



**bu bir MMO
yayıdır**

MMO, bu makaledeki ifadelerden, fikirlere, toplantıda çıkan sonuçlardan ve basım hatalarından sorumlu değildir.

Isı Pompası Destekli Bir Kurutucunun Performansına Etkiyen Etkenlerin Araştırılması

Zuhal OKTAY

Balıkesir Üni.
Müh. Mim. Fak.

ISI POMPASI DESTEKLİ BİR KURUTUCUNUN PERFORMANSINA ETKİYEN ETKENLERİN ARAŞTIRILMASI

Zuhal OKTAY

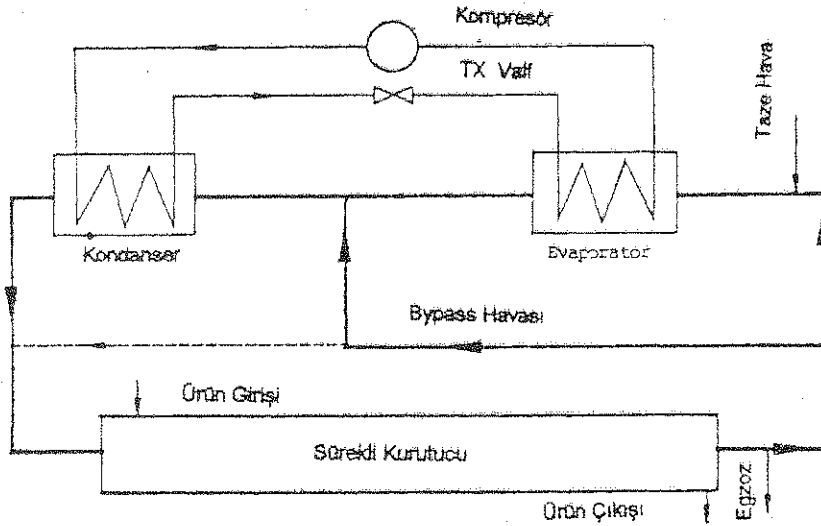
ÖZET

Konvansiyonel sıcak hava girişli kurutma sistemlerine ısı pompası eklenerek kurutmanın verimi değiştirilebilir. Bu çalışmada buhar kompresyonlu ısı pompası bir kurutucu ile birleştirilmiştir ve bu sistemin performansına etkiyen parametreler araştırılmıştır.

GİRİŞ

Yaşadığımız yüzyıl içinde tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de önem kazanan enerji bunalımının, birlikte getirdiği sakıncaları bir ölçüde de olsa azaltmak amacıyla; ısı enerjisi gereksiminin minimum seviyeye indirgenebileceği ısıtma sistemlerinin geliştirilmesine ve bunun pratik olarak uygulanmasına kuvvetle ihtiyaç duyulmaktadır. Isı pompaları bu sistemlere bir örnek olarak verilebilir. Isı pompaları en basit tanımı ile "ekonomik değeri olmayan düşük kaynaklı bir bölgedeki ısıyı, ısıtılması düşünülen bölgeye pompalayan ve bu işi yapmak için çok az enerji harcayan (yaklaşık %20- %25) bir sistemdir. Aynı işi yapan elektrikli isticılara göre 3-4 kez daha az enerji tüketirler. ABD'nin öncülüğü ile Avrupa ülkelerinde kullanılmaya başlayan ısı pompaları son yıllarda oldukça yaygınlaşmış ve enerji tasarrufu konusunda küçümsenemeyecek ölçüde büyük başarılar elde edilmiştir.

Konvansiyonel sıcak havalı kurutucularda hava, atmosfere bırakılır ve bir miktar enerji kaybolur. Isı pompalı kurutucularda egzoz havasının hem duyulur hem de gizli ısı geri kazanılır ve toplam termal performans iyileşir. Isı pompalı kurutucuların konvansiyonel sıcak hava ile çalışan kurutucularla karşılaştırılması Geeraert (1976), Hodgett (1976), Tai(1982), Carrinton ve Baines(1988) tarafından yapılmıştır. Hodgete göre ısı pompalı kurutucularda spesifik nem çekme oranı (SMER) 1-4 kg/kWh'dir. Bu değer gerçekte ortalama 2-2.5 kg/kWh değerindedir. Bu çalışmalar kondanser ve evaporatörde ısı küttele transfer olaylarının detaylı olarak alınmadığı basit bir modele dayanır. Bu performansın yanlış anlaşılmasına yol açmaktadır. Bu yüzden ısı pompalı kurutucuların işletme karakteristiklerini tam olarak anlayabilmek için detaylandırılmış bir performans modeli gerekir. Bu model ile sistem performansı üzerine etkiyen değişkenler araştırılabilir. Literatürde birçok detaylandırılmış ısı pompası modeli vardır. Örneğin Fischer ve Rice (1983) ve Domanski ve Didian bu konuda çalışmalar yapmışlar fakat bu modeller kurutma uygulamaları için uygun değildir. Bunların bazıları nem çekme prosesleri için düşünülemez ve bazıları da adapte edilemeyecek kadar komplikedir. Şekil 1 de ısı pompalı bir kurutucu şematik olarak görülmektedir.



Şekil 1. Isı Pompası Destekli Bir Kurutucunun Şematik Gösterimi

Sistem; hava devresi ve soğutucu akışkan devresi olmak üzere iki çevrimi içermektedir. Hava çevriminde nemli sıcak hava kurutucudan ayrıldıktan sonra evaporatörden veya by-pass hattından ilerler, burada nem çekme işlemi gerçekleşir. Hava kondanserde ısıtılır ve ürünü kurutmak için kurutucudan geçer. Sisteme taze hava miktarı atmosfere bırakılan egzoz havasının miktarına eşittir.

Soğutucu akışkan devresinde, iş yapan akışkan havanın gizli ve duyulur ısısını kazanarak evaporatörde buharlaşır, kompresörde sıkıştırıldıktan sonra kondanserde ısıyı dış ortama verir. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki sıvı ekspansiyon valfinden düşük sıcaklık ve basınçlı buhar-sıvı karışımına dönüşür.

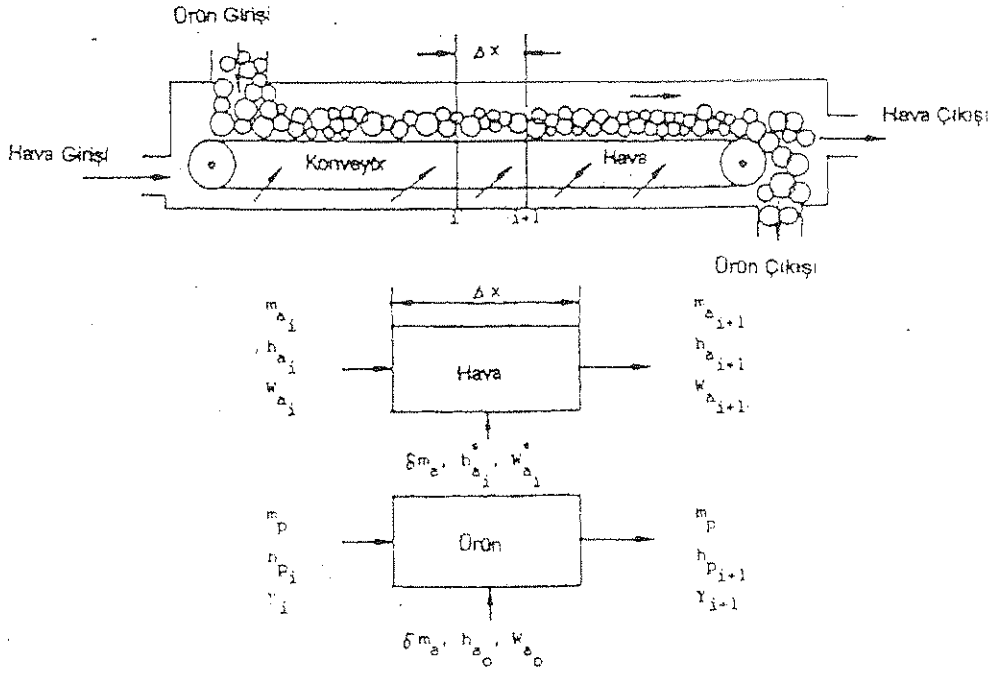
ISI POMPALI KURUTUCU MODELİ

Sürekli kurutucular genellikle endüstriyel ve tarımsal kurutma proseslerinde kullanılır. Bunlar malzemenin ve havanın birbirine göre akış yönlerine bağlı olarak; paralel akış, ters akış, ve dik yönde akış olmak üzere üç grupta toplanabilir (Keey 1978). Bu analizde sadece havanın malzemeye dik yönde aktığı kurutucu ele alınmıştır (Şekil 2).

Gerekli Denklemlerin Belirlenmesi:

Kurutucu performansını saptayan denklemlerin belirlenebilmesi için bir kontrol hacim yaklaşımı yapılmıştır. Model aşağıdaki yaklaşımları içermektedir:

1. Kurutucudaki hava akış yönü, malzemeye diktir.
2. Kurutucu kararlı hal koşullarındadır.
3. Kurutma havasının debisi sabittir.
4. Kurutucu cidarları yalıtılmıştır.
5. Ürün tabakası oldukça incedir bu yüzden ürünün sıcaklık ve nemi her bir kontrol hacminde sabit olarak düşünülebilir.
6. Kurutma prosesi esnasındaki ürünün hacim küçülmesi ihmal edilmiştir.



Şekil 2. Sürekli Bir Kurutucunun Şematik Diyagramı ve Kontrol Hacmi

Bu kabuller altında, Şekil-2'de görülen kontrol hacmi için aşağıdaki denklemler yazılabilir:

Havanın kontrol hacmi:

(i) Kuru havanın kütle korunum prensibinden:

$$m_{a_{i+1}} = m_{a_i} + \delta m_a \quad (1)$$

(ii) Nemin kütle korunum prensibinden;

$$m_{a_{i+1}} W_{a_{i+1}} = m_{a_i} W_{a_i} + \delta m_a W_{a_i}^* \quad (2)$$

(iii) Kontrol hacmindeki enerjinin kütle korunumu:

$$m_{a_{i+1}} h_{a_{i+1}} = m_{a_i} h_{a_i} + \delta m_a h_{a_i}^* \quad (3)$$

Ürünün Kontrol Hacmi:

(i) Ürünle gelen havanın kütle dengesi:

$$\delta m_a W_{a_i}^* = \delta m_a W_{a_o} + \alpha_{m_i} (W_{p_i} - W_{a_o}) A_d \Delta x \quad (4)$$

(ii) Ürünle gelen havanın enerji dengesi:

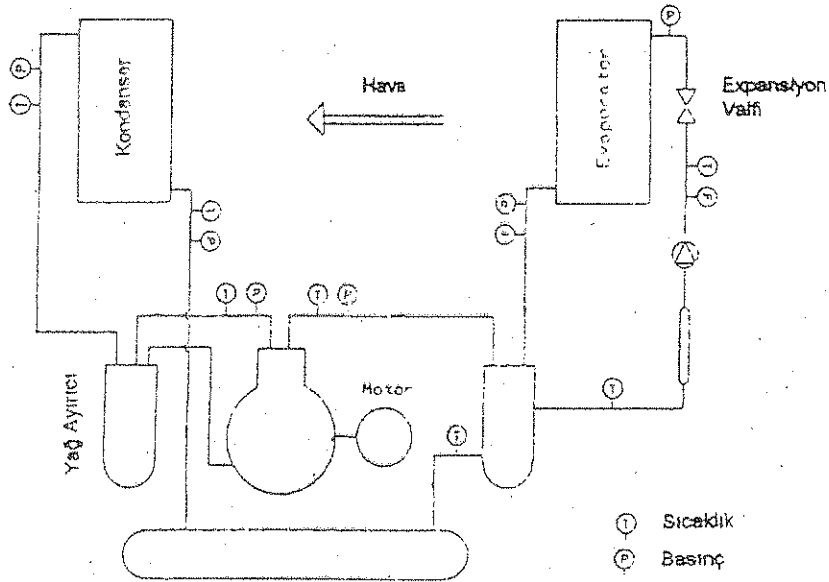
$$\delta m_a h_{a_i}^* = \delta m_a h_{a_o} + r \alpha_{m_i} (W_{p_i} - W_{a_o}) A_d \Delta x - \alpha_c (t_{a_i} - t_{p_i}) A_d \Delta x \quad (5)$$

(iii) Ürünün kütle dengesi:

$$m_p Y_{i+1} = m_p Y_i + \delta m_a (W_{ao} - W_{ai}^*) \quad (6)$$

(iv) Ürünün Enerji Dengesi:

$$m_p h_{pi+1} = m_p h_{pi} + \delta m_a (h_{ao} - h_{ao}^*) \quad (7)$$



Şekil 3. Isı pompası Biriminin Şematik Diyagramı

P. Jolly ve arkadaşlarının kullandığı modelde işletme karakteristiği ve temel sistem dizaynı aşağıdaki gibidir:

- (1) Evaporatör ve kondansatör düz kanatlı borulardan oluşmaktadır. Evaporatör ısı transfer alanı 9.34 m^2 ve kondansatör ısı transfer alanı 12.51 m^2 dir.
- (2) Kompresör süpürme hacmi $1.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, volumetrik verim %77, izantropik verim %67, mekanik verim %95 ve motor verimi %85 dir.
- (3). Kurutucu boyutu; 4.2 m uzunluk x 1.08 m genişlik x 0.52 m yüksekliktedir. Ürün geçişi konveyörle kontrol edilmektedir.
- (4) Isı pompasındaki soğutucu akışkan R-12 dir
- (5). Kurutma için seçilen malzeme ham kauçuktur.
- (6). Çevre havasının sıcaklığı 15 Cve bağıl nemi %47 olarak kabul edilmiştir.

ISI POMPALI KURUTUCUNUN PERFORMANS KRİTERLERİ

Isı pompalı kurutucunun performansı bazı kriterler ile karakterize edilmektedir. Sıklıkla kullanılan kriterler COP, SMER ve ürün geçişini (m_p) içerir.

Isı pompası performans katsayısı:

$$\text{COP} = \text{Kondanserde verilen ısı} / \text{Kompresöre verilen güç}$$

şeklindedir. COP sadece ısı pompasının performansını belirtmek için kullanılır.

SMER; 1 kg suyun çekilmesi için gereken enerji olarak belirlenir (spesifik nem çekme oranı).

$$\text{SMER} = \text{Birim zamanda üründen çekilen su} / \text{Birim zamanda toplam enerji girişi}$$

SMER genelde ısı pompalı kurutucunun performansını karakterize etmek için kullanılan bir kriterdir. Buna rağmen maximum SMER de ürün geçişi maximum değeridir.

SİSTEM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ:

Sistem parametrelerinin ısı pompası destekli sürekli kurutucu üzerine etkisi Şekil 4-8 arasında açıkça görülmektedir. Herbir şekil üzerinde bir parametre değiştirilirken diğeri sabit kalmaktadır.

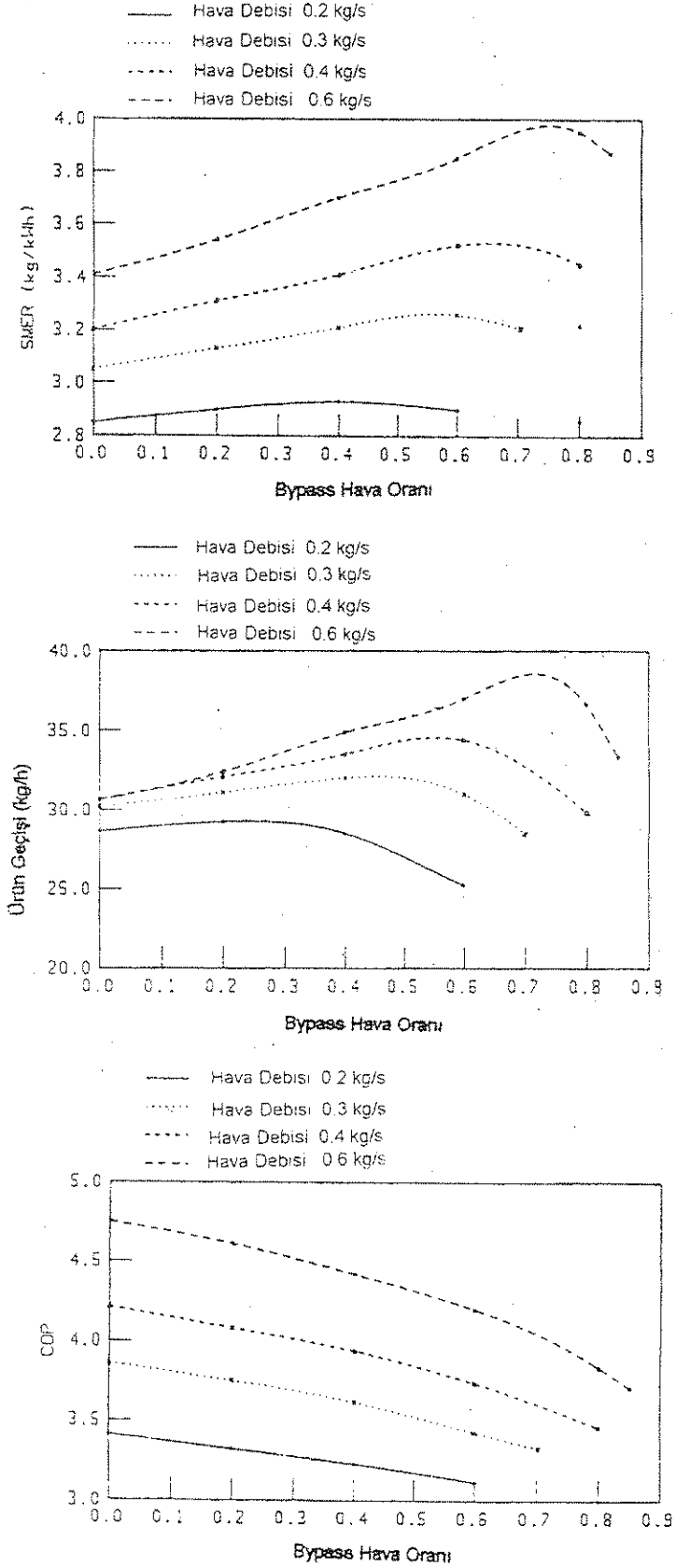
By-pass hava oranının sistem parametresi üzerine olan etkisi Şekil-4'te görülmektedir. By-pass hava oranı:

$$\text{BAR} = \text{By-pass havası debisi} / \text{Toplam hava debisi}$$

olarak belirtilebilir. Ilık havanın bir kısmı evaporatör etrafında by-pass yapıldığı zaman buharlaşma sıcaklığı düşecek ve kurutucu çıkışında havanın nemi artacaktır. Bu iki değişiklik evaporatördeki soğutmayı ve nem çekme işlemini arttıracaktır. Fakat by-pass havası artarsa; evaporatör ve kondanser arasındaki sıcaklık farkı yükselir ve COP azalır. Bu durumda yüksek nem çekme ve düşük COP arasındaki çatışma ortaya çıkar bunu önlemek için optimum by-pass hava debisi kullanılmalıdır. Bu olay Şekil 4'te gösterilmektedir. Ayrıca Şekil-4 toplam hava debisinin artırılması ile by-pass hava debisinin de artırıldığını göstermektedir. Geeraert (1976), Baines ve Carrington (1988) ve Zylla (1982) tarafından yapılan çalışmaların sonuçları göstermiştir ki; evaporatör etrafındaki by-pass havası SMER'i üç kat arttırabilir ve maximum SMER by-pass havası ile oldukça etkilenir. Şekil 4'te ise görülmektedir ki; evaporatör etrafındaki by-pass hava oranı SMER'i ancak %20 oranında arttırabilir ve maximum SMER by-pass hava oranına duyarlı değildir. Baines, Carrington (1988) ve diğer araştırmacılar evaporatör ve kondanserdeki ısı ve kütle transferini göze almamışlardır. Kanatlı boru çıkışında soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı her zaman sabit değildir. Evaporatör etrafında hava by-pass edildiği zaman evaporatörden geçen hava debisi azalmaktadır. Bu da evaporatörün soğutma ve nem çekme kabiliyetini azaltacağı için, evaporatördeki ısı ve kütle transferi azalacaktır.

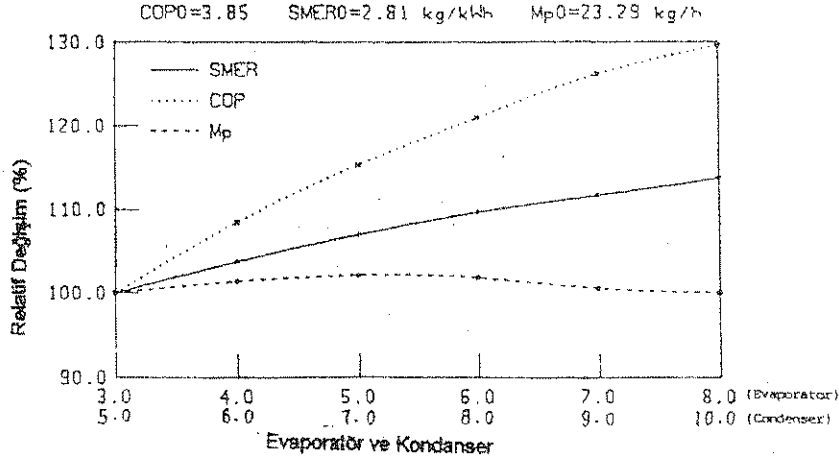
Ayrıca Şekil 4 göstermektedir ki; yüksek SMER maximum ürün geçişine bağlıdır. Buradan da anlaşılacağı gibi optimum kurutucu; kurutucu sistemin SMER'ni maximum yaparak gerçekleştirilebilir.

Tai'nin simülasyon ve deneysel sonuçlarına göre; ısı pompasının COP'nin maximum yapıldığında ısı pompalı kurutucunun optimum olacağını önermiştir. Baines ve Carrington (1988) 'na göre ise bu durum her zaman doğru değildir. Şekil 4' bakılacak olursa yüksek COP'nin yüksek SMER değerini vermediği görülür.

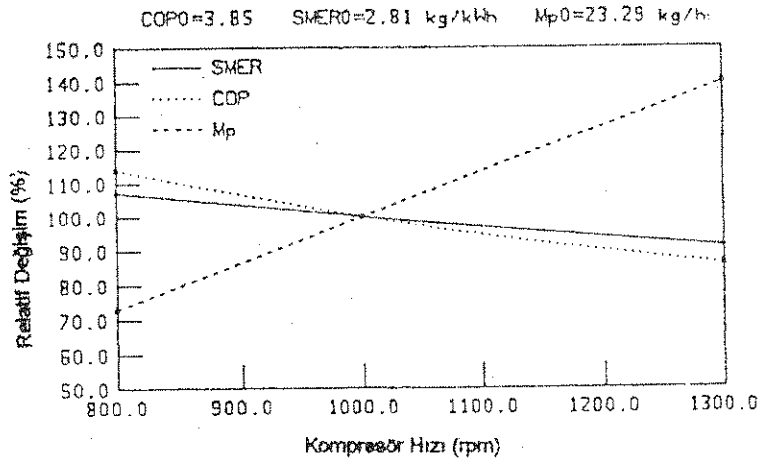


Şekil 4. By-pass Hava Oranının Sistem Parametreleri Üzerine Etkisi (a)SMER, (b) M_P , (c)COP (Egzoz hava debisi 0.03 kg/s, kompresör hızı=1000 dev/dak)

Şekil 5; evaporatör ve kondanserin ısı transfer alanları ile sistem performansı arasındaki bağıntıyı göstermektedir. Evaporatör ve kondanser alanları arttığı zaman COP, SMER ve ürün hızının arttığı gözlenmiştir. Fakat bu artış lineer değildir. Evaporatör ve kondanser ısı transfer alanı belirli değerlere ulaştığı zaman sistem performansının az arttığı gözlenmiştir. Bu sonuç bize, evaporatör ve kondanserin aşırı büyük yapıldığında ekonomik açıdan anlamsız olacağını gösterir.

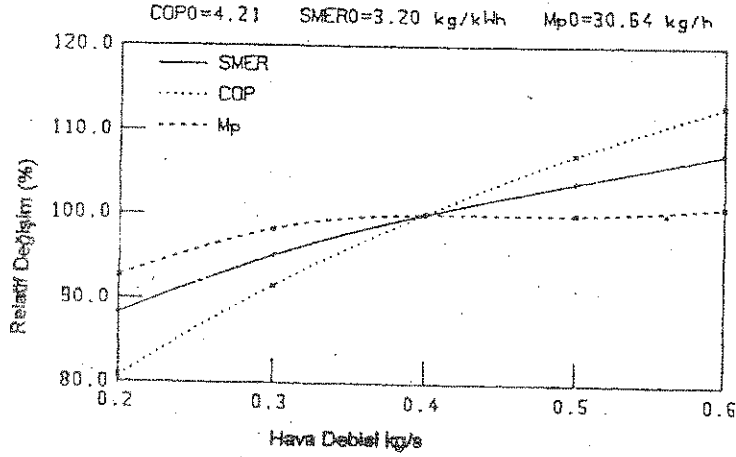


Şekil 5. Evaporatör ve Kondanser Isı Transfer Alanlarının SMER, COP ve M_p Üzerine Etkisi
(Toplam hava debisi 0.254 kg/s, Egzoz hava debisi= %15x toplam hava debisi)

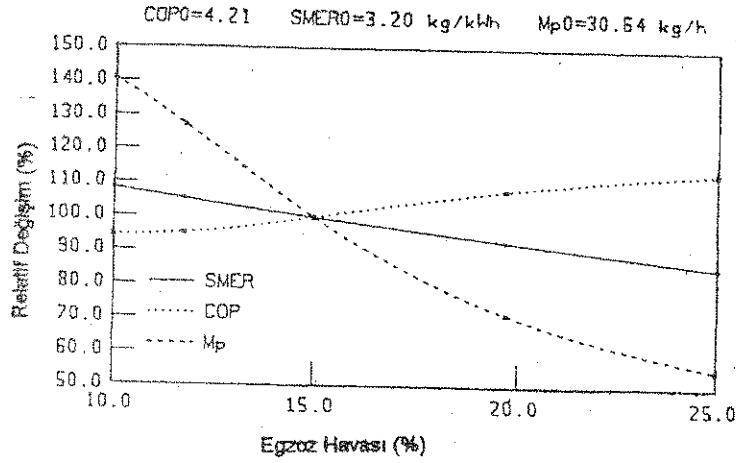


Şekil 6. Kompresör Hızının SMER, COP ve M_p Üzerine Etkisi
(Toplam hava debisi =0.254 kg/s, Egzoz hava debisi= %15x toplam hava debisi)

Şekil 6'da kompresör hızının sistem performansı üzerine etkisi görülmektedir. Kompresör hızı yükseldikçe SMER ve COP azalır fakat ürün geçişi hızla artar. Bütün bu değişimler Kompresör hızı ile lineer doğru orantılıdır. Yüksek SMER düşük ürün geçişine karşılık gelir. Kuruma hızı ve SMER arasındaki denge sağlanması gerekir.



Şekil 7. Toplam Hava Debisinin SMER, COP ve M_p Üzerine Etkisi
(Egzoz hava debisi =0.03 kg/s, kompresör hızı=1000 dev/dak)



Şekil 8. Egzoz Hava Oranının SMER, COP ve M_p Üzerine Etkisi
(Toplam hava debisi=0.254 kg/s, kompresör hızı=1000 dev/dak)

Şekil 7'de toplam hava debisinin sistem performansı üzerine etkisi görülmektedir. Toplam hava debisi artırılırsa soğutucu akışkanın yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark artar, COP ve SMER iyileşir fakat fan gücündeki değişim yeterli değildir. Hava debisi ile fan gücünün değişimi düşünülürse optimum bir hava debisi gerekecektir.

Şekil 8; kurutucu çıkışında atmosfere atılan ılık havanın ısı pompalı kurutucu üzerine olan etkisi gösterilmiştir. Egzoz havası azaltıldığı zaman sistemin çalışma sıcaklığı artar. Bu durum ise SMER ve M_p 'yi artırır fakat yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark artar ve ısı pompasının COP'sı düşer. Dışarı atılan hava %10 oranında azaltılırsa SMER %15 ve ürün geçişi % 50 oranında artar. Aynı zamanda sistemin ısı kaybı ve hava filtrasyonu da azalacaktır. Fakat minimum egzoz debisi yüksek akışkan sıcaklığı ile sınırlıdır.

SONUÇ

İncelemeler göstermiştir ki; by-pass hava oranı, toplam hava debisi ve egzoz debisi; sistemin performansını etkileyen anahtar parametrelerdir. Evaporatör etrafındaki by-pass havası sistemin performansını %20 oranında iyileştirebilir. Bu iyileşme artan hava debisi ile artar. Basit bir ısı pompalı kurutucu için optimum by-pass hava debisi belirlenebilir. Egzoz havasının %10 azaltılması ile SMER

%15 ve ürün geçişi % 50 oranında iyileşir. Fakat bu iyileşme soğutucu akışkanın yüksek çalışma sıcaklığı ile sınırlıdır.

Simgeler

A.....	= ısı transfer alanı, m ²
A _d	= ürünün ısı transfer alanı m ² /m
h	= entalpi kJ/kg
m	= kütle debisi, kg/s
r	= suyun buharlaşma gizli ısısı kJ/kg
W _a	= Havanın mutlak nemi, kg/kg
Δx	= Buhar kalitesindeki değişim
Y	= Ürünün nem bileşimi kg/kg
α _c	= Hava kenarındaki ısı transfer katsayısı kW/m ² C

KAYNAKLAR

- [1] Hodgett, B. "Efficient drying using heat pumps" Chemical Engineer, 311 -512, 1976
- [2] Keey, R.B. "Introduction to industrial drying operations" Pergamon Press
- [3] Baines, P.G. and Carrington, C.G. "Analysis of Rankine cycle heat pump dryers " Int. J. Energy Res. 12 495- 410
- [4] Jolly, P, Jia, X. and Clements, S. " Heat pump assisted continuous drying Part 1: A Simulation Model " Int. J. Energy Res. 14 757-770
- [5] ASHRAE 1981 Fundamental Handbook
- [6] Baines, P. G. "A comparative analysis of Heat pump dryers " Int. J. Energy Res. 15, 1988
- [7] Carrington, C.G. and Baines, P.G. "Second law limits in convective heat pump dryers" Int. J. Energy Res . 12 481-494, 1988

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Balıkesir'de tamamladı. 1991'de Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden birincilikle mezun oldu. 1991 yılında Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesinde Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 1993 yılında aynı üniversitede Araştırma Görevlisi kadrosuna atandı. 1993 yılında Yüksek Lisans öğrenimini tamamladı. 1994 yılında Doktora eğitimine başladı. Halen doktora tez çalışması devam etmektedir.