

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖR EMME SUSTURUCUSUNUN SOĞUTMA PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Experimental And Numerical Investigation Of The Effect On Cooling Performance By Suction Muffler In Hermetic Reciprocating Compressor

Semih GÜREL
Hüsnü KERPİÇÇİ
Sertaç ÇADIRCI

ÖZET

Bu çalışmada ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerdeki emme susturucusunun, mevcut ve prototip olmak üzere iki farklı tasarımı için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ve kalorimetre deneyleri karşılaştırılmıştır. Kalorimetre deneylerinde, buzdolabı soğutma çevrimi esasına göre çalışan sistemde sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüş ve soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. HAD analizleri, üç farklı çalışma hızında deneysel olarak belirlenen isobütan (R600a) soğutkanının kütledebisi sınır koşulu olarak tanımlanmak suretiyle SST-k-omega türbülans modeli ile yapılmıştır. Bu bağlamda, iki susturucu tasarımı için üç farklı çalışma hızında (1300, 3000 ve 4500 d/dk) yapılan HAD analizlerinden elde edilen susturucu giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları ve deneylerden elde edilen Soğutma Etkinlik Katsayısı (SEK) değerleri karşılaştırılmıştır. Geliştirilen prototip emme susturucusunda türbülansa bağlı basınç kayıplarına neden olan geometrik yapılar iyileştirilmiş ve bunun soğutma performansı üzerinde olumlu etkisi gözlemlenmiştir. Yeni tasarıma sahip olan prototip emme susturucusunun termodinamik açıdan daha iyi sonuçlar verdiği ve farklı kompresör çalışma devirlerinde SEK'de 0.02-0.03 W/W artış sağladığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Hermetik Pistonlu Kompresör, Emme Susturucusu, Kalorimetre Deneyi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Soğutma Etkinlik Katsayısı (SEK)

ABSTRACT

In this study, Computational Fluid Dynamics (CFD) analyzes and validation experiments are performed for two different models of suction mufflers in hermetic reciprocating compressors used in domestic refrigerators. In compressor calorimeter tests, temperature and pressure values are measured and the cooling capacities are calculated in the refrigeration cycle. CFD analyzes are performed by using SST-k-omega turbulence model where the refrigerant's (isobutene R600a) experimentally determined mass flow rates at three different speeds are imposed as boundary conditions. Then, the pressure differences between the suction muffler inlet and outlet from CFD results and the Coefficient of Performance (COP) values obtained from the experiments are compared. The suction muffler prototype, that is developed to be an alternative and novel suction muffler design has a positive effect on the cooling performance, since the geometric modifications influence the pressure losses related to turbulence effects. The suction muffler prototype provides thermodynamically better results and an increase of 0.02-0.03 W/W in COP at various compressor operating speeds.

Key Words: Hermetic Reciprocating Compressor, Suction Muffler, Compressor Calorimeter Tests, Computational Fluid Dynamics (CFD), Coefficient of Performance (COP)

1. GİRİŞ

Pistonlu buzdolabı hermetik kompresöründe, emme hattından emme plenumuna gelen gazı ileten ve emme susturucusu olarak adlandırılan bir akustik sönümlenme elemanı bulunmaktadır. Emme susturucusu, hermetik kompresörde soğutucu gazı emme hattından sıkıştırma bölgesine iletmektedir. Bu bileşen, gazı yönlendirme, akustik sönümlenme ve bazı durumlarda silindire çekilen gazın ısı yalıtımı gibi önemli fonksiyonlara sahiptir.

Çekilen gazın ısı yalıtımı, kompresörün hacimsel ve enerji verimliliğini artırmak için önemlidir. Soğutucu akışkanın emme hattında kompresöre girişi ile silindire girmesi arasında geçen süre zarfında kompresörün içindeki çeşitli sıcak kaynaklardan gaza iletilen ısı nedeniyle gaz sıcaklığı artmaktadır. Gazdaki sıcaklık artışı, özgül hacminde bir artışa neden olur ve dolayısıyla kompresör tarafından sıkıştırılan soğutucu akışkanın kütleli debisinde azalmaya neden olur. Kompresörün soğutma kapasitesi, kütleli debi ile doğru orantılı olduğu için, sözü geçen akışın azalması kapasite kaybına neden olur. Bu da dolaylı olarak kompresörün verimini etkilemektedir. Emme susturucuları yeterli ısı yalıtımı sağlamak için düşük ısı iletkenliğe sahip bir malzemeden üretilir. Bu malzemelere örnek olarak reçine ve bazı plastik malzemeler verilebilir. Mevcut çalışmada kullanılan emme susturucu malzemesi Polibütlen Tereftalattır.

Soğutma çevrimlerinde kullanılan hermetik pistonlu kompresörün genel verimi; elektrik motoru verimi, mekanik verim (kaymalı yataklar vb.) ve termodinamik verim (emme, sıkıştırma, egzoz) olmak üzere üç ana başlıkta toplanabilir. Modern ev tipi pistonlu kompresörlerin mevcut verimlilik düzeyleri incelenecek olursa, elektrik motoru verimi %88 ve mekanik verim %92 mertebesindedir. Termodinamik verim ise genellikle %80 ile %83 arasındadır. Bu nedenle, kompresör termodinamik kayıpların azaltılarak termodinamik verimin artırılması potansiyeli daha yüksektir [1].

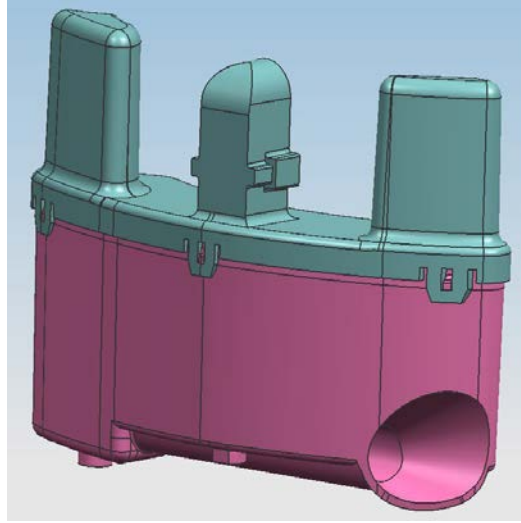
Termodinamik kayıpların yaklaşık %47'sinin sırasıyla emme hattından silindire ve silindirten egzoz hattına giden akış yolu boyunca ısı ve sürtünme kayıplarından kaynaklandığı tespit edilmiştir [1]. Öte yandan, pistonlu hermetik kompresörde, enerji kayıplarının %49'u gazın sıkıştırma işlemi sırasında sürtünme kayıpları nedeniyle ideal şartların dışında ısınmasından kaynaklanmaktadır. Aşırı ısınma, birim kütle soğutucu akışkan için sıkıştırma işini artırır ve gaz yoğunluğu doğrudan sıcaklığına bağlı olduğundan, hacimsel verimliliği azaltır [1].

2. PROBLEM TANIMI ve HAD ANALİZLERİ

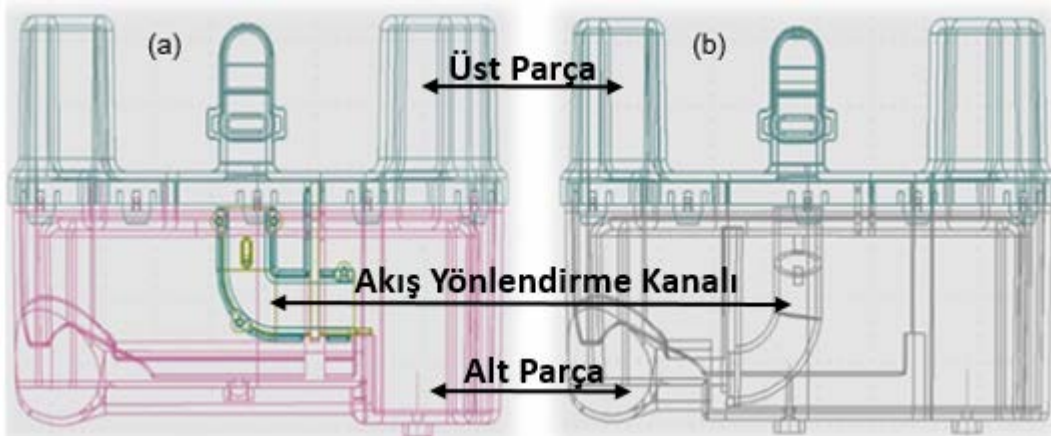
Literatürde yer alan HAD analizlerinde emme susturucusu içinden geçen soğutucu akışkanın yönlendirilmesinin basınç farkı ve gürültü üzerindeki etkisine işaret edilmiştir. Bu nedenle emme susturucusundaki odacıklar içerisinde dolaylı ve doğrudan geçiş etkileri incelenmiş ve soğutucu akışkanın akış yönlendirme kanalından geçirilmesinin (doğrudan geçiş) basınç farklarının azaltılmasında önemli bir etken olduğu gösterilmiştir [2].

Mevcut çalışmada, HAD analizleri ile emme susturucusunda akış yönlendirme kanalının kullanılması ile odacıklar arasında soğutucu akışkanın doğrudan geçişinin, susturucu giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı üzerindeki etkisi ortaya konmuştur. Elde edilen sayısal sonuçların tutarlılığı mevcut ve prototip emme susturucularının kullanıldığı kalorimetre deneylerinden elde edilen SEK ölçümleri ile test edilmiştir.

Mevcut çalışmada ele alınan emme susturucusu, Arçelik A.Ş. Eskişehir Kompresör İşletmesi'nde üretilen değişken kapasiteli hermetik pistonlu kompresörlerde kullanılmaktadır. Şekil 1'de mevcut emme susturucusunun CAD modeli gösterilmiştir. Şekil 2'de mevcut emme susturucusuna ve prototip emme susturucusuna ait akış yönlendirme kanalı tasarımları verilmiştir.



Şekil 1. Mevcut emme susturucusuna ait CAD modeli



Şekil 2. (a) Mevcut emme susturucusuna ve (b) prototip emme susturucusuna ait akış yönlendirme kanalı tasarımları

2.1 HAD Analizleri

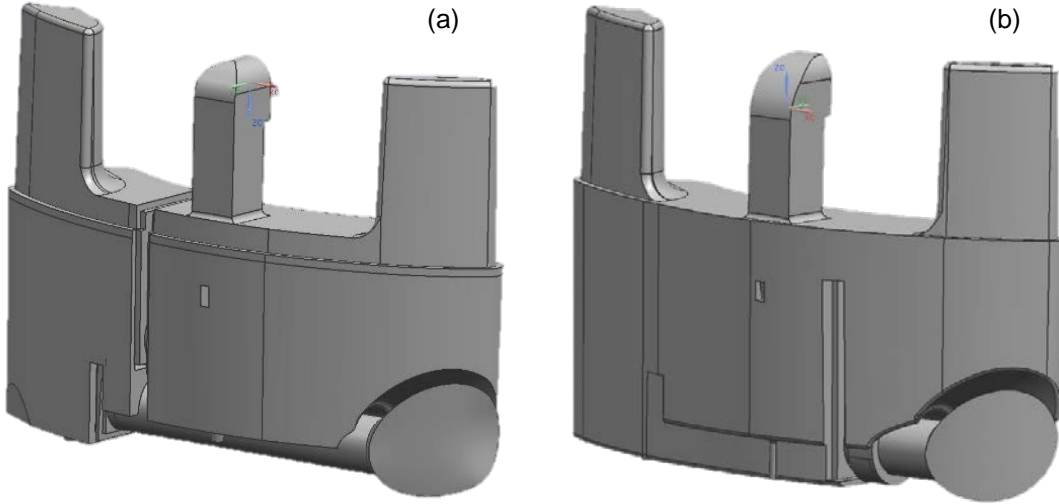
HAD günümüzde pek çok ısı-akış probleminde kullanılan bir yöntemdir. Çalışmadaki HAD analizleri, sonlu hacimler tabanlı ANSYS-Fluent ticari yazılımı ile yapılmıştır. Analizler isobütan (R600a) soğutucu akışkanı için yapılmıştır. Mevcut ve geliştirilen susturucu modelleri için aynı sınır şartları kullanılmış, daimi akış şartlarında çözüm ağından bağımsızlık analizleri yapıldıktan sonra elde edilen uygun çözüm ağı kullanılmıştır.

HAD analizlerinde ideal gaz kabulü altında kütle, momentum (Navier-Stokes denklemleri) ve enerjinin korunum denklemleri, uygun türbülans transport denklemleri ile beraber çözülmektedir. Yapılan sayısal modellemede aşağıda belirtilen sıra takip edilmiştir:

- Geometrinin oluşturulması (CAD modeli)
- Uygun çözüm ağının oluşturulması (Mesh)
- Uygun sınır koşullarının tanımlanması
- Uygun türbülans modeli ile akışın modellenmesi (HAD analizi)
- HAD analiz sonuçlarının değerlendirilmesi ve deneyler ile doğrulanması

2.2 Geometrinin Oluşturulması

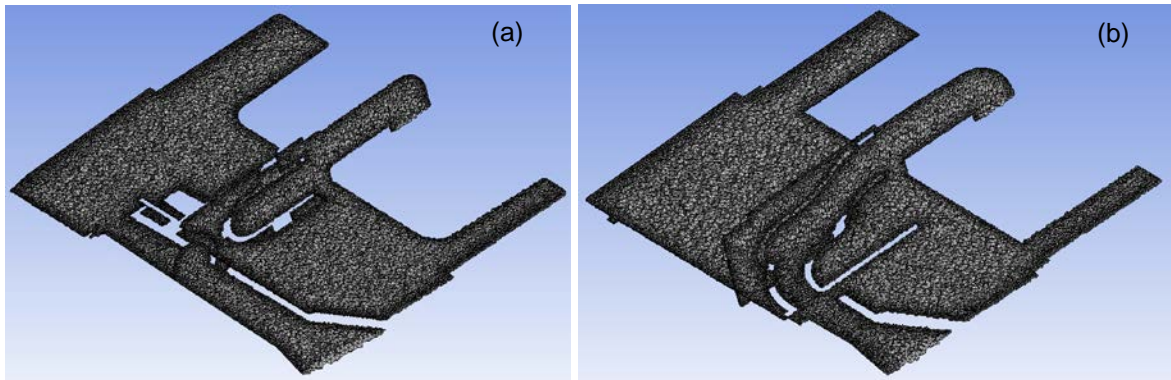
Emme susturucu geometrisi üç parçadan oluşur. Bunlar, alt parça, üst parça ve akış yönlendirme kanalıdır (Şekil 2.). Analizler öncesinde oluşturulacak çözüm ağında sorunlar yaşanmaması için CAD modelindeki bozuk yapılar giderilerek HAD analizleri için oluşturulacak çözüm ağına uygun hale getirilmiştir. CAD modelinde var olan ancak analiz sonuçlarını etkilemeyecek boşluklar mümkün olan minimum modifikasyonla doldurulmuştur. Şekil 3'de mevcut emme susturucusuna ve prototip emme susturucusuna ait akış hacimleri gösterilmiştir.



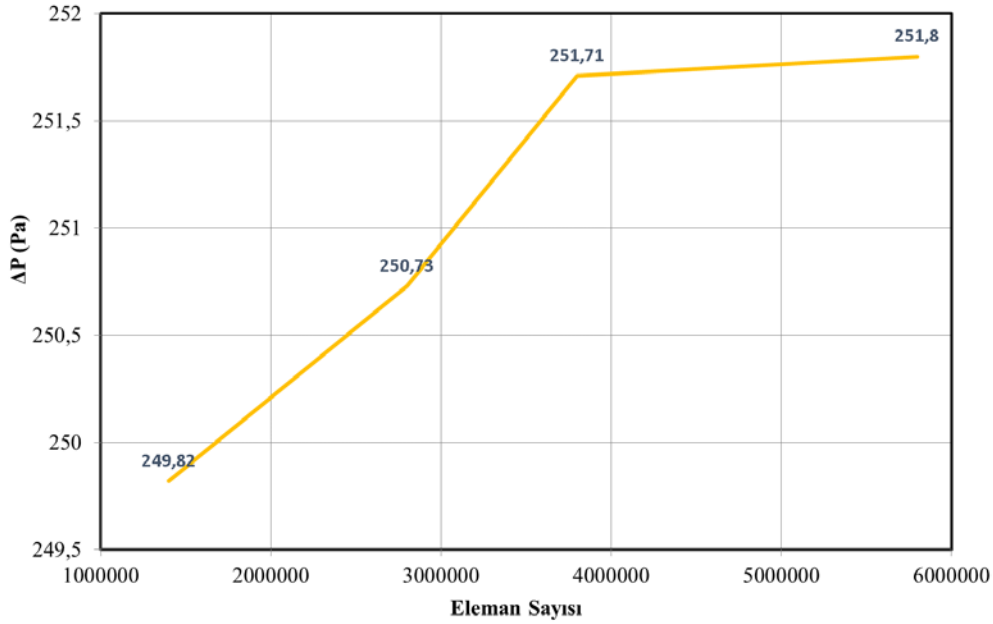
Şekil 3. (a) Mevcut emme susturucusuna ve (b) prototip emme susturucusuna ait akış hacimleri

2.3 Çözüm Ağı (Mesh)

Şekil 4'de mevcut emme susturucusuna ve prototip emme susturucusuna ait çözüm ağı kesitleri gösterilmiştir. Analiz sonuçlarının çözüm ağından bağımsızlığını test etmek için eleman sayıları 1.4 milyon ile 5.8 milyon arasında değişen dört farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Burada susturucu girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı çözüm ağındaki yakınsama kriteri olarak belirlenmiştir. Şekil 5'de farklı çözüm ağları için eleman sayısı-basınç farkı grafiği verilmiştir. Buna göre 3.8 milyon elemanlı çözüm ağı, analizler için yeterli bulunmuş ve tüm analizlerde bu çözüm ağı kullanılmıştır. Çözüm ağı tetrahedral elemanlardan oluşmaktadır ve çarpıklık değeri 0.85 olarak belirlenmiştir.



Şekil 4. (a) Mevcut emme susturucusuna ve (b) prototip emme susturucusuna ait çözüm ağı kesitleri



Şekil 5. Basınç farkı üzerinden çözüm ağından bağımsızlık analizi

2.4. HAD Modeli

Çözüm ağı oluşturulduktan sonra soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri ve probleme ait sınır koşulları tanımlanmıştır (Tablo 1). Yakınsama kriterlerine göre daimi rejimde analizler yapılmıştır. Bir emme susturucusu tasarımında kontrol faktörleri genellikle, sınır koşuluna göre "akış hızı" ve "basınç farkı" olmak üzere iki temel parametredir [3]. Bu analizlerde girişte sınır şartı olarak kompresör çalışma hızına göre deneysel olarak belirlenmiş soğutucu akışkan kütleli debisi kullanılmıştır.

Tablo 1. HAD modelinde kullanılan akışkan özellikleri, sınır koşulları ve yakınsama kriterleri

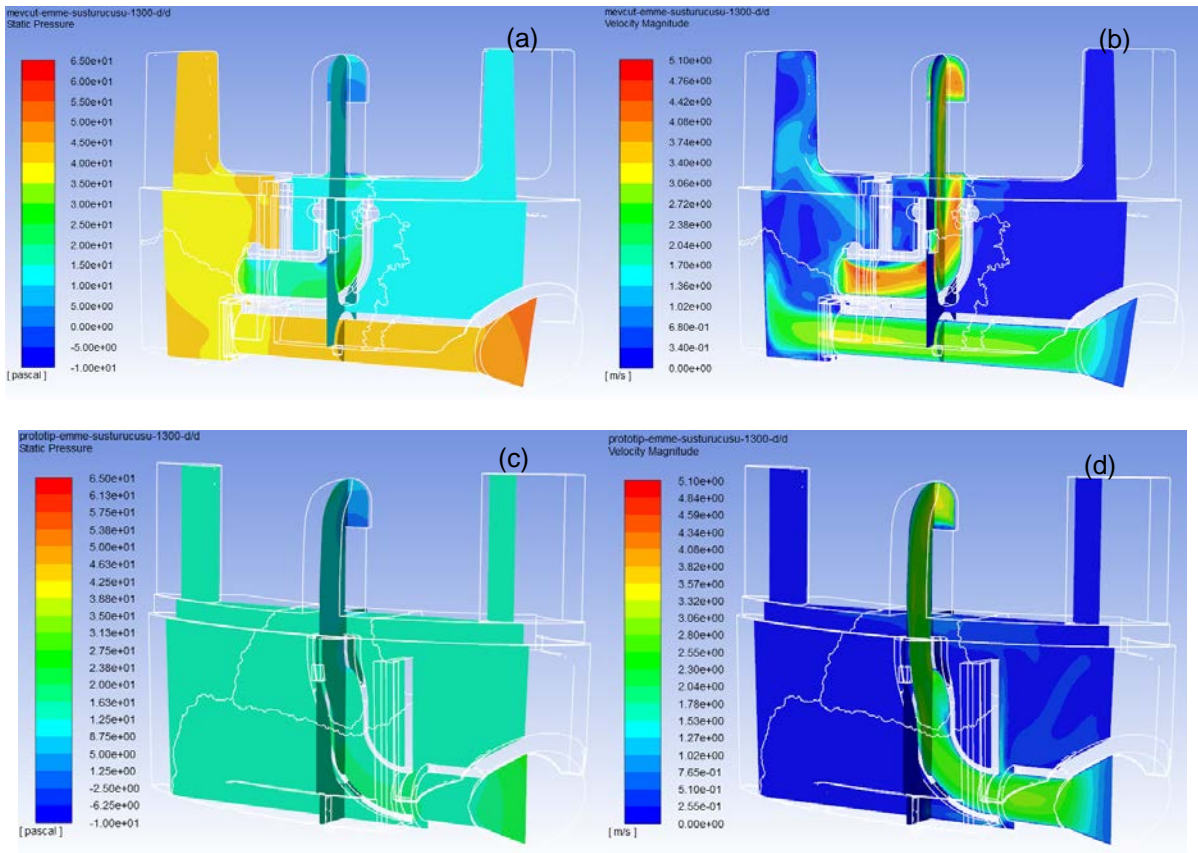
Türbülans modeli	3-B RANS modeli SST k- ω (Shear Stress Transport) [4]	
Termofiziksel özellikler	Akışkan:	İsobütan (R600a)
	Isı iletim katsayısı [W/m K]	0.02249
	Özgül ısı C_p [J/kg K]	1911
	Mutlak viskozite [kg/m s]	8.72 e-6
	Moleküler ağırlık (kg/kmol)	58.12
Sınır Şartları	Girişteki kütleli debi (g/s)	0.26 (1300 d/dk) 0.60 (3000 d/dk) 0.73 (4500 d/dk)
Hesaplama yöntemi ve yakınsama kriterleri	Daimi rejim, ideal gaz kabulü	Süreklilik: 4.3 e-4 Hız: 6 e-5 Enerji: 4.5 e-8 Türb. kinetik enerji (k): 3 e-4 Türb. kinetik enerji frekansı (ω): 1.7 e-5

SST k- ω türbülans modeli [4], iki denklemlilik bir eddy-viskozite modelidir. Sınır tabakada k- ω yaklaşımı, modelin viskoz alt tabakada tamamen kullanılabilir olmasını sağlar, bu nedenle SST k- ω modeli düşük Reynolds türbülans modeli içeren uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. SST k- ω modeli ters basınç gradyanlarında ve akış ayrılmasının olduğu akışlarda başarılı sonuç vermektedir.

2.5. HAD Sonuçları

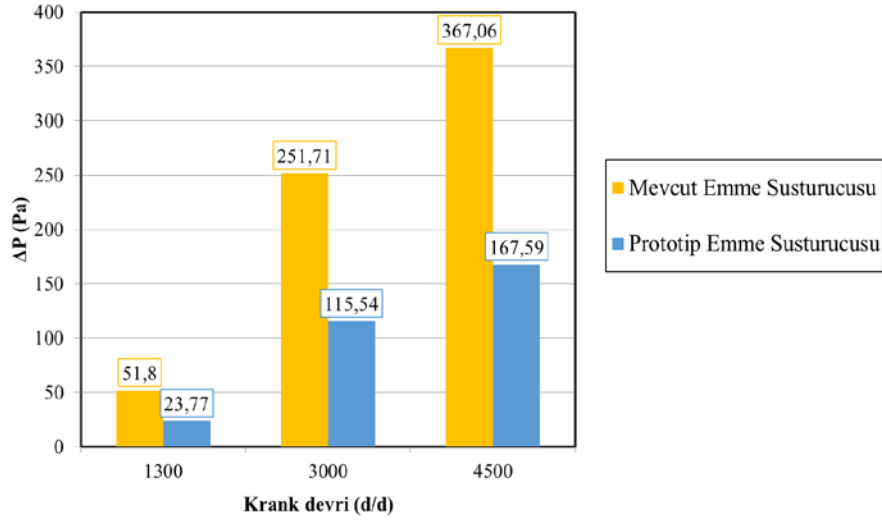
Daimi hal HAD çözümlerinde giriş sınır koşulu olarak tanımlanan soğutucu akışkan kütsel debileri, kalorimetre testlerinde ASHRAE şartı olarak belirlenen -23.3°C buharlaşma ve $+54.4^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklıklarında, 1300, 3000 ve 4500 d/dk kompresör çalışma hızlarında elde edilen deneysel değerlerdir.

Şekil 6'da mevcut emme susturucusuna ve prototip emme susturucusuna ait 1300 d/dk'daki HAD analizlerinden elde edilen statik basınç ve hız büyüklükleri konturları gösterilmiştir. Şekil 6'da görüldüğü üzere prototip emme susturucusunun kullanılması halinde üniforma yakın bir basınç alanı elde edilmekte, akış hacmi içerisindeki basınç farkları azalmaktadır. Girişteki basınç mevcut duruma göre düşmektedir ve bu aynı hız alanına da yansımaktadır. Hız alanındaki değişim de akış yönlendiricinin kullanılması ile belirgin şekilde ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6. 1300 d/dk'da mevcut emme susturucusuna ait (a) basınç [Pa], (b) hız büyüklüğü [m/s] ve prototip emme susturucusuna ait (c) basınç [Pa], (d) hız büyüklüğü [m/s] konturları

Her iki susturucu modeli için susturucu girişinde bu deneysel debi değerlerinin kullanılması ile elde edilen analiz sonuçları Şekil 7'de gösterilmiştir. Akış yönlendirici içeren prototip emme susturucusunun kullanılması durumunda, susturucu girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkları bütün çalışma hızlarında % 54 civarında azalmaktadır.

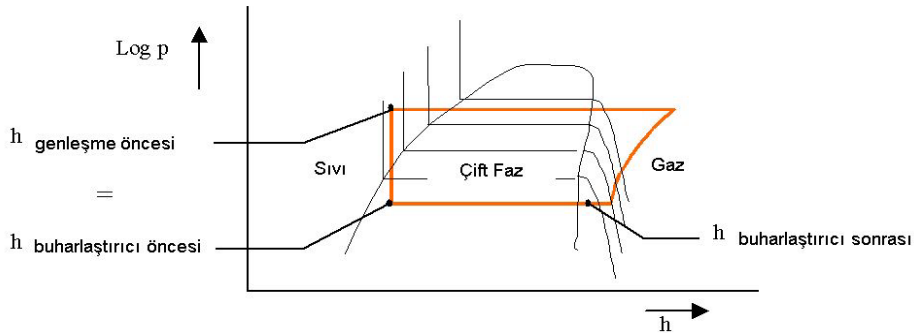


Şekil 7. Farklı çalışma hızlarında emme susturucusu modellerinde giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı değerleri grafiği.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Kompresör kalorimetresi ile kompresör tarafından üretilen soğutma kapasitesi iki farklı şekilde ölçülmektedir. Soğutma kapasitesinin giriş gücüne oranı Soğutma Etkinlik Katsayısı (SEK) olarak tanımlanmaktadır. Kalorimetre ölçümü, ASHRAE veya CECOMAF gibi standart test koşulları altında gerçekleştirilebilir. Bu standartlar, buharlaşma ve yoğunlaşma basıncı, aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklığı, kompresör ortam sıcaklığı gibi farklı koşulları tanımlar. Bu çalışmada, deneyler ASHRAE koşulları olan -23.3°C (Buharlaşma sıcaklığı), $+54.4^{\circ}\text{C}$ (Yoğuşma sıcaklığı) ve $+32.2^{\circ}\text{C}$ (Aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklığı) şartlarında gerçekleşir. Ayrıca, soğutma çevriminde kullanılan isobütan için belirtilen -23.3°C buharlaşma sıcaklığındaki basınç değeri 0.62 bar olup, $+54.4^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklığındaki basınç değeri 7.62 bar'dır.

Birinci yöntemde, soğutucu akışkanın genleşme öncesinde alt soğutma sıcaklığı ve yoğuşma basıncı ölçülür. Bu iki değer ile genleşme öncesi entalpi ($h_{\text{genleşme öncesi}}$) belirlenebilir. Adyabatik bir genleşme olduğu varsayıldığında genleşme sonrası entalpi genleşme öncesi entalpiye eşittir [5]. Buharlaştırıcıdan sonra aşırı ısıtma sıcaklığı ve buharlaşma basıncı ölçülmektedir. Bu değerlerin kullanılmasıyla buharlaşma sonrası entalpi ($h_{\text{buharlaştırıcı sonrası}}$) belirlenebilir. Soğutucu akışkan kütleli debisi ($m_{\text{soğutkan}}$) debimetre ile ölçülmektedir. Buharlaştırıcı sonrası entalpi ile genleşme öncesi entalpi farkının soğutucu akışkanın kütleli debisiyle çarpılması ile soğutma kapasitesi ($Q_{\text{soğutma}}$), (1) eşitliğindeki gibi belirlenebilir. Bu yöntem ile soğutma kapasitesi ölçümü Şekil 8'de bir ideal soğutma çevrimi üzerinde (basınç-entalpi diyagramı) gösterilmiştir.



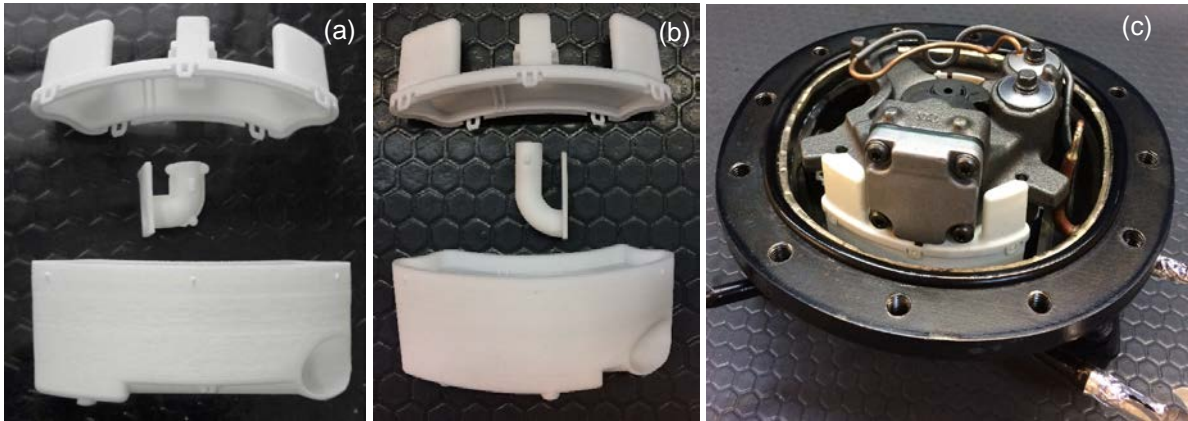
Şekil 8. Soğutma kapasitesi ölçümü

$$\dot{Q}_{\text{Soğutma}} = \dot{m}_{\text{Soğutkan}} \left(h_{\text{buharlaştırıcı sonrası}} - h_{\text{genleşme öncesi}} \right) \quad (1)$$

İkinci yöntemde, kalorimetre içerisinde kalorimetre tankı kullanılır. Buharlaşma, ısı olarak yalıtılmış bir tankın içinde olur. Bu kabın içinde bir elektrikli ısıtma elemanı konumlandırılmıştır. Tankı, eşit sıcaklıkta tutmak için, ısıtma elemanı buharlaştırıcının soğutma kapasitesine eşit bir ısı üretmelidir [5]. Bu yöntemde, tank ikincil bir soğutucu akışkanla (R134a) doldurulur. Tanktaki sıvı seviyesi, hazneye monte edilen gözetleme camından görülebilir. Sıvı bölümün altında, tankın dışında ayrı elektrik bağlantılarına sahip olan üç ısıtma elemanı bulunur. Her eleman 230 V' da 500 W ısıtma gücü verir. Burada, elemanlardan ikisi paralel olarak bir eleman ile seri olarak bağlanmıştır. Dolayısıyla bu varsayılan konfigürasyon, her üç bileşen için birlikte toplam 750 W ısıtma kapasitesi sağlamaktadır. Deneyler sırasında sıcaklık ve basınçlar için daimi hal elde edildikten sonra, (2) eşitliğinde görüldüğü üzere, ısıtıcı tarafından sağlanan kapasite soğutma kapasitesine eşitlenmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{Soğutma}} = \dot{Q}_{\text{Isıtıcı}} \quad (2)$$

Prototip emme susturucusu girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı mevcut emme susturucusuna göre daha az olduğu için aynı koşullarda soğutucu akışkan kütleli debi miktarında artış gözlemlenerek soğutma kapasitesi ve SEK değerlerinde artış beklenmektedir. Kalorimetre kompresör testleri sonuçlarına göre her iki tip susturucu için farklı devirlerdeki giriş gücü, soğutma kapasitesi ve SEK değerleri Tablo 2' de gösterilmiştir. Tablo 2' deki kapasite ve giriş gücü değerleri; mevcut emme susturucusu ile 3000 d/dk'da yapılan deneylerdeki kapasite değeri olan 1.0 ile orantılanarak verilmiştir. Şekil 9'da deneylerde kullanılan mevcut ve prototipi hazırlanmış emme susturucuları ile kalorimetre testi öncesi susturucu montajı görülmektedir.



Şekil 9. Deneylerde kullanılan (a) mevcut emme susturucusu, (b) prototip emme susturucusu ve (c) kalorimetre testi öncesi susturucu montajı

Tablo 2. Kalorimetre testi sonuçları

Emme susturucusu	Devir [d/dk]	Kapasite (=W/W _{orijinal})	Giriş gücü (=W/W _{orijinal})	SEK [W/W]
Mevcut	1300	0.436	0.272	1.87
Prototip	1300	0.439	0.270	1.89
Mevcut	3000	1.000	0.630	1.85
Prototip	3000	1.010	0.625	1.88
Mevcut	4500	1.321	0.911	1.69
Prototip	4500	1.345	0.916	1.71

Tablo 2'de görüldüğü üzere prototip emme susturucusu kullanıldığı durumda kompresörün 1300, 3000 ve 4500 d/dk'daki çalışma koşullarında SEK ve kapasite değerlerinde artış elde edilmektedir. 1300 ve 4500 d/dk'daki SEK değerinde 0.02 W/W artış görülürken 3000 d/dk'daki artış 0.03 W/W olarak ölçülmüştür. Prototip emme susturucusunda akış yönlendirme kanalında yapılan değişiklik, kütleli debi ve kapasiteye pozitif etki göstermiş ve SEK değerlerinin artmasını sağlamıştır.

SONUÇLAR

Hermetik pistonlu kompresörde meydana gelen termodinamik kayıpların azaltılması için kompresördeki mevcut emme susturucu modeline alternatif olarak prototip bir emme susturucu modeli geliştirilerek susturucu girişi ile çıkışı arasında meydana gelen basınç farkları HAD analizleri ile bulunmuştur. Geliştirilen prototip emme susturucusunun kullanılması ile basınç farkları mevcut emme susturucusuna göre bütün çalışma hızlarında %54 oranında azaltılmıştır. Akış yönlendirme kanalının kullanılması ile elde edilen bu değişiklik ile emme susturucusu çıkışında kütleli debinin artışı sağlanmıştır. Böylece soğutma kapasitesinde artış elde edilmiştir. HAD analizlerinin SEK üzerindeki etkisi kalorimetre deneyleri ile ortaya konmuştur. Kompresörde mevcut ve prototip emme susturucusunun kullanıldığı kompresör numuneleri ile kalorimetre testleri yapılmıştır. Deneyler sonunda prototip emme susturucusu ile SEK değerlerinde farklı çalışma hızlarında 0.02-0.03 W/W artış sağlanarak bu modelin soğutma etkinlik katsayısına katkısı tespit edilmiştir. İlerideki çalışmalarda, emme susturucusunun akış ve akustik performansı açısından akış yönlendirme kanalı ve susturucu odacıkları tasarımlarında modifikasyonlar yapılarak iyileştirmenin artırılması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] RIBAS, A. F., DESCHAMPS C. J., FAGOTTI, F., MORRIESEN, A. & DUTRA T. (2008). "Thermal Analysis of Reciprocating Compressors" - A Critical Review, International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1907, July 17-20, 2008.
- [2] RIGOLA, J.et al. (2014). "Numerical Analysis of Suction Mufflers" – International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2381, July 14-17, 2014.
- [3] KIM, B. H., LEE, S. T. & PARK, S. W. (2004). "Design of the Suction Muffler of a Reciprocating Compressor Using DOE (Theoretical and Experiment Approach)", International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1602, July 12-15, 2004.
- [4] MENTER, F.R. (1993). "Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows", 24th Fluid Dynamics Conference, Orlando, Florida, USA: July 6-9.
- [5] WIJNSTEKERS, J. & JANSSEN, M. (2003). "Operational Manuel Compressor Calorimeter (Report 032222/AR24)". RE/GENT B.V., The Netherlands

ÖZGEÇMİŞ

Semih GÜREL

1993 Balıkesir doğumludur. 2016 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2018 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Akışkan Yüksek Lisans Programından mezun olmuştur. 2016-2018 yılları arasında Arçelik A.Ş. Mekanik Teknolojiler Ar-Ge Bölümünde Proje Mühendisi olarak çalışmıştır. 2018 Haziran ayından itibaren Arçelik A.Ş. Kompresör İşletmesi'nde Ar-Ge mühendisi olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Hermetik pistonlu kompresör, termodinamik, ısı geçişi ve akışkanlar dinamiği konularında çalışmaktadır.

Hüsnü KERPİÇÇİ

1966 İstanbul doğumludur. Lisans derecesini 1987 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği'nden almıştır. Boğaziçi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisansı 1991 yılında tamamlamıştır. 2002 yılında Almanya- Aachen Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği'nde Doktora eğitimini tamamlamıştır. 2002 yılından itibaren Arçelik Ar-Ge merkezinde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, hermetik kompresörler, soğutma sistemleri üzerinde çalışmakta olup kıdemli teknik lider olarak görev yapmaktadır.



Sertaç ÇADIRCI

1978 İstanbul doğumludur. Lisans derecesini 2001 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği'nden almıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini sırasıyla 2004 ve 2010 yıllarında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Şu anda İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Dr. Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır. Araştırma alanı, aktif ve pasif akış kontrolü, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, aerodinamik ve ısı-akış olaylarının sayısal modellenmesini içermektedir.