

ISI POMPALI KURUTUCULARIN ENERJİ ETKİN TASARIMI – MODELLEME ÇALIŞMASI –

Anıl AKGÜN
Serhan KÜÇÜKA

ÖZET

Isı pompalı kurutucular için sayısal bir benzeşim modeli geliştirilmiştir. Isı pompalı kurutucularda kullanılan temel elemanlar kurutma odası, dolaşım fanı, ısı pompasının kompresörü, yoğuşturucusu ve buharlaştırıcısıdır. Egzoz havası enerjisini emiş havasına aktaran bir ısı geri kazanım ünitesi modele eklenmiştir. Tasarlanan sistemde ısı pompası kondenseri dolaşım havası üzerinde bulunurken, evaporatör ise egzoz havası üzerine yerleştirilmiştir. Evaporatörün egzoz havası üzerine yerleştirilmesi mevcut literatüre göre bir yenilik getirmektedir. Çalışmada kurutma havası debisi ve atık hava oranının enerji tüketimine etkisi parametrik olarak incelenmiştir. Birim enerji için özgül nem uzaklaştırma hızı SMER değerinin uygun koşullarda 4 kg-nem/kWh civarına kadar yükselebileceği gösterilmiştir. Egzoz havası enerjisinin geri kazanılması, sistemin toplam enerji tüketiminin %20 kadar azalmasına neden olmaktadır. Bilgisayar üzerinde geliştirilen model, kurutmadaki psikometrik hesaplamaların yapılmasında ayrıca kolaylık getirmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kurutma, ısı pompalı kurutma, ısı geri kazanımı, özgül nem uzaklaştırma hızı (SMER), kurutma simülasyonu.

ABSTRACT

A numerical similarity model has been developed for the heat pump dryers. The main elements which are used in heat pump dryers are a drying cabinet, circulation fan, compressor, evaporator and condenser of heat pump. A heat recovery unit which transfers the energy of the exhaust air to the suction air has been added to the model. In the designed system, while the heat pump condenser is placed in the flow of circulation air, evaporator is placed in the flow of exhaust air. Placement of the evaporator is an innovation according to the existing literature. In the study, the effect of the flow rate of drying air and exhaust air ratio on power consumption has been examined parametrically. The specific moisture extraction rate-SMER value has been illustrated to increase to approximately 4 kg-water/KWh under appropriate conditions. Recovering the energy of exhaust air causes about %20 decrease in power consumption of the system.

Keywords: Drying, heat pump drying, heat recovery, specific moisture extraction rate (SMER), drying simulation.

1. GİRİŞ

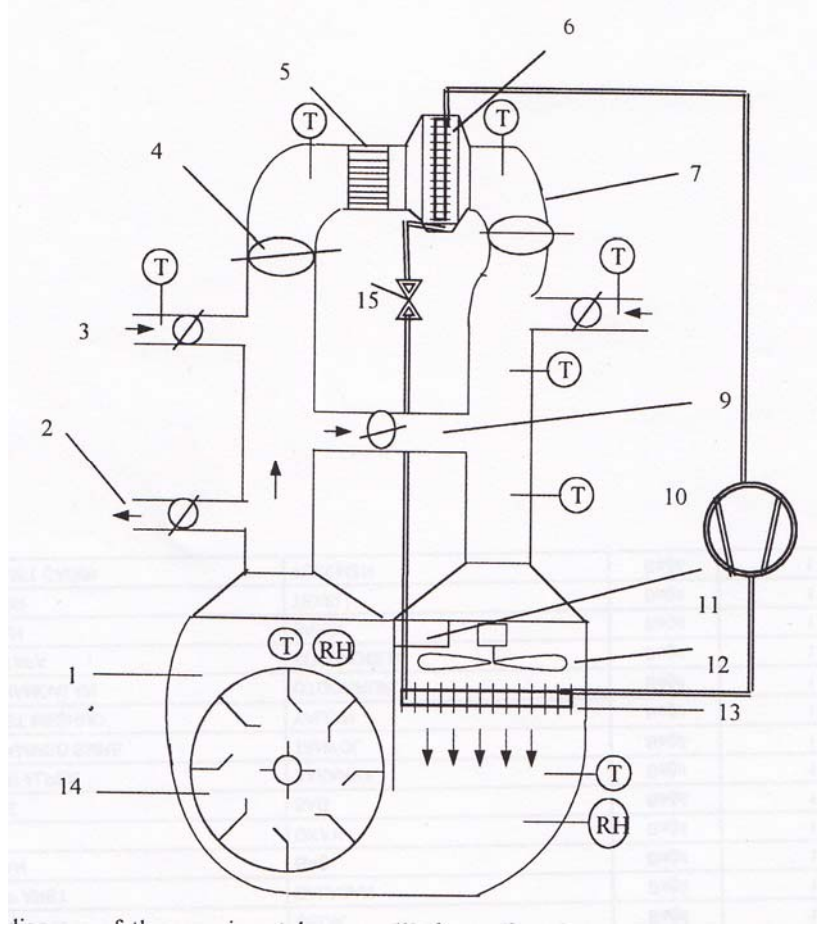
İlk yatırım maliyetlerinin yüksekliği ve enerji performansının istenen düzeyde olmaması nedenleri ile ısı pompalı kurutucular henüz yaygın olarak kullanılmamaktadır. Buna karşın enerjinin etkin kullanımı

açısından ilgi çekici olup, literatürde ısı pompalı kurutucularla ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Burada konuyu yansıtacak nitelikte kabul edilen bir kısım sayısal ve deneysel çalışma özetlenmiştir.

Isı pompalı kurutucularla ilgili literatürde mevcut ilk çalışmalardan birinde S. Prasertsan ve P. Saensaby klima parçaları kullanarak oluşturdukları bir ısı pompalı kurutucuda kauçuk kerestesi ve muz kurutulması için deneyler yapmışlardır [1]. Kurutma havası sıcaklığı 50–60°C arasındadır. Kurutma odasının taban boyutları 1.1 x 1.1 m ve yüksekliği 2 m'dir. R22 akışkanının kullanıldığı ısı pompası sisteminde 11 kW kapasiteli pistonlu kompresör kullanılmıştır. Sistemde dolaşan havanın evaporatör ve kondenser girişleri arasında ısı geri kazanım ünitesi (ısı değiştirici) kurularak, evaporatör ve kondenser yükleri azaltılmıştır. Her bir ürün için farklı ilk özelliklerde dörder ayrı deney yapılmıştır. 72 saat süren kurutma deneylerinde birim enerji için uzaklaştırılan nem miktarını gösteren SMER (specific moisture extraction rate, özgül nem uzaklaştırma hızı) ortalama değerleri 0.240 ve 0.572 kg-nem/kWh arasında değişmiştir. Bu rakamlar diğer çalışmalara göre oldukça düşük değerler olup, çevreye egzoz havası ve ısı kayıplarla oldukça fazla miktarda enerji atıldığı şeklinde yorumlanabilir.

Z. Oktay buhar sıkıştırımlı ısı pompası kullanılan bir kurutma sisteminin performansına etkiyen parametrelerle ilgili bir literatür çalışması sunmuştur [2]. Kurutucu çıkışındaki nemli havanın bir kısmı dışarı atılarak yerine taze hava alınmaktadır. Kalan havanın ise bir kısmı evaporatör üzerinden geçirilirken, kalan hava ise evaporatörü atlatarak kondenser öncesi evaporatör üzerinden gelen hava ile karıştırılmaktadır. Atlatma havası oranının artırılması ile nemli hava evaporatör üzerinden geçirilmeden geri döndürülmüş olmakta, havanın kurutucudaki nemi artmakta, evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkı yükselmekte ve ısı pompası ısıtma tesir katsayısı (ITK) değeri düşmektedir. Ancak yüksek ITK değerlerinin her zaman yüksek SMER değerini vermediği, SMER değerinin ürün geçiş hızına bağlı değiştiği görülmüştür. Evaporatör ve kondenser alanlarının artmasıyla ITK, SMER ve kurutulan ürün hızının doğrusal olmayan bir şekilde arttığı, belirli değerlerden sonra sistem performansının artışının durduğu gözlenmiştir. Toplam hava debisinin artırılmasıyla soğutucu akışkanın yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark azalmakta, COP ve SMER iyileşmekte fakat fan güç ihtiyacı artmaya başlamaktadır. Dışarı atılan hava oranının azaltılması ile birlikte SMER değeri iyileşmektedir.

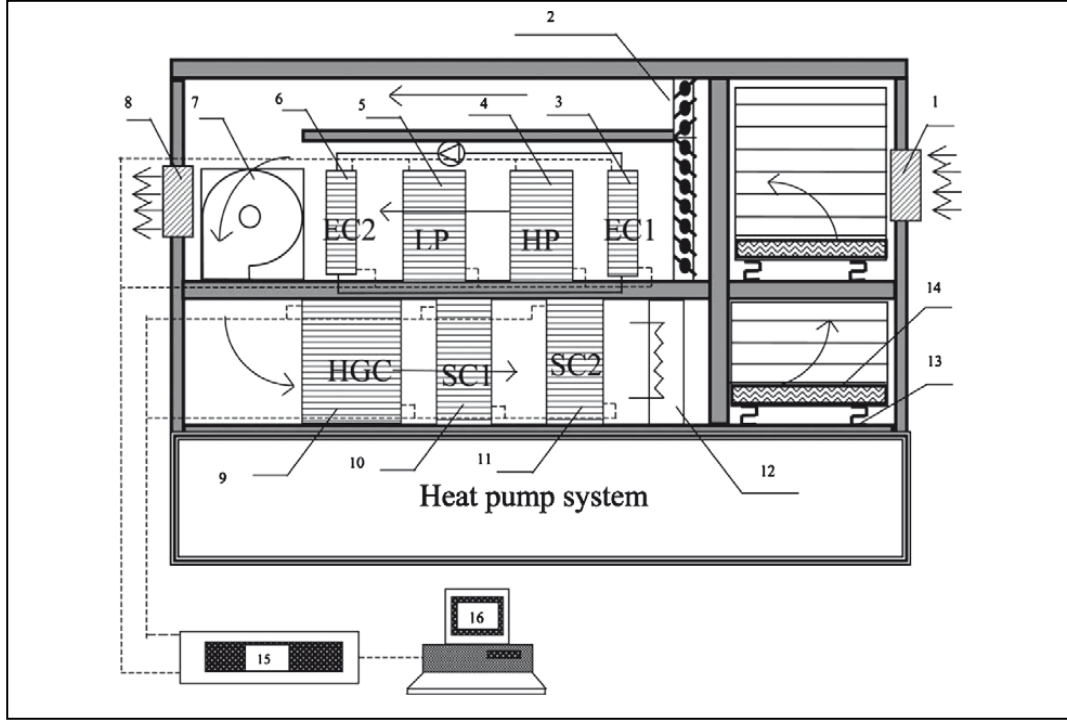
Oktay tarafından gerçekleştirilen diğer çalışmada ise Şekil–1 de genel yerleşimi gösterilen ısı pompalı bir kurutucu tesis edilerek SMER değerlerinin hava dolaşım hızı, dolaşım oranı ve atlatma (by-pass) havası oranı ile değişimi deneysel olarak araştırılmıştır [3]. Hava dolaşım oranı, kurutma işleminden sonra çevrimde yeniden dolaştırılan hava oranı olarak tanımlanmakta ve taze hava oranı ile ters orantılı olarak değişmektedir. Atlatma havası oranı ise dolaşım havasının evaporatör üzerinden geçirilmeyen oranıdır. Sabit hava dolaşım hızı için, dolaşım havası oranı arttıkça (taze hava oranı azaldıkça) ve atlatma havası oranı azaldıkça SMER ve ITK değerleri iyileşmektedir. Kurutulacak madde olarak yün kullanılan çalışmada dolaşım havası oranının %20 den %80 'e artırılması ile ITK oranı 2.5 değerinden yaklaşık 4 değerine, kompresör güç tüketimine dayalı SMER değeri ise 2.2 kg-nem/kWh değerinden 3.5 kg-nem/kWh değerine artmıştır. SMER hesaplanmasında fan ve diğer yardımcı elemanların güç tüketimleri de dikkate alındığında, bu değer 1.5 ve 2.8 kg-nem/kWh arasında değişmektedir.



Şekil 1. Kurutma Düzeneği Şematik Diyagramı [3].

- (1) kurutucu; (2) atık hava; (3) taze hava; (4) damper; (5) santrifüj fan; (6) evaporator; (7) esnek kanal; (8) taze hava girişi; (9) atlatma havası kanalı; (10) kompresör; (11) fan hızı ölçme düzeneği; (12) aksiyal fan; (13) kondenser; (14) silindir; (15) genişleme vanası.
“T” ve “RH” sembolleri sırası ile sıcaklık ve bağıl nem ölçüm noktalarını göstermektedir.

Chua ve Chou tarafından yapılan çalışmada, ısı geri kazanımlı ve iki evaporatörlü bir ısı pompalı kurutma sistemi tesis edilmiştir [4]. Kondenserden dönen soğutucu akışı ikiye bölünerek evaporatörlere farklı basınçlarda girmekte, kompresör emiş tarafında ise yüksek basınç evaporatöründen çıkan akışkanın basıncı düşürülerek evaporatör çıkışları birleştirilmekte ve kompresöre ortak olarak sevk edilmektedir. Yüksek basınç kademesinde soğutucu akışkan çıkış entalpisinin yüksek olması, birim soğutucu akışkanın soğutma kapasitesinin artmasını sağlamaktadır. Kurutma havası dolaşımında ilk kademe (yüksek basınç) evaporatör girişi ile kondenser öncesi arasında ısı geri kazanım ünitesi tesis edilerek evaporatör ve kondenser yüklerinin azaltılması sağlanmıştır. Çalışmada aynı kompresör için çift evaporatör kullanılmasının ısı kapasiteyi %35'e kadar arttırabildiği ve evaporatör atlatma oranına bağlı olarak en yüksek SMER değerinin 1 kg-nem/kwh civarında olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2. Isı Geri Kazanımlı ve Çift Evaporatörlü Isı Pompalı Kurutucu [4].

(1,8) Taze hava ve egzoz pancurları; (2) hava damperi; (3,6) ısı geri kazanım cihazı; (4,5) evaporatör; (7) santrifüj fan; (9) kondenser sıcak gaz soğutucu; (10, 11) kondenser; (12) dirençli ısıtıcı; (13) tartı (load-cell); (14) su tepsisi; (15) veri toplar; (16) bilgisayar.

Tosun yaptığı deneysel çalışmada ısı pompası destekli, ısı geri kazanımlı, raflı bir kurutucuda sarı elma kurutma uygulaması yapmıştır [5]. Sistemde iki kademeli yoğuşturucu kullanılmış, ayrıca evaporatör öncesi bir ısı değiştiricisi ön soğutucu olarak kullanarak ısı geri kazanımı sağlanmıştır. Kullanılan kompresör gücü 1.3 kW'dır. Tosun çalışmasında elma dilimlerini farklı ebatlarda keserek 40, 44, 48 ve 50°C olmak üzere dört farklı sıcaklıkta, 2 ve 2.5 m/s hava hızında deneyleri tekrarlamıştır. Ölçümlerde kuruma sürelerinin sıcaklıklara göre 435 ila 285 dakika arasında değiştiği görülmüştür. SMER değerleri verilen sıcaklıklar için sırasıyla 0.46, 0.68, 0.61 ve 0.81 kg-nem/kWh olarak hesaplanmıştır. ITK değerleri de yine aynı sırayla 2.72, 2.62, 2.59 ve 2.81 olarak tespit edilmiştir. Farklı kalınlıktaki elma dilimlerinin nem oranının zamanla değişimini belirleyen bir matematiksel model geliştirilmiştir. Yapılan düşük sıcaklıktaki kurutmanın ürün kalitesini olumlu etkilediği görülmüştür.

Isı pompalı kurutma sistemleri ile ilgili bir simülasyon çalışması ise S. Coşkun tarafından yapılmıştır [6]. Coşkun çalışmasında ısı pompası destekli sürekli kurutuculu sistemin matematiksel modelini oluşturmuş ve bu modeli kullanarak sayısal simülasyon yapmıştır. Çalışmada ITK ve SMER değerlerinin atlatma havası oranı, taze hava oranı, taze hava emiş sıcaklığı ve kompresör devir sayısı ile değişimi incelenmiştir. Atlatma oranı arttıkça ITK değerinin azaldığı, SMER değerinin ise belirli bir orana kadar yükselerek daha sonra düştüğü görülmüştür. Hesaplanan SMER değerleri 1.2 ile 2 kg-nem/kWh arasında değişmektedir.

Yukarıda incelenen ısı pompalı kurutma sistemlerinde kurutma havası ısı pompası evaporatörü üzerinden geçirilerek nemi alınmakta ve kondenser üzerinde sıcaklığı tekrar artırılarak kurutma kabine geri gönderilmektedir (kapalı hava çevrimli ısı pompalı kurutucu). Bazı uygulamalarda hava değişimini kısmi olarak sağlamak ve kondenser yükünü dengelemek amacı ile havanın bir kısmı kurutma işleminden sonra dışarı eksoz edilerek yerine taze hava alınmakta, ancak genel ilke değişmemektedir. İncelenen sistemlerde ısı pompası yükünü azaltmak üzere ısı geri kazanım ısı değiştirgeci kullanılmıştır.

Bir ısı pompası çevriminde enerji etkinliğini gösteren esas değer özgül nem uzaklaştırma oranı SMER değeridir. Literatürde verilen ısı pompalı kurutma sistemlerinde, kullanılan ısı pompasının tesir katsayısına, ürün sıcaklığına, taze hava ve eksoz havası miktarlarına, çevreye olan ısı kaybı gibi pek çok değişkene bağlı olarak SMER değeri 0.5 ile 2 kg-nem/kWh aralığında değişmektedir. Dolaşım havasının evaporatör üzerinden geçirilmeyen kısmını veren atlatma oranı kurutmayı etkileyen diğer bir değişkendir. Tüm bu değişkenlerin etkileri farklı çalışmalarda araştırılmışsa da, her bir çalışma durumunda elde edilen sonuçlar değişmektedir.

Bu çalışmada, yukarıdaki tasarımlardan farklı olarak evaporatörün egzoz havası üzerine yerleştirildiği bir ısı pompalı kurutucu tasarlanmıştır. Önerilen sistemde değişkenlerin sistematik olarak incelenmesi ile ısı pompalı kurutma sistemlerinde ulaşılabilecek en yüksek SMER değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Oluşturulan modelin geniş tanıtımı ve ulaşılan sonuçlar takip eden bölümlerde açıklanacaktır.

2. KURUTUCU MODELİ

2.1. Tasarım Esasları

Kurutmada enerji tüketimine etki eden faktörlerin araştırılması amacı ile sayısal bir benzeşim modeli geliştirilmiştir. Isı pompalı kurutma sistemlerinde genel uygulama evaporatörün dönüş havası üzerine yerleştirilmesi ile kurutucuda dolaşan havanın neminin alınmasıdır. Bu çalışmada ise, evaporatör egzoz havası üzerine yerleştirilerek, gerekli enerjinin atık havadan sağlanması amaçlanmıştır. Kurutma havasının nemi ise taze hava emişi ile dengelenmiştir. Bu şekilde hem kuruma sırasında üründen gelen meyve asitleri gibi farklı dışarı emisyonların atılması ve kurutma havasının tazelenmesi sağlanmakta, hem de kurutma havası nem ve sıcaklığı taze hava oranına bağlı olarak dengelenebilmektedir. %100 taze havalı kurutucular dışında evaporatörün egzoz üzerinde olduğu bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Diğer yandan evaporatör öncesi bir ısı geri kazanım cihazı eklenerek egzoz enerjisinin bir kısmı geri kazanılmış ve yoğuşturucu yükünün ve dolayısı ile kompresör gücünün düşürülmesi sağlanmıştır.

Sayısal modelin kullanılması ile farklı kurutma sıcaklık ve nemi için ve farklı atık hava oranlarında enerji tüketiminin değişimi sayısal olarak araştırılmış ve enerji etkin kurutma çalışması için gereken kıstaslar belirlenmiştir. Modelin şemasal gösterimi ve bir örnek çalıştırma durumu (Şekil-3) te verilmiştir.

2. 2. Termodinamik Esaslar

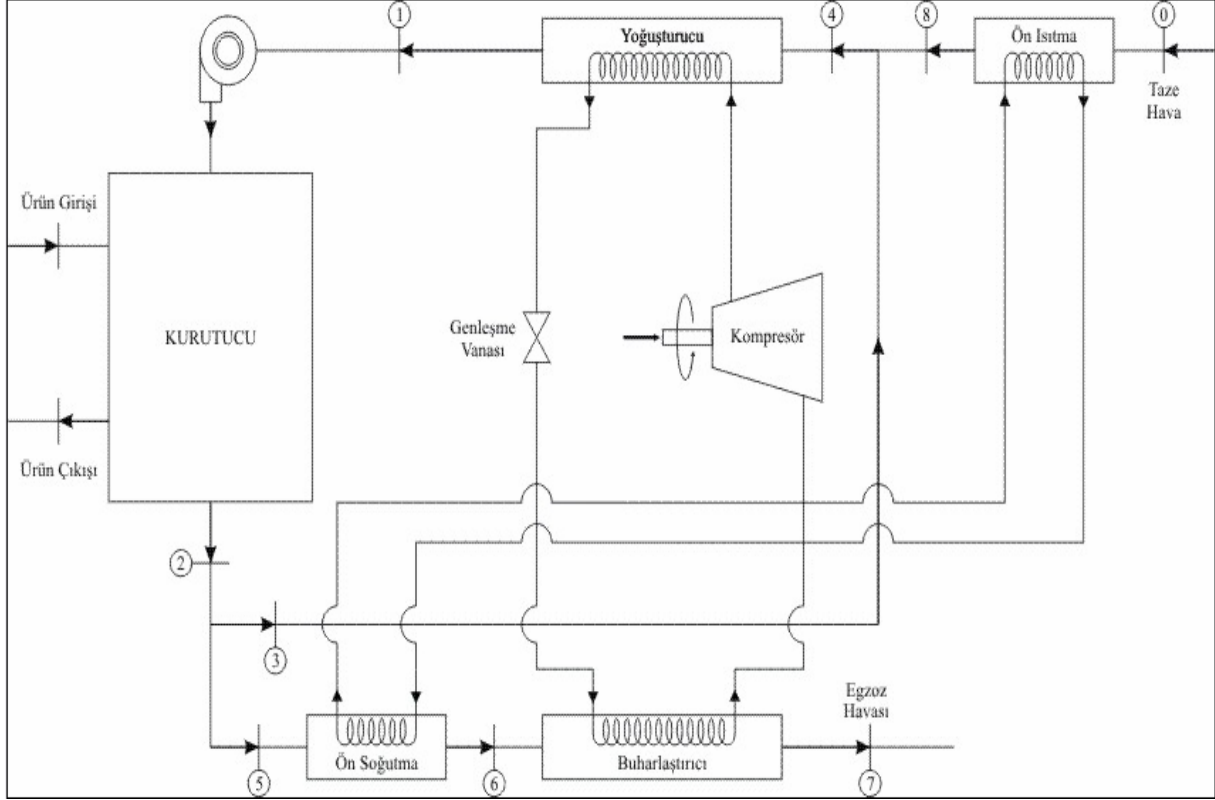
Geliştirilen model aşağıdaki kabulleri içermektedir:

1. Kurutma işlemi sürekli durum koşullarında gerçekleşmekte ve kuruma hızı zamanla değişmemektedir.
2. Kurutma odası ve hava kanalları yalıtımlı olup, çevre ile ısı alışverişi ihmal edilebilir düzeydedir.
3. Fandan gelen enerji kazanımı ihmal edilebilir düzeydedir.
4. Kurutulacak maddenin içindeki sıvı su kurutucuya çevre sıcaklığında girmektedir. Kuru maddenin sıcaklık değişiminden ileri gelen enerji depolanması ihmal edilmiştir.

İlk koşul kuruma hızının kurutulacak malzemenin cinsine ve kurutma havası sıcaklık, nem ve hızına bağlı olmayıp sabit hızla gerçekleştiğini öngörmektedir. Bu durum gerçek malzemelerin kurutulmasına uymamaktadır. Ancak kabul edilecek bir kurutma hızı için ortalama enerji tüketimi ve hava hızı veya taze hava oranı gibi farklı değişkenlere bağlı değişimi hesaplanabilmektedir. İlk koşulun bir uzantısı olarak, kurutucu ekipmanların sıcaklık değişiminden ileri gelen ısı depolama ihmal edilmektedir.

Son (4.) koşul ise kurutulan malzemenin duyulur ısı değişiminden ileri gelen enerji değişimine ilişkindir. Yapılan çalışmada, ürün nemi yaş bazda başlangıçta %80, kuruma sonunda %20 alınmıştır. Bu

yüksek kurutma oranlarında duyulur ısı değişimine harcanan enerji buharlaşma enerjisine harcanan yanında ihmal edilebilecek düzeydedir. Buharlaşma miktarının toplam kütleinin %10'undan daha düşük olduğu durumlarda duyulur ısı değişiminin buharlaşma enerjisine oranı ısı kayıplarla birlikte %50 'yi aşabilir. Ancak çalışmada enerji veriminin en yüksek olduğu sınır değerlendirildiğinden duyulur ısı değişimi göz önüne alınmamıştır.



Şekil-3 Kurutucu Modeli

Kurutulacak maddenin nem değişimi ve buharlaşma miktarı: Başlangıçtaki toplam kurutulacak madde miktarı (m_i) ve başlangıç nemi yağ bazda (y_i) olarak verilsin. Son nemin (y_f) olması halinde son durumdaki ürün toplam kütlesi;

$$m_f = \frac{1 - y_i}{1 - y_f} m_i \quad (\text{kg}) \quad (1)$$

buharlaştırılan nem miktarı;

$$m_{buh} = m_i - m_f \quad (\text{kg}) \quad (2)$$

şeklinde hesaplanır.

Kurutma süresi Δt olmak üzere buharlaşma hızı

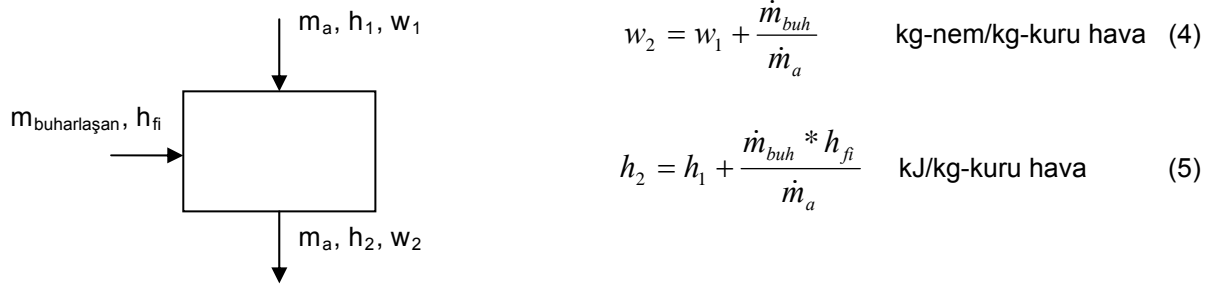
$$\dot{m}_{buh} = \frac{m_{buh}}{\Delta t_{kurutma}} \quad (\text{kg/s}) \quad (3)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Dolaşım havası sıcaklığı ve nem değeri: Kurutma sisteminde dolaşan hava kurutma, karıştırma, ısıtma, soğutma gibi işlemlerden geçerek her durumdaki nem ve sıcaklığı değişmektedir. Havanın kurutucuda farklı durumlardaki sıcaklık, entalpi ve nem değişimleri aşağıdaki gösterilmiştir. Nemli

havanın entalpi ve neminin bilinmesi halinde diğer özelliklerinin sayısal olarak hesaplanabilmesi için çeşitli bağıntılar mevcut olup, programda ASHRAE tarafından verilen nemli hava özelliklerine dair polinomik denklemler kullanılmıştır.

Kurutma kabini kütle ve enerji dengesi: Kurutma havası kabine \dot{m}_a kütleli debisinde ve (T_1, w_1) sıcaklık ve neminde gelmektedir. Buharlaştırma hızının bilinmesi halinde kurutma kabininden çıkan havanın mutlak nem ve entalpisi aşağıdaki şekilde yazılır:



Şekil 4. Kurutma Kabini Kütle ve Enerji Dengesi

Burada \dot{m}_a , kurutma havası kütleli debisi (kuru hava), w , havanın mutlak nemi, h , havanın entalpisi, h_{fi} ise kurutma işlemine giren sıvı suyun başlangıç entalpisidir. Buharlaştırma işlemine girmeyen kütlelerin sıcaklık ve entalpi değişimi ihmal edilmiştir.

Kurutma kabininden çıkan havanın \dot{m}_0 kadar bir kısmı egzoz edilmekte, kalan hava aynı miktarda taze emiş havası ile karıştırılarak ısı pompasının yoğuşturucu (kondenser) ünitesine gönderilmektedir. Şekil-3'te kurutma kabininden çıkış, egzoz, ve karışım noktasına gönderilen havalar (2, 3, ve 5) aynı termodinamik durumlara sahiptir. Isı Geri Kazanım (IGK) ünitesinden gelen \dot{m}_0 kütleli debisindeki taze havanın sıcaklık ve mutlak nemi

$$T_8 = T_0 + \eta_{IGK} (T_5 - T_0) \quad (^\circ\text{C}) \quad (6)$$

$$w_8 = w_0 \quad (\text{kg-nem/kg-kuru hava}) \quad (7)$$

bağıntılarından hesaplanır. Burada η_{IGK} IGK ünitesi duyulur ısı verimi olup %50 civarında alınabilir. T_0 , w_0 çevre havası sıcaklık ve nemini göstermektedir.

Karışım sonrası yoğuşturucuya gönderilen havanın nemi ve entalpisi,

$$w_4 = \frac{(\dot{m}_a - \dot{m}_0)w_3 + \dot{m}_0w_8}{\dot{m}_a} \quad (\text{kg-nem/kg-kuru hava}) \quad (8)$$

$$h_4 = \frac{(\dot{m}_a - \dot{m}_0)h_3 + \dot{m}_0h_8}{\dot{m}_a} \quad (\text{kJ/kg-kuru hava}) \quad (9)$$

bağıntıları ile hesaplanmaktadır. Yoğuşturucuda hava tekrar kurutma sıcaklığına yükseltilir.

$$T_1 = T_{kurutma} \quad w_1 = w_4 \quad (10)$$

Isı pompası yoğuşturucu (kondenser), kompresör ve buharlaştırıcı (evaporatör) yükleri ayrıca hesaplanmalıdır. Yoğuşturucu yükü

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_a (h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (11)$$

Isı pompası kompresörünün gücü

$$\dot{W}_{kom} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{ITK_{IP}} \quad (\text{kW}) \quad (12)$$

Buharlaştırıcı yükü

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{Q}_{yoğ} - \dot{W}_{kom} \quad (\text{kW}) \quad (13)$$

bağıntıları ile hesaplanır. Egzoz havasının 6 ve 7 noktalarındaki durumları, IGK ünitesi ve buharlaştırıcı yüklerinden ve entalpi değişimlerinden hesaplanabilir.

Yukarıdaki modelde taze hava oranı ($r_{ekzoz} = \frac{\dot{m}_{a8}}{\dot{m}_a}$) değiştirilerek havanın kurutucuya giriş nemi istenilen düzeyde tutulmaktadır.

3. ÖRNEK HESAPLAMA VE KURUTMA PERFORMANSININ DEĞİŞİMİ

3.1. Örnek Hesaplama

Çalışmanın sayısal olarak değerlendirilmesi için örnek bir durum için hesaplama yapılmış ve değişen parametrelerin kurutma performansını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Göz önüne alınan örnek durum için, 1000 kg başlangıç kütleindeki ürünün 10 saatlik kurutma periyodunda %80 başlangıç neminden %20 son neme kurutulduğu kabul edilmiştir. Kurutma havası sıcaklığı 65°C, debisi 15000 m³/saat (3.985 kg/s) alınmıştır. Taze hava oranının %10 olması halinde, kurutma havası giriş bağıl nemi %33.9 olmaktadır. Kurutma kabini çıkış sıcaklık ve nemi 53.27°C ve %63.5, kompresör gücü ise 19.25 kW ve SMER değeri ise 3.9 kg-nem/kWh olarak hesaplanmıştır (Tablo-1).

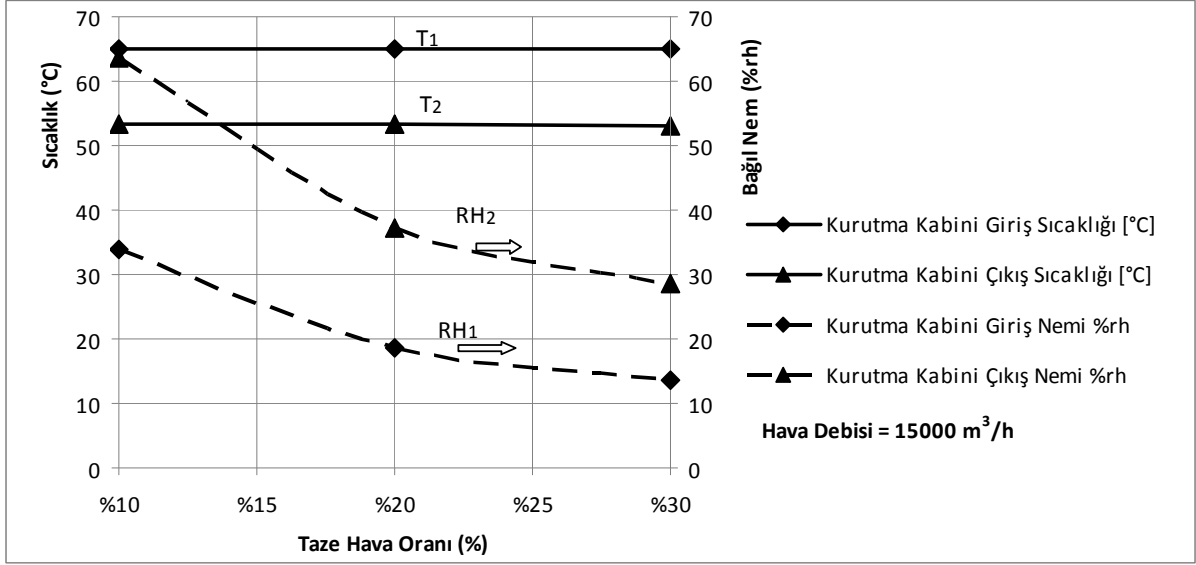
Tablo 1. Örnek Durum Sayısal Sonuçlar

Tanımlama	Sembol	Değer
Ürün Özellikleri		
Başlangıç kütlesi	m_{ilk}	1000 kg
Ürün giriş sıcaklığı	T_i	25°C
Kuruma süresi	Δt_{kuruma}	10 saat
Başlangıç nemi, yaş baz	y_i	0.8 (%80)
Son nem, yaş baz	y_f	0.2 (%20)
Son kütle	m_{son}	250 kg
Buharlaştırma hızı	\dot{m}_{buh}	0.020833 kg/s
Kurutma Havaşı Özellikleri		
Kurutma havası debisi	\dot{m}_a	3.985 kg/s 15000 m ³ /h
Kurutma havası giriş sıcaklığı	T_1	65°C
Kurutma havası giriş bağıl nemi	RH_1	%33.93
Kurutma havası çıkış sıcaklığı	T_2	53.27°C
Kurutma havası çıkış bağıl nemi	RH_2	%63.5
Diğer Değerler		
Çevre havası sıcaklığı	T_0	25°C
Çevre havası bağıl nemi	RH_0	%50
Taze hava oranı	m_0/m_a	0.1 (%10)
Isı geri kazanım ünitesi verimi	η_{IGK}	%50
Isı pompası etkinlik katsayısı	ITK_{IP}	3
Isı geri kazanım ünitesi yükü	Q_{IGK}	5.77 kW
Kondenser yükü	Q_{kond}	57.76 kW
Kompresör gücü	W_{komp}	19.25 kW
Özgül nem uzaklaştırma hızı	SMER	3.9 kg-nem /kWh

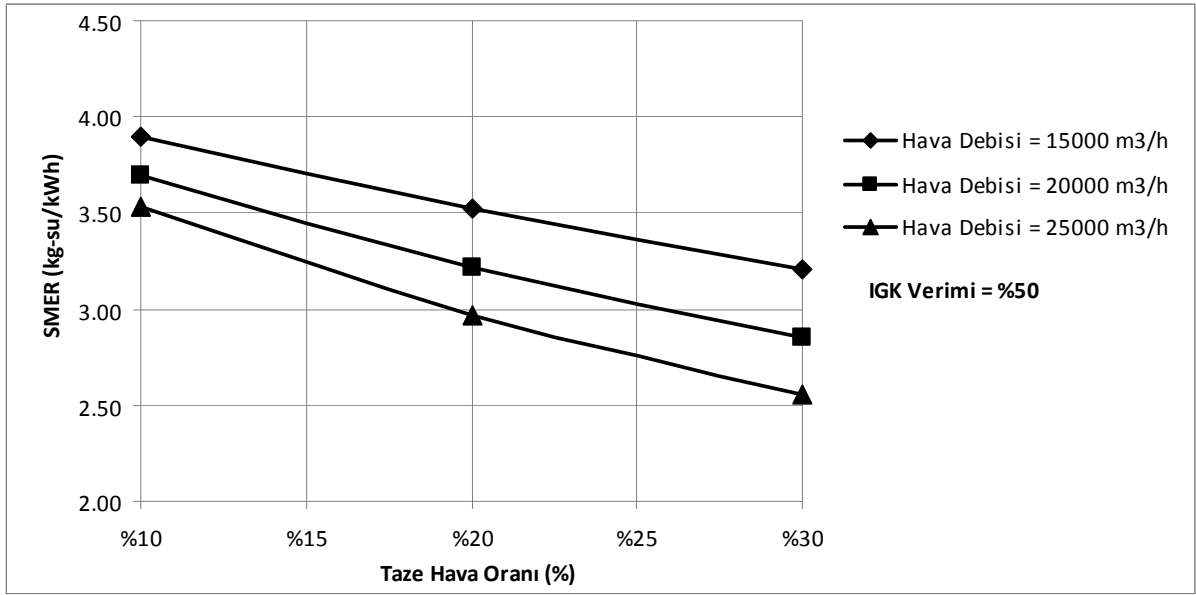
3.2. Kurutma Performansının Değişimi

Geliştirilen model farklı hava debileri ve taze hava oranları için işletilerek, kurutma havası nem ve sıcaklığının ve özgül nem uzaklaştırma hızının değişimi incelenmiştir. Kurutma havası nem ve sıcaklığının taze hava oranı ile değişimi Şekil-5a'da gösterilmiştir. Sabit giriş sıcaklığı için kurutucudan çıkış sıcaklığı değişmemekte, fakat taze hava oranının artması ile birlikte kurutma havası bağıl nemi düşmektedir.

Şekil-5b'de ise, özgül nem uzaklaştırma hızının taze hava oranı ile değişimi görülmektedir. Beklenebileceği gibi taze hava oranının artması ile birlikte, egzoz havası ile taze hava arasındaki sıcaklık farkından dolayı SMER değeri azalmaktadır.

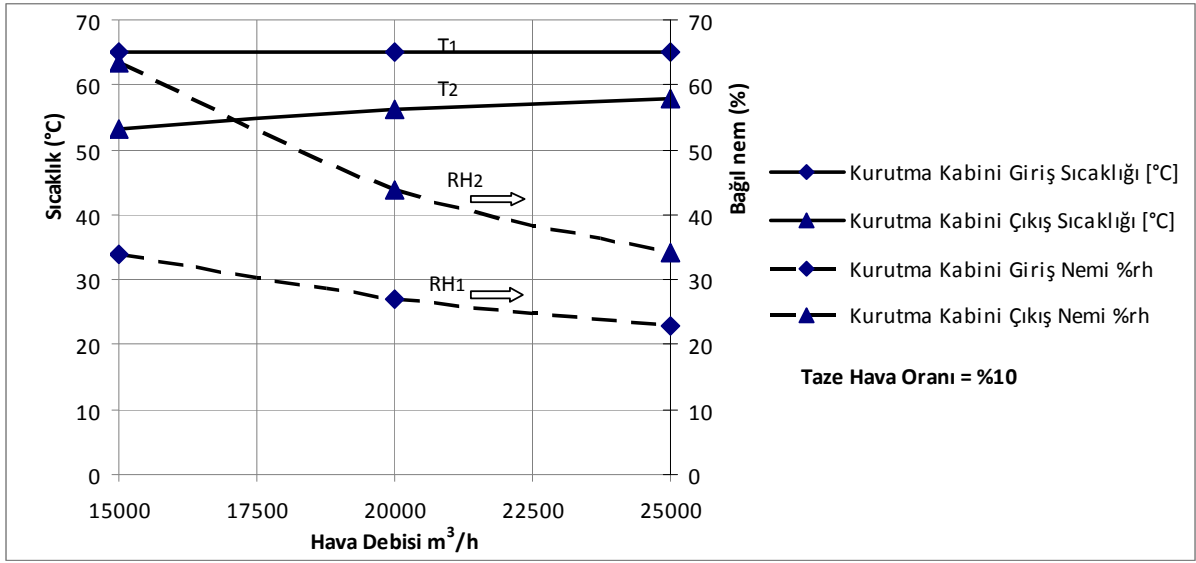


Şekil 5a. Kurutma Havası Nem ve Sıcaklığının Taze Hava Oranı ile Değişimi.



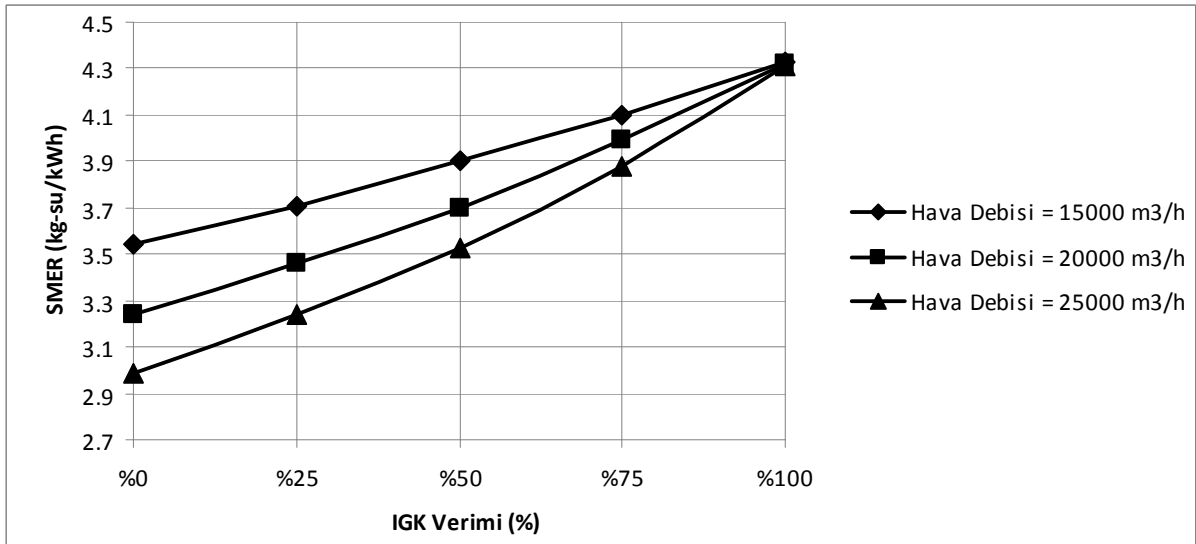
Şekil 5b. SMER Değerinin Taze Hava Oranı ile Değişimi

Kurutma havası sıcaklık ve neminin kurutma havası debisi ile değişimi ise şekil-6'da verilmiştir. Hava debisinin artması ile kurutucudan çıkış sıcaklığı ve nemi giriş şartlarına yaklaşarak daha homojen bir kurutma için gerekli ön koşul sağlanmaktadır. Diğer yandan debinin artması, taze hava miktarını da arttırmakta ve kurutma havası bağıl nemi düşmektedir.



Şekil 6. Kurutma Kabini Giriş ve Çıkış Sıcaklık ve Nemlerinin Hava Debisi ile Değişimi

Son olarak ısı geri kazanım ünitesi veriminin SMER değerine etkisi incelenmiştir (Şekil-7). IGK cihazının egzoz ve taze hava arasına yerleştirilmesinden dolayı, veriminin %100 e ulaştığının varsayıldığı ideal durumda, egzoz havasından dolayı enerji kaybı olmamakta ve SMER sabit bir değere ulaşmaktadır. %50 verimli IGK cihazı kullanılması ile SMER değerinin IGK kullanılmayan duruma göre %10 ile 20 arasında arttığı görülmüştür. Diğer yandan taze hava oranı arttıkça SMER değerindeki değişim daha yüksek olmaktadır. Burada gösterilmemiş olmakla birlikte %20 taze hava oranı için SMER değerinde gerçekleşen artış oranı %30 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7. Özgül Nem Uzaklaştırma Hızının IGK Verimi ile Değişimi

SONUÇ

Çalışmada ısı pompalı bir kurutucu bilgisayar ortamında modellenerek enerji tüketimini etkileyen parametreler araştırılmıştır. Geliştirilen modelde ısı pompalı kurutucular esas alınmakla birlikte, ısı

pompası tesir katsayısı değeri 1 alınarak doğrudan ısıtmalı kurutucular için de benzer hesaplamalar yapılabilir. Taze hava emiş oranının artırılması ile kurutucuda dolaşan havanın nemi düşmekte, buna karşılık duyulur ısı kaybı artmakta ve enerji verimliliği azalmaktadır. Yüksek taze hava oranlarında ısı geri kazanım cihazı kullanılarak SMER değeri %30 civarında artırılabilir. Çalışmada elde edilen SMER değerleri literatürde verilen deneysel değerlerden yüksek olup, anılan değerlere ulaşmak için hava sızıntılarının ve çevreye olan ısı kayıplarının azaltılması ve sistem tasarımının uygun şekilde yapılmış olması gerekmektedir. Kurutma periyodu boyunca kurutma hızının sabit olmadığı göz önüne alınarak, ısı pompalı kurutucularda değişken devirli kompresör kullanılması ve diğer tip ısıtıcı kullanılan kurutucularda ise ısıtıcı gücünün ayarlanabilir olması kurutma sırasında istenen sabit koşulların sağlanabilmesi için önemlidir.

Not: Yazıda verilen model kullanılarak gerçekleştirilen bilgisayar programına <http://kisi.deu.edu.tr/serhan.kucuka/> adresinden ulaşılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] S. PRASERTSAN, P. SAEN-SABY, Heat Pump drying of agricultural materials, *Drying Technology*, v. 16, 235–250, 1998.
- [2] Z. OKTAY, Isı Pompalı Bir Kurutucunun Performansına Etkiyen Etkenlerin Araştırılması, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, 750–759, 1997.
- [3] Z. OKTAY, Testing of a heat-pump-assisted mechanical opener dryer, *Applied Thermal Engineering*, 23, 153–162, 2003.
- [4] J. CHUA, S.K. CHOU, A modular approach to study the performance of a two-stage heat pump system for drying, *Applied Thermal Engineering*, v. 25, 1363–1379, 2005.
- [5] TOSUN S., Bazı Tarımsal Ürünler İçin Isı Pompalı Bir Kurutucunun Geliştirilmesi ve Termodinamik Analizi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.
- [6] S. COŞKUN, Basit Nem Alıcı Isı Pompalı Sürekli Kurutma Sisteminin Simülasyonu, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi, Cilt: 4 Sayı: 2 s.: 81-98, Mayıs 2002.

ÖZGEÇMİŞ

Anıl AKGÜN

1982 yılı İzmir doğumludur. 2006 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2009 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. 2006 yılından bu yana, titreşimli elek ve konveyörler ile birlikte, makarna üretim ve kurutma sistemleri imalatı yapan Mokan Makina'da proje mühendisi olarak çalışmaktadır.

Serhan KÜÇÜKA

1960 İzmir doğumlu olup, 1983 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 1985 yılında Yüksek Lisans ve 1993 yılında Doktora eğitimini tamamlamıştır. 1997 yılından beri DEÜ Mühendislik Fakültesinde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. VIII., IX., ve X TESKON kongrelerinde yürütme kurulu üyesi olarak görev almıştır. Çalışma konuları Soğutma Tekniği, Jeotermal Enerji ve Güneş Enerjisidir.