

Doğal Soğutkan Olarak Su Buharı

Ufuk AKGÜL, Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA
ufuk.akgul@hotmail.com, serhan.kucuka@deu.edu.tr

Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

1. GİRİŞ

2 H ve 1 O atomundan oluşan su, Dünya yaşamının temel yapıtaşısı ve temel ihtiyacıdır. Canlı doğanın özü olan su, dünya yaşamına herhangi bir zararının olmaması bakımından diğer soğutkanlardan kıyaslamanamayacak düzeyde üstündür. Farklı soğutkanların Ozon Delinme Potansiyeli (ODP), Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) ve güvenlik sınıfı ile ilgili değerler Tablo-1'de verilmiştir[1].

Günümüzde soğutma amacıyla kullanılan soğutkanlar, temel olarak doğal ve sentetik soğutkanlar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Doğal soğutkanların bir kısmının ve özellikle sentetik soğutkanların çevreye istenmeyen etkileri olmaktadır. Bu nedenle suyun soğutkan olarak kullanılması Dünya'daki doğal yaşamın sürekliliğine olumlu bir katkı sunacaktır.

Su buharının çalışma akışkanı olarak kullanıldığı bir çok sistemde, suyun aynı zamanda ısı taşıyıcı akışkan olması nedeniyle buharlaştırıcı ve yoğunlukcada ayrı birer ısı değiştiricisine gereksinim duyulmaz ve doğrudan temaslı yoğunlukcuya ve buharlaştırıcı kullanılır. Bu durum kuruluş maliyetini düşürdüğü gibi, termodinamik açıdan önemli bir verim artışı sağlayabilmektedir.

Diğer yandan, bir soğutma çevriminden beklenen buharlaşma sıcaklıklarında, su buharının buharlaşma basıncı çok düşmekte ve özgül hacmi aşırı armaktadır. Su buharının bir diğer özelliği de, sıkıştırma ile sıcaklığının çok hızlı yükselmesidir. Bu iki sebep, geleneksel soğutma çevrimlerinde çalışma akışkanı olarak su buharı kullanılmasının önünden en önemli kısıtlayıcı faktörlerdir.

Santrifüj kompresör kullanılan 3520 kW soğutma kapasiteli bir sistem için su ve R-134a çevrimleri karşılaştırılmıştır. Su çevriminde doğrudan temaslı kondenser kullanımının maliyeti bir miktar düşündüğü ve COP değerlerini yükselttiği hesaplanmıştır. Su kullanımının, çevreye zararlı olan halokarbon esaslı soğutkanlara göre ekonomik anlamda cazip gelmediği belirtilmiş; halbuki daha uzun vadede termodinamik kazanımlar nedeniyle maliyetin azalacağı vurgulanmıştır.[2]

Su buharının sıkıştırılması genellikle tatlı su

ürtiminde gereklidir. Faisal Al-Juwayhel, Hisham El-Dessouky, Hisham Ettonuey'in birlikte yapmış oldukları çalışmada[3], su buharı sıkıştırma ısı pompası kullanılan ve tek kademeli buharlaştırıcı içeren tuz arındırma sistemlerinin analizi yapılmıştır. Buhar sıkıştırılması işlemi, termal buhar sıkıştırma, mekanik buhar sıkıştırma, adsorbsiyonlu buhar sıkıştırma ve adsorbsiyonlu buhar sıkıştırma olarak dört ayrı başlık içinde incelenmiştir. N. Lukic, L.L. Diesel, A.P. Fröba, ve A. Leipertz ise çalışmalarında[4] mekanik buhar sıkıştmalı ve damlacıklı yoğunşamalı tuz arındırma tesisinin iyileştirilmesinin ekonomik yönünü incelemiştir. Çalışmada 3 farklı durum için analizler yapılmış ve sonuçları kıyaslanmıştır.

Tablo 1. Çeşitli soğutkanlarının çevresel zararlılık ve güvenlik özellikleri [1]

Akışkan Tipi	Ozon İncelme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	Güvenlik Sınıfı
R718	0†	0†	A1*
R717	0†	0†	B2*
R12	1‡	8500‡	A1*
R22	0.034‡	1900‡	A1*
R290	0‡	20‡	A3*
R134a	0‡	1600‡	A1*
R152a	0‡	190‡	A2*

A ve B harfleri toksisiteyi temsil etmektedir. Toksisite A'dan B'ye artmaktadır. 1, 2 ve 3 rakamları yanıcılığı belirtmektedir. Yanıcılık 1'den 3'e doğru artmaktadır.

*Ashrae Standard 34 (1994)

†Dincer (2003)

‡Calm and Hourahan (1999), ODP ve GWP değerleri sırasıyla R11 ve R744 (CO₂)'ye bağlı olarak verilmiştir.

2. SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE SOĞUTKAN OLARAK SU BUHARI KULLANILMASININ TERMODİNAMİK DEĞERLENDİRMESİ

Termodinamik değerlendirme amacıyla teorik olarak ele alınan basit soğutma çevrimi; kompresör, yoğunıştırıcı, buharlaştırıcı ve genleşme vanasından oluşmaktadır. Soğutma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklığı 10°C ve yoğunıştırıcı sıcaklığı 50°C alınmıştır. Su, R-134a ve amonyağın belirlenen sıcaklıklardaki doyma basıncı değerleri Tablo-2'de verilmiştir.

Tablo 2. Su buhari, R-134a ve amonyak için buharlaştırıcı ve yoğunıştırucudaki sıcaklık ve basınç değerleri.

	Buharlaştırıcı		Yoğunıştırıcı	
	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Basınç (bar)	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Basınç (bar)
Su (R718)	10	0.01228	50	0.1235
R-134a	10	4.148	50	13.18
Amonyak (R717)	10	6.1529	50	20.331

Ele alınan soğutma çevrimi için, kompresörün isentropik verimi 0.7 ve soğutma kapasitesi 10 kW olarak varsayılmıştır. Üç farklı akışkan için hesaplanmış olan kütlesel debi, kompresör emis hacmi, çıkış basınç ve sıcaklık değerleri Tablo-3'te gösterilmiştir:

Tablo 3. 10 kW soğutma kapasitesinde ve 10°C buharlaşma sıcaklığında bir sistem için Su, R-134a ve amonyak kullanılması hallerinde kompresör gücü, emis hacmi, çıkış basınç ve sıcaklıkları.

	Kütlesel Debi (kg/saat)	Emis Özgür Hacim Değeri (m^3/kg)	Hacimsel Debi (m^3/saat)	Kompresör Gücü (kW) ($\eta_{\text{p}}=0.7$)	Kompresör Çıkış Basıncı (bar) ($\eta_{\text{p}}=0.7$)	Kompresör Çıkış Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$) ($\eta_{\text{p}}=0.7$)
Su (R718)	15.58	106.4	1657.54	2.471	0.1232	307.9
R-134a	272.93	0.04925	13.4	2.578	13.18	62.51
Amonyak (R717)	34.98	0.2054	7.19	2.4	20.36	125.5

Tablo-3 incelendiğinde, kompresör çıkışında su buhari sıcaklığının diğer iki soğutkana göre çok daha fazla arttığı görülmektedir. Bunun temel nedeni, su buhari için gereken sıkıştırma oranının yüksek olmasıdır. Tablo-4'e bakıldığında, su buharının diğer iki soğutkana göre yaklaşık 3 kat daha fazla sıkıştırılmış olduğu görülmektedir.

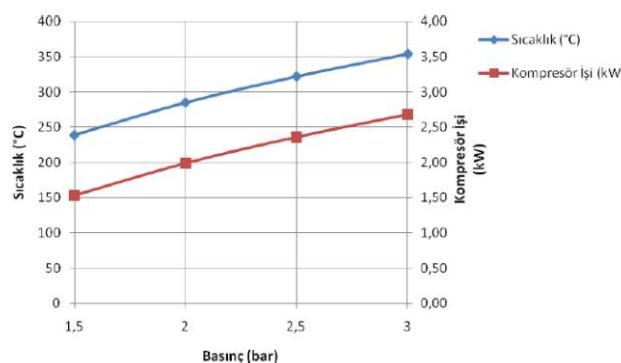
Tablo 4. Su, R-134a ve amonyak için sıkıştırma oranı değişimi

	Kompresör Giriş Basıncı (bar) (10°C)	Kompresör Çıkış Basıncı (bar) (50°C)	Sıkıştırma Oranı
Su (R718)	0.01228	0.1232	10.04
R-134a	4.148	13.18	3.18
Amonyak (R717)	6.1529	20.36	3.3

İapo 3'te kutusel debi değerlerine bakıldığından, istenilen soğutma yükünün sağlanması için gereken kütlesel debi miktarının, su buharında R-134a ve amonyağa göre sırasıyla yaklaşık 18 kat ve 2 kat daha düşük olduğu görülmektedir. Ancak özgül hacim değerlerine bakıldığından su buharının özgül hacminin, R-134a'dan yaklaşık 10 000 kat ve amonyaktan ise yaklaşık 1 250 kat daha büyük olduğu görülmektedir. Bu verilerden hareketle su buharının soğutkan olarak kullanıldığı soğutma sisteminin R-134a veya amonyak kullanılan sistemlere göre daha büyük boyutlu olması gereği anlaşılmaktadır.

3. SU BUHARININ ORTA BASINCLARA SIKISTIRILMASI

80°C sıcaklığında doymuş su buharının 18 kg/saat'lık kütlesel debiyle ($61.33 \text{ m}^3/\text{saat}$ 'lik hacimsel debide) girdiği ve kompresörün izentropik veriminin 0.7 olduğu bir durumda, 1.5 ile 3 bar arasında değişen çıkış basınçları için, kompresör gücünün ve çıkış sıcaklığının değişimi hesaplanmıştır (Şekil-1). Çıkış sıcaklıklarını bu durum için de geleneksel kompresörlerin çalışma sıcaklığından daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Ancak soğutma çevriminin tersine olarak, emis hacmi kabul edilebilir sınırlar içerisinde yer almaktadır. Bu durum, çıkış sıcaklığına uygun kompresör kullanılması halinde, su buharının ısı pompası çevrimleri için daha uygun bir akışkan olduğunu göstermektedir.

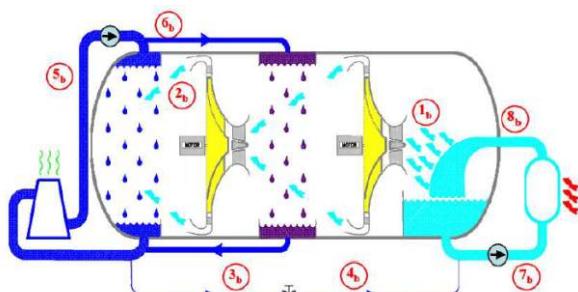


Şekil 1. Kompresöre 18 kg/saat'lik külesel debiyle giren 80°C sıcaklıkta doymuş su buharı için, çıkış basınçına bağlı olarak çıkış sıcaklığının ve kompresör gücünün değişimi

4. PRATİK UYGULAMALARI

Denize kıyısı olan ancak su sıkıntısı çeken Orta Doğu ülkelerinde, tatlı su gereksiniminin deniz suyundan karşılanması konusunda bazı projeler geliştirilmiş ve pratik olarak uygulanmıştır. Bu sistemlerde tuzlu su vakum altında buharlaştırılarak sıkıştırılmakta ve yoğunşturularak tatlı su üretimi sağlanmaktadır. Bu nedenle, deniz suyundan tatlı su üretimine yönelik sistemler ile konumuz olan su buharı sıkıştırmalı çevrimler arasında yakın bir bağ bulunmaktadır.

Şekil-2 de gösterilen sistemde, tatlı su buharlaştırılarak tuzlu sudan ayrılmakta ve elde edilen su buharı, eksenel kompresör yardımıyla emilmektedir. İlk kademe sıkıştırmadan geçen su buharı, doğrudan temaslı yoğunşturucudan geçirilerek 2. Kademe sıkıştırma işlemi öncesinde sıcaklığı düşürülmektedir ve bir kısmının yoğunlaşması sağlanmaktadır. İkinci kademe sıkıştırma yine eksenel kompresör yardımı ile yapılmaktadır, istenilen çıkış basınçına ulaşan su buharı yine doğrudan temaslı yoğunşturucuya gönderilerek yoğunşturulmakta ve tatlı su elde edilmektedir [5].



Şekil 2. Deniz suyundan tatlı su eldesi amacıyla hazırlanan düzeneğin şematik gösterimi [5]*

SONUÇLAR

Çevre açısından su buharının soğutkan olarak kullanımı önemli olmakla birlikte, düşük buhar basıncı nedeni ile soğutmadada kullanılması pratikte yer edinememiştir. Buna karşılık, uygun teknolojilerin kullanılması durumunda, ısı pompası çevrimlerindeki akışkan tercihinde su buharının önem kazanması beklenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Ali Kilicarslan and Norbert Müller, A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants, Int. J. Energy Res. 29: 947959, 2005.
- [2] Brandon F. Lachner Jr., Gregory F. Nellis, Douglas T. Reindl, The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant, International Journal of Refrigeration 30: 699-708, 2007.
- [3] Faisal Al-Juwayhel, Hisham El-Dessouky, Hisham Ettouney, Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps, Desalination 114: 253-275, 1997.
- [4] N. Lukic, L.L. Diezel, A.P. Fröba, A. Leipertz, Economical aspects of the improvement of a mechanical vapour compression desalination plant by dropwise condensation, Desalination 264: 173178, 2010.
- [5] Amir A. Kharazi, Pezhman Akbari and Norbert Müller, An Application of Wave Rotor Technology for Performance Enhancement of R718 Refrigeration Cycles, 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA2004-5636, 2004.