Akışkan Yatak - Dış Duvar Isı Transferi

Birol KILKIŞ
Doç.Dr.
Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
ANKARA

Bir akışkan yatağın tasarımında veya değerlendirilmesinde yatak-dış duvar ısı transferi önemli bir yer tutar. Isı transfer yüzeyleri yatak duvarlarında bulunan yataklarda ısı transferinin fazla olması, buna karşılık ısı transfer yüzeyleri aslen yatak içersine daldırılmış bulunan yataklarda da dış duvarlardan oluşan ısı kayıplarının en az olması arzulanır. Son yıllarda ısı transfer yüzeylerinin genellikle yatak duvarlarında yer alması çalışmaları bu yönde yoğunlaştırmaktadır. Ancak literatürdeki ampirik denklemler yatak boyunca ortalama bir değer verdiklerinden yetersiz kalmakta, çoğu kez de birbirleri ile oldukça farklı sonuçlara ulaşmaktadırlar. Bu çalışmada önce yatak-dış duvar ısı transfer modelleri özetlenmekte, ampirik denklemlere değinilmekte, sonra da geliştirilen bir sayısal yöntem tanıtılarak iki örnek çözüm üzerinde mukayeseler yapılmaktadır.

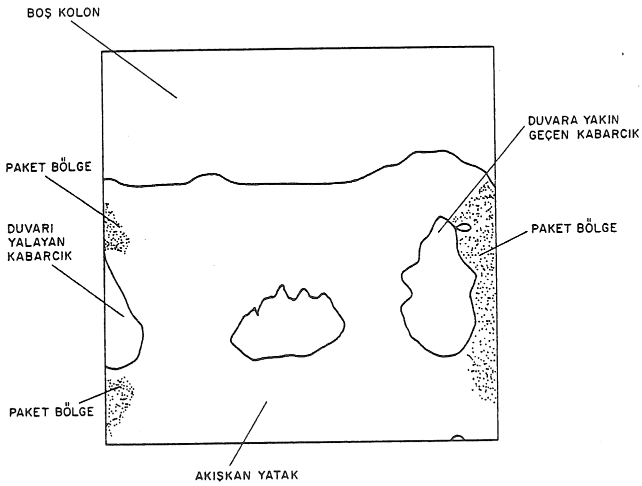
TEORİ

Akışkan yatak ile dış duvar arasındaki ısı transferini açıklamak üzere bir çok model geliştirilmiştir. Bu modeller temel mekanistik varsayımlarına göre iki ana gruba ayrılır. Bunlar Paket ve İnce Film teorileridir. Ayrıca bu iki teoriyi tümleştiren modeller de vardır. Paket teorisinde yatak içersinde, birlikte hareket eden parçacık kümelerinin (paketlerin) var olduğu, bunların yatak derinliklerinden duvara doğru hareket ettikleri, duvarı yaladıktan sonra geri döndükleri, bu arada da duvarla ısı alışverişinde bulundukları varsayılır. İnce film teorisinde ise ısı transferinin duvar ile yatak malzemesi arasındaki çok ince gaz filmi aracılığı ile gerçekleştiği öne sürülmektedir. Paket teorisi grubunda en çok kabul gören model Mickley ve Fairbanks modeli, ikinci grupta ise Zabrodsky modelidir. Zabrodsky modelinde, ince gaz filmine girip çıkan parçacıkların duvara dik hız bileşenlerinin ısı transferinde etken olduğu kabul edilmektedir. Mickley ve Fairbanks modelinde ise, özellikle homojen akışkanlaşmış bir yatakta, dış duvar boyunca aşağıya doğru sürekli hareket eden parçacık kümelerinin var olduğu öne sürülmektedir.

Endüstriyel akışkan yataklarda genellikle kabarcıklı (heterojen) bir akışkanlaşma rejiminin gerçekleşmesi ısı transferi ve diğer süreçlerin iyileştirilmesi için arzu edilir. Yatak içersinde kaynayan bu kabarcıklar aynı zamanda dış duvardaki ısı transferini de etkiler. Özellikle dış duvarı yalayıp geçen kabarcıklar, zamana göre kesintili bir ısı transferi neden olurlar. Bu nedenle duvar yüzeyindeki sabit bir noktada, belirli bir zaman dilimi içersinde üç farklı ısı transfer rejimi gözlenebilir. Bu rejimler ise yöresel boşluk oranının ani değerleri ile kolaylıkla ayırdedilebilir:

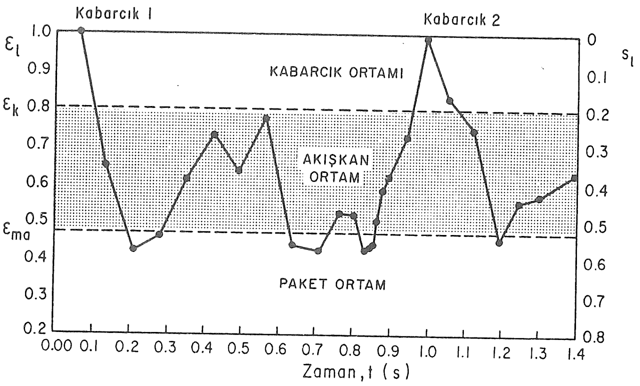
1. Akışkan rejim ısı transferi ($\varepsilon_\ell \geq \varepsilon_{ma}$)
2. Kabarcık geçişindeki ısı transferi ($\varepsilon_\ell >> \varepsilon_{ma}$)
3. Paket yatak rejimi ısı transferi ($\varepsilon_\ell < \varepsilon_{ma}$)

Burada ε_{ma} minimum akışkanlaşma durumundaki yatak boşluk oranıdır. Genelde kabarcıklar parçacıklardan arınmış gaz kümeleri olarak tanımlanmakta ise de gene bir miktar parçacık içerirler. Tipik bir kabarcığın boşluk oranı ε_k, 0.8 veya daha fazladır. Kabarcıklı bir akışkan yatağa ilişkin sayısal çözüm neticesi çizilmiş kabarcık benzetişimi [1] Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1 Yatak içersinde hareket eden kabarcıkların benzetişimi [1]

Duvarı yalayan bir kabarcık yukarıya doğru hareket ederken önüne kattığı parçacıklar sıkışır. Duvara yakın seyreden bir kabarcık için de durum aynıdır. Sıkışan parçacıklar ise bölgesel ve ani bir paket yatak rejimi oluştururlar. Kabarcık belirli bir noktayı terkederken, yatak içlerinden gelen parçacıklar bu boşluğa hücum ederler. Bu sırada hızla duvara doğru hareket ettiklerinden duvara çarpıp sıkışırlar ve yeniden kısa bir paket yatak dönemi yaşanır. Kabarcığın duvarı yalaması esnasında ise yüzey fiilen parçacıklardan arınmış olur. Bundan sonra ikinci ve yeni bir parçacık gözlem noktasına yaklaşana dek akışkan yatak rejimi yörede hakim olur. Bu rejim değişikliklerinin periyodik evrimine ilişkin bir sayısal çözüm Şekil 2'de gösterilmiştir [1].



Şekil 2 Yatak dış duvarı üzerindeki bir gözlem noktasında ε_ℓ'nin periyodik değişimi [1]

Bu şekil, bir sığ yatak dış duvarındaki bir gözlem noktasında ε_ℓ'nin 1.2 saniyelik bir zaman içersindeki ani değişimlerine ilişkin sayısal çözümü göstermektedir. Sayısal çözümler CHEMFLUB bilgisayar programı kullanılarak elde edilmiştir [2], [3]. Şekilden 0.05.ci saniyede gözlem noktasını bir kabarcığın terketmeye başladığı anlaşılmaktadır ($\varepsilon_\ell \leq 1$). Kabarcığın duvarı terketmesi ile 0.25-0.35 s. arasında duvara hücum eden parçacıkların sıkışması ile kısa bir paket yatak rejimi yaşanmaktadır ($\varepsilon_\ell < \varepsilon_{ma}$). Sonra ise normal akışkan yatak rejimi ikinci bir kabarcık yaklaşana dek hüküm sürmektedir. 0.6.cı saniyeden itibaren ikinci bir kabarcık yaklaşmaya ve de boşluk oranı azalmaya başlamaktadır. 0.65-0.90 s. arasında kısa bir paket yatak rejimini takiben kabarcık gözlem noktasını yalamaya başlamakta, terkederken de çok kısa bir paket yatak rejimi gözlemlenmektedir. ε_ℓ'nin bu salınımı kabarcık sıklığına bağlı olarak yinelenmektedir. Sözü edilen her bir rejimin etken olduğu zaman dilimi içersinde ilgili ısı transfer modelleri göze alınmalıdır:

Akışkan Yatak Isı Transferi

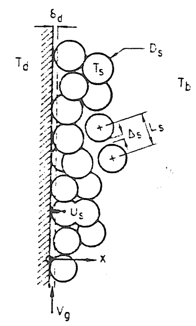
Daha öncede belirtildiği gibi iki temel model Zabrodsky [4] ile Mickley ve Fairbanks [5] modelidir.

Zabrodsky modeli: Bu model parçacıkların duvara dik (yatay) hareketlerinin hissedilir olduğu ve genellikle çok ve yaygın kabarcıklı rejimlerde geçerlidir. Ayrıca iri parçacıklı yataklarda daha iyi sonuç verdiği bilinmektedir. Bunun ana nedeni ise, ısı transfer ortamını oluşturan film kalınlığının parçacık çapına bağlı olmasıdır. Zabrodsky'nin ısı transferine ilişkin mekanistik yorumu Şekil 3'de gösterilmiştir.

Bu modele göre ısı transferi duvara komşu parçacık dizisi ile duvar arasında kalan ince gaz tabakasında ısı iletimi şeklinde oluşur. Isı taşınımı ise, ancak iri parçacıklar ($D_s \geq 0.002$-0.003 m) ve yüksek gaz hızlarında ihmal edilemeyecek boyutlara ulaşır. Parçacıkların duvara dik hareketleri bu filmi sürekli zedeleyerek ortalama kalınlığını azaltır ve ısı transferinin artmasını sağlar. Bu teori önceleri Leva ve Grummer [6], Dow ve Jacob [7] ve Levenspiel ve Walton [8] tarafından ortaya atılmış olmakla birlikte, bu modellerde parçacıkların ısıl ve fiziksel özelliklerine tam olarak yer verilmemişti. Zabrodsky ince film teorisini geliştirerek, ısı transferinin sadece gazın oluşturduğu sınır tabaka ile kısıtlı olmayıp duvara bakan en öndeki parçacık dizisi ile duvar arasındaki fiziksel boşluk ile bağıntılı olduğunu, diğer bir deyişle parçacıkların karışıma uğradıkları bir türbülanslı bölgenin varlığını öne sürmüştür. Isı transfer katsayısını ise şu şekilde ifade etmiştir:

$$h_d = C_s \rho_s U_s (1 - \varepsilon_\ell)\left(1 - e^{-\frac{k_g}{[\delta_d C_s \rho_s U_s (1-\varepsilon_\ell)^{1/3}]}}\right) \tag{1}$$

Akışkanlaştırıcı gazın hava olduğu veya yüksek C_s ve düşük k_g değerlerine sahip benzer durumlarda eksponansiyel terim açılarak kısaltılabilir.



Şekil 3 Duvara yakın bölgede parçacık hareketleri [4]

$$h_d \cong 1.2 \frac{k_g}{\delta_d} (1 - \varepsilon_\ell)^{2/3} \tag{2}$$

δ_d. duvara bakan en öndeki parçacık dizisi ile duvar arasındaki fiziksel ortalama boşluk olup, Zabrodsky bu boşluk değerini $D_s/6$ olarak vermiştir. Yapılan çalışmalarda ise bu bağıntının yatak hidrodinamiğini yeterince yansıtmadığı görülerek yatak heterojenliğinin de söz konusu edildiği aşağıdaki denklem önerilmiştir [1].

$$\delta_d = D_s/6 - \Delta_s/K_1 \tag{3}$$

Δ_s, parçacıklar arasındaki boşluktur (Şekil 3):

$$\Delta_s = D_s\{\frac{0.807}{(1-\varepsilon_\ell(x))^{1/3}} - 1\} \quad (4)$$

Δ_s değeri duvara bakan ilk parçacık dizisi için hesabedileceğinden, bu bölgedeki ε_ℓ değeri göz önünde tutulmalıdır. Boşluk oranı ise duvara çok yakın bölgede arttığı ve duvar uzaklığı x ile değiştiği için 4 numaralı denklemde $\varepsilon_\ell(x)$ ifadesi kullanılmıştır. Bu bağıntı Gorelik [9] tarafından şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\varepsilon_\ell(x) = 1.0 - 1.25(1-\bar{\varepsilon}_\ell)\{\frac{x}{D_s}\}^{0.378} \quad (5)$$

$$0 \leq x \leq D_s/6$$

Bu denklemde $\bar{\varepsilon}_\ell$, gözlem noktası seviyesindeki çap boyunca ortalama yatak boşluğudur. Buradan elde edilecek $\varepsilon_\ell(x)$ değeri 1 veya 2 numaralı denklemlerde de ε_ℓ terimi yerine kullanılmalıdır. Söz konusu edilen her hangi bir yatakta, δ_d uzaklığındaki $\varepsilon_\ell(\delta_d)$ değeri 3,4 ve 5 numaralı denklemlerin ortak çözümünden elde edilir. 3 numaralı denklemdeki K_1 değeri yatak konfigürasyonuna bağlıdır:

K_1 = f(yatak yüksekliği/yatak eni, parçacık çapı/yatak eni, gaz itibari hızı/minimum akışkanlaşma hızı) (6)

Yukarıdaki bağıntıyı açıkça veren bir denklem henüz geliştirilmemiştir. Aslen bu (Δ_s/K_1) ek terimi literatürde mevcut değildir. Bu çalışmadaki sayısal çözümlerle yapılan deneme ve karşılaştırmalar sonucunda K_1 değerinin genelde 8 ile 20 arasında değiştiği görülmüş ve çizelgeler hazırlanmıştır.İki örnek çizelge sırası ile Çizelge 1 ve Çizelge 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 1 V_o/V_{ma}=1.5 için K_1 değerleri.

	L_{ma}/D_t						
D_s/D_t	1.0	2.0	0.9	0.7	0.5	0.3	0.2
0.0005	10.8	11.9	9.8	9.3	9.0	8.6	8.5
0.0007	11.1	12.4	10.1	9.5	9.2	8.7	8.6
0.0009	11.3	12.8	10.3	9.7	9.3	8.7	8.6
0.0012	11.5	13.0	10.9	9.8	9.4	8.8	8.7
0.0015	12.0	13.2	10.0	10.0	9.5	9.0	8.8

Çizelge 2 V_o/V_{ma}=1.2 için K_1 değerleri.

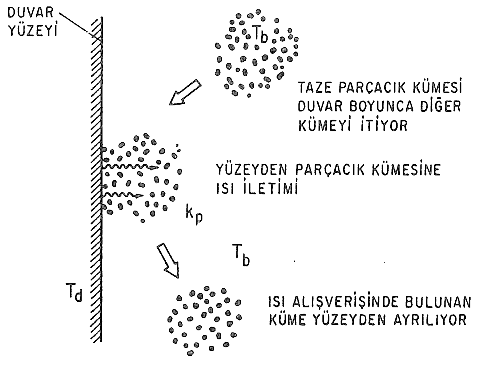
	L_{ma}/D_t						
D_s/D_t	2.0	1.0	0.9	0.7	0.5	0.3	0.2
0.0005	12.5	12.0	11.8	11.7	11.3	10.9	10.8
0.0007	12.8	12.3	12.0	11.8	11.5	11.1	10.9
0.0009	13.1	12.5	12.3	12.0	11.7	11.3	11.1
0.0012	13.5	12.8	12.5	12.2	11.8	11.4	11.2
0.0015	14.0	13.0	12.8	12.5	12.1	11.5	11.3

1 numaralı denklemde $\varepsilon_\ell(x)$ ve δ_d değerlerinin yanısıra U_s değerinin de bilinmesi gerekmektedir. Sayısal hidrodinamik çözümler bu yerel hız dağılımını verebilmekte ise de analitik olarak U_s'nin sağlıklı bir biçimde bulunması mümkün değildir. Bu nedenle sayısal çözümlere gerek duyulmakta veya U_s terimini içermeyen 2 numaralı denklemi kullanmakla yetinilmek zorunda kalınmaktadır. İri parçacıklar ve yüksek gaz hızları için Zabrodsky ısı taşınımını eşdeğer iletim katsayısı cinsinden şu şekilde vermektedir.

$$k_c = 0.01\ V_o C_g \rho_g D_s \quad (7)$$

Elde edilecek k_c değeri, 1 veya 2 numaralı denklemdeki k_g değerine doğrudan eklenmektedir. Işıma ısı transferinin hesaplanmasında 16 numaralı denklem kullanılmıştır.

Mickley ve Fairbanks Modeli: Bu model küçük parçacıklı, homojen akışkanlaşmış ve genellikle narin yataklarda daha geçerli olmaktadır. Mekanistik yorum Şekil 4'de gösterilmiştir.



Şekil 4 Mickley ve Fairbanks modeli [5]

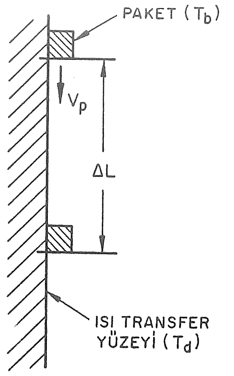
Bu modele göre yatak derinliklerinden gelen parçacık kümeleri (paketleri) duvara yanaşmakta, ısı alışverişinde bulunmakta ve tekrar yatak derinliklerine dönmektedirler. Paketlerin hem yatay hem de dikey yönde hareketleri söz konusu olup, Mickley ve Fairbanks olayı 2 yön için ayrı ayrı idealize etmişlerdir. Narin yataklarda paketlerin dikey hareketleri daha yoğun ve sistematikdir. Bu hareketin modeli Şekil 5'de gösterilmiştir.

Bu modele göre:

$$h_d = \{4(1-\varepsilon_{ma})\rho_s k_p C_s/(\pi t_r)\}^{1/2} \quad (8)$$

Burada k_p paketin ısı iletim katsayısı olup, 18 ve 22 numaralı denklemlerden bulunmaktadır. t_r terimi ise, paketin duvar yüzeyinde oyalanma süresidir. Bu sürenin sağlıklı bir biçimde hesaplanabilmesi için gene yerel sayısal çözümlerle paket hidrodinamiğinin bilinmesi gereklidir. Şekil 5'de görüldüğü üzere t_r paketin dikey yöndeki hızı (V_p) ile orantılıdır. ΔL ise karakteristik temas (oyalanma) boyudur. Çok kısa oyalanma süresinin söz konusu olduğu bir durumda 8 numaralı denklem sonsuza ulaşır. Bu olumsuzluğun giderilmesi amacı ile bazı araştırmacılar ısı transferinde etken olan ikinci bir ısıl direncin varlığını öne sürmüşlerdir. Bu direnç paketin ısı iletim katsayısı ile ilgili olup direnç kalınlığı ise, parçacık yarıçapı kadardır. Bu son varsayımın çok dar yataklar $(D_t/D_s<10)$ dışında geçerli olduğu bilinmektedir [10].Bu fikirlerden hareketle Kondukov [11] bu ek direnci şu şekilde ifade etmiştir:

$$R_2 = \frac{D_s}{2k_p} \quad (9)$$



Şekil 5 Paketlerin duvar boyunca ideal hareketleri [5]

Dolayısı ile;

$$h_d = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{10}$$

şeklinde yazılmalıdır. Burada $1/R_1$ Mickley ve Fairbanks'ın verdiği h_d değeridir (Denklem 8). Isıl kapasitesi fazla olan parçacıkların bulunduğu bir ortamda oyalanma süresi çok kısa ise parçacık sıcaklığı hemen hemen sabit kalır. Bunun koşulu Glicksman ve Decker [12] tarafından şu şekilde verilmiştir:

$$t_r \leq \rho_s C_s D_s^2/(15\ k_g) \tag{11}$$

Bu koşul sağlandığında R_2, R_1'den çok büyük olduğundan 10 numaralı denklemde R_1 ihmal edilebilir:

$$h_d \cong \frac{1}{R_2} \cong \frac{2k_p}{D_s} \tag{12}$$

Endüstriyel yataklarda genellikle çok küçük parçacıklı yataklar dışında 11 numaralı denklem sağlanır.

Bu durumda k_p teriminin yaklaşık ifadesi kullanılarak:

$$k_p \cong 2\pi(1 - \varepsilon_{ma})k_g \tag{13}$$

$$h_d \cong 4\pi(1 - \varepsilon_{ma})k_g/D_s \tag{14}$$

şeklinde yazılabilir.

Bu denklem ile Zabrodsky denkleminin $\delta_d = D_s/6$ ile ve kısaltılmış hali birbirine benzeşmektedir. $\varepsilon_\ell = 0.5$ ile Denklem 2:

$$h_d \cong 4.53\ k_g/D_s \tag{15a}$$

ve $\varepsilon_{ma} \cong 0.47$ ile Denklem 14:

$$h_d \cong 6.6\ k_g/D_s \tag{15b}$$

olur.

Çok küçük parçacıklarda 11 numaralı denklemin sağlanması oldukça zordur. Bu durumda R_1 ihmal edilemeyeceğinden 15b numaralı denklem yaklaşık olarak $3.3\ k_g/D_s$ şekline dönüşür.

Her nekadar iki denklem şekilsel olarak birbirlerine benzemekte iseler de, öngördükleri Nusselt sayılarının (sırası ile 4.53 ve 6.6 veya 3.3) oldukça farklı oluşları analitik bir yaklaşımın çok tutarlı olamayacağını bir kez daha göstermektedir. Ayrıca bu denklemler yatak duvarı boyunca ısı transfer katsayısının değişimini vermemektedirler.

Akışkan yataklarda ışıma ısı transferi genellikle düşük sıcaklıklarda (T_b<600 K) rahatlıkla ihmal edilebilir boyuttadır. Daha yüksek sıcaklıklarda ise bu terim sadece yatak sıcaklığı kullanılarak aşağıdaki denklemle bulunabilir:

$$h_{dr} = \frac{\sigma}{(1/\Omega_d + 1/\Omega_b) - 1} \cdot T_b^3 \tag{16}$$

Burada Ω_b yatağın ortalama yayınım katsayısıdır:

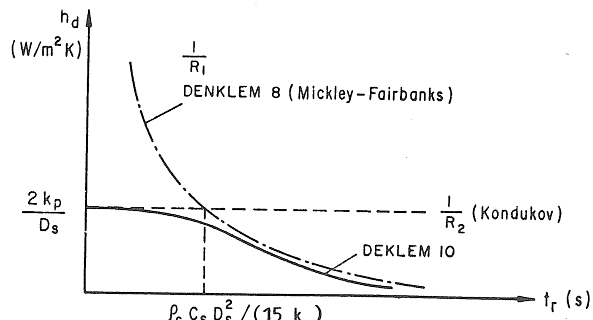
$$\Omega_b = (\Omega_s + 1)/2 \tag{17}$$

Paket Yatakta Isı Transferi

Geçici ve yerel olarak paket yatak rejiminin hüküm sürdüğü anlarda paket yatak ısı transferi bağıntıları geçerlidir. S.Yagi ve D.Kunii [13] bu konuda çok etraflı araştırmalar yapmışlar ve de ısı transfer katsayısını paketin ısı iletim katsayısı olarak tariflemişlerdir:

$$k_p/k_g = k_p^0/k_g + (\alpha\beta)Pe \tag{18}$$

Ani oluşan paket rejiminde paket sıcaklığı hemen hemen değişmediğinden zahiri bir kararlı rejim mevcuttur ve 18 numaralı denklem kullanılabilir. Burada k_p^0 paketin durgun hava koşullarındaki ısı iletim katsayısıdır. α terimi yerel gaz hızı bileşenlerinin bir mutlak ifadesidir:



Şekil 6 Düzeltilmiş Mickley ve Fairbanks modelinde h_d'nin t_r ile değişimi

$$\alpha = |U_g/V_g| \tag{19}$$

Yerel gaz hızlarının bulunması için gene sayısal yöntemlere gerek vardır. Analitik bir yaklaşım için S.Yagi ve D.Kunii [14] α değerini 0.05 olarak vermektedirler. β değeri için ise 1, çok sıkışık paketler için ise 0.895 sayısı Ranz tarafından verilmiştir [15]. Diğer araştırmalar da genellikle ($\alpha\beta$) terimi için 0.1 değerini $0.036 \leq D_s/D_t \leq 0.24$ aralığında ve silindirik parçalar için geçerli bulmaktadırlar [16]. Botterill ise [17] henüz akışkanlaşmamış yataklar için:

$$\alpha = 0.03/\varepsilon_\ell \tag{20}$$

denklemini önermektedir.

Bu bildiriye temel teşkil eden çalışmalarda ise, küresel parçacıklar için önceki araştırmaların [14] deneysel bulguları da göz önünde tutularak aşağıdaki bağıntı çıkarılmıştır:

$$\alpha = 0.065 - D_s \tag{21}$$

S. Yagi ve D. Kunii k_p^o'ı şu şekilde ifade etmişlerdir:

$$\frac{k_p^o}{k_g} = \frac{\beta(1 - \varepsilon_\ell(x))}{\gamma\left(\frac{k_g}{k_s}\right) + \frac{1}{(1/\Phi + D_s h_{rs}/k_g)}} + \frac{\varepsilon_\ell(x) D_s \beta h_{rv}}{k_g} \tag{22}$$

$\gamma \cong 2/3$ olup Φ ise:

$$\Phi = 1/2\, \frac{\left(\frac{K-1}{K}\right)^2 \sin^2\theta}{\ln\{K - (K-1)\cos\theta\} - \frac{K-1}{K}(1-\cos\theta)} - \frac{2}{3K} \tag{23}$$

Burada $K = k_s/k_g$ ve $\sin^2\theta = 1/n$ olup, n bir parçacığın yarı yüzeyindeki temas noktası sayısıdır.

Gevşek Paket için; $\varepsilon_1 = 0.470$, $n = 1.5$, ile Φ_1 bulunur,
Sıkışık Paket için; $\varepsilon_2 = 0.260$, $n = 4\sqrt{3}$ ile Φ_2 bulunur.

Bu sınır değerleri ile herhangi bir yatağın $\varepsilon_\ell(x)$ değeri için Φ:

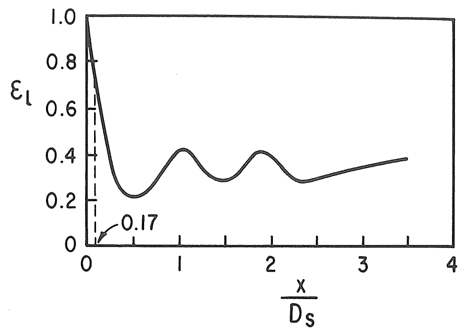
$$\Phi(\varepsilon_\ell(x)) = \Phi_2 + (\Phi_1 - \Phi_2)\frac{\varepsilon_\ell(x) - \varepsilon_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \tag{24}$$

içdeğerbiçimi veya:

$$\Phi(\varepsilon_\ell(x)) = \begin{cases} \varepsilon_\ell(x) \geq 0.470 & \text{için } \Phi_1 \\ \varepsilon_\ell(x) \leq 0.260 & \text{için } \Phi_2 \end{cases} \tag{25}$$

dışdeğerbiçimi kullanılır.

Burada gene $\varepsilon_\ell(x)$'in duvara çok yakın bir kısında hesaplanması gerekmektedir. Tipik bir paket yatakta $\varepsilon_\ell(x)$'in duvar yakınındaki değişimini veren deneysel bulgular Şekil 7'de gösterilmiştir [18]:



Şekil 7 $\varepsilon_\ell(x)$'in paket yatak içersinde değişimi [18]

Görüldüğü üzere özellikle duvara bir parçacık yarıçapından daha yakın kısımda yerel boşluk oranı büyük ölçüde değişmektedir. Deneysel bulgular ışığı altında gene Roblee [18] tarafından:

$$\varepsilon_\ell(x) \cong (\bar{\varepsilon}_\ell - 1)\left(\frac{x}{D_s}\right)^{0.25} + 1; \tag{26}$$

şeklinde verilmiştir. Burada x, $D_s/4$ olarak alınır. Aslen silindirik parçalara ilişkin bu deneysel bulgulara çok benzer bir salınım küresel parçalar içinde geçerlidir.

h_{rs} ve h_{rv} terimleri sırası ile parçacıktan ve gaz boşluğundan ışıma ısı transfer katsayılarıdır.

$$h_{rs} = 0.2268\{\Omega_s/(2 - \Omega_s)\}\{T_b/100\}^3 \tag{27a}$$

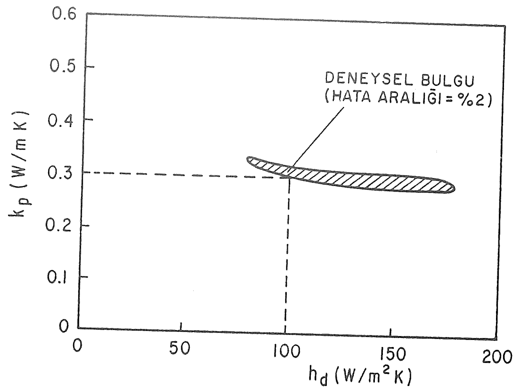
$$h_{rv} = 0.2268\left\{1 + \frac{\varepsilon_\ell(x)}{2(1-\varepsilon_\ell(x))}\,\frac{1-\Omega_s}{\Omega_s}\right\}\{T_b/100\}^3 \tag{27b}$$

Son olarak 18 numaralı denklem kullanılarak k_p değeri elde edilir. Ancak paket yatağın eşdeğer ısı taşınım katsayısı h_d'nin de bulunması gereklidir. Bir çok araştırmacı ısı transferinin esas olarak sadece bir parçacık yarıçapı boyunda yer aldığı görüşünden hareketle bu ilişkiyi:

$$h_d = \frac{2k_p}{D_s} \tag{28}$$

şeklinde vermekte olup, yoğun araştırmalar sonunda Dixon [10] bu varsayımın çok ince yataklar ($D_t/D_s<10$) dışında geçerli olduğunu da belirtmektedir. Wakao ve Kaguei'nin bildirdiği deneysel sonuçlardan parçacık çapı 0.0032 m olan ve 0.0508 m çapındaki bir silindirik yatağa ($D_t/D_s \cong 15.8$) ilişkin ısı transfer ölçümleri Şekil 8'de gösterilmiştir.

Deneyde kullanılan parçacık çapı ve $k_p = 0.3$ $Wm^{-1}K^{-1}$ değeri için 28 numaralı denklemden h_d değeri 187.5 $Wm^{-2}K^{-1}$ olarak bulunmaktadır. Halbuki Şekil 8'den deneysel h_d değerinin 100 $Wm^{-2}K^{-1}$ dolayında olduğu anlaşılmaktadır. 28 numaralı denklem bu araştırmada da kullanılmış ve değerlerin çok



Şekil 8 Deneysel k_p ve h_d değerleri [20]

yüksek olduğu görülmüştür. Bütün bunlar literatürün aksine, aynen akışkan yatakta olduğu gibi ek bir ısıl direncin düşünülmesi gerektiğini vurgulamaktadır. Şekil 7'den açıkça görüldüğü üzere duvara çok yakın bir bölgede aynen Zabrodsky modelinde (Şekil 3) olduğu gibi ısı ileten bir fiziki hava boşluğu vardır. Hava boşluğu karar kriteri olarak aynen kabarcık için olduğu gibi $\varepsilon_\ell(x) \geq 0.8$ alındığında, Şekil 7'den bu kalınlığın gene Zabrodsky'nin ifade ettiği gibi yaklaşık $D_s/6$ oranına eşit olduğu görülür. Bundan hareketle, bu çalışmada $D_s/6$ kalınlığında bir ek direncin var olduğu ileri sürülmektedir.

$$R_2 = \frac{D_s}{6k_g} \tag{29}$$

13 numaralı denklem aracılığı ile bu direnç

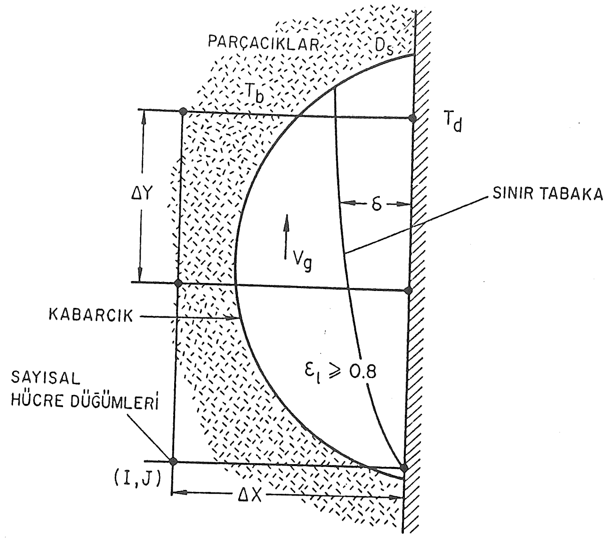
$$R_2 \cong \frac{D_s}{2k_p} \tag{30}$$

şekline dönüşür.

Bu ise, 28 numaralı denklemle bulunan h_d değerinin 30 ve 10 numaralı denklemler aracılığı ile yarı yarıya azalması anlamına gelmektedir ki yukarıda verilen örnekte ek direnç uygulandığında h_d değeri yaklaşık 90 $Wm^{-2}K^{-1}$ olarak bulunur. Bu değer ise deneysel bulguya oldukça yakındır.

Kabarcık Geçişinde Isı Transferi

Eğer bir kabarcık duvarı doğrudan doğruya yalıyorsa, yukarı doğru hareket eden bu gaz kütlesinde yer alan ısı taşınımı ve yüksek sıcaklıklarda da kabarcığın duvardan ayırdığı yatak kütlesinden oluşan ışıma ısı transferi söz konusudur. Gaz kütlesindeki ısı iletimi ise ihmal edilebilir boyuttadır. Eğer kabarcık duvarı yalamıyor fakat yakından geçiyorsa, bu geçiş, duvardaki gözlem noktasında paket yatak rejimi şeklinde hissedilir. Duvarı yalayan ideal bir kabarcık Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 9 Duvarı yalayan ideal bir kabarcık [1]

Ani bir sınır tabakanın oluştuğu düşüncesi ile:

$$h_{dc} \cong \frac{0.4\, k_g}{4.64\left\{\frac{\mu_g D_s/2}{\rho_g V_g}\right\}^{1/2}} \tag{31}$$

olarak ifade edilebilir.

Işıma ısı transferi ise:

$$h_{dr} = \frac{2\sigma}{\frac{1}{\Omega_b} + \frac{2}{\Omega_d} - 1} \cdot T_b^3 \tag{32}$$

Burada Ω_b kabarcığı çevreleyen parçacık kütlesinin yayınım katsayısıdır:

$$\Omega_b \cong 0.96(\Omega_s + 1)/2 \tag{33}$$

Kabarcık geçişindeki toplam ısı taşınım katsayısı ise:

$$h_d \cong h_{dr} + h_{dc} \tag{34}$$

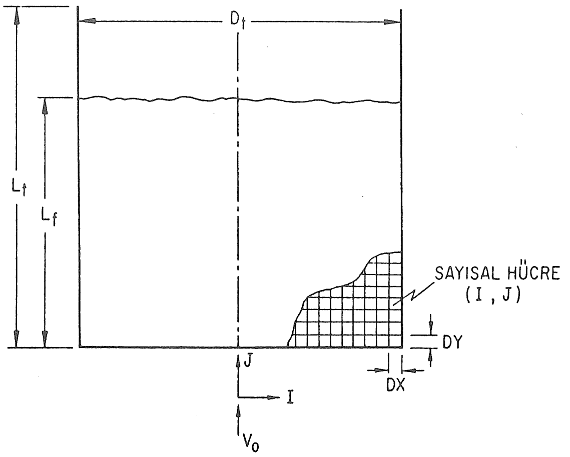
şeklindedir.

SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Önceki bölümde analitik yaklaşımların özellikle yerel ve ani ısı transfer katsayılarının bulunmasında yetersiz kaldığı görülmüştü. Yerel bir gözlem noktasında sıhhatli bir çözüme ulaşabilmek için aşağıdaki bilgilerinde yerel ve zamana bağlı değerler şeklinde bilinmesi gerekmektedir:

$$h_d = f(\varepsilon_\ell, V_g, U_g, V_s, U_s, \rho_s, T_b) \tag{35}$$

Jaycor bilgisayar hizmetleri tarafından geliştirilen ve yatak hidrodinamik davranışını benzeştiren ve çözen CHEMFLUB sayısal çözüm yöntemi ile yukarıda anılan değişkenler, çok küçük zaman aralıklarında ve yatağı idealize eden her bir sayısal çözüm hücresi için bulunabilmektedir [3]. Tipik zaman aralığı genellikle 0.005 saniye dolayında olmakla birlikte çözümün seyrine bağlı olarak, bu değer program tarafından bir miktar değiştirilmektedir.



Şekil 10 Bir akışkan yatağın idealize edilmesi [3]

Şekil 10'da görüldüğü gibi yatak DX ve DY ölçülerindeki IIxJJ kadar dikdörtgen elemanlara bölünmektedir. I ve J düğüm koordinat noktaları ile tariflenen bu elemanların her birinde 35 numaralı denklemdeki değişkenlerin ortalama değerleri ve diğer başka hidrodinamik bilgiler de çözülmektedir. Bu değerlerin en önemlisi her bir zaman dilimindeki yatak rejiminin tanımlanmasında kullanılan ε_ℓ değeridir. Bu boşluk oranından yararlanılarak tanımlanan rejime ilişkin ısı transfer hesaplarını yapan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Akışkan yatak rejiminde geniş bir yatak ve heterojen bir akışkanlaşmanın söz konusu olduğu durumlarda Zabrodsky modeli (Denklem 1,3,4,5,6,7 ve 16) kullanılır. Narin yataklarda ve homojen akışkanlaşmada ise Mickley ve Fairbanks modeli kullanılır (Denklem 8,9,20,22,12, 16). k_p değeri ise paket yatak denklemlerinden bulunmaktadır. 8 numaralı denklemdeki oyalanma süresi

$$t_r = \frac{DY}{V_p} \tag{36}$$

şeklinde yazılır. Ancak kabarcık geçişi ile paket hareketi kesilmekte olduğundan kabarcık geçiş sıklığı da göz önünde tutulmalıdır. Eğer kabarcık geçiş periyodu t_k kısa ise t_r olarak $(t_k - t_{ko})$ kullanılmalıdır. Ancak Mickley ve Fairbanks modeli zaten homojen yataklar için tavsiye edildiğinden uygulamada bir sorun çıkmamaktadır. Parçacık çapı da modelin seçiminde etken olup, $D_s \geq 0.002-0.003$ m koşulunda Zabdrosky modeli tercih edilebilir. Mukayese yapılmak istendiğinde program her iki modelin sonuçlarınıda vermektedir.

Massimila ve Westwater [21] yaptıkları deneylerde küme içersindeki parçacıkların hep birlikte hareket ettiklerini ve ortak davranış içersinde olduklarını deneysel olarak göstermiştir. Bu nedenle parçacık kümelerini temsil etmeside istenen sayısal hücrelerin uygun ve olduğunca küçük ölçülerde seçilmesi koşulu ile hücrelerdeki ortalama değerlerin yerel değerlere özdeş olduğu kabul edilmiştir. Paket yatak rejimi için ise, 18,19 (veya 21) ve 22'den 30' a kadar olan denklemler ile 10 numaralı denklem kullanılmaktadır. Kabarcığın duvarı yaladığı anlar için $(\varepsilon_\ell(x) \geq 0.8)$ 31,32,33 ve 34 numaralı denklemler kullanılmaktadır. Sabit bir h_d değerine ulaşılana dek ani ve yerel ısı transfer katsayılarının sayısal integrali alınarak ortalaması hesaplanmaktadır. Bu değerlerin yatak boyunca ortalaması da ortalama duvar ısı transfer katsayısını vermektedir.

Sayısal yöntemle ilgili etraflı bilgi daha önceki bir bildiride verilmiş olup [22] belli bir gözlem noktasındaki yerel ısı taşınım katsayısının zamana göre değişimine ilişkin örnek bir çözüm Şekil 13'de gösterilmiştir. Bu şekilde her üç rejiminde var olduğu gözlenmektedir. Tepe noktalar akışkan yatak ısı transferini, ara değerler paket yatak, minimum değerler ise, kabarcık temasındaki ısı transferini göstermektedir. Mickley ve Trilling yatağına [23] ilişkin ve ısıtılan duvar bölgesindeki bir gözlem noktasındaki (I=10, J=30) bu değerlere göre h_d değeri yaklaşık 600 $Wm^{-2}K^{-1}$ değeri ile 140 $Wm^{-2}K^{-1}$ değeri arasında değişmektedir. İlk 1.3 saniye içersinde 5 adet paket yatak rejimi, 3 kabarcık teması ve 5 adet akışkan rejim oluşmuş olup, her bir kabarcık temasının öncesi ve ardında paket yatak rejimi yer almaktadır. Doğrudan kabarcık teması olmasa bile akışkan yatak-paket yatak rejimi salınımı olabilmektedir. Bu, yakından geçen fakat duvarı yalamayan kabarcıkların bir sonucudur. Bu fikirden hareketle 0.2 saniye dolayında bir kabarcığın duvara yakın geçtiği sonucuda ortaya çıkmaktadır.

AMPİRİK DENKLEMLER

Literatürde yatak-dış duvar ısı geçişine ilişkin bir çok deneysel bulgu ve ampirik denklem mevcut olmakla birlikte büyük bir çoğunluğu çok küçük parçacık ve narin yataklar için geçerlidir. Bu deneylere ilişkin ortak parçacık çapları 0.0001-0.00013 m $(D_s/D_t \cong 0.001)$ Reynolds sayısı 0.01-100, L_{ma}/D_t ise en az 4'tür. Sayısal çözüm yönteminin bir değerlendirilmesini yapmak için çözülen örnek problemlere en uygun olan iki ampirik denklem seçilmiştir. Bunlardan ilki, Wen ve Leva [24] tarafından önerilen denklemdir:

$$Nu = a[C_s \rho_s D_s^{1.5} g^{0.5}/k_g]^{0.4} \cdot [G D_s(\eta-1)/(\mu_g R_b)]^{0.36} \tag{37}$$

Burada, a küçük Reynolds sayıları için 0.10 (Re<20), daha büyük Reynolds sayıları için ise 0.08 alınmalıdır.

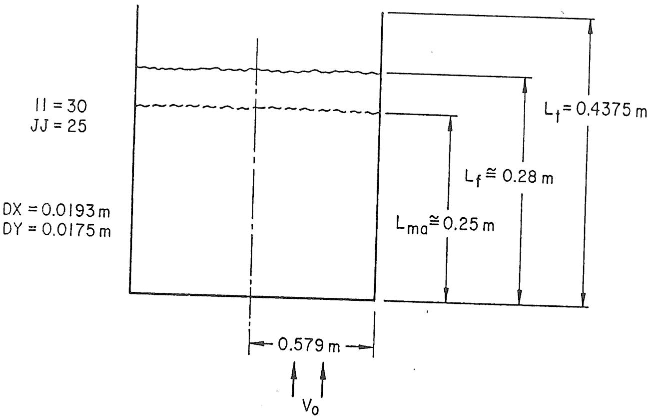
İkinci denklem ise Van Heerden ve diğerleri tarafından önerilmiştir [25]:

$$Nu = 0.58(C_g \mu_g/k_g)^{0.5}(a\,G D_s/\mu_g)^{0.45}(C_s/C_g)^{0.36}\{\rho_s(1-\varepsilon_{ma})/\rho_g\}^{0.18} \tag{38}$$

Bu denklemde ise a, 0.39–0.58 arasında bir değere sahiptir.

ÖRNEK ÇÖZÜMLER

Bu çalışmada, her türlü yatak konfigürasyonunu kapsayabilmek, özellikle Mickley ve Fairbanks ile Zabrodsky modellerini mukayese edebilmek için birisi çok sığ diğeri ise çok narin iki yatak ele alışmış ve sayısal olarak çözülmüştür.



Şekil 11 Sığ yatak geometrisi

Sığ Yatak

Örnek çözüm için ele alınan sığ yatak Şekil 11' de gösterilmiştir. Yatak içerisinde 0.001676 m çapında kömür tanecikleri bulunmakta olup, yanma öncesi soğuk yatak olarak modellenmiştir. Yatak 30x25 adet hücre ile idealize edilmiş, sayısal çözüm 2.7 saniye sonra dengeye ulaşmıştır. Yatağa ilişkin diğer sayısal veriler ise Çizelge 3'de gösterilmiştir.

Çizelge 3 Sığ yatak sayısal verileri

k_s =0.26	C_s=0.63x10³	ρ_s=1200	D_s=0.001676
k_g =0.0277	C_g=0.82x10³	ρ_g=1.1	μ_g =1.94x10⁻⁵
ε_{ma}=0.47	G =1.397	η =1.14	R_b =1.12
L_{ma}/D_t=0.2158	D_s/D_t=0.00144		$T_b \cong$300 K

Bu sığ yatakta çok az kabarcıklanma görüldüğünden Mickley ve Fairbanks modeli kullanılmıştır. Işıma ısı transferi ihmal edilmiştir. Sayısal yöntemle etkin yatak boyunca ortalama Nusselt sayısı 6.65 olarak bulunmuştur. Ampirik denklemlerle bu sonuç karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar Çizelge 4'de özetlenmiştir.

Aynı hidrodinamik çözüme Zabrodsky modeli uygulanmış (K_1=11.7), Nusselt sayısı 4.65 olarak bulunmuştur. Bu farklılığın nedeni yatakta kabarcıklanmanın çok az olması, (η=1.14) sonucu Zabrodsky modeline temel teşkil eden duvara dik parçacık hareketinin bulunmamasıdır.

Çizelge 4 Sayısal çözümün mukayesesi (sığ yatak)

	Sayısal Çözüm (Mickley ve Fairbanks)	Denklem 37 (a=0.08)	Denklem 38 (a=0.40)	Analitik Sonuç (Denklem 15b)
Nusselt Sayısı	6.65	6.83	7.19	6.6

Narin Yatak

Mickley ve Trilling'in 1949 yılında 0.1016 m çapında ve toplam 2.54 m yüksekliğindeki bir narin yatakta gerçekleştirdikleri dikkatli deneylere ilişkin bulgular bugünde araştırmacılar tarafından kullanılmaktadır [23]. L_{ma}/D_t oranı 15.45 olan bu yatağın orta yüksekliğindeki yaklaşık 0.6 m'lik bölümü dış duvardan çevresel olarak ısıtılmış ve değişik deneylerde, çaplarını 0.00026 ve 0.000154 m arasında değiştirdikleri cam küreler kullanmışlardır. Elde ettikleri 61 adet veriyi kullanarak aşağıdaki ilişkiyi kendi yatakları için geçerli bulmuşlardır.

$$h_d = 0.64485\left(\frac{\rho_m G}{D_s^3}\right) \cdot 10^{-12} \tag{39}$$

Bu verilere ilişkin deneysel Nusselt sayısı 0.71 ile 2.07 arasında değişmektedir.

Bu yatakda sayısal çözüm için idealize edilmiş ve 0.00508 mx0.02037 m ölçülerinde 10x85 adet sayısal hücre kullanılmıştır. Işıma ısı transferi hesaplara katılmış ve gene Mickley ve Fairbanks modeli kullanılmıştır. Bunun nedeni hem yatağın narin olması hem de kabarcıklanmanın çok az olduğunun rapor edilmiş olmasıdır. Çözümde kullanılan ve yatağa ilişkin diğer sayısal veriler Çizelge 5'de gösterilmiştir. Sayısal çözüme ilişkin model Şekil 12'de gösterilmiştir. Şekil 13'de ise, bir gözlem noktasındaki ısı transfer katsayısının ani değişikliklerini gösteren sayısal çözüme ilişkin bilgisayar grafiği görülmektedir.

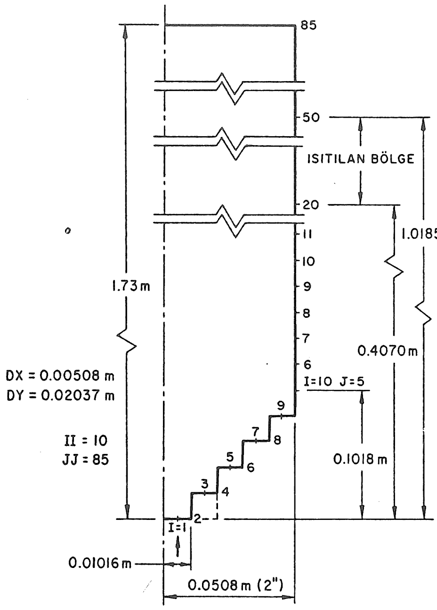
Çizelge 5 Mickley ve Trilling yatağı sayısal verileri

k_s =0.726	C_s=0.8x10³	ρ_s=2440	D_s=0.000154
k_g =0.04 (500 K sıcaklıkta)	C_g=1.03x10³	ρ_g=0.691	μ_g=2.67x10⁻⁵
ε_{ma}=0.487	G =0.39	η =2.36	R_b=1.1
L_{ma}/D_t=15.45	D_s/D_t=0.00151		T_b=510 K

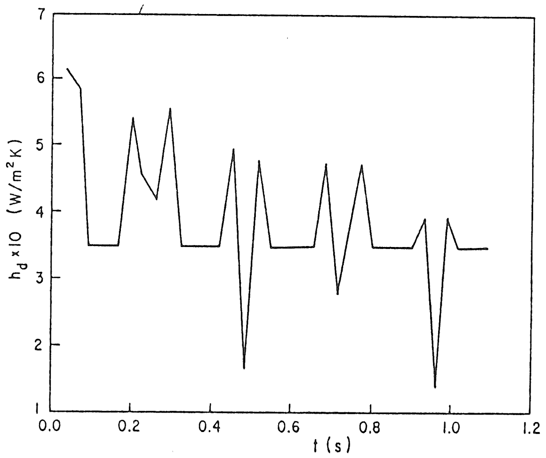
Mickley ve Fairbanks modeli kullanılarak ısıtılan duvar yüksekliği boyunca ortalama Nusselt sayısı 1.55 olarak bulunmuştur. Kullanılan deney koşulları için bu değeri Mickley ve Trilling 1.28 olarak vermektedirler. Sayısal çözüm deney bulguları ve diğer ampirik ve analitik çözümlerle Çizelge 6'da karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6 Sayısal çözümün mukayesesi (narin yatak)

	Deneysel Bulgu	Denklem 39	Sayısal Çözüm (Mickley ve Fairbanks)	Denklem 37 (a=0.10)	Denklem 38 (a=0.40)	Analitik Sonuç (Denklem 15b)
Nusselt Sayısı	1.28	1.23	1.03	1.40	1.61	3.3



Şekil 12 Narin Mickley ve Trilling yatağının idealize edilmiş geometrisi [1], [22]



Şekil 13 Mickley ve Trilling yatağında, (10,30) sayılı hücrede h_d'nin zamanla değişimi [1]

SONUÇ

Akışkan yatak dış duvar ısı transferinde yerel ve ani boşluk oranına bağlı olarak değişik mekanizmalar etken olmaktadır. Çözülen örneklerde akışkan yatak rejiminde kullanılan başlıca iki modelin tercihinde yatak geometrisinden çok kabarcıklanma düzeyi ve parçacık çapının etken olduğu görülmüştür. Nitekim Mickley ve Fairbanks modeli hem sığ hem de beklendiği üzere narin yatakta daha başarılı olmuştur. Yatak duvarındaki ikinci ısıl direncin hem akışkan yatak hem de paket yatak rejimlerinde var olduğu sonuçlardan da görülmektedir. Örneğin narin yatakta paket yatak rejiminde ikinci ısıl direnç ihmal edildiğinde Nusselt sayısı 1.95'e yükselmektedir. Görüldüğü üzere analitik çözüm bu sefer oldukça farklı bir sonuç vermiştir. Ampirik denklemler her iki örnekte aralarında belirli bir uyum göstermişler ancak ikinci örnekte deneysel bulguya oldukça uzak kalmışlardır. Narin yatak örneğinde sayısal çözümün getirdiği sonucunda biraz farklı olmasını bu modelin yetersiz olduğu şeklinde yorumlamamak gerekir. Asıl neden Mickley ve Trilling'in belirttikleri üzere deneylerinin yaklaşık 16 saat sonunda ısıl kararlılığa ulaşmasıdır. Fiziksel 16 saatlik bir işletimin bilgisayarda modellemesi çok uzun ve pahalı olacağından, sayısal çözüm kararlı rejime yakan bir T_d değerinden başlatılmıştır. Bu da hidrodinamik çözümleri etkileyerek paketin oyalanma süresini belirleyen paket hızlarının olduğundan fazla hesaplanmasına neden olmuştur.

Bu bilgiler ışığı altında kararlı rejime çok geç ulaşan yataklarda dikkatli davranmak kaydı ile sayısal çözüm yönteminin yerel ve zamana bağlı ısı transfer katsayılarının bulunmasında başarılı olduğu anlaşılmıştır.

SİMGELER

a	denklem sabiti (denklem 37 ve 38) (-)
C	özgül ısı (J/kgK)
D_s	eşdeğer parçacık çapı (m)
D_t	yatak kolon çapı (m)
DX	sayısal hücre eni (kolon çapı yönünde) (m)
DY	sayısal hücre yüksekliği (kolon ekseni yönünde) (m)
G	kütlesel hız ($\rho_g V_0$) (kg/m²s)
g	yer çekimi ivmesi (m/s²)
h	ısı taşınım katsayısı (W/m²K)
II,JJ	kolon çapı ve kolon ekseni boyundaki toplam sayısal hücre sayıları (-)
I,J	sayısal hücre düğüm koordinatı (yönünde) (-)
k	ısı iletim katsayısı (W/mK)

K k_s/k_g (-)

K_1 bölen sabit (denklem 3) (-)

L yatak yüksekliği (m)

L_s komşu iki parçacık merkezleri arasındaki mesafe (m)

l_s parçacık çapının ısı iletiminden etkilenen bölümü (m)

l_v boşluktaki gaz tabakasının ısı iletiminden etkilenen kalınlığı (m)

n tek bir parçacığın yarı yüzeyindeki temas noktası sayısı (-)

Nu Nusselt sayısı $(h_d D_s/k_g)$ (-)

Pe Pecklet sayısı $(\rho_g D_s V_g C_s/k_g)$ (-)

Pr Prandtl sayısı $(\mu_g C_s/k_g)$ (-)

R gaz sabiti (J/kgmolK⁴)

R_b yatak genleşme oranı (L_f/L_{ma}) (-)

R_1 ısı transferinde yatak ısıl direnci $(W/m^2K)^{-1}$

R_2 ısı transferinde ek duvar direnci $(W/m^2K)^{-1}$

Re parçacık Reynolds sayısı $(\rho_g D_s V_0/\mu_g)$ (-)

s yatak doluluk oranı (-)

T_b yatak sıcaklığı (K)

t zaman (s)

t_{ko} kabarcık oyalanma süresi (s)

t_k kabarcık geçiş peryodu (s)

t_r paketin duvarda oyalanma süresi (s)

U_g gazın yatay yöndeki hız bileşeni (m/s)

U_s parçacığın yatay yöndeki hız bileşeni (m/s)

V_g gazın dikey yöndeki hız bileşeni (m/s)

V_{ma} minimum akışkanlaşma hızı (m/s)

V_0 boş kolondaki itibari gaz hızı (m/s)

V_p paketin dikey yöndeki hızı (m/s)

V_s parçacığın dikey yöndeki hız bileşeni (m/s)

x duvardan olan uzaklık (m)

SEMBOLLER

Δ_s parçacıklar arasındaki açıklık (m)

ΔL paketin duvardaki karakteristik temas boyu (m)

α $|V_g/U_g|$ (-)

β L_s/D_s (-)

γ l_s/D_s (~2/3) (-)

Φ boşluktaki gaz tabakasının ısı transferinden etkilenen kalınlık oranı (l_v/D_s) (-)

δ sınır tabaka kalınlığı (m)

δ_d duvar ile duvara bakan ilk parçacık dizisi arasındaki ısı iletim tabakası kalınlığı (m)

η V_0/V_{ma} (-)

ε boşluk oranı (-)

Ω_s parçacık yüzeyi ışıma yayınım katsayısı (-)

Ω_d duvar yüzeyi ışıma yayınım katsayısı (-)

Ω_b yatak ortalama ışıma yayınım katsayısı (-)

σ Stephan-Boltzman sabiti (5.67×10^{-8}) (W/m^2K^4)

μ viskosite (kg/m.s)

ρ yoğunluk (kg/m^3)

Alt Simgeler

b yatak

c ısı taşınımı

d duvar

f akışkanlaşma

g gaz

k kabarcık

ℓ bölgesel

m ortam

ma minimum akışkanlaşma

o boş kolondaki itibari değer

p paket

r ışıma, oyalanma

rs parçacıktan ışıma

rv boşluktan ışıma

s parçacık

t yatak kolonu

Üst Simgeler

$-$ ortalama

^{o} durgun koşul

FLUIDIZED BED TO WALL HEAT TRANSFER

Bed to wall heat transfer plays an important role in the design or evaluation of a fluidized bed. When the heat transfer surfaces are on the vessel walls, a high transfer rate is desirable. For fluidized-beds where heat transfer surfaces are directly immersed into the bed, this time minimization of heat losses is required. Increasing trend of placing the heat transfer rods on the vessel walls concentrates attentions to bed-external wall heat transfer studies. However, vast amount of experimental data and various correlations available in the literature is far from providing local heat transfer predictions and are usually not accurate enough. Instead, they can only provide an average heat transfer coefficient for the heat transferring wall. In this paper, prominent bed to wall heat transfer models are discussed, relevant empirical equations are summarized and a numerical method is presented with two case studies.

KAYNAKÇA

1 Kılkış, B., **Calculation of Local Bed to Wall Heat Transfer in a Fluidized Bed**, U.S. Morgantown Energy Technology Center, Technical Report, August 1985.

2 Kılkış, B., **Development of a Computer Program to Predict the Wall to Bed Heat Transfer in Co-Operation with the S^3 code**, U.S. Morgantown Energy Technology Center, Technical Report, August 1982.

3 Chen,P.J. ve diğerleri, **Computer Modelling of Coal Gasification Reactors**, U.S. Dept. of Energy, Technical Report, No. DOE/ET/10242-TI, vol.1-4, 1981.

4 Zabrodsky, S.S., **Hydradynamics and Heat Transfer in Fluidized Beds**, MIT Press London, 1986.

5 Mickley, H.S. ve Fairbanks, D.F., Mechanism of Heat Transfer to Fluidized-Beds, **AIChE J.**, 3 (1955), 374-384.

6 Leva,M. ve Grummer,M., A Correlation of Solids Turnover in Fluidized Systems, **Chem.Eng.Prog.**, 48 (1952), 6, 307-312.

7 Dow,M.W. ve Jakob,M., Heat Transfer Between a Vertical Tube and a Fluidized Air Solid Mixture, **Chem.Eng.Prog.**, 47 (1951), 12, 637-648.

8 Levenspiel, O. ve Walton, J.S., ___, **Chem.Eng.Prog.Symp.**, Series, 50 (1950), 9, 1-3.

9 Gorelik, A.G., Mechanicsm of Heat Exchange Between Surfaces and Fluidized Bed, **J.Eng.Phys.**, 13 (1967), 6, 495-498.

10 Dixon, A.G., Thermal Resistance Models of Packed Bed Effective Heat Transfer Parameters, **AIChE J.**, 31 (1985), 5.

11 Kondukov, L.I. ve diğerleri, Inv. on Hydrodynamics of Fluidized-Bed as a Component determining Heat and Mass Transfer, **Fifth Int.Heat T.Conf.Proceedings**, 54-58, Soc. of Chem.Eng., Tokyo, 1974.

12 Glicksman, L.R. ve Decker, N.A., Design Relationships for Predicting Heat Transfer to Tube Bundles in Fludized Bed Combustors, **Sixth Int.Conf.on Fluidized-Bed Combustion Proceedings**, 1152-1158, 1980.

13 Yagi, S. ve Kunii, D., Studies on Effective Thermal Conductivities in Packed Beds, **AIChE J.**, 3 (1957), 3, 373-381.

14 Yagi, S. ve Kunii, D., Studies on Heat Transfer Near Wall Surface in Packed Beds, **AIChE J.**, 6 (1960), 1, 97-104.

15 Ranz, W.E., Friction and Transfer Coefficients for Single Particles and Packed-Beds, **Chem.Eng.Prog.**, 48 (1952), 5.

16 Hatto, S. ve Maeda, S., ___, **Kagaku Kogaku**, 12 (1948), 56.

17 Botterill, J.S.M. ve Denloye, A.O.O., A Theoretical Model of H.T. to a Packed or Quiescent Fluidized-Bed, **Chem.Eng. Sci.**, 33 (1978), 509-515.

18 Roblee, L.H.S. ve diğerleri, Radial Porosity Variations in Packed Beds, **AIChE J.**, 4 (1958), 6, 460-464.

19. Bunnell, D.G. ve diğerleri, **IEC**, 41 (1979), 1977.

20 Wakao, N. ve Kaguei, S. **Heat and Mass Transfer in Packed Beds**, Gordon and Breach Science Publishers, New York, 1982.

21 Massimila, L. ve Westwater, J.W., Photographic Study of Solid Gas Fluidization, **AIChE J.**,6 (1965),1,134-138.

22 Kılkış, B., Akışkan Yatak-Dış Duvar Isı Transferi Açısından Bilgisayar Yardımı ile Hidrodinamik Yatak İşletimi Tasarımı, **1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Bildiri Kitabı**, 247-254, ODTÜ, 1984.

23 Mickley, H.S. ve Trilling, A.C., Heat Transfer Characteristics of Fluidized-Beds, **Ind.Eng.Chem**, 41 (1949), 6, 1135-1147.

24 When, C.Y. ve Leva, M., Fluidized Bed Heat Transfer: A Generalized Dense Phase Correlation, **AIChE J.** 2 (1956), 4, 482-488.

25 Heerden Van, C. ve diğerleri, Mechanism of Heat Transfer in Fluidized-Beds, **Ind.Eng.Chem.**, 45 (1953), 6, 1237-1242.