



ISI POMPASI DIŞ ÜNİTESİ EŞANJÖRÜNÜN İSTANBUL ŞARTLARINDA ALTERNATİF GAZLAR İLE PERFORMANSININ İRDELENMESİ

Examination Of The Performance Of The Heat Pump Outdoor Unit Exchanger With Alternative Gases

Gökhan Güngör
Jan Gabriyel Cur
Kami Çilingiryan

ÖZET

Montreal Protokolü, Kigali Değişikliği ve son olarak ülkemizde Florlu Sera Gazlarına(F-Gaz) İlişkin Yönetmeliğinin yürürlüğe girmesiyle HFC gazlarının kullanımında önemli değişiklikler yaşanmaktadır, Yeşil Sürdürülebilirlik adına mümkün olduğunca KIP (küresel ısınma potansiyeli) değeri az olan soğutucu gazların soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanlarında kullanımı önem kazanmıştır. Bu çalışmamızda R404a gazı ile çalışmaya uygun tasarlanan endüstriyel tipte ısı pompası dış ünitesinin fin borulu ısı eşanjörünün alternatif gazlar ile çalışması irdelenecektir. Çalışılacak soğutucu gazlar ve KIP değerleri sırasıyla R404A(3922), R410A(2088), R32(675), R454B(466) olacaktır. Isı eşanjörünü dış üniteye yer alacağından kış mevsiminde dx evaporatör, yaz mevsiminde ise kondenser şeklinde çalışacaktır. Kurulum yeri olarak İstanbul meteorolojik verileri dikkate alınacaktır.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, Dış ünite, Küresel Isınma Potansiyeli, Yeşil sürdürülebilirlik, Alternatif soğutucu gazlar.

ABSTRACT

Significant changes are experienced in the use of HFC gases with the Montreal Protocol, the Kigali Amendment and finally the Regulation on Fluorinated Greenhouse Gases(F-gases) in Türkiye. The use of refrigerants with low GWP(global warming potential) value as much as possible in cooling, air conditioning and heat pump equipment has gained importance in the name of Green Sustainability. In this study, the fin tube heat exchanger of an industrial type heat pump outdoor unit which is designed to work with R404a gas, will be examined with alternative refrigerants. The refrigerants and GWP values to be studied will be R404A(3922), R410A(2088), R32(675), R454B(466), respectively. Since the heat exchanger will be located in the outdoor unit, will work as dx evaporator in winter and condenser in summer. Istanbul meteorological data will be taken into account as the installation site.

Key Words: Heat Pump, Outdoor unit, Global Warming Potential, Green sustainability, Alternative refrigerants.

1.GİRİŞ

Isı pompaları ısıtma ve soğutma amaçlı olarak günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Hava, toprak, su, güneş enerjisi, jeotermal enerji ısı kaynakları ile sınıflandırılır. Havadan havaya, havadan suya ve sudan suya olacak şekilde 3 farklı işletme çevrimleri mevcuttur [1].



Isı pompası, bir soğutma çevrimi kullanarak dışarıdan enerji aktararak bir binayı ısıtabilen bir cihazdır. Isı pompaları ters yönde de çalışabilir, ısıyı kapalı alandan alıp dışarıya atarak binayı soğutabilir. Isı pompası kullanmak çevre kirliliğini aza indirmesi ile beraber aynı zamanda ekonomiktir [2].

Ozon tabakası delme potansiyeli (ODP) olan gazların kullanımı geçtiğimiz seneler içinde azaltılmaya gidilmiştir. Bunun yanında küresel ısınma potansiyeli (KIP) yüksek olan gazlar kullanımı halen devam etmekte olup önümüzdeki birkaç sene içerisinde bu gazlara daha fazla sınırlamalar getirilmesi beklenmektedir. Bu yüzden ısı pompalarında da KIP değeri düşük olan alternatif gazlara geçilmesi kaçınılmazdır [3].

Doğaya ve çevreye kirliliğini en aza indirmek günümüzde önem arz etmektedir. Bu yüzden ısı pompası dış ünitelerinde kullanılacak soğutucu akışkanların bu yönde olması önemlidir. Küresel ısınma potansiyeli (KIP), aynı kütledeki karbondioksit (CO₂) tarafından emilecek ısının katı olarak atmosferdeki bir sera gazı tarafından emilen ısıdır. KIP, CO₂ için 1'dir. Diğer gazların KIP değeri buradan hareketle belirlenmektedir [4].

Bu çalışmadaki gazlar ve KIP değerleri aşağıda belirtilmiştir.

1. R32 (675)
2. R404A (3922)
3. R410A (2088)
4. R454B (466)

Tasarlanacak yeni ısı pompa eşanjörlerinde en düşük KIP değerine sahip gazların kullanılması ve son kullanıcılara bu gazların özendirilmesi önem arz etmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompaları en çok tercih edilen sistem olması ile beraber aynı zamanda diğer sistemlere göre de daha az enerji tüketmektedir. Yaz ve kış aylarında kullanılacak ısı pompasının performansı dış ortam havasına göre tamamen değişmektedir ve ısı pompasının verimli çalışabilmesi için en uygun çalışma şartlarının yakalanması önemlidir. Yaz aylarında ısı pompası daha az enerji harcayıp daha verimli çalışırken, kış aylarında tükettiği enerjinin çoğalmasıyla beraber ısı pompasının performansı azalmaktadır [5].

Literatürde farklı illerde ısı pompası ile ilgili farklı çalışmalar vardır.

Antalya ili için, sudan suya ısı pompasının kullanılmasını incelemiştir. Kışın çalışacağı kabul edilmiş olan ısı pompasının ekserji hesapları ve kayıpları hesaplanmıştır. Çıkan sonuçta ekserji kaybının daha fazla genleşme valfi ve kondenserde oluştuğu sonucuna varılmıştır [6].

Erzurum ili için, ısı pompalarında kullanılması azaltılmış R22 gazı yerine alternatif soğutucu akışkanların (R134A, R407C, R404A) performansları, enerji ve ekserji verimleri incelenmiştir [7].

Ankara ili için, hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada R600a soğutucu akışkanın diğer akışkanlara göre daha iyi bir performans verdiği gözlemlenmiştir [8].

Günümüzde ısı pompalarında genellikle kullanılan R404A ve R410A soğutucu akışkanına alternatif olarak, R32 ve R454B soğutucu akışkanlar öne çıkmaktadır. R404A ile çalışmak için tasarlanmış ısı pompası dış ünitesine bu 4 gaz ile kullanımına uygun en optimum kalıp geometrisi karşılaştırılması için alternatif hesaplar yapılmış ve maliyet ile termodinamik açıdan incelenmiştir. Seçilen alternatif soğutucu akışkanlar için eşanjör geometri analizleri yapılarak kapasite-maliyet ve kapasite-eşanjör verim değerleri karşılaştırılmıştır.

2.SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

R404A, R410A, R32 ve R454B soğutucu akışkanların çevresel ve termofiziksel özellikleri verilmiştir. Akışkan özellikleri için NIST Refprop programından yararlanılmıştır.

2.1 Çevresel Özellikler

Koruma sınıfı soğutucu akışkanın yanıcılık ve zehirlilik durumlarını göstermektedir. Zehirlilik sınıfı A ve B sınıfı olacak şekilde ikiye ayrılır. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların hepsi A sınıfı yani zehirli olmayan soğutucu akışkan sınıfına girmektedir. B sınıfı zehirli soğutucu akışkanlar içindir. Yanıcılık sınıfı 1, 2L, 2 ve 3 olarak şekilde dörde ayrılır. 1 yanıcı olmayan, 2L çok düşük yanıcı olan, 2 düşük yanıcı olan ve 3 yüksek yanıcı olan soğutucu akışkanlara tanımlanır [9].

Ayrıca aşağıdaki tabloda soğutucu akışkanların ODP ve KIP değerleri verilmiştir.

Tablo 1. Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri [10].

Soğutucu Akışkan	Koruma Sınıfı	Ozon Tabakası Delme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (KIP)
R32	A2L	0	675
R404A	A1	0	3922
R410A	A1	0	2088
R454B	A2L	0	466

2.2 Termofiziksel Özellikleri

Aşağıdaki Tablo 2.'de çalışılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklık ve basınç özellikleri ile -10°C ve 45,9°C derecedeki termofiziksel özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 2. Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri [11].

Soğutucu Akışkan	T kritik (°C)	P kritik (bar)	T (°C)	Yoğunluk, ρ (kg/m ³)		Özgül Isı, Cp (kJ/kg)		Isı İletim Katsayısı, k (W/m.K)		Dinamik Viskozite, μ (mPa.s)	
				[a]	[b]	[a]	[b]	[a]	[b]	[a]	[b]
R32	78,1	57,8	-10	1088,8	15,9	1,69	1,15	0,15	0,01	0,17	0,01
			45,9	862,4	87,2	2,31	2,25	0,11	0,02	0,09	0,01
R404A	72,1	37,4	-10	1186,9	21,9	1,35	0,94	0,08	0,01	0,20	0,01
			45,9	927,7	121,4	1,84	1,67	0,05	0,02	0,09	0,01
R410A	71,3	49	-10	1208,7	21,9	1,47	1,05	0,11	0,01	0,18	0,01
			45,9	936,1	123,8	2,10	2,12	0,08	0,02	0,09	0,02
R454B	78,2	52,7	-10	1115,7	17,1	1,58	1,07	0,13	0,01	0,17	0,01
			45,9	882,7	93,2	2,13	1,94	0,09	0,02	0,09	0,01

Açıklamalar: [a] doymuş sıvı; [b] doymuş buhar

3. ISI POMPASI DIŞ ÜNİTESİ

3.1 Endüstriyel Tip Isı Pompası Dış Ünite Tasarımı Konstrüktif Yaklaşımlar

Mevcut R404a kullanımı için split tipte havadan havaya yapılmış ısı pompası dış ünitesinin görünüşü Şekil.1'de verilmiştir. Ürün 1100mm uzunluğa, 1300mm yüksekliğe ve 560mm genişliğe sahiptir. Yaklaşık eşanjör boyutları 900mmx900mm ve 4mm hatvelidir. Yeni kabin tasarımı ile split tip ısı pompası dış ünitesinde endüstriyel ihtiyaçlar hedeflenmiştir. Kabin yapısı fanın ön kısmında ve bataryanın arka kısmında hava deflektörlerine sahiptir. Bu hava deflektörleri ile ürün genişliği 1220mm ölçüsüne gelmiştir. Hava giriş ve çıkışı gözenekli sac ile koruma altına alınmıştır. Bu tasarım ile ürünün 0°C'nin altında kolay çalışması hedeflenmiştir, hatta -10°C dış hava sıcaklıklarına kadar yağmurlu, rüzgârlı, karlı zorlu dış hava çalışma koşulları göz önünde bulundurulmuştur. Kabin tasarımı ile ısı pompasında bulunan elektrikli rezistanslar ile daha hızlı ve etkin şekilde buz çözme(defrost) olanağı sağlanacaktır. Kabin tasarımı ile hava deflektörlerinin sayesinde ürün ses seviyesinde iyileştirme yapılmıştır.



Şekil 1. Isı Pompası Dış Ünitesi

3.2 İstanbul Meteorolojik Tasarım Şartları

Isı pompası nominal kapasite hesaplaması için İstanbul Atatürk Havalimanı yıllık ekstrem tasarım şartları hedeflenmiştir. Kış mevsiminde yani dx evaporatör çalışma şeklinde hava giriş sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasında 6K fark alınmıştır. Yaz mevsiminde yani kondenser çalışma şeklinde hava giriş sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasında 11K fark alınmıştır.

Tablo 3. İstanbul ili meteorolojik tasarım şartları [12].

Ekstrem Yıllık Tasarım Şartları				
	Ortalama		Standart Sapma	
	min.	maks.	min.	maks.
KT Sıcaklığı (°C)	-4,0	34,9	2,4	1,6
YT Sıcaklığı (°C)	-4,8	25,2	2,2	1,2

3.3 Kalıp Geometrisi Seçimi

Mevcutta tasarlanan 1235-2 kalıba ilaveten 4 kalıp seçimi daha yapılmıştır. Toplamda 5 farklı kalıp 4 farklı soğutucu akışkana göre incelenmiştir. Yeni kalıp hesaplamalarında lamel uzunluğu ve sıra sayısı sabit alınmış, boru sayıları değiştirilmiştir.

Bu 4 kalıp 1238'in fin verimliliği bakımından en yüksek performans veren fin hava tarafının numerik analiz ile incelendiği çalışmadan seçilmiş ve aşağıda listelenmiştir [13]. Bu çalışmanın sonucu ile

Tablo 4. Kalıp isimlendirmesi ve özellikleri

Geometri	Form	Borular arası mesafe (yükseklik) (mm)	Borular arası mesafe (genişlik) (mm)
1235-1	Çapraz	40	35
1235-2	Düz	35	35
1226	Çapraz	30	26
1238	Çapraz	44,1	38
1228	Çapraz	31,75	27,5

4 MATEMATİKSEL YAKLAŞIM

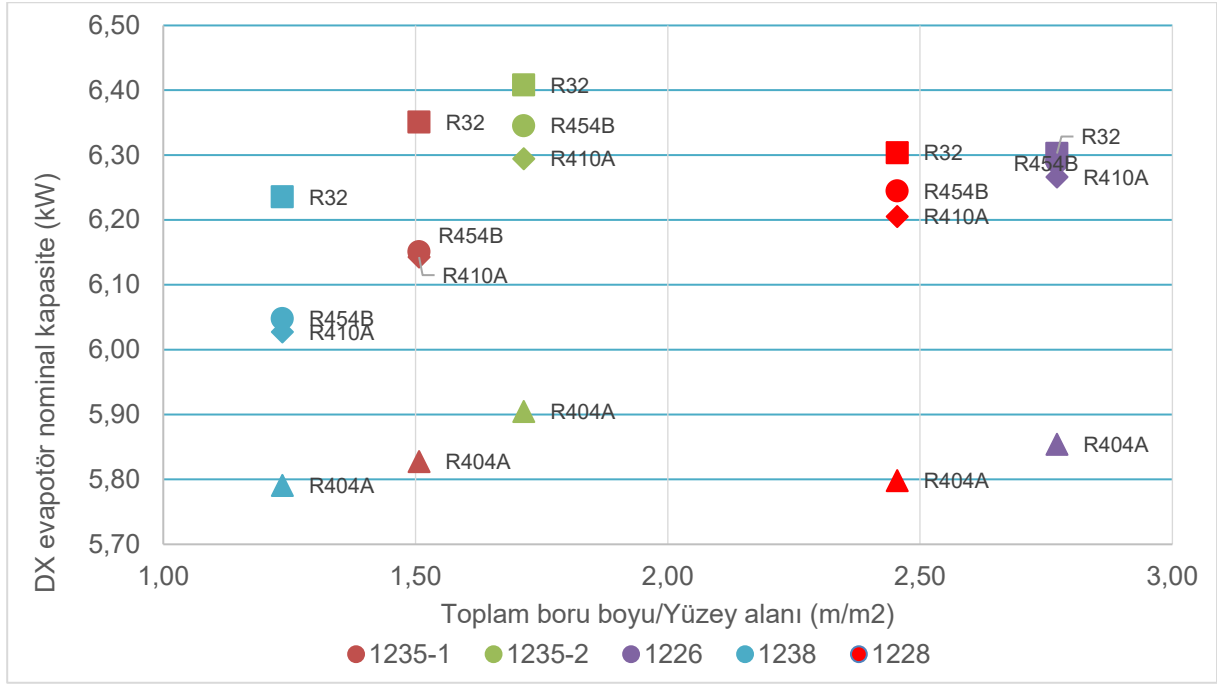
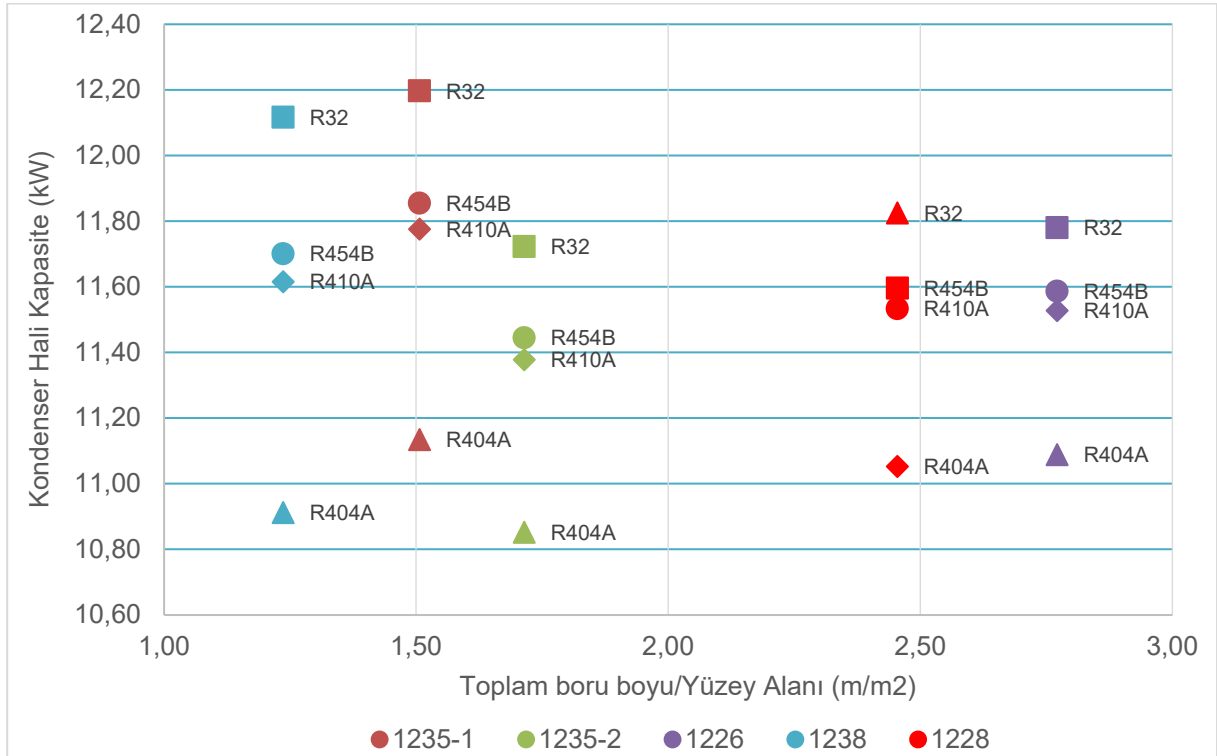
4.1 Kapasite-Maliyet Karşılaştırması

Eşanjörlerde en yüksek maliyeti boru ve fin malzemesi oluşturmaktadır. Toplam boru boyunun, lamel uzunluğu ve birim yüzey alanı ile çarpılmasında toplam ısı transfer yüzeyi elde edilir. Her 5 kalıp içinde lamel boyu sabit tutulduğundan ötürü toplam boru sayısı eşanjörün maliyetini etkileyecek baskın malzemedir. İlk yaklaşım olarak maliyeti görece ucuzu bulabilmek için birim kapasite başına toplam boru boyu/yüzey alanı faktörüne bakılmıştır.

$$\text{Toplam Isı Transfer Yüzey Alanı} = \text{birim yüzey alanı} \times \text{toplam uzunluk} \times \text{toplam boru sayısı} \quad (1)$$

Bu değerlendirme sonucu Şekil.2'de dx evaporatör çalışma modunda y eksenine en yakın kalıp olan 1238 geometrisi en ucuz çözüm olarak bulunmuştur. Ancak nominal kapasite olarak bakıldığında ise 1235-2 en yüksek kapasite sağlayan geometri olarak ortaya çıkmaktadır. Bu iki kalıp arasında ise 1235-1 kalıp kapasite ve maliyet bakımından ara seçim gibi gözükmektedir. Yani 1235-1 kalıbı; 1238'e göre %2 kapasite artışı sağlamakta ve 1235-2'ye göre de %1 kapasite düşüşü oluşturmaktadır. Şekil 3'de kondenser çalışma modunda ise 1235-1 kalıp kapasite olarak en iyi seçim olarak gözükmektedir.

Soğutucu akışkanlar arasında R32 ile en yüksek kapasite elde edilmiş, R404A da ise en düşük kapasite sonucu gözlenmiştir. Daha az malzeme ile daha yüksek kapasite amacımız olarak çıkmakta, bununla birlikte yeni nesil düşük GWP değerli soğutucu akışkanlara uyum yönünden incelediğimizde hem dx evaporatör hem kondenser çalışması için tek kalıp nihai seçimi olarak 1235-1 kalıp geometrisi en optimum çözüm olarak çıkmaktadır.

Şekil 2. Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre dx çalışması kapasite-maliyet grafiği**Şekil 3.** Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre kondenser çalışması kapasite-maliyet grafiği

4.2 Kapasite-Eşanjör Verimi Karşılaştırması

İkinci karşılaştırmamız kapasiteye karşı eşanjör enerji verimliliği oranıdır.

Dx çalışma modu için eşanjör enerji verimliliği [14].

$$R_{dx} = \frac{Kapasite_{Islak} \times C_{Islak}}{fan\ gücü} \times \sqrt{hatve/4,5} \quad (2)$$

R_{dx} ; Enerji verimliliği (dx)

C_{Islak} ; ıslak katsayısı

Kondenser çalışma modu için eşanjör enerji verimliliği [15].

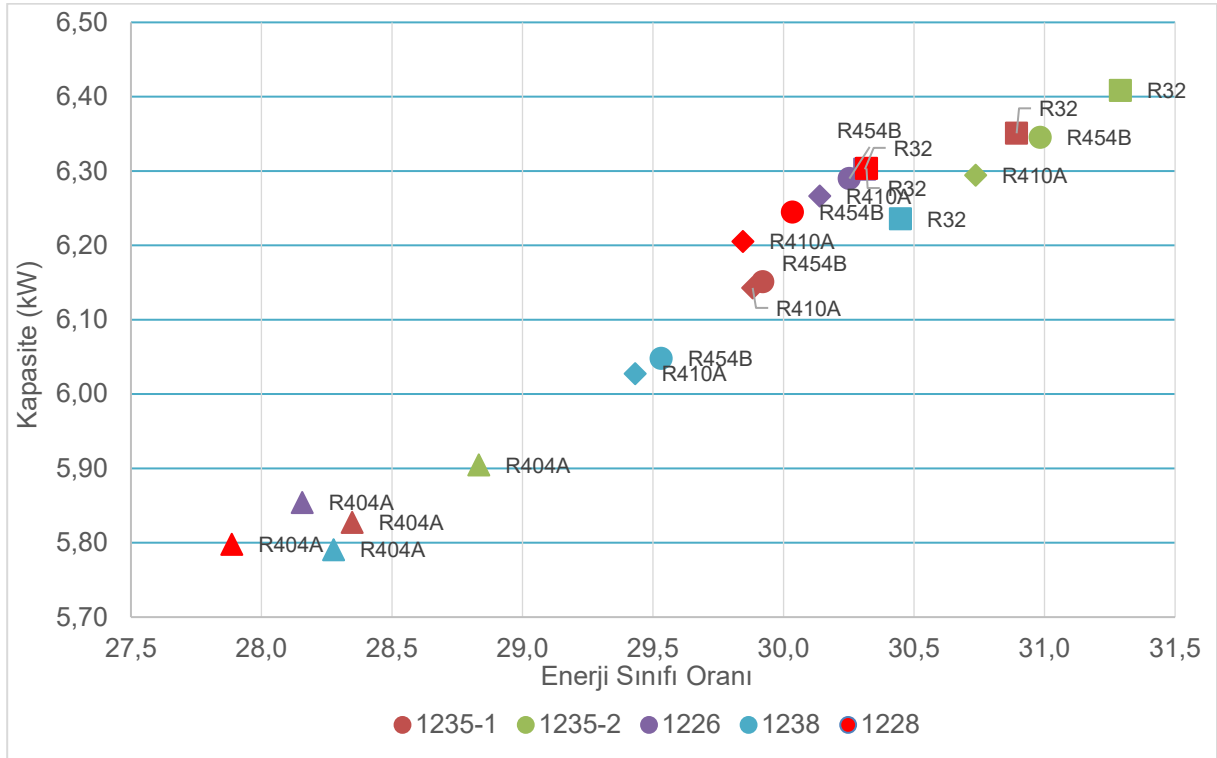
$$R_{kondenser} = \frac{Kapasite@dT=15K}{Fan\ Gücü} \quad (3)$$

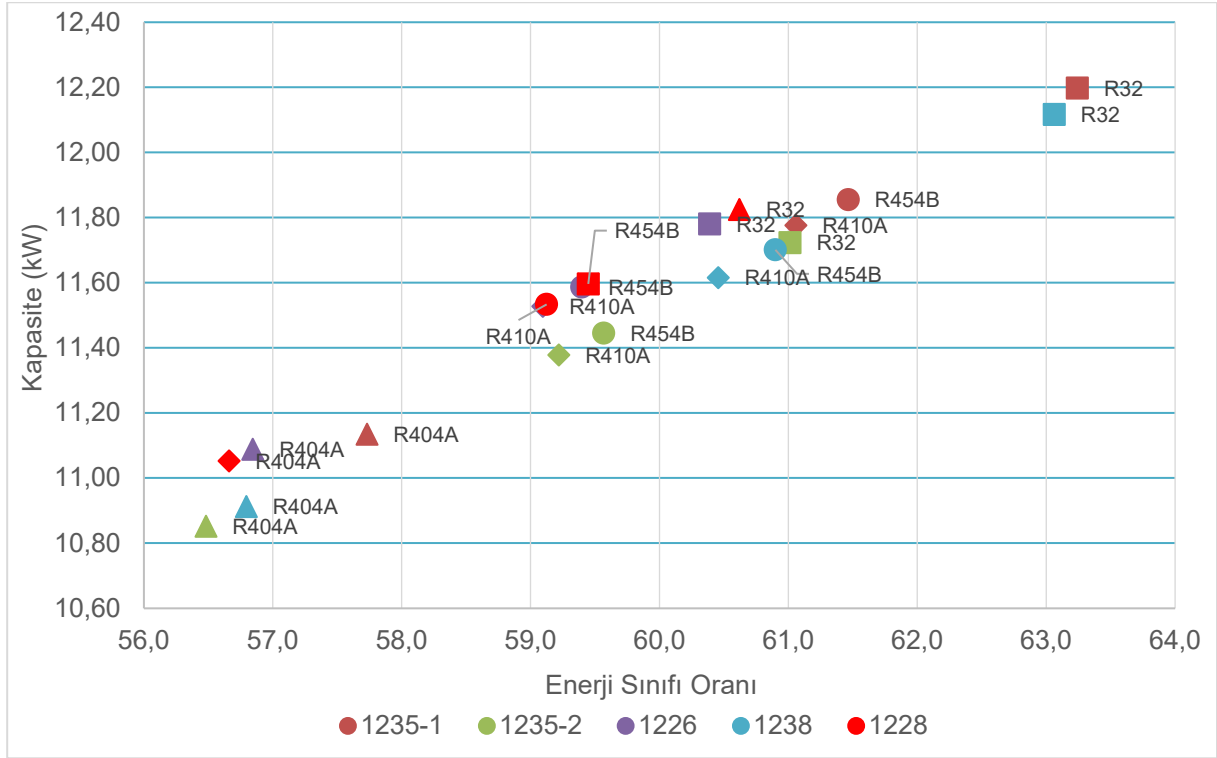
$R_{kondenser}$; Enerji verimliliği (kondenser)

DX evaporatör çalışma modu olarak aşağıdaki grafikte 1235-2 kalıbın en yüksek kapasite ve en iyi enerji verimliliği değeri verdiği gözükmektedir. İkinci geometri sıralamasında 1235-1 veya 1226 kalıplarının yer aldığını görmekteyiz. 1235-1 kalıp 1235-2'ye göre enerji verimliliği oranı olarak %1 ile %3 arasında düşüş göstermektedir.

Kondenser olarak enerji verimliliği oranına baktığımızda birinci geometri olarak 1235-1 ve ikinci geometri olarak ise 1238 kalıbın olduğu görülmektedir.

Şekil 4. Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre dx evaporatör çalışması kapasite-enerji verimliliği grafiği



Şekil 5. Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre kondenser çalışması kapasite-enerji verimliliği grafiği

SONUÇ

Çalışma sonunda 5 farklı kalıp geometrisi ve 4 farklı soğutucu akışkan incelenmiştir.

Tasarlanacak eşanjör için ürün ısı pompası olarak çalışacağından hem kış (dx evaporatör) hem yaz (kondenser) çalışma modu olarak optimizasyon yapılmıştır.

Maliyet olarak en ucuz geometri hem dx evaporatör hem kondenser modlarında 1238 çıkmaktadır. Kondenser modunda en yüksek kapasite 1235-1 geometri ile elde edilmiştir. Dx evaporatörde ise en yüksek kapasite 1235-2 ile elde edilmekte, 1235-1 geometri ikinci sırada gelmektedir. Maliyet ve kapasite olarak incelendiğinde ise en uygun ortak çalışma modu için 1235-1 kalıp çıkmaktadır. Kullanılan soğutucu akışkanların değişikliği bu sonuca etki etmemektedir. En yüksek kapasite R32, ikinci olarak ise R454B ile elde edilmektedir.

R32 ve R454B kullanımı kapasiteyi yükselttiğinden ürünlerde enerji verimliliği oranlarını da yükseltmektedir. Dx evaporatörde enerji verimliliği 1235-2 geometri ile elde edilirken, kondenserde 1235-1 iyi sonuç vermektedir.

Grafiklerden çıkan sonuçlar ile tüm soğutucu akışkanlar için ortak çalışma modundan tasarlanacak eşanjörün geometrisinin 1235-1 olacağı çıkmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] COŞKUN, S., Sürekli Rejimde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Hava-Su Kaynaklı Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompasının Simülasyonu, Uludağ Üni. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 9(1), 41-51, 2004
- [2] ŞİMŞEK, E., KARAÇAYLI, İ., MUTLU, İ., Farklı Koşullardaki Hava-Su-Hava Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Soğutucu Akışkanlarla Termodinamik Analizi, 2018
- [3] ÖZGÜR, A.E., BAYRAKÇI, H.C., CO2 Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30(1), 73-78, 2010
- [4] KEMERLİ, U., ATAYILMAZ, Ş. Ö., ÖZTÜRK, A., GWP Oranı Düşük Soğutucu Akışkan Karışımların Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde İncelenmesi, 2014
- [5] ÇAKIR, U., ÇOMAKLI K., Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Şartları Altında Termodinamik Performans Analizi, 2011
- [6] KOYUN, T., KILIÇ, O., GÜLGÜZEL, A., 2011, Bir Otelin Sıcak Su İhtiyacının Sudan Suya Isı Pompasıyla Desteklenmesi ve Sistemin Termoekonomik Analizi, İklim Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya, 2011
- [7] ÇOMAKLI, K., ÇOMAKLI, Ö., YILMAZ, M., ÖZYURT, Ö., ERDOĞAN, S., ŞAHİN, B., BAKIRCI, K., Zeotropik Gaz Karışımları Kullanılan Isı Pompalarında Enerji ve Ekserji Verimlerinin Araştırılması, TÜBİTAK Araştırma Projesi Sonuç Raporu, Proje No: 105M030, 161s, Erzurum, 2007
- [8] BİLEN K., DEMİR O., Hava, Su ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Farklı Soğutucu Akışkanlar için Enerji ve Ekserji Analizi, 2021
- [9] CALM J.M., HOURAHAN G. C., Physical, Safety and Environmental Data For Current and Alternative Refrigerants, 2011
- [10] Soğutma Sistemleri ve Isı Pompaları – Güvenlik ve Çevre Kuralları – Bölüm 1: Temel Kurallar, Tarifler, Sınıflandırma ve Seçim Kriterleri, TS EN 378-1+A1, 2021
- [11] LEMMON, E. W., BELL I. H., HUBER, M. L., MCLINDEN, M. O., NIST Standard Reference Database 23, DLL Version Number 10.0, REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, 2018
- [12] ASHRAE Handbook Fundamentals (SI), 2021
- [13] ASLAN, E, YILDIZ, O, KARTUN, H, GUNGOR, G. Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop on Fin-Tube Heat Exchangers. 8th Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 24-25 August 2020
- [14] EN 328:2014
- [15] EN 327:2014

ÖZGEÇMİŞ

Gökhan GÜNGÖR

1985 yılı İstanbul doğumludur. 2010 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2014 yılında Karyer Isı Transfer A.Ş. Ar-Ge bölümünde Ar-Ge Mühendisi olarak göreve başlamıştır.

Jan Gabriel CUR

1988 yılı Hatay/Antakya doğumludur. 2012 yılında Doğu Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2012 Mayıs ayında işe başlamış olduğu Karyer A.Ş. de ilk iki yıl Satış mühendisi olarak çalışmış ve daha sonra Ar-Ge bölümüne geçerek Ar-Ge Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.

Kami ÇİLİNGİRYAN

1987 yılı İstanbul doğumludur. 2009 yılında İstanbul Kültür Üniversitesi Fizik bölümünden tam burslu mezun olmuştur. 2013 Temmuz ayında işe başlamış olduğu Karyer A.Ş. Ar-Ge bölümünde halen Ar-Ge Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.