrokarbon esaslı, ODP (Ozon aşındırma potansiyeli) olmayan ve GWP (Küresel ısınma potansiyeli) az olan R600a (izobütan) gazını kullanarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) programından faydalanarak bir ejektörün performans haritası çıkartılmıştır.

2013, 51 sayfa

Anahtar Kelimeler : Ejektör, CFD, R600a, Soğutma, Model

ABSTRACT

Master of Science Thesis

INVESTIGATION OF GAS EJECTOR PERFORMANCE USING CFD

Enes DERE

T.R.

Aksaray University Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assoc.Prof. Kemal ALDAŞ

Computational fluid Dynamics (CFD) has been widely used to simulate the experimental, which cost a lot of time and need to be repeated many times, in different fields of the industry and provides sufficient accuracy results. At the same time, energy conservation and the use of in a controlled manner is very important form a clean and more habitable world. Therefore, refrigerant gases used in refrigeration systems should not affect global warming and damage to the ozone layer. Therefore, in this study, the ejector performance by using R600a (isobutane) refrigerant gas that the hydrocarbon-based non-OEP (Ozone Erosion Potential) and has less effect of GWP (Global Warming Potential) was mapped in Computational Fluid Dynamics (CFD) software.

2013, 51 pages

Keywords : Ejector, CFD, R600a, Cooling, Modeling

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 3.1. Ses üstü lülesi	12
Şekil 3.2. Buhar tahrikli ejektör	13
Şekil 3.3. PEM hücresinde ejektör kullanımı	14
Şekil 3.4. Ejektörün güneş enerjisinde kullanımı	15
Şekil 3.5. Jet-pompa (ejektörlü) soğutma sisteminin şematik görünümü	15
Şekil 3.6. Buhar jet soğutma sisteminde ejektör	16
Şekil 3.7. Tek kademeli buhar jet ejektörü	17
Şekil 3.8. Sıvı jet ejektörü	17
Şekil 3.9. Kum ve çamur ejektörünün şematik gösterimi	18
Şekil 3.10. Pompalama düzeneği	19
Şekil 3.11. Katkıların pompalara iletilme düzeneği	19
Şekil 4.1. Ses üstü lülenin sınır şartları	23
Şekil 4.2. Ejektör çalışma modu	23
Şekil 4.3. Ejektör boyunca basınç ve hız değişimi	24
Şekil 5.1. CFD modellemenin özeti	26
Şekil 5.2. Fiziksel model	30
Şekil 5.3. Ejektör ağ yapısı	31
Şekil 5.4. Coupled çözüm yöntemi akış diyagramı	32
Şekil 6.1. Sesüstü lülesinde tahrik akışkan debisinin T_g sıcaklığına göre değişimi	35
Şekil 6.2. Sesüstü lülesinde mach sayısının değişimi	35
Şekil 6.3. Sesüstü lülesinde yoğunluk değişimi	36
Şekil 6.4. Sesüstü lülesinde sıcaklık değişimi	36
Şekil 6.5. Jeneratör sıcaklıklarına göre debi değişimi	37
Şekil 6.6. Jet pozisyonunun debi oranına göre değişimi	37
Şekil 6.7. Değişik T_C değerlerinde türbülans şiddeti	38
Şekil 6.8. Jet mesafesine göre statik basınç değişimi	39

Şekil 6.9. Değişik jeneratör sıcaklığı için debi oranının kondanser sıcaklığına göre değişimi	40
Şekil 6.10. Jeneratör sıcaklığı 90, 100, 100°C için debi oranının kondanser sıcaklığına göre değişimi	42
Şekil 6.11. Değişik kondanser sıcaklığına göre hız kontörleri	44
Şekil 6.12. Değişik T_c sıcaklıklarında ejektör boyunca mach sayısının değişimi	45
Şekil 6.13. İzobütan (R600a) için ejektör işletim tasarım haritası	45

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 1.1. Ejektör uygulamaları	3
Çizelge 4.1. R600a'nın teknik özellikleri	22
Çizelge 5.1. Jet pompası boyutları	30
Çizelge 5.2. Ağ bağımsızlık testi	31
Çizelge 5.3. Yakınsama kontrolü	32
Çizelge 5.4. CFD'de kullanılan parametrelerin özelliği	33

SİMGELER DİZİNİ

A_r	Alan oranı = A_t/A_n , (Karışma odası alanı/Jet çıkış alanı)
d	Çap (m)
k	Türbülans kinetik enerji (m^2/s^2)
L	Uzunluk (m)
$\dot{m}$	Kütle debisi (kg/s)
M_r	Debi oranı = m_e/m_t
p	Statik basınç (kPa)
x_i	Koordinat (m)

Yunan Alfabesi

ε	Türbülans enerji yitimi (m^2/s^3)
η	Jet pompası verimi
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_t	Türbülans viskozite (Pa.s)
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)

İndisler:

c	kondanser
cr	kritik
e	emme, evaporatör
d	Çıkış
g	jeneratör

1. GİRİŞ

Çağımız tam bir enerji çağı haline ulaşmış ve etrafımızda kullanmış olduğumuz araçlar, makineler çok ve farklı enerji kaynaklarına ihtiyaç duymaktadırlar. Bu nedenle araştırmalar enerji kaynaklarının verimli kullanılması, tasarruflu kullanımı ve alternatif enerji kaynak arayışına yönelmişlerdir. Günümüzde yenilenemez enerji kaynakları kullanım oranı %95'in üzerinde olduğundan dolayı önümüzdeki 50 sene içerisinde doğalgaz ve petrol fosil enerji kaynaklarının tükeneyeceği uzmanlar tarafından öngörülmektedir. Güneş ve rüzgâr enerjisi toplam enerji kullanımında %5 gibi düşük seviyelerde kalmasına rağmen yenilebilir enerji kaynakları ise gün geçtikçe daha fazla kullanılmaktadır (URL-1) . Enerjinin iktisatlı kullanışı ile kayıpların en aza indirilmesi, aynı enerji ile daha çok iş yapılması veya aynı işin daha az enerji kullanılarak yapılması ve verimliliğin artması anlamını taşımaktadır. Enerji tasarrufu, enerji kaynaklarının daha etkin kullanımı gerektirir. Bu sayede enerji yatırım maliyetleri düşerken çevreye daha saygılı davranılmış olunur. İhtiyaç dışı kullanılan her bir birim enerji, çevremize olumsuz yönde tesir edecektir. Enerjinin verimli kullanılması ile özellikle, sanayicimize yeni istihdam alanı ve yeni yatırımlar anlamını taşımaktadır. Enerji politikalarında belirleyici faktörlerden biri de enerji üretiminin ekonomikliğinin yanı sıra çevre dostu ve yenilenebilir enerji olmasıdır. Ancak bugün herkes tarafından kabul edilen bir gerçek vardır ki, en az maliyetli enerjinin, verimli kullanım sonucu elde edilen tasarruflu enerji olduğudur.

Son otuz yılda, insan davranışının artan ölçeği ve çoğalan etkisi sonucu, gezegenin emsali görülmemiş bir durumla yüzleştiği bilimsel olarak belgelenmiştir. Etkiler dünya çapındadır ve ozon tabakasının incelmelerini ve iklim değişikliğini (küresel ısınma) kapsar. Atmosferdeki ozon üzerindeki değişimler yeryüzündeki insan hayatını çok önemli bir şekilde etkilemektedir. Ozon tabakasının giderek incelmeleri güneşten kaynaklı radyasyonların artmasına ve hava olaylarını üzerinde değişiklik göstererek sıra dışı hava olaylarına neden olacaktır. Günümüzün en büyük sorunlarından birisi ozon tabakasının incelmeleri ve sera etkisidir. Atmosferi farklı tiplerde gazlar barındırmaktadır. Güneşten gelen ışınlar atmosferin içindeki var olan gazların arasından geçerek dünyamızı ısıtır. Fakat güneş üzerinden yeryüzüne ulaşan ısı ışınları atmosferdeki gazlar tarafından yalıtılarak yeryüzüne ulaşması sağlanır. Atmosfer bir yalıtım maddesi gibi ısıyı tutma ile ısı ve ışığı geçirebilen bir yapıya sahiptir. Atmosferin ısıyı tutabilmesi ile okyanus suyu sıcaklığı dengede kalır. Bu sayede akarsular ve okyanus sularının

donmaması sağlanmış olur. Atmosferin yalıtma ve ısıtma etkisine sera etkisi denmektedir. Son yıllarda CO₂ miktarı hızla artmaktadır. Isı tutma özelliği olan ozon, metan ve kloroflorokarbon (CFC) gibi sera gazları çeşitli nedenlerden dolayı atmosfere dâhil olmaktadır. Atmosfer bu gazların, ısı tutma yeteneği nedeni ile atmosferde ısı artışı neden olmaktadır. Bu olay küresel ısınma olarak ifade edilmektedir. Küresel ısınma sonucunda, buzulların erimesi ile okyanus su seviyesinin artması, iklim değişiklikleri gibi hayatı önemli derecede etkileyen önemli sorunlar çıkacaktır. Üretiminde kloroflorokarbon gazlarının kullanıldığı buzdolapları, kompresörler, klima cihazları, dondurucular, dondurma makineleri, yangın söndürücüler, yalıtım panelleri, saç spreyleri, tıraş köpükleri ve jelleri, vücut deodorantları, sprey boyalar ve boru izolasyon maddelerinde, ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımı Montreal Protokolü çerçevesinde Türkiye'de de yasaklanmıştır.

Hesaplamalı akışkan dinamiği veya CFD; bilgisayara dayalı simülasyon sayesinde akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi birleşik olayları kapsayan sistemlerin analizidir. Bu teknik çok güçlüdür ve geniş bir endüstriyel veya endüstriyel olmayan uygulama alanlarını kapsar. Klasik akışkanlar mekaniği denklemlerinde sıra dışı geometriler, sıcaklık farkları, viskozite gibi değişkenler kullanılmasında sonuca ulaşmak çok zor, bazen de çözümsüz kalmaktadır. Akışkanlar mekaniği dairesel kesitli, düz levha ve ideal olarak kabulü yapılmış geometrilerde sonuç elde edilmektedir. Bunlarında dışında kalan problemlerin çözümünde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanmak gerekmektedir. CFD, akışa ait temel diferansiyel denklemleri kullanarak akışı küçültülmüş nokta ve elemanlar ile simüle eder ve tüme varım esası ile çözüme ulaşır. Akışkanlar mekaniğinde komplike çözümler için CFD çok gerekli bir enstrümandır. Fakat böylesine önemli bir enstrümanın kullanılmasında gerekli sınır koşullarının tanımlanması ve sonuçların yorumlanması ciddi bir birikim gerektirmektedir.

Jet pompaları; basit tasarım, kolay monte edilebilmeleri, sağlamlık, uzun ömürlü, güvenilir, düşük yatırım maliyeti, yağlama gerektirmemesi, hareketli parçasının olmamasından dolayı bakım kolaylığı gibi özelliklerinden ötürü birçok endüstri alanlarında çizelge 1.1'de gösterildiği gibi gazları, sıvıları ve katı parçacıklarını nakletmek için güvenilir bir şekilde kullanılırlar. Çalışma prensipleri aynı olmasına rağmen değişik adlarla ifade edilirler. Bunlar ejektörler, jet pompaları, vakum artırıcılar,

boşaltıcılar, etki artırıcılar ve termo-kompresörler gibi isimlerle adlandırılırlar. Jet pompası veya boşaltıcı normal olarak sıkıştırılamaz akışları buna karşın diğerleri sıkıştırılabilen gaz ve buharı pompalamak için kullanılır.

Çizelge 1.1. Ejektör uygulamaları

Birincil Akış	İkincil Akış
Sıvı	Sıvı
	Gaz
	Katı
Gaz	Gaz

Bu çalışmanın amacı deneysel olarak yapılması çok maliyetli olan ve çok zaman isteyen tekrarlanması gereken deneyleri daha hızlı, ucuz ve kolay bir şekilde yapabilmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programından faydalanarak R600a (izobütan) gazı kullanan bir ejektörün performans haritası çıkarmaktır.

2. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Bu konuda ilk teorik çalışmalar Gosline ve O'Brien (1934), tarafından yapılmıştır. Bu teori daha sonra sürtünme kayıpları göz önüne alınarak Cunningham ve River (1957) ve Vogel (1956), tarafından geliştirilmiştir. Muller (1964), maksimum jet pompası verimi elde etmek için çalışmalar yapmış ve en iyi sonucun jet mesafesinin jet çapına eşit olduğu durumda elde edileceğini önermiş, düşük difüzör acısında elde edileceğini belirtmiştir. Reedy ve Kar (1968), Gruppig vd. (1988), ve Hatziavramidis (1991), bir jet pompası üzerinde teorik ve deneysel olarak çalışmış ve jet pompasının bütün parçalarında enerji kayıplarını incelemişlerdir. Kandakure vd. (2005), bir gaz-sıvı ejektörü CFD model kullanarak ejektör geometrisinin hidrodinamik karakteristiklerini incelemişlerdir. CFD çalışmalarında küçük alan oranının büyük su jeti çapına göre etkisini araştırmışlardır. Huang vd. (1999a), makalelerinde 1D jet pompası analizi yapmışlardır. Bu çalışmada akışkan olarak R141b, ideal gaz ve sabit özelliklere sahip olduğu kabul ederek sürtünme ve karışım kayıplarını belirlemişler ve analizlerinde kullanmışlardır. Bu analizde elde edilen bağıntıların ejektör performansının belirlenmesinde kullanılabileceğini izah etmişlerdir.

Sanger (1970), bir jet pompası üzerinde teorik ve deneysel olarak çalışmış ve jet pompasının bütün parçalarında enerji kayıplarını incelemiştir. Long vd. (2008), bir jet pompasının akış alanı ve performansına, lüle çıkış ucu kalınlığının etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Bu kalınlığın türbülans kinetik enerjisinin (k) dağılımı üzerinde bir etkiye sahip olduğu görmüşler ve bu uç kalınlığı, jet pompanın içindeki akış alanı üzerinde nispeten büyük etkiye sahip olmasına rağmen, jet pompanın performansı üzerinde çok küçük bir etkiye sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Long vd. (2009), çalışma sınırlarında sıvı jet pompalarındaki kritik kaviteasyonlu akışı deneysel araştırmışlardır. Jet pompalarının cidarları boyunca eksenel basınç ölçmeleri ile iki fazlı kritik akışın, çalışma sınırlarında lülenin boğaz kısmında meydana geldiğini göstermişlerdir. Çalışma sınırlarında, sıvı-buhar karışımı da şok olayını incelemişlerdir. Hayek ve Hammoud (2006), k - ϵ ve RSM türbülans modelini kullanarak bir su jeti pompasının performansı üzerinde çalışmalar yapmışlar ve nümerik sonuçlarını literatürdeki deneysel ve analitik sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Ancak bu karşılaştırmada jet pompanın temel akış ve geometrik parametreleri belirtilmemiştir. Nümerik sonuçlar kendi deneysel sonuçlar ile uyushmaktadır. Ancak diğer araştırmacıların analitik ve deneysel sonuçlarıyla uyushmamaktadır. Ayrıca CFD

ekniğinin jet pompa içindeki akışın iç yüzünün anlaşılmasında ve jet pompası tasarımın iyileştirilmesinde kullanılabileceğini ifade etmektedirler. Onlar debi oranı $Mr=1$ 'de RSM türbülans modelini kullanarak alan oranı $A_r=2.93$ de verimi %17 gibi çok düşük değer bulmuşlardır. El-Sawaf vd. (2011), su yüzeyindeki petrolü emdirmek için kullanılan jet pompanın; alan oranı, püskürtme lüle mesafesi, difüzör açısı değişimlerinin jet pompası performansına etkisini incelemişlerdir. En iyi verimin taşıyıcı akışkan basıncının 1 bar, püskürtme lüle mesafesinin L/D , difüzör açısının 5.5° ve alan oranının 0.2 olduğu durumda elde edildiğini izah etmişlerdir.

Yamazaki vd. (2007), çalışmalarında jet pompasının performansına değişik jet ve emme odası şekillerin etkisini incelemişlerdir. Karışma odası çıkış açısı 1° olduğunda yüzey sürtünmenin azaldığını ve bunun da verime %2'lik bir katkı sağladığını, ayrıca $M=0.5-1.4$ arası dairesel kesitli jet veriminin yüksek olduğunu fakat $M>1.4$ olması durumunda sekiz köşeli jetin daha verimli olduğunu ifade etmişlerdir.

Narabayashi vd. (2006), BWR kullanılan jet pompanın deneysel olarak 1/5 ölçeklisini test etmişler ve ayrıca tek ve beşli lüleli sistemleri CFD kullanarak modellemişlerdir. Deneysel ve modelleme sonuçların uyumlu olduğunu ve jet pompanın en iyi veriminin jet mesafesini sıfır olduğunda durumda olduğunu ifade etmişlerdir. Lüle çıkış ağzının düz yerine sivrilmiş şekilde olursa performans etkisinin artacağını belirtmişlerdir. Ayrıca tek jetli ve beş jetli jet pompasının performansını karşılatırmışlar ve jetler arasındaki kayıplardan dolayı tek jetin performansının daha iyi olduğunu ifade etmişlerdir. Winoto vd. (2000), tahrik ve emilen akışkan olarak su kullanarak deneysel ve teorik çalışma yapmışlardır. Önce tek boyutlu denklemler kullanarak ideal teorik maksimum verimi % 100 elde etmişlerdir. Dairesel, kare ve üçgen kesit alana sahip değişik lüleler kullanarak deneyler yapmış ve en iyi sonucu alan oranı 0.3 olan dairesel lülenin verdiğini belirtmişlerdir. Ancak Guillaume ve Judge (1999), jet pompalarında eliptik jet performansının dairesel jete göre daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Yamazaki vd. (2006), akışkan olarak oda sıcaklığındaki suyu kullanarak jet pompalarının karışma odasının yüzey pürüzlülüğünün etkisiyle ilgili deneyler yapmışlar ve yüzey pürüzlülüğünün verime etkisini imcelemişlerdir. Verimin ve debi oranının yüzey pürüzlülüğü artıkça azaldığını izah etmişlerdir.

Prakeao and Aoki (2005), 3 boyutlu RNG-k- ϵ türbülans modeli kullanarak değişik jet çapı ve karışma odası çapı oranları (d/D) 0.5, 0.6 ve 0.7 göre optimum karışma odası

uzunluğunu belirlemişlerdir. Karışma odası uzunluğunun $l/D=0-1.1$ için $Lm/D=2-3.5$ ve veriminin $l/d=0.5$ de $d/D=0.6$ da için maksimum olduğunu izah etmişlerdir. Ayrıca bu çalışmalarında hız profili görüntülemesini yaparak optimum karışma odası uzunluğunu doğrulamışlardır.

Mallela ve Chatterjee (2011), jet pompa performansına geometrinin etkisini nümerik olarak araştırmışlar ve enerji kayıplarının sebeplerinden birinin karışma odasında tahrik akışkanı ve emilen akışkanın tam karışmaması olarak belirtmişler ve bunu önlemek için ise karışma odasının uzunluğunun karışma odası çapının 7-9 katı olması gerektiğini izah etmişlerdir. Nguyen vd. (2001), çalışmalarında güneş enerjisi ile çalışan bir soğutmada akışkan olarak ozon tüketim potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli sıfır olan su kullanarak sistemden $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklığı elde etmişlerdir. Kurdukları sistemin çok uzun kullanım ömrü, minimum bakım ihtiyacı, arızalanma bakımından hareketli parçası olmamasından dolayı riski düşük, hiçbir gürültü ve titreşim oluşturmaması avantajlarının olduğunu izah etmişlerdir. Yazarlar bu sistemin buhar sıkıştırmalı bir sisteme göre düşük performans, büyük boyutlar gerektirmesi ve güneş konyağının güvenilirliği gibi dezavantajları olduğunu izah etmişlerdir.

Pianthong vd. (2007), ejektörlü soğutma sisteminin performansının akışkanın özellikleri ve püskürtücünün verimine çok bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında CFD ve FLUEND kullanarak sabit karışım alanı ve sabit basınç alanlı ejektörlerde su buharı kullanarak eksensel simetri ve 3D boyutlu çözümler elde etmişlerdir. Ejektörlü soğutma sisteminde $120-140\text{ }^{\circ}\text{C}$ boiler sıcaklıkları ve $5-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklıklarında çalışmalar yaparak CFD sonuçları deneysel sonuçlarını doğrulamıştır. CFD görüntülemenin akış olaylarının anlaşılmasında çok faydalı olduğunu izah etmişlerdir. Zhu vd. (2009), yüksek performanslı ejektör tasarımında nozul çıkış pozisyonunun ve yakınsama lülesinin açısının performansı etkilediğini izah etmişlerdir. Bu çalışmada akışkan olarak R141b kullanılmış ve türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$, (RNG) $k-\varepsilon$, ve SST $k-\omega$ modeli denemiştir. Deneysel sonuçlarla uyum içinde olan iyi performans veren RNG $k-\varepsilon$ modelini çalışmalarında kullanmışlardır. NXP optimum pozisyon aralığını emme çapının 1.7-3.4 katı uzunluğunda olduğu zaman yakınsak lüle açısının ise $1.45-4.2\text{ }^{\circ}$ arasında değiştiklerini izah etmişlerdir.

Hemidi vd. (2009), süpersonik hava ejektörü için deneysel ve CFD analizi 1D ve 2D olarak incelemişlerdir. Bu incelemelerinde $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ sst türbülans modellerini

kullanmışlar. Karşılaştırmalarında $k-\varepsilon$ türbülans modelinin deneyse verilerle aralarındaki genel sapmanın yaklaşık %10 olduğunu $k-\omega$ sst ise sapmasının daha fazla olduğunu izah etmişlerdir.

Riffat ve Omer (2001), ejektörlü soğutma sisteminde çalışma akışkan olarak methanol kullanarak deneysel ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Methanol'un akışkan olarak seçilmesinin sebebi ozon tabakasını etkilememesi ve sera etkisini oluşturmamasıdır. CFD sonuçlarına göre ejektör performansının jet çıkış mesafesinin emme odasının çapına oranının 0.21 olduğu zaman maksimum olduğunu ve bu durumda soğutma sisteminin COP değerinin ise 0.2-0.4 arasında değiştiğini izah etmişlerdir. Sriveerakul vd. (2006), çalışmalarında akışkan olarak su buharı kullanılan ejektörde CFD ve deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu belirtmişler ve CFD'in aynı zamanda akışkanın boğulma olayını, karışımın davranışını, jet oluşumunu ve şok gelişimin daha iyi anlaşılmasına yardımcı olduğunu izah etmişlerdir.

Bartosiewicz vd. (2006), araştırmalarında süpersonik bir ejektörde R142b akışkanı kullanarak literatürdeki 1-D modellerle değişik $k-\varepsilon$, $k-\omega$ -sst ve RNG türbülans modelleri kullanarak kıyaslamalar yapmışlardır. Türbülans modellerin seçiminin özellikle kritik basınçtan sonraki bölgelerde çok önem kazandığını ve karışma bölgesinin sonuna doğru şokların oluştuğunu ve bunun da emme oranını düşürdüğünü izah etmişlerdir. Rusly vd. (2005), alan oranı 6.44 ve 10.64 için yaptıkları deney verilerini kullanarak nümerik çözümler yapmışlardır. Nümerik çözümün 1D model çözümünden daha iyi sonuç verdiğini ve maksimum emme oranının difüzörde şokun olmaması kaydıyla emilen akışkanın boğulma durumuna tekabül eden basınç oranında olacağını izah etmişlerdir. Scott vd. (2008), çalışmalarında farklı işletim koşullarında püskürtücünün performansının farklı geometrik parametrelerin değişik etkisini araştırmak için R245fa akışkanlarını kullanarak CFD çalışmaları yapmışlardır. Bu çalışmalarında ejektör performansına en çok etki eden parametrelerin jet boğaz çapının ve karışma odasının çapı olduğunu ve CFD modelin bu tip simülasyonlarında kapsamlı çalışmalarda kısa zamanda çözümler yapılabileceğini izah etmişlerdir.

Varga vd. (2009), CFD çalışmasında simetri ekseni kullanarak akışkan olarak su alınarak ve çalışma koşulları güneş enerjisi ile çalışan bir klima için uygun olacak

şekilde seçerek sabit itici alan ve farklı meme ağzı için çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında 90 °C ve 100 °C jeneratör sıcaklığı, evaporatör sıcaklığını 10 °C sabit bir değer seçerek ve kondanser sıcaklığını ise 25-40 °C arasında değiştirmişlerdir ve literatürde bulunan sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuçlara göre CFD'nin ejektör karmaşık akış analizinde iyi bir yol olduğunu ifade etmişlerdir.

Saengmanee ve Pianthong (2010), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak R718b kullanarak ejektörün yakınsak açıları 2°,4°,6°,8° ve 10° ve ıraksak lüle açıları 3°, 4°, 5° ve karışma odası uzunlukları 68,103 ve 137 mm ölçütlerinde ejektör için nümerik çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmanın sonunda optimum ölçülerin yakınsak lülenin açısının 2°, ıraksak lülenin açısının 3° ve karışma odasının uzunluğunun 137 mm olması durumunda en iyi sonucu verdiğini izah etmişlerdir. Fan vd. (2011), yaptıkları çalışmalarda sıkıştırılabilir akışkan olarak havayı kullanmışlar ve nümerik çözümlemede k-ε, k-ε RNG ve RSM türbülans modellerinde çözümler yapmışlar ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. CFD çözümlerinin jet-pompaların tasarımında çok faydalı olduğunu ve bu tip çalışmaların jet verimini % 29'dan % 33'e çıkardığını ve ayrıca % 20 enerji tüketiminden kazanç sağladığını izah etmişlerdir.

Varga vd. (2011), 5 kW soğutma kapasiteli buhar ejektörünü değişken emme lülesi geometrisi için deneysel ve sayısal analizler yapmışlardır. Çalışmalarında vakum tipi güneş kolektöründen sağlanan ısıyı kullanarak klima uygulamalarında kullanılacağını izah etmişlerdir. Nümerik çalışmalar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında % 7.7'lik hata payı ile iyi sonuç vermiştir. Jia ve Wenjian (2012), yaptıkları çalışmada 2 kW soğutma kapasiteli R134a kullanılan bir hava soğutmalı ejektör çevrimi için 1D ve altı değişik alan oranı kullanılarak analizler yapmışlardır. Çalışmada optimum alan oranları sırayla 20.5 bar, 23.5 bar ve 25 bar basınçlar için 3.69, 4.16 ve 4.76 olduğunu belirlemişlerdir. Optimum primer akışın basıncının alan oranı ile birlikte artması ve kritik geri basıncın alan oranıyla birlikte azalması, ayrıca COP sadece alan oranına bağlıdır, soğutma kapasitesi ise alan oranının yanı sıra jet çapına da bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Varga vd. (2013), R600a ve R152a soğutucu akışkan kullanan değişken alan oranlı ve 1kW soğutma kapasiteli nümerik bir ejektör çalışması yapmışlardır.

Güneş enerjisini soğutma etkisine dönüştüren soğutma sistemi bilim adamlar ve mühendisler için yıllardır ilgi konusu olmuştur. Pratik uygulamada bir güneş kolektörü

ilk olarak güneş enerjisini absorbe etmek için kullanılmıştır. Sonra bu ısı soğutma etkisi için ısı tahrikli soğutma makinesini çalıştırmak için kullanılmıştır. Sokolov ve Hershgal (1993), tarafından yapılan çalışmalarda soğutucu akışkan olarak R114 kullanılan güneş enerjisi kaynaklı sıkıştırımlı gelişmiş ejektörlü klima sistemi tanıtılmıştır. Çalışmaların sonunda 700 W/m^2 güneş ışınlamında bir ton soğutma yükü için evaparatör sıcaklığı $T_e=40 \text{ }^\circ\text{C}$ kondanser sıcaklığı $T_c=40 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_c=30 \text{ }^\circ\text{C}$ olan çalışma şartlarında kolektör alanını sırasıyla 40 m^2 ve 30 m^2 olarak hesaplamışlardır. Bu sistemlerin verimlerini 0.45 ve 0.50 olarak hesaplamışlardır.

Sun (1997), çalışmalarında klima ve soğutma için güneş enerjisi kaynaklı birleştirilmiş ejektör-buhar sıkıştırımlı çevrimi açıklamıştır. Bu birleştirilmiş çevrimin beraberinde avantajlar getirdiğini ve bu iki yaygın olan çevrimin dezavantajlarını ortadan kaldırdığını belirtmiştir. Ejektör alt çevrimde soğutucu akışkan olarak su ve buhar sıkıştırmanın alt çevriminde ise Freon-134a kullanılmıştır. Birleştirilmiş çevrimin buhar sıkıştırımlı çevrimin verimini %50 arttırdığı sonucuna varmıştır. Huang vd. (1998), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak Freon-141b kullanan yüksek performanslı güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemi geliştirdiklerini açıkladılar. Onlar 90°C buhar üretici sıcaklığında 28°C kondanser sıcaklığında ve 8°C evaparatör sıcaklığında tek kademeli ejektörlü soğutma sistemiyle deneysel olarak 0.5 değerinde COP (soğutma performans katsayısı) elde etmişlerdir. Güneş enerjisi kaynaklı soğutma uygulaması için 95°C buhar üretici sıcaklığında, 32°C kondanser sıcaklığında 8°C evaparatör sıcaklığında ve 700 W/m^2 'lik şiddetindeki güneş radyasyonunda yaklaşık 0.22 değerinde COP elde edilebileceğini izah etmişlerdir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1. Ejektörlerin Çalışma Prensibi

Ejektörlü pompalar dört ana parçadan oluşur. Bunlar nozul, emme odası, karışma odası ve difüzördür. Bu pompaların çalışma prensibi; taşıyıcı akışkanın basıncı bir püskürtme lülesi yardımıyla azaltılarak, hızı artırılır ve vakum oluşturulması şeklindedir. Bu vakumun etkisiyle ikinci akışkan emilir ve karışma odasına taşınır. Karışma odasında iki akışkan arasında momentum transferi sonucu taşıyıcı akışkanın enerjisinin bir kısmı emilen akışkana aktarılır. Bu iki akışkan aynı enerjiye sahip olur ve ortak bir hızla karışma odasından çıkarlar. Karışma odasının çıkışındaki akışkan hızı büyük olduğundan hızın düşürülmesi gerekir. Bu amaçla karışma odasının sonuna bir difüzör bağlanır ve difüzör de minimum enerji kaybıyla kinetik enerji basınç enerjisine dönüştürülür. Böylece akışkan istenilen yere nakledilir. Ejektörler basit yapıdadırlar ve endüstrinin değişik kollarında vakum oluşturmak, aktarmak ve karıştırma proseslerinde kullanılır. Ejektörlerin bazı avantajları şunlardır.

- Çevre dostu
- Sıfır emisyon
- Bakım istemez
- Çalışması güvenilir
- Kolay monte edilir
- Performansı kolayca değiştirilebilir
- Düşük maliyet ve ağırlık
- Düşük gürültü
- Dar alanda monte edilebilir

3.2. Ejektörü Oluşturan Elemanlar

3.2.1 Yakınsak-ıraksak lüle (sesüstü lülesi)

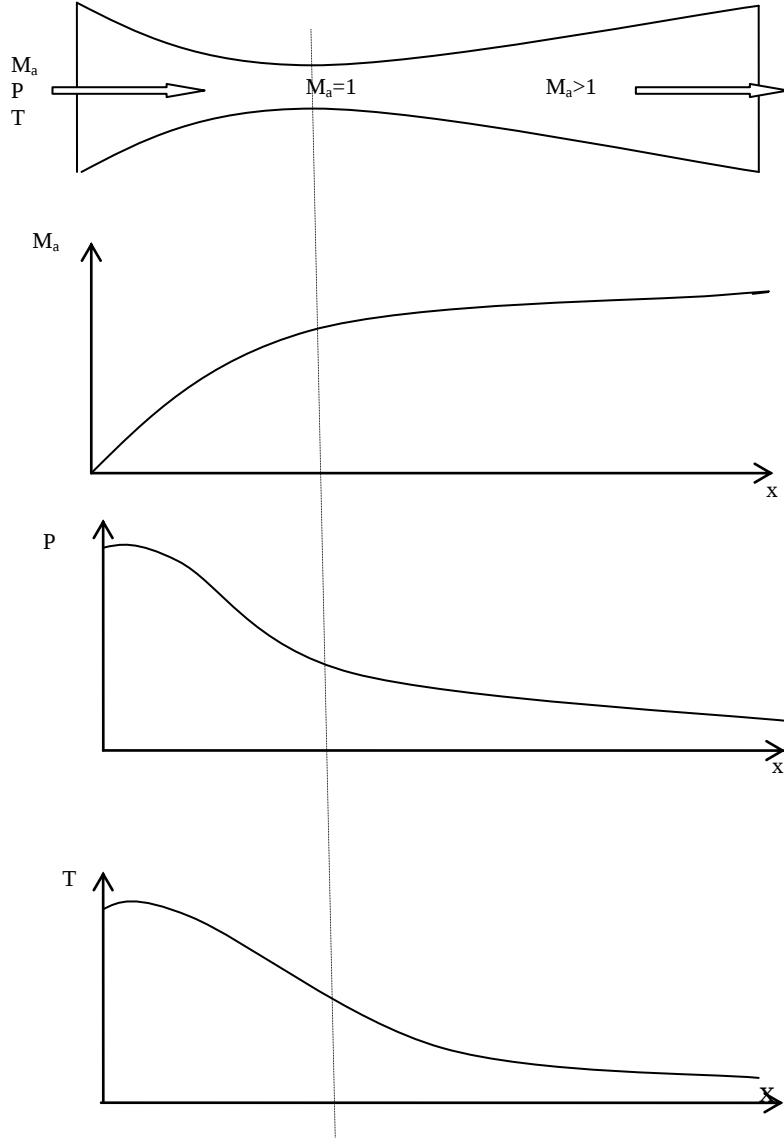
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi basınç kritik basınç değerine yani mach sayısının 1 olduğu değere düşerken akış alanı küçülür ve daha sonra basınçtaki daha fazla düşme ile birlikte akış alanı artmaya başlar. Akış alanının en küçük olduğu yerde mach sayısı 1’dir ve buraya boğaz denir. Akış alanının boğazdan sonra hızla büyümesine rağmen akışkan hızının boğazı geçtikten sonra artmaya devam eder. Boğazı geçtikten sonra hızdaki bu artış akışkan yoğunluğundaki ani düşmeden kaynaklanmaktadır.

3.2.2. Emme odası

Emme odası evaporatörden gelen akışkanın, (ikincil akışkan) ejektöre giriş yaptığı yerdir. Emilen lülenin şekli akışkanın düzgün emilebilmesi için çok önemlidir. Emme lülesinin geometrisini Keennan vd. (1950), yılında yaptıkları matematik analizle ideal gaz dinamiğine dayanarak temel kanunlar olan kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerini kullanarak ejektör geometrisinin temelini oluşturmuşlardır. Bu teoriye göre iki farklı geometri tipi geliştirmişlerdir. Bunlar sabit alan ejektörü ve sabit basınç ejektörleridir. Bu çalışmada sabit basınç modeli kullanılmıştır. Sabit basınç modelinin özelliği emme odasında emilen akışkanın ve tahrik akışkanın basınçlarının sabit olmasıdır. Burada θ açısı emme odasının boyu önem kazanmaktadır.

3.2.3. Karışma odası

Ejektörlerde karışma odası emilen akışkan ve tahrik akışkanın karıştığı yerdir. Karışma odasında iki akışkanın arasında momentum transferi sonucunda tahrik akışkanın enerjisinin bir kısmı emilen akışkana aktarılır. Bu enerji alışveriş sırasında tahrik akışkanın enerjisinin bir kısmı akışkan parçacıklarının arasında çarpışma ve karışma odası cidarlarındaki sürtünme sebebiyle kaybolur. Çarpışmadan meydana gelen kayıplar önemsizdir. Buna rağmen emilen akışkan ve tahrik akışkanının jet hızları uygun seçilerek azaltılabilir. Karışma odasının kayıpları ayrıca akışkanın viskozitesine ve karışma odası pürüzlülüğüne bağlıdır.



Şekil 3.1. Sesüstü lülesi

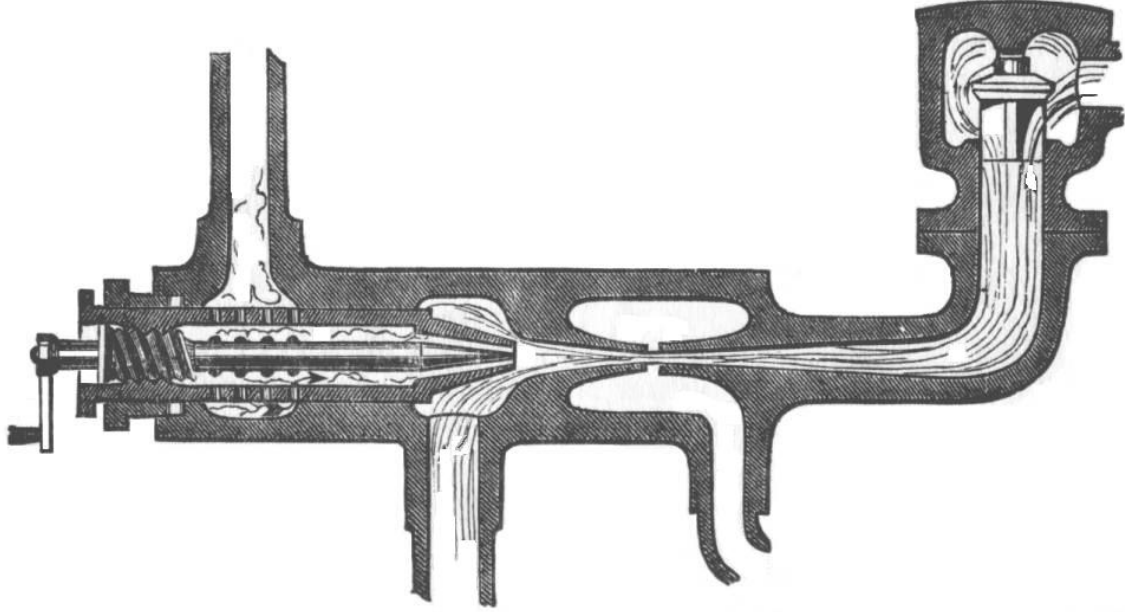
3.2.4. Difüzör

Difüzör akışkanın kinetik enerjisini basınç enerjisine düşüren alettir. Ejektörlerde hızı çok yüksek olan taşıyıcı gaz ile emilen gaz karışma odasında karıştıktan sonra bu iki hızın arasında ortak bir hızla karışma odasından çıkarlar. Karışma odasındaki akışkanın hız büyüktür ve basma hattındaki enerji kayıplarını azaltmak için hızının düşürülmesi gerekir. Bu görevi difüzör yapmaktadır.

3.3. Ejektörlerin Kullanıldığı Yerler

Şematik resimleri 3.2 ile 3.11 arasında gösterilen ejektörler endüstrinin değişik alanlarında farklı amaçlar için kullanılırlar. Özel uygulamaları dolayısıyla, bir ejektör sık sık edüktör, buhar jeti fişkirtıcısı, jet pompası veya aspiratör (extractor, emici) gibi isimlerle anılmaktadır.

İlk olarak Ejektör 1858’de Fransız Henri Giffard tarafından icat edilmiştir (Şekil 3.2)

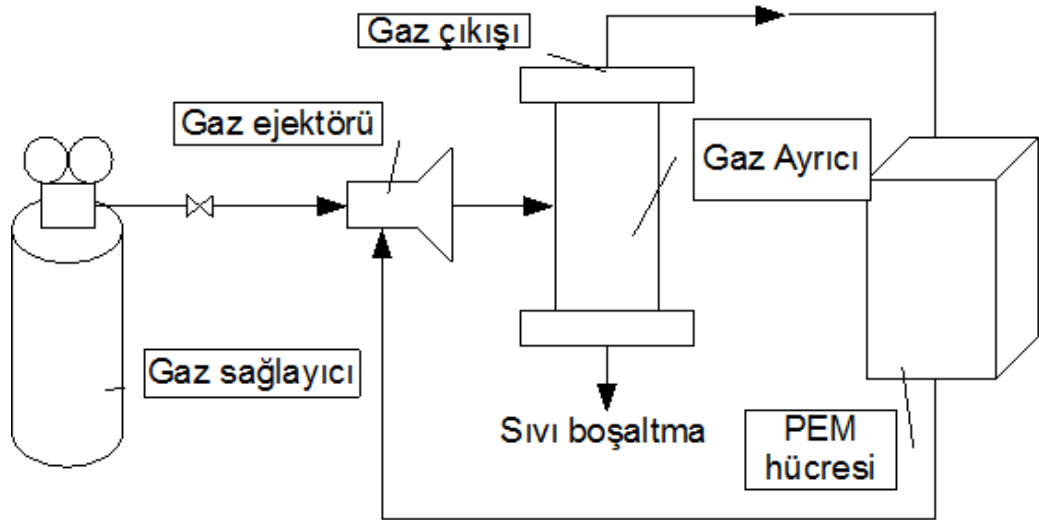


Şekil 3.2. Buhar tahrikli ejektör (Robert, 1993)

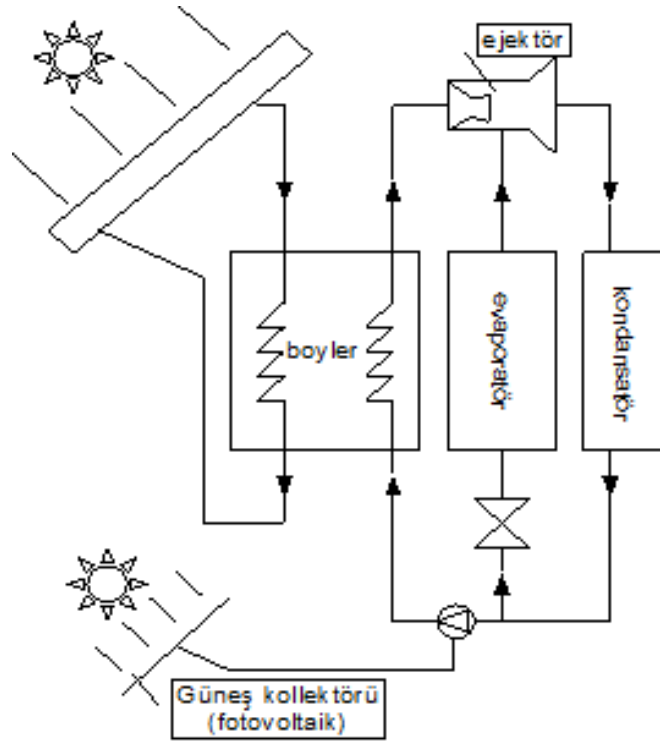
Ejektörlerin kullanım alanları şu şekildedir;

- Buhar tahrikli lokomotiflerde kazan besleme suyunu kazana ve kazandan dışarı pompalamak ve enjekte etmek,
- Geniş anlamda yüksek basınçlı modern kazanlarda; kimyasalları küçük, sabit düşük basınçlı kazanlarda, kazana enjekte etmek,
- Termik santrallerde, kazan zemin külünün (bottom ash) uzaklaştırılmasında,
- Buharlı jet soğutma sistemlerinde vakum oluşturmakta, (Şekil 3.4 ve Şekil 3.5)
- Tohumların veya diğer küçük malzemelerin işlenmesinde,
- İnşaat endüstrisinde, suyu ve su bentonit karışımını pompalama işleminde,

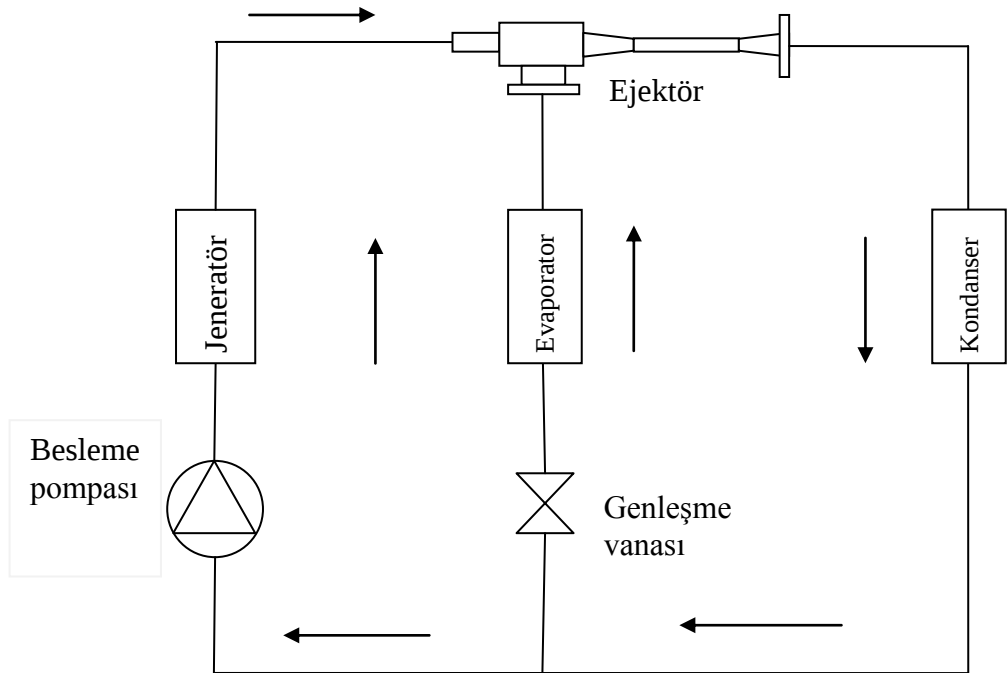
- Yakıt pillerinde, (Şekil 3.3)
- Aspiratör (emmeç) gibi aynı çalışma prensibine sahip benzer cihazlar kısmi bir vakum yaratmak için laboratuarlarda ve vücut sıvıları ile mukusun emiliminde medikal olarak kullanılmaktadır,
- Uzay araçları itici güç sistemlerinde,
- Endüstriyel ateşleme lüleleri ve kaynak lüleleri,
- Kum ve çamur ejektörleri. (Şekil 3.9)



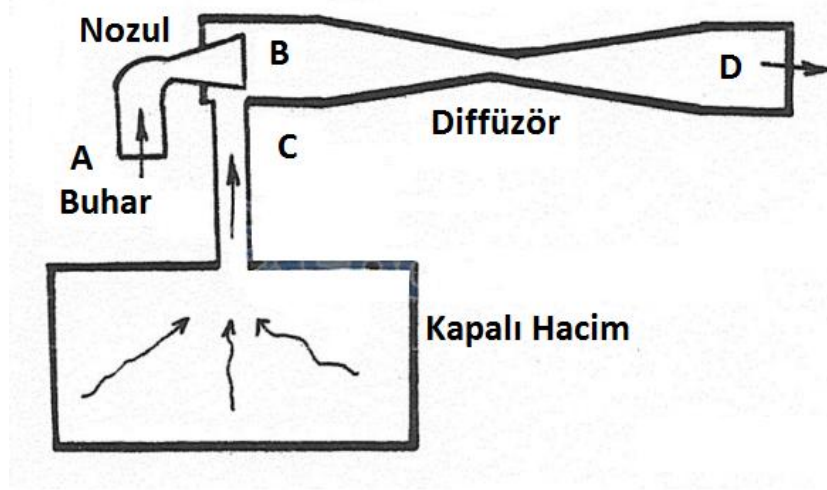
Şekil 3.3. PEM hücresinde ejektör kullanımı



Şekil 3.4. Ejektörün güneş enerjisinde kullanımı

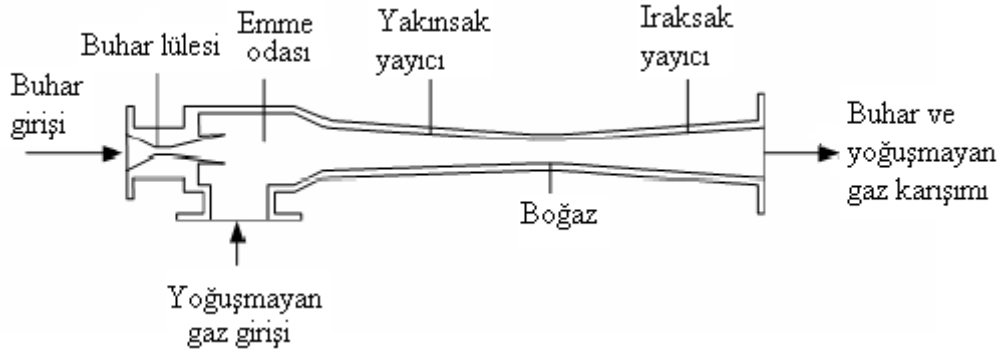


Şekil 3.5. Jet-pompa (ejektörlü) soğutma sisteminin şematik görünümü



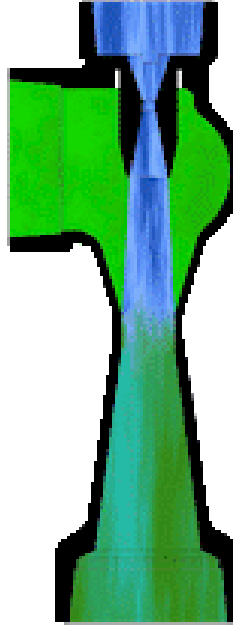
Şekil 3.6. Buhar jet soğutma sisteminde ejektör

Buhar jet ejektörleri (Şekil 3.6) konvansiyonel termik ve jeotermal elektrik santrallerinde yaygın olarak kullanılırlar. Jeotermal elektrik santrallerinde genellikle iki kademeli buhar jet ejektör sistemi kullanılır. Ejektör bir çeşit vakum pompası veya kompresördür. Ejektörler; vana, rotor ve piston gibi hareketli parçalara sahip olmadıkları için ucuzdurlar, işletmeleri kolaydır ve daha az bakım gerektirirler. Konvansiyonel jeotermal elektrik santrallerinde, tüm ekipmanlar jeotermal akışkan ile dolayısıyla da akışkanın içerdiği çeşitli korozif ve kabuklaşma potansiyeline sahip kimyasallar ile temas ederler. Bu kimyasallardan gaz fazında bulunan yoğuşmayan gazlar ayrıca santral performansını da olumsuz yönde etkilerler. Dolayısıyla santralin termodinamik verimini optimize edebilmek için şekil 3.7’de gösterildiği gibi yoğuşmayan gazlar sistemden uzaklaştırılmalıdır. Bu nedenle jeotermal elektrik santralleri büyük kapasitede “Gaz Alma Sistemleri”ne ihtiyaç duyarlar. Bu sistemler, santralin ilk yatırım ve işletme maliyetlerinde önemli bir paya sahiptir.



Şekil 3.7. Tek kademeli buhar jet ejektörü (Swandaru, 2006)

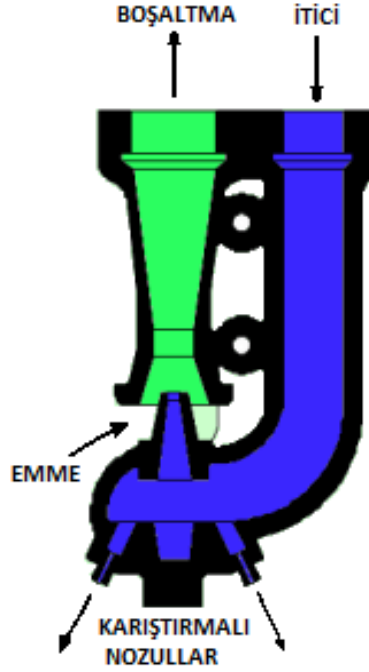
Sıvı jet ejektörleri, bir itici sıvının kinetik enerjisini kullanarak, başka bir sıvının kendisine karışmasını sağlar ve karşı bir basınç halinde boşaltım olur. Bu uygulama sanayide sıklıkla kullanılmaktadır. Sıvı jet ejektör üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bu parçalar yakınsak meme, difüzör (ya da venturi), ve bunların birbirlerine göre pozisyonlarına göre bölmede emme sağlayan gövdedir. Bunlara ek olarak akışı kontrol edebilecek donanımlara sahiptirler. Şematik olarak gösterimi şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Sıvı jet ejektörü

Kum ve çamur ejektörleri genellikle normal ejektörler ile pompalanamayan çamur, kum, balçık gibi ortamlar için kullanılır. Kum ve çamur ejektörlerinin diğer ejektörlerden ayıran en büyük özellik taşınması istenilen malzemenin üzerine daldırılmış açık emiş ağzının bulunmasıdır. Bu özellik sisteme büyük ve katı

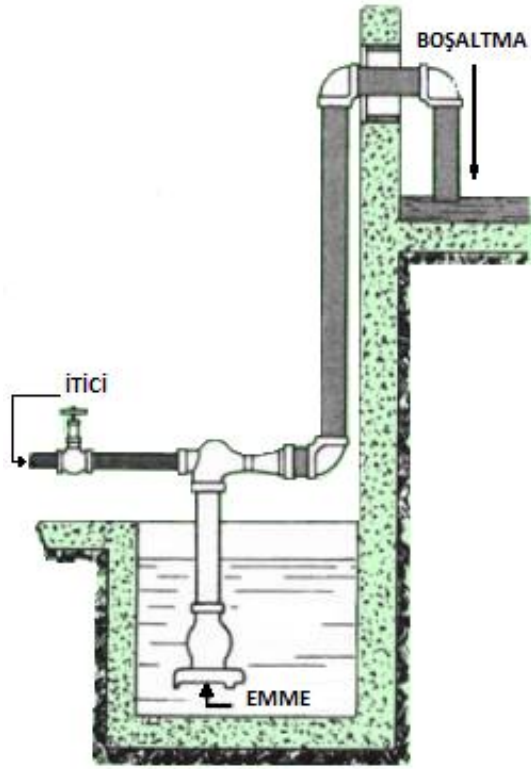
parçacıkların taşınmasına müsaade etmektedir. Kum ve çamur ejektörünün şematik gösterimi şekil 3.9’da gösterilmiştir.



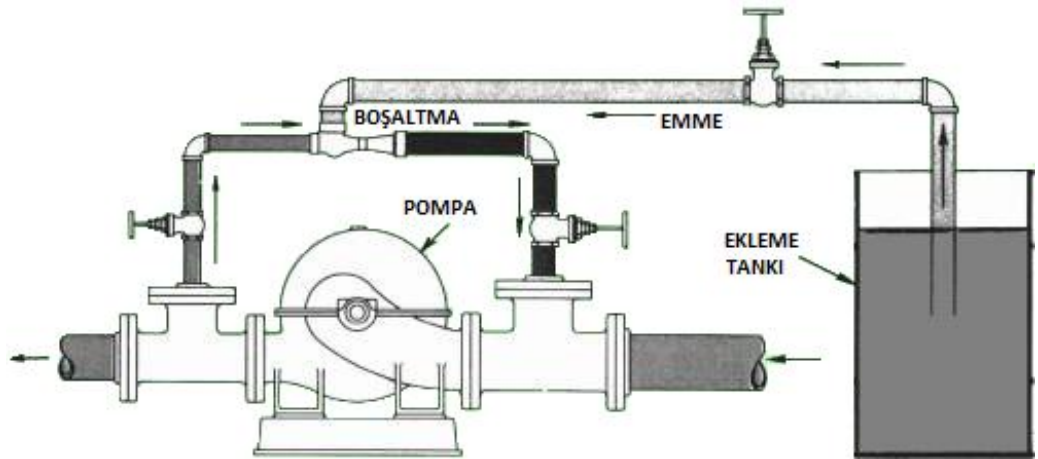
Şekil 3.9. Kum ve çamur ejektörünün şematik gösterimi

Su jeti ejektörleri genellikle tanklardan sıvı boşaltmak, bacalardan, setlerden veya bölmelerden sıvı pompalamak maksatlı kullanılır. (Şekil 3.10) Akışkan hattı basınç manometresi ve akış düzenleme valfleri ile kontrol edilmeli, akışkanın tıkanmalara neden olmaması için filtreleme kullanılmalıdır.

Şekil 3.11’de görüldüğü üzere ejektör katkı maddeleri boilerden beslenen suya ilave etmektedir. Pompadan akan bir akışkanın belli bir oranı, itici kuvvetin emmesi gibi görev alan ejektöre tahliye edilir ve katının tümünün atılmasını sağlar. Bu, pompanın asıl akış hattındaki basıncın düşürülmeden katının iletilmesini sağladığı için tercih edilen bir yöntemdir. Bu işlem aynı zamanda ejektörün ebatlarının daha ekonomik ölçülerde olmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.10. Pompalama düzeneği



Şekil 3.11. Katıların pompalara iletilme düzeneği

4. SOĞUTUCU AKIŞKAN SEÇİMİ

1974 yılında M.J. Molina ve F.S. Rowland, CFC'nin yüksek frekanslı mor ötesi ışık altında ozonu katalitik olarak ayrıştırma yeteneğine sahip olduğunu kanıtlayan bir laboratuvar çalışması yayınladılar. Daha ileri seviyedeki çalışmalar, CFC'nin 60 yıl içinde ozon tabakasını %7 oranında aşındıracağını öngörüyordu.

Farklı amaçlar için kullanılan kloroflorokarbonlar (CFC) ozon tabakası üzerinde kötü etki yaratarak tabakayı inceltmekte dolayısı ile insan sağlığı ve çevreyi olumsuz etkilemektedir. Ozon gazı atmosferde yer aldığı bölgelere göre farklı özellikler göstermektedirler. Stratosfer tabakasındaki ozon canlılar için yararlı olmasına rağmen, dünya yüzeyine yakın troposferde tabakasında bulunan %10 miktarındaki ozonun yıkıcı etkisi bulunmaktadır. Atmosferdeki diğer moleküllerle reaksiyona giren ozonun, bitki ve hayvanların canlı dokularına çeşitli zararları bulunmaktadır. Yeryüzünden 10-40 km. arası yükseklikte ozonun yaklaşık %90'ı ve stratosfer tabakasında yer almakta ve bu tabaka tüm doğayı olumsuz yönde etkileyen ultraviyole (UV) ışınlarını tutarak yeryüzüne ulaşmasını engellemektedir. Atmosferdeki ozon miktarının ultraviyole ışınlarını tutamayacak kadar azalması "ozon tabakasının delinmesi" olarak nitelendirilir. Yeryüzüne ulaşan UV-b radyasyonunun artması ile insan tabiatı ve farklı hastalık ve bozukluklar ortaya çıkmaktadır.

Sera etkisi ilk olarak 1896 yılında İsveç'li kimyacı S. Arrhenius tarafından ortaya atıldı. Sera etkisi atmosferin alt kısımlarında ve troposferin belirli sera gazları nedeniyle doğal olarak ısınmasıdır. Bu etkiye neden olduğu bilinen aralarında su buharı (H_2O), karbondioksit (CO_2), metan (CH_4), azot oksit (N_2O), kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve florokarbon'un (HFC) bulunduğu birçok gaz vardır.

Ozon aşındırma potansiyeli (ODP) adı verilen sayısal bir terimle ifade edilir. Değerler ODP'si 1 olarak kabul edilen R11 Molekülü referans alınarak ifade edilir. Küresel ısıtma potansiyeli (GWP) değerleri, karbon dioksit (CO_2) göreceli olarak hesaplanır. Soğutucu akışkanların bu etkilerinden dolayı bunların kullanımına sınırlamalar getirildi. Bu kısıtlamalar Montreal Protokol ile 1987 yılında kabul

edilmiş ve o tarihten bu yana birkaç kez revize edilmiştir. (1990 London, 1992 Copenhagen, 1995 Vienna, 1997 Montreal, 1999 Beijing, 2007 Montreal)

Soğurucu akışkanlarda genel olarak olması gereken özellikler; (Koyun vd. 2005)

1. Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncının bir miktar üzerinde olması gerekir,
2. Düşük yoğuşma basıncına sahip olmalıdır,
3. Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır,
4. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozyon olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir,
5. Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır,
6. Kaçakların kolay tespitine imkân veren özellikte olmalıdır, (koku, renk)
7. Ucuz olmalıdır,
8. Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır,
9. Dielektrik olmalıdır,
10. Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır,
11. Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır,
12. Özgül hacmi küçük olmalıdır,
13. Viskozitesi düşük olmalıdır,
14. Küresel ısınma potansiyeli olmaması,
15. Ozon aşındırma potansiyeli az olması.

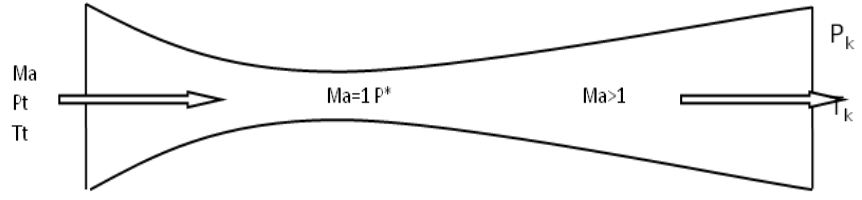
Bu çalışmada akışkan olarak R600a izobütan seçilmiştir. Çünkü doğal gazdan ve petrol rafinerisi ürünlerinden elde edilmektedir ve yanıcı olmasına karşın hidrokarbon olmasından dolayı ozon aşındırma potansiyeli (ODP) sıfır ve küresel ısıtma potansiyeli (GWP) düşüktür. Teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. R600a'nın teknik özellikleri

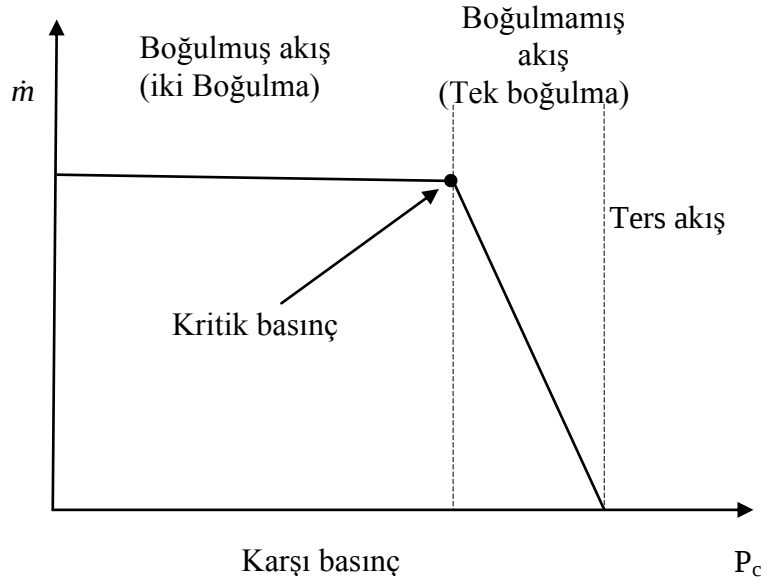
Molekül Ağırlığı	58.1 g/mol
Kimyasal Formül	CH ₃ CH(CH ₃) ₂
Kaynama Noktası	-11.7 °C
Sıvı Yoğunluğu (Hava=1) 20°C	593.4 kg/m ³
Gaz Yoğunluğu (Hava=1) 20°C	2.82 kg/m ³
20°C'deki Buhar Basıncı	3 bar
Kritik Sıcaklık	134.9 °C
Kritik Basınç	36.48 bar

4.1 Akışkanın Boğulma Olayı

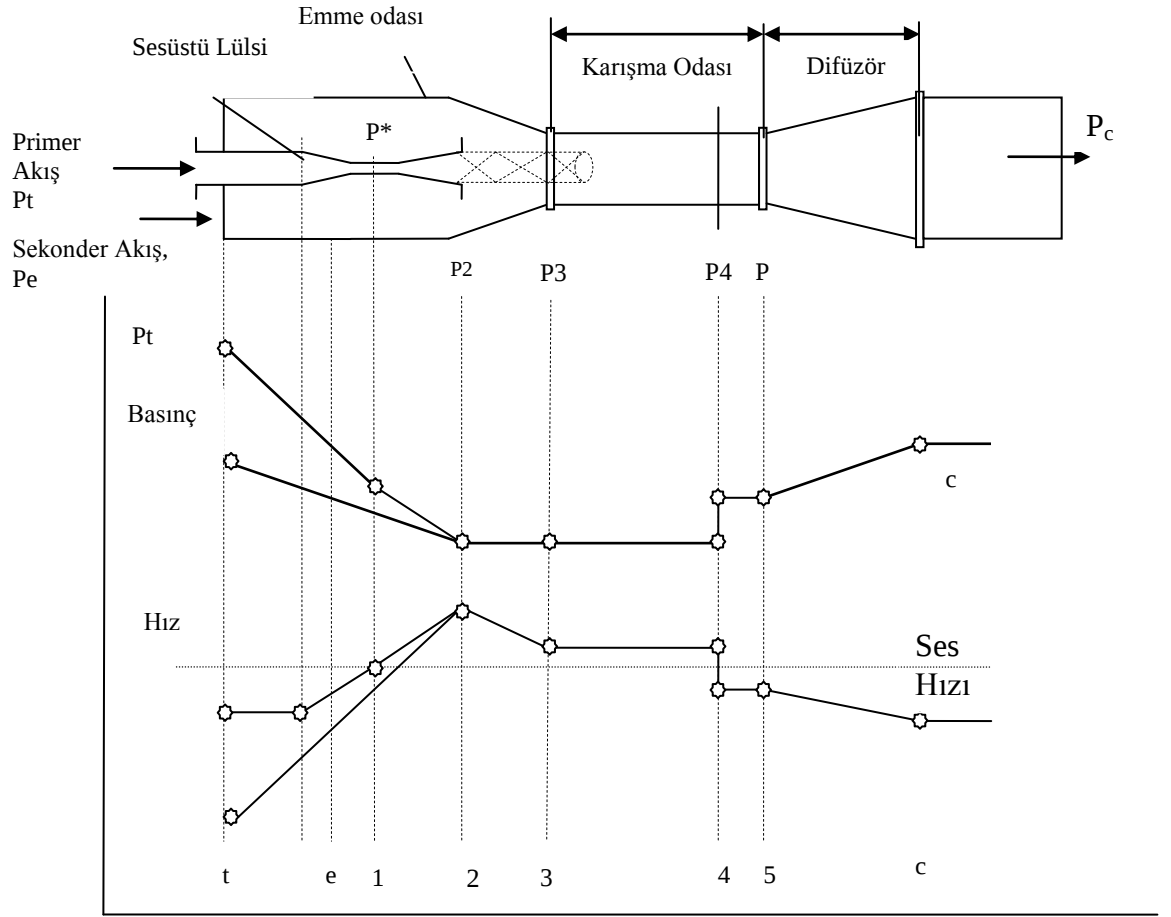
Akışkan ejektörde iki yerde boğulur. Birincisi sesüstü lülenin kesit alanının en dar bölgesinde, ikincisi ise emme lülesinde gerçekleşir. Lüle boyunca oluşan basınç dağılımı lülede oluşacak boğulma olayını etkilemektedir. Eğer karşı basınç P_k tahrik akışkan basıncı P_t eşit olursa lülede akış olmaz. Karşı basınç P_k tahrik basıncı P_t den düşük olur ve boğazda akışkan hızını ses hızına çıkarmak için gereken basınç olan P^* basıncına çıkartılırsa bu durumda kütle akışı maksimum değerine ulaşır ve burada akış boğulmuş olur. Karşı basınç daha da düşürülürse lüle boyunca akış debisi değişmez. (Şekil 4.2)



Şekil 4.1. Sesüstü lülenin sınır şartları



Şekil 4.2. Ejektör çalışma modu



Şekil 4.3. Ejektör boyunca basınç ve hız değişimi

Tahrik akışkan P_t basıncında sesüstü lülesinden geçerken akışkan alanı küçülür ve burada hız ses hızına ulaşır, burası en küçük kesite sahiptir. Buraya boğaz denir. Burada akışkanın karşı basıncına bağlı olarak debi maksimum değere ulaşır ve akışa boğulmuş denir (1). Akışkanın boğazı geçtikten sonra kesit alanı ve hızı artmaya devam eder. Lülenin ıraksak kısmında hızının artmaya devam etmesinin sebebi akışkan yoğunluğundaki ani düşmeden kaynaklanır. (2) noktasında primer gaz akış hızı sesüstü akışa ulaşır. Bu hızdan dolayı emme odasında vakum oluşur. Emilen akış basınç farkından dolayı bu bölgeye hareket eder. Bu durumda emme odasında kanal çeperlerinde emilen akış, akışın merkezinde ise tahrik akış oluşur ve bu bölgede emilen akış boğulur, emilen akışın hızı ise ses hızına ulaşır (3). Bu durumda statik basınç ise karışma odası boyunca sabit kalır. Tahrik akışkan ve emilen akışkan karışma odasında birbirleriyle etkileşmeye başlarlar. Karışma odası çıkışına doğru karşı basıncın etkisiyle şok oluşur (4) ve basınç yükselir aynı zamanda hız ses hızının altına düşer. Karışmış akışkan bu hızda difüzöre girer. Burada akışkanın basıncı kondanser basıncına kadar yükseltilir (5). (Şekil 4.3)

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği veya CFD; bilgisayara dayalı simülasyon sayesinde akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi birleşik olayları kapsayan sistemlerin analizidir. Bu teknik, geniş bir endüstriyel veya endüstriyel olmayan uygulama alanlarını kapsar.

Bazı örnekler şunlardır:

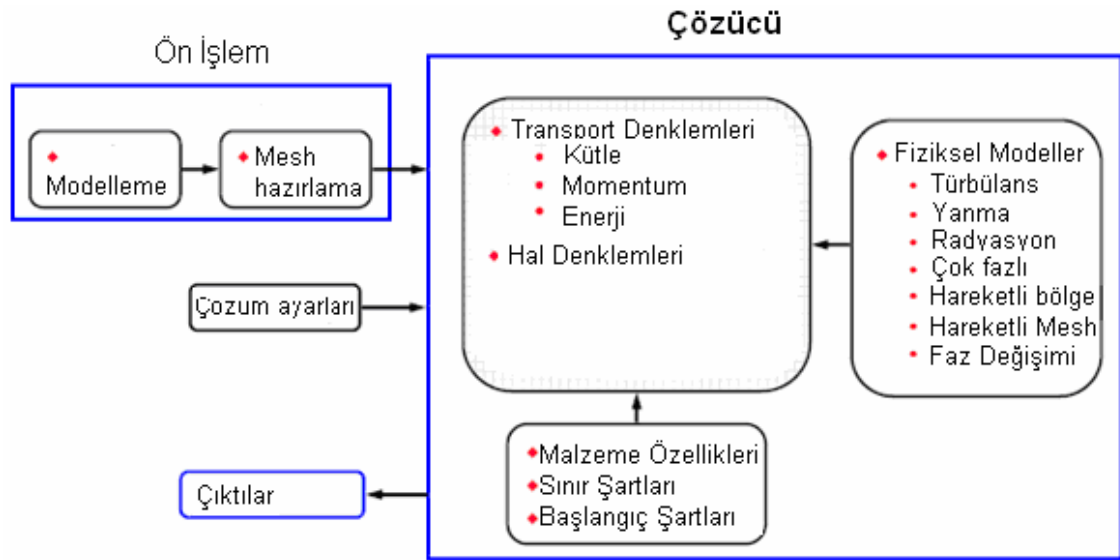
- Uçaklar ve hava araçlarının aerodinamiği: kaldırma direnç,
- Gemilerin hidrodinamiği,
- Güç santrali: İçten yanmalı motorlar ve gas türbinlerinde yanma,
- Türbomakinalar: dönen pasajlar ve difüzörler vb yerlerin iç kısımlarındaki akışlar,
- Elektrik ve elektronik mühendisliği: mikro devreleri kapsayan donanımın soğutulması,
- Kimyasal proses mühendisliği: karışma ve ayırma, polimer döküm,
- Binaların dış ve iç çevresi: rüzgâr yükü ve ısıtma/havalandırma,
- Denizcilik mühendisliği: açık deniz yapıları üzerindeki yükler,
- Çevre mühendisliği: çevre kirliliğine yol açan maddelerin ve atık suyun dağılımı,
- Hidroloji ve oşinografi: nehirler, onların denize aktığı yerler, okyanuslardaki akışlar,
- Meteoroloji: hava tahmini,
- Biyomedikal mühendislik: atar ve toplardamarlardaki kan akışı.

Günümüzde CFD mühendisler ve bilim adamları için, akış çözümlemelerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu popülerliğin altında CFD'nin sağladığı bir dizi avantaj yatmaktadır. CFD'nin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- CFD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlar ve sanal deney ortamı simülasyondan sonra dahi elinizin altında olur,

- Klasik deneylerde kullanabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir CFD analizinde, kullandığınız sayısal ağ elemanı kadar -çoğunlukla milyonlarca- ölçüm elemanınız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayırık veriler halinde değil, gradyanlar olarak geniş bir alanda görebilirsiniz,
- CFD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelemenize olanak tanır,
- CFD ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışlarını inceleyebilirsiniz,
- CFD, bir anlamda, bilgisayar üzerindeki esnek deney laboratuvarıdır. Tasarımcı ve analizcilere sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanır,
- Az enerji ve insan gücü gerektirir,

Şekil 5.1’de CFD çözümünün akış şeması görülmektedir.



Şekil 5.1. CFD modellemenin özeti (ANSYS Fluent R14.0)

5.1 Ejektördeki Akışın Modellenmesi

Bu çalışmada hesaplamalar için sonlu hacim metodunu kullanan ANSYS Fluent 14.0 CFD programı kullanılmıştır. Akış sıkıştırılabilir, daimi akış çözümlemesi için süreklilik, momentum ve seçilen türbülans modeline ait transport denklemleri kullanıldı ve bu denklemler çözülürken aşağıdaki kabuller yapıldı.

- Akış sıkıştırılabilir ve daimi,
- Akışkan ile çevresi arasındaki ısı transferi yok,
- Yüzey sürtünmesi sıfır,
- Kaldırma kuvvetinin etkisi ihmal edilebilir.

Kütlenin korunumu denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i (\rho E + P)) = \vec{\nabla} \cdot \left(\alpha_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \vec{\nabla} \cdot (u_j (\tau_{ij})) \quad (3)$$

Burada

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

5.2. Türbülans Modeller

Realisable k - ε modeli güçlü ters basınç gradyanları veya ayrılmaların olduğu sınır tabakalarında döngülü ve sirkülasyonlu akımlarda iyi performans sergiler. Standard k - ε model ile aynı türbülans kinetik enerji denklemini kullanır. Farkı ε için farklı denklem geliştirilmiştir ve sabit yerine değişken C_μ kullanılır. Türbülans viskozitesi için alternatif formülasyon aşağıdaki gibidir (Launder ve Spalding, 1974, ANSYS Fluent R12.1, 2011).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (6)$$

Burada A_0 , A_s , ve U^* hız gradyanlarının fonksiyonudur. Analizde ayrılmaları ve çalkantıları daha net bir şekilde ortaya çıkarabilmek için dönme tensörleri aktif hale getirildi.

k- ε için oluşturulan transport denklemleri,

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji üretimi

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (9)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (10)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (11)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (12)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (13)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (14)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (15)$$

burada Ω_{ij} , ω_k acısal hız ile dönen ortalama dönme tensörüdür. Model sabitleri A_0 ve A_s ise

$$A_0=4.04, A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (16)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (17)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (18)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (19)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (20)$$

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_2=1.9, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.2$$

İdeal gaz bağıntısından yoğunluk

$$\rho = \frac{PV}{RT} \quad (21)$$

Tahrik akışkanın boğulma durumunda sesüstü lülesinden geçen debi aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\dot{m}_p = A_p^* P_{p0} \sqrt{\frac{k}{RT_{p0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \sqrt{\eta_p} \quad (22)$$

Emilen akışkanın boğulma durumunda geçen debi

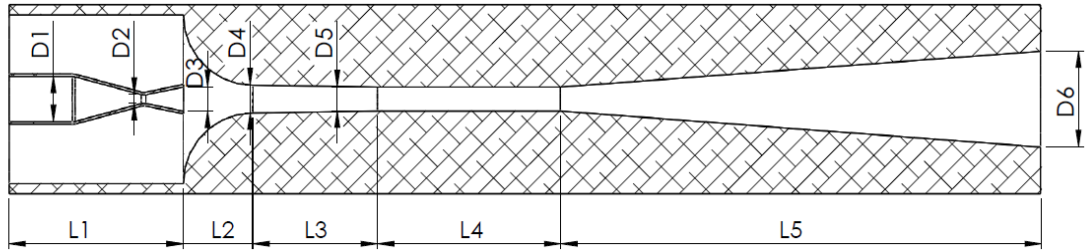
$$\dot{m}_s = A_s^* P_{s0} \sqrt{\frac{k}{RT_{s0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \sqrt{\eta_s} \quad (23)$$

Mach sayısı gerçek hızın, aynı akışkan içerisinde aynı koşullardaki ses hızına oranı olarak tanımlanır.

$$Ma = \frac{V}{C} \quad (24)$$

5.3. Fiziksel Model

Bu çalışmada şekil 5.2’de şematik şekli ve çizelge 5.1’de ana ölçüleri verilen R600a soğutucu akışkan kullanan ejektörün katı modellenmesi sesüstü lülenin boğaz çapı 3.12 mm, karışma odası çapı 9.5 mm, emme odası sabit basınç modeline göre düzenlenmiş ve $\beta = 1.71^\circ$ alınarak ANSYS Workbench’deki Design Modeler’de yapılmıştır. Bu çalışmada türbülanslı akışı daha doğru bir şekilde tanımladığından üç boyutlu geometri modeli kullanıldı ve hesaplama zamanını azaltmak için bir simetrik düzlemi kullanarak hesaplama bölgesi yarıya indirildi ve ejektörün yarısında analizler yapıldı. Ağdan bağımsız bir çözüm elde etmek için adaptif çözüm ağ metodu uygulanmıştır.

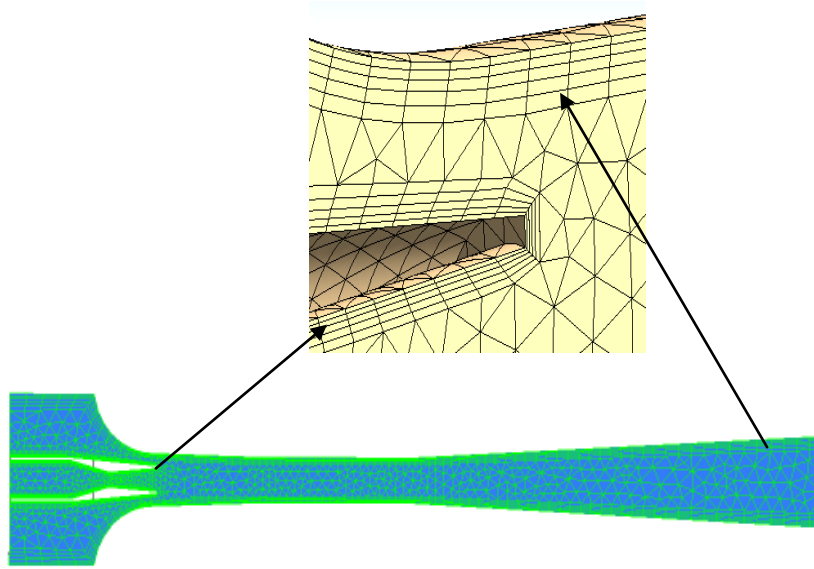


Şekil 5.2. Fiziksel model

Çizelge 5.1. Jet pompası boyutları (mm)

D1	D2	D3	D4	D5	D6	L1	L2	L3	L4	L5
8	3.12	4.8	11	9.5	19	30	14	25	36.8	96.5

Akım alanlarının sayısal hesaplamalarda grid hesaplama ağı yapısının sonuçlar üzerinde etkisi vardır. Bu çalışmada uygun ağı oluşturulmasında katı sınırlarına doğru ve yüzey profilinde hız değişiminin söz konusu olduğu bölgelerde ağ yapısı şekil 5.3’de görüldüğü gibi sıklaştırılmıştır. Çözümün ağ yapısından bağımsız olması için ağ bağımsızlık testi uygulanmıştır ve çizelge 5.2’de gösterilmiştir. Bu üç değer arasındaki fark %0.4 böylece hesaplama hassasiyetinin ağ sayısından bağımsızlaştığı kanaatine varılmıştır ve bütün çalışmalar 125045 hücre sayısında yapılmıştır. Ayrıca mesh kalitesi sayısal hesapların doğruluğunda ve istikrarında önemli rol oynar bunun için mesh kalitesi önemlidir. Kontrol kalitelerinden biri ortogonal kalite ve diğeri ise çarpıklıktır. (Skewness). Bu değerler ortogonal kalite 0.89 ve çarpıklık ise 0.22 ve kabul edilebilir sınırlarındadır.



Şekil 5.3. Ejektör ağ yapısı

Çizelge 5.2. Ağ bağımsızlık testi

Mesh sayısı	Mr
40526	0.82479
125045	0.82141
226309	0.82144

Bu çalışmada yakınsama kriteri süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans enerji kayıp hızı denklemleri için 10^{-3} , 10^{-4} ve 10^{-5} denendi ve çizelge 5.3’de

sonuçlar gösterildi. Çizelgede görüldüğü gibi elde edilen sonuçların fazla değişmemektedir ve bundan dolayı çalışmalarda 10^{-3} kullanılmıştır.

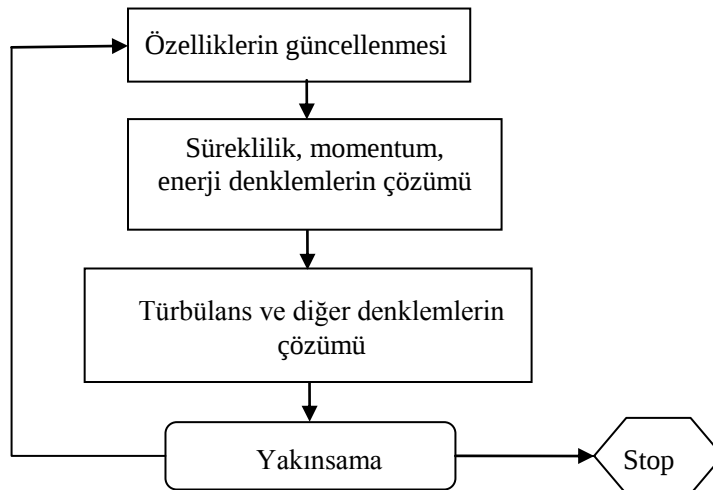
Çizelge 5.3. Yakınsama kontrolü

Yakınsama Kriteri	Mr
0.001	0.8234
0.0001	0.8385
0.00001	0.8312

Türbülanslı akışı daha doğru bir şekilde tanımladığından çift hassasiyetli, 3 boyutlu (3D) daimi akış ve basınç bazlı çözücü tipi kullanıldı. Basınç hız bağlantısı için Coupled (bir arada çözüm yöntemi) algoritması kullanıldı. Spatial ayrıklaştırma için en az kareler hücre bazlı ikinci mertebeden şemalar kullanıldı. (Şekil 5.4)

Bu algoritma aşağıdaki gibi çalışır.

1. Akışkan özellikleri güncellenir. Başlangıçta ise giriş değerleri düzenlenir.
2. Süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür,
3. Türbülans ve diğer denklemlerin çözülmesi,
4. Her iterasyon sonucu yakınsama kriterlerine göre yakınsama kontrolü yapılır. Yakınsama gerçekleşmez ise iterasyon devam ettirilir.



Şekil 5.4. Coupled çözüm yöntemi akış diyagramı

Duvarla türbülanslı bölge arasında viskozite etkilerini ilişkilendirmek için standart duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Hesaplamalar ANSYS Fluent R14.0 yazılımı

kullanılarak yapıldı. Problemin çözümünde kullanılan parametreler ve sınır şartları Çizelge 5.4’de özetlenmiştir.

Çizelge 5.4. CFD’de kullanılan parametrelerin özeti

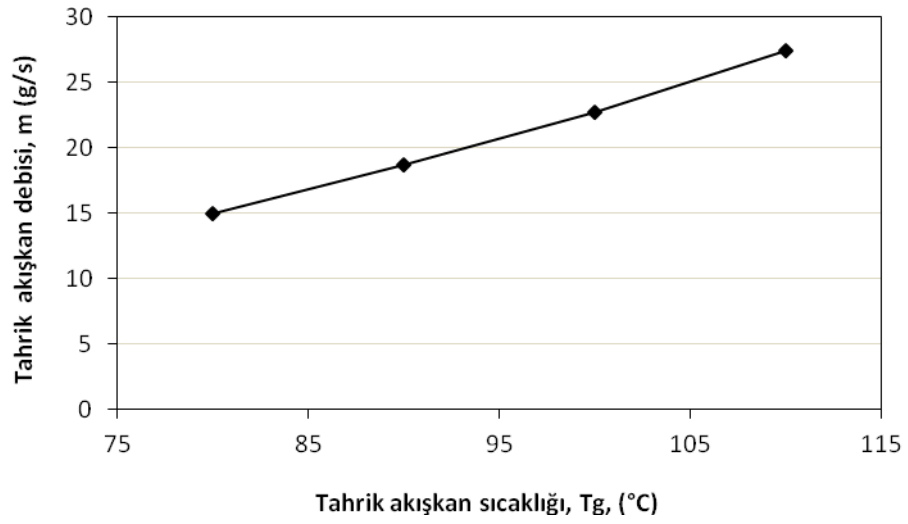
Tip	Seçim
CFD Model	
Nümerik Çözücü	Çift hassasiyetli, kararlı, basınç bazlı
Türbülans Model	Realizable k- ϵ
Ayrıklaştırma Tekniği	Sonlu hacim
Ayrıklaştırma Şeması	
Basınç-Hız Dağılımı	Coupling
Yoğunluk	Second-Order upwind
Momentum	Second-Order upwind
Türbülans Kinetik Enerji	Second-Order upwind
Türbülans Yitim Oranı	Second-Order upwind
Sınır Şartları	
Emilen Akışkan	Basınç, Sıcaklık (Buharlaştırıcı)
Tahrik Akışkan	Basınç, Sıcaklık (Isı Kaynağı)
Çıkış	Basınç, sıcaklık, (Kondanser)

6. BULGULAR

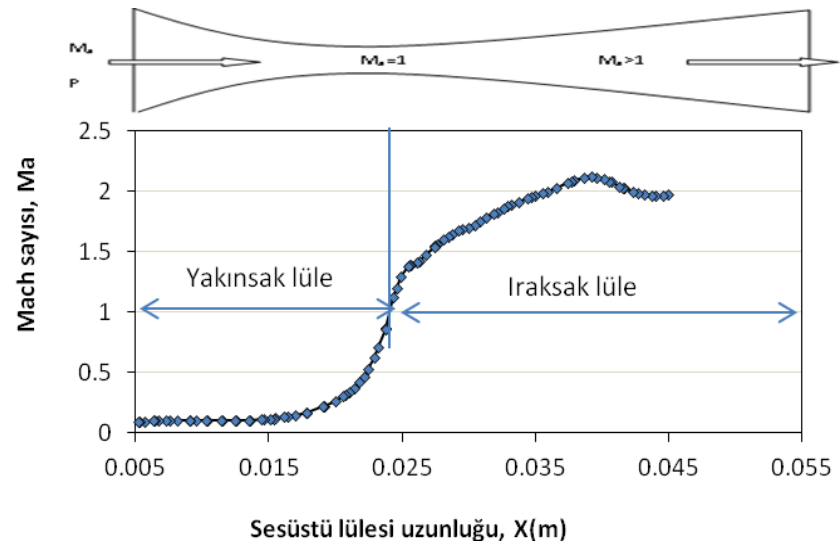
Düşük ejektör veriminin sebebi termodinamik tersinmezliklerdir. Ejektörün verimini artırmak için meydana gelen kayıpların kaynağının iyi bilinmesi gerekir. Tersinmezliklerin kaynağı tahrik akışkanı ile emilen akışkanın karışma odasında birbirleriyle etkileşimi, kinetik enerji kayıpları, şok dalgalarının oluşturduğu kayıplar gibi sıralayabiliriz. Bazı tersinmezlikler seçilen soğutucu akışkan ve jet pozisyonun ayarlanmasıyla azaltılabilir. Kinetik enerji kayıpları yakınsak lülenin içinde ve difüzör içinde meydana gelir. Buradaki kayıplar akış ayrılması ve sürtünme etkilerinden oluşur. Akış ayrılmaları çoğunlukla ıraksak lülenin alanının ani genişlemesinden oluşur. Bu durum cidar yakınlarında güçlü türbülans oluşumunu meydana getirir. Bu etkiler boru yüzeyini iyi işleyerek ve jet eksenini ile difüzör eksenini aynı doğrultuda olmasını sağlayarak azaltılabilir. Tüm (sıvı, sıvı-gaz veya gaz) ejektörlerinin performanslarının belirlenmesinde ve onların birbiriyle kıyaslanmasında bir kriter olarak çeşitli özelliklerin oranı olan boyutsuz parametreler kullanılır. Emilen akışkanın tahrik akışkan debisine oranına debi oranı denir ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$M_r = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_t} \quad (25)$$

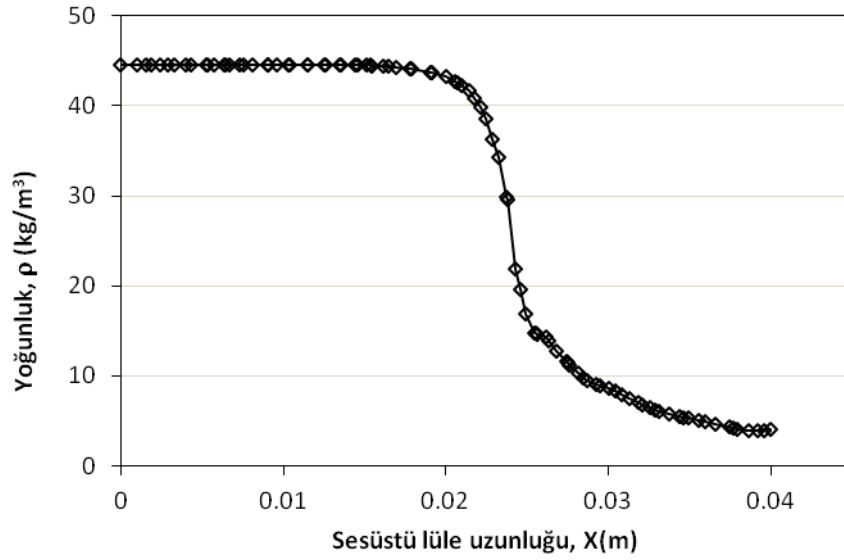
Şekil 6.1’de sesüstü lülesinde, tahrik akışkan sıcaklığı (jeneratör sıcaklığı) 80-110 °C sıcaklıkları arasındaki değerlerinde tahrik akışkan debisinin değişimi çizilmiştir. Sesüstü lülesinde giriş basıncı ve sıcaklığı artıkça sabit T_c ve T_e sıcaklıklarında debi de artmaktadır. Sesüstü lülesinde şekil 6.2’de görüldüğü gibi kesitin daralan bölgesinde akışkan boğulmakta yani mach sayısı 1 olmaktadır. Bu durumda T_c ve T_e basınçları değişse bile sesüstü lüleden geçen debi değişmemektedir. Sesüstü lülenin ıraksak kısmında mach sayısı artmaktadır, çünkü bu bölgede şekil 6.3 ve şekil 6.4’de görüldüğü gibi yoğunluk ve sıcaklık aşırı derecede düşmektedir.



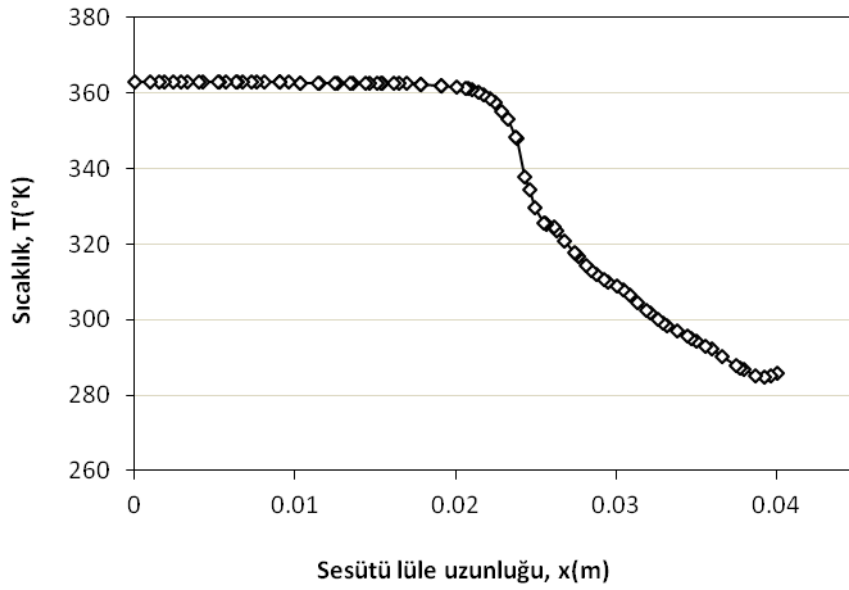
Şekil 6.1. Sesüstü lülesinde tahrik akışkan debisinin T_g sıcaklığına göre değişimi



Şekil 6.2. Sesüstü lülesinde mach sayısının değişimi.

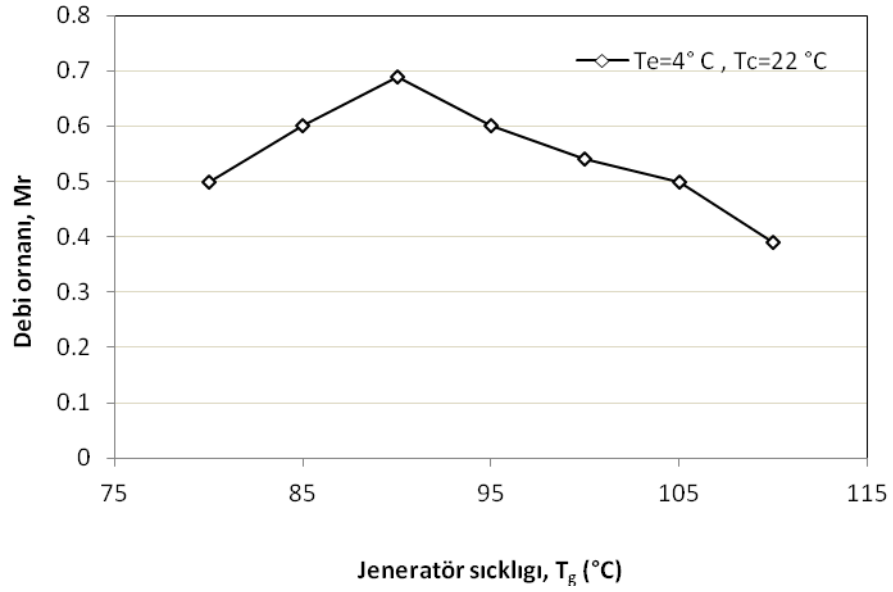


Şekil 6.3. Sesüstü lülesinde yoğunluğun değişimi.



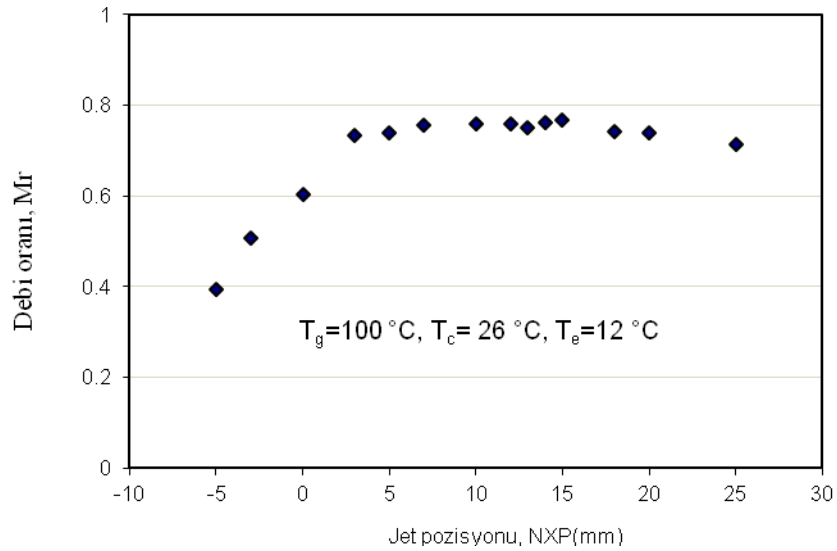
Şekil 6.4. Sesüstü lülesinde sıcaklık değişimi.

Şekil 6.5’de $T_e=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_c=28\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarında T_g ’nin $80\text{--}110\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkları arasındaki değerlerinde debi oranını değişimi çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $80\text{--}90\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında debi oranı artmakta ve $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ sonra düşmektedir. Bunun sebebi T_g sıcaklığı arttıkça sesüstü lülesinden geçen debi artmakta ve karışma odasında oluşacak olan ikinci akışkanın boğulma alanı azalmaktadır. Böylece tahrik akışkanın debisi, sıcaklığı ve basıncı artmasına rağmen emilen debi azalmakta, dolayısıyla emme oranı azalmaktadır.



Şekil 6.5. Jeneratör sıcaklıklarına göre debi değişimi ($T_e=4$ °C ve $T_c=22$ °C)

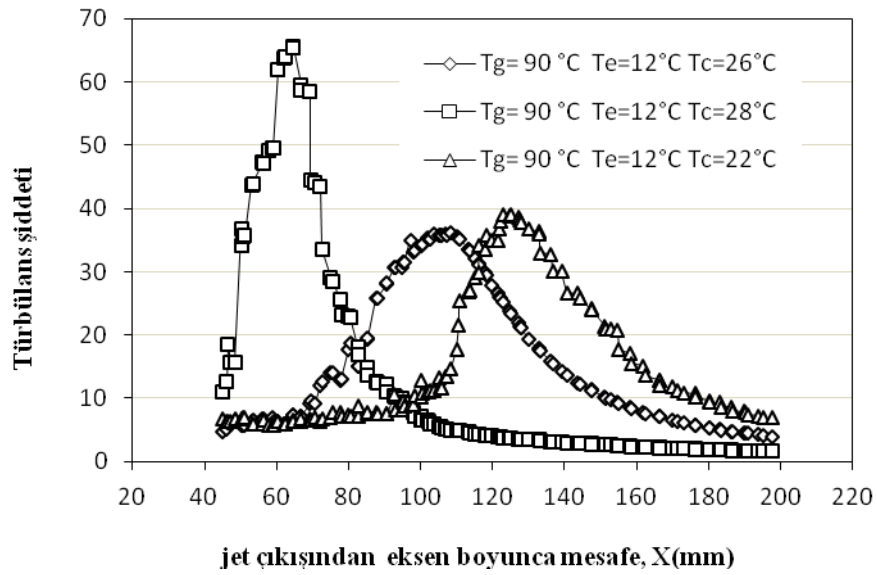
Ejektör performansını etkileyen diğer bir parametre de jet mesafesidir. Şekil 6.6’da $T_g=100$ °C, $T_c= 26$ °C, $T_e=12$ °C için değişik jet mesafeleri için debi oranları çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi NXP -5 ile 25 mm arasındaki sonuçlarda en iyi performansı 15 mm vermektedir.



Şekil 6.6. Jet pozisyonunun debi oranına göre değişimi

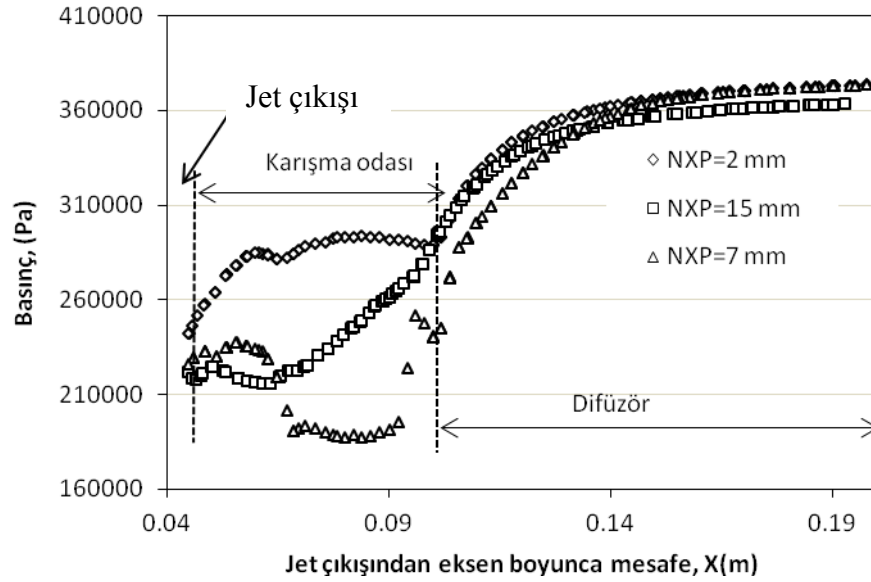
90 °C kaynak sıcaklığında, evaporatör sıcaklığı 12 °C ve üç değişik kondanser sıcaklığında türbülans şiddeti şekil 6.7’de çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığı 28 °C sabit basınç bölgesinde türbülans şiddeti aniden yükselmekte ve bu

bölgenin bitiminde aniden düşmektedir. Çünkü bu şartlarda tahrik akışkan ile emilen akışkan arasında enerji alışverişi olmamaktadır. Karışma odasında türbülans şiddetinin azalması emilen akışkanın olmamasından kaynaklanmaktadır. Kondanser basıncının 26°C olduğu durumda türbülans şiddeti karışma odasının sonralarına doğru yükselmekte yani tahrik akışkanla emilen akışkanın etkileşimi yani enerji alışverişi devam etmektedir. Kondanser sıcaklığı 22°C olduğunda karışımın enerji alışverişi difüzörün girişine kadar devam etmektedir. Bu da bize gösteriyor ki emme tam olmaktadır.



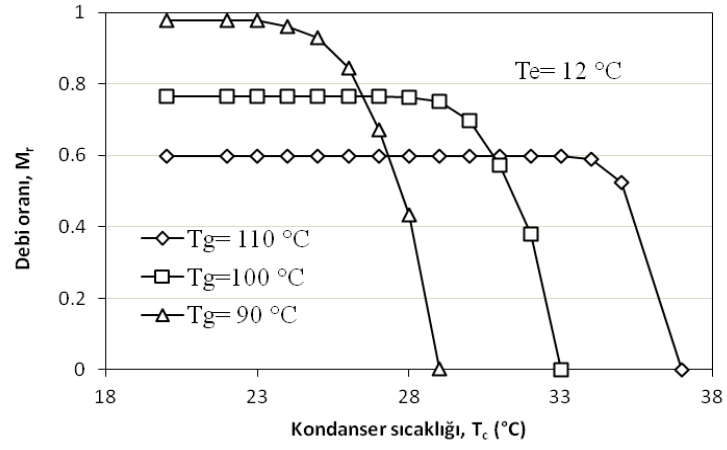
Şekil 6.7. Değişik T_c değerlerinde türbülans şiddeti ($T_g=90^{\circ}\text{C}$, $T_e=12^{\circ}\text{C}$)

Şekil 6.8'de ejektör eksen boyunca statik basınç dağılımı çizilmiştir. Burada NXP mesafesinin farklı değerlerinde ejektör karışma odası içindeki statik basınç dalgalanması görülmektedir. Optimum $NXP=15$ mm statik basınç dalgalanmaları karışma odası içinde gözükmemektedir. Burada $NXP=15$ mm de emilen akışkanın miktarı karışma odasında yükselmekte ve iki akışkan bir denge halinde enerji alışverişinde bulunarak difüzöre girmektedir. Diğer emme mesafelerine bakıldığında statik basınçtaki dalgalanmaların tahrik akışkanın ve emilen akışkanın dengeli bir şekilde enerji alışverişi yapmadığı görülmektedir. Bu durumda ejektör performansını etkilemektedir. Karışma odasındaki çalkantılar bize şokun karışma odasının giriş kısmında meydana geldiğini göstermektedir. Bunun sonucu olarak burada hız dolayısıyla momentum değerleri azalmaktadır.

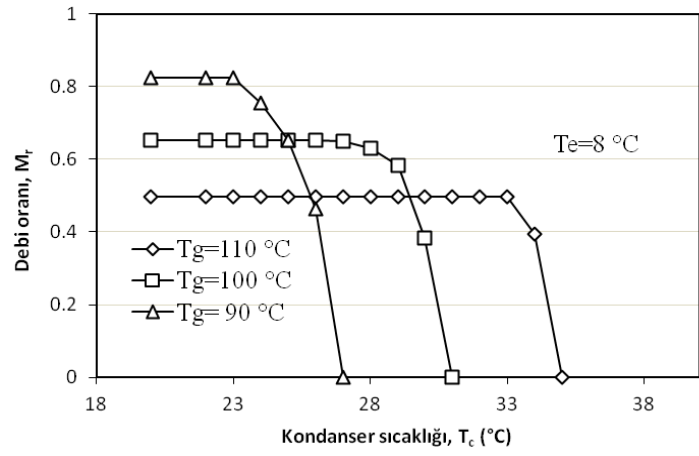


Şekil 6.8. Jet mesafesine göre statik basınç değişimi

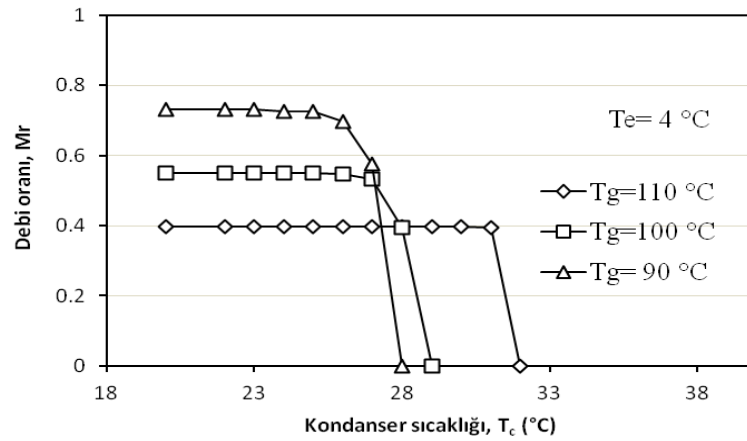
Şekil 6.9 a, b ve c'de değişik jeneratör sıcaklıklarına göre debi oranları çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sabit tahrik akışkan basıncında kondanser sıcaklığı kritik T_c *sıcaklığa ulaşınca kadar debi oranı sabit kalmaktadır. Sıcaklık T_c *sıcaklığını geçtiği zaman debi oranı aniden düşmektedir. Düşük T_c sıcaklıklarında debi oranının sabit kalmasını sebebi tahrik akışkan ile emilen akışkan boğulmasıdır. Birinci boğulma tahrik akışkanın geçtiği yakınsak-ıraksak lülede meydana gelmektedir. Karışma odasının başlangıcında emilen akışkan düşük hızda karışma odasına girmekte tahrik akışkanı emilen akışkanın bu bölgede hızını ses hızına çıkarmaktadır ve burada ikinci boğulma olayı meydana gelmektedir yani emme oranı değişmemektedir. Ejektörlerin debi oranı kondanser basıncıyla ters orantılıdır. Eğer kondanser basıncı kritik basınçtan düşük olursa sistemde iki boğulma meydana gelir ve debi oranı değişmez. Aynı zamanda şekilde görüldüğü gibi sabit emilen akışkan sıcaklığında jeneratör sıcaklığı arttıkça debi oranı da düşmektedir. Böylece iyi ejektör performansı için tahrik akışkan sıcaklığı ve basıncı geri basınç ve kondanser sıcaklığına göre seçilmelidir. Aksi takdirde enerjinin bir kısmı boşa gidecektir.



a)



b)

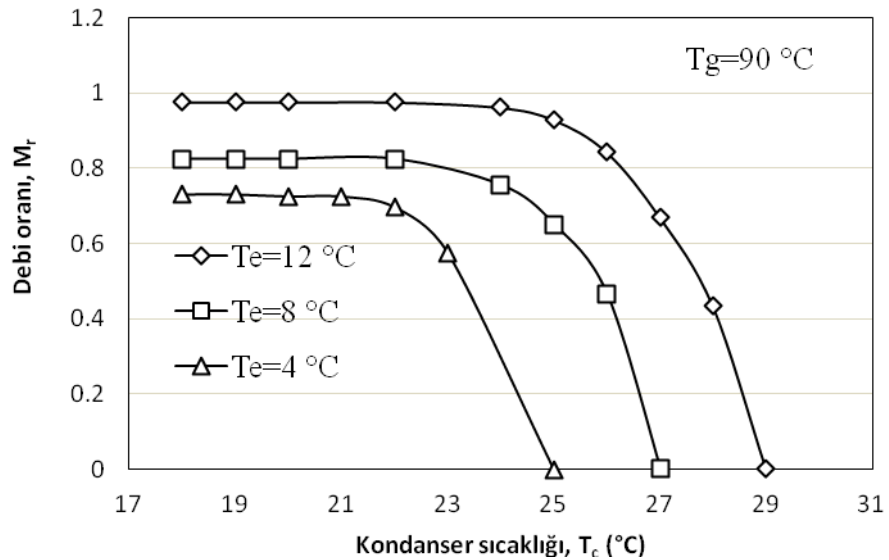


c)

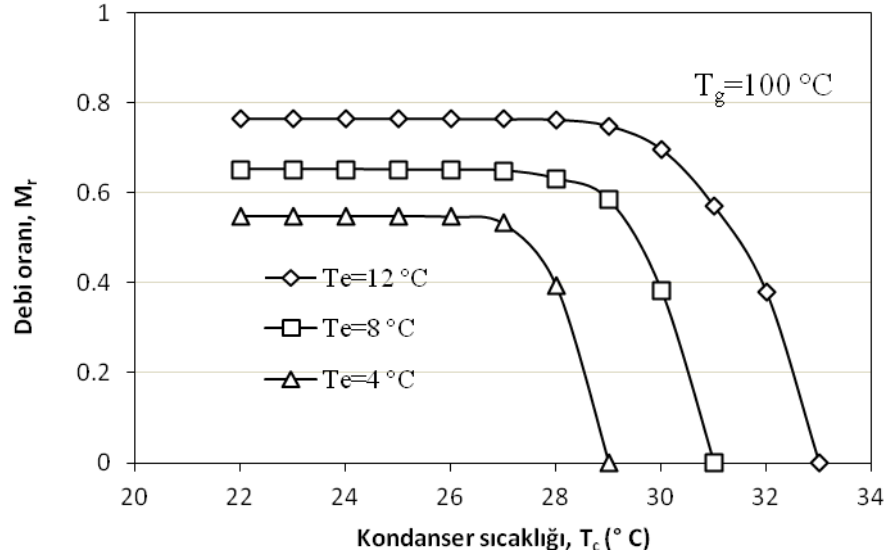
Şekil 6.9. Değişik jeneratör sıcaklığı için debi oranının kondanser sıcaklığına göre değişimi (Evaporatör sıcaklığı 4, 8, 12°C' ları için)

Şekil 6.10 a, b ve c 'de 90, 100 ve 110 °C jeneratör sıcaklığında ve evaporatör sıcaklıkları 4, 8 ve 12 °C için değişik kondanser sıcaklıklarında debi oranları çizilmiştir. Evaporatör sıcaklığı $T_e = 4$ °C de kritik kondanser sıcaklığı 21 °C ve buna karşılık gelen basınç ise $P_{cr} = 313420$ Pa dır. Bu durumda debi oranı ise $Mr = 0.725$ dir. Bu basınçtan daha fazla basınçlarda ejektör performansı düşmektedir. Eğer kondanser basıncı 25 °C basıncına tekabül eden 353210 Pa da bu koşullarda sistem emme yapamamaktadır. $T_e = 8$ °C de ise kritik kondanser sıcaklığı 22 °C, buna karşılık gelen kritik basınç 322560 Pa'dır ve debi oranı ise $Mr = 0.824$ dür. Bu evaporatör sıcaklığında kondanser basıncı 27 °C karşılık gelen 373650 Pa da sistem emme yapamamaktadır. $T_e = 12$ °C ise kritik kondanser sıcaklığı 24 °C dir, basınç ise 342990 Pa ve debi oranı ise $Mr = 0.976$ elde edilmiştir. Bu durumda $T_g = 90$ °C de evaporatör sıcaklığı artıkça kritik kondanser sıcaklığı artmaktadır.

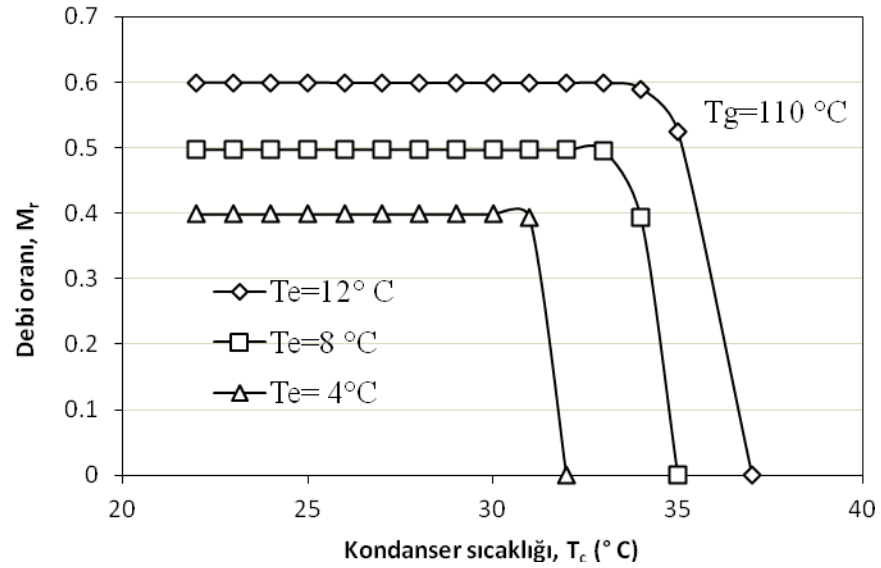
Şekil 6.10 b'de ise jeneratör sıcaklığı 100 °C, evaporatör sıcaklığı 4, 8 ve 12 °C için sırayla kritik kondanser basınçları 27, 28 ve 29 °C olmakta bunlara karşılık gelen kritik kondanser basınçları ise, 337650, 385016 ve 396382 Pa debi oranları ise sırayla 0.547, 0.650 ve 0.749 olmaktadır. Şekil 6.10 c'de jeneratör sıcaklığı 110 °C evaporatör sıcaklıkları 4, 8 ve 12 °C için kritik kondanser basınçları sırayla 31, 33 ve 34 °C olmaktadır. Kritik basınçlar ise 419114, 443072 ve 455664 Pa olmaktadır, debi oranları ise sırayla 0.394, 0.495 ve 0.581 değerini almaktadır.



a)



b)

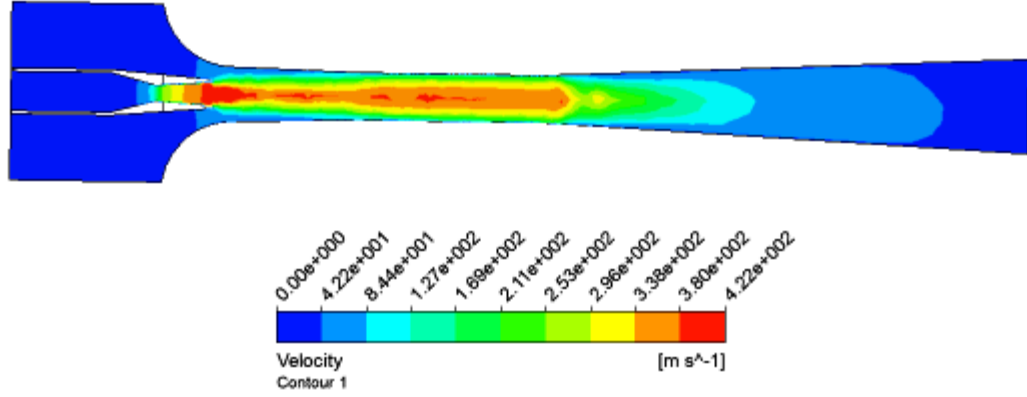


c)

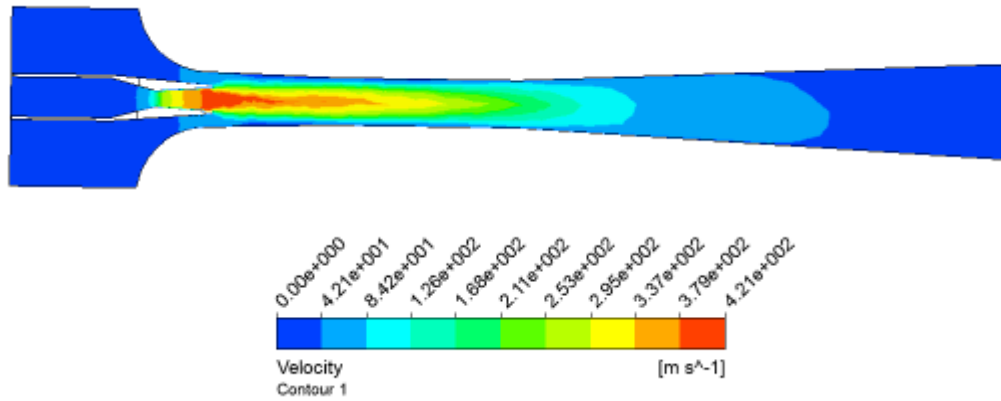
Şekil 6.10. Jeneratör sıcaklığı 90,100, 110 °C için debi oranının kondanser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 6.11’de 22 °C, 26 °C 28 °C ve 30 °C değişik kondanser sıcaklığında hız kontörleri çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi kondanser sıcaklığının ve basıncını yükselmesiyle sesüstü akış hız kontör boylarında da kısalma olmaktadır. Şekil 6.11 a’da kondanser sıcaklık T_c kritik sıcaklıktan düşük olduğu için şok oluşumu iki akışkanın karışmasını engellememektedir. Ayrıca şekilde görüldüğü gibi karışma odasının girişinde akış

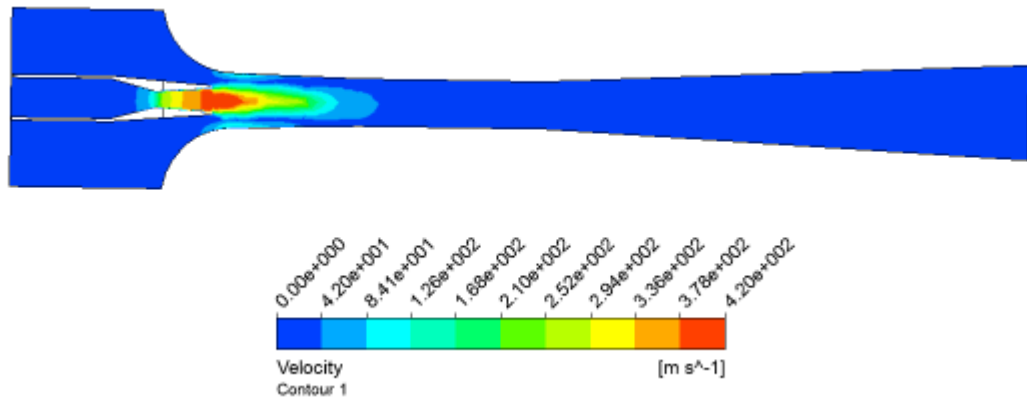
profilleri değişmediği için anlaşıyor ki emilen akışta boğulmuştur. Kondanser sıcaklığı kritik sıcaklığa yaklaştıkça şok dalgası karışma odasında öne doğru ilerler ve emilen akışkanın boğulmasını önler ve debi oranı düşmeye başlar. Kondanser basıncı daha da artırılırsa şekil 6.11 d’de görüldüğü gibi sistemde geri akış meydana gelir.



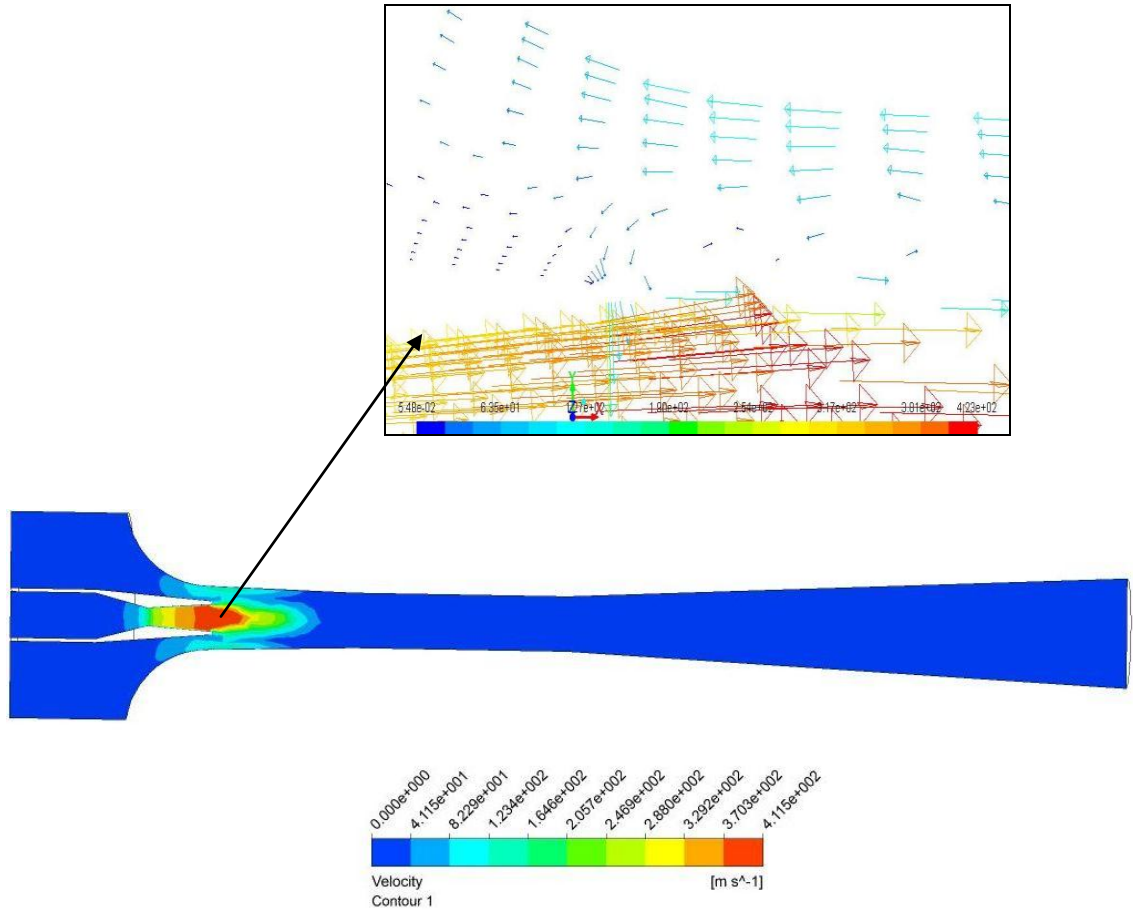
a) $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_e = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$



b) $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_e = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$



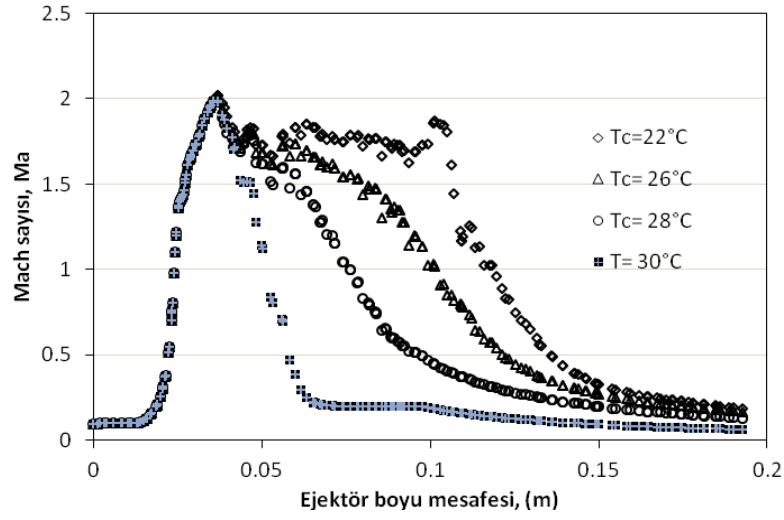
c) $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_e = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$



$$d) T_g = 90^\circ\text{C}, T_e = 12^\circ\text{C}, T_c = 30^\circ\text{C}$$

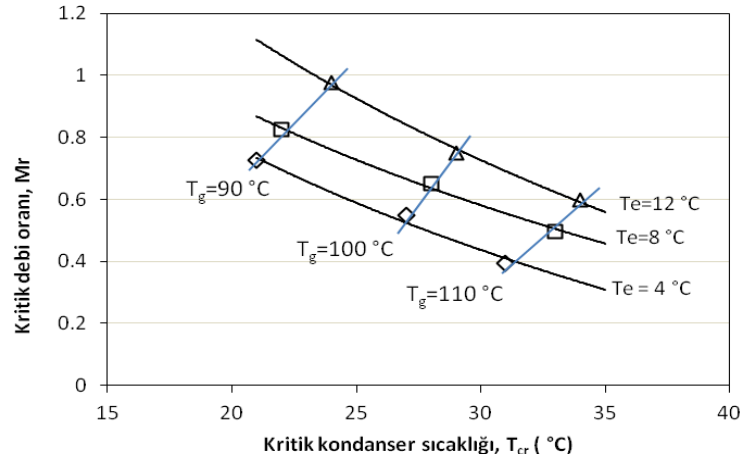
Şekil 6.11. Değişik kondanser sıcaklığına göre hız kontörleri. ($T_g=92^\circ\text{C}$ ve $T_e=12^\circ\text{C}$)

Şekil 6.12'de 22°C , 26°C , 28°C ve 30°C değişik kondanser sıcaklıklarında mach sayısının değişimi çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi kondanser sıcaklığı arttıkça jet çıkışından sonra mach sayısı 22°C hariç, diğer sıcaklıklarda düşmektedir. $T_c = 22^\circ\text{C}$ de ise jet çıkışı ile karışma odası boyunca mach sayısı yaklaşık şekilde görüldüğü gibi yatay kalmaktadır. Kondanser basıncı kritik basınçtan düşük olduğu için sok karışma odasının sonunda meydana gelişir bu da karışımı etkilememektedir. Bu bize aynı zamanda emilen akışın boğulduğunu izah eder. Kondanser sıcaklığı dolayısıyla kondanser basıncı artırılırsa mach sayısı karışma odasında düşmeye başlar, yani şok karışma odasının girişine doğru oluşur. Bu da bize bu bölgede karışımın iyi olmadığını gösterir. Kondanser sıcaklığı artırılmaya devam edilirse ters akış meydana gelir. Bu da şekilde $T_c=30^\circ\text{C}$ ile gösterilen değerlerdir. Burada mach sayısı karışma odası girişinde hemen düşmektedir.



Şekil 6.12. Değişik T_c sıcaklıklarında ejektör boyunca mach sayısının değişimi

Şekil 6.13’de jet çıkış mesafesi 15 mm de R600a için ejektör işletim haritası çizilmiştir. Burada jeneratör sıcaklığı T_g 90 dan 110 °C’ ye kadar değişmekte, evaporatör sıcaklığı T_e ise 4 ile 12 °C arasında, kondanser sıcaklığı ise T_c 20 ile 35 °C aralığında değişmektedir. Şekil 6.13’de görüldüğü gibi T_g artıkça aynı T_e sıcaklığında kritik kondanser sıcaklığı artmakta fakat debi oranı düşmektedir. Aynı zamanda sabit T_g sıcaklığında T_e artmasıyla hem debi oranı artmakta hem de kritik kondanser sıcaklığı artmaktadır.



Şekil 6.13. İzobütan (R600a) için ejektör işletim tasarım haritası

7. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanılarak R600 a gaz ile çalışan boğaz çapı 3.12 mm emme odası çapı 9.5 mm olan değişik jeneratör, evaporatör ve kondanser sıcaklıklarında ejektörün çalışması incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar çıkartılmıştır.

1. Tahrik akışkanın sıcaklığı ve basıncı artıkça sesüstü lülesinde debi de artmaktadır,
2. Aynı tahrik akışkan Sıcaklığına sahip T_g fakat değişik kondanser sıcaklıklarında tahrik akışkan miktarı M_t değişmemektedir,
3. Sabit $T_e=4$ °C ve $T_c=22$ °C değişik T_c sıcaklıklarında $T_g = 90$ °C de en yüksek debi oranı elde edildi,
4. Tahrik akışkan sıcaklığı $T_g=100$ °C, $T_c=26$ °C ve $T_e=12$ °C durumunda Jet pozisyonu $NXP=15$ mm de en yüksek akış oranı elde edildi,
5. Sabit T_g ve T_e sıcaklıklarda T_c sıcaklığı artıkça Türbülans şiddeti artmakta. Çünkü bu durumda tahrik akışkanı ile emilen akışkan arasında yeterli enerji alışverişi olmamaktadır,
6. NXP değeri küçüldükçe emme tam olmamakta ve şok dalgaları karışma odası girişine yakın bölgelerde oluşmaktadır. Bu durum ejektör performansını etkilemektedir,
7. Sabit T_g sıcaklığında T_e artıkça emme oranı artmakta ve aynı zamanda kritik kondanser T_{cr} sıcaklığı da artmaktadır,
8. Kritik T_{cr} sıcaklığına kadar mach sayısı karışma odasında yaklaşık aynı kalırken, kritik T_{cr} artırılmaya devam edilirse mach sayısında ani düşüşler meydana gelmektedir, bunun sebebi ters akışların gözlenmesidir.

KAYNAKLAR

ANSYS Fluent R14.0 Theory Guide 2009. ANSYS Inc

Bartosiewicz, Y. Aidoun, Z. Mercadier, Y. 2006. Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD, Applied Thermal Engineering 26,604–12

Cunningham, R. G. ve River, W. 1957. Jet-pump theory and performance with fluid of high viscosity, Trans. ASME, 79,1807-1820.

El-Sawaf A, Halawa MA, Younes MA, Hashim MA, 2011. Experimental study of water jet pump used to suck up floating oils. Fifteenth international water technology conference. IWTC 15. Alexandria, Egypt.

Fan, J., Eves, J., Thompson, H.M., Toropov, V.V., Kapur, N., D. Copley, D., Mincher, A., 2011. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps, Computers & Fluids 46, 212–217.

Gosline, J.E. ve O'Brien, M.P., 1934. The water jets pump. Univ. of Calif. Publ. In Engrg., 3, 167-190.

Gruppig, A.W., Coppes, J.L.R. and Groot, J.G., 1988. Fundamentals of oilwell jet pumping. SPE Production Engrg.

Guillaume D.W. ve Judge T.A., 1999. Improving the efficiency of a jet pump using an elliptical nozzle. Review of scientific instruments, 70(12), 4727-4729

Hatzivramidis, D.T., 1991. Modeling and design of jet pumps. SPE Production Engrg.

Hayek, M. D., Hammoud, 2006 A. H. Prediction of liquid jet pump performance using computational fluid Dynamics. Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece, 21-23

Hemidi, A., Henry, F. Leclaire, S., Seynhaeve, J. M. , Bartosiewicz, Y., 2009, CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 8–9.

Huang, B.J., Chang, J.M., Petrenko, V. A. and Zhuk, K.B. 1998. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, solar Energy, 64, 223-226.

Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., 1999. A 1-D analysis of ejector performance, Int J Refrigeration 22, 354–364.

Jia, Y., Wenjian, C., 2012. Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant, Energy Conversion and Management, Volume 53, Issue 1.

- Kandakure, M.T., Gaikar, V.G., Patwardhan, A.W., 2005. Hydrodynamic aspects of ejectors, *Chemical Engineering Science*, 60, 6391-6402.
- Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., Sayı: 88, s. 46-53, 2005. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*
- Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974. The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2): 269-289.
- Long, X., Han, N., Chen, Q., 2008. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22, 1959-1965.
- Long, X., Yao, H., Zhao, J., 2009. Investigation on mechanism of critical cavitating flow in liquid jet pumps under operating limits, 52, 2415-2420.
- Mallela, R., & Chatterjee, D. 2011. Numerical investigation of the effect of geometry on the performance of a jet pump. 225 (7), 1614-1625.
doi:10.1177/0954406211401163
- Mueller, N. H. H., 1964. Water jet pump. *J.Hyd.Div., ASCE*, 90.3, 83-113.
- Narabayashi, T., Yamazaki, Y., Kobayashi, H., and Shakouchi, T., 2006. Flow Analysis for Single and Multi-Nozzle Jet Pump. *JSME International Journal Series B*, 49(4), 933- 940.
- Nguyen, VM., Riffat, SB., Doherty, PS, 2001, Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 21, Issue 2.
- Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., Aphornratana, S., 2007, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 9.
- Prakeao, C., Takayama, S., Aoki, K., and Nakayama, Y. 2002. Numerical prediction on optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump. *The 10th. International Symposium on flow Visualization*, Japan, 26-29.
- Reddy, Y.R. ve Kar, S. 1968. Theory and performance of water jet pump. *Trans. ASCE J. Hyd. Div.* 94.5, 1261-1281.
- Riffat, S.B. and Omer, S.A., 2001. CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *Int. J. Energy Res.*, 25:115-128.
- Robert B. 1993. *Steam Jet Ejectors For The Process Industries (First Edition bas.)*. McGraw-Hill.

- Rusly, E., Aye, Lu., Charters, W.W.S., Ooi, A., 2005. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration* 28,1092–1101.
- Saengmanee,C. and Kulachate Pianthong, K., 2010. Design of a steam ejector by co – operating the ESDU design method and CFD simulation, *The First TSMEI international Conference on Mechanical Engineering*, Ubon Ratchathani.
- Sanger, N.L., 1970. An experimental investigation of several low area ratio water jet pump, *ASME J. Basic Eng.*, 92-1.
- Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O. and Ouzzane, M., 2008. “CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Applications,” *Proc. Int. Refr. Air Cond Conf. at Purdue*, West Lafayette, IN.
- Sokolov, M and Hershgal, D., 1993. Optimal coupling and feasibility of a solar powered year-round ejector air conditioner, *Solar Energy*, 51,183-194.
- Striveerakul, T., Aphornratana, S., Chunnanond, K.,2007. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences* 46, 812–822.
- Sun, da-wen 1996. Solar powered combined ejector vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration, *Energy Convers. Mgmt.*, 38,479-491.
- Swandaru, R. B, “Thermodynamic Analysis of Preliminary Design of Power Plant Unit I Patuha, West Java, Indonesia”, Report of the United Nations University Geothermal Training Programme, Reykjavik, Iceland, Report No:7, Pp:83-119. 2006.
- URL-1, www.bilgiliportal.com, , 1 nisan 2013.
- Varga, S., Lebre, P.M.S., Oliveira, A.C., 2013. CFD study of a variable area ratio ejector Using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration* Volume 36, Issue 1.
- Varga,S., Oliveira , A.C., Diaconu ,B.,2009. Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD, *International Journal of Refrigeration*, Volume 32, Issue 6.
- Varga, S., Oliveira, A.C., Ma, X., Omer, S.A., Zhang, W., Riffat, S.B. ,2011. Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 7.
- Vogel,R. 1956. Theoretical and experimental investigation of air ejectors. *Maschinenbautechnik*, Berlin, 5,619-637.
- Winoto, S. H., Li, H., Shah, D. A. 2000. Efficiency of jet pumps, *Journal of Hydraulic Engineering*, 126, 150-156.

- Yamazaki Y, Nakayama T, Narabayashi T, Kobayashi H and Shakouchi T 2006. Effect of surface roughness on jet pump performance. JSME International Journal Series B Vol.49 ,No.4.
- Yamazaki Y, Yamazaki A, Narabayashi T, Suzuki J and Shakouchi T 2007. Studies on Mixing Process and Performance Improvement of Jet Pumps (Effect of Nozzle and Throat Shapes) , Journal of fluid Science and Technology Vol.2,No.1.
- Zhu,Y., Cai, W., Wen, C., Li, Y.,2009. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 5–6.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Enes Dere

Doğum Yılı : 1987

Eğitim Bilgileri (Kurum ve Yıl)

Lisans : Aksaray Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine
Mühendisliği 2010

İletişim Bilgileri

Adres : Hacıhasanlı mh. 706. Sk Çoşkun apt. C blok

Telefon : 0 544 788 9709

E-posta : enesdere@hotmail.com