

**Isıl Dalga Adsorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Adsorban
Yatak Tasarımı ve İmalatı**

Proje No: 110M378

Doç.Dr. Cemil YAMALI
Arş.Gör. Ahmet ÇAĞLAR

EKİM 2011
ANKARA

ÖNSÖZ

Bu projede, bir ısı dalga adsorpsiyonlu soğutma sisteminin adsorban yatağı tasarlanmış ve imal edilerek test edilmiştir. Adsorban yatakta ısı tranferinin geliştirilmesine çalışılmış ve yatak içerisindeki sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Deneysel sonuçlar teorik sonuçlarla karşılaştırılmış ve modelin değerlendirilmesi yapılmıştır.

İmal edilen adsorban yatağının test edilebilmesi için bir deney düzeneği kurulmuştur. Bu deney düzeneği ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Isı Laboratuvarında kurulmuş olup deneyler burada yapılmıştır.

Bu çalışma Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 110M378 proje numarası ile desteklenmiştir. Deney düzeneğinin kurulduğu laboratuvar, teknik personel ve bazı imalat ihtiyaçları da ODTÜ tarafından karşılanmıştır. Ayrıca deney düzeneğinin önemli bir kısmı daha önce 105M244 nolu Tübitak projesi tarafından kurulmuş olup, bu projede kullanılmıştır.

Projemizi destekleyen kuruluşlara, proje ekibi adına şükranlarımızı sunarız.

Doç.Dr. Cemil Yamalı

Proje Yürütücüsü

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
TABLolar.....	v
ŞEKİLLER.....	vi
ÖZET.....	ix
ABSTRACT.....	x
BÖLÜM	
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	2
1.1.1 Basit Adsorpsiyon Çevrimi.....	3
1.1.2 Isı Gerikazanımlı Sistemler.....	6
1.1.3 Isı&Kütle Gerikazanımlı Sistemler.....	6
1.2 Isıl Dalga Çevrimi.....	7
1.3 Projenin Esas Konusu.....	10
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	12
3. TEORİK ÇALIŞMA.....	20
3.1 Temel Denklemler.....	21
3.1.1 Sınır ve Başlangıç Koşulları.....	27
3.2 Sonuçlar.....	28
3.2.1 Parametrik Çalışma.....	31
3.2.1.1 Isı transfer akışkanı hızının (v_f) etkisi.....	32
3.2.1.2 Adsorbanın ısı iletkenliğinin (k_s) etkisi.....	35
3.2.1.3 Porozitenin (ϵ) etkisi.....	38
4. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	41
4.1 Adsorban Malzemenin Isıl Analizi.....	41
4.1.1 Isıl İletkenlik Deneyleri.....	41
4.1.2 Isıl Kapasite Analizi.....	44
4.2 Adsorban Yatağının İmalatı.....	46
4.2.1 Vakum Odası.....	46
4.2.2 Kanatçıklı Bakır Boru.....	48
4.3 Deney Düzeneği ve Ölçüm Aletleri.....	48
4.3.1 Adsorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Elemanları.....	49
4.3.1.1 Yoğuşturucu.....	49
4.3.1.2 Kısmi valfi ve kapiler boru.....	50
4.3.1.3 Buharlaştırıcı.....	51
4.3.1.4 Adsorban yatak.....	52

4.3.1.5 Isı transfer yağı hattı, yağ ısıtıcısı ve yağ soğutucusu.....	54
4.3.2 Deney Düzeneginin Montajı.....	54
4.3.3 Ölçüm Aletleri.....	57
4.4 Deney Sonuçları.....	60
4.4.1 Isı Transfer Akışkanı Hızının Etkisi.....	61
4.4.2 Isı Transfer Akışkanı Sıcaklığının Etkisi.....	63
4.5 Ölçümlere Dayalı Hesap ve Yorumların Detaylandırılması.....	68
5. GELECEK ÇALIŞMALAR VE ÖNERİLER.....	70
REFERANSLAR.....	72

TABLÖLAR

Tablo 3.1 Simölasyonlarda kullanılan sabitler.....	31
Tablo 4.1 Zeolit ve Zeolit-bakır talaşı karışımlarının ısıl iletkenlik ölçümü deney verisi.....	43
Tablo 4.2 Deneylerde ölçölen su buharı basıncı.....	66

ŞEKİLLER

Şekil 1.1	Basit adsorpsiyonlu sistemin şematik görünümü.....	4
Şekil 1.2	Basit adsorpsiyonlu soğutma çevriminin Clapeyron diyagramı.....	5
Şekil 1.3	Isıl dalga çevriminin şematik görünümü.....	8
Şekil 1.4	Isıl dalga çevriminde ısı transfer akışkanının dört proses için sıcaklık dağılımı.....	9
Şekil 1.5	Yatak uzunluğu boyunca yatakta oluşan ısıl dalganın şekli.....	11
Şekil 2.1	Rampa ve kare dalga modelleri.....	13
Şekil 2.2	Konveksiyonlu ısıl dalga adsorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	16
Şekil 2.3	İki yataklı ısı gerikazanımlı adsorpsiyonlu soğutma sistemi.....	16
Şekil 2.4	Isı ve kütle gerikazanımlı çift yataklı adsorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	17
Şekil 2.5	Isı transferinin artırılmaya çalışıldığı adsorban yatak tasarımlarının görünümü.....	18
Şekil 2.6	Kanatçksız (a) ve kanatçıklı (b) borularda kaplama yönetiminin uygulanması.....	19
Şekil 3.1	Ardışık çözüm yaklaşımı.....	20
Şekil 3.2	Eşzamanlı çözüm yaklaşımı.....	21
Şekil 3.3	Model geometrisinin dikdörtgen kesiti.....	22
Şekil 3.4	3-boyutlu geometriden 2-boyutlu eksenel simetriye geçiş.....	22
Şekil 3.5	Model geometrisi ve altkısımları.....	22
Şekil 3.6	İki-boyutlu modelin sınır numaraları.....	28
Şekil 3.7	Yatak sıcaklığının zamanla değişimi.....	29
Şekil 3.8	Adsorban yatak basıncının zamanla değişimi.....	30
Şekil 3.9	Yataktaki adsorpsiyon seviyesinin zamanla değişimi.....	30
Şekil 3.10	Sıcaklığın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda $z=0.01m$ için radyal yöndeki değişimi.....	33
Şekil 3.11	Sıcaklığın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005m$ (akışkan) ve (b) $r=0.0074m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	33
Şekil 3.12	Basıncın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.0074m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	34
Şekil 3.13	Adsorbe edilen miktarın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.0074m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	35
Şekil 3.14	Sıcaklığın farklı ısıl iletkenliklerde ve farklı zamanlarda $z=0.01m$ için radyal yöndeki değişimi.....	36
Şekil 3.15	Sıcaklığın farklı ısıl iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005m$ (akışkan) ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	36

Şekil 3.16	Basıncın farklı ısı iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	37
Şekil 3.17	Adsorbe edilen miktarın farklı ısı iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	37
Şekil 3.18	Sıcaklığın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda $z=0.01m$ için radyal yöndeki değişimi.....	38
Şekil 3.19	Sıcaklığın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005m$ (akışkan) ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	39
Şekil 3.20	Basıncın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	39
Şekil 3.21	Adsorbe edilen miktarın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01m$ için radyal yönde ve (b) $r=0.008m$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi.....	40
Şekil 4.1	Geçici rejimde çalışan ısı iletkenlik deney düzeneği.....	41
Şekil 4.2	Kararlı durumda çalışan ısı iletkenlik deney düzeneği.....	42
Şekil 4.3	Bakır-zeolit karışımları için ısı iletkenliğin sıcaklığa bağlı değişimi.....	44
Şekil 4.4	DSC ısı kapasite analiz sonuçları.....	45
Şekil 4.5	Vakum odasının teknik ve montaj resmi.....	47
Şekil 4.6	Vakum odasının resimleri.....	47
Şekil 4.7	Kanatçıklı bakır boru imalat safhaları.....	48
Şekil 4.8	Yoğuşturucu ünitesi.....	49
Şekil 4.9	Yoğuşturucu ünitesi ve yerleştirildiği su tankı.....	50
Şekil 4.10	Kısmı valfi ve kapiler boru.....	51
Şekil 4.11	Buharlaştırıcı ünitesi.....	51
Şekil 4.12	Buharlaştırıcı ünitesi ve yerleştirildiği su tankı.....	52
Şekil 4.13	Adsorban yatağının deney düzeneği üzerindeki görünümü.....	53
Şekil 4.14	Sıcak ve soğuk yağ tankları.....	54
Şekil 4.15	Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	55
Şekil 4.16	Deney düzeneğinin resmi.....	56
Şekil 4.17	Vakum pompası.....	56
Şekil 4.18	Zeolit yatağı içindeki 10 adet termokupulun dağılımı.....	58
Şekil 4.19	Basıncı transmitteri.....	59
Şekil 4.20	Değişken alanlı debimetre.....	60
Şekil 4.21	Veritoplayıcı.....	60
Şekil 4.22	Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve hızının 0.001 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.....	62

Şekil 4.23	Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 200 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.....	62
Şekil 4.24	Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 200 °C ve hızının 0.025 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.....	63
Şekil 4.25	Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 175 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.....	64
Şekil 4.26	Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 150 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.....	64
Şekil 4.27	Adsorban yatak içerisinde eksenel yönde sıcaklık değişimi.....	65

ÖZET

Günümüzde yaygın soğutma sistemleri olan buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu sistemlerin yanı sıra, atık ısı ve güneş enerjisinin kullanımına olanak sağlayan ve böylece elektrik tüketmeyen veya çok az tüketen adsorpsiyonlu soğutma sistemleri yaygınlaşmaya başlamıştır. Buhar sıkıştırımlı sistemler yüksek performans sergilemelerine rağmen çevre ve insan sağlığına zararlı akışkan kullanırlar ve elektrik tüketimini oldukça artırır. Absorpsiyonlu sistemlerde de korozyona neden olan kimyasallar kullanıldığından sistemin ömrü kısadır. Çevreye zararlı maddeler içermeyen ve büyük oranlarda enerji tasarrufu sağlayan adsorpsiyonlu sistemler üzerine yapılan çalışmalar son zamanlarda oldukça artmış diğer sistemlerle rekabet edebilecek gelişmeler sağlanmıştır.

Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri kendi içinde temel olarak basit, ısıl dalga ve kademeli sistemler olarak üçe ayrılır. Bunlardan basit sistemler kesikli çalışma ve düşük performans gibi önemli dezavantajlara sahiptir. Kademeli sistemler ise uygulama açısından çok karışık sistemlerdir. Isıl geri dönüşüm yapabilen ısıl dalga sistemleri bu dezavantajları ortadan kaldıracak en basit sistemlerdir. Fakat bu sistemlerde de adsorban yatak içerisinde kütle ve ısı transferi hızlarının düşük olması nedeniyle sistem performansı ve soğutma kapasitesi düşük seviyelerde kalmaktadır. Bu problemlerin çözülmesi amacıyla bir çok çalışmalar yapılmış ve değişik yöntemler kullanılarak olumlu sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Bu projede adsorban yatak içerisindeki ısı transferini artırmak için yeni bir yatak tasarlanmış ve bu yatak imal edilerek bir deney düzeneğinde test edilmiştir. Adsorban yatağı, ısı transferinin geliştirilmesi açısından radyal kanatçıklı olarak imal edilmiş ve yataktaki sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Ayrıca, belirtilen radyal kanatçıklı yatak geometrisi teorik olarak da modellenmiş ve sıcaklık değişimleri Comsol Multiphysics programında simüle ettirilmiştir. Her iki çalışmanın sonuçları karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Adsorpsiyonlu soğutma; ısıl dalga çevrimi; adsorban yatak; ısı transferi

ABSTRACT

Adsorption cycles that enable using waste heat and solar energy and thereby consume less electricity have recently started to become widespread as well as common cooling systems vapor-compression and absorption systems. Although vapor-compression cycles have higher performances, they use environmentally hazardous refrigerants in the system and they increase the consumption of electricity significantly. Absorption cycles have short lifetime since they use corrosive chemicals. On the other hand, studies on adsorption cooling cycles that provide energy saving at high rates and do not include any hazardous material have recently increased significantly and improvements have achieved at comparable levels with the other systems.

Adsorption cooling cycles are mainly divided into three groups; basic, thermal wave and cascade cycles. Basic cycles have significant disadvantages of intermittent working and low performance. On the other hand, cascade cycles are very complicated for application. The simplest way of eliminating these problems is to use a thermal wave cycle that recovers heat. However, poor mass and heat transfer in the adsorbent bed of an adsorption system is an important problem in the adsorbent bed design that reduces the performance and specific cooling capacity of the cycle and needs to be improved. Many attempts have been made to improve the heat and mass transfer performance of the adsorbent bed and sufficiently good results are obtained by using various methods.

A new adsorbent bed is designed, constructed and tested in this project to increase the heat transfer in the bed. The adsorbent bed is constructed from a finned tube in order to enhance heat transfer and temperature distributions inside the bed are investigated. Furthermore, the finned bed geometry is theoretically modeled and temperature distributions are simulated in Comsol Multiphysics program. The results from both studies are compared and concluded.

Anahtar Kelimeler: Adsorption cooling; thermal wave cycle; adsorption bed; heat transfer

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Soğutma ve ısıtma ihtiyacı dünyanın toplam enerji ihtiyacının neredeyse yarısını oluşturmaktadır. Enerji ihtiyacı, basit bir mekan soğutması/ısıtması işleminden yiyecek muhafazasına ve ısı işlemlere kadar değişebilmektedir. Bunlar insanların sağlıklı bir yaşam sürdürebilmesi için vazgeçilmez temel ihtiyaçlardır. Soğutma/ısıtma ihtiyacını karşılamada bir yakıtın yakılması, direkt veya dolaylı olarak elektrik kullanımı, binaların çatılarına güneş kolektörleri yerleştirilmesi gibi birçok yolu vardır. Teknolojik gelişmeler soğutma ve ısıtma etkilerinin oluşturulmasında çevrimsel aygıtların kullanımını mümkün hale getirmiştir. Bu sistemler iki ana grupta sınıflandırılabilir: elektrik tahrikli (electrically driven) sistemler ve ısı tahrikli (thermally driven) sistemler. Buhar sıkıştırmalı sistemler ve termoelektrik sistemleri elektrik tahrikli sistemlere, adsorpsiyonlu ve absorpsiyonlu sistemlerle kurutucu (desiccant) ve püskürtücü (ejector) sistemlerse ısı tahrikli sistemlere örnek olarak verilebilir.

Karbondioksit (CO₂) emisyonları ve diğer sera gazları çevre kirliliği ile ilgili endişeleri artırmaktadır. Fosil yakıtların ve zararlı gazların yoğun kullanımı ozon tabakasının delinmesi, küresel ısınma, iklim değişikliği, hava kirliliği vb. gibi olumsuz etkilere neden olmaktadır. Petrol rezervleri gitgide tükenmektedir ve enerji ihtiyacının artmasına karşın petrol ve gaz kaynaklarının azalması enerji krizlerine yol açmaktadır. Günümüzde, hükümetler enerji üretimi için fosil yakıt bağımlılığını azaltmak veya tamamen ortadan kaldırmak için çabalyorlar ve artık güneş, rüzgar, biyokütle ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynak ve sistemlerinin araştırılmasına ve uygulanmasına destek veriyorlar. Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri yenilenebilir enerji kaynaklarını ve atık ısıyı kullanabilen alternatif soğutma sistemlerinden biridir. Ayrıca bu sistemler çevre dostu malzemelerle (Zeolit/su gibi) çalışan sürdürülebilir bir teknolojidir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri en yaygın kullanılan soğutma sistemleridir ve yüksek performans (COP:coefficient of performance), endüstride kullanılabilme gibi avantajlara sahiptirler. Bununla birlikte, bu sistemler birincil enerji kaynakları olan petrol, kömür ve doğalgaz yakıtlarının yakılması ile elde edilen elektrik enerjisi ile çalışabilmektedirler. Birincil enerji kaynaklarının elektrik enerjisine dönüştürülme verimleri düşüktür. Bu nedenle buhar sıkıştırmalı sistemlerin yoğun kullanımı enerji kaynaklarının hızla tükenmesine neden olmaktadır. Bu yüzden son on yılda alternatif enerji

kaynaklarını ve atık ısıyı kullanabilen ısı tahrikli sistemlere olan ilgi artmıştır. Isı tahrikli sistemler elektrik tahrikli olanların dezavantajlarını iki yolla ortadan kaldırmaktadır. İlk olarak, bu sistemler soğutma ve ısıtma gücünü elde edebilmek için birincil yakıtların kullanılması durumunda yakıtın yanmasıyla oluşan ısı enerjisini direkt olarak kullanırlar ve böylece elektrik enerjisine dönüştürmeden kaynaklanan verim düşüşü bu sistemler için sözkonusu değildir. İkinci olarak, bu sistemler herhangi bir yakıt kullanmadan güneş, jeotermal ve atık ısı gibi ısı kaynaklarını kullanarak soğutma/ısıtma yapabilmektedirler. Isı enerjisinin direkt kullanımı atık ısıların gerikazanımını da mümkün kılmaktadır.

Isı tahrikli soğutma sistemleri dört ana gruba ayrılırlar: adsorpsiyonlu, absorpsiyonlu, püskürtmeli ve kurutucu soğutma sistemleri. Absorpsiyonlu ve püskürtmeli sistemler düşük sıcaklıktaki (45-95 °C) ısı kaynaklarının kullanımına uygunken adsorpsiyonlu ve kurutucu sistemler daha yüksek sıcaklıktaki (100-350 °C) ısı kaynakları ile çalışırlar. Bu dört gruptan absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu sistemler daha yaygındır. Adsorpsiyonlu soğutma çevrimleri gerek kullanılan ısı kaynağı türünde ve gerekse çevrim boyunca gerçekleşen fiziksel olaylarda absorpsiyonlu sistemlerle benzerlik göstermesine karşın aralarında önemli farklılıklar vardır. Absorpsiyonlu sistemlerde, gaz veya sıvı madde, sıvı veya katı başka bir madde içine bir çözelti oluşturarak yayılırlar. Bu olay bir kimyasal reaksiyona veya faz değişimine yol açar. Adsorpsiyonlu sistemlerde ise sıvı veya gaz halindeki soğutucu akışkan dengelenmemiş yüzey kuvvetleri tarafından katı veya sıvı haldeki başka bir madde (adsorban madde) yüzeyinde toplanır. Bu olay gözenekli adsorban maddelerin yüzey yapılarındaki soğutucu buharı çekiciliği (affinity) sayesinde gerçekleşmektedir.

1.1 Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Adsorpsiyon olayı bir yüzey olayıdır ve soğutma sistemlerinde genellikle katı-gaz çalışma çifti arasında gerçekleşir. Bu nedenle literatürde katı sorpsiyon diye de geçmektedir. Adsorpsiyon dendiğinde soğutucu buharının katı bir adsorban maddenin yüzeyine adsorpsiyonu kastedilmektedir. Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri diğer soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında hem avantajlara hem dezavantajlara sahiptir. Bunlar aşağıdaki gibi listelenebilir.

Avantajları

- Çevre dostu malzemelerin kullanılması
- Yenilenebilir enerji kaynaklarının (güneş, jeotermal) ve atık ısıların kullanılması
- Isı ve kütle gerikazanımı işleminin yapılabilmesi

- Düşük veya sıfır emisyon
- Düşük bakım masrafları
- Korozyon olmaması
- Geniş sıcaklık aralığında çalışılabilmesi (50-350 °C)
- Gürültü ve titreşimin olmaması

Dezavantajları

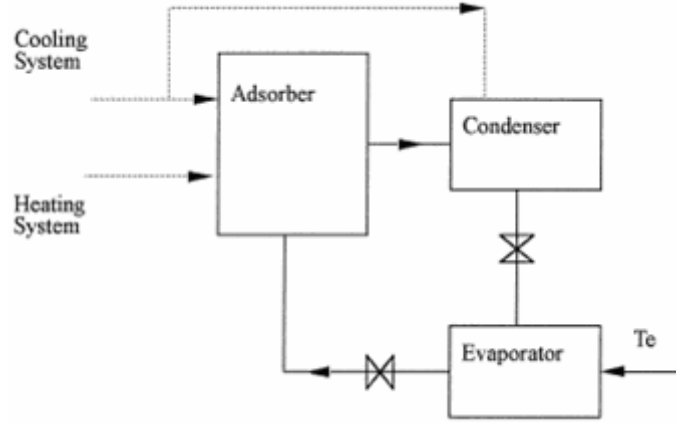
- Düşük performans katsayısı (COP) değerleri
- Düşük soğutma kapasitesi
- Uzun çevrim zamanları
- Vakumlu sistemlerde vakum tutturmadaki zorluklar
- Yüksek yatırım maliyeti
- Geleneksel soğutma sistemlerinden daha büyük hacim ve ağırlıklara sahip olması

İki tip adsorpsiyon olayı vardır: fiziksel ve kimyasal adsorpsiyon. Fiziksel adsorpsiyonda adsorbe edilen gaz (veya buhar) molekülleri adsorban yüzeyine zayıf van der Waals ve/veya yayılım (dispersion) kuvvetleri ile bağlanırlar (KELLER, 2005). Adsorpsiyon olayının gerçekleşebilmesi için aşılması gereken enerji bariyeri genellikle küçüktür. Fiziksel adsorpsiyonda adsorbe edilen gazın sıvılaştırma ısısı yaklaşık olarak desorpsiyon ısısına eşittir ve desorpsiyon ısısı da adsorpsiyonla açığa çıkan adsorpsiyon ısısına yakın bir değerdedir. Bu nedenle adsorpsiyon ve desorpsiyon prosesleri tersinirdir ve aktif değildirler. Bununla birlikte gözenekleri büyük adsorban maddelerde kılcal yoğunlaşmalar olması durumunda proses tersinir değildir. Bu durum genellikle adsorpsiyon eşsıcaklık eğrilerinde (adsorption isotherms) gecikmelere (hysteresis) neden olur (HAJJI, 1987). Aynı zamanda kemisorpsiyon olarak adlandırılan kimyasal adsorpsiyonda ise güçlü kimyasal bağlar oluşur ve moleküller enerji bariyerini aşmak için yeterli enerjiye (aktivasyon enerjisi) sahip olmalıdır (CRITTENDEN, 1998). Bu projede çalışılan adsorpsiyon türü fiziksel adsorpsiyondur ve kimyasal adsorpsiyon bu çalışmanın ilgi alanı dışındadır. Aşağıda önce basit, ısı gerikazanımlı ve ısı&kütle gerikazanımlı adsorpsiyonlu soğutma sistemleri tanımlanmıştır. Daha sonra bu çalışmanın esas konusu olan ısıl dalga çevrimi detaylıca anlatılmaktadır.

1.1.1 Basit Adsorpsiyon Çevrimi

Basit adsorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik görünüşü Şekil 1.1'de verilmiştir. Basit çevrim adsorban yatağı (adsorber), buharlaştırıcı (evaporator), yoğunlaştırıcı (condenser) ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Adsorban yatağı gözenekli adsorban malzemesi (mesela zeolit) ile doldurulur.

Bu işlem sonrasında elde edilen adsorban yatağına paket yatak (packed bed) da denir. Adsorban yatağı basınç farkıyla yatağa/yataktan akan bir soğutucu akışkanı adsorbe/desorbe eder. Yatak, içerisinde gerçekleşen olaya göre (adsorpsiyon veya desorpsiyon) soğutulur veya ısıtılır.

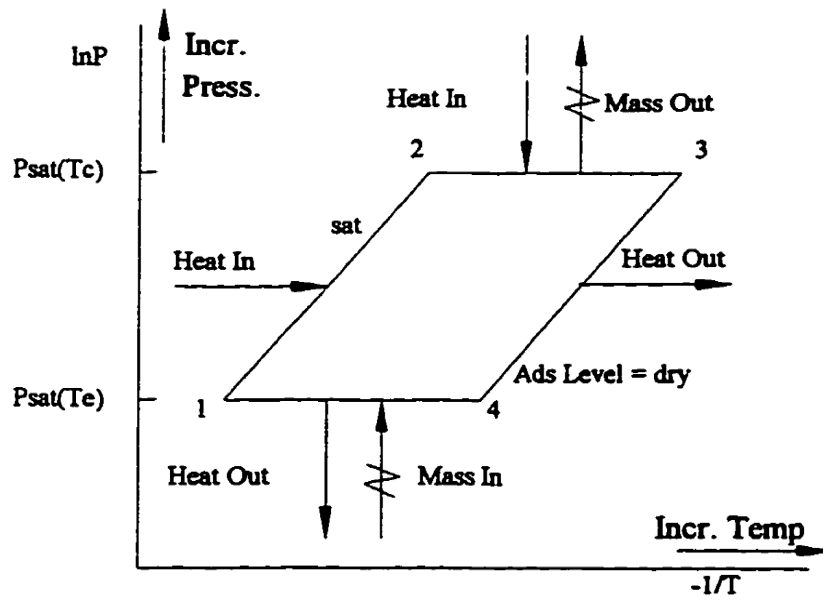


Şekil 1.1 Basit adsorpsiyonlu sistemin şematik görünümü.

Basit adsorpsiyonlu soğutma sistemi ayrıca Şekil 1.2'de bu çevrimin en iyi ifade edildiği Clapeyron diyagramında da ($\ln P$ vs. $-1/T$) gösterilmiştir. Çevrim 4 procesten oluşur. Çevrim 1 noktasında başlar. Bu noktada adsorban düşük sıcaklık ve düşük basınçtaadır. Adsorpsiyon kapasitesi ise maksimum seviyededir. 1-2 prosesinde, adsorban yatağı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı alır ve böylece yatağın basıncı sabit adsorpsiyon seviyesinde artırılır. Bu proses basınçlandırma (pressurization) prosesi olarak adlandırılır. Bu sırada yatak ısıtmaya devam etmektedir. Yatak basıncı yoğuşma basıncına geldiğinde desorpsiyon prosesi başlar desorbe edilen soğutucu buharı yoğuşturucu ünitesine doğru akmaya başlar. Desorpsiyon prosesi sabit basınçta gerçekleşir. Yataktan çıkan buhar 2-3 prosesi boyunca yoğuşturucuda yoğuşur. Yatak sıcaklığı maksimum sıcaklığa ulaştığında desorpsiyon prosesi sona erer. Yoğuşan soğutucu sıvısı bir genişleme valfinden geçirilerek buharlaşma basıncına düşürülür ve buharlaştırıcıya gönderilir. 3-4 prosesi boyunca sıcak yatak soğutulur ve basıncı düşürülür. Bu prosese basınç düşürme (depressurization) prosesi denir ve bu proses sabit adsorpsiyon seviyesinde gerçekleşir.

Yatak, basınç düşürme prosesi boyunca minimum adsorpsiyon seviyesindedir. Yatak içindeki basınç buharlaşma basıncına düşüncü adsorpsiyon prosesi (4-1 prosesi) başlar. Soğutucu buharlaştırıcıda buharlaşır ve soğutma etkisini oluşturur. Buharlaşan soğutucu adsorban yatağına doğru akar. Buhar yatakta adsorban tarafından sabit basınçta adsorbe edilir. Böylece bir çevrim tamamlanır ve yeni bir çevrim başlar. Çevrim aşağıdaki gibi özetlenebilir (DEMİR, 2005):

- 1-2 Sabit adsorpsiyon seviyesinde ısıtma prosesi: Harici bir ısı kaynağıyla (güneş, atık ısı veya elektrik) adsorban yatak sıcaklığı T_1 'den T_2 'ye çıkartılır. Desorpsiyon olmadan yatak basıncı yoğuşma basıncına kadar çıkartılır.
- 2-3 Sabit basınçta desorpsiyon prosesi: Adsorban yatak ısıtılmaya devam eder ve sabit yoğuşma basıncında desorpsiyon yapılır. Desorbe olan soğutucu buharı yoğuşturucuda yoğuşturulur ve genleşme valfinden geçirilerek basıncı düşürülür ve sıvı fazda buharlaştırıcıya gönderilir.
- 3-4 Sabit adsorpsiyon seviyesinde soğutma prosesi: Yatak sıcaklığı T_3 maksimum çevrim sıcaklığına ulaştığında desorpsiyon prosesi biter ve yatak soğutulur T_4 sıcaklığına düşürülür. Yatak basıncı buharlaşma basıncına düşer.
- 4-1 Sabit basınçta adsorpsiyon prosesi: Yatak soğutulmaya devam eder ve sabit buharlaşma basıncında adsorpsiyon prosesi gerçekleşir. Yatak T_1 sıcaklığına geldiğinde çevrim tamamlanır.



Şekil 1.2 Basit adsorpsiyonlu soğutma çevriminin Clapeyron diyagramı.

Basit adsorpsiyon çevriminin performans katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{1-2} + Q_{2-3}}$$

1.1.2 Isı Gerikazanımlı Sistemler

Basit adsorpsiyon çevrimleri kesintili çalışırlar ve sürekli bir çevrim elde etmek için modifiye edilmeleri gerekmektedir. Adsorban yatak, soğutucu adsorbe ettiği sürece soğutma etkisi devam etmektedir. Fakat yatak ısıtılmaya başlayıp desorpsiyon prosesi başladığında adsorpsiyon prosesi ve dolayısı ile soğutma işlemi sona erer. Yatağın rejenere edilip yeniden soğutma yapacak duruma gelmesi için desorpsiyon prosesinin bitmesi beklenmelidir. Geçen bu zamanda yatak atıl durumdadır. Ayrıca tek yataklı basit sistem yataktan atılan duyulur ve adsorpsiyon ısılarının gerikazanımına izin vermemektedir. Bu önemli miktardaki ısı israf edilmektedir (FISCHER, 2000). Sürekli ve ısı gerikazanımlı bir çevrim elde edebilmek için en az iki yatak kullanılmalıdır. Isı gerikazanımı sadece bir pompa ve ısı transferi döngüsü yardımıyla yapılabilir. Basit ısı gerikazanımlı bir sistemde iki yatak faz dışı çalışır; yani yatakların biri ısıtılırken diğeri soğutulur (DEMIROCAK, 2008). Soğutulan yataktan çekilen ısı ısıtılan yatağa verilerek gerikazanım yapılır. Bu işlem sistemin performansını artırır. Gerikazanılan ısı ne kadar fazla olursa performans katsayısı o kadar büyük olur. Daha fazla ısı gerikazanımı ve daha büyük COP değerleri elde etmek için çok yataklı sistemler kullanılabilir. Fakat bu durumda sistem daha karmaşık hale gelebilir (SUMATHY, 2003). Gerikazanılan ısı oranı sistem için gerekli toplam ısı ihtiyacının yaklaşık %30'una kadar ulaşabilir (QU, 2001). Isı gerikazanımlı bir sistemin performans katsayısı aşığıdaki bağlantı ile hesaplanabilir:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{1-2} + Q_{2-3} - Q_{reg}}$$

Bu denklemde Q_{reg} gerikazanılan ısı miktarını, Q_{1-2} ve Q_{2-3} ise Şekil 1.2'de görülen sırasıyla 1-2 ve 2-3 proseslerinde yatağa beslenen ısı miktarlarını ifade etmektedir.

1.1.3 Isı&Kütle Gerikazanımlı Sistemler

Çok yataklı adsorpsiyonlu sistemlerde hem ısı hemde kütle geri kazanımının avantajları biraraya getirilebilir. Kütle gerikazanımı ile sistemin performansını düşürmeden birim adsorban kütlesi başına soğutma gücünü artırmak amaçlanır. Kütle gerikazanımının sistem performansı üzerine etkisi büyük ölçüde sistemin çalışma koşullarına bağlıdır (QENAWY, 2004). Kütle gerikazanımı işleminde, basınçlandırma/basınç düşürme işleminin belli bir kısmı basıncı düşürülecek olan sıcak yataktan basıncı artırılacak olan soğuk yatağa buhar transfer edilerek yapılır. Bu transfer iki adsorban yatağın basit bir boru ile bağlanmasıyla başarılıdır. Bu işlem, yataklar denge basıncına (genellikle yoğuşma ve

buharlaşma basınçlarının ortalaması) gelene kadar devam eder. Daha sonra ısı gerikazanımı başlar, yani sıcak yataktan soğuk yatağa ısı transfer edilir.

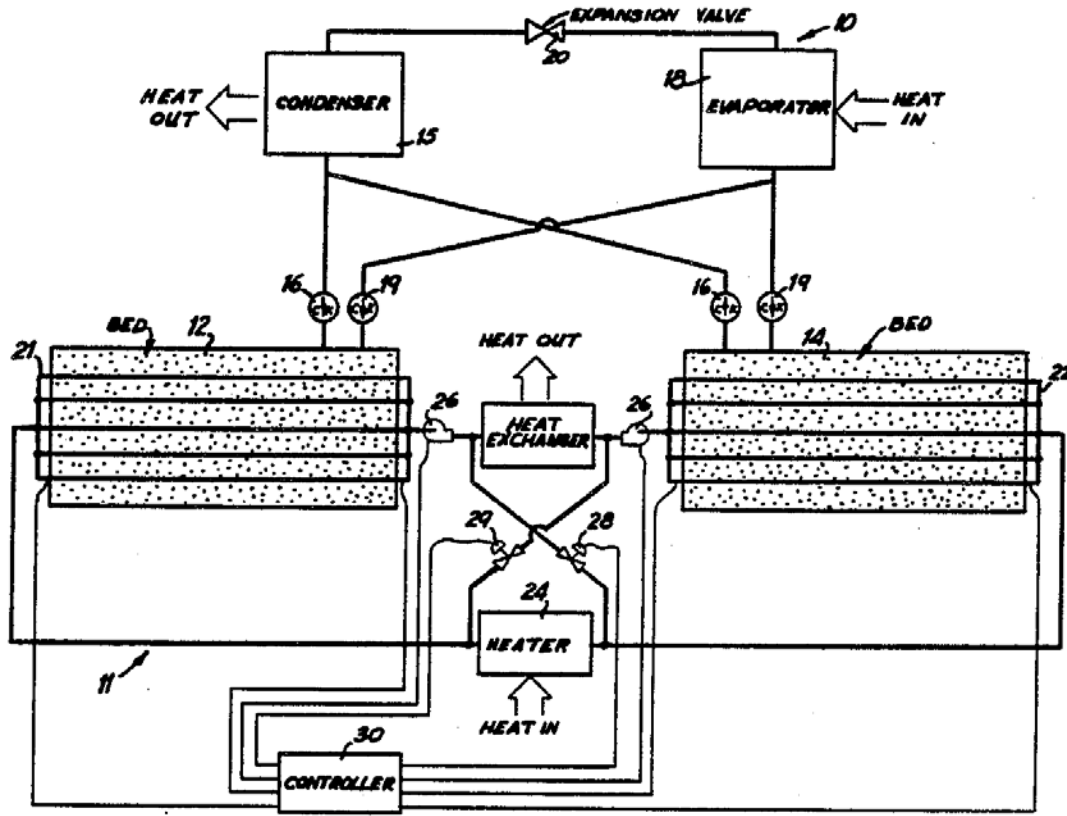
1.2 Isıl Dalga Çevrimi

Isıl dalga çevrimi ilk olarak Shelton (SHELTON, 1985) tarafından önerilmiştir. Isıl dalga çevrimleri ısı gerikazanımlı çevrimlerin en basitidir. Isı gerikazanımı yapabilmek için en az iki yatak kullanılmalıdır ve ısıl dalga çevriminde iki yatak ile birlikte tersinir bir ısı transfer döngüsü kullanılır. Bu ısı transfer döngüsünde birisi ısıtma diğer soğutma amaçlı kullanılan iki tane ısı değiştirgeci vardır. Isı transfer akışkanını sirküle edebilmek için ters akış yapabilen bir pompa veya tek yönlü bir pompa ile birlikte akış yönünü değiştirebilecek bir bağlantı kullanılmalıdır. Isı transfer akışkanı sıcak yataktan geçer ve yatağı soğuturken kendisi ısınarak aldığı bu ısıyı soğuk yatağı ısıtmakta kullanır. Böylece ısı gerikazanımı yaparak daha yüksek performans değerlerine ulaşılabilir. Yukarda bahsedilen ısı değiştirgeçlerinde ek ısıtma ve soğutma yapılır.

Isıl dalga çevrimi şekil 1.3'de görölmektedir. Buharlaştırıcı (18) ve yoğuşturucu (15) her iki yatağa (12 ve 14) paralel olarak bağlanmıştir. Yoğuşturucu ile yataklar arasındaki çekvalfler (16) soğutucu buharının sadece yataktan yoğuşturucuya doğru akmasına izin verirler. Buharlaştırıcı ve yataklar arasındaki çekvalfler ise (19) soğutucu buharının sadece buharlaştırıcıdan yataklara doğru akmasına izin verirler. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasına bir genleşme valfi yerleştirilmiştir. Isıtılan yatakta desorbe edilen soğutucu buharı yoğuşturucuya akar. Buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkan ise soğutulan yatağa akarak adsorbe edilir (SHELTON, 1985).

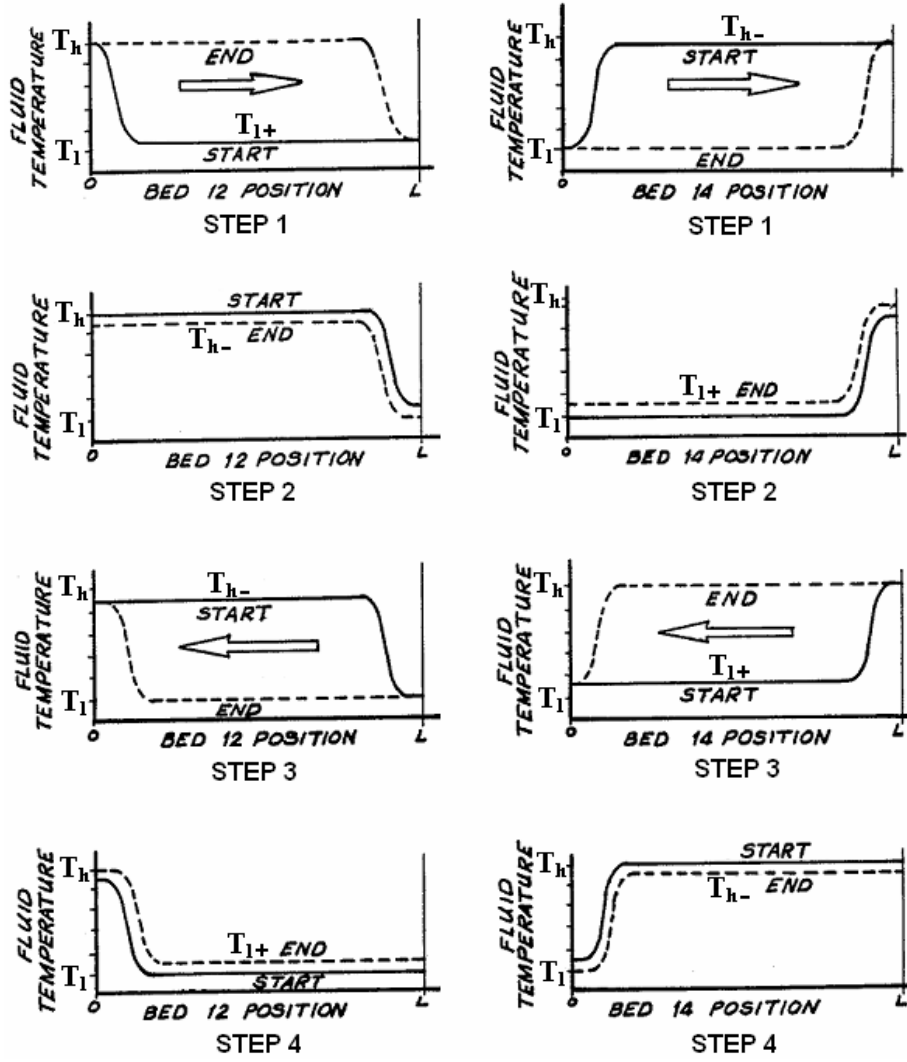
şekil 1.4'de ısıl dalga çevriminin her prosesi için her iki yatak boyunca ısı transfer akışkanının sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Çevrimin dört prosesi aşağdaki sırayla gerçekteşmektedir. Adım 1'de (Step 1), ısı transfer akışkanı saat yönünde sirküle edilmektedir ve T_h sıcaklığındaki sıcak akışkan önce ısıtıcıdan sonra da yatak 12'den geçmektedir. Akışkan daha sonra soğutucudan ve sonra yatak 14'den geçer. Akışkan son olarak yine ısıtıcıya döner. Bu şekilde yatak 12 desorpsiyon için ısıtılırken yatak 14 adsorpsiyon için soğutulmuş olur. Isıtıcı ısı transfer akışkanını sürekli T_h sıcaklığında tutar. şekil 1.4'de adımların başlangıcındaki sıcaklık dağılımı katı çizgi (solid line) ile adımların sonunda ise kesikli çizgi (dashed line) ile gösterilmiştir. Akışkan sıcaklığı yatak 12'de sıcak bir ısıl dalga cephesi oluşturarak azalırken, yatak 14'de ise soğuk dalga cephesi oluşturarak artmaktadır. Bu ısıl dalga cepheleri yatakların diğer tarafına ulaşana kadar yatak boyunca (Adım 1'de soldan sağa doğru) zamanla ilerlerler. Diğer taraftan yatak 12'de akışkan sıcaklığı T_{1+} sıcaklığına düşerken yatağın

sıcaklığı ise T_H sıcaklığına çıkmaktadır. Isı değiştirgecinde akışkan sıcaklığı T_{1+} 'den T_1 'ye düşürülür (SHELTON, 1985).



Şekil 1.3 Isıl dalga çevriminin şematik görünümü.

Isı transfer akışkanının sıcaklığı yatak 12'nin çıkışında önceden tanımlanmış belli bir değere ulaştığında akışkan yönü ters çevrilir ve adım 2 başlar. Adım 2'de akışkan saat yönünün tersi istikamette sirküle edilir. Bununla beraber ısıtıcı ve soğutucu ünitelerinin görevleri değişmez. Isıtıcıyı terkedene akışkan bu kez sağ taraftan yatak 14'e girer ve adsorbanın adsorbe etmiş olduğu soğutucuyu desorbe etmeye başlar. Desorbe edilen soğutucu buharı henüz yataktan buharlaştırıcıya veya yoğunlaştırıcıya akmadığı için yatak 14'ün basıncını artırır. Buhar buharlaştırıcıya çekvalf yüzünden (19), yoğunlaştırıcıya ise basınç farkı yüzünden akamaz. Diğer taraftan yatak 14'den soğutulmuş çıkan akışkan soğutucu da biraz daha soğutulmuş sağ taraftan yatak 12'ye girer. Soğuk akışkan, yatağı soğutarak adsorpsiyon yapmasını sağlar. O anda yatağa herhangi bir buhar akışı olmadığından yatak 12'nin basıncı düşer. Bu nedenle bu adım yatak 14 için *basınçlandırma* adımı, yatak 12 için ise *basınç düşürme* adımı olarak adlandırılır.



Şekil 1.4 Isıl dalga çevriminde ısı transfer akışkanının dört proses için sıcaklık dağılımı.

Adım 3'de akışkan saat yönünün tersine akmaya devam eder. Yatak 12'den T_{h-} sıcaklığında çıkan akışkan ısıtıcıda ısıtılarak T_h maksimum çevrim sıcaklığına çıkartılır. Akışkan daha sonra yatak 14'e girer ve soğutucuyu desorbe etmeye devam eder. Bu kez yatak yoğunlaşma basıncında olduğundan soğutucu buharı yoğunlaştırıcuya doğru akar. Yatak 14'de ısıl dalga sola doğru ilerler. Bu yatakta desorpsiyon prosesi, yatağın içinden geçen akışkanın yatağın sol ucundaki sıcaklığı önceden belirlenen bir değere ulaşana dek devam eder. Bu yataktan T_{l+} sıcaklığında çıkan akışkan soğutucuda T_l sıcaklığına soğutulur yatak 12'ye girer. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharı, yatak artık buharlaşma basıncında olduğundan yatak 12 tarafından adsorbe edilir. Bu sırada ısıl dalga sola doğru ilerler. Yatağın sol tarafında (çıkışta) akışkan sıcaklığı önceden tanımlanan bir değere ulaştığında adsorpsiyon prosesi sona erer ve bu sırada yatak 12'de adsorpsiyon seviyesi çevrimin ulaşabileceği maksimum değerdedir.

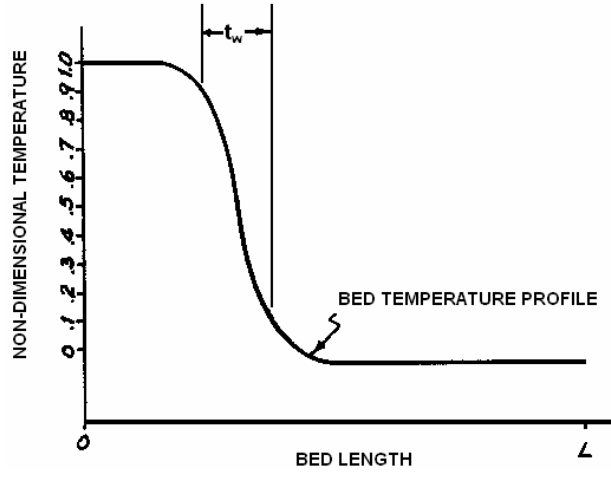
Son adımda (Step 4) akış yönü tekrar dönderilir ve akışkan saat yönünde akmaya başlar. Yatak 12 tekrar desorpsiyon için ısıtılırken yatak 14 adsorpsiyon yapması için soğutulur. Bu adım yatak 12 için basınçlandırma, yatak 14 için ise basınç düşürme prosesidir. Sıcaklık dağılımları ve ısıl dalga oluşumu Şekil 1.4'de görülmektedir.

Kumanda (controller) (Şekil 1.3'de 30) ısı transfer akışkanın akış yönünü değiştirmede kullanılır. Akışkanın akış yönünü değiştirmek için yatakların çıkış sıcaklıklarından herhangi biri kullanılabilir.

1.3 Projenin Esas Konusu

Daha önce adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin temel dezavantajlarının düşük performans, düşük soğutma gücü ve uzun çevrim süreleri olduğundan bahsedilmişti. Son araştırmalar bu problemleri çözmek için 3 temel yöntem üzerinde yoğunlaşmıştır: a) daha fazla ısı gerikazanımı için yeni çevrimler geliştirmek; b) adsorban yatağında ısı ve kütle transferini iyileştirmek; c) yeni adsorbanlar veya adsorban/soğutucu çiftleri geliştirmek.

Adsorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin tasarımında en önemli kısım adsorban yatak kısmıdır. Çünkü adsorban yatağı çevrimin ana elemanıdır. Makine mühendisliği açısından yeni bir adsorban veya yeni bir çalışma çifti geliştirmek yerine adsorban yataktaki ısı ve kütle transferini geliştirecek yöntemler aramak daha ön plandadır. Bu araştırmada yatakta özellikle ısı transferini geliştirmekle ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Adsorban yatakların düşük ısıl iletkenlikleri (0.1-0.5 W/(mK)), yatakta ısı transferinin zayıf olmasına ve çevrim sürelerinin uzun (birkaç saat) olmasına neden olur. Ayrıca ısıl dalgaboyunun (Şekil 1.5'de t_w) büyük olması etkili bir ısı gerikazanımı yapılmasına engel olur. Isı gerikazanımını maksimize edebilmek için ısıl dalgaboyunu minimize etmek gerekir. Tipik bir ısıl dalgaboyu Şekil 1.5'de görülmektedir.



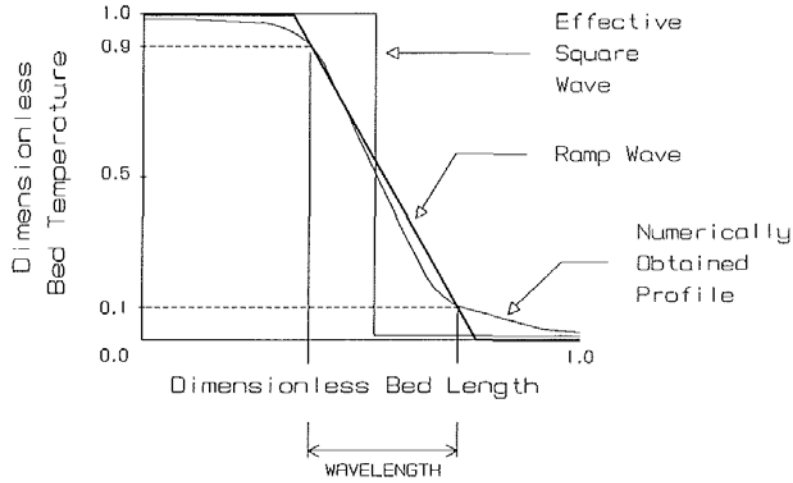
Şekil 1.5 Yatak uzunluğu boyunca yatakta oluşan ısıl dalganın şekli.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Shelton ve diğerleri (SHELTON, 1989) yatak içinde aksel yönde kare ısı dalga sıcaklık dağılımı olduğunu varsayarak bir ısı dalga çevriminin termodinamik analizi yapmışlardır. Ayrıca bazı tasarım ve çalışma parametrelerinin çevrim performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar ısı transfer akışkanının sıcaklığındaki artışın 316 °C'e kadar zeolit/amonyak çiftli sistemin performansını artırdığını fakat daha büyük sıcaklıkların sistemin performansını biraz düşürdüğünü göstermiştir. Isı pompasının performans katsayısı (COP heating) düşük-sıcaklık ısı kaynağının, diğer bir deyişle buharlaşma sıcaklığının düşmesi ile düşmüştür. Fakat bu düşüş aynı sıcaklık aralığında çalışan elektrik tahrikli bir ısı pompasının performansındaki düşüşün yarısı kadar olmuştur. Sonuçlar aynı zamanda 0.7'den daha büyük ısı dalga boylarının (boyutsuz yatak uzunluğu için) düşük ısı gerikazanımı yüzünden performansta önemli düşümlere neden olduğunu göstermiştir. Araştırmacılar adsorban yatağına daldırılan ısı değiştirgecinin ısı kütlesinin olumsuz etkisinin ancak ısı gerikazanım yaparak azaltılabileceği sonucuna varmışlardır. Aynı araştırmacılar ısı dalga cephesini simüle etmek için kare dalga yerine rampa dalga modeli kullanarak diğer bir termodinamik analiz yapmışlardır (SHELTON, 1990). Böylece kare dalga modelinin eksiklerini tamamlayacak daha gerçekçi bir model kullanmışlardır. Bu modelde, adsorpsiyon seviyesi dağılımı, lineer olduğu düşünülen sıcaklık dağılımının orta noktasındaki sıcaklığa bağlı parçalı bir rampa dağılımı olarak elde edilmiştir. Her iki model de Şekil 2.1'de görülmektedir. Her iki durumda da araştırmacılar parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişler, trendlerin aynı olduğunu fakat performans katsayılarının farklı olduğunu bulmuşlardır.

Harici bir ısı transfer akışkanı ile ısıtılan bir adsorban yatakta bütünleşik ısı ve kütle transferi modeli Sun ve diğerleri (SUN, 1995) tarafından nümerik olarak çalışılmıştır. Yatak içindeki ısı transferini ve Ergun akışını tek boyutlu modellerinde birleştirmişlerdir. Çalışmaları, yatak içindeki akış dinamiğinin zayıf kütle transferiyle sınırlandırılmasından dolayı yatakta üniform basınç varsayımının kabul edilemeyeceğini göstermiştir. Ayrıca düşük basınçlı Zeolit 13X/su adsorban/soğutucu çiftinin zayıf ısı transferine neden olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, üniform basınç varsayımının uzun yataklı ve düşük çalışma basınçlı sistemlerde kabul edilemeyeceğini bu varsayımın yüksek basınçlı (birkaç bar seviyesinde) sistemler için geçerli olabileceğini ifade etmişlerdir.



Şekil 2.1 Rampa ve kare dalga modelleri.

Sun ve diğerleri (SUN, 1997) ısı gerikazanımlı bir ısı dalga adsorpsiyonlu soğutma sisteminin nümerik analizini yapmışlardır. Bu çalışma akışkan içinde aksel yönde ısı transferini ve yatak içinde ise radyal yönde ısı transferini inceleyen iki boyutlu bir analize dayanmaktadır. İki boyutlu model aslında yatak içinde aksel yönde ısı iletimi ihmal edilerek tek boyutlu olarak çözülmüştür. Çalışmada soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılmıştır. Amonyakın çalışma basıncı yüksek olduğu için yatak içerisinde üniform basınç varsayımı kullanılmıştır. Isıl iletkenliğin ve çevrim süresinin sistemin performansı üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Isıl iletkenlik arttıkça beklendiği üzere hem performans katsayısının hemde soğutma gücünün arttığı görülmüştür. Bununla birlikte bu etki ısı iletkenliğin 10 W/mK değerinden sonra azalmıştır. Çevrim süresi hem sistem performansı hemde soğutma gücü üzerinde önce artan sonra azalan bir etki göstermiş ve iki eğrinin çakıştığı noktada optimum bir çevrim süresi değeri elde edilmiştir.

Termodinamik ve ısı transfer modelleri başka bir çalışmada birleştirilmiştir (FULLER, 1994). Yatak ve akışkan için ısı transfer denklemleri bir termodinamik modelde birleştirilerek, sistem performansını hesaplamak için kullanılan dalga şekli varsayımı yapma ihtiyacı ortadan kaldırılmıştır. Diffüzivite oranı (DR), Peclet sayısı (Pe), Biot sayısı (Bi) ve ısı iletkenlik oranı (KA) gibi bazı temel boyutsuz parametrelerin sistemin performansı ve ısıtma kapasitesine etkisi incelenmiştir. Isı transfer akışkanını silindirik yatak boyunca sirküle etmek için bir dizi spiral boru kullanılmıştır. Isı transfer akışkanı farklı bir sıcaklığa sahipken adsorban-soğutucu çifti, ısı transfer borusu ve dış ana gövde borusu belli bir sürede ve belli bir çapta aynı sıcaklıkta kabul edilmiştir. İki farklı sıcaklık olduğundan model iki-sıcaklıklı model olarak tanımlanmıştır. Sonuçlar gerek performansın ve gerekse ısıtma kapasitesinin DR, Bi ve KA sayılarının artmasıyla arttığını, Pe sayısının artmasıyla düştüğünü göstermektedir. Pe sayısının artmasıyla gerçekleşen bu düşüşün nedeni uzun ısı dalgaboyları olarak belirtilmiştir.

Başka bir nümerik çalışma da Amar ve diğerleri (AMAR, 1996) tarafından hem ısı hemde kütle transferi hesaba katılarak ve iki boyutlu bir model kullanılarak yapılmıştır. Bu araştırma, çalışma basınçları birbirinden tamamen farklı olan iki farklı çalışma çiftleri aktif karbon/amonyak ve zeolit/su çiftleri için yapılmıştır. Eksenel ve radyal gaz akış konfigürasyonu olmak üzere iki farklı akış konfigürasyonu için geçirgenliğin (permeability) performans ve soğutma gücü üzerine etkisi incelenmiştir. Eksenel gaz akışı durumunda, büyük geçirgenlik değerlerinde bile kütle transferi direncinin büyük olduğu gözlenmiştir. Bu durum adsorbe edilen soğutucu miktarının ve sistem performansının küçük olmasına neden olmuştur. Radyal gaz akışı durumundaki performans değerleri her zaman eksenel gaz akışındaki değerlerden daha büyük olmuştur.

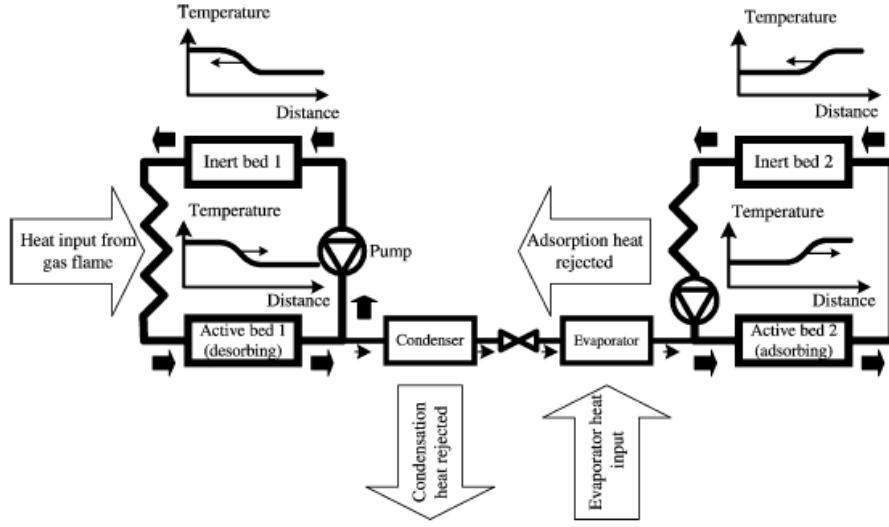
Isı ve kütle transferi dirençleri ihmal edilerek bir ısı dalga çevriminden elde edilebilecek maksimum teorik performansı hesaplamak için yerel denge teorisi kullanılmıştır (SWARD, 2000). Isı kaynağının sıcaklığını düşürmenin ve yoğunlaştırıcı sıcaklığını artırmanın beklendiği gibi performansı düşürdüğü gözlemlenmiştir. Soğutucu buharının giriş ve çıkışı yatağın ortasına doğru çekildikçe çevrim süresinin ve sıcaklık eğrisinin eğiminin arttığı görülmüştür. Diğer taraftan yatağın parçalara bölünmesinin performans üzerinde çok etkili olmadığını ve parçalı yatağın çalışma basıncına çıkmakta zorlandığını tespit etmişlerdir.

Eşdeğer Carnot çevrimi ve entropik ortalama sıcaklık kavramlarının yardımı ile bir ısı gerikazanımlı adsorpsiyon çevriminin ikinci kanun analizi yapılmıştır (PONS, 1997). Çevrim süresi ve ısı tranfer akışkan hızının etkileri incelenmiştir. Isı transfer akışkan hızındaki düşüşün, adsorban yataktaki ve ısı transfer akışkanındaki tersinmezlikleri düşürdüğü görülmüştür. Bu düşüş ısı kaynağından alınan ısı miktarı gereksinimini düşürmüştür ve böylece performansı önemli derecede artırmıştır. Bununla birlikte akış hızındaki düşüş, soğutma gücünü ise orantılı olarak düşürmüştür. Bu analiz aynı zamanda araştırmacılara çevrim süresinin performans ve soğutma gücüne olan farklı etkilerini dikkate alarak optimum bir çevrim süresi belirleme imkanını vermiştir.

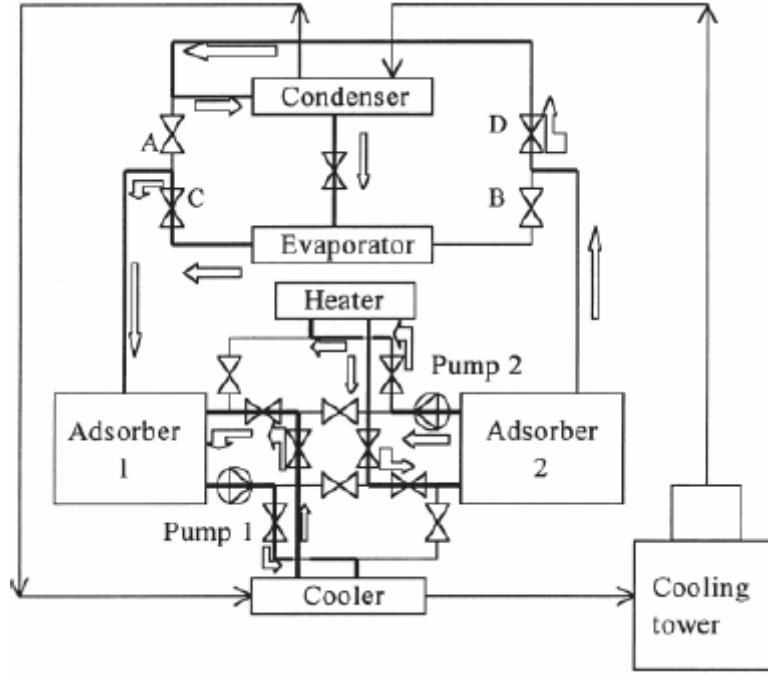
Pons (PONS, 1997, Kaynak 19) transfer birimi sayısı (NTU) ve soğutma işlemi sonundaki boyutsuz akışkan çıkış sıcaklığının, ısı gerikazanımlı adsorpsiyonlu sistemlerin tasarım ve analizlerinde iki temel parametre olduklarını ifade etmiştir. Teorik maksimum COP değeri olan 1.6'ya kadar NTU ile performans arasındaki bağıntının logaritmik olduğu görülmüştür. Boyutsuz akışkan sıcaklığının optimum değerinin ise tasarlanan yatağın NTU değerine bağlı olduğu belirtilmiştir.

Zorunlu konveksiyonlu ısı dalga çevrimi ilk olarak Critoph (CRITOPH, 1998) tarafından önerilmiştir. Normal ısı dalga çevrimleri adsorban yatağındaki düşük ısı transferi yüzünden düşük soğutma gücüne sahiptir. Yatağı direkt olarak ısıtma girişiminde bulunmak yerine soğutucu gazını yatak dışında bir yerde ısıtmak ve adsorbanı ısıtmak için bu sıcak gazı yatak içinde sirküle etmek mümkündür. Diğer bir deyişle, soğutucunun kendisi ısıtma veya soğutma kaynağı olarak kullanılabilir. Böylece yatakta konveksiyonlu ısı ve kütle transferi meydana gelmektedir. Adsorban taneciklerinin büyük yüzey alanı sayesinde ve düşük bir pompalama ihtiyacı ile etkili bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Şekil 2.2’de önerilen sistemin şematik resmi gösterilmiştir. Adsorban malzemesi ile (aktif karbon) doldurulmuş iki *aktif yatak* ve çelik bilye gibi reaktif olmayan taneciklerle doldurulmuş iki *durağan yatak* vardır. Şekilde *aktif yatak 1*’in desorpsiyon prosesi için ısıtıldığı ve *aktif yatak 2*’nin ise adsorpsiyon prosesi için soğutulduğu yarı çevrim gösterilmektedir. Solda düşük güçlü bir pompa soğutucu buharını başlangıçta sıcak olan *durağan yatak 1*’den sirküle etmektedir. Buhar bu yatak tarafından ısıtılarak yatak içinde sağdan sola doğru soğuk bir ısı dalgası oluşturulmaktadır. Böylece buhar için bir ön ısıtma yapılıp ve bir ısı değiştirgecinde biraz daha ısıtılarak maksimum çevrim sıcaklığına çıkarılır. Isıtılan soğutucu buharı daha sonra *aktif yatak 1*’den geçirilerek yatağı ısıtmakta ve yatak içinde soldan sağa doğru sıcak bir ısı dalga oluşturmaktadır. Basınçlandırma ve desorpsiyon işlemleri gerçekleşir ve çıkan buharın bir kısmı kondenserden geçirilip çevreye ısı atarak yoğunlaştırılır. Yoğuşan soğutucu genişletilerek buharlaştırıcıya gönderilir. Yataktan çıkan buharın diğer kısmı ise ısıtılarak tekrar yatağa gönderilir. Şeklin sağ tarafında ise, buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu *aktif yatak 2*’de düşük basınçta adsorbe edilir. Yataktan ısı atımı, hem buharlaştırıcıdan gelen soğuk buharla, hemde *durağan yatakta* önsoğutma yapıp sonra bir ısı değiştirgecinde dışarıya biraz daha ısı atıp minimum çevrim sıcaklığına soğutulmuş buhar sayesinde gerçekleştirilir. Böylece *aktif yatak 2*’de soldan sağa doğru soğuk bir ısı dalga, *durağan yatak 2*’de ise sağdan sola doğru sıcak bir ısı dalga oluşur. Sonuçlar uygun adsorban taneciği boyutu, yatak boyutu ve akışkan hızları seçilmesi durumunda kayda değer bir performans katsayısı ve soğutma gücü elde edilebileceğini göstermiştir.

İki adsorban yataklı ve ısı gerikazanımlı başka bir adsorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 2.3’de görülmektedir (WANG, 2001). İki yataklı bu sistemde yataklardan biri adsorpsiyon yaparken diğeri desorpsiyon yapmaktadır. Desorpsiyon yapan yatakta ısı transfer akışkanı yatağı ısıtarak kendisi soğuk olarak çıkmaktadır. Çıkan bu soğuk akışkan bir soğutucu ünitesinde biraz daha soğutulmuş adsorpsiyon yapan diğer yatağın soğutulmasında kullanılmaktadır. İkinci yatağa giren ve yatağı soğutan bu akışkan bu yataktan ısınarak çıkar. Isınan akışkan bir ısıtıcı ünitesinde biraz daha ısıtılarak diğer yatağın ısıtılmasında kullanılmaktadır. Böylece her iki yataktada ısı gerikazanımı gerçekleştirilerek sistemin performansın artması sağlanır. Wang bu şekilde bir ısı gerikazanımı ile ısı dalga çevriminin performansının %25’den daha çok artırılabilirliğini ifade etmiştir. Isı gerikazanımını yatak sayısını sürekli artırmak suretiyle maksimize ederek teorik olarak maksimum performans elde edilebilir (BAKER, 2008).



Şekil 2.2 Konveksiyonlu ısı dalga adsorpsiyonlu soğutma çevrimi.

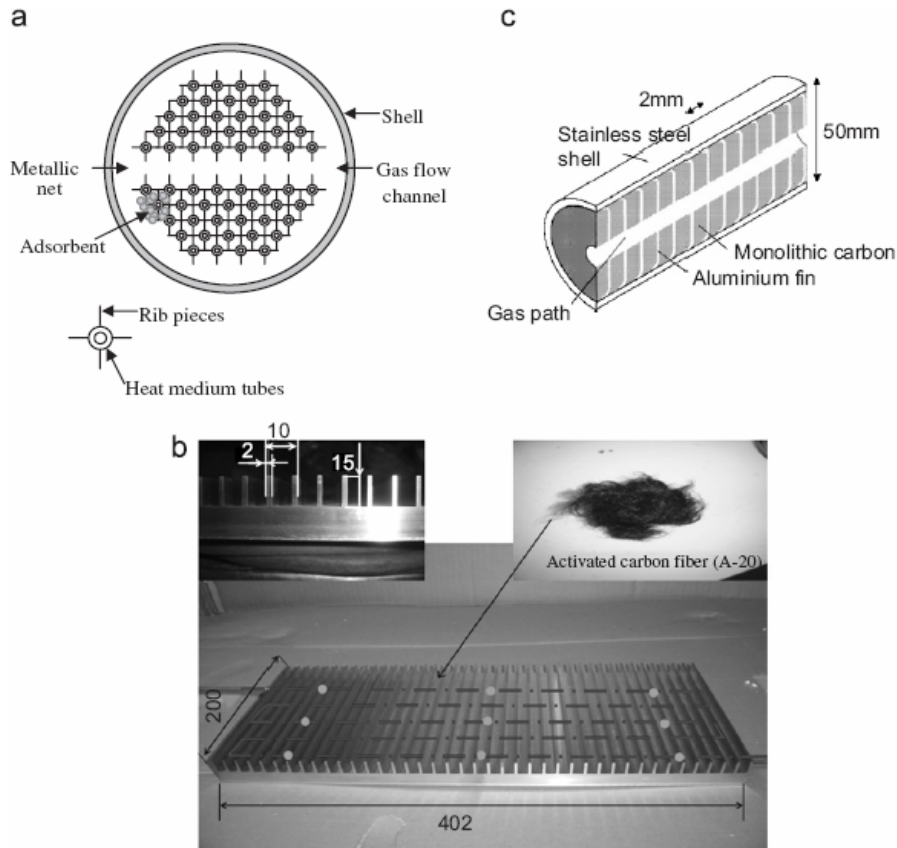


Şekil 2.3 İki yataklı ısı gerikazanımlı adsorpsiyonlu soğutma sistemi.

Kütle gerikazanımlı iki yataklı bir sistem Qu tarafından (QU, 2001) çalışılmıştır. Bu çalışmada başlangıçta yataklardan biri düşük basınç ve sıcaklıkta diğeri ise yüksek basınç ve sıcaklıktadır. Çevrimin devamında düşük basınçtaki yatağın ısıtılarak kondenser basıncına çıkarılması, yüksek basınçlı yatağın ise soğutulurak buharlaşma basıncına düşürülmesi için iki yatak arasında basit bir düzenek kullanılmıştır. Bu düzenek sayesinde soğutucu buharı yüksek basınçtaki yataktan düşük

incelemiştirler. Sonuçlar artan yatak kalınlığının, COP değerini olumlu yönde etkilerken soğutma gücünü olumsuz yönde etkilediğini göstermiştir. Adsorban taneciği çapının sistem performansı üzerinde çok etkili olmadığı gözlenmiştir. Yatağın sıkıştırılmasının yatağın ısı transfer katkısını artırması nedeniyle performans üzerinde olumlu etkileri olduğu tespit edilmiştir.

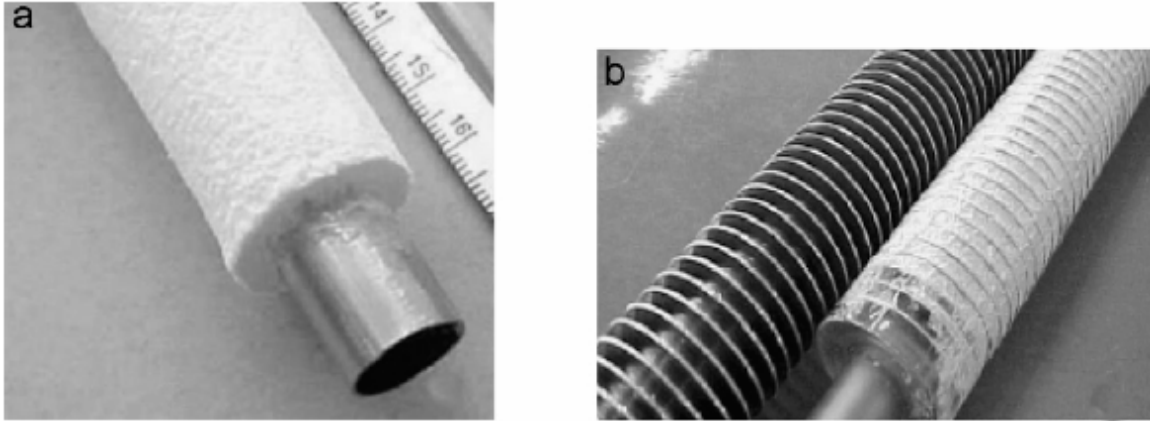
Yatak içinde ısı transfer hızının artırılması için değişik çalışmalar yapılmıştır (Şekil 2.5). Gui ve diğerleri ısı transferini geliştirmek için ince cidarlı bir gövde borusu tasarlamışlardır. Şekil 2.5a'da görülen bu tasarımda adsorban malzeme olarak kullanılan aktif karbon ısıtma/soğutma amaçlı kullanılan boruların aralarına yerleştirilmiştir. Borular üzerine yerleştirilen kanatçıklar yüzey alanını artırdığı için borulardan adsorbana olan ısı transfer hızını artırmaktadır. Sonuçlar teorik çalışmada yükseltme katsayısı olarak tanımlanan performans değerinin 1.4 ve soğutma gücünün ise yaklaşık 400 W/kg olarak elde edildiğini, yapılan deneysel çalışmanın da bu sonuçlara uyum sağladığını göstermiştir. Saha ve diğerlerini yaptığı başka bir çalışmada adsorban malzeme olarak kullanılan aktif karbon lifi (activated carbon fiber), oksijeni alınmış bakır kanatçıklar arasına sıkıca doldurulmuştur (Şekil 2.5b). Aktif karbon liflerinin gözenekliliği, yüzey alanı ve adsorpsiyon kapasitesi bir diğer adsorban malzemesi silika jelden daha büyüktür.



Şekil 2.5 Isı transferinin artırılmaya çalışıldığı adsorban yatak tasarımlarının görünümü.

Çalışma aktif karbon liflerinin adsorpsiyon/desorpsiyon eşsıcaklık eğrilerinde herhangi bir işlem gecikmesi (hysteresis) olmadığını göstermiştir. Ayrıca adsorpsiyon prosesinin ve ısı transferinin hızlı gerçekleştiği ve böylece kısa çevrim zamanlarında yüksek performans değerlerine ulaşılabildiği ifade edilmiştir. Critoph ve diğerleri çevrim süresi kısa olan bir adsorpsiyonlu sistem geliştirmiştir (Şekil 2.5c). Adsorban yatak, alüminyum kanatçıkların arasına yerleştirilmiş levha şeklinde tek parçalı carbon disklerinden oluşmuştur. Bu tek parçalı karbon diskler karbonun organik bağlayıcılar ile karıştırılıp sıkıştırılması ve yakılması suretiyle elde edilmiştir. Deney sonuçları yataktaki ısı transferinin iyileştirildiğini, 0.44 COP ve 180 W/kg soğutma gücü değerlerine ulaşıldığını göstermiştir (DEMİR, 2008).

Yatakta ısı transferini artırmak için literatürde uygulanan bir diğer yöntem de ısı transfer akışkanı borusunun adsorban malzemesi ile kaplanmasıdır. Böylece boru ile adsorban arasındaki temas direnci azaltılarak ısı transferi kolaylaştırılmaktadır. Bu tip bir yatak hızlı bir ısı ve kütle transferine sahiptir. Bu yöntemin kanatçıksız ve kanatçıklı borulara uygulanmış hali sırasıyla Şekil 2.6a ve Şekil 2.6b’de gösterilmektedir. Şekil 2.6a’da görülen ve adsorbanla kaplanmış paslanmaz çelik boru hızlı ısı ve kütle transferi amacıyla imal edilmiştir. Bu sayede yüksek soğutma güçleri elde edilmiştir. Şekil 2.6b’de ise kanatçıklı boru silika jel ile kaplanmış ve optimum çevrim süreleri 20-40 dakika olarak bulunmuştur. COP değeri 0.17-0.4 8 arasında değişmiştir (DEMİR, 2008).

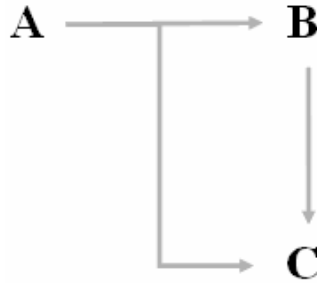


Şekil 2.6 Kanatçıksız (a) ve kanatçıklı (b) borularda kaplama yönetiminin uygulanması.

BÖLÜM 3

TEORİK ÇALIŞMA

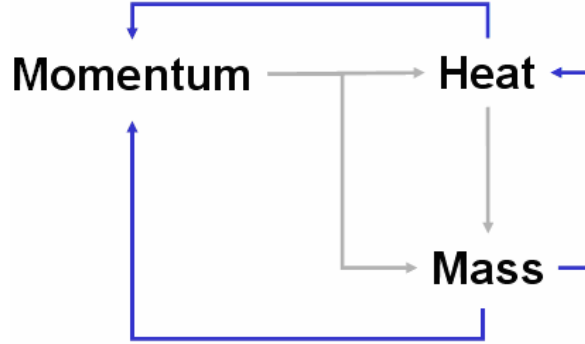
Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin adsorban yatağında gerçekleşen 3 temel fiziksel mekanizma vardır. Bunlar iletim (conduction) ve taşınım (convection) ısı transferi (enerji denklemi), taşınım ve difüzyonla (diffusion) kütle transferi ve Darcy veya Forchheimer akışı ile momentum transferi mekanizmalarıdır. Bu nedenle yatağın modellenmesi bu üç mekanizmanın birbiriyle bağlantılı (coupled) bir analizini gerektirir. Bunlardan birinin veya tümünün çözümü diğer bir veya iki mekanizmanın çözümüne bağlıdır. Eğer fiziksel mekanizmalar sadece bir yolla bağlantılı ise, yani mesela fiziksel mekanizma A diğer ikisine (B ve C) bağlı değilse ve fiziksel mekanizma B sadece A'ya bağlı ise ve fiziksel mekanizma C diğer ikisine de bağlı ise bu durumda modelin çözümü önce A sonra B ve sonra da C'nin çözülebildiği ardışık bir çözüm yaklaşımı gerektirir. Bu durum Şekil 3.1'de oklarla gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Ardışık çözüm yaklaşımı.

Bununla birlikte gözenekli bir ortam ele alındığında fiziksel mekanizmaların sıklıkla karşılaşılan denklemlerden farklı olduğu görülmektedir. Enerjinin korunumu denleminde adsorpsiyon/desorpsiyon ısısını, adsorbe edilen soğutucuya ait enerji terimini ve gözenekler arasından akan buharın enerjisini içeren bir kaynak terimi vardır. Kütlelenin korunumu denleminde ise adsorpsiyon/desorpsiyon hızını içeren bir reaksiyon terimi vardır. Bu yönleriyle gözenekli ortam denklemleri farklılık göstermektedirler. Bu reaksiyon ve kaynak terimleri momentum denklemin değişkenleri olan basınç ve hıza bağlıdır. Basınç ise enerji denkleminin değişkeni sıcaklığa ve kütlelenin korunumu denkleminin değişkeni yoğunluğa bağlıdır. Sonuç olarak gözenekli ortam modelinin çözümü

eşzamanlı (simultaneous) çözüm yaklaşımını kullanan tambağlantılı (fully coupled) bir analizi gerektirir. Bu yaklaşım tarzı Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Eşzamanlı çözüm yaklaşımı.

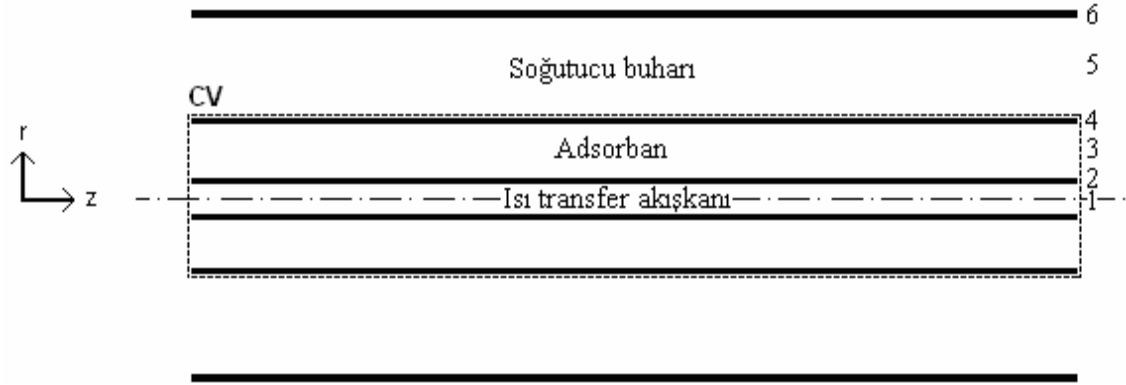
Bu çalışmada tambağlantılı gözenekli ortam modeli Comsol Multiphysics isimli paket program kullanılarak eşzamanlı olarak çözülmüştür.

3.1 Temel Denklemler

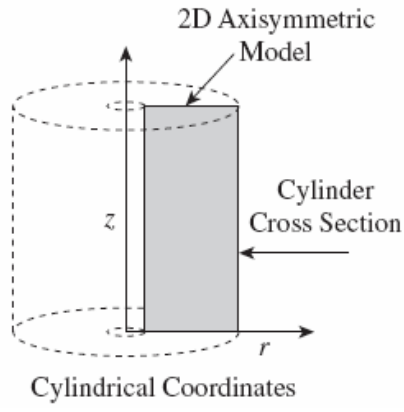
Model, herbiri silindirik bir geometriye sahip 6 farklı altkısımdan oluşmaktadır. Bu altkısımlar şöyle sıralanabilir: 1) bir boru içinden akan ısı transfer akışkanı; 2) içinden ısı transfer akışkanının geçtiği akışkanla adsorban yatağını birbirinden ayıran boru; 3) adsorban malzeme ile doldurulan kısım; 4) Adsorban malzemeyi çevreleyen metalik ağ; 5) Soğutucu buharının bulunduğu boşluk; 6) Dış ana boru. Bu geometrinin dördörtgen kesiti yatay olarak Şekil 3.1’de gösterilmektedir.

Bu modelde sadece kontrol hacmi (CV) ele alınacaktır. Soğutucu buharının işgal ettiği kısım (5) ve dış ana boru (6) teorik çalışmada ilgi dışındadır. 3-boyutlu bu model ekstenel simetri mevcut olduğundan 2-boyutlu olarak çözülebilir. Şekil 3.4 3-boyutlu modelden 2- boyutlu modele geçişi göstermektedir.

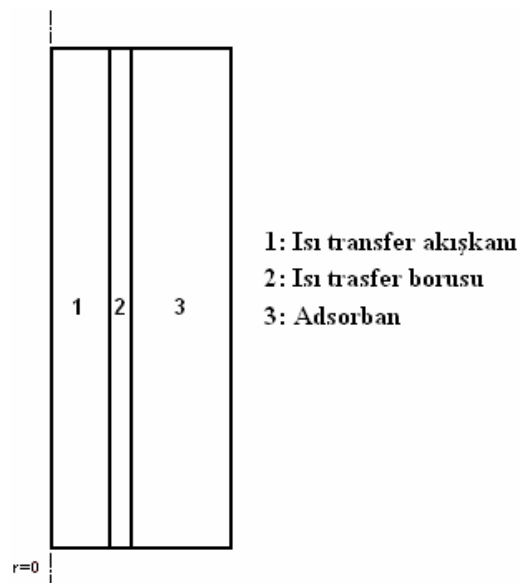
Bu 2-boyutlu model geometri silindirik olduğundan radyal r ve ekstenel z koordinatlarında çözülmüştür. Ayrıca model geçici rejimde analiz edildiğinden zamana bağlıdır ve model parametreleri konum koordinatları (r ve z) ile birlikte zaman (t) ile de değişmektedir. Şekil 3.5’de bu çalışmada çözülen modelin geometrisi ve altkısımları düşey düzlemde verilmiştir.



Şekil 3.3 Model geometrisinin dikdörtgen kesiti.



Şekil 3.4 3-boyutlu geometriden 2-boyutlu aksel simetriye geçiş.



Şekil 3.5 Model geometrisi ve altkısımları.

Alt kısım 1’de yani ısı transfer akışkanı kısmında borunun alt tarafından sıcak akışkan girer ve üst taraftan çıkar. Bu kısımda sadece enerji denklemi çözülür. Enerji, iletim ve taşınım ile transfer edilir. Geçici rejim için bu kısımda enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} - k_f \nabla^2 T_f + \rho_f c_f v_f \nabla T_f + \frac{2}{r_i} h_i (T_f - T_i) = 0 \quad (3.1)$$

Bu denklemde T_f akışkan sıcaklığını (K), ρ_f , c_f , k_f and v_f sırasıyla akışkanın yoğunluğunu (kg/m^3), özgül ısısını (J/(kgK)), ısıl iletkenliğini (W/(mK)) ve hızını (m/s) ifade etmektedir. T_i boru sıcaklığını (K), r_i borunun iç yarıçapını (m) ve h_i ise boru ile akışkan arasında taşınım ile ısı transferi katsayısını ($\text{W/(m}^2\text{K)}$) ifade etmektedir.

Isı transfer akışkanının hızı tam gelişmiş akış için aşağıdaki gibi parabolik hız dağılımı varsayımı ile hesaplanabilir:

$$v_f = 2v_{fave} \left(1 - \frac{r^2}{r_i^2} \right) \quad (3.2)$$

Burada v_{fave} akışkanın kesitteki ortalama hızını (m/s), r ise radyal koordinatı (m) gösterir.

Alt kısım 2 ısı transfer borusudur ve boru için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\rho_t c_t \frac{\partial T_t}{\partial t} - k_t \nabla^2 T_t + \frac{h_i}{b} (T_t - T_f) + \frac{h_o}{b} (T_t - T_s) = 0 \quad (3.3)$$

Bu denklemde b borunun et kalınlığını, ρ_t , c_t ve k_t sırasıyla borunun yoğunluğunu (kg/m^3), özgül ısısını (J/(kgK)) ve ısıl iletkenliğini (W/(mK)) göstermektedir. h_i ve h_o sırasıyla akışkan-boru ve boru-

adsorban arasındaki ısı transfer katsayılarını ($W/(m^2K)$) ifade etmektedir. T_s ise adsorban sıcaklığını (K) simgeler. Boru malzemesi olarak bakır tanımlanmıştır.

Alt kısım 3'de diğer deyişle gözenekli ortamda enerji denklemi diğerlerine göre biraz karmaşıktır. Gözenekli ortam için enerji denklemi aşağıdaki gibi verilebilir:

$$(1-\varepsilon)\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + \varepsilon \rho_v c_{p,v} \frac{\partial T_s}{\partial t} + (1-\varepsilon)\rho_s X c_{p,l} \frac{\partial T_s}{\partial t} - (1-\varepsilon)\rho_s |H| \frac{\partial X}{\partial t} - k_s \nabla^2 T_s + \rho_v c_{p,v} \mathbf{u} \nabla T_s + \frac{h_o}{b} (T_s - T_t) = 0 \quad (3.4)$$

Burada ε poroziteyi, ρ_s , c_s ve k_s sırasıyla adsorban malzemenin yoğunluğunu (kg/m^3), özgül ısısını ($J/(kgK)$) ve ısıl iletkenliğini ($W/(mK)$) ifade etmektedir. ρ_v , $c_{p,v}$ ve $c_{p,l}$ sırasıyla su buharının yoğunluğu (kg/m^3) ve özgül ısısı ($J/(kgK)$) ile sıvı suyun özgül ısısını ($J/(kgK)$) göstermektedir. T_s ise adsorban sıcaklığını (K) simgeler. Bu çalışmada yerel ısıl denge varsayımı yapılmıştır. Bu varsayımda yatak içinde, adsorbanın, adsorbe edilen soğutucunun ve soğutucu buharının sıcaklıklarının aynı olduğu kabul edilir. Suyun sıvı ve buhar haldeki özgül ısıları sabit kabul edilmiştir. Adsorbe edilen soğutucunun sıvı halde olduğu kabul edilmiştir. Buharın yoğunluğu ileride gösterilecek olan kütlenin korunumu denkleminde bulunur. H adsorpsiyon ısısıdır ($J/(kgK)$) ve aşağıdaki denklemden çekilir:

$$\begin{aligned} H &= 3500 - 13400X & \text{for } X \leq 0.05 \\ H &= 2950 - 1400X & \text{for } X > 0.05 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Burada ve bir önceki denklem de geçen X birim adsorban kütlesi başına adsorbe edilen soğutucu miktarını (kg_w/kg_s) ifade eder. Bu terimden de kütlenin korunumu denkleminde bahsedilecektir.

Gözenekli ortamın enerji denkleminde soldan 6. terim gözenekli ortamdan akan soğutucu buharının taşınımıyla olan enerji transferini göstermektedir ve bu terimde geçen $\mathbf{u} \nabla T_s$ vektörel işlemcisi aşağıdaki gibi açık formda yazılabilir:

$$\mathbf{u} \nabla T_s = u \frac{\partial T_s}{\partial r} + v \frac{\partial T_s}{\partial z} \quad (3.6)$$

Bu denklemde u ve v , sırasıyla buharın gözenekli ortam içinde r and z yönündeki hızlarını (m/s) simgeler. Bu hızlar Darcy akış modeli uygulanarak momentum denkleminde hesaplanabilir. Darcy akış modeli genellikle düşük buhar hızları için uygulanır ve literatürdeki çalışmalar hızların düşük olduğunu ve bu modelin kullanılabilirliğini desteklemektedir. Böylece momentum denklemi r ve z yönündeki hızlar için ayrı ayrı aşağıdaki bağlantılarla verilebilir:

$$\begin{aligned} u &= -\frac{\kappa}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \\ v &= -\frac{\kappa}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Burada κ ve μ sırasıyla adsorban yatağın geçirgenliği (permeability) (m^2) ve soğutucu buharının dinamik viskozitesidir (Pa.s). P ise yatak basıncını (Pa) göstermekte olup kullanılan soğutucu (su buharı) düşük basınçlarda ideal gaz kabul edildiğinden, basınç ideal gaz denklemi yardımıyla aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$P = \rho_v R_v T_s \quad (3.8)$$

Bu denklemde ρ_v kütlelerin korunumu denkleminde bulunan buhar yoğunluğunu (kg/m^3), R_v ise su buharı için ideal gaz sabitini ($J/(kgK)$) göstermektedir.

Gözenekli ortam için kütlelerin korunumu denklemi ise aşağıda gibidir:

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + (1 - \varepsilon) \rho_s \frac{\partial X}{\partial t} - D_m \nabla^2 \rho_v + \nabla(\mathbf{u} \rho_v) = 0 \quad (3.9)$$

Bu denklemde D_m kütleli diffüzyon hızını (m^2/s) göstermektedir. Soldan ikinci terim ise adsorpsiyon/desorpsiyon hızını tanımlar. Soldan üçüncü terim ise diffüzyon kütle transferini ifade

etmekte olup D_m katsayısı burada sabit alınmıştır. Adsorpsiyon/desorpsiyon hızı *Doğrusal Sürücü Kuvvet* (LDF) modeli kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = k_m (X_e - X) \quad (3.10)$$

Bu denklemde k_m adsorpsiyon/desorpsiyon hız sabitidir (1/s). Literatürde iç kütle transfer katsayısı olarak da tanımlanır. X_e ise denge adsorpsiyon kapasitesini (equilibrium adsorption capacity) (kg_w/kg_s) ifade eder. Adsorpsiyon/desorpsiyon hız sabiti, k_m , aşağıdaki ifade ile bulunabilir:

$$k_m = \frac{15}{r_p^2} D_o \exp\left(-\frac{E_a}{RT_s}\right) \quad (3.11)$$

Burada r_p adsorban taneciğinin yarıçapı (m), D_o referans diffüzivite (m²/s) ve E_a aktivasyon enerjisidir (J/mol). R ise evrensel gaz sabitidir (J/(mol.K)). Denge adsorpsiyon kapasitesi, X_e , D-A (Dubinin-Astakhov) denklemi ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$X_e = X_o \exp\left[-A\left(\frac{T_s}{T_{sat}} - 1\right)^n\right] \quad (3.12)$$

X_o , A ve n deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş sabitlerdir. Değerleri, seçilen adsorban/soğutucu çalışma çiftine göre değişiklik gösterirler. T_{sat} su buharının yatak basıncındaki doyma sıcaklığıdır ve aşağıdaki bağlantı ile hesaplanabilir:

$$T_{sat} = 39.724 + \frac{1730.63}{8.07131 - \log_{10}(7.500638 \cdot 10^{-3} \cdot P)} \quad (3.13)$$

3.1.1 Sınır ve Başlangıç Koşulları

Sınır koşullarını daha açık ifade edebilmek için sınırlar Şekil 3.6'da numaralandırılmıştır.

Her üç kısımda da enerji denklemi çözüldüğü için bütün sınırlarda sıcaklıkla ilgili sınır koşulları tanımlanmalıdır. Bu sınır koşulları aşağıda sınır numaraları ile verilmiştir:

$$1,3,5,6,8,9,10: \nabla T = 0 \quad (3.14)$$

$$2: T = T_{hot} \quad (T_{hot} \text{ sıcak akışkan sıcaklığıdır ve sabittir}) \quad (3.15)$$

$$4: -k \cdot \nabla T_f \cdot \vec{n} = h_i \cdot (T_f - T_i) \quad (3.16)$$

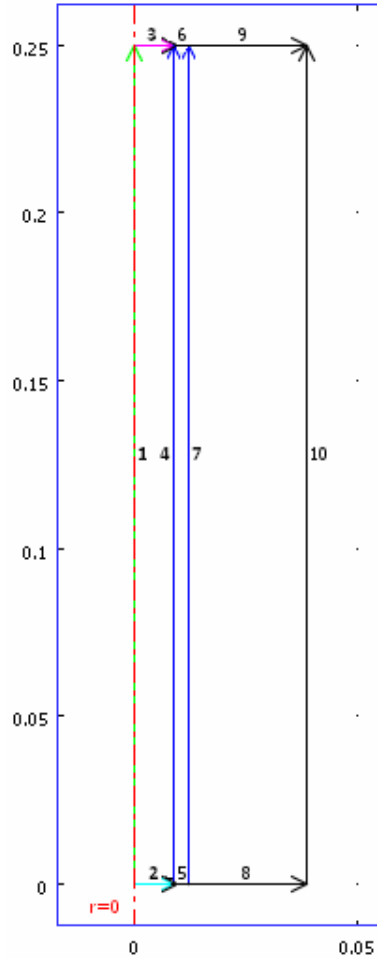
$$7: -k \cdot \nabla T_s \cdot \vec{n} = h_o \cdot (T_s - T_t) \quad (3.17)$$

Kütlenin korunumu denklemi ise sadece altkısım 3'de yani gözenekli ortamda çözüldüğü için 7,8,9 ve 10 numaralı sınırlar için koşullar verilmelidir. Bu sınır koşulları aşağıda verilmiştir:

$$7,9: \nabla P = 0 \quad (3.18)$$

$$8,10: P = P_c \quad (P_c \text{ yoğuşma basıncıdır ve sabittir}) \quad (3.19)$$

Başlangıç koşullarına gelince, sıcaklık her üç kısımda da T_i başlangıç sıcaklığına eşit olarak, basınç ise gözenekli kısımda P_c yoğuşma basıncına eşit olarak alınmıştır. Ayrıca başlangıç adsorpsiyon seviyesi maksimum adsorpsiyon seviyesi olan X_o olarak alınmıştır.



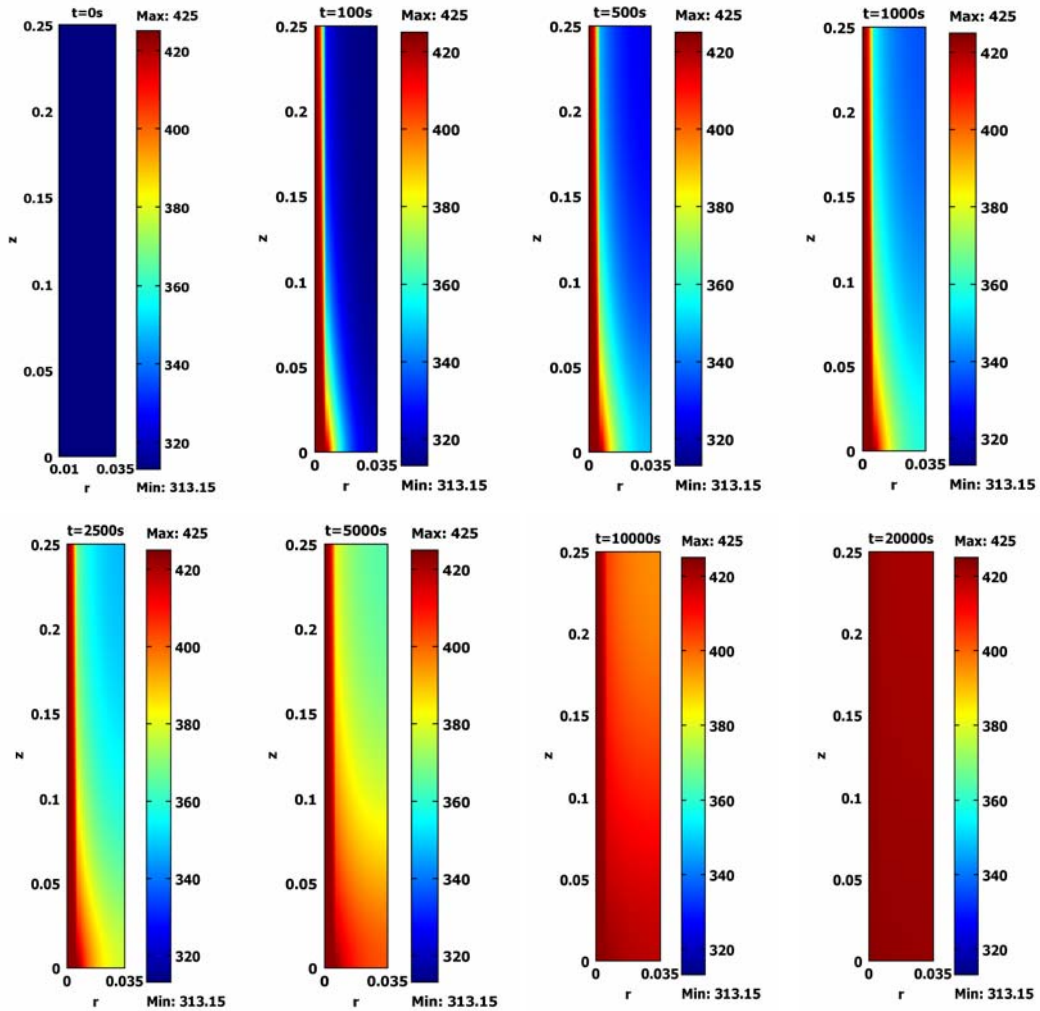
Şekil 3.6 İki-boyutlu modelin sınır numaraları.

3.2 Sonuçlar

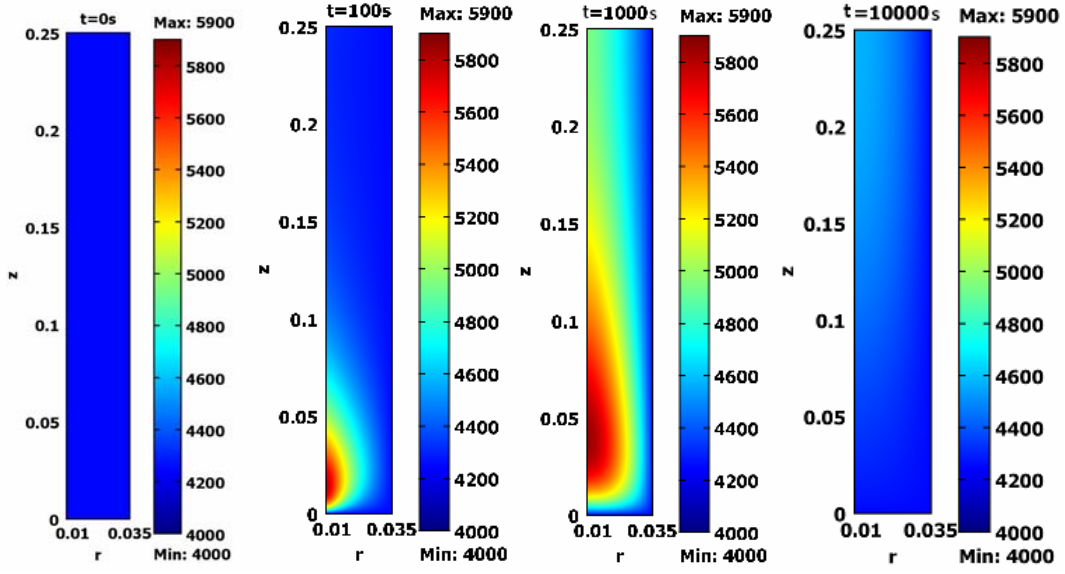
Model sonlu elemanlar (finite elements) yönetimi ile çalışan Comsol Multiphysics programında çözülmüştür. Denklemlerin çözümü bölge çizimleri (domain plots) ile gösterilmiştir. Bu çizimler model değişkenlerinin her iki yöndeki (r ve z) değişimlerini çokrenkli görüntülerle resmetmektedirler. Bahsedilen model değişkenleri, sıcaklık (T), basınç (P) ve adsorpsiyon seviyesidir (X). Bazı parametrelerin bu değişkenler üzerindeki etkilerinin incelendiği parametrik çalışma ise kesit çizimleri (cross section plots) ile gösterilmiştir.

Aşağıda Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9'da sırasıyla sıcaklık, basınç ve adsorpsiyon seviyelerinin zamanla değişimleri verilmiştir. Sıcaklık dağılımı sık arayla $t=0, 100, 500, 1000, 2500, 5000, 10000$ ve 20000 s (saniye) için verilmiştir. Şekil 3.7'de radyal yönde ısı transferinin zayıf olduğu ve aksenal yöndeki sıcaklık dağılımının bir ısı dalga oluşturduğu gözlemlenmektedir. Yaklaşık 15000 saniye sonra yatak

maksimum çevrim sıcaklığında ($T_{hot}=150$ °C) üniform sıcaklığa kavuşmaktadır. Burada ele alınan modelde ısı transfer akışkanın geçtiği boru kanatçiksız olarak simule ettirildiğinden ısı transferinin beklendiği gibi zayıf olduğu gözlenmiştir. Şekil 3.8’de adsorban kısmındaki basınç dağılımına bakıldığında basıncın, sınır koşullarına bağlı olarak yatağın ısıtıldığı taraftan itibaren artmakta olduğu ve basınç dalgasının, yatağın aşağıdan yukarıya doğru ısıtılmasına paralel olarak yukarıya doğru yayıldığı görülmektedir. Buradaki ani basınç artışının nedeni gözenekli malzemedeki kütle transferi dirençleridir. Ayrıca, basınçtaki bu değişim 4000-5900 Pa arasında gerçekleşmiş ve basıncın tekrar üniform basınca gelmesi sıcaklıktaki kadar uzun sürmemiştir. Yaklaşık 5000 saniye sonra yatak hemen hemen başlangıç basıncına düşmüştür.

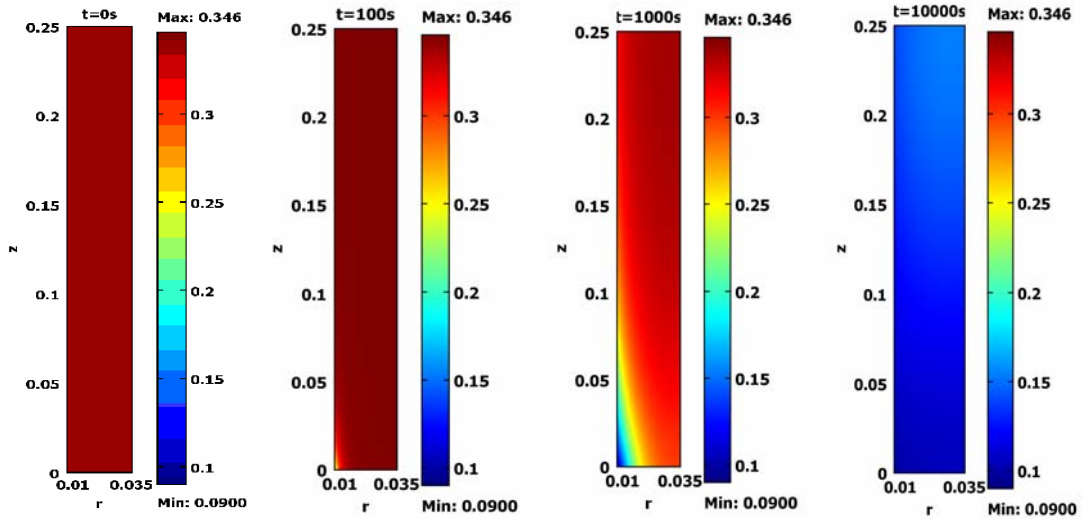


Şekil 3.7 Yatak sıcaklığının zamanla değişimi (K).



Şekil 3.8 Adsorban yatak basıncının zamanla değişimi (Pa).

Şekil 3.9’da yatağın adsorpsiyon seyisini, diğer deyişle birim adsorban malzemesi başına adsorbe edilen soğutucu miktarını göstermektedir. Burada simüle ettirilen proses desorpsiyon proses olduğundan, yatak ısıtıldıkça beklendiği üzere, adsorbe edilmiş soğutucu buharı desorbe edilmekte ve yataktan atılmaktadır. Desorpsiyon prosesinin ilk zamanlarda yavaş gerçekleştiği ve 5000 saniyeden sonra hızlandığı görülmüştür. Bunun nedeni bu zamana kadar basınçtaki değişimin büyük olmasıdır.



Şekil 3.9 Yataktaki adsorpsiyon seviyesinin zamanla değişimi (kg_w/kg_s).

3.2.1 Parametrik Çalışma

Bu çalışmada ısı transfer akışkanın ortalama hızı v_{ave} , adsorban malzemenin ısı iletkenliği k_s ve gözenekli oratamın porozitesinin ε değişkenler T , P ve X üzerindeki etkileri incelenmiştir. Etkiler kesit çizimler olarak gösterilmiştir. Bu çizim yöntemi en sık kullanılan çizim yöntemi olmasının yanısıra değişen bir parametrenin değişkenler üzerindeki etkisini bir grafik üzerinde göstermenin en etkili yoludur. Değişkenlerin r (radyal) ve z (eksenel) yönündeki değişimleri ayrı ayrı verilmiştir. Bütün değişkenlerin r yönündeki değişimleri $z=0.01$ m değeri için çizdirilmiştir. Bu z değeri borunun alt kısmına oldukça yakın bir değerdir. Diğer z değerlerinde değişkenlerin değerleri muhakkak farklı olmakla birlikte trendler aynı kalmaktadır. Aynı şekilde, değişkenlerin eksenel yöndeki değişimleri belli bir r değeri için çizilebilir. Burada iki önemli değişken olan akışkan sıcaklığı ve adsorban sıcaklığının değişimi için bu grafikler $r=0.005$ m ve $r=0.008$ m (veya $r=0.0074$ m) boyunca çizdirilmiştir. Basınç ve adsorpsiyon seviyesi ise sadece gözenekli kısımda sözkonusu olduğundan $r=0.008$ m (veya $r=0.0074$ m) çizgisi boyunca çizdirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan sabitler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3.1 Simülasyonlarda kullanılan sabitler.

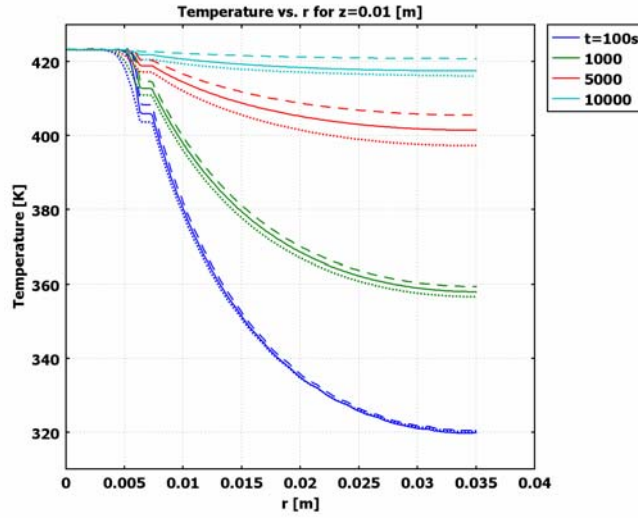
Name	Expression	Value	Description
r_ti	0.00635[m]		Tube inner radius
b_t	0.001[m]		Tube thickness
r_to	r_ti+b_t		Tube outer radius
l_t	0.25[m]		Tube length
r_bed	0.035[m]		Adsorbent bed radius
k_f	0.115[W/(m*K)]		HTF (Heat transfer fluid) thermal conductivity
rho_f	914[kg/m^3]		HTF density
cp_f	1930[J/(kg*K)]		HTF specific heat
k_t	400[W/(m*K)]		Tube thermal conductivity
rho_t	8700[kg/m^3]		Tube density
cp_t	385[J/(kg*K)]		Tube specific heat
rho_s	572[kg/m^3]		Sorbent density
cp_s	837[J/(kg*K)]		Sorbent specific heat
vis_v	1e-5[kg/m/s]		Vapor dynamic viscosity
per	1e-12[m^2]		Permability
Xo	0.346		Max. adsorption level
A	5.6		Adsorption equilibrium constant
P_c	4.247[kPa]		Condenser pressure

n	1.6		Adsorption equilibrium constant
Mw	18.015[kg/kmol]		Water molecular weight
R_v	0.4615[kJ/(kg*K)]		Ideal gas constant for vapor
Do	2.54e-4[m ² /s]		Reference diffusivity
Ea	4.2e4[J/mol]		Activation energy
R	8.314[kJ/(kmol*K)]		Universal gas constant
d_p	3.2e-3[m]		Sorbent particle diameter
r_p	d_p/2		Sorbent particle radius
cp_v	1.88[kJ/(kg*K)]		Specific heat of vapor water
cp_a	4.18[kJ/(kg*K)]		Specific heat of liquid water
Ti	40[degC]		Initial temperature
Thot	150[degC]		Hot fluid inlet temperature
Dm	9e-5[m ² /s]		Mass diffusivity of vapor

3.2.1.1 Isı transfer akışkan hızının (v_f) etkisi

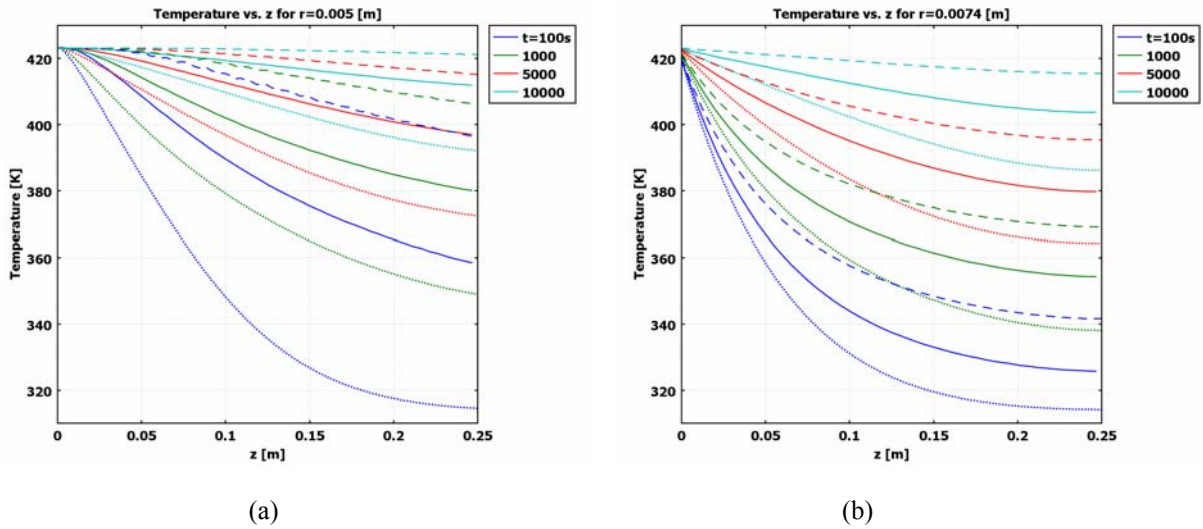
Üç farklı ısı transfer akışkan hız değerleri için sıcaklık, basınç ve adsorpsiyon seviyesinin zamanla her iki yöndeki değişimleri incelenmiştir. Bu hız değerleri 0.005 m/s, 0.001 m/s ve 0.025 m/s olarak alınmıştır. Yapılan ilk simülasyonlarda büyük hızlarda akışkanın radyal yönde ısıyı bırakmadan neredeyse girdiği sıcaklıkta çıktığı görülmüştür. Bu çalışmada ise radyal yönde ısı transferinin iyileştirilmesine çalışıldığı için hız değerleri düşük tutulmuştur.

Şekil 3.10 yatak içinde radyal yöndeki sıcaklık dağılımını vermektedir. Şekilden görüleceği gibi radyal yönde sıcaklık boru cidarına yakın bölgede bir miktar düşmüştür. Burada ısı transfer akışkan $r=0-0.00635$ m arasında bulunmaktadır. Boru kalınlığı 1 mm alındığından boru $r=0.00635-0.00735$ m arasındadır. $r=0.00735-0.035$ m arasında ise adsorban vardır. Boruda sıcaklığın çok fazla değişmediği görülmektedir. Adsorban yatakta ise adsorban malzemesinin ısı iletkenliği düşük olduğundan ani sıcaklık düşüşleri gözlenmektedir. Akışkan hızının etkisine bakacak olursak başlangıçta $t=100$ s zamanında çok fazla etkili olmadığı, fakat 10000s için bu etkinin hissedildiği görülmektedir. Akışkanın daha hızlı olduğu durumda uzun çevrim süreleri için daha iyi bir ısı transferi gerçekleştiği görülmektedir. Düşük hızda ise, $v_{fave}=0.001$ m/s, yatağın 10000s de bile üniform sıcaklığa gelemediği görülmektedir.



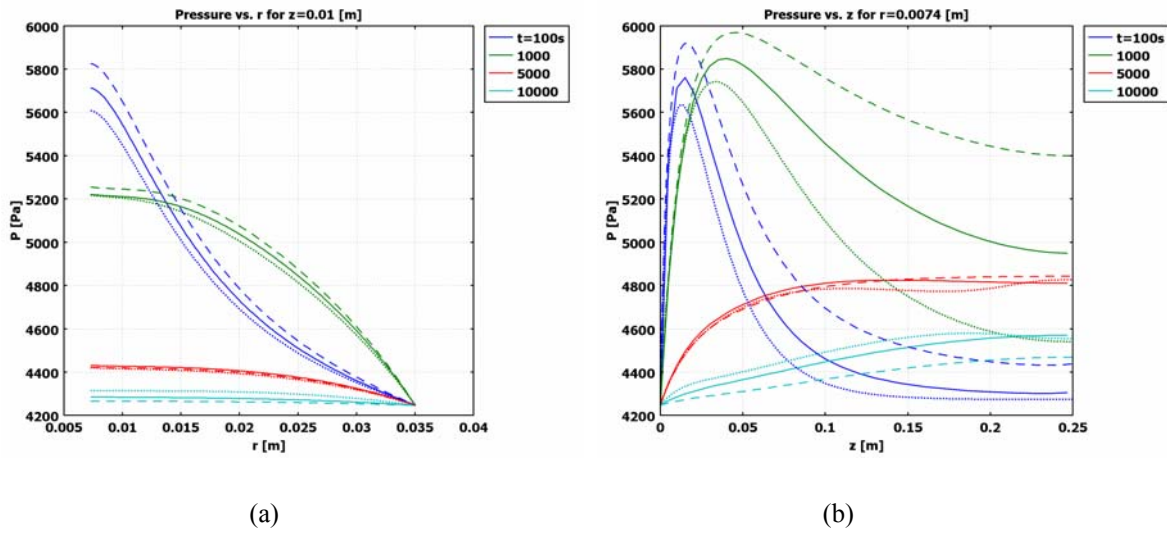
Şekil 3.10 Sıcaklığın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda $z=0.01\text{m}$ için radyal yöndeki değişimi. Katı çizgi: $v_{fave} = 0.005\text{ m/s}$, Nokta çizgi: $v_{fave} = 0.001\text{m/s}$, Kesik çizgi: $v_{fave} = 0.025\text{m/s}$.

Şekil 3.11’de ısı transfer akışkanı ve adsorban sıcaklıklarının aksel yöndeki değişimleri görülmektedir. Gerek ısı transfer akışkanı ve gerekse adsorbanın sıcaklıklarının z yönünde, yani akışkanın akışı yönünde düştüğü gözlenmektedir. Düşük hızlarda bu düşüşün çok hızlı olduğu yüksek akışkan hızında ise sıcaklıktaki düşüşün daha az olduğu görülmektedir. Dolayısıyla yüksek hızda akışkan daha hızlı üniform sıcaklığa kavuşmakta, düşük hızlarda ise 10000 saniyede bile henüz üniform sıcaklığa kavuşamadığı görülmektedir. Bu çalışmada sıcaklığın aksel yönden çok radyal yönde artması istendiğinden aksel yönde sıcaklık değişiminin olabildiğince büyük olması istenmekte ve dolayısıyla düşük hızlar tercih edilmektedir.



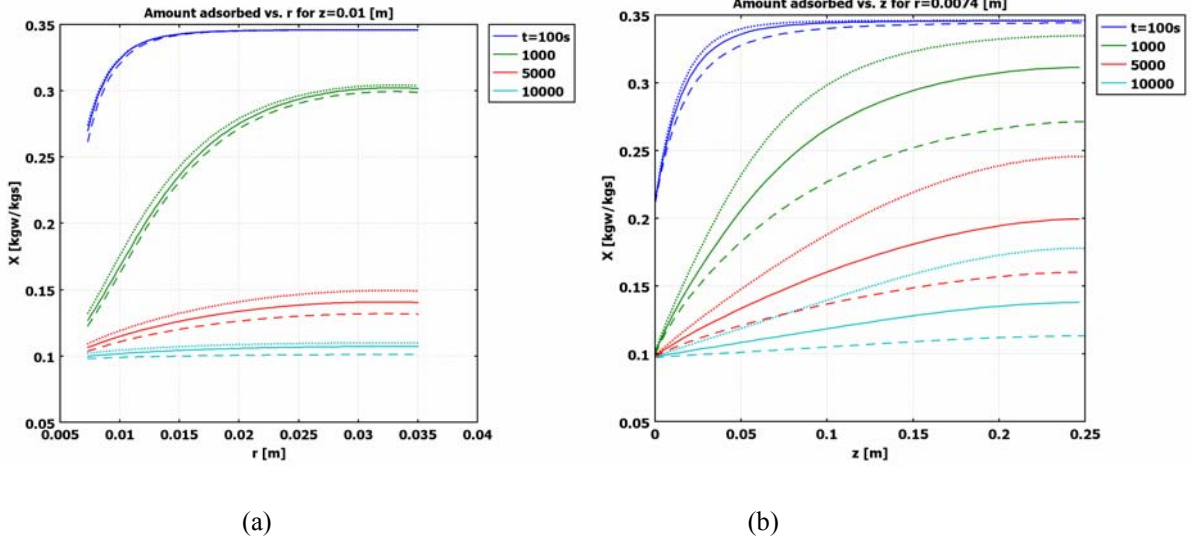
Şekil 3.11 Sıcaklığın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005\text{m}$ (akışkan) ve (b) $r=0.0074\text{m}$ (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $v_{fave} = 0.005\text{ m/s}$, Nokta çizgi: $v_{fave} = 0.001\text{m/s}$, Kesik çizgi: $v_{fave} = 0.025\text{m/s}$.

Şekil 3.12’de basıncı radyal (a) ve eksenel (b) yöndeki değişimleri verilmektedir. Her iki grafikten de anlaşılacağı gibi basınç ani bir şekilde artmakta ve zamanla tekrar ilk değerine düşmektedir. Basıncıdaki bu ani artışın nedeni daha öncede açıklandığı üzere adsorban yatakta kütle transferine (buhar akışına) karşı olan dirençlerdir. Akışkan hızının etkisi incelendiğinde ise, radyal yönde çok etkisi olmamakla birlikte, eksenel yönde yüksek hızlarda basınçtaki artışın daha çok olduğu görülmektedir. Buna rağmen zaman ilerledikçe yüksek hızda basınç daha hızlı geri düşmekte ve daha çabuk uniform basınca gelmektedir. Şekil 3.12b’de akışkanın üç hız değeri için de 10000 saniyede bile eksenel yönde henüz üniform basınca gelemediği görülmektedir.



Şekil 3.12 Basıncın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01$ m için radyal yönde ve (b) $r=0.0074$ m (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $v_{fave} = 0.005$ m/s, Nokta çizgi: $v_{fave} = 0.001$ m/s, Kesik çizgi: $v_{fave} = 0.025$ m/s.

Şekil 3.13’de adsorpsiyon seviyesinin radyal (a) ve eksenel (b) yönde zamanla değişimi görülmektedir. Proses desorpsiyon prosesi olduğundan gerek radyal ve gerek eksenel yönde adsorpsiyon seviyesinin düştüğü gözlenmektedir. Burada adsorpsiyon seviyesi 0.346 maksimum değerinden yaklaşık 0.1 (kg_w/kg_s) minimum değerine kadar düşmektedir. Radyal yönde her üç akışkan hızı için yaklaşık olarak aynı hızda desorpsiyon gerçekleştiği ve hızın bu yöndeki adsorpsiyon seviyesinin değişiminde çok etkili olmadığı görülmektedir. Eksenel yöndeki değişim ise başlangıç zamanlarında ($t=100$ s için) hemen hemen aynı olmakla birlikte zamanla farklılıklar oluşmaktadır. Yüksek akışkan hızı için daha kısa sürede desorpsiyon gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bunun nedeni sıcaklığın eksenel yönde yüksek akışkan hızı için ($v_{fave} = 0.025$ m/s) daha büyük değerlere ulaşmasıdır. Sıcaklığın, yüksek akışkan hızı için eksenel düzlemde herhangi bir noktada diğer hızlardakinden daha yüksek olduğu Şekil 3.11b’de gösterilmiştir. Desorpsiyon olayı sıcaklıkla paralellik arzettiği için bu noktada daha çabuk gerçekleşmiş ve adsorpsiyon seviyesi bu nedenle daha düşük olmuştur.



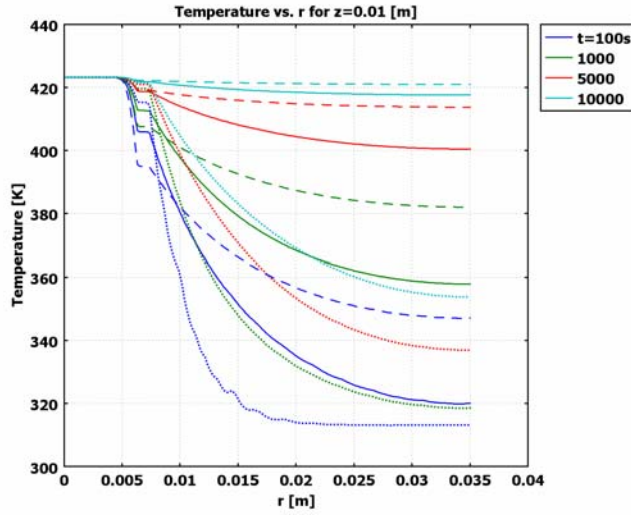
Şekil 3.13 Adsorbe edilen miktarın farklı hız değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01$ m için radyal yönde ve (b) $r=0.0074$ m (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $v_{fave} = 0.005$ m/s, Nokta çizgi: $v_{fave} = 0.001$ m/s, Kesik çizgi: $v_{fave} = 0.025$ m/s.

3.2.1.2 Adsorbanın ısı iletkenliğinin (k_s) etkisi

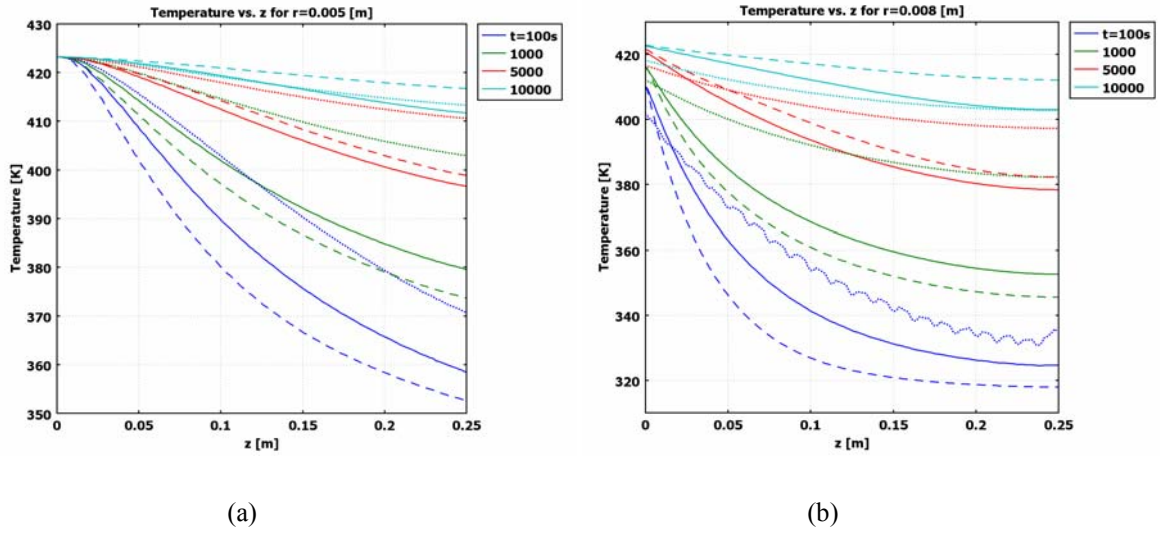
Şekiller 3.14-3.17 arasında adsorbanın üç ayrı ısı iletkenlik değeri $k_s=1, 0.1, 5$ W/mK değerleri için sıcaklık, basınç ve adsorpsiyon seviyelerindeki değişimler incelenmiştir.

Şekil 3.14'de ısı iletkenliğinin sıcaklığın radyal yöndeki değişimine etkisi gösterilmiştir. Beklendiği gibi yüksek ısı iletkenlik değerlerinde sıcaklıklar daha yüksek değerlere çıkmıştır. Yüksek ısı iletkenlik değerinde yatak radyal yönde çok çabuk üniform sıcaklığa kavuşurken, düşük değerde ($k_s=0.1$ W/mK) 10000 saniyede bile üniform yatak sıcaklığından çok uzaktır.

Şekil 3.15'de ise ısı iletkenliğinin aksel yönde akışkan ve adsorban sıcaklığına etkileri görülmektedir. İlk zamanlarda (yaklaşık 3000s'ye kadar) yüksek ısı iletkenlikte aksel yönde sıcaklıkların daha düşük kalması dikkati çekmektedir. Fakat yaklaşık 3000s'den sonra yüksek ısı iletkenlikteki adsorban daha çabuk üniform sıcaklığa gelmektedir. Burada yatak boyunun yatak çapına oranla çok büyük olmasının etkisinden bahsedilebilir. Bu durum her iki kısım için de (akışkan ve adsorban) benzerlik göstermektedir.

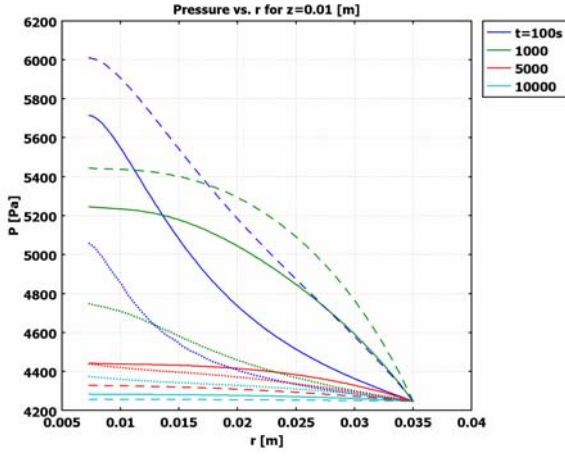


Şekil 3.14 Sıcaklığın farklı ısı iletkenliklerde ve farklı zamanlarda $z=0.01\text{m}$ için radyal yöndeki değişimi. Katı çizgi: $k_s=1\text{ W/(mK)}$, Nokta çizgi: $k_s=0.1\text{ W/(mK)}$, Kesik çizgi: $k_s=5\text{ W/(mK)}$.

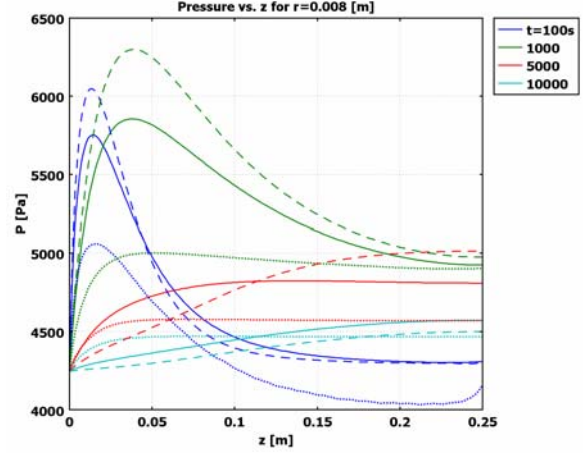


Şekil 3.15 Sıcaklığın farklı ısı iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005\text{m}$ (akışkan) ve (b) $r=0.008\text{m}$ (adsorban) için eksenel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $k_s=1\text{ W/(mK)}$, Nokta çizgi: $k_s=0.1\text{ W/(mK)}$, Kesik çizgi: $k_s=5\text{ W/(mK)}$.

Şekil 3.16 adsorbanın ısı iletkenliğinin, radyal ve eksenel yönlerde yatak basıncına etkisini göstermektedir. Yüksek ısı iletkenlik değeri 5 W/mK için basıncın radyal ve eksenel yönde daha büyük pikler yaptığı görülmektedir. Yatakta ısı transferinin artırılması bir şekilde kütle transferinin azalmasına yolaçağından kütle transferindeki direnç artışı basınçların daha fazla artmasına neden olmaktadır. Fakat basınçtaki artış daha büyük olmasına rağmen yüksek ısı iletkenlikteki adsorban yatak daha çabuk üniform basınca ulaşmaktadır.



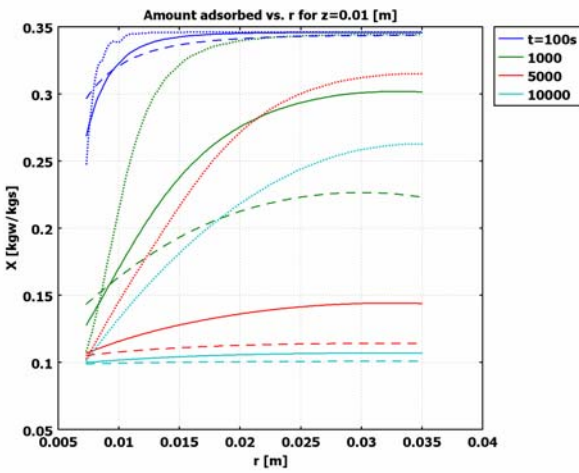
(a)



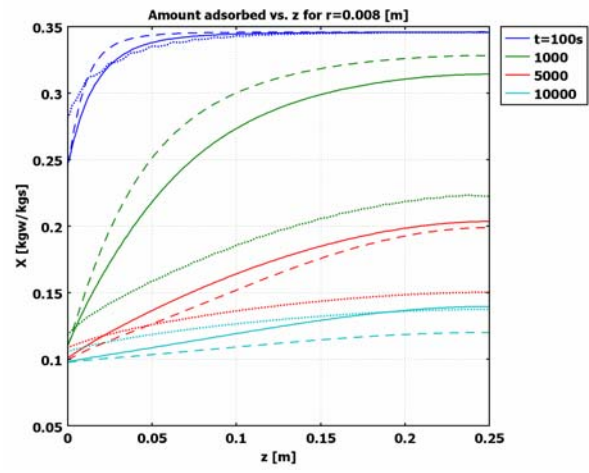
(b)

Şekil 3.16 Basıncın farklı ısıl iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01$ m için radyal yönde ve (b) $r=0.008$ m (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $k_s=1$ W/(mK), Nokta çizgi: $k_s=0.1$ W/(mK), Kesik çizgi: $k_s=5$ W/(mK).

Adsorban malzemesi ısıl iletkenliğinin adsorpsiyon seviyesi üzerindeki etkisi Şekil 3.17'de görülmektedir. Sıcaklığa paralel olarak, radyal yönde her zaman yüksek ısıl iletkenlikte daha çabuk desorpsiyon gerçekleşmekte ve adsorpsiyon seviyesi minimum değerine daha çabuk gelmektedir. Diğer taraftan aksel yöndeki sıcaklık değişimine paralel olarak yüksek ısıl iletkenlik değerinde bir süre daha yavaş desorpsiyon olduğu ve fakat sonuçta adsorpsiyon seviyesinin daha çabuk çevrim minimum değerine ulaştığı Şekil 3.17b'de görülmektedir.



(a)



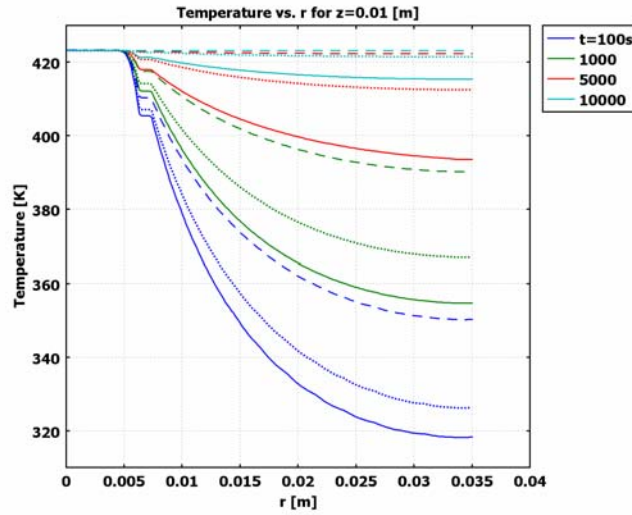
(b)

Şekil 3.17 Adsorbe edilen miktarın farklı ısıl iletkenliklerde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01$ m için radyal yönde ve (b) $r=0.008$ m (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $k_s=1$ W/(mK), Nokta çizgi: $k_s=0.1$ W/(mK), Kesik çizgi: $k_s=5$ W/(mK).

3.2.1.3 Porozitenin (ϵ) etkisi

Adsorban yatağın porozitesinin üç farklı değerinin, $\epsilon=0.3$, $\epsilon=0.6$ ve $\epsilon=0.85$ değerlerinin değişkenler T , P ve X üzerindeki etkileri Şekiller 3.18-3.21 arasında görülmektedir.

Sıcaklığın radyal yöndeki değişimi Şekil 3.18'de verilmektedir. Şekilde görüleceği gibi yüksek porozite değerlerinde radyal yönde daha iyi ısı transferi olmaktadır. Bunun nedeni adsorbanın porozitesi arttıkça ısı kapasitesi azalmakta ve adsorban yatak daha çabuk ısınmaktadır.

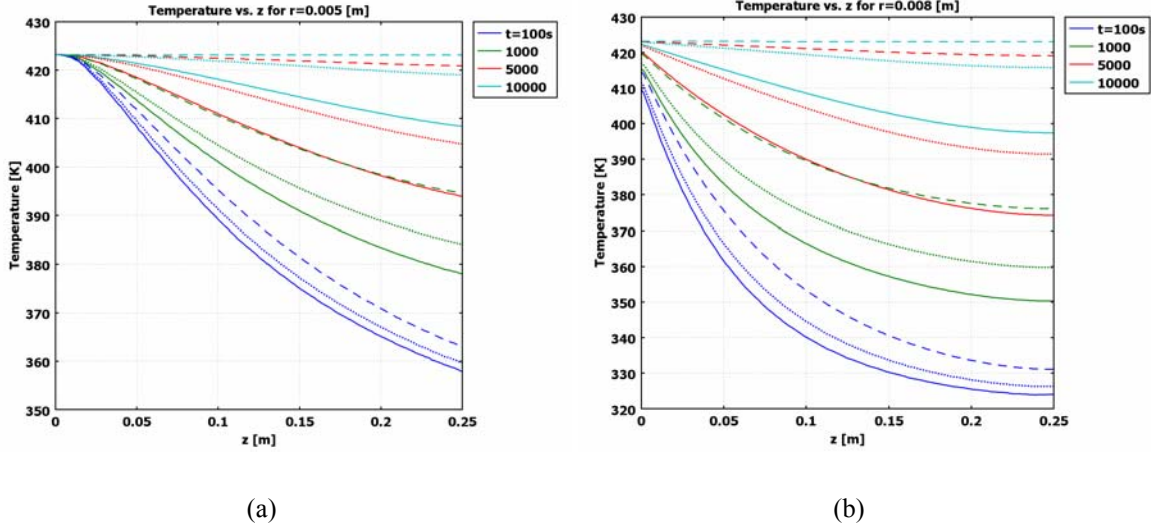


Şekil 3.18 Sıcaklığın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda $z=0.01$ m için radyal yöndeki değişimi. Katı çizgi: $\epsilon=0.3$, Nokta çizgi: $\epsilon=0.6$, Kesik çizgi: $\epsilon=0.85$.

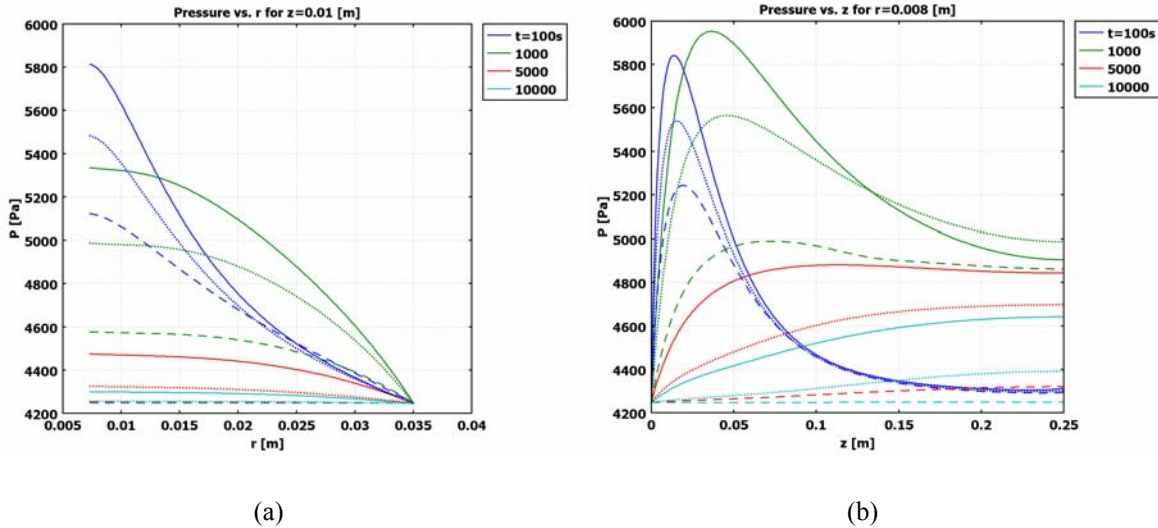
Sıcaklığın aksel yöndeki değişimi ise Şekil 3.19'da verilmiştir. Aksel yönde de yüksek poroziteli yatağın radyal yönde belirtilen nedenle (düşük ısı kapasite) daha çabuk üniform sıcaklığa ulaştığı görülmektedir. Diğer yandan düşük porozite değerinde 10000 saniye geçmesine rağmen yatağın üniform sıcaklıktan uzak olduğu görülmektedir. Her iki kısım için de (ısı transfer akışkanı ve adsorban) aynı durum sözkonusudur.

Porozitenin basınca olan etkisi incelendiğinde, Şekil 3.20'de görüldüğü gibi porozite arttıkça kütle transferi kolaylaşmış ve kütle transferine karşı dirençler azalmış olduğundan yüksek poroziteye sahip adsorban yatakta basınç değişimleri daha düşük olmuştur. Hem radyal hemde aksel yönde yüksek poroziteli yatak çok çabuk üniform basınca gelmiştir. Porozitenin hem ısı transferine hemde kütle

transferine olan bu olumlu etkisinden dolayı adsorban malzemesi seçilirken porozitesi olabildiğince yüksek adsorban seçilebilir. Fakat piyasada bulunan adsorbanların porozite değerleri belli bir değerin üzerine çıkamamaktadır.



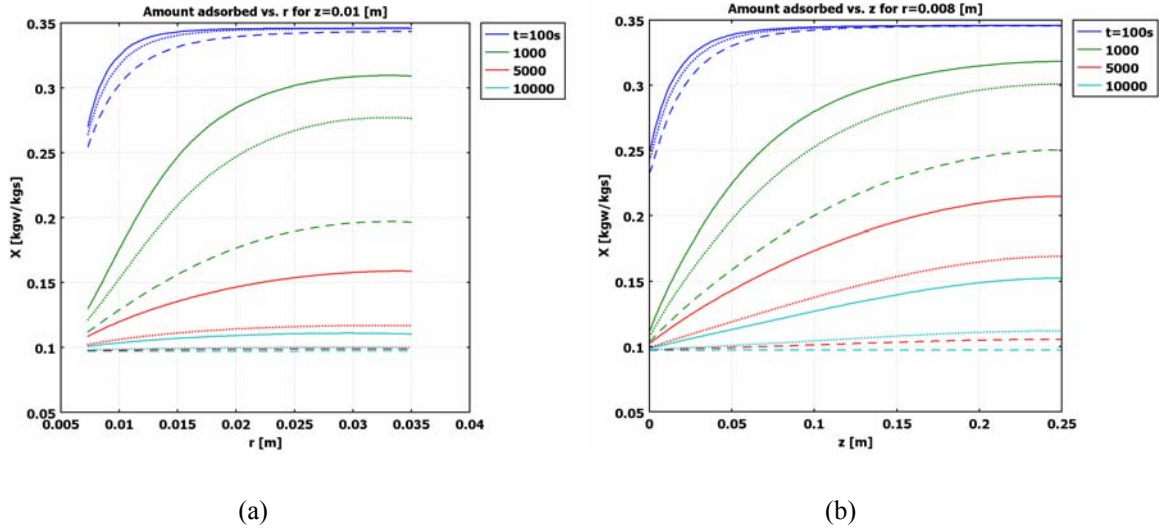
Şekil 3.19 Sıcaklığın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $r=0.005\text{m}$ (akışkan) ve (b) $r=0.008\text{m}$ (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $\varepsilon=0.3$, Nokta çizgi: $\varepsilon=0.6$, Kesik çizgi: $\varepsilon=0.85$.



Şekil 3.20 Basıncın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01\text{m}$ için radyal yönde ve (b) $r=0.008\text{m}$ (adsorban) için aksel yöndeki değişimi. Katı çizgi: $\varepsilon=0.3$, Nokta çizgi: $\varepsilon=0.6$, Kesik çizgi: $\varepsilon=0.85$.

Şekil 3.21'de adsorban yatak porozitesinin radyal ve aksel yönde adsorban seviyesine etkileri gösterilmektedir. Hem ısı transferinin hemde kütle transferinin iyi olması yüksek poroziteye sahip

adsorban yatakta desorpsiyon prosesinin daha hızlı olmasını sağlamış ve her iki yönde de adsorpsiyon seviyesi kısa zaman içinde (yaklaşık 5000s) minimum seviyelerine düşmüştür.



Şekil 3.21 Adsorbe edilen miktarın farklı porozite değerlerinde ve farklı zamanlarda (a) $z=0.01$ m için radyal yönde ve (b) $r=0.008$ m (adsorban) için aksenal yöndeki değişimi. Katı çizgi: $\epsilon=0.3$, Nokta çizgi: $\epsilon=0.6$, Kesik çizgi: $\epsilon=0.85$.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1 Adsorban Malzemenin Isıl Analizi

Isıl analizler, adsorban malzemenin yani zeolitin ısı iletkenliği ve ısı kapasitesi olmak üzere iki farklı analizden oluşmaktadır.

4.1.1 Isıl İletkenlik Deneyleri

Adsorban yatak içerisindeki ısı transferini inceleyebilmek için adsorban malzemenin ısı iletkenliği, ölgül ısı ve yoğunluğu gibi fiziksel özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Adsorban malzemelerin ısı iletkenliği malzemenin moleküler yapısına, kimyasal bileşimine, yatak içerisindeki yoğunluğuna ve sıcaklığına göre değişmektedir. Genel olarak adsorban malzemelerin ısı iletkenlikleri düşüktür. Bu nedenle yatak içerisinde zayıf bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu problemi ortadan kaldırmak için, kanatçıklı yatak tasarımı ile radyal yönde ısı transferini artırmanın yanı sıra, aynı zamanda adsorban malzemeye bakır talaşı ilave ederek adsorban malzemenin ısı iletkenliğinin artırılması çalışması da bu projede uygulanmıştır. Adsorban malzeme ve bakır talaşı değişik oranlarda homojen olarak karıştırılmış ve elde edilen karışımın yeni ısı iletkenliği deneysel olarak bulunmuştur.

Başlangıçta ısı iletkenlik deneylerinin ODTÜ Merkezi Laboratuvarında yapılması planlanmıştır. Fakat gözenekli malzemelerin ısı iletkenlikleri bu laboratuvarlarda ölçülmemektedir. Bu nedenle proje ekibi ve imkanlarıyla bir ısı iletkenlik ölçme deney düzeneği kurulmuştur. Bu deney düzeneğine ait resim aşağıda Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Geçici rejimde çalışan ısı iletkenlik deney düzeneği.

Adsorban malzemenin ısı iletkenliği iki Şekilde ölçülebilir: geçici rejimde ve kararlı durumda. Geçici rejimde yapılan deneyler kısa bir zamanda sonuç verebilir. Kararlı durumdaki deney süresi ise sistemin kararlı hale gelmesini beklemek gerektiğinden daha uzun olmaktadır. Şekil 4.1’de görülen deney düzeneği geçici rejimde deney yapmak için imal edilmiş olup özellikle gözenekli malzeme ve karışımlarının ısı iletkenliği için tasarlanmıŐtır (DENG, 1990). Deney sonucunda adsorban malzemenin ısı iletkenliği ile birlikte ısı difzivitisi ve özgül ısısı da hesaplanabilmektedir. Bu sistemde kare kesitli bir kap içerisine doldurulan adsorban malzemenin ortasından çok ince bir rezistans teli geçirilmekte ve bu tele düşük bir voltaj verilerek radyal yönde ısı akışı sağlanmaktadır. Rezistans teline paralel olarak iki ayrı uzaklıkta kabın ortasına yerleştirilmiş termokupullar sayesinde sıcaklık değişimi zamanla kaydedilmektedir. Sıcaklık-zaman değişimi yarı logaritmik bir grafik üzerinde izdirilmekte ve elde edilen doğrusal eğrinin denklemindeki katsayılar ile ısı denkleminin sisteme uygulanmasıyla bulunan denklemler kullanılarak adsorban malzemenin ısı iletkenliği, ısı difzivitisi ve özgül ısısı hesaplanabilmektedir.

Yukarıda bahsedilen geçici rejimde ısı iletkenlik ölümü deneyleri yapılmış fakat elde edilen sonuçlar deney düzeneğinin düzgün çalıŐmadıđını göstermiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar adsorban malzemenin literatürdeki değerlerinden çok farklı çıkmıŐ ve deney düzeneğinde veya kullanılan denklemlerde hatalar olduğunu ortaya koymuŐtur. Bu nedenle ısı iletkenliğin kararlı durumda llmesinin daha doğru sonuçlar vereceği düŐünülerek yeni deneyler yapılmıştır. Kararlı durum deneyleri için daha önce bölümümüzde yapılmış olan 105M244 nolu diğer bir Tübitak projesinde (KAFTANOĞLU, 2009) imal edilen deney düzeneği kullanılmıştır. Bu deney düzeneğine ait resimler Şekil 4.2’de verilmiştir. 44 mm dış çapında ve 40.7 mm iç çapındaki bir cam borunun ortasına 130 mm uzunluğunda bir ısıtıcı çubuk yerleştirilmiştir. Cam borunun her iki ucu cam yünü ile izole edilmiş böylece buralardan ısı kaybı nlenmiŐtir. Cam borunun geri kalan kısmı adsorban malzeme ile doldurulmuştur. Isıtıcının yüzeyine ve ısıtıcı ile cam borunun iç cidarı arasındaki mesafenin ortasına birer adet termokupul yerleştirilmiş ve sıcaklık llmŐtr. Isıtıcıya varyak üzerinden belli bir gte elektrik verilerek ısıtıcı yüzeyinden adsorban malzemeye ısı transferinin gerçekleŐmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.2 Kararlı durumda çalışan ısı iletkenlik deney düzeneği.

Isıtıcıya verilen elektrik enerjisi ısıtıcı yüzeyinde aynı miktarda ısı enerjine dönüşmektedir. Bu enerji miktarı güç olarak (W) varyak cihazı tarafından ayarlanmakta ve aynı zamanda iki adet aumetre cihazı ile voltaj ve akım (amper) değerleri ölçülerek aşağıdaki denklem yardımıyla da hesaplanmaktadır:

$$P = V \cdot I \quad (4.1)$$

Bu bağlantıdan elde edilen enerji ve termokupullardan ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak aşağıdaki Fourier ısı iletimi kanunu yardımıyla ısı iletkenlik bulunabilir:

$$q = -kA \frac{dT}{dr} \quad (4.2)$$

Burada q ısı miktarını (W), k ısı iletkenliği (W/mK), T sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$) ve r ise yarıçapı (m) ifade etmektedir.

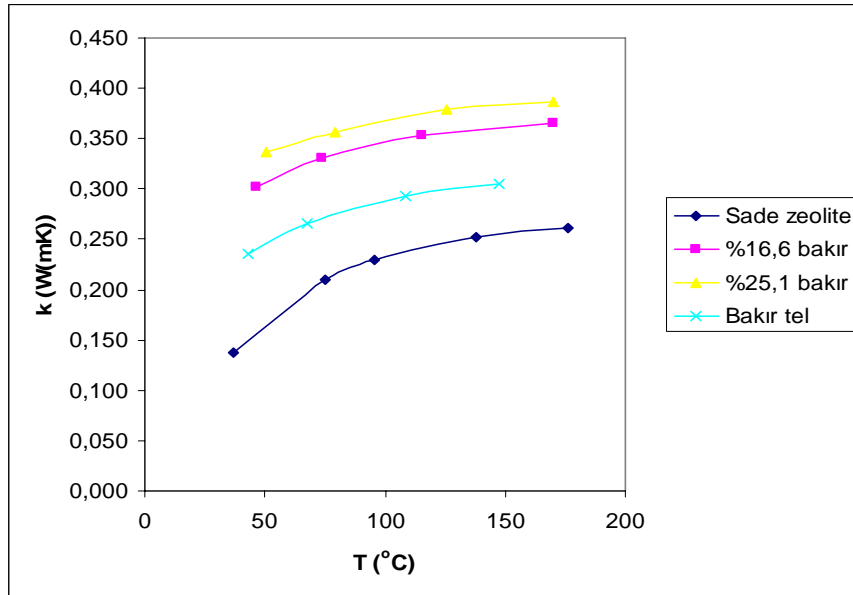
Deney düzeneği hazırlandıktan sonra ilk olarak katkısız zeolitin ısı iletkenliği ölçülmüştür. Adsorban malzemenin ısı iletkenliğini artırmak için piyasadaki en yüksek ısı iletkenliği sahip elektrolitik saf bakır alınmış ve kesilerek talaşı elde edilmiştir. İkinci olarak bu talaş adsorban ile iki farklı ağırlık oranında %16.6 ve %25.1 oranlarında homojen bir şekilde karıştırılarak bu karışımların ısı iletkenlikleri bulunmuştur. Ayrıca yine piyasadan 0.5 mm çapında ince bakır tel alınmış ve bu tel cam borunun içine sığacak şekilde küçük boylarda ve çok sayıda kesilerek cam boruya radyal yönde yerleştirilmiş olarak ısı iletkenlik ölçümü yapılmıştır. Boru boyunca her 1 cm'de bir aynı işlem tekrarlanmak suretiyle radyal yönde ısı transferi iyileştirilmeye çalışılmış ve bakır tellerin adsorbanın ısı iletkenliğini ne kadar etkilediği araştırılmıştır. Bütün bu deneylerin sonucunda kaydedilen veri ve elde edilen sonuçlar aşağıda Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Zeolit ve Zeolit-bakır talaşı karışımlarının ısı iletkenlik ölçümü deney verisi.

	$T_{\text{ısıtıcı}}$	$T_{\text{orta}} (^{\circ}\text{C})$	I	V (Volt)	P (W)	k
Katkısız zeolit	47,4	36,9	0,08	10	0,8	0,137
	133	75,2	0,25	26,9	6,7	0,210
	172,4	95,7	0,3	32,5	9,8	0,229
	248,5	138,2	0,38	40,6	15,4	0,252
	340	176,1	0,47	50,4	23,7	0,260
%16,6 Bakır talaşı	57	46,3	0,13	13,8	1,8	0,302
	99,9	74	0,21	22,6	4,7	0,330
	167,6	115,6	0,31	32,9	10,2	0,354
	249,6	169,7	0,39	41,6	16,2	0,366

%25,1 Bakır talaşı	60	50,2	0,13	14,1	1,8	0,337
	105,2	79	0,22	23,5	5,2	0,356
	172,1	125,7	0,3	32,5	9,8	0,379
	245,3	170,3	0,39	41,3	16,1	0,387
Bakır tel	57	43,2	0,13	13,9	1,8	0,236
	100,8	67,7	0,21	23,2	4,9	0,265
	173,3	108,7	0,31	33,8	10,5	0,292
	249,6	147,3	0,4	43,2	17,3	0,304

Tablo 4.1'deki datalar kullanılarak ısı iletkenliğin adsorban sıcaklığıyla değişimi Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



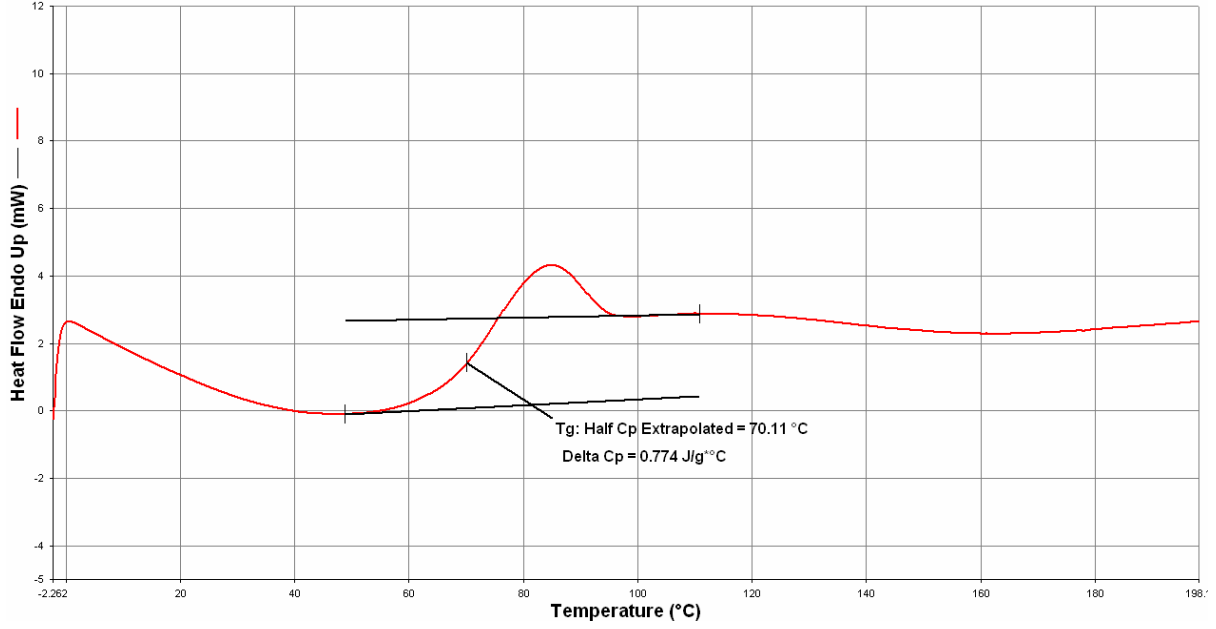
Şekil 4.3 Bakır-zeolit karışımları için ısı iletkenliğin sıcaklığa bağlı değişimi.

Şekil 4.3'den görüldüğü gibi %25-%75 bakır talaşı-zeolit karışımının ısı iletkenliği en iyi sonucu vermiş ve bu nedenle adsorpsiyon-desorpsiyon deneylerinde bu karışım kullanılmıştır.

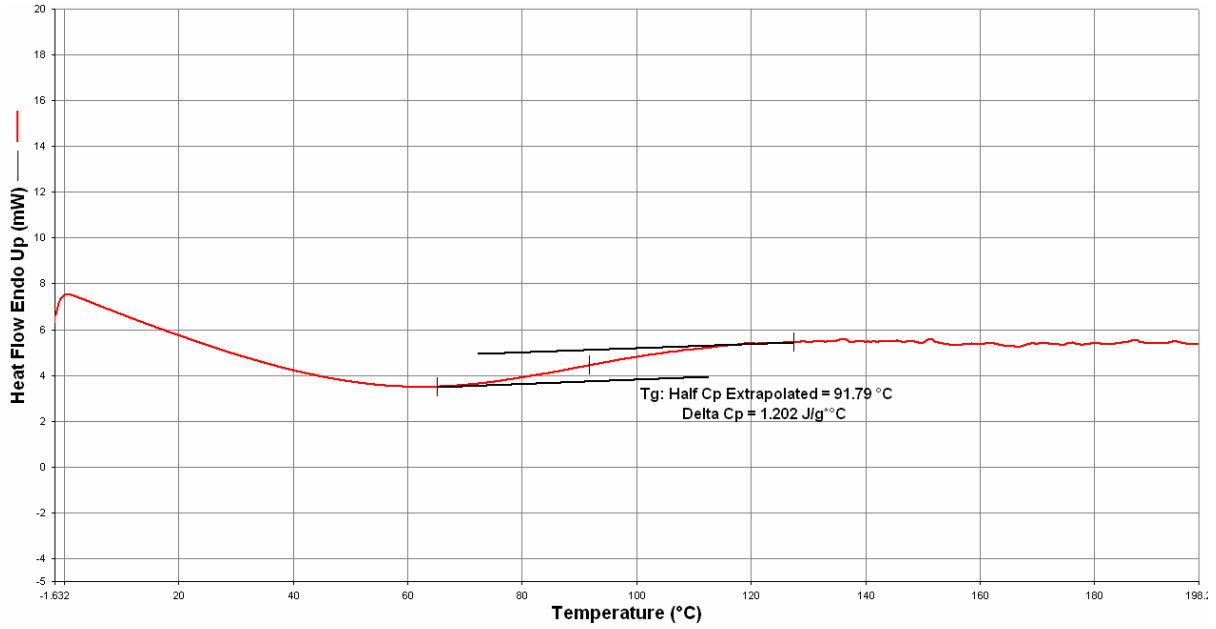
4.1.2 Isıl Kapasite Analizi

Adsorban malzeme olarak kullanılan zeolitin ısı kapasitesini ölçmek için elimizde yeterli imkanlar olmadığından ısı kapasite analizi ODTÜ Merkezi labaratuvarında yaptırılmıştır. Ölçümler DSC (Differential Scanning Calorimetry) cihazında 0-200 °C aralığında yapılmıştır. Birisi %75 zeolit ve %25 bakır talaşı karışımı, diğerisi ise katkısız zeolit olmak üzere iki ayrı numune için ısı kapasite

analizi yapılmış ve numunelerin özgül ısıları bulunmuştur. Numunelere ait analiz sonuçları Şekil 4.4'de verilmiştir.



a)



b)

Şekil 4.4 DSC ısı kapasite analiz sonuçları a) %75 zeolit-%25 bakır talaşı karışımı, b) katkısız zeolit.

Sonuç olarak %75 zeolit-%25 bakır talaşı karışımının özgül ısısı 774 J/(kg.°C), katkısız zeolitin özgül ısısı ise 1202 J/(kg.°C) olarak çıkmıştır. Bakırın özgül ısının yaklaşık 385 J/(kg.°C) olduğu düşünüldüğünde karışımın özgül ısısındaki düşüş normal karşılanmalıdır.

4.2 Adsorban Yatağının İmalatı

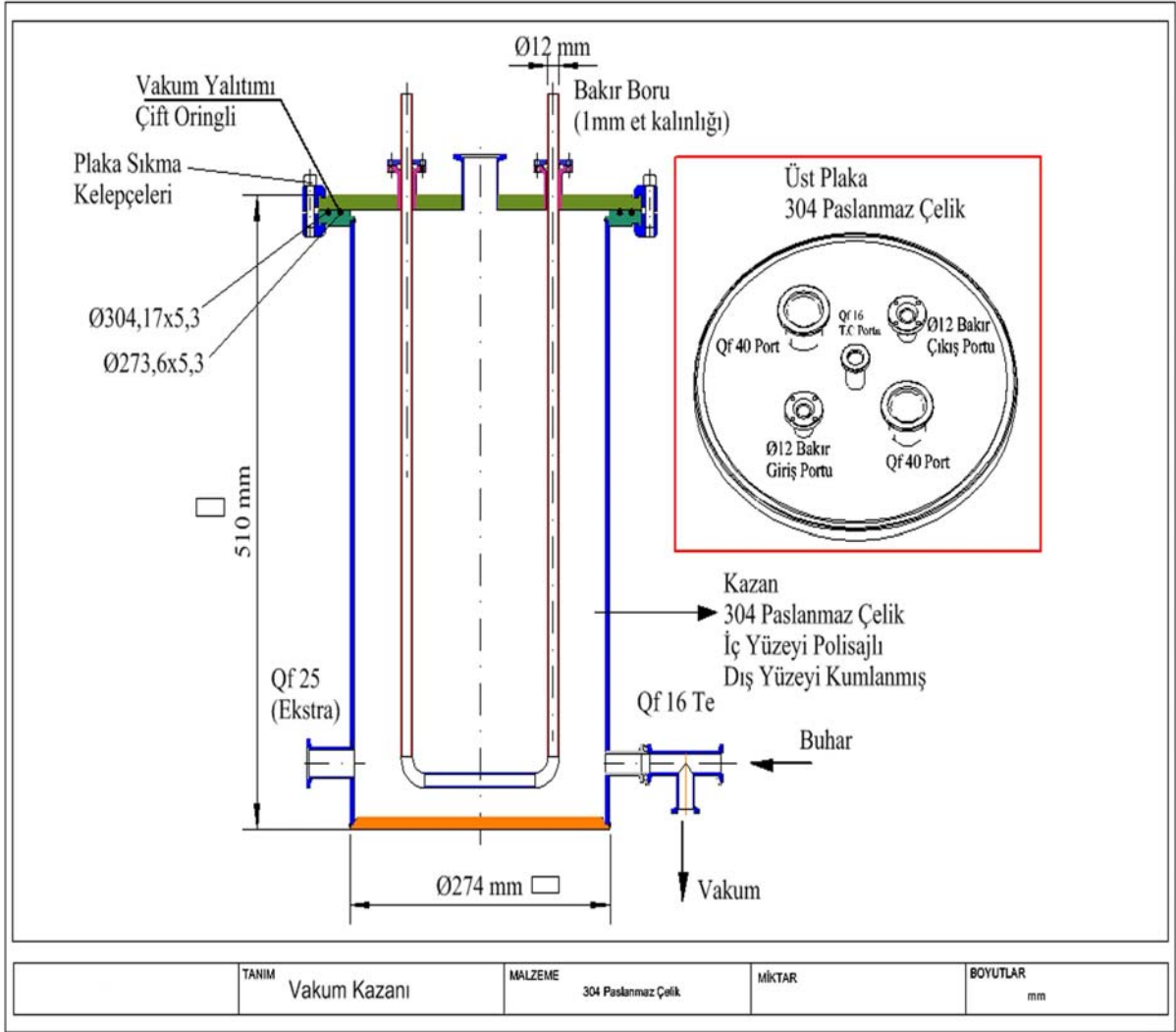
Adsorban yatağı adsorpsiyonlu soğutma sisteminin en önemli elemanıdır. Soğutucu buharının adsorban malzemeye emdirilmesi ve tekrar dışarı atılması işlemleri bu yatak içerisinde gerçekleşmektedir. Adsorban yatağı iki kısımdan oluşmaktadır. Dış gövde paslanmaz çelikten imal edilmiş bir vakum odasından ibarettir. İç kısımda ise içinden ısı transfer akışkanının geçtiği kanatçıklı bir boru ve bu borunun etrafına doldurulmuş adsorban malzeme vardır.

4.2.1 Vakum Odası

Vakum odası, vakum kaçaklarından kaçınmak için bu konularda deneyimli Vaksis firmasına yaptırılmıştır. Vakum kaçakları daha önceki projede büyük sorunlar çıkarmış ve sızdırmalığı sağlamak bir hayli vakit almıştır. Vakum sistemleri üzerine çalışan Vaksis firmasına yaptırıldıktan sonra kaçak sorunları halledilmiştir. Projenin aksamaması açısından bu projenin vakum odası da aynı firmaya yaptırılmıştır. Vakum odası ile ilgili teknik resim ve ölçüler Şekil 4.5’de verilmektedir.

Vakum odasının üst kısmı flanşlı bağlantı olup bu flanş üzerine beş adet delik açılmıştır. Bu deliklerden iki tanesi bakır boru giriş çıkışı için iki tanesi termokupul bağlantıları için açılmıştır. Ortadaki delik ise yedek olarak açılmıştır ve normalde kapalıdır. Bağlantıda viton O-ring conta kullanılmıştır. Flanş vakum odasına yanlardan dört adet kelepçe ile sıkılmaktadır.

Vakum odasının alt kapağı vakum sızdırmazlığı açısından kaynaklı bağlantı olarak yapılmıştır. Alt kısımda yanlardan sistemi vakum altına alabilmek için ve buhar giriş çıkışı için delik açılmış ve T borusu yerleştirilmiştir. Ayrıca yedek amaçlı bir delik daha açılmıştır. Vakum odasının imal edilmiş halini gösteren resimler Şekil 4.6’da verilmiştir.



Şekil 4.5 Vakum odasının teknik ve montaj resmi.



Şekil 4.6 Vakum odasının resimleri.

4.2.2 Kanatçıklı Bakır Boru

Vakum odasının içine Şekil 4.7'de görülen kanatçıklı boru yerleştirilmiştir. Kanatçıklı borunun kısmından ısı transfer yağı geçmektedir. Borunun dış kısmı ise adsorban malzeme olan zeolit ile doldurulmuştur. Bu boru ısı transfer yağından zeolite transfer edilen ısı miktarını maksimize etmek için bakır borudan imal edilmiştir. Ayrıca radyal yönde ısı transferini iyileştirmek ve böylece daha verimli bir sistem elde etmek için boruya radyal kanakçıklar kaynatılmıştır.

25 mm çapındaki bakır boru, vakum odasının yüksekliği gözönüne alınarak 550 mm boyunda kesilmiştir. Diğer taraftan 2 mm kalınlığındaki bakır levhalardan 50 mm dış ve 25 mm iç çapında 25 adet kanatçık sırasıyla giyotin, matkap ve torna cihazlarında işlenmiş ve oksijen kaynağı ile boruya kaynak edilmiştir. Kanatçıklı boru imalatına ait resimler Şekil 4.7'de verilmiştir.



Şekil 4.7 Kanatçıklı bakır boru imalat safhaları.

Bakır borunun vakum odasından çıkışı yine aynı taraftan yani flanştan olup vakum odası içinde U boru şeklinde monte edilmiştir. U borunun bir tarafı anlaşılacağı üzere kanatçıklı olup diğer tarafı düz borudur. Vakum odası içinde ısı transfer akışkanı hep kanatçıklı borudan girmekte ve akışkan hep düz borudan çıkmaktadır.

4.3 Deney Düzenegi ve Ölçüm Aletleri

Tasarımı ve imalatı yapılan yeni model ısıl dalga adsorpsiyonlu soğutma sistemi yatağının testleri için gerekli deney düzenegi kurulmuş ve ölçü ve kontrol aygıtları deney düzenegine monte edilmiştir. Deney düzeneginin adsorban yatağı dışında kalan kısmı için daha önce yapılmış 105M244 nolu Tübitak projesinden (KAFTANOĞLU, 2009) kalan deney düzenegi kullanılmıştır. Yatakla birlikte ısı transfer akışkanı döngüsü de yeniden kurulmuş fakat bu kuruluş sırasında eski projedeki solenoid vanalar, ısıtma ve soğutma grubu kullanılmıştır.

4.3.1 Adsorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Elemanları

Adsorpsiyonlu soğutma sistemi deney düzeneği başlıca iki akış döngüsünden oluşmaktadır: Buhar hattı ve yağ hattı. Buhar hattı vakum altında çalışmaktadır. Bu hatta dört ana eleman bulunmaktadır. Bunları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

1. Yoğuşturucu
2. Kısmi valfi ve kapiler boru
3. Buharlaştırıcı
4. Adsorban yatak

Bu temel elemanların herbiri aşağıda anlatılmaktadır. Deney düzeneğinin adsorban yatağı kısmı dışında kalan elemanları (yoğuşturucu, kısmi valfi ve kapiler boru, buharlaştırıcı) 105M244 no'lu Tübitak projesinde yapıldığından bunlarla ilgili imalat detayları için bu projeye bakılabilir [1]. Bu projenin esas konusu olan adsorban yatağının imalat detaylarından yukarıda “Adsorban Yatağının İmalatı” kısmında bahsedilmiştir. Burada adsorban yatağı hakkında genel bilgiler verilecek ve yatağın deney düzeneğine montajından bahsedilecektir.

4.3.1.1 Yoğuşturucu

Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin yoğuşturucu elemanı, soğutma çevriminin desorpsiyon prosesi yani adsorban yataktan buhar atma işlemi boyunca ortama ısı atarak içinden geçen buharın sıvılaştırılması ve yeniden buharlaştırılması için buharlaştırıcıya gönderilmesi görevini yapar. Bu projede kullanılan yoğuşturucu ünitesi, yukarıda da bahsedildiği gibi daha önce yapılan 105M244 nolu projede tasarlanıp imal edilmiş olup bu imal edilen yoğuşturucuya ait resim Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8 Yoğuşturucu ünitesi.

Yoğuşturucu ünitesinin düz paslanmaz borudan oluşan alt kısmı sıvılaştıran soğutucu akışkanın biriktiği bir toplama kabı vazifesi görmekte ve üzerine monte edilen şerit metre yardımıyla sıvı seviyesi miktarı

okunabilmektedir. Şerit metrenin bulunduğu bölge şeffaf flexiglass malzemeden yapılmış olup su seviyesindeki değişimlerin okunabilmesine ve böylece proses boyunca artan/azalan su miktarının hesaplanabilmesine imkan sağlamaktadır. Yoğuşturucu ünitesinin üst kısmı ise demet borulardan oluşmakta olup yoğuşma işlemi esasen bu bölgede gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu ünitesi içerisi su ile doldurulmuş bir tankın içine yerleştirilmiş olup ünitenin tamamı bu su haznesi içerisinde kalmaktadır. Boru demeti sayesinde ısı transfer yüzeyi artırılmıştır ve buhar bu borulardan geçerken ısısını su ortamına atarak yoğuşmaktadır.

Görüldüğü gibi bu sistemde ısı genellikle soğutma sistemlerinde karşılaşılan şekilde atmosfere yani havaya atılmamakta, su ortamına atılmaktadır. Böylece tanktaki su sıcaklığı daha kolay kontrol edilebilmekte ve deneyler sırasında yoğuşma sıcaklığı istenen dereceye daha hızlı ayarlanabilmektedir. Burada su haznesinin sıcaklığı bir soğutucu ünitesi ve bir de ısıtıcı yardımıyla kontrol edilmektedir. Su haznesinin sıcaklığını bir deney seti boyunca sabit tutabilmek için su haznesine daldırılmış bir termokupuldan alınan sıcaklık verisi ile datalogger cihazından sırasıyla ısıtıcı ve soğutucuya sinyal gönderilerek açılıp kapanmaları sağlanmaktadır. Örneğin yoğuşma sıcaklığı A olarak set edildiğinde, su sıcaklığını T ile ifade edersek, $T < A$ ise ısıtıcı devreye girmekte ve suyu ısıtmakta, $T > A$ ise soğutucu devreye girmekte ve suyu soğutmaktadır. Böylece yoğuşma sıcaklığı hassas bir şekilde sabit tutulmaya çalışılmaktadır. Diğer taraftan 72 litrelik hacme sahip su haznesi ve proses süresinin kısalığı gözönüne alındığında yoğuşma sıcaklığının kolaylıkla sabit tutulabileceği görülmektedir. Ayrıca bölgesel sıcaklık farklılıklarının önüne geçmek ve hazne içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımı elde edebilmek için tank içerisine bir de sirkülasyon hattı eklenmiştir. Şekil 4.9'da yoğuşturucu ünitesinin su tankı içerisine yerleştirilmiş hali gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Yoğuşturucu ünitesi ve yerleştirildiği su tankı.

4.3.1.2 Kısmi valfi ve kapiler boru

Yoğuşturucuda sıvı hale gelen su, kısmi valfinden ve kapiler (kılcal) borudan geçirilerek basıncı buharlaşma basıncına düşürülmektedir. Kısmi valfinin veya kapiler borunun tek başına kullanılması

durumunda basıncın yeteri kadar düşürülememesi riskine karşı ikisi birlikte kullanılmışlardır. Şekil 4.10'da kısma valfi ve kapiler boru deney düzeneği üzerine montaj edilmiş haliyle görülmektedir.



Şekil 4.10 Kısma valfi ve kapiler boru.

4.3.1.3 Buharlaştırıcı

Soğutma sisteminin soğutulacak olan ortamdan ısı çekerek ortamı soğutan elemanı buharlaştırıcıdır. Buharlaştırıcı, ortamdaki ısıyla düşük basınçtaki sıvı haldeki suyu ısıtarak buharlaşmasını sağlar. Bu projede yine 105M244 no'lu projede yapılan buharlaştırıcı ünitesi kullanılmıştır. Bu üniteye ait resim Şekil 4.11'de verilmektedir.



Şekil 4.11 Buharlaştırıcı ünitesi.

Şekil 4.11'den de görüldüğü gibi buharlaştırıcı helezonik paslanmaz çelik bir borudan yapılmıştır. Ortamın soğutma yükünü karşılayacak şekilde ısı transfer alanının büyük olması nedeniyle helezonik bir boru kullanılmıştır. Kısma valfi ve kapiler borudan geçerek basıncı düşürülen su buharlaştırıcıdan geçirilmektedir. Buharlaştırıcının girişine ayrıca akışı istenen herhangi bir anda kesebilmek için küresel vakum vanası yerleştirilmiştir.

Buharlaştırıcı da yoğuşturucu ünitesi gibi içi su ile doldurulmuş bir tank içerisine yerleştirilmiştir. Burada yine ortam (soğutulan ortam) olarak su haznesi kullanılmaktadır. Yalnız burada tanktaki suyun miktarı ve sıcaklık değişimi soğutma gücünü hesaplayabilmek açısından ayrı bir önem taşımaktadır. Bu nedenle tank içine belli bir ölçüde su konulmakta ve sıcaklık değişimi üç ayrı noktada ölçülmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ünitelerinin yerleştirildiği tanklar dış ortama karşı izole edilmiştir. Buharlaştırıcı ünitesinin izole edilmiş tankla birlikte çekilen resmi Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12 Buharlaştırıcı ünitesi ve yerleştirildiği su tankı.

4.3.1.4 Adsorban yatak

Adsorban yatağı adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli parçasıdır. Adsorpsiyon ve desorpsiyon olayları adsorban yatağında gerçekleşmektedir. Adsorpsiyon ve desorpsiyon prosesleri ardarda gerçekleşmekte ve çevrim süresi kadar aralıklarla sürekli tekrar etmektedirler. Adsorpsiyon prosesi boyunca, buharlaştırıcıdan gelen buhar adsorban malzemesi olan zeolit tarafından adsorbe edilmektedir. Bu sırada daha önce desorpsiyon prosesi geçirmiş olan yatak sıcaktır ve buharı adsorbe edebilmesi için soğuk bir akışkan tarafından soğutulması gerekmektedir. Diğer taraftan, desorpsiyon prosesi boyunca, zeolit yüzeyinden desorbe edilen buhar yoğuşturucuya gönderilmekte ve buradan da yoğuşarak buharlaştırıcıya gitmektedir. Bu sırada da daha önce adsorpsiyon prosesi geçirmiş olan yatak soğuktur ve buharın desorbe edilebilmesi için yatağın sıcak bir akışkan tarafından ısıtılması gerekmektedir. Burada bahsedilen yatağın soğutulması ve ısıtılması için gerekli olan soğuk ve sıcak akışkan olarak ısı transfer yağı kullanılmaktadır bu hat daha öncede bahsedilen yağ hattını oluşturmaktadır. Bu hatta dair detaylı bilgiler bir sonraki kısımda verilmektedir.

İmal edilen adsorban yatağı, daha önceki 105M244 no'lu projenin deney düzeneğine eklenmiştir. Burada sadece daha önceki projenin adsorban yatak hattı sökülmüş ve bu projenin adsorban yatağına takılmıştır. Böylece sistemde sadece adsorban yatakları değiştirilmiş sistemin geri kalanı olduğu gibi kullanılmıştır. Hatta yataklar değiştirilirkende eski yatak yerinden çıkarılmamış sadece giriş çıkış sökülerek başka bir masa üzerine yerleştirilmiş yeni yatağa montaj edilmiştir. Böylece istenildiği zaman eski sisteme dönüş sağlanabilmektedir. Aşağıda adsorban yatağının deney düzeneğine montaj edilmiş hali Şekil 4.13 ile verilmiştir.

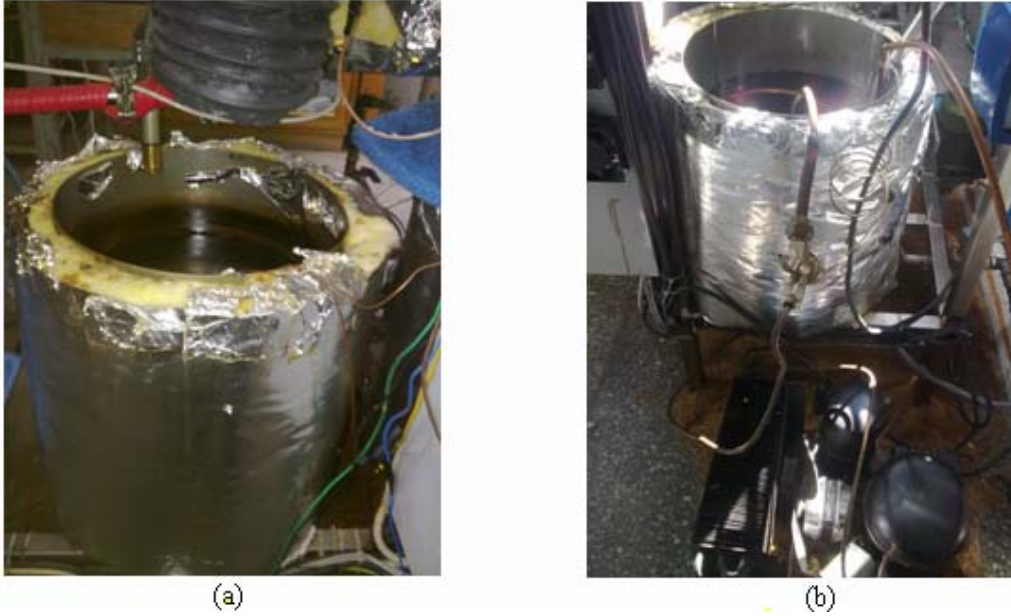


Şekil 4.13 Adsorban yatağının deney düzeneği üzerindeki görünümü.

Burada belirtilmesi gereken bir diğer konu da ısı dalga adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en az iki yatak kullanılması gerekirken bu projede sadece bir yatak kullanılmış olmasıdır. Isıl dalga adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde iki yatak kullanılmakta ve yataklardan biri adsorpsiyon yaparken diğeri desorpsiyon yapmakta böylece sürekli bir soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Ayrıca iki yatak arasında ısı geri kazanım yapılmakta ve böylece sistem daha verimli hale getirilmektedir. Bu projede ise bizim amacımız bir ısı dalga adsorpsiyonlu soğutma sistemi üretmek olmayıp, bu sistemin sadece adsorban yatağının yeniden tasarlanarak imal edilmesi ve bu yeni tasarımda yatak içerisindeki sıcaklık değişimlerinin incelemesi ve ısı transferinin ne kadar geliştirilebildiğinin gözlemlenmesi olduğundan sistem tek yatak olarak imal edilmiştir. Tek yatak bu amaç için yeterlidir. Ayrıca iki yatak arasındaki ısı geri kazanım miktarını hesap edebilmek için sadece iki yataktaki akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları bilgisi yeterli olduğundan tek yataklı sistemde de olası bir ısı geri kazanım hesap edilebilmektedir.

4.3.1.5 Isı transfer yağı hattı, yağ ısıtıcısı ve yağ soğutucusu

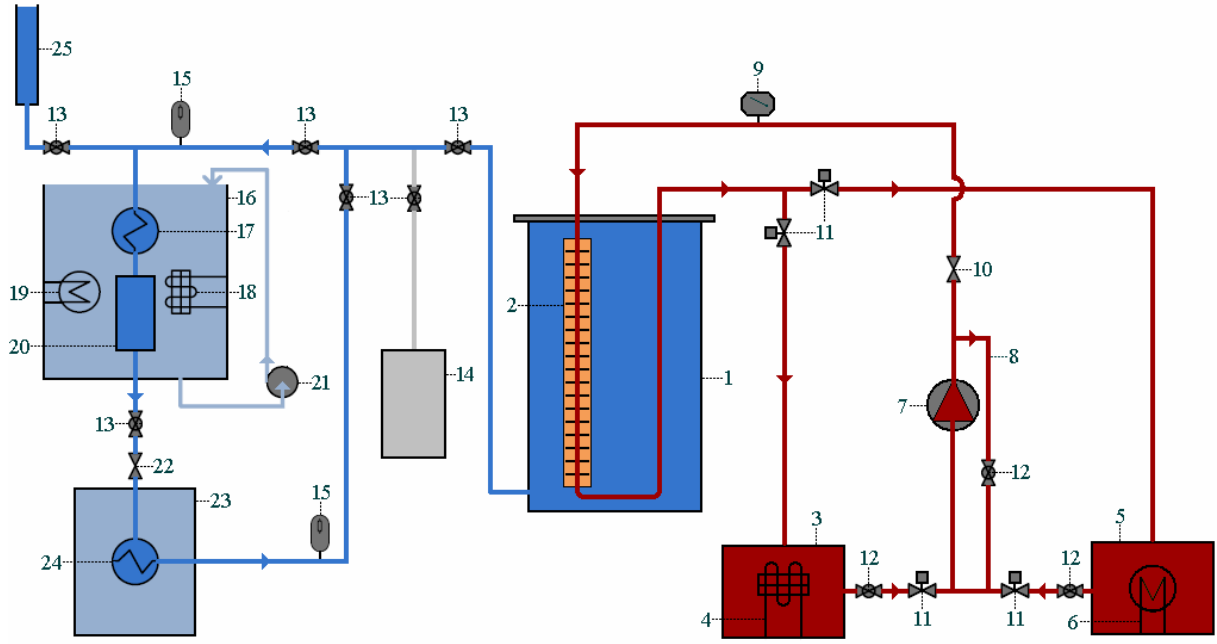
Yukarıda da bahsedildiği gibi adsorpsiyon ve desorpsiyon prosesleri boyunca adsorban yatağı, içerisinden bir akışkan geçirilerek sırasıyla soğutulmakta ve ısıtılmakta olup burada ısıtma akışkanı olarak da ısı transfer yağı kullanılmaktadır. Isı transfer yağı, iki adet elektrikli ısıtıcı yardımıyla ısıtılmakta ve bir soğutma ünitesi tarafından soğutulmaktadır. Yağ hattı, adsorpsiyonlu soğutma sisteminin buhar hattından ayrı bir çevrim hattıdır. Yağı depolamak için sıcak ve soğuk olmak üzere iki ayrı yağ tankı mevcuttur. Sıcak yağ tankına iki adet ısıtıcı yerleştirilmiştir ve yağ sıcaklığı, sistemin aynı zamanda maksimum sıcaklığı olan rejenerasyon sıcaklığında sabit kalacak şekilde kontrol edilmektedir. Diğer yandan, soğuk yağ tankına bir soğutma ünitesi yerleştirilmiştir ve tanktaki yağ sıcaklığı, sistemin istenen minimum sıcaklığında sabit kalacak şekilde kontrol edilmektedir. Sıcak ve soğuk yağ hatları adsorban yatağında birleşmekte ve hangi hattın açık hangi hattın kapalı olacağı, sisteme yerleştirilmiş olan dört adet solenoid valf yardımıyla kontrol edilmektedir. Ayrıca bu hatta akış yüksek sıcaklık dayanımlı bir yağ pompası ile sağlanmaktadır. Sıcak ve soğuk yağ tanklarına ait resimler aşağıda Şekil 4.14’de verilmiştir.



Şekil 4.14 Sıcak yağ tankı (a) ve soğuk yağ tankı (b).

4.3.2 Deney Düzenekinin Montajı

Deney düzenekine ait şematik resim Şekil 4.15’de verilmiştir. Mavi hat vakumlu su-buhar hattını, kırmızı hat ise yağ hattını göstermektedir.



Şekil 4.15 Deney düzeneğinin şematik gösterimi (1 Vakum odası, 2 Adsorban yatak, 3 Soğuk yağ tankı, 4 Soğutma grubu, 5 Sıcak yağ tankı, 6 Isıtıcı, 7 Yağ pompası, 8 Bypass hattı, 9 Debimetre, 10 Kısma valfi (yağ hattı için), 11 Solenoid valf, 12 Küresel valf (yağ hattı için), 13 Küresel valf (vakum hattı için), 14 Vakum pompası, 15 Basınç transmitteri, 16 Yoğuşturucu tankı, 17 Yoğuşturucu, 18 Soğutma grubu, 19 Isıtıcı, 20 Su toplama kabı (seviye ölçümü için), 21 Sirkülasyon pompası, 22 Kısma valfi (vakum hattı için), 23 Buharlaştırıcı tankı, 24 Buharlaştırıcı, 25 Deiyonize su besleme borusu).

Deney düzeneğinin fotoğrafı ise sistemin bütün elemanlarını kapsayacak şekilde Şekil 4.16'da verilmektedir.

Sistemin vakum altında çalışan buhar hattı için paslanmaz vakum boruları, küresel vakum vanaları, paslanmaz flexible vakum boruları kullanılmıştır. Bağlantılar vakum için kullanılan o-ring ve kelepçelerle yapılmaktadır. Elemanlar arasında küresel vanalar kullanılmış ve arıza veya değişiklik durumunda sadece o parçanın sistemden çıkarılmasına imkan sağlayacak şekilde yeterli miktarda vana montaj edilmiştir. Sistemin sabit duracağı hareketsiz yerlerinde düz borular kullanılmış, esneme veya oynama durumu olan yerlerde ise flexible borular kullanılmıştır. Vakum sızdırmazlığını sağlamak için o-ringler özel vakum gresi sürülerek monte edilmiştir. Kullanılan o-ringler viton tip olup yüksek sıcaklığa dayanıklıdır. Her bağlantıda o-ringler ameliyat eldivenleri kullanılarak yerlerine takılmış ve kelepçeler belirli bir ayarda sıkılmıştır. Viton üzerindeki kir pas gibi yüzey pürüzlülüğünü bozan şeyler ve kelepçelerin dengesiz ve ayarsız sıkılması vakum tutturmayı zorlaştırmaktadır.



Şekil 4.16 Deney düzeneğinin resmi.

Vakum hattı bağlantısı bir kere tamamlandığında artık sistemin vakumlanması işlemine geçilir. Vakum alma işlemi Şekil 4.17’de gösterilen vakum pompası sayesinde gerçekleştirilmektedir. Belirli vakum basıncına (yaklaşık olarak 1-2 mbar) kadar inildiğinde vakum pompası kapatılır ve sistemde kaçak olup olmadığı beklenerek kontrol edilir. Belirli bir zaman sonra basıncın düşmediğine kanaat getirildiğinde sızdırmazlık sağlanmış ve vakum alma işlemi başarılı bir şekilde tamamlanmış olur.



Şekil 4.17 Vakum pompası.

Yukarıda bahsedilenlerin dışında vakum sisteminde birkaç ek donanım daha mevcuttur. Bunlardan biri gerektiğinde 200 °C'ye kadar ısıtılan ısı transfer yağının buharını deney ortamından uzaklaştırmak için kullanılan flexible borudur. Yağ buharı rahatsız edici kokuya sahiptir ve ortamda boğuk bir nem tabakası oluşturmaktadır. Laboratuvar dışına kadar uzanan bir flexible boru sıcak yağ tankının üstüne yerleştirilerek bu sorun halledilmeye çalışılmıştır. İkinci bir ek donanım ise buhar hattında vakum alındıktan sonra adsorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutucusu olan suyun sisteme alınabilmesi için kullanılan su borusudur. Deney düzeneğinin üzerinde kalacak şekilde bir cam boru dikey olarak düzeneğe yakın bir yere monte edilmiştir. Bu camın alt tarafı vakum hattına plastik bir flexible boruyla ucuna bir de vakum vanası eklenerek bağlanmıştır. Vana kapalıyken cam borunun üst tarafından deiyonize saf su dökülür ve su seviyesi belli bir yere kadar boru doldurulur. Daha sonra borunun üst kısmı bir kağıt veya bant yardımıyla pislik girmesin diye kapatılır. Burada cam boru üzerine bir şerit metre yerleştirilmiştir ve vakum vanası açılıp vakum hattına su alındığında sisteme ne kadar su alındığı burdan gözlemlenir. Bu ek donanımın esas amacı vakumu bozmadan yerçekimini kullanarak doğal akış yardımıyla hatta belirli bir miktarda saf su alınmasını sağlamaktır. Üçüncü bir ek donanım ise vakum pompasını soğutmak için kullanılan fanlardır. Burada vakum pompasının devamlı olarak çalıştırılmadığını da belirtmek gerekir. Vakum pompası sadece sistem ilk vakumlandığında çalıştırılır. Ancak bu işlem birkaç saat sürebildiği için vakum pompasının soğutulması gerekebilmektedir.

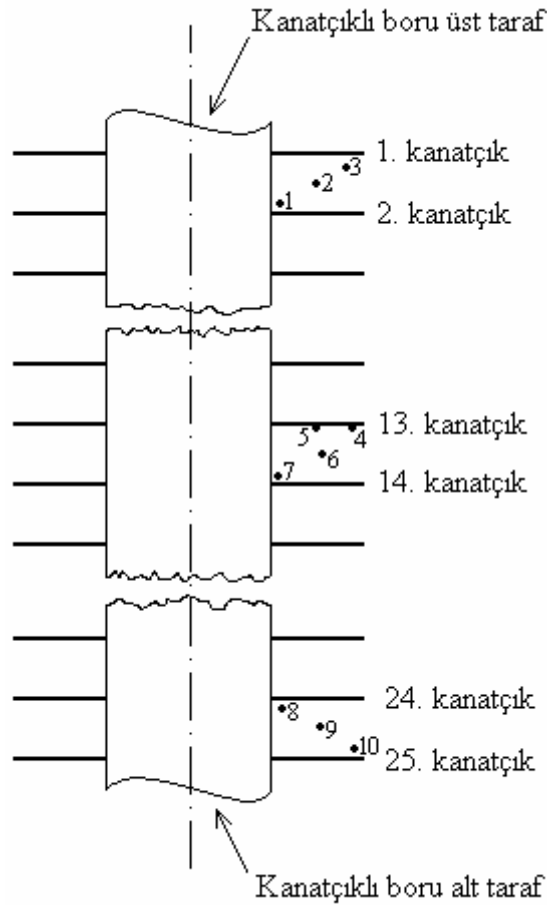
4.3.3 Ölçüm Aletleri

Deneyler sırasında sıcaklık, basınç vs. gibi özellikleri okuyabilmek için birçok ölçüm cihazı kullanılmıştır. Bunlar aşağıda sıralanmıştır:

- a) Termokupullar
- b) Basınç transmitterleri
- c) Debimetre
- d) Veritoplayıcı (datalogger)

Termokupullar sıcaklık ölçümü için kullanılmaktadır. Vakum hattında, 10 adedi adsorban yatağı içerisindeki adsorban malzemenin (zeolit) sıcaklığını ölçmek için, 3 adedi yoğunlaştırıcı ve 3 adedi buharlaştırıcıda soğutucu akışkan (su) sıcaklığını ölçmek için toplam 16 adet K tipi termokupul kullanılmaktadır. Bunlar ölçüm yapılacak noktada borular üzerinden delik açarak değil, vakum hatları için özel olarak tasarlanmış termokupul besleme girişleri (feedthrough) ile yerleştirilmiştir. Termokupul besleme girişleri (TBG) ölçüm yapılacak yere flanşlı bağlantı ile monte edilirler ve böylece olası bir vakum kaçağı ihtimalini ortadan kaldırır. Adsorban yatakta adsorban malzeme olan zeolitin sıcaklığını ölçmek için yerleştirilen 10 adet termokupulun yatak içerisindeki dizilişi Şekil 4.18'de verilmiştir. Deneylerde kullanılan TBG Kurt Lesker marka olup K tipi termokupullar için

tasarlanmışlardır. Vakum hattında kullanılan bu 16 adet K tipi termokupul dışında toplam 11 adet de T tipi termokupul kullanılmaktadır. Bunlardan 4 tanesi buharlaştırıcı ünitesinin yerleştirildiği tank içerisindeki su sıcaklığının ölçülmesinde kullanılmaktadır. Bu 4 termokupuldan 1 tanesi tankın orta seviyesindeki su sıcaklığını ölçmekte olup su sıcaklığının kontrol edilmesinde kullanılmaktadır. Diğer 3 tanesi ise helezonik yapıdaki buharlaştırıcı borusuna dikey olarak monte edilmiş bir şerit üzerine üst, orta ve alt noktalarındaki sıcaklıkları okuyacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Termokupullardan biri ortam sıcaklığını ölçmek için deney ortamına, diğer bir termokupul ise sargı ısıtıcıyı kontrol etmek için sargı ısıtıcının sarıldığı vakum borusu üzerine yerleştirilmiştir. Burada kullanılan sargı ısıtıcısının amacı, vakum hattında dolaşan su buharının boru iç cidarlarında yoğunlaşmasını önlemektir. Sıcak ve soğuk yağ tanklarının sıcaklıklarının ölçümünde ve kontrolünde birer adet termokupul kullanılmıştır. Yağın adsorban yatağa giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için, yağ hattını taşıyan bakır borunun adsorban yatağa giriş ve çıkışında boru dış cidarlarına birer adet termokupul daha yerleştirilmiştir. Son olarak yoğunlaştırıcı ünitesinin yerleştirildiği su tankının sıcaklığını ölçmek için bir adet termokupul kullanılmıştır. Bu termokupuldan alınan sıcaklık verisi kullanılarak su tankına yerleştirilen ısıtıcı ve soğutucu kontrol edilmektedir.



Şekil 4.18 Zeolit yatağı içindeki 10 adet termokupulun dağılımı.

Deneylerde kullanılan basınç transmitterleri basınç ölçümü için kullanılmışlardır ve 1-9 VDC (Volt) çıkış vermektedirler. Basınç transmitterinin verdiği volt çıkışını Torr veya mbar olarak basınç birimine çevirmek için üretici firmanın cihazla birlikte verdiği veya internet sayfası üzerinden erişime sunduğu tablo veya verisayfası kullanılmıştır. Basınç göstergesinin çıkışı olan voltaj değeri ise tüm veriyi toplayan datalogger cihazı tarafından okunmuş ve kaydedilmiştir. Vakum hattında, birisi kondenser girişi ve diğeri evaporatör çıkışı olmak üzere iki adet basınç transmitteri kullanılmıştır. Projede kullanılan basınç transmitterleri Kurt Lesker marka 910 serisi Piezo/Pirani tip basınç transmitteri olup resmi Şekil 4.19’da verilmektedir. Ayrıca basınç transmitterlerinin girişleri 9-30 VDC olup bu voltaj bir güç kaynağı tarafından temin edilmektedir.



Şekil 4.19 Basınç transmitteri.

Debimetre, ısı transfer yağı döngüsünde yağ debisinin ölçülmesinde kullanılmıştır. Isı transfer yağı adsorban yataktan geçerken yağdan yatağa veya yataktan yağa ne kadar ısı transferi olduğunu hesaplamak için yağın hız veya debisinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla Krohne marka H250/M9 model değişken alanlı yağ debimetresi ile akışkanın hacimsel debisi ölçülmüştür. Debimetre özel yapım olup 250 °C’ye kadar dayanabilmektedir. Debimetrenin resmi Şekil 4.20’de görülmektedir.

Yukarıda bahsedilen bütün ölçüm sensörleri bir veritoplayıcıya bağlanmıştır. Projede kullanılan veritoplayıcı cihazı, Datataker firmasının DT800 modelidir. Şekil 4.21’de veritoplayıcının genel görünümü verilmiştir. Bu veritoplayıcı, sensörlerin ölçtüğü verileri görüntülemekte, toplamakta ve kaydetmektedir. Veritoplayıcının seri kanallarına 27 adet termokupul, 2 adet basınç sensörü ve 1 adet debimetre, dijital kanallarına ise toplam 7 adet cihaz kontrolü yapan röle çıkışları bağlanmıştır. Kontrol edilecek olan cihazlar, gerekli noktalarda yapılan sıcaklık veya basınç ölçümünden alınan datayla datalogger üzerinden dijital kanallara sinyal gönderilerek açılıp kapatılabilmektedirler. Diğer

tarafından veritoplayıcı cihazı, ısıtıcı ve frekans ayarlayıcısı gibi bazı elektriksel cihazlardan etkilenebilmektedir. Veritoplayıcı, bu etkilerden arındırılmak amacıyla ayrıca topraklanmıştır.



Şekil 4.20 Değişken alanlı debimetre.



Şekil 4.21 Veritoplayıcı.

4.4 Deney Sonuçları

Deneyler üç farklı ısı transfer yağı sıcaklıklarında ve üç farklı ısı transfer yağı debisinde yapılmıştır. Isı transfer yağı sıcaklıkları seçilirken zeolitin yüksek desorpsiyon sıcaklığı gözönüne alınmış ve sıcaklıklar 150, 175 ve 200 °C olarak seçilmiştir. Maksimum sıcaklığın 200 °C ile sınırlandırılmasının sebebi sistem elemanlarından bazılarının bu sıcaklığa kadar dayanabilmesindedir. Yağ debisi olarak

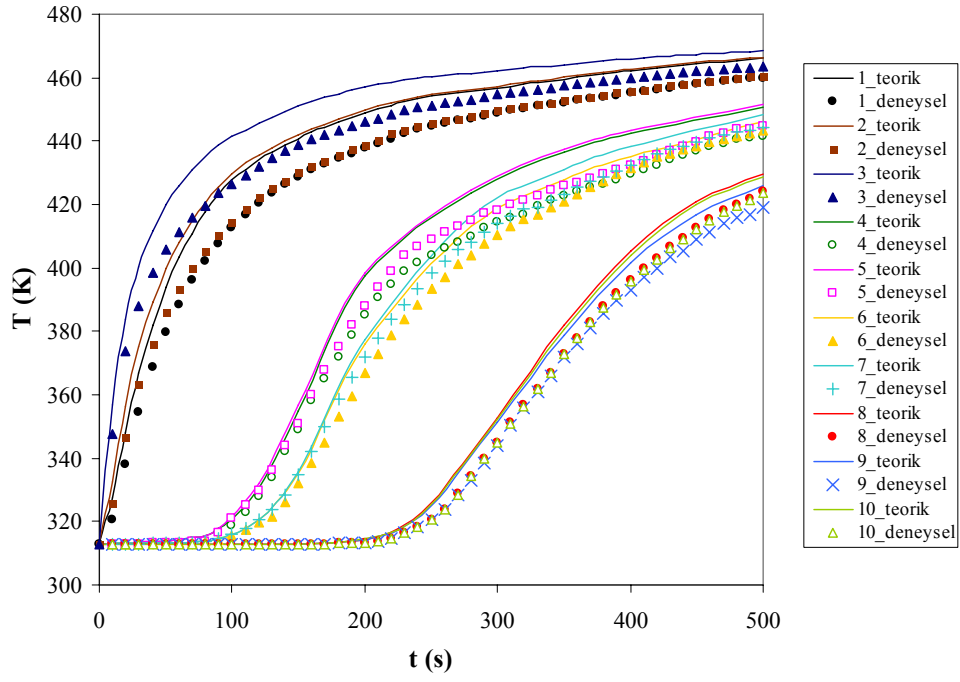
kütsel veya hacimsel debi yerine teorik çalışma ile karşılaştırılabilmesi açısından akışkan (ısı transfer yağı) hızı esas alınmıştır. Hızlar 0.001, 0.005 ve 0.025 m/s olarak seçilmiştir. 0.001 m/s gibi düşük bir hızın seçilmesinin sebebi, akışkan yatak içinden çok yavaş bir şekilde geçerken radyal yönde ısı transferinin ne kadar geliştirilebildiğinin gözlenmek istenmesidir. Ayrıca, yüksek akışkan hızlarında, akışkan radyal yönde çok iyi bir ısı transferi yapmadan, yatağa girdiği sıcaklığa yakın bir sıcaklıkta çıkmakta ve istenen düzeyde bir ısı dalga oluşturulamamaktadır. Bu nedenle akışkan hızı yukarıda bahsedilen aralıkta tutulmuştur.

Seçilen bu sıcaklık ve debiler için, Şekil 4.18'de yatak içerisindeki dağılımı gösterilen ölçüm noktalarındaki sıcaklık değişimleri, hem teorik hem de deneysel olarak çizdirilmiş ve aşağıdaki şekiller elde edilmiştir. Teorik sonuçlar Comsol Multiphysics programında, deneysel sonuçlar ise deneyler sırasında veritoplama cihazı tarafından kaydedilen verilerden elde edilen sonuçlardır. Aşağıdaki şekillerin tamamında düz çizgiler teorik çalışmalardan elde edilen sonuçları, değişik işaretlerle gösterilen değerler ise deneysel çalışmadan elde edilen verileri göstermektedir. Sıcaklıklar 10 saniye aralıklarla K (Kelvin) derecesi olarak çizdirilmiştir. Şekillerin sağ tarafındaki açıklamalarda yer alan numaralar Şekil 4.18'de gösterilen termokupullara karşılık gelen numaralardır.

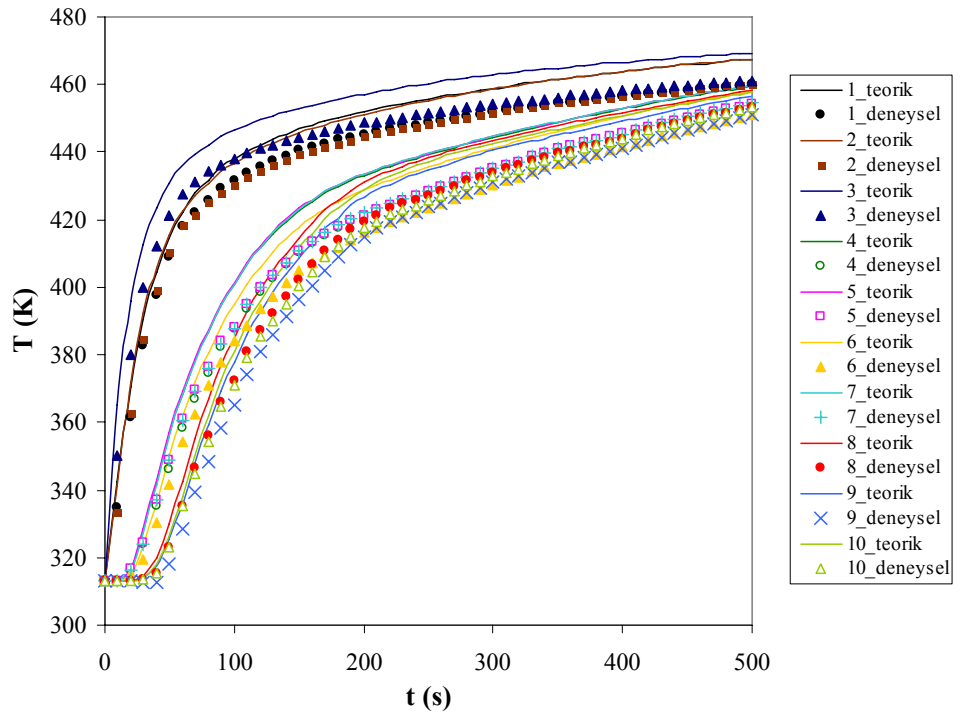
4.4.1 Isı Transfer Akışkan Hızının Etkisi

Şekil 4.22 ısı transfer akışkanının 200 °C sıcaklık ve 0.001 m/s hızı için, yatak içinde ölçülen 10 noktada zeolit ve kanatçıkların (4 ve 5 kanatçık yüzeyleri) sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Şekilde, yatak girişindeki ilk üç noktada (1,2 ve 3 noktaları) sıcaklıkların daha çabuk arttığı, yatağın ortalarında yer alan dört noktada (4,5,6 ve 7) sıcaklıkların daha yavaş arttığı ve yatağın sonlarında yer alan son üç noktadaki (8,9 ve 10) sıcaklıkların ise daha da yavaş arttığı görülmektedir. Son üç noktadaki sıcaklığın daha geç artmaya başlaması, akışkan hızının çok yavaş olması dolayısı ile bu bölgelerden henüz geçiyor olmasından kaynaklanmaktadır. Yatağın üst, orta ve alt bölge olarak üçe ayrıldığı düşünüldüğünde, bu üç bölgedeki sıcaklıkların genel olarak kendi içlerinde birbirine yakın olduğu fakat sıcaklık artışı ve ısı dalga oluşturmaları bakımından diğer bölgelerden ayrıldığı söylenebilir. Fakat bölgesel farklılıkların akışkan hızının artmasıyla azaldığı aşağıdaki şekillerden (Şekiller 4.22, 4.23 ve 4.24) anlaşılmaktadır.

Teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, deneysel sonuçların teorik sonuçlardan Kelvin derecesi olarak hesap edildiğinde maksimum %5, Celcius derecesi olarak ise maksimum %10 gibi sapma gösterdiği görülmektedir. Ölçüm cihazlarının hassasiyeti ve deney koşulları gözönüne alındığında bu oranın, deneysel sonuçların teorik sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğunu ifade edebilmek için yeterli bir oran olduğu düşünülmektedir.

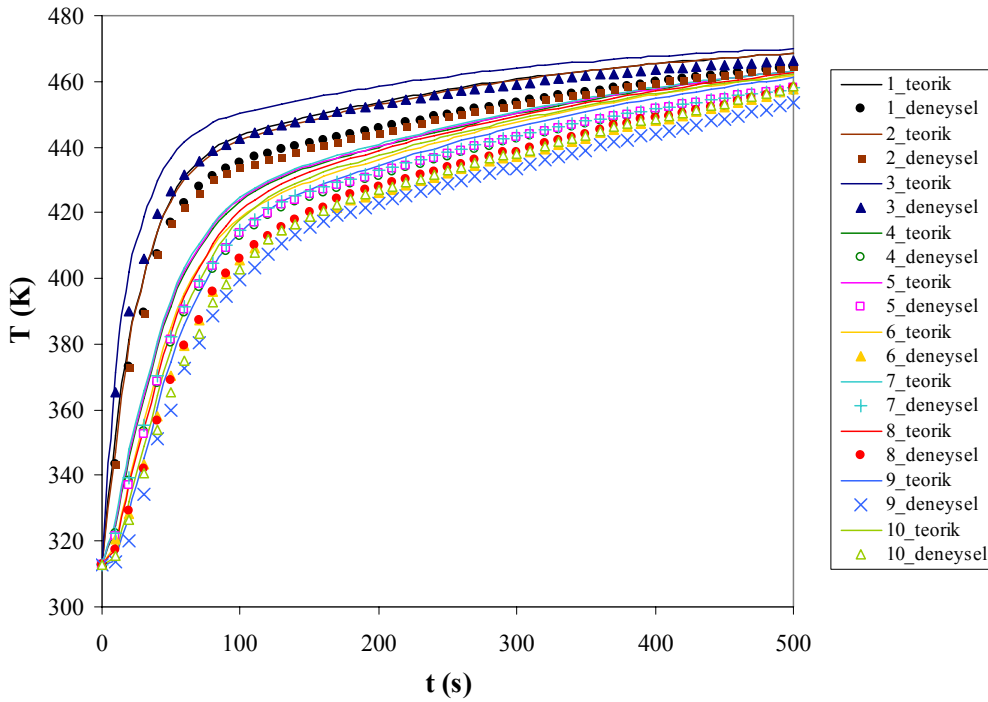


Şekil 4.22 Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 200 °C ve hızının 0.001 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.23 Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 200 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.

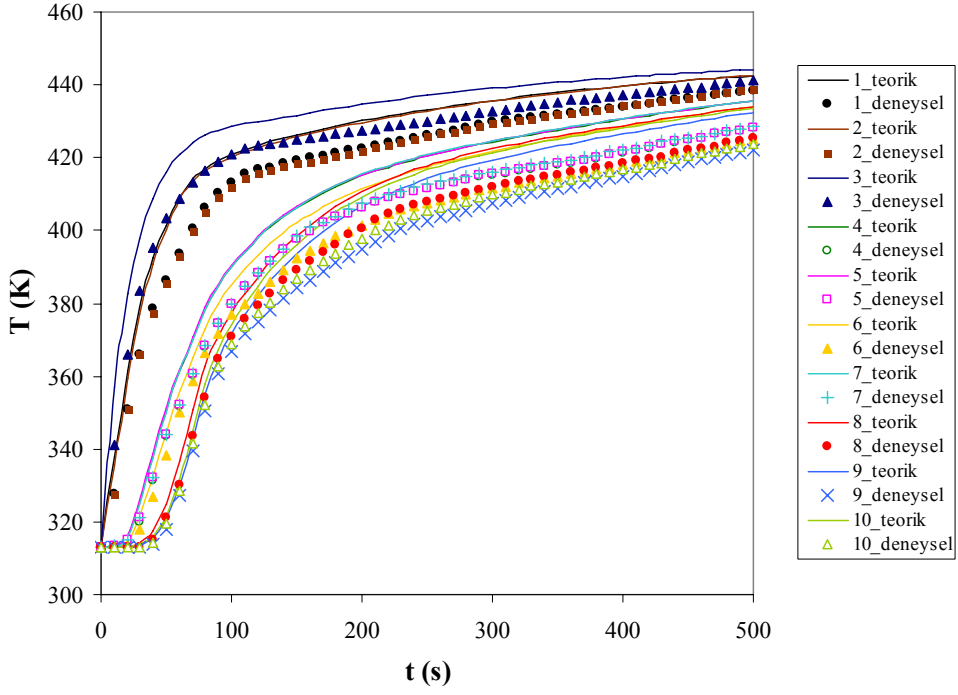
Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de akışkanın sıcaklığı sabit tutulurken akışkan hızı artırılmıştır. Hızın artması ile birlikte tüm nokta ve bölgelerdeki sıcaklıkların birbirine yaklaştığı görülmektedir. Hız arttıkça radyal yöndeki ısı transferinin zayıfladığı, eksenel yönde ise ısı transferinin arttığı ve böylece yatağın her üç bölgesinde de (üst, orta ve alt bölgeler) sıcaklıkların birbirine daha yakın olduğu gözlemlenmektedir. Böylece 500 s (saniye) sonunda yatağın uniform sıcaklık dağılımına yaklaştığı anlaşılmaktadır. Uniform sıcaklık dağılımı, düşük akışkan hızlarında daha uzun sürede elde edilebilmektedir.



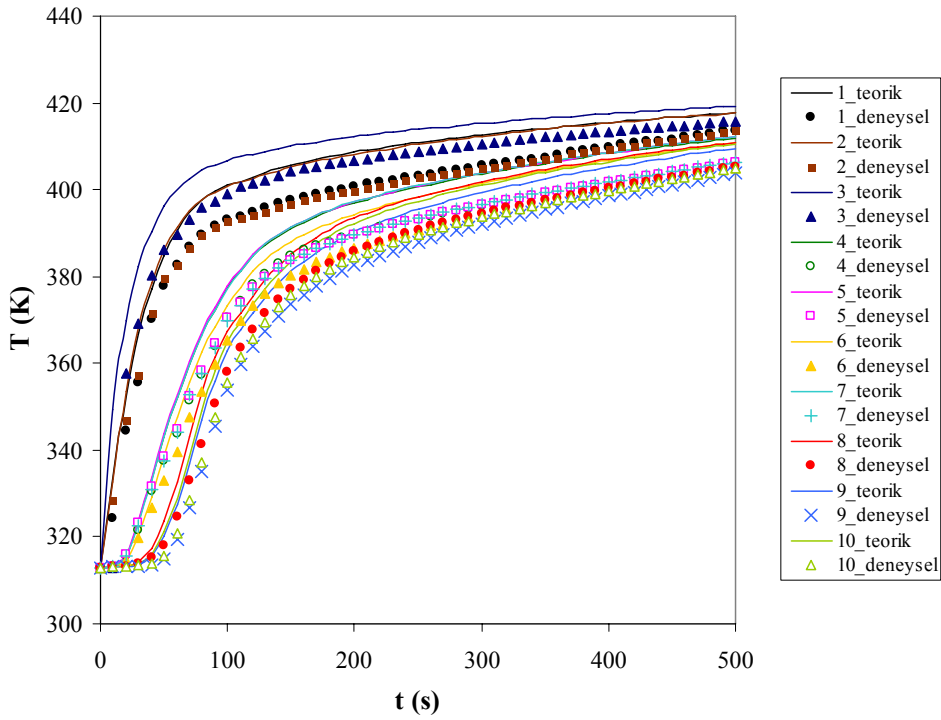
Şekil 4.24 Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 200 °C ve hızının 0.025 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.

4.4.2 Isı Transfer Akışkan Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.25 ve 4.26’da sabit akışkan hızında ($v=0.005$ m/s) ve değişik akışkan giriş sıcaklıklarında, yatak içindeki sıcaklığın zamanla değişimi gösterilmektedir. Burada 175 °C ve 150 °C sıcaklıkları için grafikler gösterilmiş olup 200 °C’deki sıcaklık değişimi daha önce Şekil 4.23’de gösterilmişti. Her üç şekilden de görüldüğü gibi genel trend değişmemekte fakat çıkılan maksimum sıcaklıklar değişmektedir. Burada akışkan sıcaklığının yataktaki ısı transferini, ısı transfer yönü olarak fazla etkilemediği, daha çok ısı transfer miktarı olarak etkilediği ifade edilebilir.



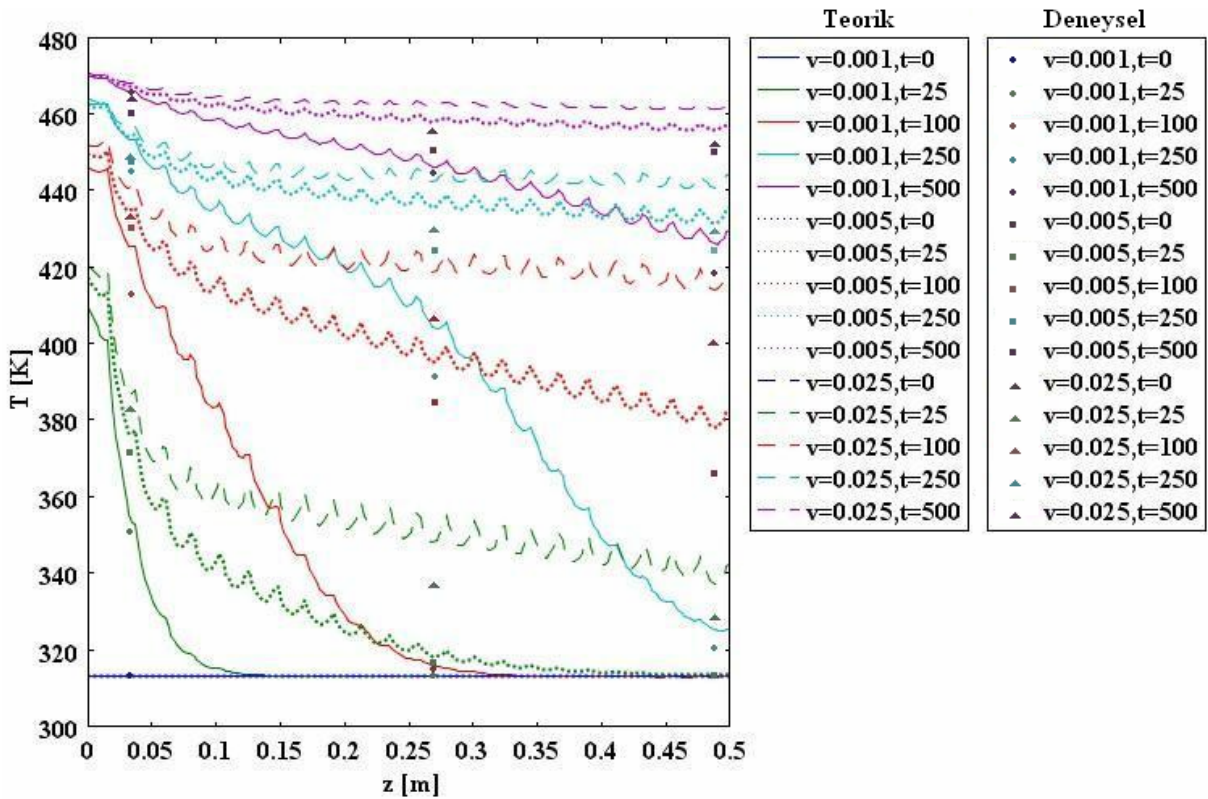
Şekil 4.25 Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 175 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.26 Isı transfer yağının yatağa giriş sıcaklığının 150 °C ve hızının 0.005 m/s olduğu durumda yatak içindeki sıcaklık dağılımı.

Son olarak yatak içinde aksel yönde sıcaklık değişimini göstermek için, aksel yönde aynı hızda olan 2, 6 ve 9 noktalarındaki değerler çizdirilerek teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 4.27’de üç ayrı hız ve beş ayrı zaman değerlerinde yatakta aksel yöndeki (z) sıcaklık değişimi verilmiştir. Şekilde teorik sonuçlardan görülebileceği gibi, kanatçıklarla zeolit arasında bir sıcaklık farkı olup dalgalanmalar sözkonusudur. Kanatçıkların ısıl iletkenliği büyük olduğundan kanatçıklar üzerinde sıcaklıklar daha yüksektir.

Yüksek akışkan hızlarında aksel yöndeki ısı iletiminin daha yüksek olduğu yine Şekil 4.27’den görülmektedir. Düşük hızlarda, akışkan radyal yönde daha iyi ısı transferi yapmaktadır. Deneysel ve teorik sonuçların uyum içinde olduğu şekilden anlaşılmaktadır. Burada grafik çizdirilirken teorik sonuçlar Comsol Multiphysics programında çizdirilmiş ve aksel yönde aynı hızaya denk gelen üç noktanın (2, 6 ve 9) deneysel değerleri bu grafik üzerine Paint programında işlenmiştir. Çözünürlükteki zayıflık bu işlemde kaynaklanmıştır.



Şekil 4.27 Adsorban yatak içerisinde aksel yönde sıcaklık değişimi.

Deneyler sırasında ölçülen soğutucu buhar basıncı aşağıdaki tabloda mbar biriminde verilmiştir. Tabloda parametrik değişkenlerin (yağ hızı v ve yağ giriş sıcaklığı T) farklı değerlerinde, kondenser giriş basıncının ve adsorban yatak basıncının basınçlandırma ve desorpsiyon prosesleri boyunca

zamanla değişimi verilmektedir. Burada kondenser giriş basıncının proses boyunca sabit kaldığı ve parametrik değişkenlerin farklı değerlerinde kondenser giriş basıncının hemen hemen aynı değerlerde olduğu gözlemlenmektedir. Bunun nedeni yatak ile kondenser arasındaki vananın proses boyunca kapalı tutulması ve 35 °C sabit sıcaklığa set edilen kondenser tank suyunun kondenser içerisindeki su buharını bu sıcaklığa denk gelen doyma basıncında sabit tutmasıdır. Kondenser tank suyu her deney için 35 °C olarak seçilmiştir.

Daha öncede bahsedildiği gibi basınç transmitterleri 1-9 VDC ıkışlı olup basınç verisi datalogger cihazında volt olarak kaydedilmektedir. Bu veri aşağıdaki eşitlik sayesinde torr birimine dönüştürölür:

$$P (\text{Torr}) = 10^{(V-6)}$$

Torr birimi de aşağıdaki eşitlik kullanılarak mbar birimine dönüştürölür:

$$1 \text{ Torr} = 1.33322 \text{ mbar}$$

Basıncı Pa cinsinden hesaplamak için ise aşağıdaki eşitlik kullanılabilir:

$$1 \text{ mbar} = 100 \text{ Pa}$$

Tablo 4.2 Deneyleerde ölçülen su buharı basıncı (mbar).

	v=0.001 m/s, T=200 °C		v=0.005 m/s, T=200 °C		v=0.025 m/s, T=200 °C		v=0.005 m/s, T=175 °C		v=0.005 m/s, T=150 °C	
Süre (sn)	Kondenser giriş basıncı	Yatak basıncı	Kondenser giriş basıncı	Yatak basıncı	Kondenser giriş basıncı	Yatak basıncı	Kondenser giriş basıncı	Yatak basıncı	Kondenser giriş basıncı	Yatak basıncı
0	57,23	46,36	56,40	46,23	55,57	46,11	55,98	46,13	58,43	46,18
5	57,38	46,68	56,54	46,69	55,72	46,71	56,13	46,48	58,58	46,59
10	57,61	46,34	56,77	48,31	55,94	50,36	56,36	47,88	58,81	48,09
15	55,71	46,12	54,91	50,30	54,12	54,86	54,51	50,04	56,88	50,17
20	54,54	45,31	53,75	51,47	52,98	58,46	53,36	51,11	55,68	51,29
25	56,00	47,30	55,19	54,72	54,40	63,30	54,79	54,35	57,17	54,53
30	55,22	48,43	54,43	56,30	53,66	65,44	54,04	55,27	56,39	55,78
35	56,19	47,55	55,39	55,88	54,60	65,66	54,99	55,61	57,38	55,74
40	55,90	48,99	55,11	57,57	54,32	67,65	54,71	57,42	57,08	57,49
45	56,49	48,65	55,68	57,71	54,88	68,47	55,28	57,74	57,68	57,73
50	57,04	48,47	56,23	57,99	55,43	69,38	55,83	58,15	58,25	58,07
55	57,04	49,16	56,23	59,18	55,43	71,24	55,83	59,52	58,25	59,35
60	56,23	49,45	55,43	59,39	54,65	71,33	55,04	59,67	57,42	59,53
65	56,93	49,95	56,12	60,02	55,32	72,11	55,72	59,67	58,13	59,84
70	57,70	50,53	56,88	59,78	56,07	70,73	56,47	59,44	58,92	59,61
75	56,82	50,33	56,01	61,04	55,21	74,03	55,61	60,69	58,02	60,86
80	57,40	51,11	56,59	61,24	55,79	73,37	56,19	60,89	58,62	61,06
85	57,33	51,51	56,53	61,99	55,75	74,62	56,14	61,64	58,55	61,82
90	58,61	51,83	57,80	62,60	57,00	75,61	57,39	62,24	59,86	62,42
95	58,41	51,54	57,60	63,06	56,81	77,16	57,20	62,70	59,66	62,88
100	55,74	51,52	54,97	63,64	54,21	78,61	54,59	63,28	56,94	63,46

105	54,56	51,58	53,81	62,80	53,06	76,46	53,43	62,44	55,73	62,62
110	56,58	52,95	55,80	63,58	55,03	76,34	55,41	63,21	57,79	63,40
115	57,68	52,95	56,88	64,84	56,10	79,39	56,49	64,47	58,92	64,65
120	57,69	52,60	56,90	64,76	56,11	79,73	56,50	64,39	58,93	64,57
125	56,51	52,53	55,73	64,62	54,96	79,50	55,34	64,25	57,72	64,44
130	56,47	53,22	55,70	64,60	54,94	78,40	55,32	64,22	57,69	64,41
135	57,85	54,26	57,06	65,65	56,28	79,42	56,67	65,27	59,10	64,90
140	57,64	54,00	56,85	66,61	56,07	82,16	56,46	66,23	58,88	65,85
145	59,16	54,18	58,35	67,12	57,55	83,15	57,95	66,74	60,44	66,35
150	58,18	54,00	57,38	67,03	56,59	83,21	56,99	66,65	59,43	66,27
155	56,13	55,66	55,36	67,85	54,61	82,71	54,98	67,46	57,34	67,07
160	57,99	55,12	57,19	67,67	56,41	83,07	56,80	67,24	59,24	66,81
165	58,35	54,29	57,55	67,55	56,76	84,06	57,15	67,12	59,61	66,69
170	58,45	54,44	57,65	67,92	56,86	84,74	57,25	67,49	59,71	67,06
175	57,92	56,59	57,12	69,62	56,34	85,65	56,73	69,17	59,17	68,73
180	57,31	55,54	56,53	68,85	55,75	85,36	56,14	68,41	58,55	67,97
185	57,90	55,95	57,10	68,85	56,32	84,73	56,71	68,41	59,14	67,98
190	58,15	54,83	57,35	68,40	56,56	85,35	56,96	67,97	59,40	67,53
195	56,87	57,27	56,09	70,14	55,32	85,91	55,71	69,70	58,10	69,25
200	57,44	56,18	56,65	69,86	55,88	86,88	56,26	69,42	58,68	68,98
205	56,38	56,10	55,61	69,55	54,85	86,21	55,23	68,94	57,60	68,33
210	60,59	57,10	59,76	70,70	58,94	87,52	59,35	70,07	61,89	69,46
215	58,49	56,08	57,71	70,14	56,93	87,74	57,32	69,53	59,77	68,92
220	57,75	56,97	56,97	71,66	56,21	90,12	56,59	71,03	59,01	70,40
225	55,79	56,61	55,04	71,28	54,30	89,75	54,67	70,65	57,00	70,03
230	59,39	58,16	58,59	72,00	57,81	89,12	58,20	71,36	60,68	70,74
235	58,54	57,06	57,75	71,44	56,98	89,44	57,36	70,81	59,81	70,19
240	62,12	56,74	61,28	71,56	60,46	90,26	60,87	70,94	63,47	70,31
245	59,53	58,73	58,73	72,50	57,95	89,51	58,34	71,87	60,83	71,23
250	58,25	58,34	57,46	72,74	56,69	90,70	57,08	72,10	59,51	71,47
255	59,49	58,21	58,70	73,21	57,91	92,08	58,30	72,57	60,79	71,93
260	57,16	58,91	56,39	73,28	55,63	91,15	56,01	72,44	58,40	71,62
265	58,97	58,84	58,18	73,87	57,40	92,72	57,79	73,02	60,25	72,19
270	57,94	59,63	57,17	73,93	56,40	91,65	56,78	73,08	59,20	72,25
275	57,52	59,27	56,75	74,20	55,99	92,88	56,37	73,35	58,77	72,52
280	58,99	60,24	58,20	75,31	57,42	94,15	57,81	74,45	60,28	73,60
285	58,67	59,83	57,88	75,63	57,11	95,59	57,49	74,76	59,95	73,91
290	58,61	58,87	57,83	75,21	57,05	96,09	57,44	74,35	59,89	73,50
295	59,32	61,14	58,53	76,46	57,74	95,62	58,13	75,59	60,61	74,73
300	58,18	59,95	57,40	75,35	56,63	94,71	57,01	74,49	59,45	73,64
305	58,14	59,96	57,38	76,24	56,62	96,95	57,00	75,37	59,42	74,52
310	59,49	60,14	58,71	76,30	57,94	96,82	58,32	75,43	60,80	74,57
315	58,39	61,05	57,63	76,41	56,87	95,65	57,24	75,36	59,68	74,32
320	58,30	60,98	57,53	76,64	56,78	96,32	57,15	75,59	59,58	74,55
325	58,68	61,52	57,91	77,20	57,15	96,86	57,53	76,13	59,97	75,09
330	57,49	60,93	56,73	76,33	55,98	95,63	56,36	75,28	58,75	74,24
335	60,28	59,73	59,49	76,97	58,70	99,19	59,09	75,91	61,61	74,87
340	56,64	60,54	55,90	77,02	55,16	97,97	55,53	75,95	57,89	74,91
345	58,09	62,18	57,32	78,42	56,57	98,92	56,94	77,34	59,36	76,28
350	56,76	59,62	56,01	76,70	55,27	98,68	55,64	75,65	58,01	74,61
355	57,95	60,98	57,18	78,82	56,43	101,89	56,80	77,74	59,22	76,67
360	57,82	60,90	57,06	78,99	56,31	102,45	56,68	77,93	59,09	76,89
365	59,25	61,31	58,47	79,38	57,70	102,78	58,08	78,13	60,55	76,89
370	58,75	62,04	57,97	80,65	57,21	104,84	57,59	78,32	60,04	76,06

375	56,34	62,06	55,59	79,42	54,86	101,64	55,23	78,51	57,57	77,62
380	56,75	62,22	56,00	79,93	55,26	102,68	55,63	78,71	57,99	77,51
385	55,14	63,41	54,41	79,65	53,69	100,04	54,05	78,91	56,35	78,17
390	56,19	62,13	55,45	80,26	54,72	103,67	55,08	79,10	57,42	77,96
395	57,31	62,49	56,60	80,33	55,89	103,25	56,25	79,24	58,60	78,17
400	57,73	63,12	57,01	80,98	56,30	103,89	56,65	79,38	59,03	77,82
405	56,62	62,85	55,91	81,20	55,22	104,93	55,56	79,52	57,89	77,88
410	57,20	62,43	56,49	80,98	55,78	105,03	56,13	79,67	58,49	78,38
415	58,66	64,18	57,93	81,84	57,21	104,37	57,57	79,81	59,98	77,82
420	57,43	61,30	56,71	80,96	56,00	106,91	56,36	79,90	58,72	78,87
425	56,57	64,18	55,86	81,95	55,17	104,64	55,51	80,00	57,84	78,10
430	57,99	64,25	57,27	83,93	56,55	109,65	56,91	80,10	59,29	76,44
435	58,95	64,36	58,22	83,75	57,49	108,99	57,85	80,20	60,28	76,79
440	54,36	64,43	53,68	82,79	53,01	106,36	53,35	80,30	55,58	77,88
445	57,77	64,12	57,05	83,35	56,34	108,35	56,69	80,36	59,07	77,49
450	57,95	65,70	57,22	84,36	56,51	108,31	56,87	80,43	59,25	76,69
455	57,66	64,27	56,94	83,66	56,23	108,91	56,58	80,50	58,95	77,46
460	57,37	64,29	56,65	84,35	55,95	110,68	56,30	80,57	58,66	76,96
465	56,47	65,12	55,76	83,83	55,07	107,92	55,41	80,64	57,74	77,57
470	59,00	64,79	58,26	84,77	57,53	110,92	57,90	80,71	60,32	76,84
475	56,80	64,50	56,11	85,06	55,42	112,18	55,76	80,73	58,09	76,63
480	57,65	64,62	56,94	85,46	56,25	113,02	56,60	80,76	58,96	76,32
485	58,57	66,58	57,86	85,64	57,15	110,14	57,50	80,79	59,90	76,21
490	56,81	64,83	56,12	84,45	55,44	110,02	55,78	80,81	58,10	77,33
495	57,89	64,57	57,18	84,79	56,49	111,35	56,83	80,84	59,21	77,07
500	57,57	65,37	56,87	86,39	56,17	114,18	56,52	80,86	58,88	75,69

4.5 Ölçümlere Dayalı Hesap ve Yorumların Detaylandırılması

Deneylerde araştırılan temel parametre adsorban yatak içerisindeki sıcaklık değişimidir ve sıcaklık değerleri direkt olarak ölçülebilmektedir. Burada şu ilave edilmelidir ki, sistemin performansının incelenmesi durumunda elbette basınç ve adsorpsiyon miktarı değerlerinin de sıcaklık verisiyle birlikte işlenmesi ve bir takım hesapların daha yapılması gerekmektedir. Böylece sistemin verimi ve soğutma kapasitesi ile ilgili bilgi sahibi olmak mümkün olabilmektedir. Fakat daha önce de izah edildiği gibi bu projede esas amaç, üretilen sistemin ne kadar verimli bir sistem olduğunu araştırmak değildir. Amaç, verimli olduğu bilinen bir yatak tasarımına ulaşıp ulaşılamadığını görmektir. Yatağa giren ısı transfer akışkanının olabildiği kadar düşük sıcaklıkta çıkmasını sağlayacak bir yatak tasarımı geliştirerek, iki yataklı bir sistemde ikinci yatağa iletilecek olan ısının yani diğer bir deyişle ısı geri kazanımının artırılmasını ve böylece verimin artırılmasını sağlamak hedeflenmektedir. Yatak sayısı daha da artırılarak hatta teorik olarak sonsuz yatak kullanılarak, sisteme dışardan verilen tüm ısının yataklar arasında geri kazanımı temin edilerek maksimum verime ulaşmak mümkündür. Özet olarak, yatak içerisindeki sıcaklık değişimi bize sistemin performansı ile ilgili fikir vermektedir.

Ölçümlerle dayalı hesaplamalarda sıcaklıklar termokupullar vasıtası ile °C olarak ölçülmüş bu sonuçlar K derecesine çevrilerek teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda farkın hesaplanması için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır:

$$\%Fark = (T_{teorik} - T_{deneysel}) / T_{teorik} * 100$$

Bu karşılaştırmalar neticesinde deneysel değerlerin teorik sonuçlardan ilk 50 s zaman dilimindeki bazı büyük farklılıklar hariç %0-5.4 arası düşük olduğu görülmüştür. Bu farkın, hızı çok düşük olan (0.001-0.025 m/s) ve aynı zamanda viskoz olan ısı transfer yağının sınır tabaka kalınlığının büyük olmasından ve bu yüzden akışkanın boru kesitinden daha dar bir kesitten akıyor olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Çünkü sınır tabakasını oluşturan hareketsiz yağ tabakası sadece kondüksiyonla ısı transferine imkan sağlamakta, konveksiyonla yapılan ısı transferini düşürmektedir. Hızın artırılmasıyla bu etkinin azaldığı ve teorik ile deneysel sıcaklıklar arasındaki farkın düştüğü deneylerin ilerleyen aşamalarında test edilmiştir. Ayrıca ısı transfer yağı hızının hesaplanmasında, yağın debisi debimetreden hacimsel olarak l/dak biriminde ölçülmüş ve bu değer aşağıdaki eşitlik kullanılarak m/s birimine çevrilmiştir:

$$v = V * 10^{-3} / (A * 60)$$

Bu eşitlikte v m/s olarak hızı, V l/dak olarak hacimsel debiyi ve A ise m² olarak boru kesit alanını göstermektedir.

GELECEK ÇALIŞMALAR VE ÖNERİLER

Sistemin kurulumunda ve deneylerin yapılmasında karşılaşılan sorunlar dikkate alınarak bu sorunları ortadan kaldırmak için yapılan gerekli tavsiyeler aşağıda sıralanmıştır. Ayrıca sistemin geliştirilmesi ve daha iyi sonuçlar alınabilmesi hakkında da gerekli çalışmalar aşağıda önerilmiştir.

Yapılan deneylerde adsorban malzeme olarak kullanılan zeolitin 150 °C'nin altında desorpsiyon yapamadığı yani adsorbe ettiği su buharını bu sıcaklığın altında atamadığı gözlemlendiğinden bu sıcaklık alt limit olarak ele alınmıştır. Daha düşük sıcaklıklarla çalışabilmek için rejenerasyon (desorpsiyon) sıcaklıkları daha düşük, uygun adsorban-adsorplanan çiftlerinin kullanılması gerekmektedir. Böyle bir çalışma tarafımızdan yapılacak ve vakum altında çalışabilen değişik adsorban malzemeler deney düzeneğinde test edilecektir.

Daha önce yapılan 105M244 nolu projede vakum sızdırmazlığı konusunda büyük deneyimler kazanılmış olup bu projede vakumla ilgili pek fazla problem yaşanmamıştır. Vakum sistemiyle ilgili tek problem, vakum hattında adsorbe/desorbe edilen su miktarını ölçme mekanizması olarak gösterilebilir. Bu gösterge, kondenserin yerleştirildiği su haznesi içinde olduğundan, haznedeki su kirlendiğinde seviye pek net görülememektedir. Bu problem bir fener yardımıyla halledilmektedir. Fakat kalıcı bir çözüm sağlaması açısından ve çok daha hassa ölçümler yapılabilmesi bakımından bu sisteme vakum hatlarında kullanılan bir seviye göstergesi cihazı yerleştirilebilir.

Isı transfer yağ hattı üzerinde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, bu hatta bulunan her ekipmanın çevrim maksimum sıcaklığına dayanabilecek nitelikte olması gerektiğidir. Deneyler sırasında bu durumla ilgili ufak bazı problemler yaşanmış olup bu sorunlar giderilmiştir. Burada bütün elemanların belirlenen sıcaklığa dayanıklı olmasına en başta dikkat edilmelidir. Yağ hattı ile ilgili ikinci bir öneri de soğuk ve sıcak yağ hatlarında solenoid vanalara ilaveten birer adet de küresel vananın kullanılmasında fayda vardır. Solenoid vanalar arıza yaptığında bu ek vanalarla sistem manuel olarak kontrol edilebilmektedir.

Bundan sonraki aşamada ilk olarak adsorban yatağın aynı geometri ile daha büyük çapta imal edilmesi düşünülmektedir. Buradaki amaç daha çok adsorban kullanarak adsorplanan/desorplanan su seviyesindeki değişimlerin çok daha belirgin olarak okunabilmesi ve soğutma etkisinin kayda değer oranda artırılabilmesidir. İmal edilecek olan bu yatakta, değişik adsorban malzemeler test edilecektir.

Ayrıca, ilerleyen aşamada adsorban yatak geometrisi değiştirilecek ve değişik konfigürasyonlar da bu sistemde test edilecektir. Adsorban yatağın yerleştirildiği vakum odası bu nedenle başlangıçta büyük yapılmıştır ve değişik şekil ve büyüklükteki yatakların test edilebilmesine imkan sağlamaktadır.

REFERANSLAR

1. Keller, J. and Staudt, R., Gas Adsorption Equilibria: Experimental Methods and Adsorptive Isotherms, *Springer Science and Business Media, Inc.*, Boston, 2005.
2. Hajji, A., Analysis of combined heat and mass transfer in closed-cycle adsorption cooling systems, Phd. Thesis, *Illinois Institute of Technology*, 1987.
3. Crittenden, B. and Thomas, W.J., Adsorption technology and design, *Butterworth Heinemann*, 1998.
4. Demir, H., Mobedi, M. and Ülkü, S., Adsorpsiyonlu ısı pompaları, *VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 2005, 535-545.
5. Fischer, S. and Labinov, S., Not-in-kind technologies for residential and commercial unitary equipment, *Oak Ridge National Laboratory*, Oak Ridge, Tennessee, 2000.
6. Demirocak, D.E., Thermodynamic and economic analysis of a solar thermal powered adsorption cooling cycle, Ms. Thesis, *Middle East Technical University*, 2008.
7. Sumathy, K., Yeung, K.H. and Yong, L., Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 29 (2003) 301-327.
8. Qu, T.F., Wang, R.Z. and Wang W., Study on heat and mass recovery in adsorption refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, 21 (2001) 439-452.
9. Qenawy, A.M. and Mohamad, A.A., Current technologies and future perspectives in solar powered adsorption systems, *Canadian Solar Buildings Conference*, Montreal, 2004.
10. Shelton, S.V., Solid Adsorbent Heat Pump System, *US Patent 4610148*, 1985.
11. Shelton, S.V., Wepfer, W.J. and Miles, D.J., Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump, *Heat Recovery Systems & CHP*, 9/3 (1989) 233-247.
12. Shelton, S.V., Wepfer, W.J. and Miles, D.J., Ramp wave analysis of the solid/vapor heat pump, *Journal of Energy Resources Technology*, 112 (1990) 69-78.
13. Sun, L.M., Amar, N.B. and Meunier, F., Numerical study on coupled heat and mass transfers in an adsorber with external fluid heating, *Heat Recovery Systems & CHP*, 15/1 (1995) 19-29.
14. Sun, L.M., Feng, Y. and Pons, M., Numerical investigation of adsorptive heat pump systems with thermal wave heat regeneration under uniform-pressure conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40/2 (1997) 281-293.
15. Fuller, T.A., Wepfer, W.J., Shelton, S.V. and Ellis M.W., A two-temperature model of the regenerative solid-vapor heat pump, *Journal of Energy Resources Technology*, 116 (1994) 297-304.
16. Amar, N.B., Sun, L.M. and Meunier, F., Numerical analysis of adsorptive temperature wave regenerative heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 16/5 (1996) 405-418.
17. Sward, B.K., LeVan, M.G. and Meunier, F., Adsorption heat pump modeling: the thermal wave process with local equilibrium, *Applied Thermal Engineering*, 20 (2000) 759-780.
18. Pons, M., Analysis of the adsorption cycles with thermal regeneration based on the entropic mean temperatures, *Applied Thermal Engineering*, 17/7 (1997) 615-627.

19. Pons, M., Global analysis of refrigerative adsorption cycles with thermal regeneration (non-uniform temperature), *International Journal of Refrigeration*, 20/6 (1997) 411-420.
20. Critoph, R.E., Forced convection adsorption cycles, *Applied Thermal Engineering*, 18 (1998) 799-807.
21. Wang, R.Z., Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5 (2001) 1-37.
22. Baker, D.K., Thermodynamic limits to thermal regeneration in adsorption cooling cycles, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008) 55-64.
23. Liu, Y., Leong, K.C., The effect of operating conditions on the performance of zeolite/water adsorption cooling systems, *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005), 1403-1418.
24. LEONG K.C., Liu Y., Numerical modeling of combined heat and mass transfer in the adsorbent bed of a zeolite/water cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004) 2359–2374.
25. Demir, H., Mobedi, M., Ülkü, S., A review on adsorption heat pump: Problems and solutions, *Renewable&Sustainable Energy Reviews*, 12 (2008) 2381-2403.
26. DENG, Y., *Thermal Properties of Porous Media with Applications in Multi-layer Ground-coupled Heat Pumps*, (Doktora Tezi), Graduate Faculty of Texas Tech. University, (1990).
27. KAFTANOĞLU, B., Yamalı, C., Baker, D.K., Solmuş, İ., *Güneş Enerjisi Destekli Zeolit İklimlendirme Sistemi*, (No:105M244), Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, (2009).

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje No: 110M378
Proje Başlığı: Isıl Dalga Adsorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Adsorban Yatak Tasarımı ve İmalatı
Proje Yürütücüsü ve Araştırmacılar: Doç.Dr. Cemil Yamalı, Arş.Gör. Ahmet Çağlar
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi: Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06800 Çankaya Ankara/TÜRKİYE
Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi: Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK), Atatürk Bulvarı No:221 06100 Kavaklıdere/ANKARA
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: 15.08.2010 - 15.08.2011
Öz (en çok 70 kelime) <p>Bu projede adsorban yatak içerisindeki ısı transferini artırmak için yeni bir yatak tasarlanmış ve bu yatak imal edilerek bir deney düzeneğinde test edilmiştir. Adsorban yatağı, ısı transferinin geliştirilmesi açısından radyal kanatçıklı olarak imal edilmiş ve yataktaki sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Ayrıca, belirtilen radyal kanatçıklı yatak geometrisi teorik olarak da modellenmiş ve sıcaklık değişimleri Comsol Multiphysics programında simüle ettirilmiştir. Her iki çalışmanın sonuçları karşılaştırılarak yorumlanmıştır.</p>
Anahtar Kelimeler: Adsorpsiyonlu soğutma; ısı dalga çevrimi; adsorban yatak; ısı transferi
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu mu? Evet <input type="checkbox"/> Gerekli Değil <input checked="" type="checkbox"/> Fikri Ürün Bildirim Formu'nun tesliminden sonra 3 ay içerisinde patent başvurusu yapılmalıdır.
Projeden Yapılan Yayınlar: Çalışmalar tamamlanmış olup bunlarla ilgili yayınlar en kısa zamanda yapılacaktır.