

LEVHA KANATLI BORULU TIPLİ BİR BUHARLAŞTIRICININ ISIL DAVRANIŞININ ENTALPİK TÜNELİNDE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Erhan URAS
Gürcan DURMAZ
Aytunç EREK

ÖZET

Bu çalışmada, levha kanatlı borulu tipli buharlaştırıcıların çalışma esnasındaki buzdolabın soğutma performansı ve enerji verimliliğinin etkilerinin belirlenmesi ve bu etkilerin yeni buharlaştırıcı tasarımlarında kullanarak iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

Levha kanatlı borulu tipli buharlaştırıcıların kapalı rüzgâr tüneline deneysel analizleri yapılmıştır. Bu deneysel analizlerde hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafındaki sıcaklık, debi gibi önemli parametreler değiştirilerek buharlaştırıcının toplam ısı transferi ve buharlaştırıcı lamellerindeki basınç düşüm, UA değerleri belirlenmiştir. Böylece buharlaştırıcı tasarımında etkili olan parametreler ve bu parametrelerin etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Buzdolabı, No-frost Buzdolabı, buharlaştırıcı, Isı transferi, Türbülans.

ABSTRACT

In this study, it is investigated the effects of the finned tube heat exchanger on cooling performance and energy efficiency and aimed to improve the heat exchanger according to these effects. The experimental analyses are done at the closed enthalpic tunnel. On these experiments, total heat transfer, pressure drop on the lamels, UA are calculated with changing the air, alcohol temperature and air flow rates. Thus, heat exchanger design parameters and the effects of these parameters are analyzed.

Key Words: Refrigerator, No-frost refrigerator, heat exchanger, heat transfer, turbulent flow

1. GİRİŞ

Bilindiği gibi buzdolaplarından iki önemli temel fonksiyona sahip olması beklenir. Bu fonksiyonlar gıda maddelerinin uzun süre sağlıklı koşullar altında muhafaza edilmesi ve mümkün olduğunca düşük enerji tüketim değerine sahip olmasıdır. İki durumu da belirleyen temel mekanizma sıcaklık ve nemdir. Gelişen yaşam standartları ve üretim teknikleriyle birlikte buzdolapları, günlük yaşamın vazgeçilmez bir aracı olmuşlardır. İyi tasarlanmış bir buzdolabı düşük enerji tüketimi ve düşük gürültü seviyesi sağlar. Günümüzde enerjinin her geçen gün öneminin daha fazla artmasının sonucu olarak, enerji tüketen tüm cihazlarda olduğu gibi buzdolaplarında da cihazın enerji verimliliğini gösteren A++, A+, A gibi etiketler zorunlu hale gelmiştir ve ürünün tercih edilmesinde cihazın enerji verimliliği birincil etken haline gelmiştir. Bu sebeple, buzdolabı üreticileri ve bilim adamları tarafından enerji verimliliğinin

artırılması konusunda yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Buzdolabı soğutma çevrimi temel olarak kompresör, yoğuşturucu, kılcal boru ve buharlaştırıcıdan oluşur. No-frost buzdolabı, havanın bir fan yardımıyla lamelli tip buharlaştırıcı üzerinden yönlendirilip kanallar ve menfezler ile buzdolabı iç hacmine aktarıldığı buzdolabı sistemidir.

Sistemin enerji verimliliğini ve soğutma performansını artırmak amacıyla incelenmesi gereken en önemli bileşenin buharlaştırıcı olduğu görülür. Madi vd. (1; 1998) kanat boru tipi ısı değiştiricisinin farklı geometrik parametreleri için Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferi katsayısı ve basınç düşümü katsayısını veren deneysel bağıntılar elde etmişlerdir. Ayrıca kanatların düz ve kavisli olması durumlarını da benzer parametreler için kıyaslamışlardır. Wang ve Chi (2; 2000) ise kanat boru tipi ısı değiştiricisinin ısı ve hidrolik performansına, boru sıra sayısı, kanat aralığı ve boru çapı gibi geometrik özelliklerin etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sundukları deneysel sonuçlar ile kanat aralığının ısı performans ve basınç düşümüne etkisinin, boru sıra sayısı ve boru çapıyla birlikte değiştiğini göstermektedir. Bu çalışmanın paralelinde gerçekleştirilen Wang vd. (3; 2000) ise, geniş bir Reynolds sayısı aralığı için geometrik parametrelere bağlı Colburn ($Nu/RePr^{1/3}$) ve sürtünme faktörlerine ait bağıntılar elde etmişlerdir. Rich (4; 1973), kanat aralığının ve kalınlığının deneysel çalışmalarını 4 sıralı buharlaştırıcı üzerinde yapmıştır ve ısı transferi ve sürtünme faktörlerinin fin kalınlığından bağımsız olduğunu göstermiştir. Yan and Sheen (2000), 1,4 mm ile 2.0 mm arasında değişen lamel aralığında yaptığı deneysel çalışmalarda lamel aralığı azaldığında sürtünme ve Colburn faktörlerinin arttığını göstermiştir. Jacimovic vd. (5; 2006) kanat boru tipi ısı değiştiricisine ait basınç düşümünü belirlemek amacıyla deneysel çalışmalar yürütmüş ve geniş bir Reynolds sayısı aralığı için basınç düşümünü veren bir bağıntı önermişlerdir. Waltrich vd. (6; 2011) ise ivmelendirilmiş akışlı buharlaştırıcı adını verdikleri yeni tip bir tasarım gerçekleştirmişlerdir. Bu tasarımda, hava tarafı akış bölgesinin kesiti akış yönünde daralmakta ve böylelikle yerel ısı transferi katsayısında artış sağlanmaktadır. Dokuz farklı geometride oluşturulan buharlaştırıcı deneysel ve teorik olarak incelenerek, ısı ve akış davranışları parametrik olarak sunulmuştur.

Bu projede, çift kapılı bir no-frost lamelli buharlaştırıcının farklı hava giriş hızı ve sıcaklığı gibi çalışma parametrelerinin dolap soğutma performansına ısı ve hidrodinamik etkisi kapalı rüzgâr tüneline deneysel analizleri yapılmıştır.

2. DENEYSEL ANALİZLER VE SONUÇLARI

Bu çalışmada lamelli tip bir buharlaştırıcının rüzgâr tüneline değişik debi ve sıcaklıkta deneysel ölçümleri yapılmıştır.

- Farklı hava giriş debisi
- Farklı hava giriş sıcaklığı
- Farklı soğutucu akışkan sıcaklığı

2.1. Deney Düzenegi

2.1.1. Rüzgâr Tüneli Yapısı

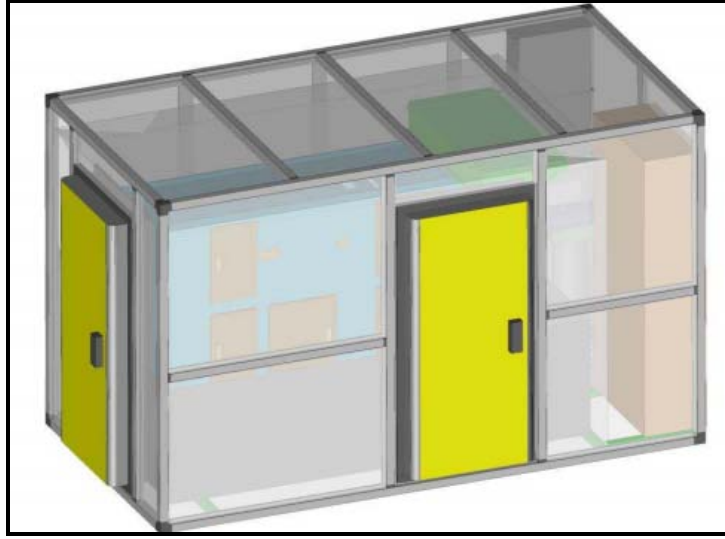
Rüzgâr tüneli 3 ana bölümde incelenebilir:

- İç İklimlendirme Odası
- Dış İklimlendirme Odası
- Soğutucu Akışkan Besleme Ünitesi

Rüzgâr tüneli iç iklimlendirme odasındaki hava sıcaklığı, nem, hava akış debisi gibi parametreleri yapılan teste göre değiştirmek ve kontrol etmek ve bu değerlerin değişimlerini bilgisayardan takip edilebilmektedir.

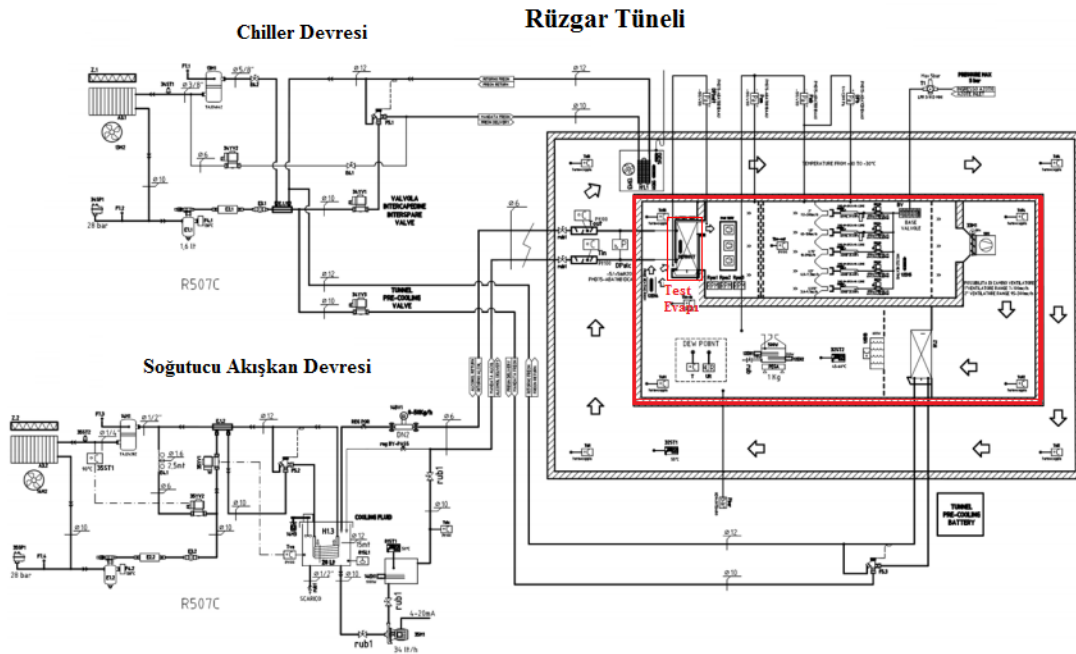
Sıcaklık ölçümleri T tipi ısıl çifti ile hem iç odadaki hem de dış odadaki sıcaklıkları max. $\pm 0,2$ °C hassasiyete göre ölçmektedir. Hava akış debisini ise üzerinde bulunan 5 farklı lüle sayesinde açılıp kapanarak max. $\pm 0,003$ m³/s hassasiyet ile veri alabilmektedir. Buharlaştırıcının önünde rölatif nemi ölçmek için 1 adet nem sensörü bulunmaktadır ve bu sensör vasıtasıyla akışın nemini $\pm 2,5\%$ hassasiyet ile ölçüm yapılabilmektedir. Buharlaştırıcı testi yapabilmek için buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkan için (R600a, R134a vb.) etilen glikol - su karışımı kullanılmaktadır ve buharlaştırıcı giriş ve çıkış arasındaki max fark 3,5 °C olmaktadır. Tüm bu parametrelerin kontrolü bir ara yüz ile bilgisayardan yapılabilmekte ve anlık olarak veri alınabilmektedir.

Ayrıca ölçülen komponentin basınç düşümünü bulabilmek için 2 adet basınç transduceri bulunmaktadır.

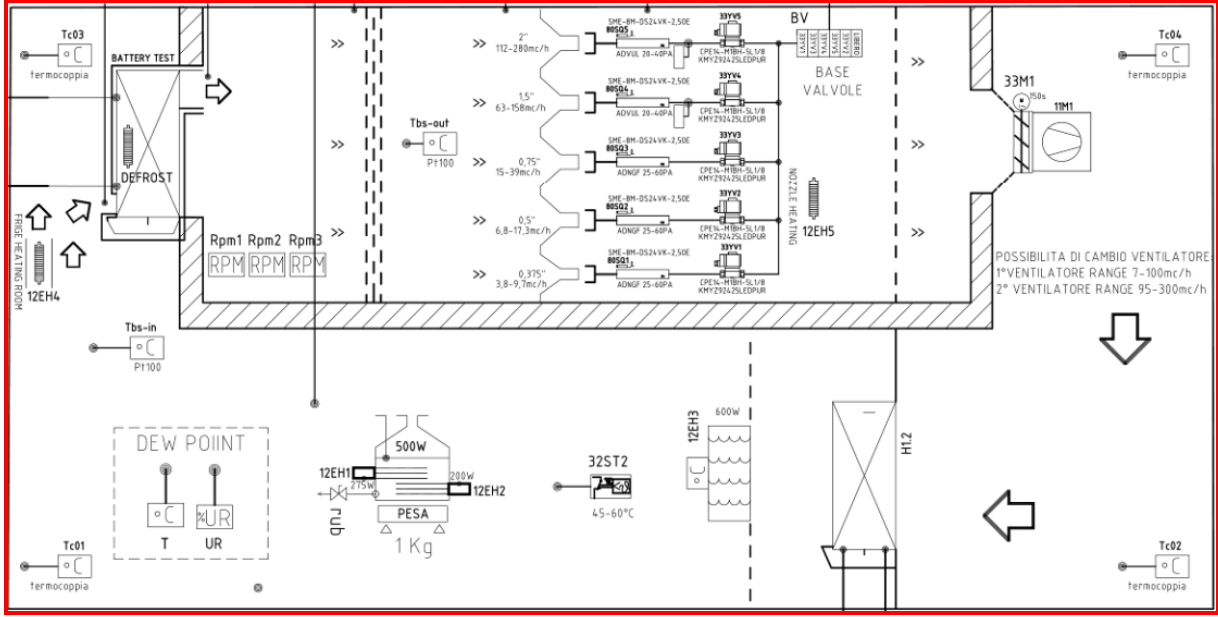


Şekil 1. Rüzgâr Tüneli İklimlendirme Odası

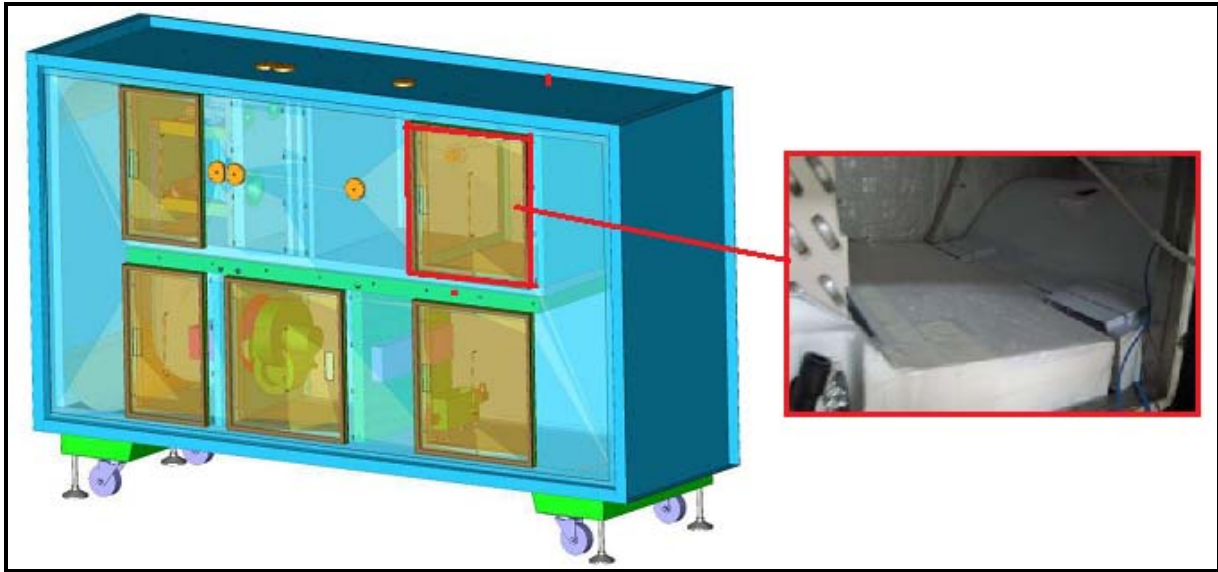
2.1.2. Deney Düzenegi



Şekil 2. Rüzgâr Tüneli Şeması



Şekil 3. Rüzgâr İç İklimlendirme Ünitesi



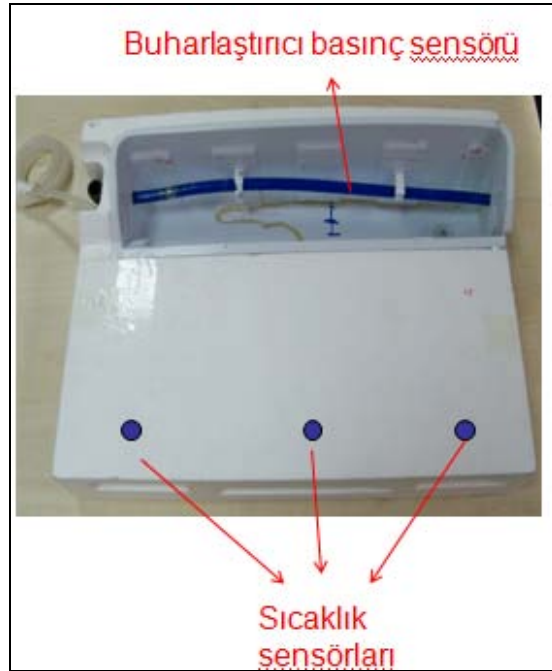
Şekil 4. Test Düzeneği (Buharlaştırıcı, Ara Bölme Straforu ve Hava Kanalı)

70 cm lik çift kapılı INDESIT marka no-frost üründe kullanılan buharlaştırıcı rüzgâr tüneline kurulan düzenekte test edilmiştir. Bu düzenek 70 cm lik INDESIT marka çift kapılı no-frost buzdolabının ara bölme straforunun ve su oluğunun aynısı kullanılarak buzdolabındaki buharlaştırıcının hava akışı deney düzeneğine yansıtılmıştır. Tasarlanan bileşenler ve ölçüm cihazları rüzgâr tüneline içine yerleştirilmiştir ve böylece deneysel çalışma için test düzeneği oluşturulmuştur.



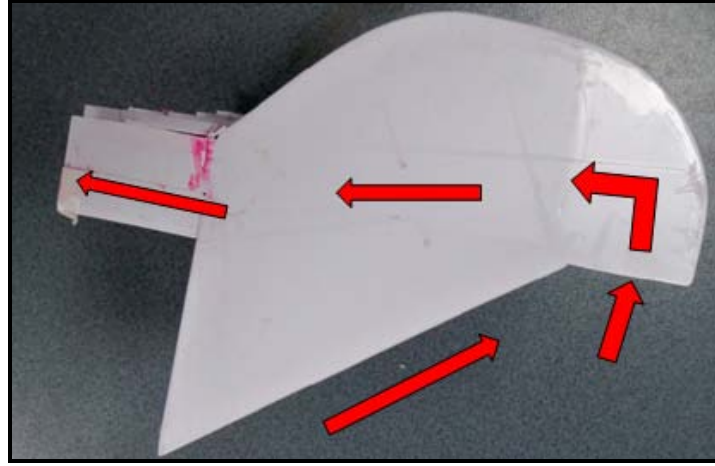
Şekil 5. Ara Bölme Straforu ve Su Oluğu

Hava kanallarına giren sıcaklıkları kontrol edebilmek için her hava kanalının başlangıcından 50 mm ilerisine T tipi ısıt çifti atılmıştır. Buharlaştırıcıya giren ortalama basınç düşümünü ölçmek için buharlaştırıcının hava giriş ve çıkış kısmına basınç sensörleri yerleştirilmiştir.



Şekil 6. Sıcaklık ve Basınç Düşümü Ölçüm Noktaları

Rüzgâr tünelinin mevcut dikdörtgenel hava kanalı yapısı buzdolabının çoklu hava giriş kanalına uygun olmadığı için yeniden plastikten havayı yönlendiren düzenek yapılmıştır.



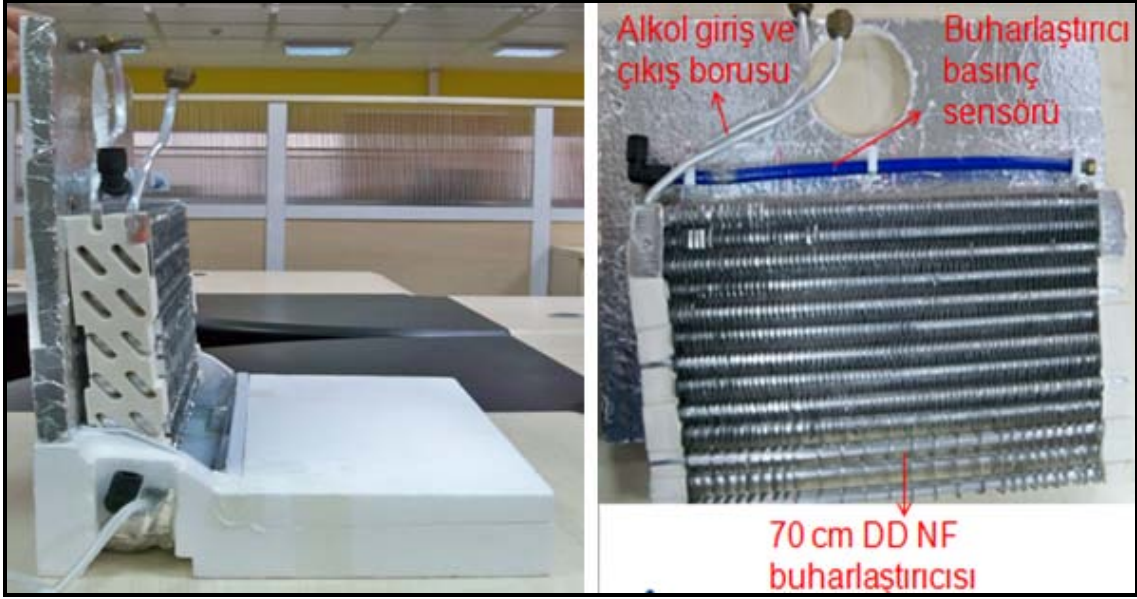
Şekil 7. Tünelden Gelen Havanın Ara Bölme Straforuna Yönlendirmek İçin Plastik Düzenek

Akışın uniform olarak girmesini sağlamak için 2 farklı yere bal petekleri konulmuştur. Ayrıca akışın geldiği tarafa nemin kontrol edilebilmesi için düzenek üzerine nem sensörü monte edilmiştir.



Şekil 8. Sıcaklık ve Basınç Düşümü Ölçüm Noktaları

Buharlaştırıcı tünele buzdolabında olduğu gibi dikey olarak yerleştirilmiştir. Arkasına ve önüne strafordan kapak yapıp gelen havanın kaçak olmadan direk olarak buharlaştırıcıdan geçmesi sağlanmıştır.



Şekil 9. Buharlaştırıcı Konumu

2.2. Test Ölçümleri

Çalışmanın bu bölümünde, buharlaştırıcının rüzgar tüneline farklı debilerde ve farklı alkol giriş sıcaklıklarında hava tarafı giriş sıcaklıkları sabit tutularak buharlaştırıcı performansı ölçmek için deneyler yapılmıştır. $11\text{m}^3/\text{h}$ - $105\text{m}^3/\text{h}$ arasında değişen hava debilerde ölçümler yapılmıştır. Buharlaştırıcının içerisinde soğutucu akışkan olarak 30 kg/h glikol solüsyonu ile sürekli sabit debide beslenmiştir. Havanın debisi, giriş-çıkış sıcaklıkları, nemi, alkol tarafı ısı transferi ölçümleri her 15 saniyede bir data alınarak kaydedilmiştir. Yapılan testler 2 farklı giriş sıcaklığında (253K ve 268K) ve soğutucu akışkan sıcaklığında (240K ve 245K) altında farklı hava debi değerlerinde yapılmıştır. Bu testlerde çıkan sonuçlar toplam ısı transferi, basınç düşümü, ısı transfer katsayısı ve $[Q/\Delta P]/m$ bakımından incelenmiştir.

Tablo 1. Parametre Ayarları

AYARLAR		
Talkol (K)	mair (m ³ /h)	Tgiriş (K)
240-245	11-105	253-268

Tablo 2. Entalpik Tünel 268K Hava Giriş Sıcaklığı Test Sonuçları

AYARLAR			ÖLÇÜMLER		HESAPLAMALAR								
TEST no	Talc (K)	Tgiris (K)	m_t (m ³ /h)	Qalc (W)	m_t (m ³ /h)	m ERROR	Q Evap (W)	Qair (W)	error AIR	Qerror EVAP	DP AVG	(Q/DP)/M EVAP	UA EVAP (W/C)
1	245	268	11,45	70,79	11,52	0,58%	71,23	70,55	-0,33%	0,62%	0,85	7,28	11,01
2			13,42	89,96	13,44	0,11%	90,90	89,76	-0,22%	1,04%	0,92	7,35	11,51
3			13,46	92,21	13,51	0,37%	94,08	92,01	-0,21%	1,98%	0,91	7,65	11,82
4			15,98	106,84	15,97	-0,04%	107,04	106,64	-0,19%	0,19%	1,62	4,14	13,58
5			23,89	141,82	23,87	-0,09%	142,65	141,56	-0,19%	0,58%	1,94	3,08	16,71
6			30,07	162,89	30,04	-0,09%	163,15	163,36	0,29%	0,16%	2,95	1,84	18,86
7			31,93	161,72	31,94	0,04%	163,75	161,81	0,05%	1,24%	2,73	1,88	32,84
8			39,08	177,56	39,11	0,09%	179,40	177,25	-0,18%	1,03%	3,48	1,32	37,21
9			51,87	192,54	51,89	0,03%	195,77	191,14	-0,73%	1,65%	6,32	0,60	44,9
10			64,47	206,12	64,47	0,00%	206,18	206,14	0,01%	0,03%	9,90	0,32	50,18
11			77,51	224,52	77,47	-0,05%	226,71	222,96	-0,70%	0,96%	11,19	0,26	55,46
12			90,28	231,23	90,23	-0,06%	232,02	230,62	-0,27%	0,34%	15,90	0,16	62,74
13			103,9	237,79	103,86	-0,03%	241,66	237,92	0,05%	1,60%	22,26	0,10	72,35

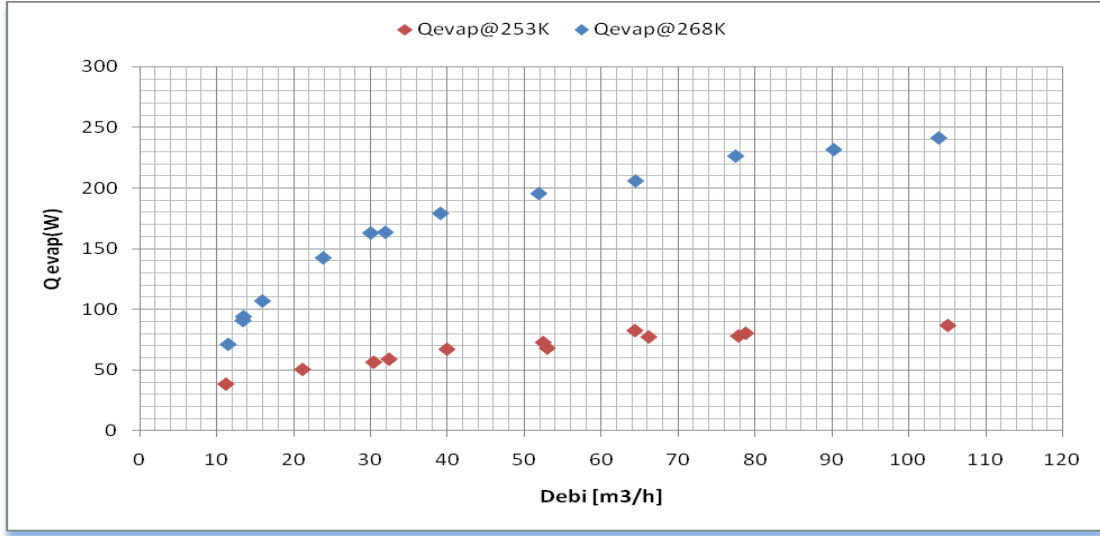
Tablo 3. Entalpik Tünel 253K Hava Giriş Sıcaklığı Test Sonuçları

AYARLAR			ÖLÇÜMLER		HESAPLAMALAR								
TEST no	Talc (K)	Tgiris (K)	m_t [m ³ /h]	Qalc (W)	m_t (m ³ /h)	m ERROR	Q Evap (W)	Qair (W)	error AIR	Qerror EVAP	DP- AVG (Pa)	(Q/DP)/M EVAP	UA EVAP (W/e)
1	245	253	11,17	38,3	11,21	0,35%	38,76	38,04	-0,7%	1,19%	0,22	176,18	10,42
2			21,15	50,25	21,17	0,09%	50,76	50,02	-0,5%	1,01%	0,78	65,08	15,48
3			30,4	56,85	30,43	0,11%	56,72	56,95	0,2%	-0,24%	1,62	35,01	20,93
4			32,4	58,55	32,43	0,08%	59,21	58,80	0,4%	1,12%	1,90	31,17	21,19
5			39,9	67,36	39,95	0,12%	67,31	67,73	0,6%	-0,07%	4,71	14,29	24,21
6			52,49	68,05	53,00	0,97%	68,26	67,88	-0,3%	0,30%	7,66	8,91	31,15
7			52,56	72,03	52,47	-0,17%	72,87	72,20	0,24%	1,16%	4,22	17,27	28,84
8			64,86	80,24	64,39	-0,72%	82,64	79,88	-0,5%	2,90%	8,40	9,84	30,05
9			66	76,09	66,19	0,30%	77,40	76,37	0,4%	1,69%	6,53	11,85	35,05
10			77,96	74,03	77,86	-0,13%	78,20	71,48	-3,6%	5,33%	15,32	5,10	31,47
11			78,79	80,14	78,80	0,02%	80,47	79,79	-0,4%	0,41%	9,36	8,60	38,68
12			104,82	86,14	105,08	0,25%	86,84	85,87	-0,3%	0,80%	16,25	5,34	49,90

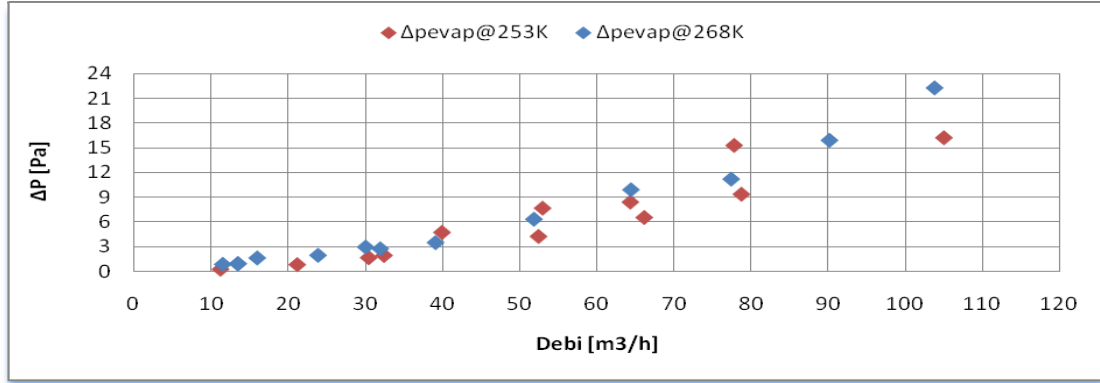
Tablo 4.Entalpik Tünel 240K Alkol Giriş ve 253K Hava Giriş Sıcaklığı Test Sonuçları

AYARLAR			ÖLÇÜMLER		HESAPLAMALAR								
TEST No	Talc (K)	Tgiris (K)	m_t [m ³ /h]	Qalc (W)	m_t (m ³ /h)	m ERROR	Q Evap (W)	Qair (W)	error AIR	Qerror EVAP	DP- AVG (Pa)	(Q/DP)/M EVAP	UA EVAP (W/C)
1	240	253	78,39	116,76	78,56	0,21%	117,64	116,88	0,10%	0,75%	6,61	17,80	59,91
2			46,93	97,93	46,96	0,06%	98,95	97,96	0,03%	1,03%	2,92	33,89	43,74

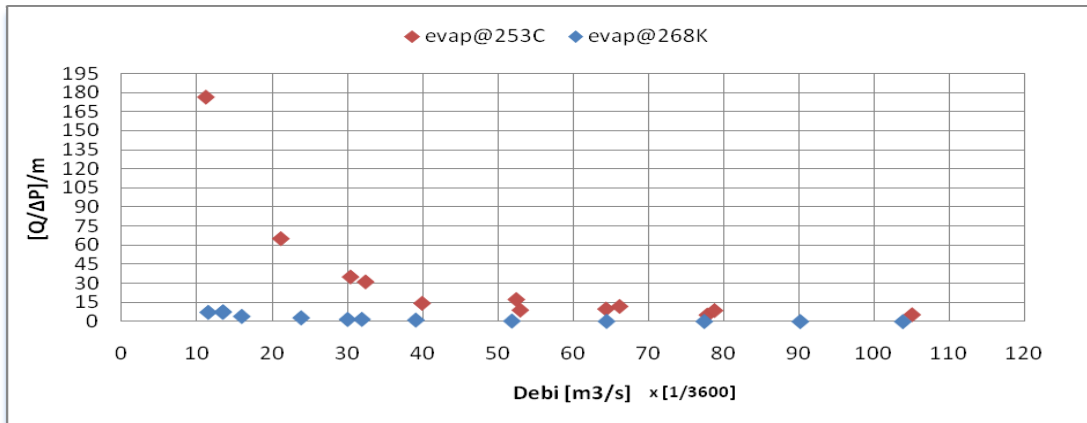
SONUÇ



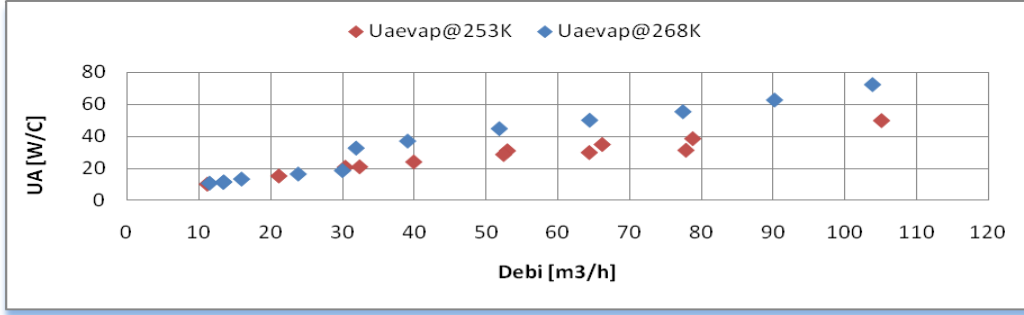
Şekil 10. Isı Transferi-Debi Grafiği



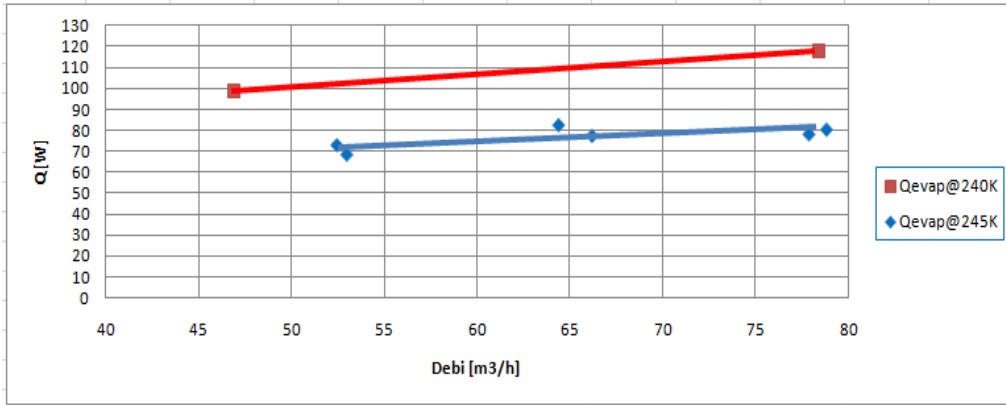
Şekil 11. Basınç Düşümü-Debi Grafiği



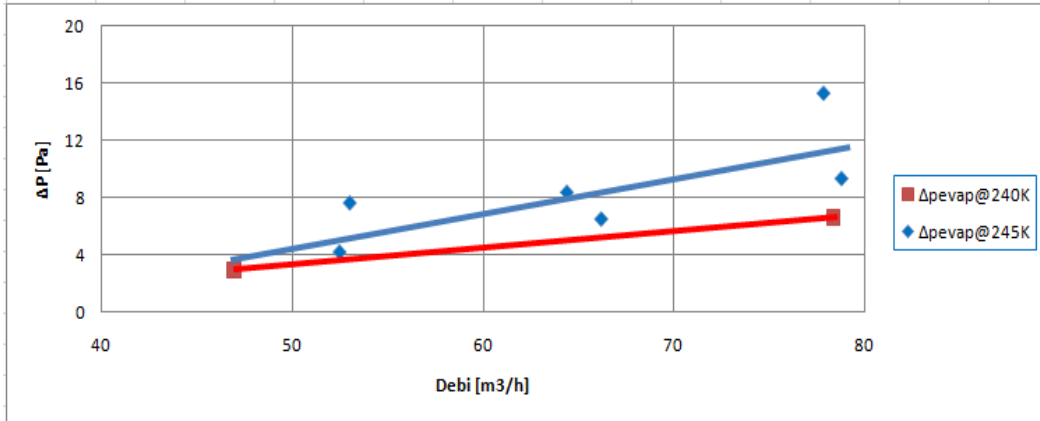
Şekil 12. [Q/ΔP]/m-Debi Grafiği



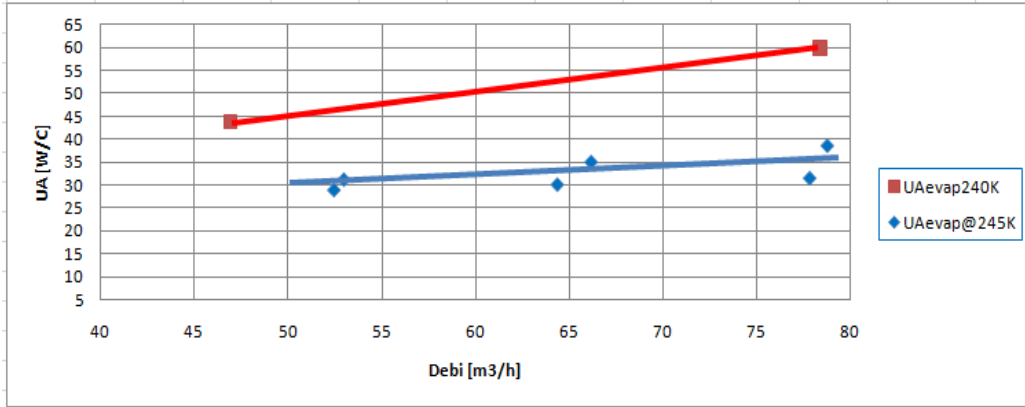
Şekil 13. UA-debi grafiği



Şekil 14. Isı Transferinin Alkol Giriş Sıcaklığına Göre Değişimi



Şekil 15. Hava Tarafı Basınç Düşümünün Alkol Giriş Sıcaklığına Göre Değişimi



Şekil 16. UA'nın Alkol Giriş Sıcaklığına Göre Değişimi

Yapılan analizler sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Debi arttıkça buharlaştırıcının ısı transferi artmaktadır, fakat bu artış ilk başta parabolik olup artan debi ile birlikte lineer olmaktadır ve eğimi azalmaktadır. Düşük sıcaklıklarda buharlaştırıcının ısı kapasitesi daha çabuk dengeye gelmektedir ve debi artışı buharlaştırıcı kapasitesine ulaştıktan sonra ısı transferini fazla değiştirmemektedir.
- Isı transfer katsayısı belirli bir debiden sonra özellikle dondurucu lamellerinde ani artış elde edilmiştir. Bu durum akışın rejim değiştirmesinden kaynaklandığını göstermektedir. Bu nedenle, Reynolds sayısı dondurucu lamel aralığından geçen hava için hesaplanmış ve bu kritik değer 650 olarak bulunmuştur. Hâlbuki kapalı kanallar için türbülanslı akış rejimine geçiş 2000 den sonra olmaktadır. Isı değiştirici firkete borularının akış yönünde şaşırtmalı olması ve ısı değiştiricisine giren havanın 90 derece yön değiştirmek zorunda kalmasından dolayı buharlaştırıcı girişindeki akışta seperationlar oluşmaktadır. Bu nedenden dolayı akış rejim değiştirmek zorunda kalmış olabilir.
- Buharlaştırıcıya giren alkol sıcaklığının azalmasıyla, hava tarafıyla olan sıcaklık farkı artmaktadır. Bu durumun buharlaştırıcının ısı transferi katsayısını ve doğal olarak hava ile olan ısı transferini artırmaktadır. Buharlaştırıcı lamelleri boyunca oluşan basınç düşümü alkol sıcaklığının azaltılması ile biraz artışı gözlemlenmiştir. Bu durum, havanın sıcaklığının azalmasından dolayı viskozitesinin değiştiğini ve doğal olarak basınç düşümünün etkilendiğini göstermektedir.
- Debinin artmasıyla basınç düşümü beklenildiği gibi hızlı bir ivme ile artmaktadır.
- $[Q/\Delta P]/m$ değerinin sıfır olduğu debi değerleri verimsiz bölgedir. Bu noktadan sonra debinin artışı ısı transferini arttırmakta basınç düşümünü de arttırdığı için sistem üzerinde herhangi bir verimi yoktur.
- Isı transfer katsayısı debi artışı ile artış göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Madi MA, Johns RA ve Heikal MR (1998) Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. International Journal of Refrigeration, 21, 507–517.
- [2] Wang CC ve Chi KY (2000) Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part I: New experimental data. International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 2681–2691.
- [3] Wang CC, Chi KY ve Chang CJ (2000) Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: Correlation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 2693–2700.

- [4] Rich, D. G., 1973, "The Effect of Fin Spacing On the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Trans., Vol. 79, pp. 137-145.
- [5] Jacimovica BM, Genica SB ve Latinovicb BR (2006) Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration, 29, 1138–1143.
- [6] Waltrich PJ, Barbosa JR, Hermes CJL, Melo C (2011) Air-side heat transfer and pressure drop characteristics of accelerated flow evaporators. International Journal of Refrigeration, 34, 484–497.

ÖZGEÇMİŞ

Erhan URAS

1983 yılı Niğde doğumludur. 2007 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makina Bölümünü bitirmiştir. Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Termodinamik alanında yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. 2008-2010 yılları arasında KLİMASAN AŞ. de Ar-Ge Soğutma Sistem Mühendisi olarak görev yapmış ve 2010 yılından beri İNDESIT Company Beyaz Eşya ve Tic. A.Ş.'de fonksiyonel tasarım mühendisi olarak görev almaktadır. Isı transferi, akışkanlar mekaniği, sayısal analiz (CFD), katı modelleme, buzdolabı soğutma sistemi tasarımı ve testleri konularında çalışmaktadır.

Gürcan DURMAZ

1982 yılı İzmir doğumludur. 2005 yılında Celal Bayar Üniversitesi Makina Bölümünü bitirmiştir. İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsünden 2009 yılında Yüksek Mühendis unvanını almıştır. 2007-2010 yılları arasında İZTEK AŞ. Firmasında Ar-Ge Mühendisi olarak, 2010-2011 yılları arası KLİMASAN A.Ş.'de Ar-Ge Soğutma Sistem Mühendisi olarak görev yapmış ve 2011 yılından beri İNDESIT Company Beyaz Eşya ve Tic. A.Ş.'de Inovasyon mühendisi olarak görev almaktadır. Isı transferi, akışkanlar mekaniği, sayısal analiz (CFD) ve katı modelleme konularında çalışmaktadır.

Aytunç EREK

1966 yılı İzmir doğumludur. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik ABD 'dan 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında doktora derecelerini almıştır. 2009 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Doç. Dr. olarak görev almaktadır. Sayısal akışkanlar mekaniği, faz değişimli ısı transferi uygulamaları, katı modelleme ve ısı analiz konularında çalışmaktadır.