İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU İÇİ AKIŞTA MİLİ BOYUTLU TANECİKLERİN ISI TAŞINIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsmail Burak KOPARAN

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği, Makina

Programı : Isı Akışkan

Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr. İ.Yalçın URALCAN

TEMMUZ 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU İÇİ AKIŞTA MİLİ BOYUTLU TANECİKLERİN ISI TAŞINIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
İsmail Burak KOPARAN
(503081115)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : **06 Mayıs 2011**
Tezin Savunulduğu Tarih : **25 Temmuz 2011**

Tez Danışmanı : **Yrd.Doç. Dr. İ.Yalçın URALCAN (İTÜ)**
Diğer Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. Hasan GÜNEŞ(İTÜ)**
Prof.Dr.İsmail TEKE(YTÜ)

TEMMUZ 2011

ÖNSÖZ

Dünya üzerindeki enerji kaynakları günümüzde gelişen teknolojiye ve insanların taleplerine ayak uyduramamakta ve yetersiz kalmaktadır. Buradan yola çıkarak bir çok araştırmacı enerjiyi nasıl daha verimli kullanacağı üzerine araştırmalar yapmaktadır. Bu çalışmada bir ısı değiştiricisinin akış ve ısı geçişi karakteristikleri incelenmiş, literatürde yapılmış olan çalışmalardan daha farklı bir metod ile ısı geçişi iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

Teknik Üniversite'de lisansüstü eğitimime başladığım zaman tanışma fırsatı bulduğum, tez konumun seçiminde ve hazırlanması sırasında yerinde uyarılarıyla tezi yönlendiren, bilimsel görgümün gelişmesinde, lisansüstü eğitimde kazanmış olduğum formasyonda önemli payı olan, hayat görüşü ve samimi sohbetleriyle bana değer katan danışman hocam Sn. Y. Doç. Dr. İ.Yalçın URALCAN'a sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam sırasında bana gerekli anlayışı gösteren TOKAR A.Ş firmasına, başta müdürüm Sn. Erol YILDIZ olmak üzere tüm çalışma arkadaşlarım ve ağabeylerime teşekkür ederim.

Tez çalışmam sırasında sayısal modelleme konusunda problemlerin giderilmesinde fikir birliği yaptığımız, tez çalışmasının sıkıntılı zamanlarında arkadaşlıklarıyla bana yardımcı olan meslektaşlarım Sevilay GÜRBÜZ ve Yakup SEVGİ' ye teşekkür ederim.

Yüksek öğrenim hayatım sırasında bana desteklerini esirgemeyen Sn. Ayperi YILMAZ ve Sn. Ahter BOLAT'a teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak hayatta verdiğim kararların hep arkasında olan ve bana inanan, tez çalışmam sırasında da manevi desteklerini sürekli hissettiğim aileme minnetlerimi sunarım.

Mayıs 2011 İsmail Burak Koparan

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SUMMARY xxi
1. GİRİŞ 1
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Kaynak Araştırması 3
2. AKIŞKANLAŞMA İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR 9
2.1 Akışkanlaşma Prensibi 9
2.2 Küresellik 10
2.3 Sabit Yatak 10
2.4 Akışkan yatak basınç düşümü 12
2.5 Minumum akışkanlaşma hızı 13
2.6 Terminal hız 16
3. TEORİK MODEL 21
3.1 Tek Fazlı Akış (Su) 21
3.1.1 Laminer Akış 21
3.1.2 Türbülanslı Akış 24
3.2 İki Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri, Akışkan yatak) 25
3.2.1 Çok Fazlı Sistem Modelleri 27
3.2.2 Euler-Granular İki Faz Modeli 28
3.2.3 Ana Denklemler 28
3.2.4 Yardımcı Denklemler 30
3.2.4.1 Etkileşim kuvvetleri 30
3.2.4.2 Katı faz basınç kuvveti 32
3.2.4.3 Tanecikli akışın kinetik teorisi 33
3.2.4.4 Fazlar arası ısı geçişi 34
3.2.5 Akışkan Yatak Isı Geçişi 36
3.3 İki Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri, Sabit Yatak) 36
4. SAYISAL MODEL 39
4.1 Problemin Tanımlanması ve Modellenmesi 39
4.2 Problemin Fluent Programında Tanımlanması 42
4.2.1 İki Fazlı Akış (Akışkan Yatak) 42
4.2.2 İki Fazlı Akış (Sabit Yatak) 45
5. SONUÇLAR 49
5.1 Tek Fazlı Akış (Su) Durumundaki Sonuçlar 49
5.2 Çift Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri,Akışkan Yatak)Durumundaki Sonuçlar 52
5.3 Parametrelerin Optimizasyonu 68
6. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER 79
KAYNAKLAR 81
EKLER 85

KISALTMALAR

AY	: Akışkan Yatak
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
DPM	: Ayrık Faz Modeli (Discrete Phase Model)
İO	: İyileştirme Oranı
SY	: Sabit Yatak
SIMPLE	: Yarı Kapalı Yöntem (Semı-Implicit Method)
UDF	: Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon (User Defined Function)
VOF	: Akışkan Hacmi Modeli (Volume of Fluid Model)
Ar	: Arşimed Sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
St	: Stokes Sayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : İyileştirme yöntemlerinin sınıflandırılması (Bergles A.E., 1997)..... 1
Çizelge 2:1 : Yaygın olarak kullanılan parçacıkların küresellikleri..... 10
Çizelge 2.2 : Bazı katı parçacıkların akışkanlaşma anındaki boşluk oranı değerleri (Kunii ve Levenspiel, 1991) 14
Çizelge 2.3 : Denklem 2.15'teki K_1 ve K_2 sabitlerinin değerleri..... 16
Çizelge 4.1 : Çift faz durumları için sayısal modelin başlangıç değerleri..... 40
Çizelge 5.1 : Taneciklerin minumum akışkanlaşma ve terminal hız değerleri 57
Çizelge 5.2 : Akışkan yatakta sudan ve katı taneciklerden olan ısı geçişi değerleri . 61
Çizelge 5.3 : Sayısal çözümleme yapılan durumlar..... 69
Çizelge 5.4 : Çift faz durumundaki taşınım katsayısı ve basınç düşümü değerlerindeki değişimler 71
Çizelge A.1 : R-134a' nın termofiziksel özelikleri (RefProp, 2002)..... 85

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Fiziksel sistemin şematik resmi (P.X.Jiang ve diğ., 1999) 3
Şekil 1.2 : Deney tesisatı şematik resmi (K.Hıshıda ve M.Maeda, 1994)..... 4
Şekil 1.3 : Kesişim noktası, çekirdek ve halka bölgeler (R.Panneerselvam ve diğ. ,2007)..... 5
Şekil 1.4 : Kritik boru çapının parçacık çapı ile değişimi (S. Sánchez-Delgado ve diğ., 2010) 7
Şekil 1.5 : Deney tesisatı şematik resmi (S.W. Ahn ve diğ., 2005)..... 7
Şekil 1.6 : Farklı malzemedeki taneciklerin taşınım katsayısına etkisi (S.W. Ahn ve diğ., 2005) 8

Şekil 2.1 : Akışkanlaşma boyunca yatak genişlemesi 9
Şekil 2.2 : Sabit yatak basınç düşümü 11
Şekil 2.3 : Sabit ve akışkan yataktaki basınç düşümünün hız ile değişimi (Kunii ve Levenspiel, 1991)..... 12
Şekil 2.4 : Parçacığı terminal hızdaki denge durumu..... 16
Şekil 2.5 : Parçacık terminal hızını belirlemek için grafik (C.Y.Wen ve diğ., 1966) 18
Şekil 4.1 : Problemin geometrisi 40
Şekil 4.2 : Geometrinin ağ yapısı 41
Şekil 4.3 : Cam tanecikleri için çap ve viskozite modelleri 43
Şekil 4.4 : Su ve cam tanecikleri arasındaki etkileşim bağıntıları..... 44
Şekil 4.5 : Poroz ortamın geçirgenlik ve atalet direnç faktörü 46
Şekil 5.1 : Düz boruda laminer akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu için Pouiselle sayıları (Rohsenow, 1973)..... 50
Şekil 5.2 : Düz boruda türbülanslı akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu için Pouiselle sayıları (Rohsenow, 1973)..... 50
Şekil 5.3 : 18mm çaplı düz boruda sürtünme faktörünün reynolds sayısı ile değişimi 51
Şekil 5.4 : 18mm çaplı düz boruda nusselt sayısının reynolds sayısı ile değişimi 51
Şekil 5.5 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.06 m/s hız için tanecik hacim oranının zamanla değişimi..... 53
Şekil 5.6 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.06 m/s hız için sıcaklığın zamanla değişimi 53
Şekil 5.7 : 7.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.09 m/s hız için suyun sıcaklığının zamanla değişimi..... 53
Şekil 5.8 : 2.5 cm yatak yüksekliği için basınç düşümünün akışkan hızı ile değişimi 54
Şekil 5.9 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki tanecik hacim oranı grafikleri a)1 noktası b)2 noktası c)3 noktası d)4 noktası..... 55
Şekil 5.10 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki tanecik hacim oranı grafikleri e)5 noktası f)6 noktası g)7 noktası h)8 noktası..... 55

Şekil 5.11 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki statik basınç konturları a)1 noktası b)2 noktası c)3 noktası d)4 noktası 56
Şekil 5.12 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki statik basınç konturları a)5 noktası b)6 noktası c)7 noktası d)8 noktası 56
Şekil 5.13 : 2.5 cm yatak yüksekliği için basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi. 57
Şekil 5.14 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için çekirdek ve halka bölgeler 59
Şekil 5.15 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için tanecik hızının boyutsuz radyal mesafe ile değişimi 59
Şekil 5.16 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için yerel taşınım katsayıları .. 60
Şekil 5.17 : Su ve cam taneciklerinden olan ısı geçişinin hız ile değişimi 61
Şekil 5.18 : Akışkan yatak ortalama taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi 62
Şekil 5.19 : Akışkan yatak basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi 63
Şekil 5.20 : 12.5 cm yatak yüksekliği için farklı akışkan hızlarındaki cam tanecik hız vektörleri a)0.06m/s b)0.09m/s c)0.12m/s d)0.15m/s 64
Şekil 5.21 : 12.5 cm yatak yüksekliği ve 0.09 m/s hız için suyun hız vektörleri 65
Şekil 5.22 : Yatak yüksekliğinin akışkan hızı ile değişimi 66
Şekil 5.23 : Suyun çıkış sıcaklığının hız ile değişimi 66
Şekil 5.24 : Akışkan yatak Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 67
Şekil 5.25 : Tek faz ve iki faz durumunda taşınım katsayısı değerleri 70
Şekil 5.26 : Tek faz ve iki faz durumunda basınç düşümü değerleri. 71
Şekil 5.27 : Isı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün hız ve yatak yüksekliğine bağımlı değişimi 73
Şekil 5.28 : Isı taşınım katsayısındaki artışın reynolds sayısı ile değişimi 74
Şekil 5.29 : Isı taşınım katsayısındaki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ile değişimi 74
Şekil 5.30 : Basınç düşümündeki artışın reynolds sayısı ile değişimi 75
Şekil 5.31 : Basınç düşümündeki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ile değişimi 75
Şekil 5.32 : Sabit basınç düşümü için tek faz ve çift faz durumu karşılaştırılması ... 77

SEMBOL LİSTESİ

A_b : Yatak kesit alanı, m^2
A_s : Fazlar arası etkileşim alanı, m^2
Ar : Arşimed sayısı
C_D : Sürüklenme katsayısı
C_f : Sürtünme katsayısı
C_L : Kaldırma katsayısı
C_M : Sanal kütle katsayısı
D : Dairesel kanalın çapı, m
D_h : Borunun hidrolik çapı, m
d_p : Tanecik çapı, m
d_p^* : Boyutsuz tanecik çapı, m
E : Enerji, *W*
F_L : Kaldırma kuvveti, N
F_M : Sanal kütle kuvveti, N
f : Tam gelişmiş sürtünme faktörü, $= \tau_w / \left(\rho u_m{}^2 / 2 \right)$
g : Yerçekimi ivmesi, m/s^2
g_c : Değiştirme faktörü, 1 kg m / Ns^2 = 32,2 lb.ft / $lbf.s^2$
$g_{0,s}$: Radyal dağılım fonksiyonu
h : Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
I : Gerilme tensörü
k : Isı iletim katsayısı, W/mK
L_{boru} : Boru boyu, m
L_y : Yatak yüksekliği, m
L_{hy} : Hidrodinamik giriş uzunluğu, m
L^+_{hy} : Boyutsuz hidrodinamik giriş uzunluğu, $= L_{hy} / D_h$ Re
L_{th} : Termal giriş uzunluğu, m
L^*_{th} : Boyutsuz ısıl giriş uzunluğu, $= L_{th} / D_h Pe$
M : Etkileşim kuvveti, N
m : Kütlesel debi, kg/s
m_{fs} : Sıvıdan katıya kütle transferi
m_{sf} : Katıdan dıvıya kütle transferi
n : Tanecik sayısı
Nu : Nusselt sayısı, $= hD_h / k$
Nu_m : Isıl sınır şartı ve ısıl giriş bölgesi için Nusselt sayısı
Pr : Prandtl sayısı, $= \nu / \alpha$
P1 : Yatak çıkış basıncı, Pa
P2 : Yatak giriş basıncı, Pa
P_s : Katı faz basıncı, Pa
Δp : Akış yönü boyunca oluşan statik basınç kaybı, Pa
Q : Toplam ısı transferi, W
Q_i : Fazlar arası ısı transferi, W
Q_m : Kütle geçişnden dolayı oluşan transferi, W
q” : Isı akısı, W/m^2
Re : Reynolds sayısı, $= \rho u_m D_h / \mu$

Re_{cr} : Kritik reynolds sayısı
Re_p : Parçacık (Relatif) reynolds sayısı,
$Re_{p,mf}$: Minumum akışkanlaşma parçacık reynolds sayısı,
r : Yarıçap, m
r_0 : Kanal iç çapı, m
St : Stokes sayısı, $= \tau_d / d_s$
T_m : Akışkan ortalama sıcaklığı, K
T_w : Kanal iç yüzeyi cidar sıcaklığı, K
t^* : Kritik boru çapı, m
u : Eksenel hız, m/s
u_m : Anlık eksenel hız, m/s
u_{mf} : Minumum akışkanlaşma hızı, m/s
u_t : Terminal hız, m/s
u_r : Relatif hız, m/s
u_0 : Akışkanın yatağa giriş hızı, m/s
u_t^* : Boyutsuz terminal hız, m/s
x^* : Isıl giriş bölgesi için boyutsuz eksenel koordinat, $= x / D_h Pe$
α : Hacimsel oran; yerel cidar-yatak ısı transfer katsayısı
α_c : Sürekli faz (su) hacimsel oranı
α_d : Ayrık faz (tanecik) hacimsel oranı
α_f : Sıvı faz hacimsel oranı
α_s : Katı faz hacimsel oranı
β : Tanecikli yükleme oranı
ε : Boşluk oranı
ε_{mf} : Minumum akışkanlaşma boşluk oranı
θ_m : Boyutsuz sıcaklık, $= (T_m - T_w) / (T_e - T_w)$
ϕ_s : Küresellik
Θ : Granüler sıcaklık, m^2 / s^2
μ : Ortalama akışkan sıcaklığındaki dinamik viskozite, Pa.s
μ_i : Boru iç yüzey sıcaklığındaki akışkanın dinamik viskozitesi, Pa.s
$\mu_{s,col}$: Katı fazın ötelenme dinamik viskozitesi, Pa.s
$\mu_{s,kin}$: Katı fazın hareketinden dolayı oluşan dinamik viskozitesi, Pa.s
$\mu_{s,fr}$: Katı fazın sürtünmesinden dolayı oluşan dinamik viskozitesi, Pa.s
η : Sıvadan taneciğe olan enerji transferi verimi
ν : Kinematik viskozite, $= \mu / \rho$, m^2/s
ρ : Yoğunluk, kg/m^3
τ : Kayma gerilmesi, Pa
τ_d : Parçacığın akışa cevap verme süresi, s

Alt İndisler

b : Yatak
c : Sürekli faz (su); zorlanmış taşınım
cr : Kritik
d : Ayrık faz (tanecik)
düz : İyileştirme yapılmadan önceki hal
f : Akışkan
fr : Sürtünme
h : Hidrolik

hy : Hidrodinamik
i : Fazlar arası
kin : Kinetik
m : Kütle geçişi
mf : Minumum akışkanlaşma
p : Tanecik
s : Katı
sf : Katıdan akışkana
t : Terminal
th : Isıl
x : Yerel
w : Cidar
wl : Cidardan komşu akışkana
wp : Cidardan katı taneciğe
0 : İlk şart

Üst İndisler

* : Boyutsuz
+ : Boyutsuz
t : Türbülans

BORU İÇİ AKIŞTA MİLİ BOYUTLU TANECİKLERİN ISI TAŞINIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Isı değiştirme cihazlarında ısı geçişinin iyileştirilmesi enerji ekonomisi için kaçınılmaz hale gelmektedir ve bu konu akademik ve endüstriyel alanda önemli bir araştırma konusu olmaktadır. Isı geçişinin iyileştirilmesinde asıl amaç, daha yüksek ısı akılarıyla çalışmaktır. Sıcaklık farkı ve ısı transfer yüzey alanı sabit tutulurken ısı akısını arttırmak için, ısı taşınım katsayısı yükseltilmelidir. Varolan bir ısı değiştiricisinin kapasitesi ancak ısı taşınım katsayısı yükseltilerek arttırılabilir. Isı taşınım katsayısını iyileştirmenin de bir çok yöntemi bulunmaktadır. Bu çalışmada, sıvı akışkan içine katı taneciklerin eklenmesi ile taşınım katsayısı iyileştirilmesi yöntemi incelenmiştir.

Sayısal çözümlemede hidrolik çapı 18 mm olan düz bir boru içine farklı miktarlarda cam taneciklerinin eklenmesi durumunda iki fazlı (su+cam) akış ve ısı geçişi parametreleri incelenmiştir. Sayısal çözümleme katı taneciklerinin akışkanlaştırılması prensibine dayanmaktadır. Akışkan olarak su kullanılmıştır ve akışkanın boruya giriş hızları, taneciklerin minumum akışkanlaşma hızı ve terminal hızı hesaplanarak sabit ve akışkan yatak için gerekli değerlerde seçilip çözümlemeler yapılmıştır. Akışkanın boruya giriş sıcaklığı 76 °C olup boru dış yüzeyinden 36 °C' deki dış ortama taşınılma ısı geçişi olmaktadır. Taşınım sınır şartı için C dilinde kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) yazılıp Fluent yazılımına eklenmiştir. Ayrıca tanecik ilave edilmesinin akışa ve ısı transferine etkisini karşılaştırabilmek için akışkana tanecik katılmaksızın tek fazlı akış (su) için de 5 farklı hızlarda ve borunun tümüyle tanecik ile doldurulması hali (sabit yatak) için de çözümlemeler yapılmıştır. Kabul edilen tüm durumlar için sayısal çözümlemeler Fluent 6.3.26 programında analiz edilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda akışkana tanecik ilave edilmesi ve taneciklerin akışkanlaştırılması durumu için, farklı yatak yükseklikleri ve akışkan hızlarında ısı taşınım katsayısı 1.83 ile 2.41 oranında iyileşme sağlanmıştır. Borunun tümüyle dolu olduğu sabit yatak durumunda ise iyileşme oranı 1.52 ile 1.89 arasında kalmaktadır. Bu durumun aksine basınç düşümündeki artış sabit yatak durumunda maksimum olmaktadır. Elde edilen tüm sonuçlar neticesinde optimum ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü, 7.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s akışkan hızındaki akışkan yatak durumunda elde edilmiştir ve bu durumdaki ısı taşınım katsayısındaki iyileşme oranı 2.37 olarak tespit edilmiştir.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE MILI SIZED PARTICLES TO THE HEAT CONVECTION IN INTERNAL PIPE FLOW

SUMMARY

In recent years, heat transfer enhancement have been subjected to many industrial and academical investigations inevitably in case of energy economy. The main purpose is increasing of heat fluxes in heat transfer enhancement. To enhance heat flux while temperature difference and heat transfer area are constant heat convection coefficient must increased. Various methods are exist to intensificate heat convection coefficient. In this study, enhancement of heat convection coefficient by additive particles to the fluid is investigated.

In numerical solutions two phase fluid flow (water+glass) and heat transfer parameters were investigated with 18 mm hydraulic diameter pipe in case of additing different size particles to fluid. The computations are based on fluidization of particles. Water is used as a fluid and the inlet water velocities are settled to essential values for packed and fluidized bed by calculating mininumum fluidization velocity and terminal velocity of the particles. Temperature of the inlet fluid is 76 °C and convectional heat transfer is occured from the outside wall of the tube to the environment at 36 °C. The user defined function (UDF) is written in C language for convection boundary condition and interprated to the Fluent software package. Single phase (water) flow and fully packaged with particle (packed bed) states are solved at 5 different velocities also to compare the effect of the adding particles to the fluid flow and heat transfer. Numerical solutions for all configurations considered are analysed in Fluent 6.3.26 software package.

With respect to result of the analysis, heat convection coefficient is enhanced about 1.83-2.41 times with different bed heights and fluid velocities for the adding particles to the fluid and their fluidization state. Intensification ratio is remain about 1.52-1.89 for the packed bed state fully packaged with particles. On the contrary, increasing of the pressure drop is reached the maximum value for the packed bed state. Results show optimum heat convection coefficient and pressure drop are obtained for the fluidized bed state with 7.5 cm bed height and 0.12 m/s fluid velocity and in this case the enhancement ratio of the heat convection coefficient is determined about 2.37.

1. GİRİŞ

Isı geçişinin iyileştirilmesinde asıl amaç, daha yüksek ısı akılarıyla çalışmaktır. Sıcaklık farkı ve ısı transfer yüzey alanı sabit tutulurken ısı akısını arttırmak için, ısı taşınım katsayısı yükseltilmelidir. Taşınımla ısı geçişini iyileştirmenin yöntemleri, pasif ve aktif olmak üzere iki ana gruba ayrılabilir. Pasif yöntemlerde, dış bir gücün kullanılması gerekmezken, aktif yöntemlerde mekanik etkiler, elektrik ve manyetik alanlar gibi değişik enerji kaynaklarından yararlanılır. Çizelge 1.1' de taşınılma ısı geçiş düzenlerine uygulanabilen, pasif ve aktif iyileştirme yöntemleri görülmektedir (Bergles A.E., 1997).

Çizelge 1.1 : İyileştirme yöntemlerinin sınıflandırılması (Bergles A.E., 1997).

Pasif Yöntemler	Aktif Yöntemler
İşlenmiş yüzeyler	Mekanik etkiler
Çıkıntılı yüzeyler	Yüzeyin titreştirilmesi
Genişletilmiş yüzeyler	Akışkanın titreştirilmesi
Sondalar	Elektrostatik alanlar
Çevrintili akış araçları	Emme ve enjeksiyon
Sarmal kıvrılmış borular	Akışkan jeti
Yüzey gerilimi araçları	
Sıvı akışkanlara katı eklenmesi	
Gaz akışlanlara katı eklenmesi	

Taşınımla ısı geçişini iyileştirmek için geliştirilen pasif yöntemlerde, periyodik olarak, ya ısıl sınır tabaka parçalanır ya da akışın yolu veya kesiti değiştirilir. Bu amaçlarla ısı geçiş yüzeyinin geometrisinde ve akış kanalında özel düzenlemeler yapılmaktadır.

Pasif yöntemler arasında; yüzeyleri genişletmek, kaplamak, pürüzlendirmek ya da yüzeylere yiv, oluk veya daha karmaşık geometrileri işlemek sayılabilir. İç akışlarda taşınılma ısı geçişinin iyileştirilmesi için kullanılan pasif yöntemlere, boruların içine yerleştirilen sondalar ve boruların sarmal şeklinde kıvrılması örnek verilebilir. Akışkanlara, sıvı veya gaz olmalarına ve faz değiştirme durumlarına göre, katı

taneciklerin, gaz kabarcıklarının, sıvı damlacıklarının ve yüzey gerilimini azaltan kimyasal maddelerin karıştırılması da pasif yöntemler altında değerlendirilmektedir.

Taşınımla ısı geçişinin iyileştirilmesi için ek bir enerji kaynağından yararlanılıyorsa, yöntem aktif olarak nitelendirilir. Akışkanın karıştırılması veya titreştirilmesi, yüzeyin döndürülmesi, silinmesi veya titreştirilmesi, elektrostatik, elektromanyetik veya akustik alanlardan faydalanılması bilinen aktif yöntemlerden bazılarıdır. Gözenekli ısı geçiş yüzeylerinden akışkanın fışkırtılması veya çekilmesi ya da yüzeylere akışkan jetlerinin çarptırılması da taşınılma ısı geçişini iyileştirmek için kullanılan aktif yöntemler arasında sayılabilirler. Uygulanan ısı geçişini iyileştirme yöntemleri için, genel bir etkenlik değerlendirme ölçütünden söz edilemez. Çünkü, alternatif yöntemler arasından en elverişlisini seçmek amacıyla, çok farklı nicel etkenlik değerlendirme ölçütleri tanımlanmıştır (Webb R.L., 1994). Etkenlik değerlendirmesi çoğunlukla, iyileştirilmiş yüzeydeki ısı geçişi, aynı koşullarda düz yüzeyden ısı geçişine oranlanarak yapılır. Bu yöntemde, iyileştirilmiş ısı geçiş yüzeylerinde ısıl kapasite debisinin (hA)[W/K], düz yüzeylere göre daha büyük olmasından faydalanılır. Bazı kaynaklarda iyileştirme oranı olarak da geçen en basit nicel etkinlik değerlendirme biçimi

$$\text{İO} = \frac{hA}{(hA)_{düz}} \qquad \textbf{(1.1)}$$

şeklinde ifade edilebilir.

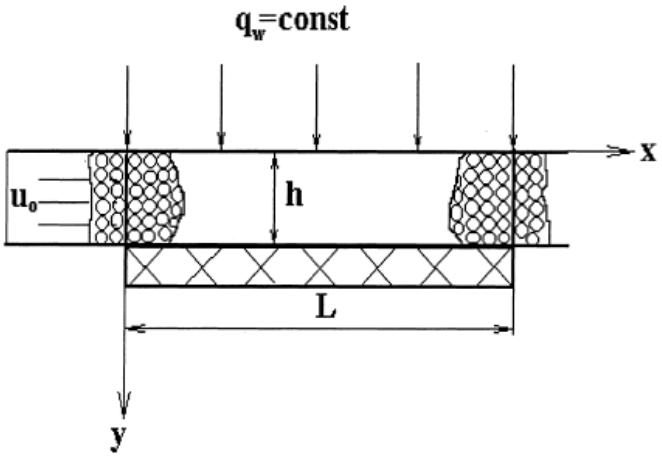
1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada sıvı akışkana eklenen ilave taneciklerin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Geçmişte yapılmış çalışmalarda katı parçacık malzemeleri, katı parçacık çapları ve boru çapları vb. parametreler değiştirilerek elde edilen sonuçlar bulunmaktadır. Bu çalışmanın amacı su ve ilave katı taneciklerin oluşturduğu akışkan yatak için sayısal model oluşturmak ve katı taneciklerin ısı taşınım katsayısına ve basınç düşümüne etkisini araştırmaktır. Akışkana katı tanecikler ilave edilmesi ile ısı taşınım katsayısının iyileştirileceği öngörülürken, basınç kaybının da artacağı bilinmektedir. Basınç kaybındaki bu artış göz önüne alınarak yapılan bu çalışmada en iyi iyileştirme oranından ziyade optimum taşınım

katsayısı ve basınç kaybı değerlerini veren tanecik miktarı ve akışkan hızı belirlenmiştir.

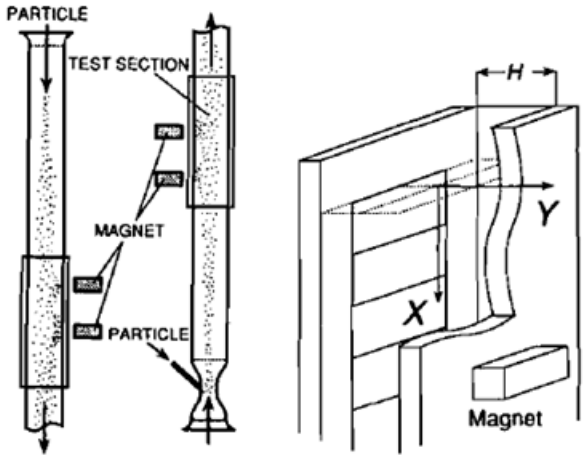
1.2 Kaynak Araştırması

Akışkanlara ilave tanecikler ilave edilmesi bilinen ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden biridir. Akışkana parçacık ilave edilmesi çeşitli şekillerde olabilir. Akışkana eklenen taneciklerin, akışkanın hızının belirli değerden yüksek tutulması ve taneciklerin tüm sistemde dolaştırılması bu yöntemlerden biridir. Bu yöntemle ısı geçişi önemli derecede yükseltilebilmekte fakat tanecikler tüm sistemde dolaştığı için pompa vb. hareketli cisimlerde sorunlara neden olabilmektedir. Diğer bir yöntem ise taneciklerin boru (kanal) içerisinde sabit şekilde sıkı sıkıya yerleştirilip poroz ortam oluşturulması ve akışkanın taneciklerin arasından geçmesi şeklindedir. P.X.Jiang ve diğ. (1999) 58x80x5mm boyutlarındaki plaka kanal içine yerleştirilmiş cam, paslanmaz çelik ve bronz taneciklerinin basınç düşümüne ve ısı taşınım katsayısına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir (Şekil 1.1). Poroz ortam ısı taşınım katsayısını önemli derecede arttırmaktadır. Yapılan deneylerde değişik çap aralıkları için; cam tanecikleri ısı taşınım katsayısını 5-7 kat, çelik tanecikler 6-8 kat, bronz tanecikler ise 7-12 kat arttırmaktadır.



Şekil 1.1 : Fiziksel sistemin şematik resmi (P.X.Jiang ve diğ., 1999)

Son yıllarda ısıl enerjinin etkin kullanılması için kompakt ısı değiştiricisi tasarımında iyileştirme çalışmaları sıklıkla yapılmaktadır. K.Hıshıda ve M.Maeda (1994) dikey şekilde konumlandırılmış dikdörtgen kesitli bir kanal içinde soğutucu gaza ilave edilen 145 µm' lik manyetik ferrit taneciklerinin, akışın karakterisitiğine ve yerel taşınım katsayısına etkisini incelemişlerdir. Deneylerde kanalın dışında belirli yerlerine mıknatıslar yerleştirilmiş olup, akışa eklenen manyetik taneciklerin akışkanın atalet kuvvetinin yanısıra manyetik kuvvetten de etkilenmesi sağlanmıştır. Yapılan çalışma neticesinde, yerel taşınım katsayısındaki en iyi iyileşme oranı % 60 olarak, 1.6 kütlesel tanecik yükleme oranı deneyinde mıknatıs konumuna yakın bölgede sağlandığı görülmüştür.



Şekil 1.2 : Deney tesisatı şematik resmi (K.Hıshıda ve M.Maeda, 1994)

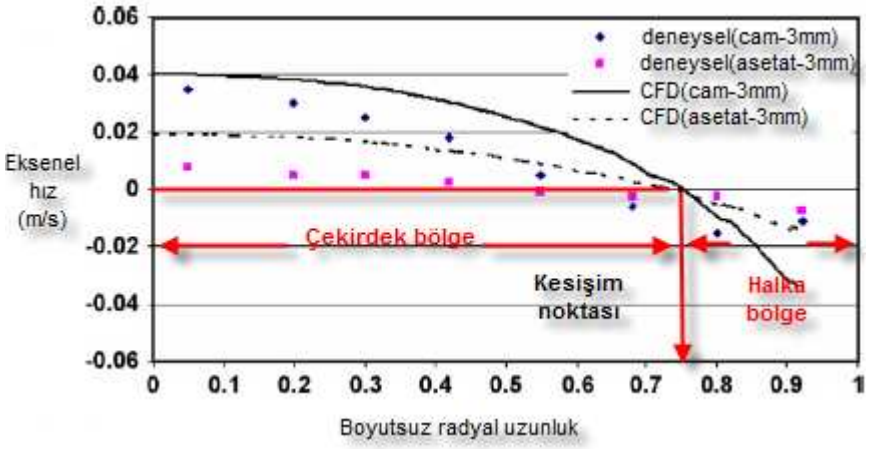
İlave tanecikler kaynama olayında da ısı geçişine olumlu yönde etkilemektedir. Literatürde bu konuda da geniş kapsamlı çalışmalar bulunmaktadır. M. Shi ve diğ. (2003) yaptıkları deneysel çalışmada sabit ve akışkan yatak durumları için ilave taneciklerin ısı geçişine büyük oranda arttırdığı sonuca ulaşmışlardır.

Son yıllarda bilgisayarların da olağanüstü gelişmesi ile parçacıklı akışları matematik modellemesi ile ilgili yapılan çalışmanın sayıları artmıştır ve akışkan yataklar gibi iki fazlı akışların *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) modellemeleri mühendislikte yeni bir araştırma konusu olmuştur. P.Lettieri ve diğ. (2006) *CFX4.4* hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programını kullanarak 2 boyutlu sıvı-katı akışkan yatakta tanecikli akışını kinetik teorisini incelemişlerdir. Değişken akışkan hızlarında yatak dağılımını, boşluk oranı profillerini, basınç düşümü ve çalkantılarını araştırmışlardır.

R.Panneerselvam ve diğ. (2007) sıvı-katı akışkan yatakta akış modelini ve katı tanecik hareketlerinden dolayı oluşan enerji disipasyonunu sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çözümlemeler için *ANSYS CFX-5* programını ve *Multifluid Eulerian* modelini kullanmışlardır. Çalışmalarında çeşitli *interphase drag* modellerini deneysel verilerle karşılaştırmışlardır ve Gidaspow (1992) tarafından elde edilen sürüklenme (*drag*) modelinin deneysel sonuçlara en yakın değerler verdiğini elde etmişlerdir. Yapılan bu çalışmadaki esas amaç çekirdek ve halka bölgelerindeki katı tanecik sirkülasyonunun ve bu bölgeler arasındaki katı ve sıvı hareketinden dolayı oluşan enerji disipasyonunun hesaplanmasıdır. Değişik çaplarda asetat ve cam tanecikleri için tanecik hızının akışkan yatak içinde sıfır olduğu kesişim noktaları sayısal ve deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 1.3).

$$\eta = \frac{\text{Yataktaki taneciklerin kazandigi enerji } \left(E_T = E_S + E_B\right)}{\text{Sivi faz tarafindan olan enerji disipasyonu}\left(E_D = E_i - [E_e + E_l + E_k + E_f]\right)} \qquad \textbf{(1.2)}$$

şeklinde tanımlanmıştır ve yapılan bu çalışmada bu değer % 80-90 aralığında hesaplanmıştır. Burada E_S çekirdek bölgedeki katı faz potansiyel enerjisini, E_B katı faz kinetik enerjisini, E_i yatağa sıvı akışından dolayı oluşan giriş enerjisini, E_e sıvı faz türbülans enerji disipasyonunu, E_l yataktan ayrılan akışkanın potansiyel enerjisini, E_k yataktan ayrılan akışkanın kinetik enerjisini, E_f ise çekirdek ve halka bölgelerin kesişim noktasındaki enerji kaybını belirtmektedir.



Şekil 1.3 : Kesişim noktası, çekirdek ve halka bölgeler
(R.Panneerselvam ve diğ. ,2007)

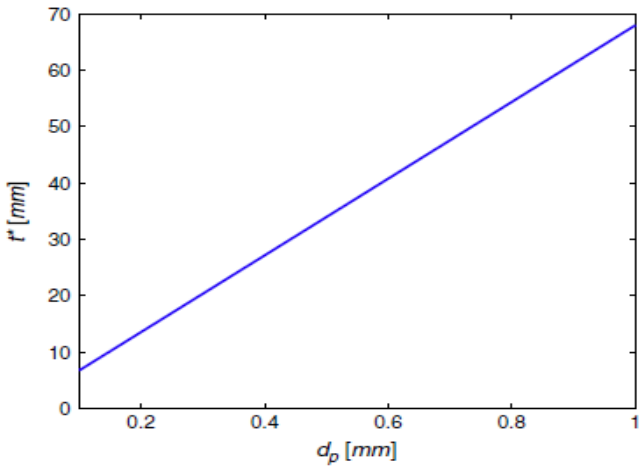
M. Aghajani (2005) sıvı-katı akışkan yataklar ile ilgili yapılan diğer çalışmalardan farklı bir yaklaşımla duvar-yatak ısı taşınım katsayısı için yeni korelasyonlar geliştirmiş ve bunları literatürdeki bağıntılar ile karşılılaştırıp doğruluklarını araştırmıştır. Aghajani, akışkan yataktaki yerel duvar-yatak ısı transfer katsayısını

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_p \qquad \textbf{(1.3)}$$

$$\alpha_p = \alpha_{wl} + \alpha_{wp} \qquad \textbf{(1.4)}$$

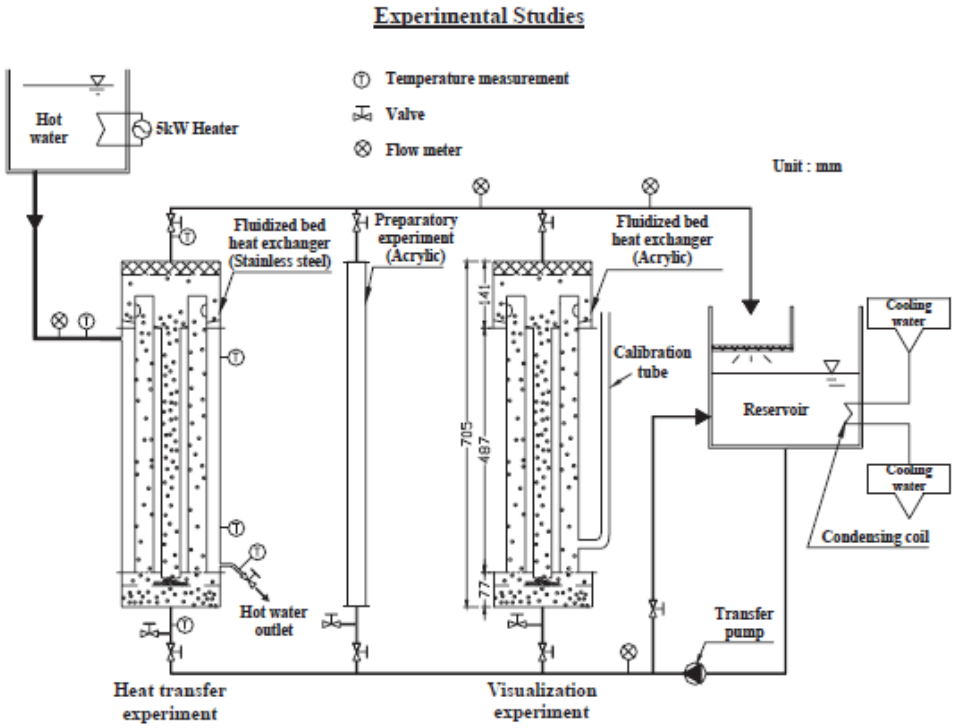
olarak tanımlmıştır. Parçacıkların ısı transfer yüzeyi ile temas ettiği bölgelerde ısı, parçacıkların hareketleri sebebiyle yüzeyden akışkana geçici ısı iletimi ile transfer olacaktır(α_{wl}). Bu bölgede ısı, yüzeyle temas halinde olan parçacıklara da aynı zamanda ısı iletimi yoluyla aktarılacaktır(α_{wp}). Parçacıkların ısı transfer yüzeyi ile temas halinde olmadıkları bölgeler de ise ısı duvardan akışkana zorlanmış taşınım yoluyla aktarılacaktır(α_c).

Akışkan yataklardaki en önemli parametrelerden biri de taneciklerin minumum akışkanlaşma ve terminal hızlarıdır. Bu hızların analitik olarak belirlenmesi sayısal ya da deneysel modellemede kolaylık sağlayacaktır. Parçacıkların yatak içinde akışkanlaşabilmeleri için yatağa giren akışkanın hızının parçacığın minumum akışkanlaşma(U_{mf}) hızından büyük, sürüklenip gitmemeleri için ise terminal hızından(U_t) küçük bir değerde olmalıdır. Bu hızlar için literatürde çeşitli teorik ifadeler yer almaktadır. Ancak parçacık çapının boru çapına oranını belirli bir değeri geçtikten sonra bu ifadeler geçerliliğini koruyamamaktadır. Bu olaya duvar etkileri denilir. S. Sánchez-Delgado ve diğ. (2010) 2 boyutlu akışkan yatakta minumum akışkanlaşma hızının tespiti için tanecik cinsini, tanecik çapını, boru çapı ve boru uzunluğunu değiştirerek çalışmalar yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre tanecik çapına bağımlı kritik boru çapı değeri tanımlamışlardır ve duvar etkilerinin ancak boru hidrolik çapının tanecik çapından çok büyük olduğu durumlarda ($D_h / d_p \geq 100$) ihmal edilebileceğini savunmuşlardır (Şekil 1.4).

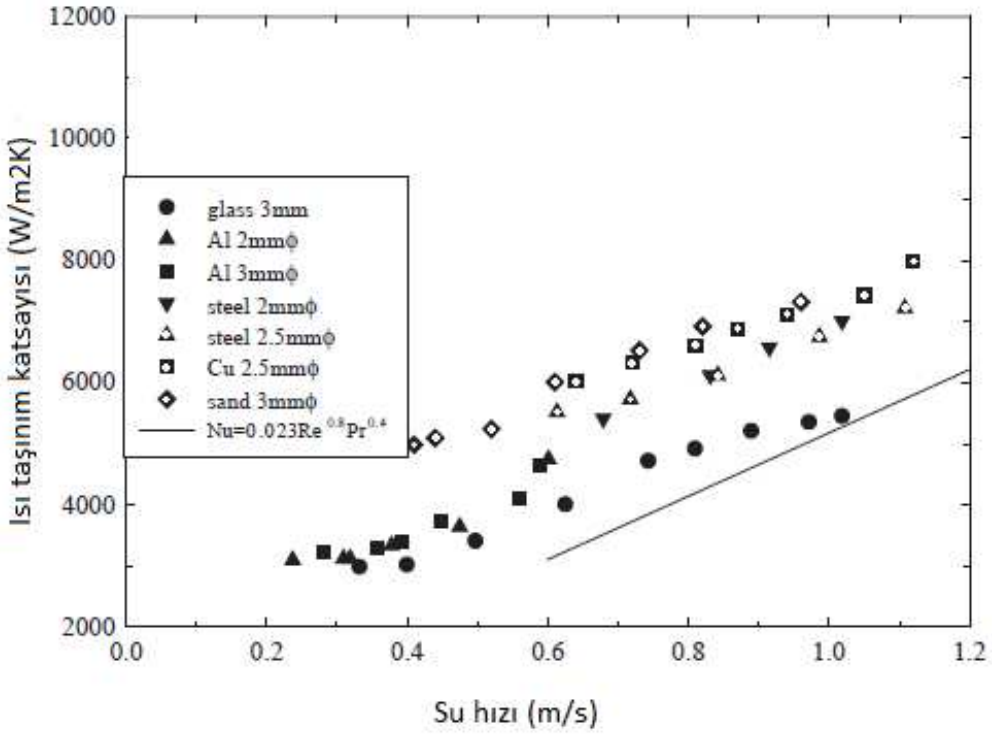


Şekil 1.4 : Kritik boru çapının parçacık çapı ile değişimi (S. Sánchez-Delgado ve diğ., 2010)

S.W. Ahn ve diğ. (2005) farklı çaplardaki cam, çelik, bakır, alüminyum ve kum taneciklerinin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir (Şekil 1.5). Deneylerde iç içe borulu (*shell and tube*) tip ısı değiştiricisi için çapraz akış gerçekleştirilerek yapılan çalışmada yüksekliği 705mm, dış boru çapı (*shell*) 80.4mm ve iç boru çapı (*tube*) 14.2mm olan ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Sonuçlar borunun içinde tanecik olmadığı durum ve farklı malzemelerdeki parçacıkların ısı taşınımına etkisi incelenmiş ve en yüksek ısı taşınım katsayısı değerine 3mm bakır ve 2.5mm kum tanecikleri eklenmesi durumunda ulaşılmıştır (Şekil 1.6).



Şekil 1.5 : Deney tesisatı şematik resmi (S.W. Ahn ve diğ., 2005)



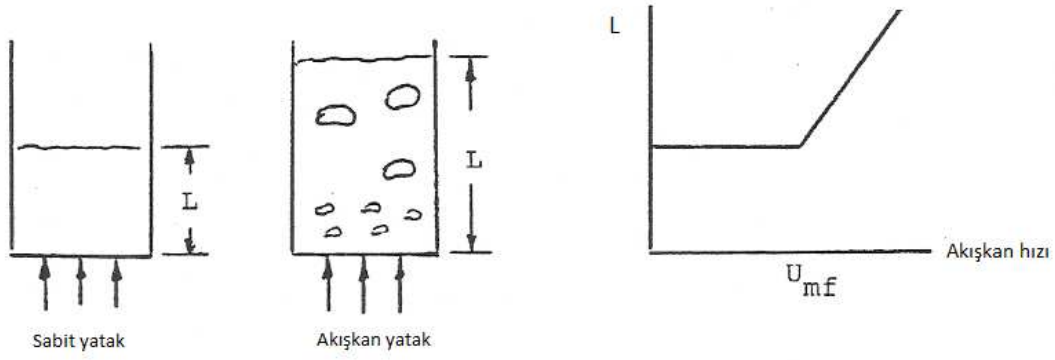
Şekil 1.6 : Farklı malzemedeki taneciklerin taşınım katsayısına etkisi (S.W. Ahn ve diğ., 2005)

2. AKIŞKANLAŞMA İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Çalışmada incelenen ısı geçişi iyileştirme yöntemi sıvı içine ilave edilen taneciklerin akışkanlaştırılması prensibine dayandığı için, sabit ve akışkan yataklar ile ilgili temel kavramlar bu bölümde incelenecektir.

2.1 Akışkanlaşma Prensibi

Akışkanlaşma süreci genellikle silindirik veya kare kesitli düşey bir hacim içerisinde, geçirgen bir taban (elek, ızgara) üzerinde bulunan katı taneciklerden oluşan yatak malzemesinin aşağıdan verilen uygun basınç ve hızdaki bir akışkan (gaz, sıvı) ile kısmen asılı halde harekete geçirilmesi olarak tanımlanabilir. Bu durumda tanecikler sıvıya benzer bir davranış gösterdikleri için 'akışkanlaşma'olarak ifade edilir. İlk durumda hareketsiz olan yani basınçlı olarak verilen akışkanın tanecikler arasından geçtiği duruma, 'sabit yatak'; taneciklerin hareketli olduğu duruma ise, 'akışkan yatak' denilmektedir. (Şekil 2.1)



Şekil 2.1 : Akışkanlaşma boyunca yatak genişlemesi

Dağıtıcı elek ile taneciklerin üst serbest bölgeleri arasında kalan mesafe yatak yüksekliğidir. Yatak yüksekliği boyunca basınç düşümü olmaktadır. Sıvı akışı artırıldığında, tanecikler bir noktada birbirinden ayrılır. Sıvı akış hızının artırılmasıyla, sürtünme kuvveti ile tanecik ağırlığı birbirine eşit olacak, bu noktada akışkanlaşma başlamış olacaktır.

Akışkanlaşma süreci; yatağı oluşturan katı taneciklerin yoğunluğuna, biçimine, tane dağılımına, akışkan hızına, malzemenin içerdiği nem oranına, yatak yüksekliği v.b. diğer faktörlere bağlıdır. Buna göre her malzemenin kendine özgül akışkanlaşma koşullarına ve özelliğine sahip olduğu görülmektedir.

2.2 Küresellik

Genel olarak akışkan yatak parçacıkları küresel cisimlerin dışında düzensiz parçacıklar şeklindedir. Bu durum küresellik tanımı ile karakterize edilir. Küresel olmayan parçacıklar için yapılan çeşitli ölçümler Zenz ve Othmer (1960) tarafından özetlenmiştir. Buradaki parametre küresellik olarak adlandırılır ve ;

$$\phi_s = \left(\frac{\text{Küresel cisim yüzeyi}}{\text{Parçacığın toplam yüzeyi}} \right)_{\text{aynı hacim için}} \qquad \textbf{(2.1)}$$

Şeklinde ifade edilir. Tüm tanecikler için 0 ile 1 arasında değişmekte olup bazı ölçülen küresellik değerleri Çizelge 2.1' de verilmektedir.

Çizelge 2:1 : Yaygın olarak kullanılan parçacıkların küresellikleri

Parçacık Tipi	Küresellik
Küre	1.00
Küp	0.81
Silindir h=d, 5d, 10d	0.87, 0.70, 0.58
Disk h=d/3, d/6, d/10	0.76, 0.60, 0.47

2.3 Sabit Yatak

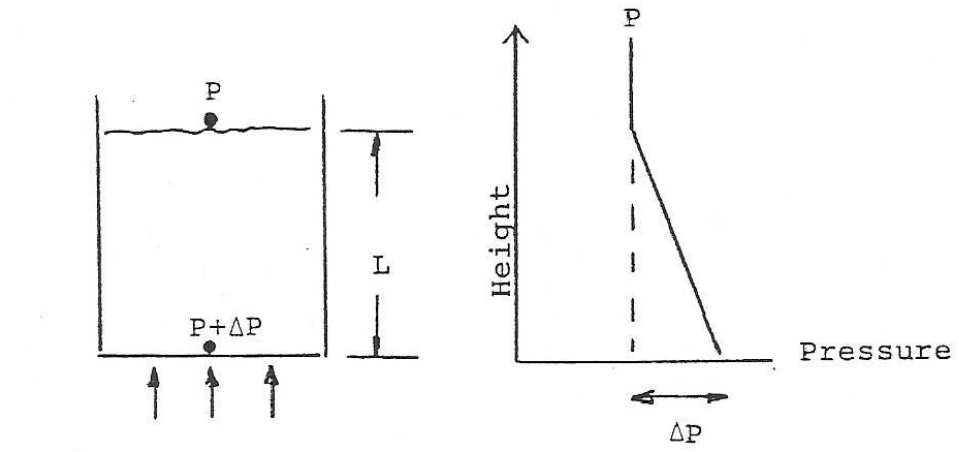
Şekil 2.2 deki gibi bir sabit yatak düşünülürse ;

$$\dot{m} = \rho_f U_0 A_b \qquad \textbf{(2.2)}$$

debisi ile yatak boyunca akmakta olan akışkan yüzünden oluşan basınç kaybı Ergun (1952) denklemi ile ifade edilebilir.

$$\frac{\Delta p_{fr}}{L_m}\,\rho_f = 150\,\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}\,\frac{\mu U_0}{(\phi_s d_p)^2} + 1.75\,\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3}\,\frac{\rho_f U_0^2}{\phi_s d_p} \qquad \textbf{(2.3)}$$

Bu denklemdeki U_o akışkanın *superficial* hızı, ε yatak boşluk oranı, d_p parçacık çapı, ρ_f akışkanın yoğunluğu, μ akışkanın dinamik viskozitesi ve ϕ_s katı taneciğin küreselliğini göstermektedir.



Şekil 2.2 : Sabit yatak basınç düşümü

Ergun denklemindeki boşluk oranı ;

$$\varepsilon = \frac{\text{Bosluk hacmi}}{\text{Toplam yatak hacmi}} = 1 - \frac{\text{Kati taneciklerin hacmi}}{\text{Toplam yatak hacmi}} \qquad \textbf{(2.4)}$$

şeklinde tanımlanır.

Akışkan yatak çözümlemelerinde ısı taşınım katsayını önemli derecede etkileyen faktörlerden birisi de sabit yatak konumundaki boşluk oranıdır. M. Aghajani ve diğ. (2005) belirli bir Reynolds sayısı aralığına kadar sabit yatak boşluk oranını veren aşağıdaki bağıntıları önermiştir.

Küresel tanecikler için ;

$$\varepsilon = \frac{0.15}{\left(\frac{D_h}{d_p} - 1\right)} + 0.38 \qquad \frac{D_h}{d_p} \geq 2.033 \qquad \textbf{(2.5)}$$

Silindirik tanecikler için ;

$$\varepsilon = \frac{0.15}{\left(\frac{D_h}{d_p} - 1\right)} + 0.39 \qquad \frac{D_h}{d_p} \geq 2.033 \qquad \textbf{(2.6)}$$

2.4 Akışkan yatak basınç düşümü

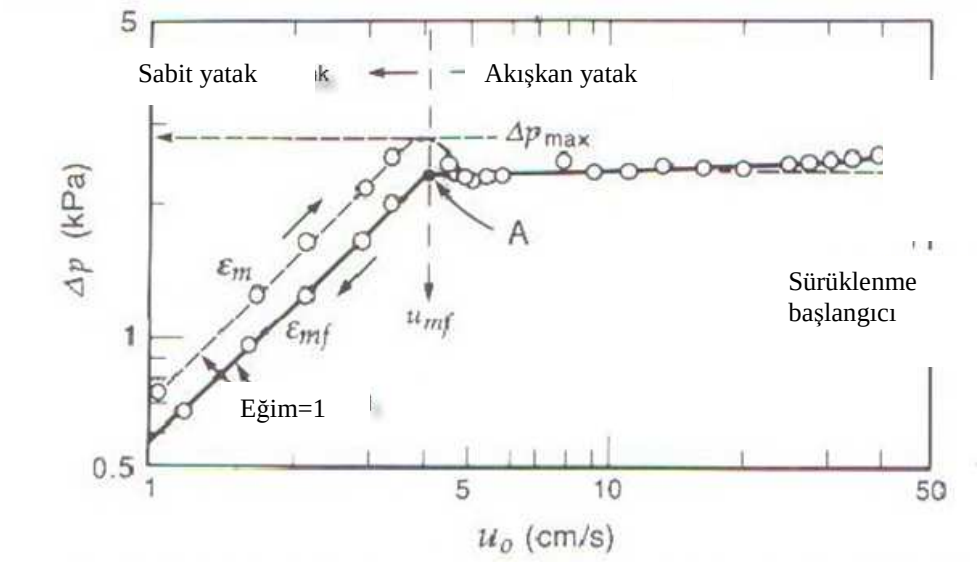
Yatağı oluşturan katı taneciklerin toplam ağırlığından doğan ve aşağı yönde oluşan kuvvet, aşağıdan yukarıya doğru gönderilen akışkanın yaptığı kuvvete eşit olana dek akışkan, taneciklerin arasındaki boşluklardan geçerek yukarıya doğru çıkar. Bu konuma daha önceki kısımlarda da belirtildiği üzere sabit yatak konumu olup akışkan hızı biraz daha artırıldığında katı tanecikler arasındaki hareketlenmeye biraz daha sebebiyet vermektedir. Katı tanecikler hızın belli bir değere ulaşması ile akışkan içerisinde asılı duracak hale gelir ve yatak genişlemeye başlar. Bu durumda yatak minimum akışkanlaşma hızı (u_{mf}) noktasına erişmiştir.

Bu noktadan sonra basınç düşümü değişmez, sabit kalır ve şu şekilde ifade edilir ;

$$\Delta P = L_{mf} \left(1 - \varepsilon_{mf}\right) \left(\rho_s - \rho_f\right) g \qquad \textbf{(2.7)}$$

Burada L_{mf} minumum akışkanlaşma anındaki yatak yüksekliği , ε_{mf} mimumum akışkanlaşma hızındaki boşluk oranı, ρ_s parçacık yoğunluğudur.

Bu noktada dikkat edilmesi gereken nokta Şekil 2.3' te de görüldüğü üzere minumum akışkanlaşma hızından sonra yataktaki basınç düşümü lineer olarak değişmekte ve akış hızından bağımsızdır.



Şekil 2.3 : Sabit ve akışkan yataktaki basınç düşümünün hız ile değişimi (Kunii ve Levenspiel, 1991)

2.5 Minumum akışkanlaşma hızı

Akışkanlaşmanın başlama şartı, yukarıya doğru hareket eden akışkanın uyguladığı sürükleme kuvvetinin, yatakta bulunan taneciklerin ağırlığına eşit olmasıdır. Bu kuvvet dengesinin matematiksel karşılığı ise;

$$\frac{\Delta p_b}{L_{mf}} = \left(1-\varepsilon_{mf}\right)\left(\rho_s - \rho_f\right)\left(\frac{g}{g_c}\right) \qquad \textbf{(2.8)}$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemdeki L_{mf} yatak yüksekliği, ρ_s ve ρ_f sırasıyla katı tanecik ve akışkan yoğunluğu, ε_{mf} yatak içindeki boşluk oranıdır.

Bu denklemin tanımladığı noktaya 'Minimum Akışkanlaşma Noktası' denir. Akışkanlaşma anında yatak giriş basıncı P_1 , yatak çıkış basıncı P_2, yatak kesit alanı A_b, basınç kuvveti $(P_1-P_2)A_b$, yatak boşluk oranı ε, yatak yüksekliği L, taneciğin ve sıvının yoğunluğu ρ_s ve ρ_f olmak üzere sabit yatak için;

$$\left(P_1 - P_2\right) A_b \le \left[\left(1-\varepsilon\right)\rho_s + \varepsilon\,\rho_f\right] L\, A_b \left(\frac{g}{g_c}\right) \qquad \textbf{(2.9)}$$

yazılabilir. Basınç farkı sadece partiküllerden kaynaklanmamaktadır. Partiküllerin olmadığı durumlarda da $\rho_f L_s$ miktarına eşit statik basınç düşümü olmaktadır. Bu basınç düşümü de göz önüne alındığında Denklem 2.6 yeniden düzenlenerek aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\frac{\Delta p_b}{L_{mf}} = \left(1-\varepsilon_{mf}\right)\left(\rho_s - \rho_f\right)\left(\frac{g}{g_c}\right) \qquad \textbf{(2.10)}$$

Akışkanlaşma anında boşluk oranı sabit yatak halinden biraz daha fazladır ve tanecikler akışkanlaşabilmesi için minumum boşluk oranında olmalıdır. Minumum akışkanlaşma boşluk oranını (ε_{mf}) deneysel metodlarla elde edebiliriz. Çizelge 2.2 literatürde deneysel yöntemlerle elde edilmiş ε_{mf}'nin verilerini göstermektedir.

Çizelge 2.2 : Bazı katı parçacıkların akışkanlaşma anındaki boşluk oranı değerleri (Kunii ve Levenspiel, 1991)

	Parçacık çapı (mm)						
Parçacıklar	0.02	0.05	0.07	0.1	0.2	0.3	0.4
Kum(keskin) ϕ_s=0.67	-	0.60	0.59	0.58	0.54	0.50	0.49
Kum(yuvarlak) ϕ_s=0.86	-	0.56	0.52	0.48	0.44	0.42	-
Karışık yuvarlak kum	-	-	0.42	0.42	0.41	-	-
Kömür ve cam tanecikleri	0.72	0.67	0.64	0.62	0.57	0.56	-
Antrasit kömürü ϕ_s=0.63	-	0.62	0.61	0.60	0.56	0.53	0.51
Absorbsiyon karbonu	0.74	0.72	0.71	0.69	-	-	-
Fischer-Tropsch katalizörü ϕ_s=0.58	-	-	-	0.58	0.56	0.55	-
Zımpara	-	0.61	0.59	0.56	0.48	-	-

Minumum akışkanlaşma anındaki hız (u_{mf}), Denklem 2.3 ve Denklem 2.10 ‘ dan elde edilir ve ;

$$\frac{1.75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s}\left(\frac{d_p u_{mf}\rho_f}{\mu}\right)^2 + \frac{150\,(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3\,\phi_s^2}\left(\frac{d_p u_{mf}\rho_f}{\mu}\right) = \frac{d_p^3\,\rho_g\,(\rho_s-\rho_f)\,g}{\mu^2} \qquad \textbf{(2.11)}$$

şeklinde gösterilir. Bu denklemdeki parantez içindeki terim boyutsuz parçacık reynolds sayısını, eşitliğin sağ tarafındaki terim ise boyutsuz arşimed sayısını ifade etmekte olup denklem şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{1.75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s}\,\mathrm{Re}_{p,mf}^2 + \frac{150\,(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3\,\phi_s^2}\,\mathrm{Re}_{p,mf} = Ar \qquad \textbf{(2.12)}$$

Kunii ve Levenspiel (1991) parçacık reynolds sayılarına göre minumum akışkanlaşma hızını veren aşağıdaki bağıntıları önermişlerdir.

Çok küçük parçacıklar için Denklem 2.11,

$$u_{mf} = \frac{d_p^2\,(\rho_s-\rho_f)\,g}{150\mu}\,\frac{\varepsilon_{mf}^3\,\phi_s^2}{1-\varepsilon_{mf}} \qquad \mathrm{Re}_{p,mf} < 20 \qquad \textbf{(2.13)}$$

Çok büyük parçacıklar için ise,

$$u_{mf}^2 = \frac{d_p\,(\rho_s-\rho_f)\,g}{1.75\rho_f}\,\varepsilon_{mf}^3\,\phi_s \qquad \mathrm{Re}_{p,mf} > 1000 \qquad \textbf{(2.14)}$$

şeklinde özelleştirilebilir.

Akışkanlaşma hızını belirleyebilmek için akışkanlaşma anındaki minumum akışkanlaşma boşluk oranı (ε_{mf}) ve küresellik (ϕ_s) değerlerini bilmemiz gerekmektedir.

Minumum akışkanlaşma boşluk oranı ve küresellik değerleri bilinmediği takdirde minumum akışkanlaşma hızı bir tek yolla elde edilebilir. Öncelikle Denklem 2.11 de bulunan ε_{mf} ve ϕ_s içeren terimler sabit K_1 ve K_2 katsayıları ile ifade edilir. Bu denklem düzeltilmiş Ergun denklemi olarak bilinir ve ;

$$K_1 \ \mathrm{Re}_{p,mf}^{\ 2} + K_2 \ \mathrm{Re}_{p,mf} = Ar \qquad \textbf{(2.15)}$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemdeki K_1 ve K_2 sabitleri üzerinde bir çok araştırmacı çalışma yapmışlardır.

K_1 ve K_2 sabitleriyle ilgili ilk çalışmayı Wen ve Yu (1966) yapmış olup geniş ölçekli reynolds sayısı aralığında aşağıdaki ifadeyi bulmuştur. Çizelge 2.3'te ise diğer araştırmacıların bu sabit değerler ile ilgili bulguları yer almaktadır.

$$\frac{1}{\phi_s \varepsilon_{mf}^{\ 3}} = 14 \qquad \textbf{(2.16)}$$

ve ;

$$\frac{1-\varepsilon_{mf}}{\phi^2{}_s \varepsilon_{mf}^{\ 3}} = 11 \qquad \textbf{(2.17)}$$

denklemlerinden K_1=14 ve K_2=11 değerlerini bulmuştur ve minumum akışkanlaşma hızı için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

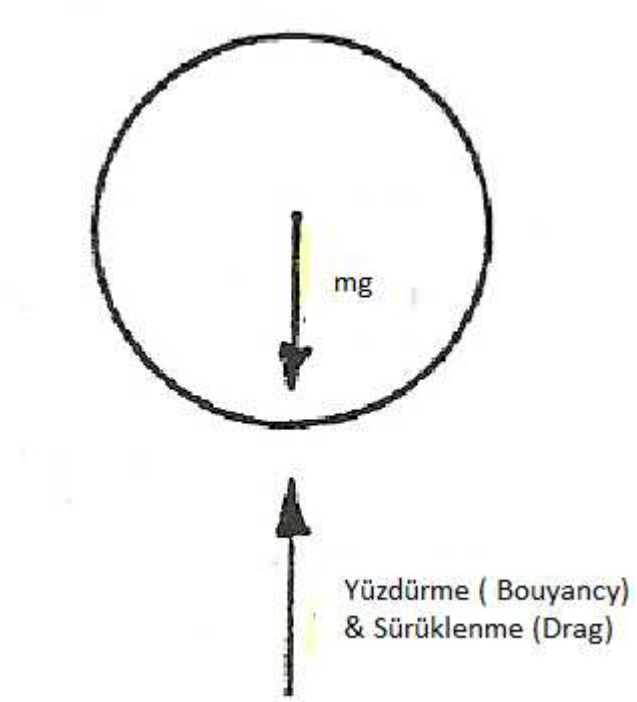
$$\frac{d_p u_{mf} \rho_f}{\mu} = \left[(33.7)^2 + 0.0408 \ \frac{d_p^3 \ \rho_f \ (\rho_s - \rho_f) \ g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{2}} - \ 33.7 \qquad \textbf{(2.18)}$$

Çizelge 2.3 : Denklem 2.15'teki K_1 ve K_2 sabitlerinin değerleri

Araştırmacılar	$K_2 / 2K_1$	$1/K_1$
Wen ve Yu	33.7	0.0408
Richardson	25.7	0.0365
Saxena ve Vogel	25.3	0.0571
Babu ve diğ.	25.3	0.0651
Grace	27.2	0.0408
Chitester	28.7	0.0494

2.6 Terminal hız

Taneciklerin dışarıya taşmaya başlayan akışkan hızına terminal hız denir. Bu hızda parçacıklar üzerine etkiyen aerodinamik sürüklenme parçacıkları taşımaya yetecek seviyededir. Bu anda ağırlığı *mg* ve çapı d_p olan akışkan etkisiyle yukarı doğru sürüklenen bir küresel parçacık düşünelim (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 : Parçacığı terminal hızdaki denge durumu

Parçacık için statik denge yazılacak olursa ;

Sürüklenme(*drag*) kuvvetleri + yüzdürme (*bouyancy*) kuvvetleri = ağırlık

şeklinde olacaktır ve bu ifadenin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$C_D \frac{\pi d_p^{\,2}}{4} \rho_f \frac{U_t^{\,2}}{2} + \rho_f \frac{\pi d_p^{\,3} g}{6} = \rho_s \frac{\pi d_p^{\,3}}{6} g \qquad \textbf{(2.19)}$$

Bu ifadeden çekilen terminal hızı şu şekildedir ;

$$U_t = \left[\frac{4\, g\, d_p \left(\rho_s - \rho_f \right)}{3 C_D\, \rho_f} \right]^{\frac{1}{2}} \qquad \textbf{(2.20)}$$

Bu denklemde C_D deneysel olarak elde edilmiş sürüklenme katsayısıdır. Haider ve Levenspiel (1989) C_D için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$c_D = \frac{24}{\mathrm{Re}_p} \left[1 + \left(8.1716\, e^{-4.0655\, \phi_s} \right) \mathrm{Re}_p^{\,0.0964+0.5565\phi_s} \right] + \frac{73.69 \left(e^{-5.0748\phi_s} \right) \mathrm{Re}_p}{\mathrm{Re}_p + 5.378^{\,6.2122\, \phi_s}} \qquad \textbf{(2.21)}$$

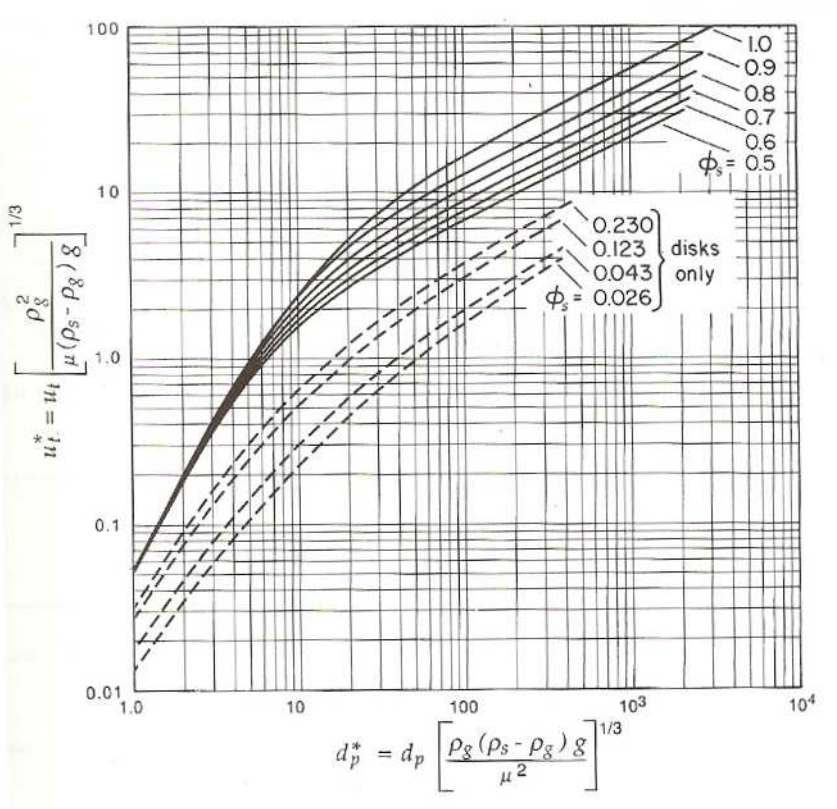
Küresel cisimler için ($\phi_s = 1$) bu bağıntı aşağıdaki gibi kısaltılmıştır.

$$c_D = \frac{24}{\mathrm{Re}_p} \left[3.3643 \mathrm{Re}_p^{\,0.3471} \right] + \frac{0.4607 \mathrm{Re}_p}{\mathrm{Re}_p + 2682.5} \qquad \textbf{(2.22)}$$

Şekil 2.5 parçacık çapı ve fiziksel özellikleri verilen bir sistem için terminal hızın grafik dağılımını göstermektedir. Bu grafik $d_p^{\,*}$ boyutsuz parçacık çapı ve u^* boyutsuz terminal hız cinsinden ifade edilmektedir. Bu boyutsuz sayıların tanımı şu şekildedir ;

$$d_p^{\,*} = d_p \left[\frac{\rho_g \left(\rho_s - \rho_f \right) g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} = Ar^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{3}{4} c_D \mathrm{Re}_p^2 \right)^{\frac{1}{3}} \qquad \textbf{(2.22)}$$

$$u^* = u \left[\frac{\rho_f^{\,2}}{\mu \left(\rho_s - \rho_f \right) g} \right]^{\frac{1}{3}} = \frac{\mathrm{Re}_p}{Ar^{\frac{1}{3}}} = \left(\frac{4}{3} \frac{\mathrm{Re}_p}{c_D} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad \textbf{(2.23)}$$



Şekil 2.5 : Parçacık terminal hızını belirlemek için grafik (C.Y.Wen ve diğ., 1966)

Haider ve Levenspiel (1989) , Turton ve Clark (1987) tarafından önerilen denklemleri kullanarak parçacıkların terminal hızını direkt olarak ifade eden aşağıdaki kullanışlı bağıntıyı sunmuştur.

$$u_t^* = \left[\frac{18}{\left(d_p^*\right)^2} + \frac{2.335\text{-}1.744\,\phi_s}{\left(d_p^*\right)^{0.5}}\right]^{-1} \qquad 0.5 \le \phi_s \le 1 \qquad \textbf{(2.24)}$$

Küresel cisimler için (ϕ_s = 1) bu bağıntı aşağıdaki gibi kısaltılmıştır.

$$u_t^* = \left[\frac{18}{\left(d_p^*\right)^2} + \frac{0.591}{\left(d_p^*\right)^{0.5}}\right]^{-1} \qquad \phi_s = 1 \qquad \textbf{(2.25)}$$

Akışkan yatak çözümlemelerinde önemli olan nokta parçacıkların hareketlenebilmesi için minumum akışkanlaşma hızından daha yüksek fakat sürüklenmemesi için de terminal hızdan daha düşük bir hızla akışkan yatağa giriş yapmalıdır.

$$u_{mf} < u < u_t \quad \textbf{(2.26)}$$

Hız terminal hıza ulaştıktan sonra yataktaki malzeme miktarı gittikçe azalır veya yeni malzeme ilave edilmezse basınç düşüşü azalmaya başlar ve daha sonra sıfır olur.

3. TEORİK MODEL

Akışkana tanecik eklenmesinin ısı geçişine ve basınç düşümüne etkisini karşılaştırmak amacıyla düz boru içerisinde aynı şartlarda tek fazlı akış gerçekleştirilerek ısı geçişi ve basınç kaybı parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu sebepten bu bölümde tek fazlı (su) ve iki fazlı akış (su+cam tanecikleri) için oluşturulan sayısal modelin teorik denklemlerine yer verilmiştir.

3.1 Tek Fazlı Akış (Su)

Bu bölümde pürüzlü ve pürüzsüz düz borular için laminer, geçiş ve türbülanslı akış düzenleri için geliştirilen sürtünme çarpanı ve ısı geçişi bağıntıları açıklanmaktadır. Bağıntılar, hidrodinamik ve ısıl tabakaların gelişimine bağlı olarak oluşan tam gelişmiş, hidrodinamik olarak gelişen, ısıl olarak gelişen ve eşzamanlı gelişen akış tipleri göz önüne alınarak sınıflandırılmaktadır.

3.1.1 Laminer Akış

İç akış problemlerinde akışı tipini belirlemek gereklidir. Düz bir boru içerisindeki akış tipini belirleyen reynolds sayısı

$$\mathrm{Re} = \rho u_m D_h / \mu \qquad \textbf{(3.1)}$$

şeklinde tanımlanır. Burada u_m boru kesitindeki ortalama akışkan hızı, D_h ise borunun hidrolik çapıdır. İç akışta türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı,

$$\mathrm{Re}_{cr} = 2300 \qquad \textbf{(3.2)}$$

olarak alınır.

Dış akış çözümlemelerinde akışın yalnızca laminer ya da türbülanslı olup olmadığını sormak yeterlidir. Oysa iç akışta ek olarak giriş ve tam gelişmiş bölgelerin hangisinde bulunduğu bilinmek zorundadır.

Chen (1973) düz boruda laminer akış rejiminde hidrodinamik olarak gelişen akış için boyutsuz hidrodinamik giriş uzunluğunu,

$$L^{+}_{hy} = 0.056 + \frac{0.60}{\mathrm{Re}(1 + 0.035\,\mathrm{Re})} \qquad \textbf{(3.3)}$$

eşitliği ile ifade etmiştir. Viskoz kuvvetlerinin atalet kuvvetlerini tamamıyla yendiği sürünen akış gibi Reynolds sayının çok düşük olduğu akışlarda hidrodinamik giriş uzunluğunun, Re sıfıra gittikçe 0.60 değerine yaklaştığı bulunmuştur.

Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunluğu için diğer bir yaklaşım Langhaar (1942) tarafından getirilmiştir,

$$L_{hy} = 0.05\,\mathrm{Re}\,D_h \qquad \textbf{(3.4)}$$

Isıl olarak gelişen akışta, cidarda üniform sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı geçişi, Graetz veya Graetz-Nusselt problemi olarak bilinir. Bu durumda, tam gelişmiş hız dağılımlı, üniform sıcaklıktaki bir akışkan kanala girer ve akışkanın eksenel iletimi, viskoz disipasyon, akış işi ve enerji kaynakları ihmal edilir. Graetz (1885) ve Nusselt (1910) bu durumdaki Nu sayısını,

$$Nu_m = -\frac{\ln \theta_m}{4x^{*}} \qquad \textbf{(3.5)}$$

olarak ifade etmişlerdir. Cidarda sabit sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısıl olarak gelişen akış için ısıl giriş uzunluğu,

$$L^{*}_{th} = 0.0335 \qquad \textbf{(3.6)}$$

olarak belirlenmiştir.

Isıl giriş bölgesi için enerji denklemini çözmek hız ve sıcaklığın hem radyal hem de eksenel yönde değişmesi nedeniyle güçtür. Sabit yüzey sıcaklığı için Kays (1980) ve Hausen (1943) aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668\left(d_h / L\right)\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{1 + \left[0.04\left(d_h / L\right)\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\right]^{2/3}} \qquad \textbf{(3.7)}$$

Bu bağıntı ısıl giriş uzunluğu problemine özgü olduğundan genellikle kullanılmaz. Birleşik giriş uzunluğu için Sieder ve Tate (1936)

$$Nu = 1.86 + \left(\frac{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{L/d_h}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_i}\right)^{0.14} \qquad \textbf{(3.8)}$$

Bağıntısını önermişlerdir. Bu denklem, 0.48 < Pr < 16700 ve 0.0044 < μ / μ_i < 9.75 aralığında sabit sıcaklık sınır şartın altında geçerlidir. Denklem (3.2)' deki μ_i dışındaki tüm özellikler ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanır.

Boru içerisinde sabit özellikli akışkanın tam gelişmiş laminer akışı halindeki hız profili,

$$\frac{u}{u_m} = 2\left(1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right) \qquad \textbf{(3.9)}$$

denklemiyle tanımlanır. Bu denklemdeki u_m boru kesitindeki ortlama hızdır ve

$$u_m = -\frac{1}{8\mu}\left(\frac{dP}{dx}\right) r_0^{\,2} \qquad \textbf{(3.10)}$$

şeklinde ifade edilir. Burada r_0 , kanalın yarıçapıdır. Basınç düşümü, gerekli pompa gücünü belirlediğinden, iç akışın sürekli olması için bu değerin bilinmesi gereklidir. Basınç düşümünü hesaplamak için,

$$f = \frac{\left(dP/dx\right) d_h}{\rho u_m^2/2} \qquad \textbf{(3.11)}$$

olarak tanımlanan Moody (1944) sürtünme katsayısı kuullanılır. Tam gelişmiş laminer akışta

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}} \qquad \textbf{(3.12)}$$

olarak tanımlanır.

Düz boru içerisinde laminer akış teorik olarak incelenmiştir. Yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için,

$$Nu = 4.36 \qquad \textbf{(3.13)}$$

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için,

$$Nu = 3.66 \qquad \textbf{(3.14)}$$

olarak bulunmuştur.

3.1.2 Türbülanslı Akış

Reynolds sayısı akış düzenini (laminer, geçiş, türbülanslı) belirlemede kullanılır. Akışın laminerden türbülanslı düzene geçtiği bölgedeki Reynolds sayısı "Kritik Reynolds Sayısı" olarak adlandırılır. Çok sayıda deneysel araştırma laminer akışın türbülansa geçtiği yerdeki kritik Re sayısını kesin olarak belirlemiş ve düz borular için 2300 – 10000 aralığında olduğunu bulmuştur.

Tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörü, geniş bir Reynolds sayısı aralığı için Petukhov (1970) tarafından sunulmuştur.

$$f = \left(0.7904 \ln \mathrm{Re}_D - 1.64\right)^{-2} \qquad 3000 \le \mathrm{Re} \le 5\times10^6 \qquad \textbf{(3.15)}$$

Türbülanslı akış koşullarının incelenmesi birçok uygulamayı kapsadığından deneysel bağıntıların belirlenmesine daha büyük önem verilmiştir. Pürüzsüz düz borularda tam gelişmiş türbülanslı akış için yerel Nusselt sayılarını veren klasik bağıntı Colburn (19933)'e aittir.

$$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \textbf{(3.16)}$$

Dittus-Boelter (1930) Denklem (3.2)' yi daha farklı ve daha yaygın bir şekilde uyarlamıştır.

$$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{n} \qquad \textbf{(3.17)}$$

Burada ısıtma için n=0.4, soğutma için n=0.3 alınır. Bu denklemler, $0.7 < Pr < 160$, $Re > 10000$, $L/D > 10$ koşulları için geçerlidir.

Denklem (3.10) kolaylıkla uygulanabilir olmakla birlikte, % 25' e kadar büyük hatalar verebilmektedir. % 10' dan daha az hatalı olan Petukhov (1970) tarafından verilen

$$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{n} \qquad \textbf{(3.18)}$$

Bağıntısı 0.5 < *Pr* < 2000, 10000 < *Re* < 500000 değerleinde geçerlidir. Daha düşük reynolds sayıları için, Gnielinski (1976) Denklem (3.11)' i tekrar düzenlemiş ve aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

$$Nu_{tg} = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}-1000)\,\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)} \qquad \textbf{(3.19)}$$

bağıntı 0.5 < *Pr* < 2000 ve 3000 < *Re* < 500000 aralığında geçerlidir ve özellikler ortalama akışkan sıcaklığında alınmalıdır.

3.2 İki Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri, Akışkan yatak)

Bu bölümde akışkan içine katı taneciklerin eklenmesi durumunda oluşan iki fazlı akış probleminin sayısal çözümlemesinde hangi model kullanılacağı ve bu modele ait teorik denklemlere yer verilmektedir.

Çok fazlı akışta, ayrık olan fazın (tanecikler) akışa verdiği cevap olarak bilinen parçacık cevap zamanı (*Particle Response Time*) ve sürekli faz (su) ile olan etkileşimi akış tipinin belirlenmesinde önemli etkenlerdir. Örnek olarak farklı çaptaki katı taneciklerin sıvı içinde akışı düşünüldüğünde, taneciklerin malzemesi aynı olsa bile farklı faz olarak nitelendirilebilirler. Çünkü aynı çaptaki taneciklerin akışa verdiği dinamik cevap aynı olacak fakat farklı çaptaki tanecikler başka davranış gösterecektir. Genel olarak akış tipinin belirlenmesinde 2 önemli etken vardır.

- Tanecikli yükleme oranı(*Particulate loading*, β **)**
- Stokes sayısı (St)

Tanecikli yükleme oranı fazlar arası etkileşimde çok önemli bir etkendir. Tanecikli yükleme oranı ayrık fazın kütle yoğunluk oranının, sürekli fazın kütle yoğunluk oranına oranıdır ;

$$\beta = \frac{\alpha_d \rho_d}{\alpha_c \rho_c} \qquad \textbf{(3.20)}$$

Akış alanındaki fazların yoğunlukları oranına malzeme yoğunluk oranı denir ve ;

$$\gamma = \frac{\rho_d}{\rho_c} \qquad \textbf{(3.21)}$$

şeklinde gösterilir. Bu oran ; gaz-katı akışlar için 1000'den büyük, sıvı-katı akışlar için 1 civarında ve gaz-sıvı akışlarda 0.001 değerinden küçüktür.

Bu parametrelerin bilgisi bize ayrık faz hakkında önemli derecede bilgiler vermektedir. Tanecikli yükleme oranına bağlı olarak fazlar arası etkileşimin derecesi 3 kategoriye ayrılır.

- Çok az yüklü; fazlar arası etkileşim tek taraflıdır. Örneğin, taşıyıcı akışkan parçacıkları sürüklenme ve türbülanstan dolayı etkiler fakat parçacıkların taşıyıcı akışkan üzerinde etkisi yoktur.

- Orta derecede yüklü; fazlar arası etkileşim iki taraflıdır. Örneğin, taşıyıcı akışkan parçacıkları sürüklenme ve türbülanstan dolayı etkiler ama akış alanındaki parçacıklar da momentum ve türbülanstaki azalmadan dolayı taşıyıcı akışkanı etkiler.

- Çok fazla yüklü : İki taraflı fazlar arası etkileşim ve parçacıkların oluşturduğu basınç ve viskoz gerilmeler ile birlikte 4 taraflı etkileşim vardır. Örneğin, taşıyıcı akışkan parçacıkları sürüklenme ve türbülanstan dolayı etkiler fakat parçacıkların taşıyıcı akışkan üzerinde etkisi yoktur.

Orta derecede yüklü sistemlerde Stokes sayısını bilmek doğru modeli seçmekte oldukça önemlidir. Stokes sayısı parçacığın akışa cevap verme süresinin sistemin cevap verme süresine oranıdır.

$$St = \frac{\tau_d}{t_s} \qquad \textbf{(3.22)}$$

Burada τ_d parçacığın akışa cevap verme süresi olmak üzere ;

$$\tau_d = \frac{\rho_d d_d^2}{18\mu} \qquad \textbf{(3.23)}$$

olarak ifade edilir. *St* < 1 olması parçacığın akışı yakınen tekip ettiğini göstermekte, *St* > 1 olması ise parçacığın akıştan bağımsız olarak hareket ettiğini göstermektedir.

3.2.1 Çok Fazlı Sistem Modelleri

Genel olarak çok fazlı sistemler için çeşitli modeller bulunmaktadır. Çok fazlı sistemlerde Euler-Lagrange ve Euler-Euler olmak üzere iki yaklaşım bulunmaktadır.

- Euler- Lagrange yaklaşımı :

Euler- Lagrange yaklaşımı Fluent yazılımında Ayrık Faz Modeli (*DPM*) olarak geçmektedir. Bu modeldeki yöntem bir kontrol hacmindeki her bir parçacığın momentum korunumu esas alınarak akış denklemlerinin çözümlenmesidir. Özetle akış alanı içindeki her bir taneciğin konumlarını incelemektedir. Bu yaklaşımda ayrık faz için korunum denklemleri hesaplanan akış alanı boyunca çok sayıda parçacık için ayrı olarak çözülürken, sürekli olarak kabul edilen sıvı fazın akış denklemleri zamandan bağımsız olarakta çözülebilir. Bu yaklaşımdaki en temel kabul ayrık ikinci fazın kütlesel debisi sıvı fazdan çok fazla olsa bile düşük hacim oranında olmalıdır. Genel kabul olarak ikincil fazın hacimsel olarak oranı % 10'u geçmemelidir.

- Euler- Euler yaklaşımı :

Euler-Euler iki faz modelinde akış alanında fazlar birbiriyle tamamen iç içe geçmiş ve sürekli şekildedir. Bir fazın kapladığı hacmi diğer faz dolduramayacağı için, diğer bir söylemle akış alanında her fazın ayrı ayrı hacimleri olduğu için ortaya hacim oranı kavramı çıkar. Akış alanındaki fazların hacim oranları toplamı 1' e eşit olmak zorundadır.

Aşağıda literatürdeki Euler-Euler yaklaşımı ile çözülen çok faz modelleri ve bu modellerin temsil ettikleri fiziksel olaylar belirtilmiştir (Fluent User's Guide). Bizim çalışmamızda Euler Granular iki faz modeli kullanılmıştır.

- VOF modeli : katmanlı akışlar, serbest yüzey akışları, çamurlu su akışları, sıvı içindeki büyük kabarcıkların hareketi vb.

- Mixture modeli : düşük yükte yüklenmiş parçacık akışları, kabarcıklı akış, sedimantasyon (çökelme) ve siklon ayırıcıları.
- Euler Granular modeli : kabarcık sütunları, parçacık süspansiyonu ve akışkan yataklar.

3.2.2 Euler-Granular İki Faz Modeli

Sıvı akışkan içine katı taneciklerin eklenmesi ve taneciklerin akışkanlaştırılması probleminin çözümlenmesinde kullanılacak olan model Euler - Granular modelidir. Euler - Granular iki faz modelinde kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri her faz için ayrı ayrı çözülür. Akışkan yataktaki yerel duvar-yatak ısı taşınım katsayısı korunum denklemlerinin birlikte çözülmesiyle elde edilir. Literatürde sıklıkla rastlanan çalışmalarda görüldüğü üzere duvar-yatak ısı taşınım katsayısı türbülanslı olmayan hidrodinamik model ile hesaplanabilir.

Akış alanındaki her noktada tüm fazların kendine özgü hacim oranları, hızları, sıcaklıkları ve fiziksel özelikleri vardır. Fazlar arasında hız ve sıcaklık farkından dolayı oluşan etkileşim terimleri aktarım denklemlerinde fazlar arası transfer terimi olarak yer alır. Burada tanımlanan çözüm modelinde görüldüğü üzere tüm fazların ortak bir basınç alanı vardır.

3.2.3 Ana Denklemler

Her faz için ayrı ayrı çözülecek olan ana denklemler kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleridir. Akış alanında bir fazın ortalama bir fiziksel özeliği (hız, sıcaklık, yoğunluk vb.) diğer faza bağlı olduğundan denge denklemlerinde etkileşim terimleri yer alacaktır. Bu terimler fazlar arasındaki momentum ve ısı geçişini belirtmektedir. İncelediğimiz problem faz değişimi ve kimyasal reaksiyon içermemektedir.

<u>Kütle Korunumu (Süreklilik) Denklemi :</u>

Sıvı faz için ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f) + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{u}_f) = \dot{m}_{sf} \qquad \textbf{(3.24)}$$

Katı faz için ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{u}_s) = \dot{m}_{fs} \qquad \textbf{(3.25)}$$

Bu denklemlerdeki α_s ve α_f katı ve sıvı faz hacimsel oranlarını, $\vec{u}_s$ ve $\vec{u}_f$ katı ve sıvı fazların hızlarını, eşitliğin sağ tarafındaki değerler ise fazlar arası kütle geçişi terimlerini belirtmektedir.

Momentum Korunumu Denklemi :

Sıvı faz için ;

$$\frac{\partial\left(\alpha_f \rho_f \overline{u_f}\right)}{\partial t} + \left(\nabla . \alpha_f \rho_f \overline{u_f}\ \overline{u_f}\right) - \nabla . \left(\alpha_f \left(\tau_f + \tau_f^{\,t}\right)\right) = - \alpha_f \nabla p + \alpha_f \rho_f \overline{g} + \mathrm{M} \qquad \textbf{(3.26)}$$

Katı faz için ; (Tanecikli akışın kinetik teorisi)

$$\frac{\partial\left(\alpha_s \rho_s \overline{u_s}\right)}{\partial t} + \left(\nabla . \alpha_s \rho_s \overline{u_s}\ \overline{u_s}\right) - \nabla . \left(\alpha_s \left(\tau_s + \tau_s^{\,t}\right)\right) = - \alpha_s \nabla p + \alpha_s \rho_s \overline{g} + \nabla . \overline{\overline{S}}_s + \mathrm{M} \qquad \textbf{(3.27)}$$

Burada τ_f , τ_f^t ve τ_s , $\tau_s^{\,t}$, sırasıyla sıvı ve katı fazların laminer ve türbülans kayma gerilmelerini belirtmektedir. P basıncı , M ise etkileşim kuvvetlerinin toplamını göstermektedir. Bu etkileşim kuvvetleri bölüm 3.2.4 te detaylı olarak açıklanacaktır.

Enerji Korunumu Denklemi :

Sıvı faz için ;

$$\frac{\partial\left(\alpha_f \rho_f \overline{e_f}\right)}{\partial t} + \left(\nabla . \alpha_f \rho_f \overline{u_f}\ \overline{e_f}\right) - \nabla . \left(\alpha_f\ \lambda_{\mathrm{f}}\ \nabla T_f\right) = Q \qquad \textbf{(3.28)}$$

Katı faz için ;

$$\frac{\partial\left(\alpha_s \rho_s \overline{e_s}\right)}{\partial t} + \left(\nabla . \alpha_s \rho_s\ \overline{u_s}\ \overline{e_s}\right) - \nabla . \left(\alpha_s\ \lambda_{\mathrm{s}}\ \nabla T_s\right) = Q \qquad \textbf{(3.29)}$$

3.2.4 Yardımcı Denklemler

Bir önceki bölümde tanımlanan korunum denklemleri tanımlanması gereken birçok bilinmeyen terim içermektedir. Bu terimler için teorik Euler iki faz modelinden yararlanılarak ampirik bağıntılar elde edilmiştir.

3.2.4.1 Etkileşim kuvvetleri

Fazlar arasında oluşan etkileşim kuvvetleri sürüklenme, kaldırma, sanal kütle, türbülans sürüklenmesi, duvar yağlama ve kütle geçişinden kaynaklanan momentum geçişidir.

$$M = F_D + F_L + F_M + F_T + F_W + \sum\left(\dot{m}_{fs}\,\bar{v} - \dot{m}_{sf}\,\bar{u} \right) \qquad \textbf{(3.30)}$$

Sürüklenme Kuvveti (F_D):

Tek bir parçacık üzerindeki sürüklenme kuvveti, şu şekilde ifade edilir ;

$$D = \frac{1}{2} c_D \rho_f u_r^2 A \qquad \textbf{(3.31)}$$

Burada c_D sürüklenme katsayısı, $u_r = \left(u_f - u_s\right)$ iki faz arasındaki relatif hızı ve A parçacığın akış yönündeki izdüşüm alanını belirtmektedir.

Çok parçacıklı sistemlerde basitçe tek bir parçacığın sürüklenme kuvveti kontrol hacmindeki parçacık sayısı ile çarpılır. Birim hacimdeki toplam sürüklenme kuvveti şu şekilde ifade edilir ;

$$F_D = nD = \frac{3}{4} c_D \frac{\alpha_s \rho_c}{d} \left| u_r \right| u_r \qquad \textbf{(3.32)}$$

Burada n birim hacimdeki parçacık sayısıdır ve ;

$$n = \frac{6\alpha_s}{\pi d^3} \qquad \textbf{(3.33)}$$

şeklinde ifade edilir.

Sürüklenme katsayısı c_D ile ilgili literatürdeki en yaygın bağıntı Schiller ve Naumann (1933) tarafından elde edilmiştir.

$$c_{\mathrm{D}} = \frac{24}{\mathrm{Re_p}}\left(1 + 0.15\,\mathrm{Re_p}^{0.687}\right) \qquad 0 \le \mathrm{Re_p} \le 1000 \qquad \textbf{(3.34)}$$

$$c_{\mathrm{D}} = 0.44 \qquad \mathrm{Re_p} \ge 1000 \qquad \textbf{(3.35)}$$

Sürüklenme katsayısı ile ilgili diğer bir bulgu Morsi ve Alaxender (1972) tarafından geliştirilmiştir. Geliştirilen bu bağıntı reynolds sayısının büyük değerlerini de kapsayacak şekilde olmasına ve sık aralıkla hesaplama şansı vermesine rağmen sonuçlar diğer modellere gore daha az kararlıdır.

$$C_D = \alpha_1 + \frac{\alpha_2}{\mathrm{Re}} + \frac{\alpha_3^2}{\mathrm{Re}^2} \qquad \textbf{(3.36)}$$

$$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 = \begin{cases} 0{,}18, 0 & 0 < \mathrm{Re} < 0.1 \\ 3.690, 22.73, 0.0903 & 0.1 < \mathrm{Re} < 1 \\ 1.222, 29.1667, -3.8889 & 1 < \mathrm{Re} < 10 \\ 0.6167, 46.50, -116.67 & 10 < \mathrm{Re} < 100 \\ 0.3644, 98.33, -2778 & 100 < \mathrm{Re} < 1000 \\ 0.357, 148.62, -47500 & 1000 < \mathrm{Re} < 5000 \\ 0.46, -490.546, 578700 & 5000 < \mathrm{Re} < 10000 \\ 0.5191, -1662.5, 5416700 & \mathrm{Re} \ge 10000 \end{cases} \qquad \textbf{(3.37)}$$

Belirtilen bu modeller ayrık fazın da sıvı olduğu (damlacık, kabarcık) modeler için geçerlidir.

Düşük katı faz konsantrasyonlu modeller için Wen ve Yu (1966) katı ve sıvı faz arasındaki sürüklenme kuvveti için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir ;

$$F_{\mathrm{D}} = \left[150\frac{\alpha_s^{\,2}\mu_f}{\alpha_s d^2} + 1.75\ \frac{\alpha_s \rho_f \left| u_r \right|}{d} \right] u_r \qquad \alpha_s \ge 0.2 \qquad \textbf{(3.38)}$$

Akışkan yataklarda olduğu gibi yüksek katı faz konsantrasyonlu akışlar için ise Ergun denkleminden yaralanarak Gidaspow (1992) katı ve sıvı faz arasındaki sürüklenme kuvvetini şu şekilde ifade etmiştir**.**

$$F_D = \frac{3}{4} C_D \frac{\alpha_s \rho_f |u_r|}{d} \alpha_f^{-1.65} \qquad \alpha_s \geq 0.2 \qquad \textbf{(3.39)}$$

Her iki bağıntıda da sürüklenme katsayısı için Schiller-Naumann modelinde kullanılan bağıntılar Denklem (3.34) ve Denklem (3.35) geçerlidir.

Kaldırma kuvveti (F_L) :

Bu kuvvet akış alanındaki primer fazdaki hız gradyanları yüzünden oluşan sıvı fazın katı faz üzerindeki kesme etkisinden dolayı ortaya çıkar. Auton ve diğerleri (1988) katı faz üzerinde oluşan kaldırma kuvvetini şu şekilde ifade etmişlerdir

$$F_L = C_L \alpha_s \rho_f u_r \left(\nabla \times u_f \right) \qquad \textbf{(3.40)}$$

Bu bağıntıdaki C_L kaldırma katsayısı olarak belirtilmektedir. Lance ve diğ. (1991)' ne göre küre yüzeyinden sürtünmesiz akış için $C_L = 0.5$ olmakta, viskoz akış için ise C_L 0.01 ile 0.5 arasında değişim göstermektedir.

Sanal kütle kuvveti (F_M) :

Sanal kütle kuvveti şu şekilde tanımlanır ;

$$F_M = C_M \alpha_s \rho_f \left(\frac{Du_s}{Dt} - \frac{Du_f}{Dt} \right) \qquad \textbf{(3.41)}$$

Burada C_M sanal kütle katsayısıdır. Literatürde küre üzerinden sürtünmesiz akış için C_M=0.5 olarak tanımlanmıştır. Genel olarak sanal kütle katsayısı parçacığın şekline ve konsantrasyonuna bağlıdır. Sanal kütle kuvvetinin etkisi ayrık fazın (katı tanecikler) yoğunluğunun sürekli olan fazın (sıvı) yoğunluğundan çok daha az olduğu durumlarda etkilidir (geçici kabarcık kolonu gibi). Aksi takdirde ihmal edilebilir *(Fluent User's Guide).*

3.2.4.2 Katı faz basınç kuvveti

Parçacıklar kendi aralarında kümelendikleri zaman belirli bir hacim içerisinde kaplayabilecekleri maksimum bir hacim vardır. Literatürde, taneciklerin hacminin

toplam hacime oranı maksimum sıkıştırma oranı diye geçer ve küresel cisimlerde bu oran % 63 dolayındadır. Parçacıklar yatak içinde daha fazla hacim kaplayamayacakları için birbirlerine sıkıştırma kuvveti uygularlar. Bu sıkıştırma kuvveti bazen katı faz basınç kuvveti diye adlandırılır ve katı faz momentum denkleminde ilave terim olarak yer alabilir (L.X.Bouillard ve diğ., 1989).

$$F_s = - e^{-600(\alpha_{s\,max} - \alpha_s)} \nabla \alpha_s \qquad \textbf{(3.42)}$$

3.2.4.3 Tanecikli akışın kinetik teorisi

Tanecikli akışın kinetik teorisinde , parçacık – parçacık etkileşimleri katı faz momentum denklemindeki gerilme tensörü ile modellenir. Katı faz momentum denkleminde (denklem 3.9) yer alan katı faz kayma gerilmesi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir ;

$$\overline{\overline{S_s}} = \left[-P_S + \left(\xi_s - \frac{2}{3}\mu_s \right) \nabla . u_s \right] I \qquad \textbf{(3.43)}$$

Bu denklemdeki P_S katı faz basıncını ifade etmektedir. Literatürde bu ifade için çeşitli ampirik bağıntılar elde edilmiştir. Bunlardan bir tanesi Gidaspow' un elde ettiği

$$P_s = 2\rho_s \Theta_S (1+e_s) \alpha_s^2 g_0 \qquad \textbf{(3.44)}$$

ifadesidir. Syamlal ve diğ.(1993)' nin yaptıkları çalışmalar sonucunda katı faz için değişik bir ampirik ifade ortaya çıkarmışlardır.

$$P_s = \alpha_s \rho_s \Theta_S \left(1 + 2(1+e_s)\alpha_s g_0\right) \qquad \textbf{(3.45)}$$

Bu denklemdeki g_0 radyal dağılım fonksiyonu olarak bilinmekte ve literatürdeki en yaygın bağıntı Ding ve Gidaspow (1990) tarafından şu şekilde ifade edilmiştir ;

$$g_0 = \frac{3}{5}\left[1 - \left(\frac{\alpha_s}{\alpha_{s\,max}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-1} \qquad \textbf{(3.46)}$$

Lun ve diğ. (1984) Denklem (3.25)' teki katı faz viskozitesi (*bulk viscosity*,ξ_s) için aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir ;

$$\xi_S = \frac{4}{3}\alpha^2 \rho_s d_p g_0 (1+e)\sqrt{\frac{\Theta}{\pi}} \qquad \textbf{(3.47)}$$

Katı faz kayma viskozitesi parçacıkların kinetik hareketi, çarpışmalarından doğan viskozite ve bazı durumlarda ortaya çıkan sürtünme viskozitelerinden oluşur.

$$\mu_s = \mu_{s\,\mathrm{col}} + \mu_{s\,\mathrm{kin}} + \mu_{s\,\mathrm{fr}} \qquad \textbf{(3.48)}$$

Bu bağıntıdaki $\mu_{s,col}$ çarpışma viskozitesini, $\mu_{s,kin}$ kinetik viskozitesini $\mu_{s,fr}$ sürtünme viskozitesini ifade etmektedir. Syamlal ve diğ. (1933) çarpışma ve kinetik viskozite için literatürde sıklıkla kullanılan aşağıdaki bağıntıları önermişlerdir.

$$\mu_{s,col} = \frac{8}{5}\alpha_s \rho_s d_p g_0 \eta \sqrt{\frac{\Theta}{\pi}} \qquad \textbf{(3.49)}$$

$$\mu_{s,kin} = \frac{\alpha_s \rho_s d_p (\Theta\pi)^{1/2}}{12(2-\eta)}\left[1+\frac{8}{5}\eta(3\eta-2)\alpha_s g_0\right] \qquad \textbf{(3.50)}$$

Sürtünme viskozitesi katı parçacıkların hacim oranı maksimum sıkıştırma oranına yaklaştığı zaman dikkate alınır. Schaeffer (1987) $\mu_{s,fr}$ için ;

$$\mu_{s\,\mathrm{fr}} = \frac{p_s \sin\phi}{2\sqrt{I_{2D}}} \qquad \textbf{(3.51)}$$

bağıntısını önermektedir. Bu durumda kinetik ve çarpışmadan doğan gerilmelerin çok önemi kalmamıştır. Katı faz için yalnızca sürtünme gerilmesi önemlidir.

3.2.4.4 Fazlar arası ısı geçişi

Fazlar arasında gerçekleşen ısı geçişi iki prosesten oluşabilir. (1) Fazlar arasındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı geçişi , (2) kütle transferinden dolayı olan ısı geçişidir ve Denklem (3.33) ile ifade edilebilir. . Bizim problemimizde kütle geçişi olmadığı için ısı geçişi yalnızca fazlar arasındaki sıcaklık farkından dolayı meydana gelmektedir.

$$Q = Q_i + Q_m \qquad \textbf{(3.52)}$$

Sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen ısı geçişi bağıntısı ;

$$Q_i = h_{sf}\ A_s \left(T_f - T_s\right) \qquad \textbf{(3.53)}$$

şeklinde ifade edilir. Burada h_{sf} fazlar arası ısı geçişi katsayısı, T_f ve T_s sırasıyla sıvı ve katı fazın sıcaklıklarıdır. A_s birim hacim için fazlar arası etkileşim alanını göstermekte olup küresel cisimler için şu şekilde ifade edilebilir.

$$A_s = \frac{6\alpha_s}{d_p} \qquad \textbf{(3.54)}$$

Sıvı-sıvı akışlarda ; fazlar arasında oluşan ısı geçişinin bulunması için gereken fazlar arası ısı geçiş katsayısının (h_{sf}) bulunması için Ranz ve Marshall (1952) aşağıdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$Nu_p = 2 + 0.6\,\mathrm{Re}_p^{0.5}\,\mathrm{Pr}_f^{0.3} \qquad \left(0 \le \mathrm{Re}_p \le 200\right) \qquad \textbf{(3.55)}$$

Ayrık fazın katı olduğu katı-sıvı iki fazlı akışlar için ise Gunn (1978) $\mathrm{Re}_p \le 10^5$ ve $0.35 \le \alpha_f \le 1$ durumları için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$Nu_p = \left(7 - 10\alpha_f + 5{\alpha_f}^2\right)\left(1 + 0.7\,\mathrm{Re}_p^2\,\mathrm{Pr}_f^{0.3}\right) + \left(1.33 - 2.4\alpha_f + 1.2{\alpha_f}^2\right)\mathrm{Re}_p^{0.7}\,\mathrm{Pr}_f^{0.3} \qquad \textbf{(3.56)}$$

Her iki bağıntı için de geçerli olan ısı geçişi katsayısı Nusselt sayısı ile aşağıdaki gibi ilişkilendirilmiştir.

$$h_{sf} = \frac{6k_f\alpha_f\alpha_s Nu_p}{d_p^2} \qquad \textbf{(3.57)}$$

Burada Pr_f sıvı fazın Prandtl sayısını, k_f sıvı fazın ısı iletim katsayısını, Re_p ise parçacık reynolds sayısını ifade etmektedir.

3.2.5 Akışkan Yatak Isı Geçişi

Sıvı-katı akışkan yatak ısı geçişi mekanizmaları için şu ana kadar henüz gerek ve yeterli model bulunmamaktadır. Sıvı-katı akışkan yatak ısı geçişi için gerekli bağıntıların çoğu ampirik bağıntılardır. Birçok araştırmada kullanılan sıvı-katı akışkan yatak ısı geçişi bağıntılarından biri M.Haid (1997)' in

$$Nu_p = C\,\mathrm{Re}_p^{a}\,\mathrm{Pr}^{b}\,(1-\varepsilon)^{1-a}\,\varepsilon^{-1} \qquad 0.020 < \mathrm{Re_p} < 9400\,,\ \ 1.65 < \mathrm{Pr} < 770$$
$$3.85 < \mathrm{Ar} < 6.7\mathrm{x}10^{7}\,,\ \ 0.0013 < \mathrm{d_p/D_h} < 0.21 \qquad \textbf{(3.58)}$$

bağınıtısıdır. Burada C=0.0734, a=0.75, b=0.63 olmak üzere bu 3 sabitli akışkan yatak ısı geçişi bağıntısının relatif hatası % 34.4 dolaylarındadır. Nu_p parçacık nusselt sayısını ifade etmekte olup hidrolik nusselt sayısı ile ilişkisi şu şekildedir.

$$Nu_h = Nu_p\ \varepsilon/(1\text{-}\varepsilon) \qquad \textbf{(3.59)}$$

3.3 İki Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri, Sabit Yatak)

Sayısal çözümlemeler borunun içinde tanecik olmadığı tek fazlı akış, akışkana farklı miktarlarda tanecik eklenmesi durumunda taneciklerin akışkan yatak oluşturduğu iki fazlı akış ve borunun tamamının cam taneciklerle dolu olduğu sabit yatak durumlarında elde edilmiştir. Bu bölümde borunun tamamının tanecik ile dolu olduğu sabit yatak modelinin teorik denklemlerine yer verilecektir. Boru içinde taneciklerin sabit yatak davranışı gösterdiği durum için poroz ortam modellemesi yapılmaktadır.

Darcy (1856) poroz ortam basınç düşümünü akışkanın dinamik viskozitesi, hızı ve poroz ortamın geçirgenlik değerine (*permeability*) bağlı olarak şu şekilde ifade etmiştir ;

$$\Delta p = -\frac{\mu}{K} u_f \qquad \textbf{(3.60)}$$

Kütle Korunumu (Süreklilik) Denklemi :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f) + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{u}_f) = 0 \qquad \textbf{(3.61)}$$

Momentum Korunumu Denklemi :

Poroz ortam için momentum korunumu denklemi standart *Navier-Stokes* denkleminin sağ tarafına S_i kaynak teriminin ilave edilmesi ile elde edilir.

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{K} u_f + \frac{C_2}{2} \rho_f u_f \left| u_f \right| \right) \qquad \textbf{(3.62)}$$

Enerji Korunumu Denklemi :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_f \rho_f E_f + \left(1-\alpha_f\right)\rho_s E_s\right) + \nabla\left(. u_f \left(\rho_f E_f + p\right)\right) = \nabla. \left[k_{eff} \nabla T_f + \bar{\bar{\tau}} u \right] + S_f^h \qquad \textbf{(3.63)}$$

Burada E_f ve E_s sırasıyla akışkan ve katı ortam enerjisini, S_f^h akışkan entalpi kaynak terimini ve k_{eff} oratmın efektif ısıl iletkenliğini ifade etmektedir ve şu şekilde gösterilmektedir.

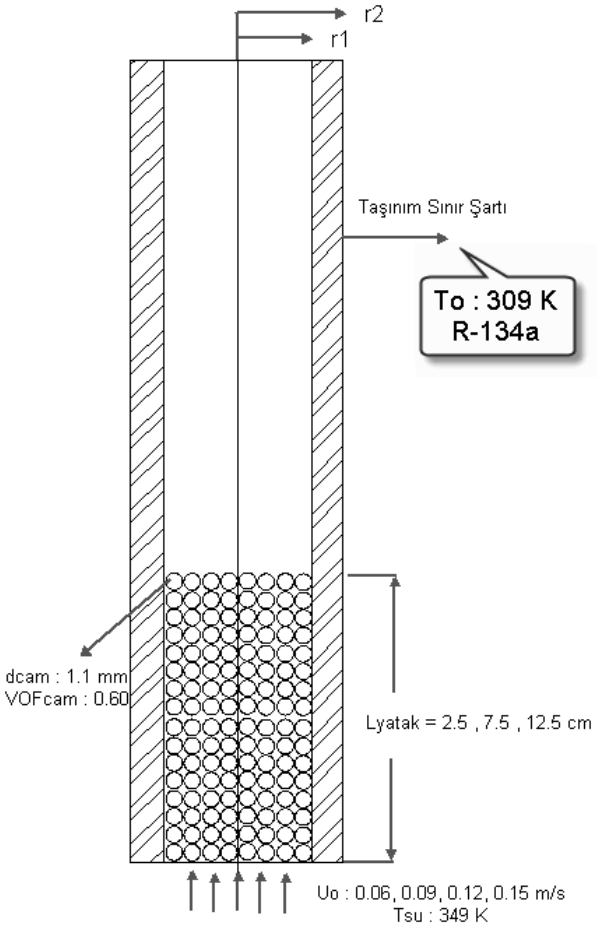
$$k_{eff} = \alpha_f k_f + \left(1-\alpha_f\right) k_s \qquad \textbf{(3.64)}$$

4. SAYISAL MODEL

Sayısal modellemede amaç düz bir boru içerisindeki akışkana katı tanecikler ilave edip , bu taneciklerin akışkanlaştırılması (akışkan yatak) ile boru içindeki ısı taşınım katsayısının ve basınç kaybının incelenmesidir. Ayrıca akışkanlaşmanın ısı taşınım katsayısına etkisini karşılaştırmak amacıyla boruya tanecik katmaksızın (tek faz) ve borunun tamamının tanecikle dolu olması (sabit yatak, poroz ortam) durumlarında da sayısal çözümlemeler yapılmıştır. Problemin ağ yapısı ve sınır şartlarının modellenmesinde Gambit, sayısal çözümlerinde ise Fluent paket programı kullanılmıştır. Problem zamana bağlı olduğundan günümüzdeki bilgisayarlar pratik olarak bu problemi 3 boyutlu çözememektedir. Dolayısıyla çözümler z eksenindeki ön ve arka duvar etkileri ihmal edilip 2 boyutlu kartezyen koordinat sisteminde elde edilmiştir.

4.1 Problemin Tanımlanması ve Modellenmesi

Model olarak hidrolik çapı 18 mm ve et kalınlığı 1 mm olan ve dik şekilde konumlandırılmış düz bir boru alınmıştır. Boru boyu 250 mm ve boru malzemesi bakır olarak belirlenmiştir. Boru içine başlangıç sınır şartı olarak değişik konsantrasyonlarda ve sabit yatak yüksekliklerinde 1.1 mm çapındaki küresel cam parçacıkları ilave edilmiştir (Şekil 4.1). Bu küresel parçacıkların konsantrasyonları ve yatak yükseklikleri Çizelge (4.1)' de özetlenmiştir. Akışkan olarak su seçilmiş olup boruya giriş sıcaklığı 349 K' dir. Ayrıca 349 K' deki sudan ısı geçişi ile borunun dış yüzeyinde soğutucu akışkan 309 K deki doyma basıncında kaynamaktadır. Suyun boruya giriş hızları cam parçacıkların akışkanlaşması ile doğrudan ilişkili olduğundan parçacıkların minumum akışkanlaşma ve terminal hızları hesaplanmış ve giriş hızları bu değerlere göre verilmiştir.

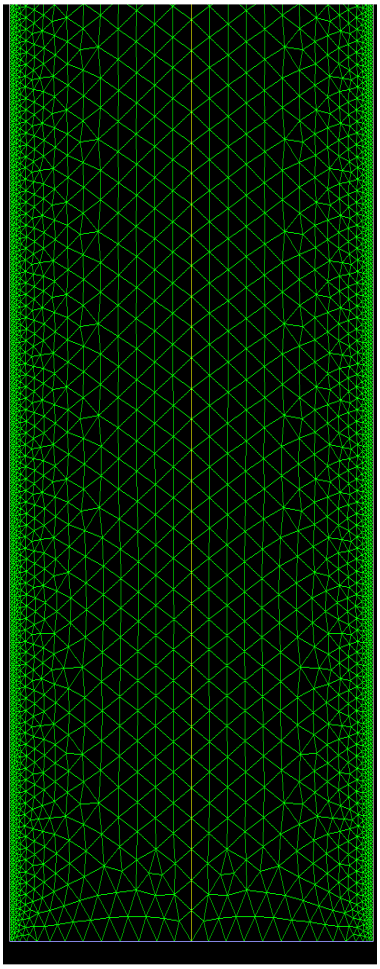


Şekil 4.1 : Problemin geometrisi

Çizelge 4.1 : Çift faz durumları için sayısal modelin başlangıç değerleri

Durum	Yatak Durumu	Akışkan hızı (m/s)	Yatak yüksekliği(cm)	Taneceik Hacim Oranı(%)
1	Akışkan Yatak	0.06	2.5	0.60
2	Akışkan Yatak	0.09	2.5	0.60
3	Akışkan Yatak	0.12	2.5	0.60
4	Akışkan Yatak	0.15	2.5	0.60
5	Akışkan Yatak	0.06	7.5	0.60
6	Akışkan Yatak	0.09	7.5	0.60
7	Akışkan Yatak	0.12	7.5	0.60
8	Akışkan Yatak	0.15	7.5	0.60
9	Akışkan Yatak	0.06	12.5	0.60
10	Akışkan Yatak	0.09	12.5	0.60
11	Akışkan Yatak	0.12	12.5	0.60
12	Akışkan Yatak	0.15	12.5	0.60
13	Sabit Yatak	0.06	25	0.60
14	Sabit Yatak	0.09	25	0.60
15	Sabit Yatak	0.12	25	0.60
16	Sabit Yatak	0.15	25	0.60

Modelin ve ağ (*mesh*) yapısının oluşturulması ve sınır şartlarının tanımlanması Gambit programında yapılmıştır. Model oluşturulurken simetri durumundan yararlanılıp borunun yarısı çizilmiştir ve borunun ekseni olan yüzey, Gambit programında eksen (*axis*) olarak tanımlanmıştır. Daha sonra Fluent programında çözdürücü model (*solver*) olarak *axissymmetric* seçilerek, geometrinin eksen olarak çizilen yüzey etrafında 360° döndürülmesi ile elde edilen bir boru olduğu belirtilmiştir. Cidarda sıcaklık ve hız gradyenlerinin büyük olmasından dolayı bu bölgelere daha sıkı ağ yapısı oluşturulmuştur. Geometride toplam 25268 hücre, 39041 yüzey, 13774 nokta kullanılmıştır (Şekil 4.1). Sınır şartları olarak girişte sabit giriş hızı (*Velocity-inlet*), çıkışta sabit ortam basıncı (*Pressure-outlet*) ve cidarda duvar (*Wall*) sınır şartı verilmiştir.



Şekil 4.2 : Geometrinin ağ yapısı

Boru dış yüzeyinde taşınım sınır şartı verilmiş olup dış ortam sıcaklığı 309 K olarak alınmıştır. Bu değer soğutucu akışkan R-134a nın 0,9 MPa basınç altındaki kaynama sıcaklığıdır.

Boru dış yüzeyindeki taşınım sınır şartı

$$h_o \left(T_{y.d} - T_o\right) = -k \left.\frac{dT}{dn}\right|_{r_2} \qquad \textbf{(4.1)}$$

olarak ifade edilir. Bu denklemdeki dış yüzey ısı taşınım katsayısı h_o sabit olmayıp , havuz kaynaması durumunda dış yüzey sıcaklığına bağlı ikinci dereceden bir fonksiyon olarak kabul edilmiştir (Ek-A).

$$h_o = 271{,}11\left(T_{d,y} - 309\right)^2 \qquad \textbf{(4.2)}$$

Dış yüzeydeki taşınım ısıl direnci ve cidar kalınlığından dolayı duvar ısıl direncinin toplamından toplam ısıl direnç ve toplam ısı geçiş katsayısı elde edilir (Ek-B). Toplam ısı geçiş katsayısı için C dilinde kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) yazılmıştır (Ek-C). Bu fonksiyon daha sonra Fluent programına okutulmuştur.

4.2 Problemin Fluent Programında Tanımlanması

Problemin çözümü için gerekli olan modelin oluşturulması Fluent programında yapılmış olup modelleme aşamaları aşağıda listelenmiştir.

4.2.1 İki Fazlı Akış (Akışkan Yatak)

- Fluent programında 2 boyutlu çift hassasiyetli (2ddp) çözümleyici açılır.
- *File → Read → Case* (Gambit programında hazırlanan .msh uzantılı dosya Fluent programına okutulur).
- *Grid→ Check→Scale* (Gambit' te mm olarak oluşturulan değerler m birimine çevirilir).
- *Define→Models→Solver* (*Pressure-based, Implicit, Unsteady, Axissymmetric, Absolute, Green-Gauss Cell Based, Superficial Velocity* seçenekleri seçilir).
- *Define→Models→Multiphase* (Burada model olarak *Eulerian*, faz sayısı olarak 2 seçilir).
- *Define→Models→Energy* (Enerjinin korunumu denklemleri hesabı için bu seçenek aktif hale getirilir)

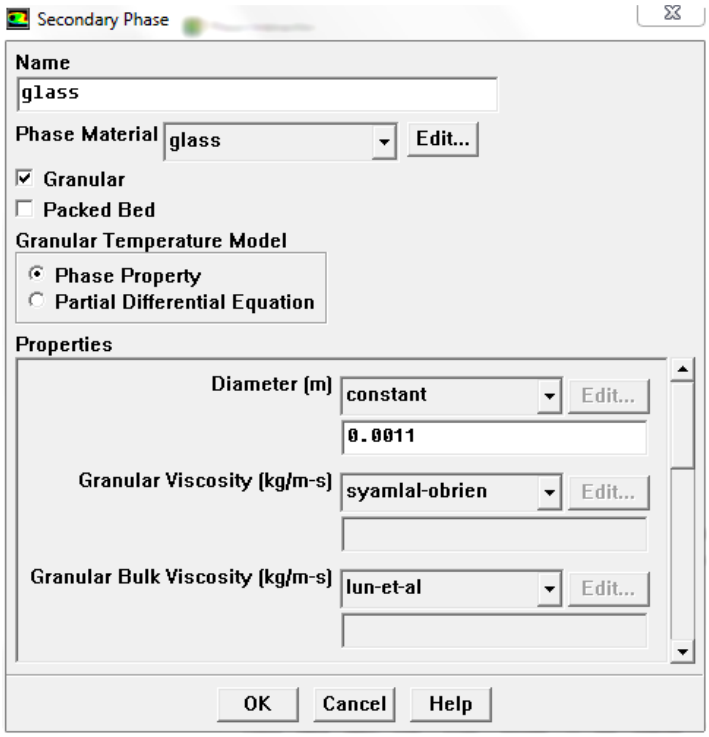
- *Define→Models→Viscous* (Değişken giriş hızlarına göre akışın cinsi belirlenir).

- *Define→Materials* (Burada birinci faz için '*Water-Liquid*', ikincil faz için '*Glass*', boru malzemesi için '*Copper*' seçilir).

- *Define→Operating Conditions* ('*Operating Pressure*' kısmına 101325 Pa ve '*Gravity*' kısmından x eksenine -9.81 değeri girilir).

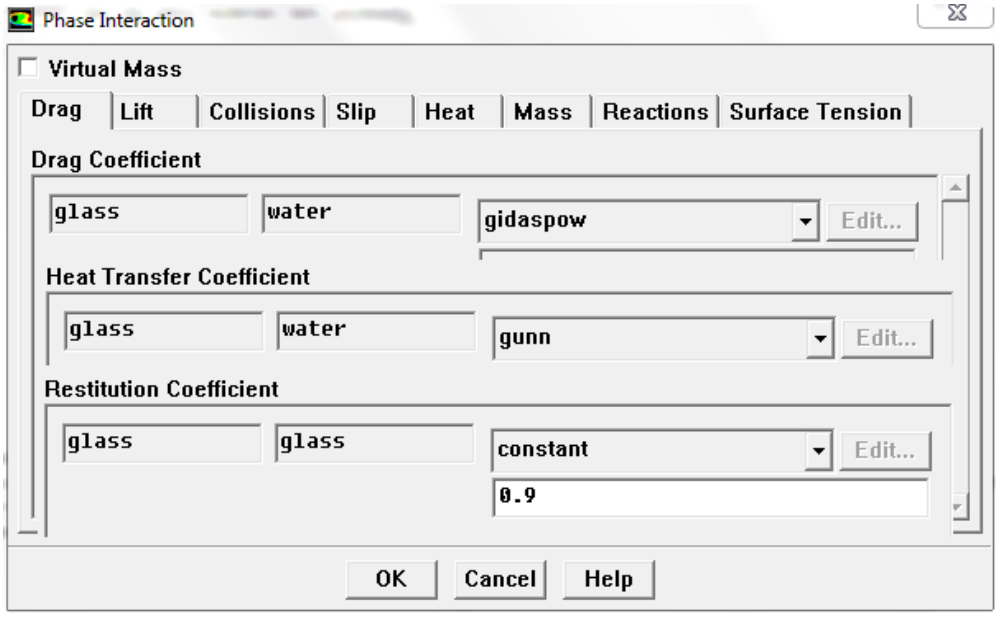
- *Define→Phases* (Birincil faz için ''*Water-Liquid*' seçilir. İkincil faz için '*Glass*' seçilir).

İki fazlı akışkan yatak modeli için teorik model bölümünde (Bölüm 3) denklemleri verilen bağıntılardan fiziksel modele uygun olan ifadeler sayısal modellemede seçilir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 : Cam tanecikleri için çap ve viskozite modelleri

Su ve cam tanecikleri arasındaki momentum ve ısı geçişi bağıntıları için gerekli bağıntılar Şekil 4.4 'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Su ve cam tanecikleri arasındaki etkileşim bağıntıları

- *Define→User Defined→ Functions→Interpreted* (Daha toplam ısı geçiş katsayısı için yazılmış olan kullanıcı tanımlı fonksiyon(UDF) programa okutulur).

- *Define→Boundary Conditions*

  - ✓ Giriş sınır şartı için '*Inlet*' seçilir ve faz olarak '*Water*' seçilir. Burada giriş hızı için belirlenen hız değerleri, giriş sıcaklığı için 349 K girilir. '*Glass*' fazı için değerler kendi ayarında bırakılır.
  - ✓ Çıkış sınır şartı için '*Outlet*' seçilir ve faz olarak '*Mixture*' seçilir. Burada '*Gauge-pressure*' değeri olarak 0 Pa girilir. Diğer fazlar için değerler kendi ayarlarında bırakılır.
  - ✓ Cidarda taşınım sınır şartı için ise '*Wall*' seçilir. Faz olarak '*mixture*' seçilir ve '*convection*' seçeneğinde ısı taşınım katsayısı için '*udf hcoef*', '*Material Name*' için '*Copper*' seçilir.'*Free Stream Temperature*' için 309 K girilir. Ayrıca cidarda sürtünme sınır şartını belirtmek için '*Water*' ve '*Glass*' fazları seçilir ve '*Shear Condition*' seçeneği altından '*No slip'* seçilir.

- *Solve→Controls→Solutions* (Burada çözülecek tüm denklemler seçilir ve çözümün gidişatına göre '*Under-Relaxation Factors*' seçilir. Basınç-Hız çifti için SIMPLE, '*Discretization*' parametreleri için '*First-Order Upwind*' seçilir.

- *Solve→Initialize→ Initialize* (Problem zamana bağlı problem olduğu için ilk şartlar girilmelidir. Suyun ve cam parçacıkların ilk sıcaklıkları 349 K olarak girilir).

- *Adapt→Region* (Burada cam parçacıkların başlangıçtaki hacim oranını bir sonraki adımda belirleyebilmek için cam parçacıkların bulunduğu alan

tanımlanır. ‘’Ymax’’ değeri için boru çapı 0.18 m ‘’Xmax’’ değeri için ise değişken yatak yükseklik değerleri girilir).

- *Solve→Initialize→ Patch* (Burada ‘*Glass*’ fazını seçip ‘*variable*’ seçeneğinden ‘*Volume Fraction*’ seçilir. Bu değere yataktaki başlangıç katı faz konsantrasyonu değeri girilir ve ‘*Register to patch*’ seçeneğinden bir önceki kısımda tanımlanan alan seçilir ve ‘*Patch*’ edilir).

- *Solve→Iterate* (Burada ‘*Time-Step size*’ değeri için 0.001, ‘*Number of time steps*’ için 20000, ‘*max iterations per time steps*’ için 500 değerleri girilir. Bu 20 saniye sonraki çözümü elde edeceği ve bunun için toplamda 10.000.000 iterasyon yapacağı anlamına gelmektedir).

Optimum *‘Time-Step size’* değeri için tanımlanan boyutsuz *Courant* sayısı iki fazlı akışlar için aşağıda belirtilen aralıkta olması gerekmektedir (Jack T. Cornelissen ve diğ., 2007).

$$0.03 \leq N_C = u_f \frac{\Delta t}{\Delta y} \leq 0.3 \qquad \textbf{(4.3)}$$

4.2.2 İki Fazlı Akış (Sabit Yatak)

- Fluent programında 2 boyutlu çift hassasiyetli (2ddp) çözümleyici açılır.

- *File → Read → Case* (Gambit programında hazırlanan .msh uzantılı dosya Fluent programına okutulur).

- *Grid→ Check→Scale* (Gambit’ te mm olarak oluşturulan değerler m birimine çevirilir).

- *Define→Models→Solver* (*Pressure-based, Implicit, Unsteady, Axissymmetric, Absolute, Green-Gauss Cell Based, Superficial Velocity* seçenekleri seçilir).

- *Define→Models→Energy* (Enerjinin korunumu denklemleri hesabı için bu seçenek aktif hale getirilir)

- *Define→Models→Viscous* (Değişken giriş hızlarına göre akışın cinsi belirlenir).

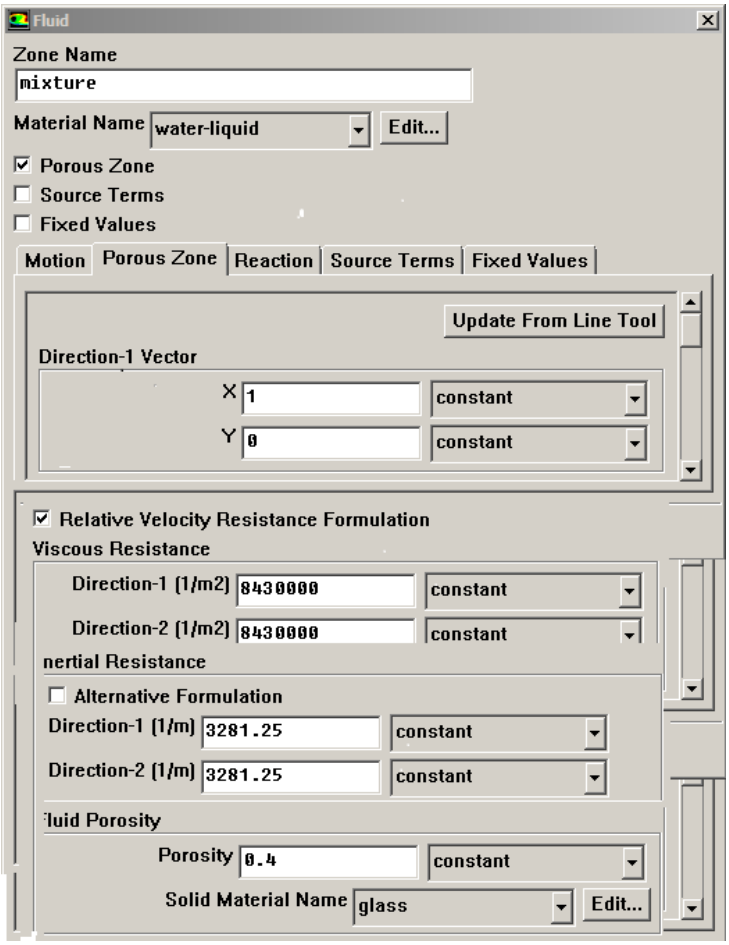
- *Define→Materials* (Burada akışkan için ‘*Water-Liquid*’, boru içindeki tanecikler (poroz ortam) için ‘*Glass*’, boru malzemesi için ‘*Copper*’ seçilir).

- *Define→Operating Conditions* (‘*Operating Pressure*‘ kısmına 101325 Pa ve ‘*Gravity*’ kısmından x eksenine -9.81 değeri girilir).

- *Define→User Defined→ Functions→Interpreted* (Daha toplam ısı geçiş katsayısı için yazılmış olan kullanıcı tanımlı fonksiyon(UDF) programa okutulur).

- *Define→Boundary Conditions*

  - ✓ Giriş sınır şartı için '*Inlet*' seçilir. Burada giriş hızı için belirlenen hız değerleri, giriş sıcaklığı için 349 K girilir.
  - ✓ Çıkış sınır şartı için '*Outlet*' seçilir. Burada '*Gauge-pressure*' değeri olarak 0 Pa girilir.
  - ✓ Cidarda taşınım sınır şartı için ise '*Wall*' seçilir ve '*convection*' seçeneğinde ısı taşınım katsayısı için '*udf hcoef*', '*Material Name*' için '*Copper*' seçilir.'*Free Stream Temperature*' için 309 K girilir. Ayrıca cidarda sürtünme sınır şartı için '*Shear Condition*' seçeneği altından '*No slip'* seçilir.
  - ✓ Akışkan içindeki cam taneciklerin sabit yatak konumundaki (poroz ortam) sınır şartı için, poroz ortam malzemesi olarak 'glass' seçilir ve geçirgenlik oranı 0.4 olarak girilir. Daha sonra momentum denkleminin çöümünde gerekli olan '*spesific permeability*' ve '*inertial resistance factor*' değerleri girilir.



Şekil 4.5 : Poroz ortamın geçirgenlik ve atalet direnç faktörü

- *Solve→Controls→Solutions* (Burada çözülecek tüm denklemler seçilir ve çözümün gidişatına göre '*Under-Relaxation Factors*' seçilir. Basınç-Hız çifti için SIMPLE, '*Discretization*' parametreleri için '*First-Order Upwind*' seçilir.

- *Solve→Initialize→ Initialize* (Problem zamana bağlı problem olduğu için ilk şartlar girilmelidir. Suyun ve cam parçacıkların ilk sıcaklıkları 349 K olarak girilir).

- *Solve→Iterate* (Yakınsama sağlanıncaya kadar iterasyon yaptırılır).

5. SONUÇLAR

Bu bölümde düz bir boru içinde tek fazlı akış (su) ve çift fazlı akış (su+cam tanecikleri) durumları için Fluent programında elde edilen sürtünme çarpanı ve Nusselt sayısının değerleri geleneksel bağıntılarla karşılaştırılacaktır. Sürtünme çarpanının ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve tanecik yoğunluğu ile değişimi incelenecektir.

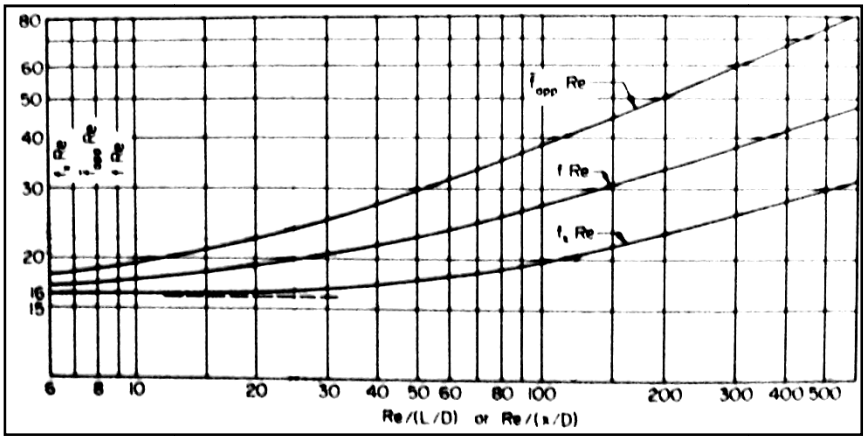
5.1 Tek Fazlı Akış (Su) Durumundaki Sonuçlar

Hidrolik çapı 18 mm olan düz boruda Reynolds sayısının 500, 2000, 5000, 7500 ve 10000 olduğu durum için yapılan çözümlemeler sonucu elde edilen sürtünme çarpanı ve Nu değerleri Şekil 5.3 ve 5.4'te gösterilmiştir.

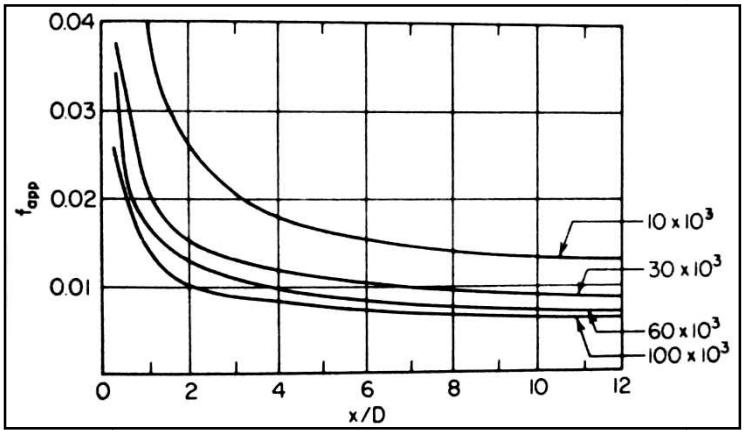
Bu çalışmada ele alınan çap ve Reynolds sayısı aralıklarında laminer ve türbülanslı bölge için hesaplanan hidrodinamik giriş uzunluklarının, boru boyunun (250 mm) % 100' ü ile % 2'si arasında kaldığı saptanmıştır. Boru boyunun kısa olması sonucu hidrodinamik olarak gelişen bölgenin etkisi sebebiyle, laminer ve türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanının hesabında hidrodinamik gelişme uzunlukları da dikkate alınmıştır. Düz boruda laminer ve türbülanslı düzende hidrodinamik olarak gelişen akıştaki sürtünme çarpanının hesabında Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'den yararlanılmıştır. Laminer bölgedeki hidrodinamik giriş uzunluğu hesabında,

$$L_{hy} = 0.05\,\mathrm{Re}\,D_h \qquad \textbf{(5.1)}$$

denklemi kullanılmıştır. Türbülanslı bölgedeki hidrodinamik giriş uzunluğu hidrolik çapın oniki katı olarak alınmıştır (Rohsenow, 1973).

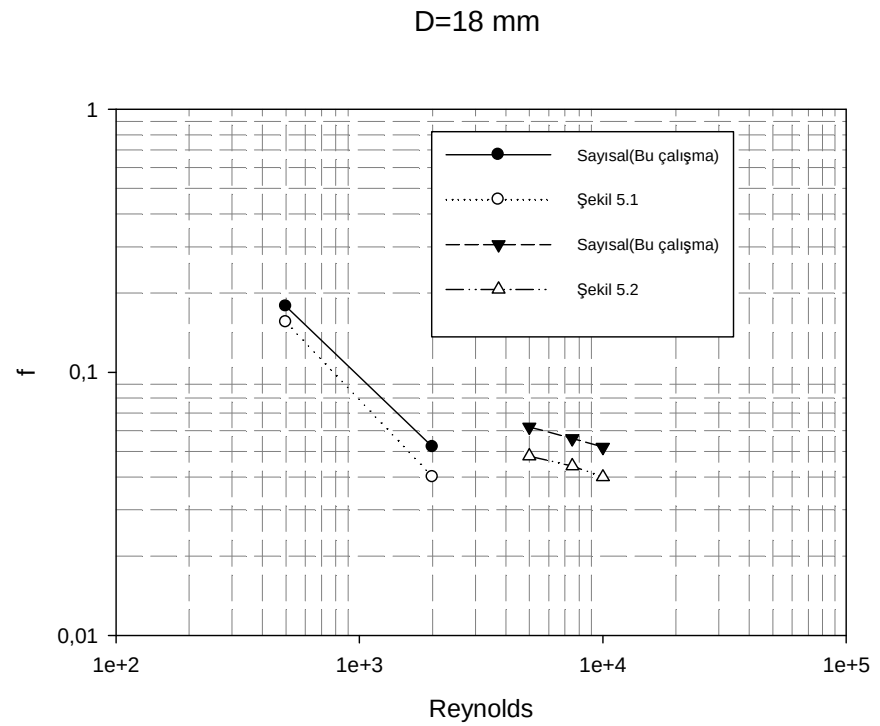


Şekil 5.1 : Düz boruda laminer akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu için Pouiselle sayıları (Rohsenow, 1973)

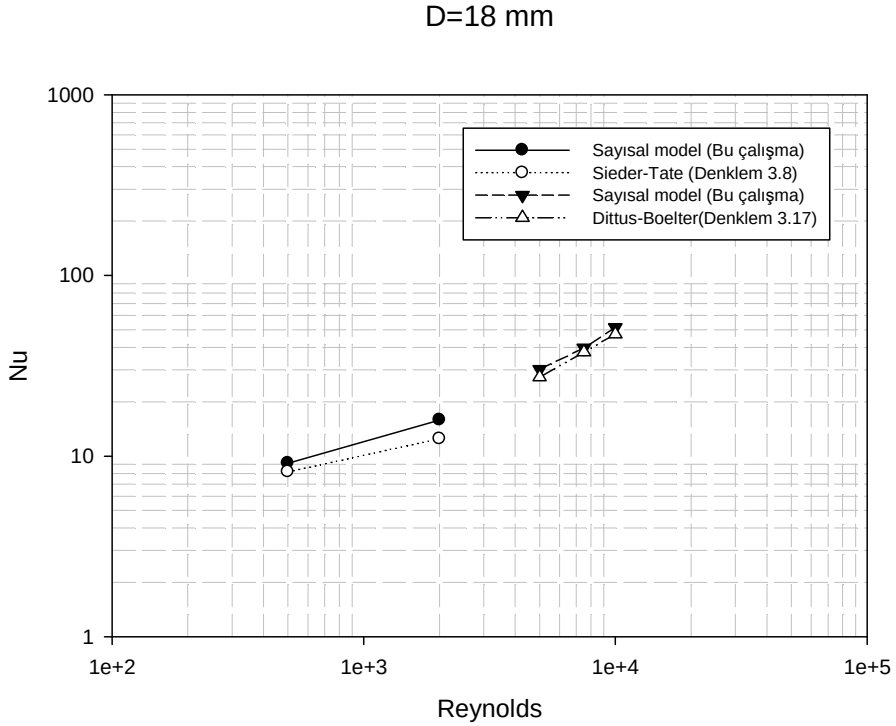


Şekil 5.2 : Düz boruda türbülanslı akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu için Pouiselle sayıları (Rohsenow, 1973)

Şekil 5.3 ve 5.4 incelendiğinde laminer bölgede (Re < 2300) çözümlemeler sonucu elde edilen verilerle geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerler arasında bir uyum olduğu gözlenmektedir. Türbülanslı gölgede ise (Re > 2300) aynı çapa sahip kanalda Reynolds sayısı arttıkça sürtünme çarpanı azalmıştır. Türbülanslı bölgedeki akış karakteristiği geleneksel kanallarla benzer olmasına rağmen sayısal olarak elde edilen değerler, geleneksel bağıntılarla elde edilen değerlerden daha büyüktür.



Şekil 5.3 : 18mm çaplı düz boruda sürtünme faktörünün reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.4 : 18mm çaplı düz boruda nusselt sayısının reynolds sayısı ile değişimi

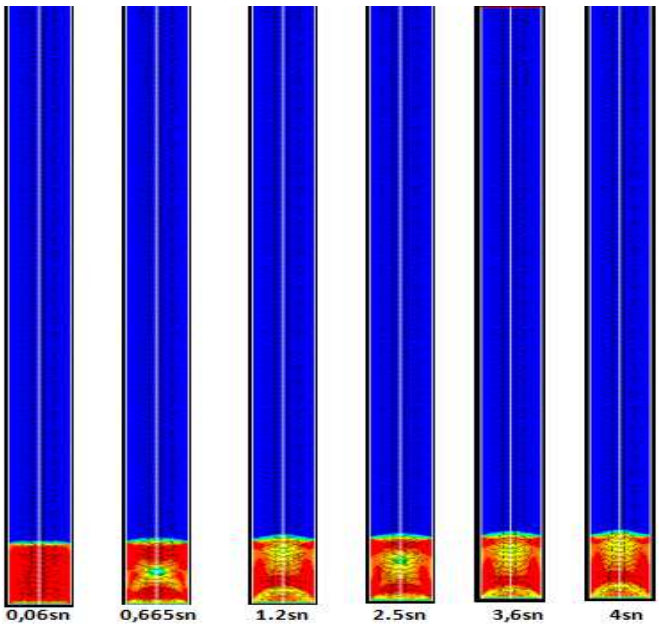
5.2 Çift Fazlı Akış (Su+Cam Tanecikleri, Akışkan Yatak) Durumundaki Sonuçlar

Süreklilik Kontrolü :

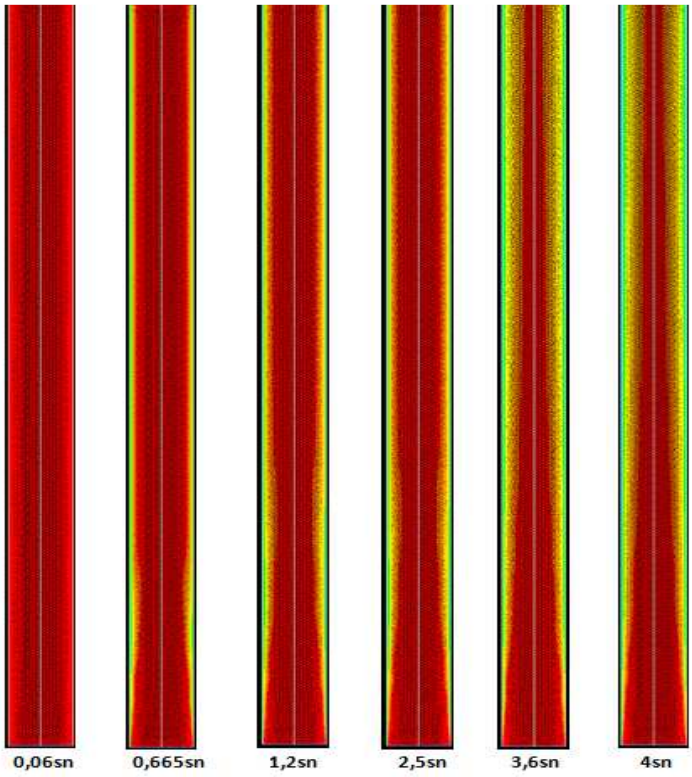
Akışkana tanecik ilave edilmesi ile oluşan akışkan yatak durumu için Fluent' te Euler-Granular iki fazlı modeli kulanılmaktadır. Bizim aradığımız değerler sürekli haldeki değerler olmasına rağmen Fluent bu modelde zamana bağlı çözüm yapmaktadır. Bu yüzden her durum için süreklilik kontrolü yapılmalı ve sürekli haldeki değerler kaydedilmelidir. Süreklilik kontrolü aşağıdaki parametreler incelenerek sağlanabilir ;

- Kütlenin korunumun sağlanması
- Enerjinin korunumunun sağlanması
- Hız, sıcaklık, basınç ve tanecik hacim oranı konturlarının sürekli hale ulaşması

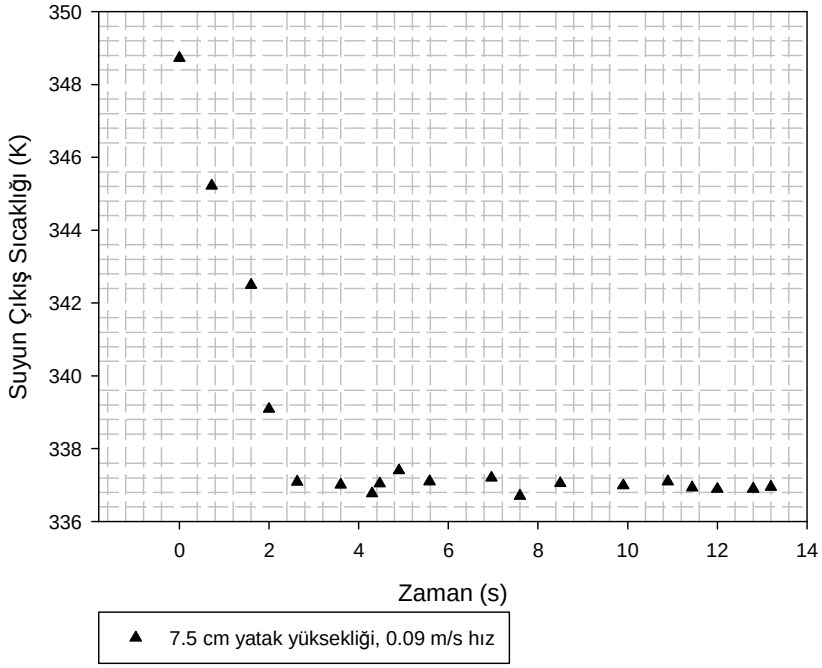
Bu parametreler her durum için kontrol edilmiş olup, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6' da 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.06 m/s hız için tanecik hacim oranı ve sıcaklık konturları verilmiştir. Bu durum için (2.5 cm yatak yüksekliği, 0.06m/s akışkan hızı) problem 4 saniyede sürekli rejime ulaşmaktadır. Şekil 5.7 de ise 0.09 m/s hız ve 7.5 cm yatak yüksekliği için suyun çıkış sıcaklığının zamanla değişimi grafik olarak gösterilmektedir. Bu durum için problem 12 saniyede sürekli rejime ulaşmaktadır.



Şekil 5.5 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.06 m/s hız için tanecik hacim oranının zamanla değişimi.



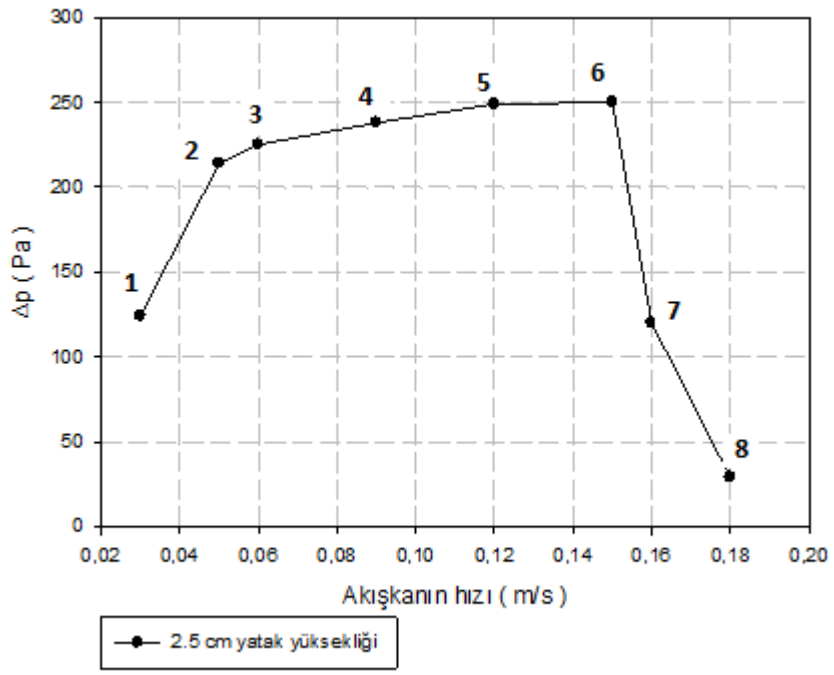
Şekil 5.6 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.06 m/s hız için sıcaklığın zamanla değişimi



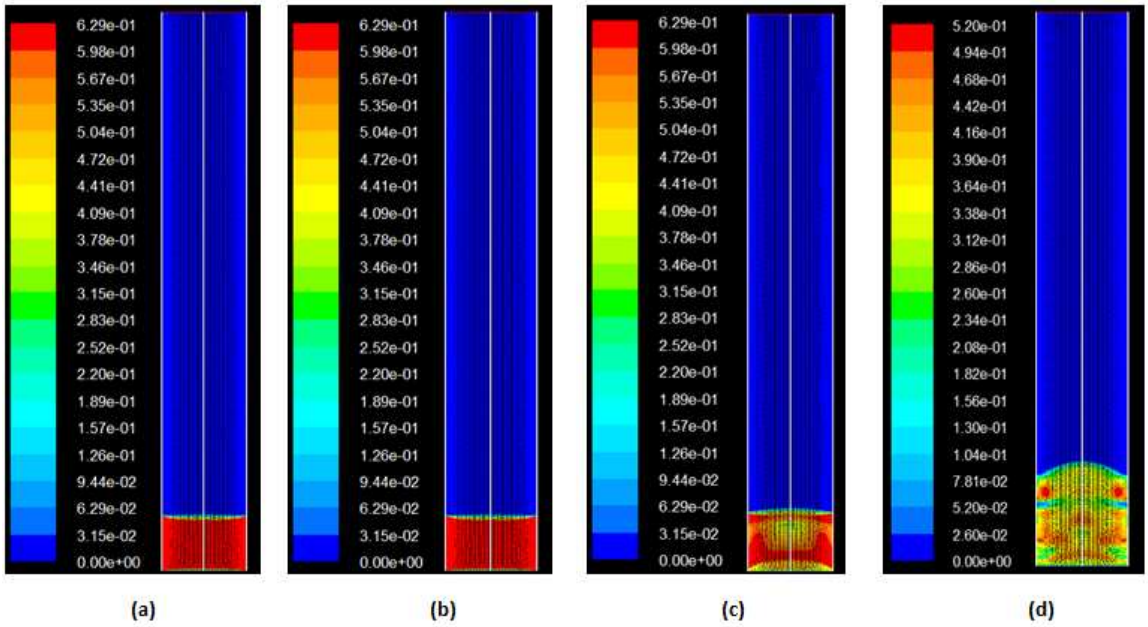
Şekil 5.7 : 7.5 cm yatak yüksekliği ve u=0.09 m/s hız için suyun sıcaklığının zamanla değişimi

Taneciklerin minumum akışkanlaşma hızı ve terminal hızlarının belirlenmesi :

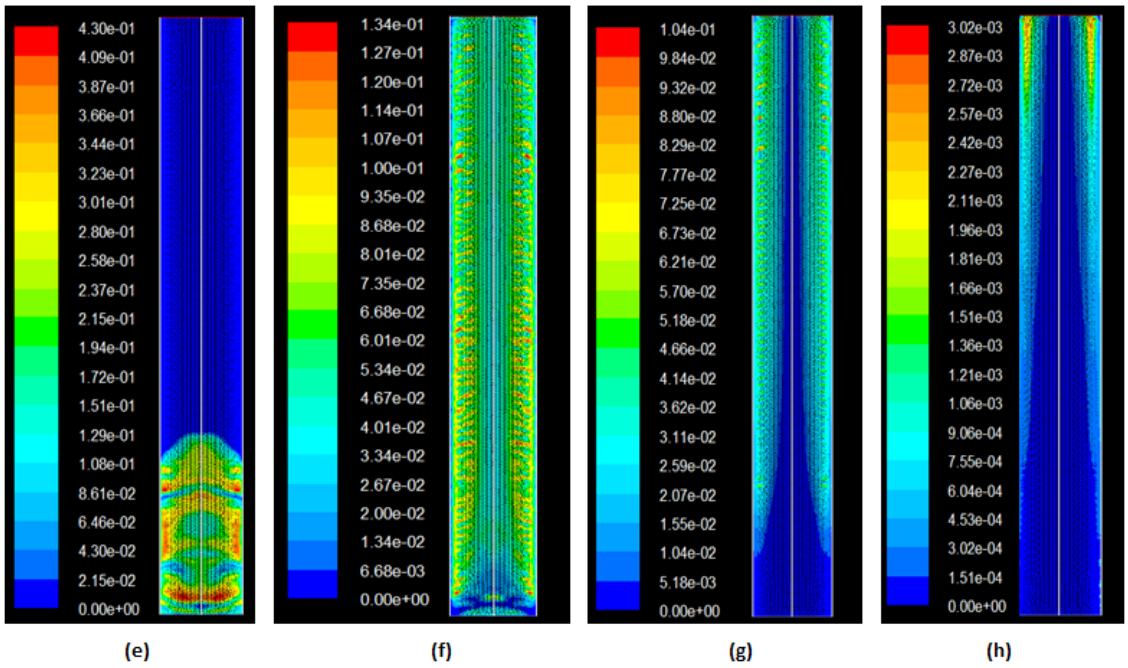
Bu çalışmada akışkana ilave edilen cam taneciklerin akışkanlaşması temeline dayanarak ısı taşınım katsayısını iyileştirmesi amaçlanmıştır. Taneciklerin akışkanlaşabilmesi için suyun hızının, taneciklerin minumum akışkanlaşma hızından büyük olması ve taneciklerin borunun dışına sürüklenip gitmemeleri için de taneciklerin terminal hızından küçük olması gerekmektedir. Bu sebepten taneciklerin minumum akışkanlaşma ve terminal hızlarına ihtiyacımız vardır. Çizelge 4.1' de görüldüğü gibi 3 farklı (L_y=2.5, 7.5, 12.5 cm) için 4 farklı hızda (0.06, 0.09, 0.12, 0.15 m/s) akışkan yatak durumunda çözümlemeler yapılmıştır. Ancak minumum akışkanlaşma ve terminal hızları tespit etmek amacıyla sadece 2.5 cm yatak yüksekliği durumunda 8 farklı hızda çözümleme yapılmış olup taneciklerin minumum akışkanlaşma ve terminal hızları sayısal olarak tespit edilmiştir. 1 ve 2 noktalarındaki hızlar minumum akışkanlaşma hızından küçüktür ve akışkanlaşma başlamamıştır (sabit yatak). 3,4,5 ve 6 noktaları akışkan yatak durumundadır. 7 ve 8 noktalarındaki hızlar taneciklerin terminal hızından büyüktür. Bu bölgede tanecikler sürüklenmeye başlamışlardır.



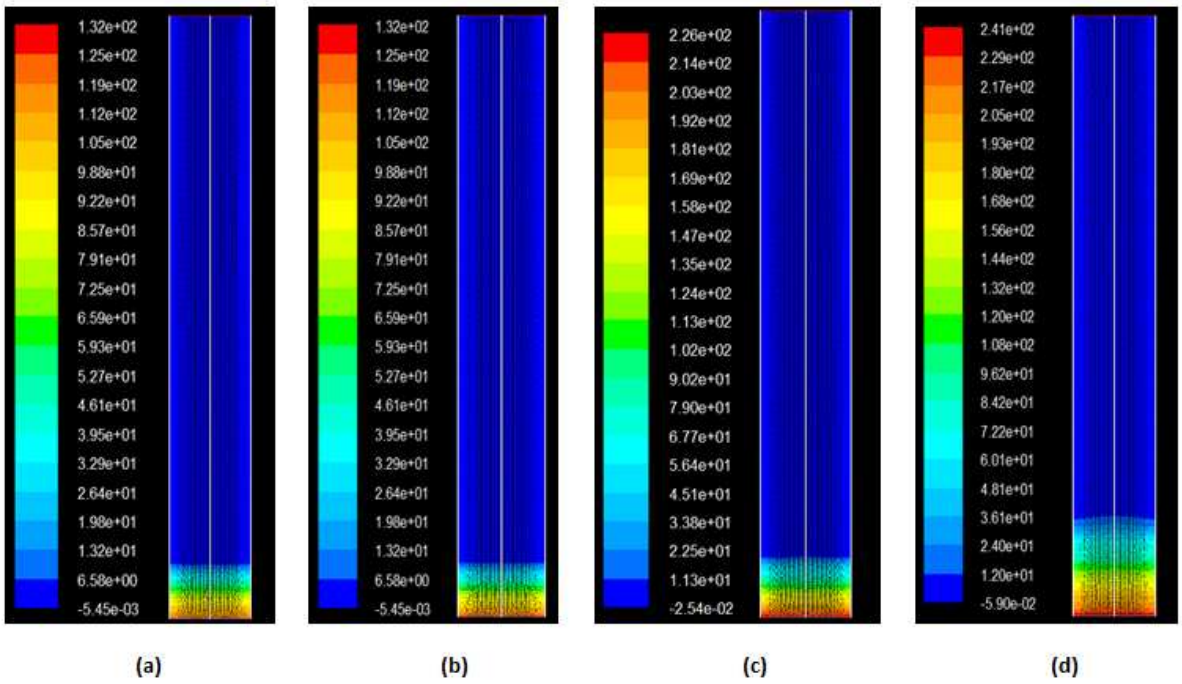
Şekil 5.8 : 2.5 cm yatak yüksekliği için basınç düşümünün akışkan hızı ile değişimi



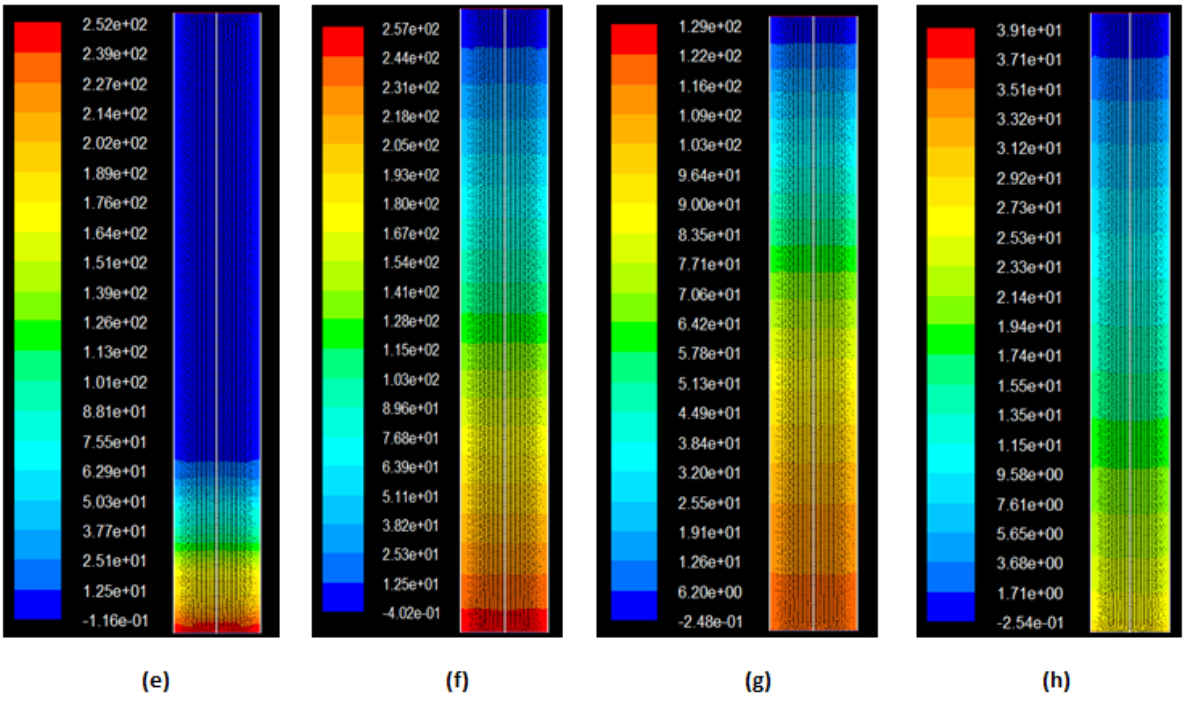
Şekil 5.9 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki tanecik hacim oranı grafikleri a)1 noktası b)2 noktası c)3 noktası d)4 noktası



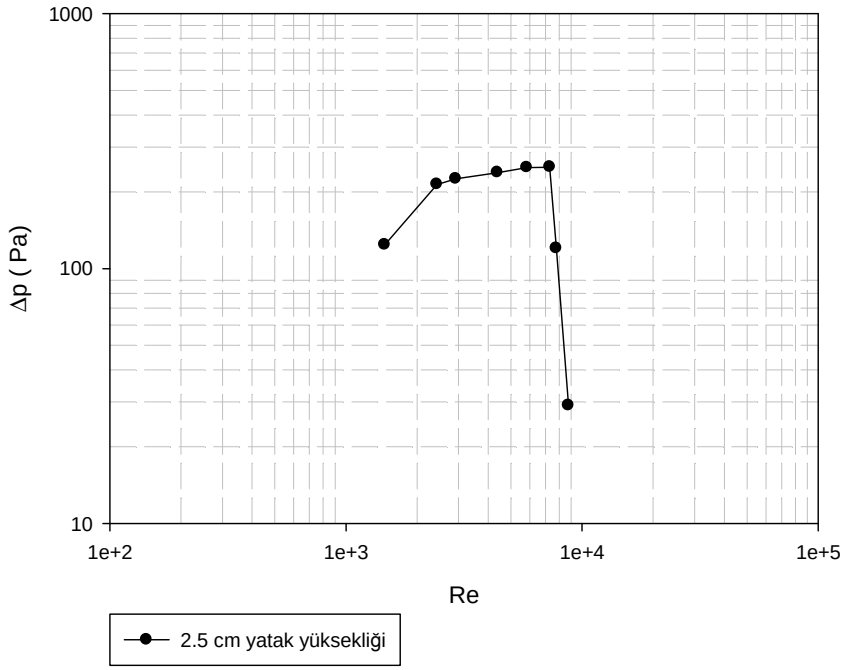
Şekil 5.10 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki tanecik hacim oranı grafikleri e)5 noktası f)6 noktası g)7 noktası h)8 noktası



Şekil 5.11 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki statik basınç konturları
a)1 noktası b)2 noktası c)3 noktası d)4 noktası



Şekil 5.12 : 2.5 cm yatak yüksekliği için sürekli haldeki statik basınç konturları
a)5 noktası b)6 noktası c)7 noktası d)8 noktası



Şekil 5.13 : 2.5 cm yatak yüksekliği için basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi

Taneciklerin minumum akışkanlaşma hızı ve terminal hızı sırasıyla 0.032 m/s ve 0.202 m/s olarak hesaplanmıştır. Sayısal çözümlemelerde bu hız değerlerinin altında ve üzerinde değerler için çözümlemeler yapılmıştır ve bu hızlar sayısal olarakta elde edilmiştir. Çizelge 5.1 analitik ve sayısal olarak hesaplanan minumum akışkanlaşma ve terminal hız değerlerini göstermektedir.

Çizelge 5.1 : Taneciklerin minumum akışkanlaşma ve terminal hız değerleri

	Minumum akışkanlaşma hızı(m/s)	Terminal hız(m/s)
Analitik Çözüm	0.032	0.202
Sayısal Çözüm	0.052	0.158

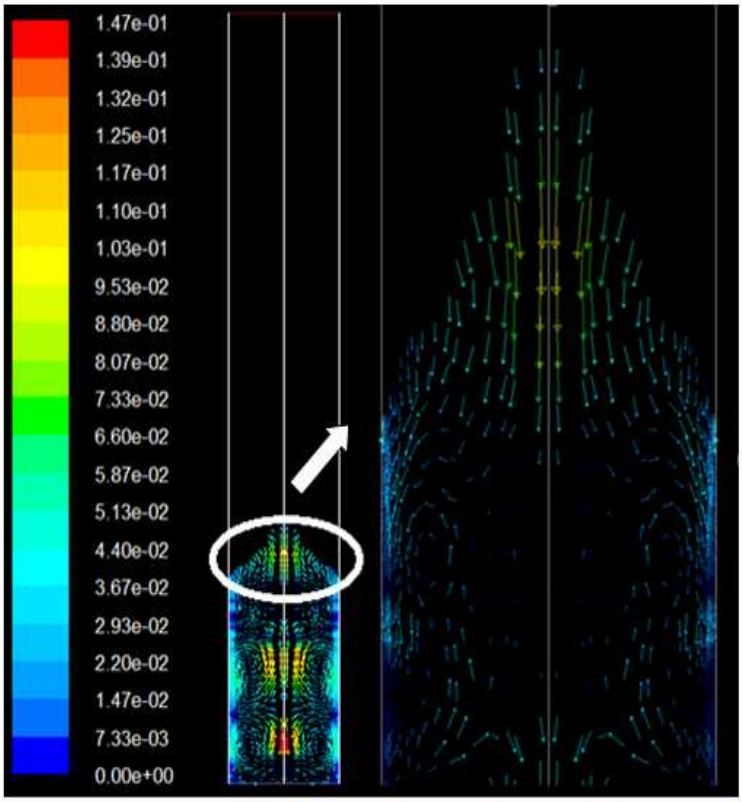
S.Sánchez-Delgado ve diğ. (2010) 2 boyutlu akışkan yatakta minumum akışkanlaşma hızının tespiti için tanecik cinsini, tanecik çapını, boru çapı ve boru uzunluğunu değiştirerek çalışmalar yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre tanecik çapına bağımlı kritik boru çapı değeri tanımlamışlardır ve duvar etkilerinin ancak boru hidrolik çapının tanecik çapından çok büyük olduğu durumlarda ($D_h / d_p \geq 100$) ihmal edilebileceğini savunmuşlardır. Bizim problemimizde D_h / d_p oranı 18 olup duvar etkilerinin problemin karakteristiğine etkisi oldukça fazladır. Taneciklerin

minumum akışkanlaşma ve terminal hızlarının analitik çözümden sapmaları duvar etkileri ile açıklanmaktadır.

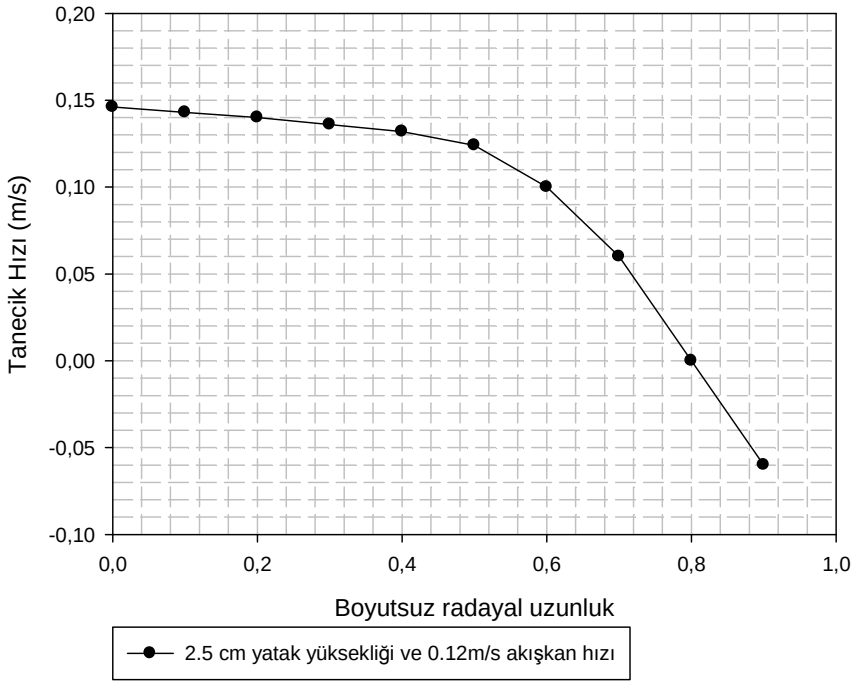
Ayrıca sabit ve akışkan yatak durumlarındaki basınç düşümünün hız ile değişimi Şekil 5.7' de görülmektedir. Basınç düşümü sabit yatak için artan akışkan hızı ile artmakta, akışkan yatak durumunda ise sabit kalmaktadır. Akışkan hızının taneciklerin terminal hızını geçmesi durumunda ise taneciklerin sürüklenmeye başlanmasından dolayı basınç düşümünde azalma olmaktadır.

Çekirdek ve halka bölgelerin tespiti :

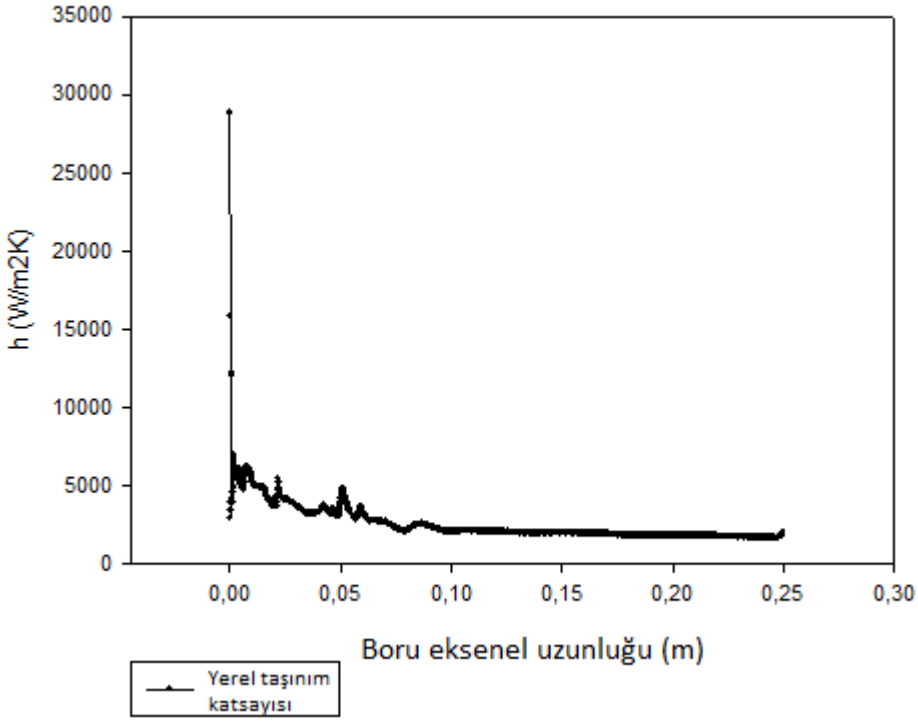
Akışkan yataklarda katı taneciklerin hız dağılımı incelendiğinde, katı taneciklerin hız değerinin sıfır olduğu noktaya kesişim noktası denir. Bu nokta ile boru ekseni arasındaki bölgeye çekirdek bölge, cidar arasında kalan bölgeye halka bölge denilmektedir. Akışkan yatak durumunda taneciklerin göstermiş olduğu davranışlar incelenmiş olup, tanecikler çekirdek bölge denilen borunun merkezinde akışkanın yönünde hareket etmekte ve akışkanlaşmakta olup, halka bölge denilen cidara yakın bölgelerden akışkanın tersi yönde hareket etmektedir. Başka bir deyişle tanecikler genişleyen akışkan yataktan boru cidarına yakın kısımlardan geri dönmektedir. R.Panneerselvam ve diğ. (2007) sıvı-katı akışkan yatakta akış modelini sayısal ve deneysel olarak incelemiş ve çekirdek ve halka bölgeler arasındaki kesişim noktasında taneciklerin hareketinden dolayı oluşan enerji disipasyonunu hesaplamıştır. Yapılan bu çalışmada ise taneciklerin yatak içinde bu şekilde hareket ettiği, çekirdek ve halka bölgeler oluşturduğu tespit edilmiştir. Şekil 5.14' de boru içindeki taneciklerin hız vektörlerinin bu duruma uygunluğu görülmektedir. Şekil 5.15 ise cam taneciklerin hız değerlerinin boru radyal mesafesiyle değişimini göstermektedir. Kesişim noktası boru boyutsuz radyal mesafenin 0.8 olduğu noktadır. Görüldüğü gibi çekirdek bölgede cam taneciklerinin hız değerleri boru ekseninde maksimum olmak üzere pozitif değerlerde, halka bölgede ise negatif değerlerdedir.



Şekil 5.14 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için çekirdek ve halka bölgeler



Şekil 5.15 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için tanecik hızının boyutsuz radyal mesafe ile değişimi



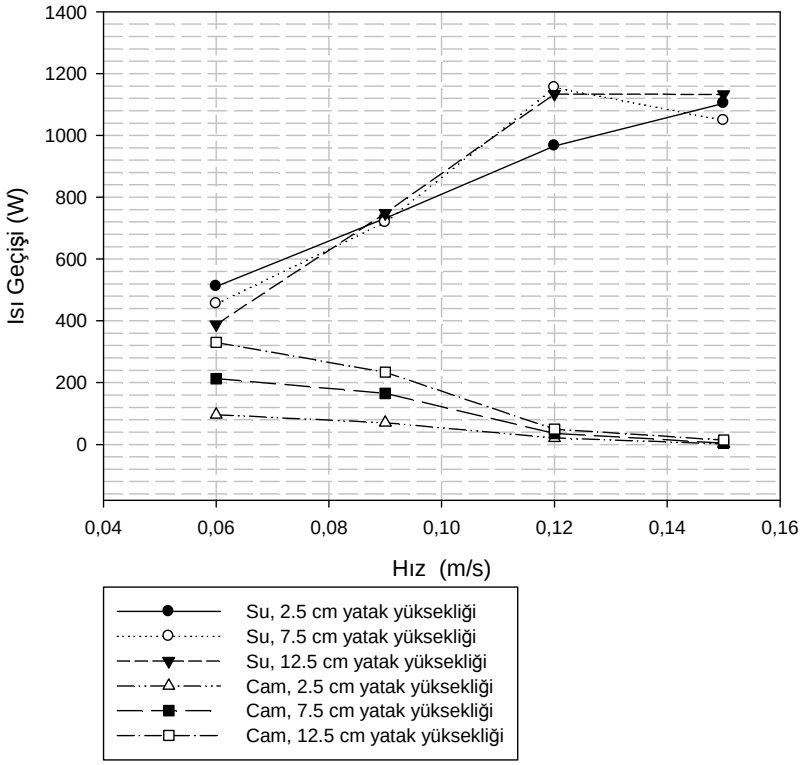
Şekil 5.16 : 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s hız için yerel taşınım katsayıları

Şekil 5.16 boru boyu boyunca yerel taşınım katsayılarını göstermektedir. Görüldüğü üzere borunun içinde taneciklerin yer aldığı kısımda (akışkan yatak) yerel ısı taşınım katsayısı değerleri yüksek, boru içinde taneciklerin bulunmadığı kısımlarda yerel taşınım katsayıları düşüktür. Bu bize cam taneciklerinin ısı taşınım katsayısına etkisini göstermektedir. Akışkan yatak kısmında cam tanecikleri ısı taşınım katsayısını yükseltmişlerdir. Cam taneciklerinin ısı geçişine etkisi Çizelge 5.2' de özetlenmiştir.

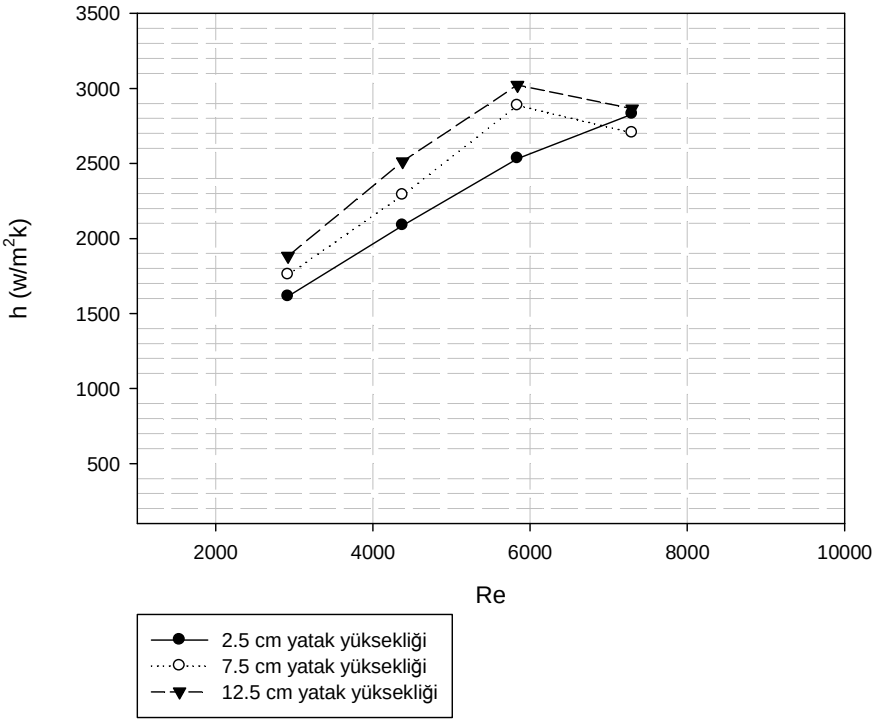
Çizelge 5.2 ve Şekil 5.17' de görüldüğü gibi sabit 0.06 m/s akışkan hızı için yatak yüksekliği arttıkça, başka bir ifadeyle boru içine ilave edilen cam tanecik miktarı arttıkça sudan olan ısı geçişi azalmakta ve camdan olan ısı geçişi artmaktadır. Aynı durumda sabit akışkan hızı için akışkan yatağın toplam ısı geçiş miktarı artan tanecik miktarı ile artmaktadır. Sıvı-katı akışkan yataklarda, taneciklerin varlığı sistemin türbülansını arttırmakta ve parçacıklar ısıl sınır tabakayı bozmaktadır. Bu da ısıl direncin azalmasına ve dolayısıyla akışkan yatak ısı taşınım katsayısının artmasına neden olmaktadır.

Çizelge 5.2 : Akışkan yatakta sudan ve katı taneciklerden olan ısı geçişi değerleri

Yatak yüksekliği (cm)	Akışkan hızı (m/s)	Sudan ısı geçişi(W)	Cam taneciklerinden ısı geçişi(W)	Toplam ısı geçişi (W)
2.5	0.06	511.6	96.2	607.8
2.5	0.09	731.5	70.1	801.6
2.5	0.12	966.4	20.7	987.1
2.5	0.15	1104.2	1.9	1106.1
7.5	0.06	455.1	213	668.1
7.5	0.09	718.6	165.6	884.2
7.5	0.12	1154.9	35.7	1190.6
7.5	0.15	1048.4	4.6	1053
12.5	0.06	388.3	330.1	718.4
12.5	0.09	748.2	233.8	982
12.5	0.12	1134.2	49.5	1183.7
12.5	0.15	1132.8	14.3	1147.1

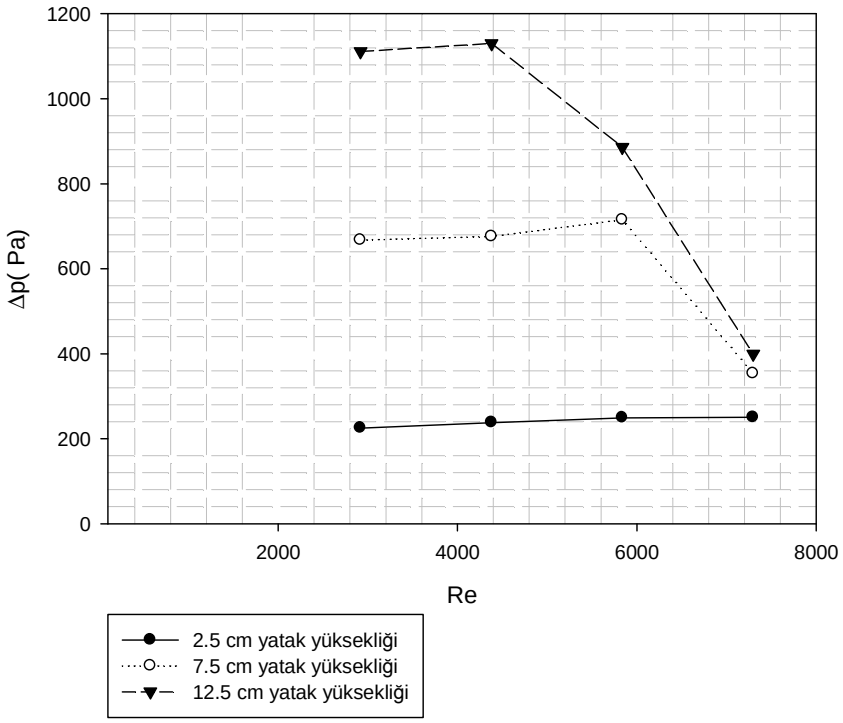


Şekil 5.17 : Su ve cam taneciklerinden olan ısı geçişinin hız ile değişimi



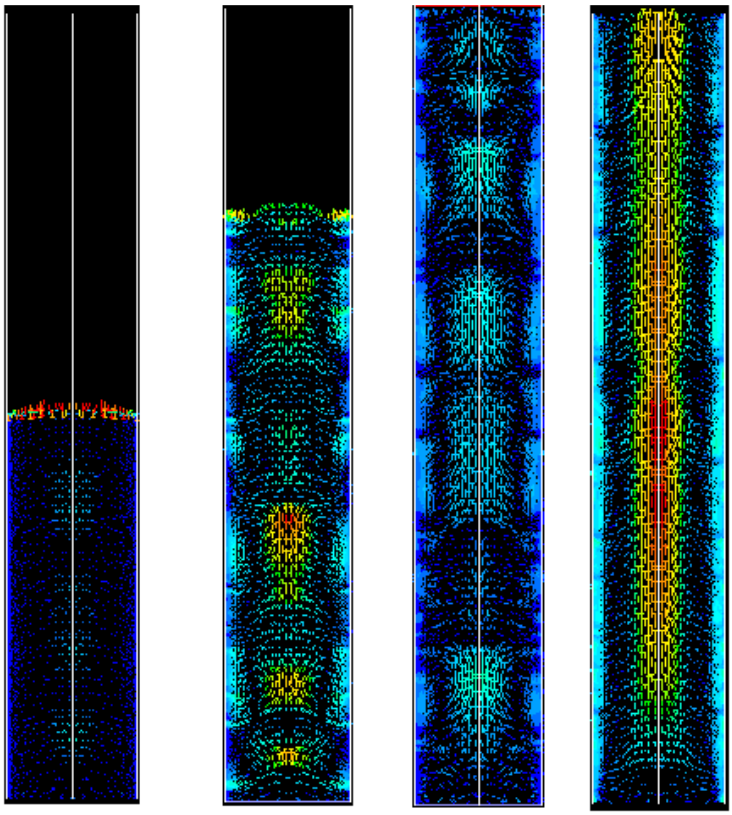
Şekil 5.18 : Akışkan yatak ortalama taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 5.18' de ise akışkan yatağın ortalama taşınım katsayısı değerlerinin reynolds sayısına göre değişimi verilmektedir. Akışkan yatak ortalama taşınım katsayısı, boruya tanecik ilave edilmesi ve akışkan hızının artması ile artmaktadır. Akışkan hızının arttırılması taşınım katsayısını, sabit hızda tanecik ilave edilmesinden daha büyük oranda arttırmaktadır. Görüldüğü gibi, 2.5 cm yatak yüksekliğindeki cam tanecikleri için artan hızlarda taşınım katsayısı sürekli artmakta fakat 7.5 cm ve 12.5 cm yatak yüksekliklerinde belirli bir akışkan hız değerinden sonra taşınım katsayısı azalmaktadır. Bunun sebebi, taneciklerin terminal hıza ulaşmadığı halde boru içindeki cam taneciklerinin seviyesinin fazla olmasından dolayı taneciklerin bir kısmının borunun dışına çıkmasıdır. Cam taneciklerinin boru içindeki yoğunluğunun azalması ısı taşınım katsayısındaki artışı belirli oranda düşürmektedir.



Şekil 5.19 : Akışkan yatak basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi

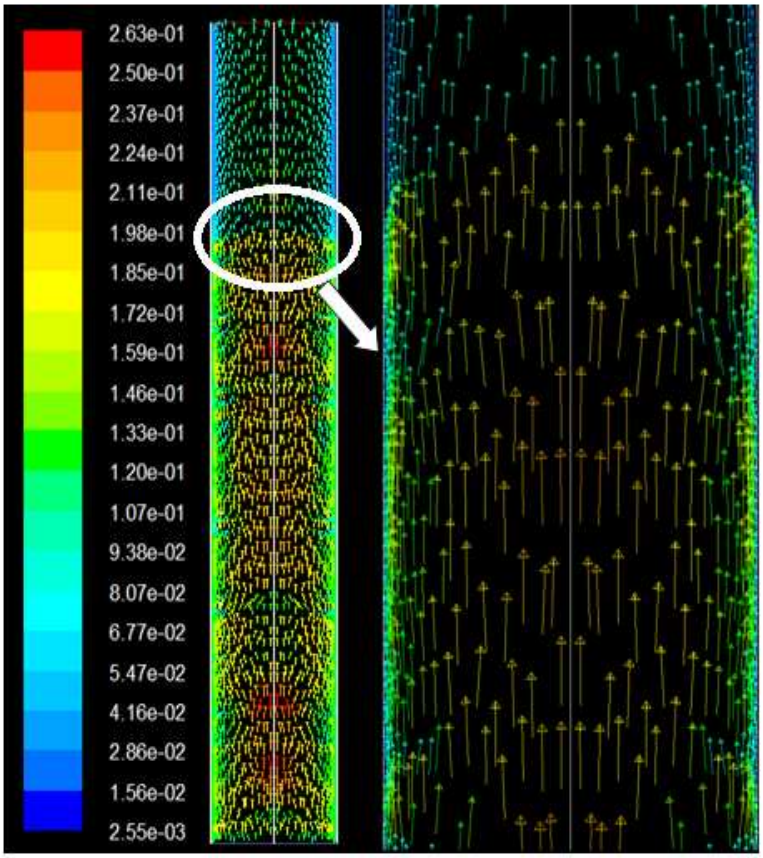
Aynı şekilde Şekil 5.19' da görüldüğü üzere su hızının belirli bir değerin üzerine çıktığı değerlerde cam tanecikleri borunun dışına taştıkları için boru içindeki basınç düşümünde de bir azalma görülmektedir. Şekil 5.20' de 12.5 cm tanecik yüksekliği için 4 değişik akışkan hızında cam taneciklerinin hız vektörleri gösterilmiştir. Burada 0,06 m/s ve 0.09 m/s hızlarında akışkan yatak belirli bir miktar genişlemiş, yatak ortalama ısı taşınım katsayısı artmıştır. Aynı zamanda yatak içindeki basınç düşümünde de artış gözlenmektedir. 0.12 m/s hızda ise akışkan hızı taneciklerin terminal hızını geçmemesine rağmen tanecikler yatağı tamamen doldurmuştur. Akışkan hızı daha da arttırılırsa tanecikler yataktan dışarı çıkmaya başlamakta ve yatak içindeki basınç düşümü tanecik miktarının azalmasından dolayı düşmektedir. Şekil 5.20' de görüldüğü üzere 0.15 m/s hızda tanecikler boru ekseninde en yüksek hızda olmak üzere borunun dışına doğru hareket etmektedir.



Şekil 5.20 : 12.5 cm yatak yüksekliği için farklı akışkan hızlarındaki cam tanecik hız vektörleri a)0.06m/s b)0.09m/s c)0.12m/s d)0.15m/s

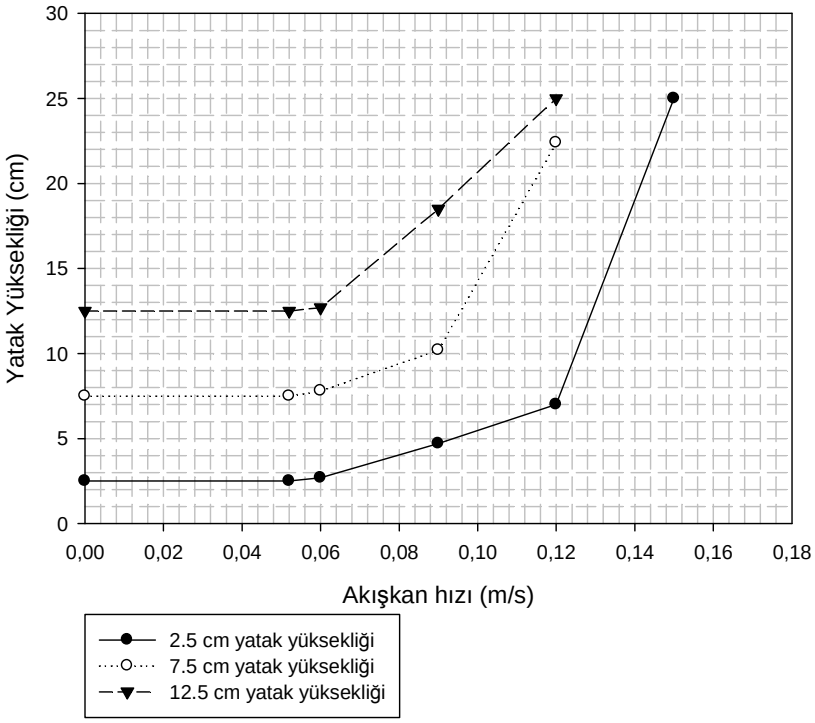
12.5 cm seviyesinde tanecik ile doldurulmuş boru içindeki cam taneciklerinin hız vektörleri incelenecek olursa, 0.06 m/s ve 0.09 m/s hızlarında tanecikler akışkan yatak davranışı göstermektedir. Tanecikler akışkanın ataletinin etkisiyle akışkanlaşmakta ve yatak genişlemektedir. Genişlemenin sona erdiği noktada tanecikler tekrar geriye doğru düşmektedir. Şekil 5.20' de de görüldüğü gibi tanecikler borunun merkezinde daha hızlı bir şekilde yukarı doğru hareket etmekte ve atalet kuvvetinin yerçekimi kuvvetiyle dengelendiği yerde boru cidarına yakın yerden geriye doğru düşmektedir. Taneciklerin akışkan yatak içerisinde göstermiş oldukları bu davranış daha önce de ifade edilen çekirdek ve halka bölgelerin doğruluğunu göstermektedir. Akışkan yatak ortalama ısı taşınım katsayısı, halka bölgede yer alan ısıl sınır tabakanın bozulması ve taneciklerin sınır tabaka içine türbülansı enjekte etmesi ile artmaktadır. 12.5 cm yatak yüksekliği ve 0.15 m/s hızda taneciklerin borunun dışına çıkması ile tanecik sayısındaki düşüş halka bölgedeki tanecik miktarını azatmakta dolayısıyla ısı taşınım katsayısındaki artışı azaltmaktadır.

Şekil 5.21’ de ise akışkan yatak içindeki suyun hız vektörleri görülmektedir. Yatağın genişlemesinin bittiği noktaya kadar olan kısımda cam taneciklerinin varlığı sebebiyle su hızı daha fazladır. Cam taneciklerinin varlığından dolayı kesit daralmakta ve suyun hızı artmaktadır. Taneciklerin olmadığı üst kısımda ise su hızı alt kısıma göre daha azdır.

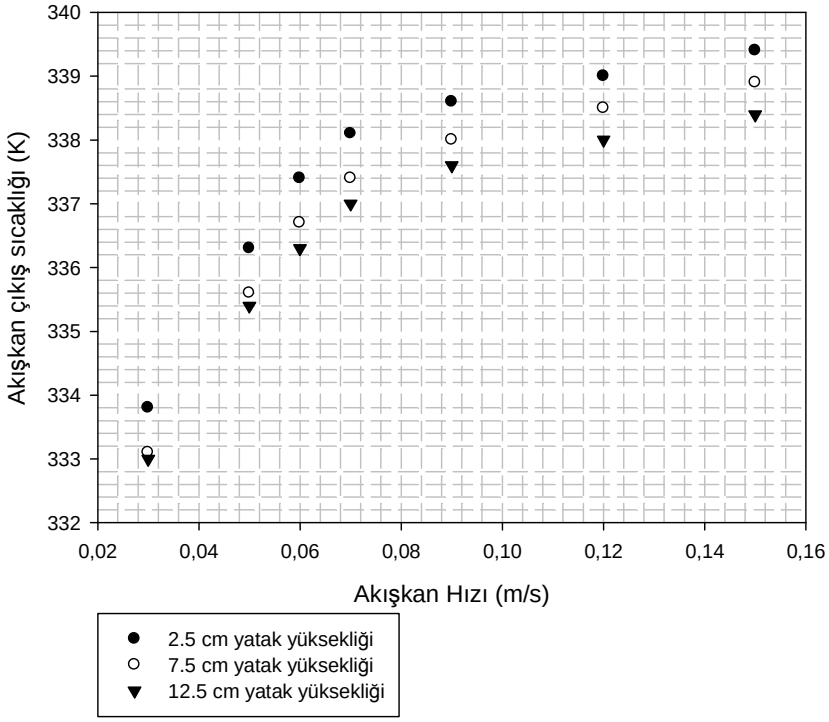


Şekil 5.21 : 12.5 cm yatak yüksekliği ve 0.09 m/s hız için suyun hız vektörleri

Şekil 5.22 farklı tanecik miktarları için yatak yüksekliğinin akışkan hızı ile değişimini göstermektedir. Burada minumum akışkanlaşma hızı olan 0.052 m/s hızına kadar yatak yüksekliği sabit kalmakta olduğu görülmektedir. Hız minumum akışkanlaşma hızını geçtiği andan itibaren yatak genişlemeye başlamaktadır. 2.5 cm seviyesinde cam tanecik ile doldurulan durum için yatak 0.15 m/s hızda borunun tüm boyu boyunca genişlemektedir. 7.5 ve 12.5 cm yatak yüksekliklerinde ise boru boyu akışkan yatağın genişleyeceği uzunluktan daha küçük olduğu için tanecikler borunun dışına çıkmıştır.

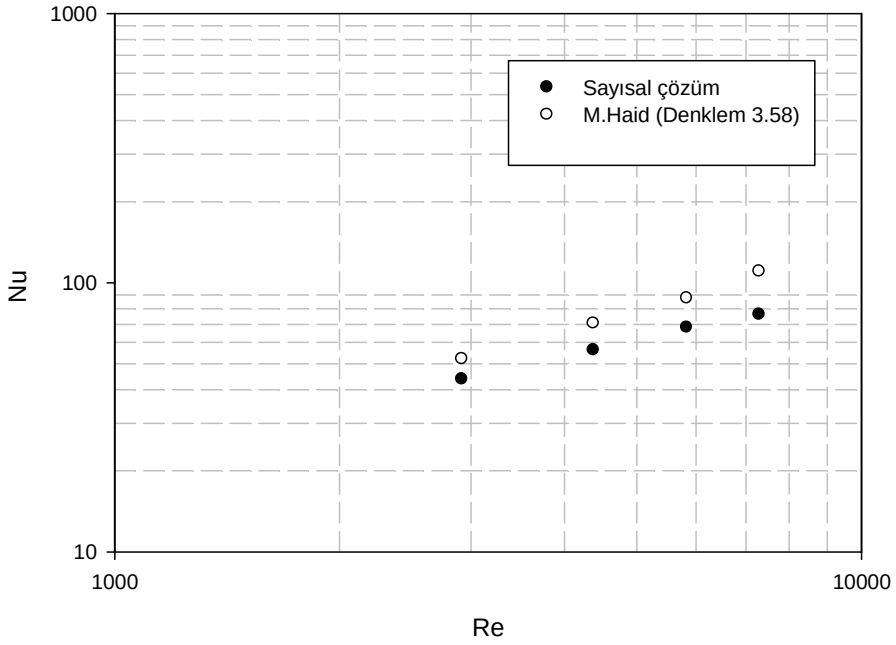


Şekil 5.22 : Yatak yüksekliğinin akışkan hızı ile değişimi



Şekil 5.23 : Suyun çıkış sıcaklığının hız ile değişimi

Şekil 5.23 ise akışkan çıkış sıcaklığını zamandan bağımsız sürekli rejim halindeki değerlerini hızın fonksiyonu olarak göstermektedir. 349 K giriş sıcaklığındaki akışkandan 309 K sıcaklıktaki dış yüzeye ısı geçişi olmaktadır ve akışkanın sıcaklığı azalmaktadır. Düşük akışkan hızlarında akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark büyüktür. Bunun sebebi akışkanlaşmanın henüz başlamamış olmasıdır. Akışkanlaşmanın başlamadığı hız değerlerinde iletimle ısı geçişi ön plandadır, taşınımla ısı geçişi ise daha az önemlidir. Şekil 5.24' te akışkan yatağın ortalama Nusselt sayısının reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiş ve literatürde sıklıkla kullanılan bir bağıntı ile kıyaslanmıştır. Sıvı-katı akışkan yatak ısı geçişi mekanizmaları için şu ana kadar henüz gerek ve yeterli model bulunmamaktadır. Sıvı-katı akışkan yatak ısı geçişi için gerekli bağıntılar ampirik bağıntılardır. Bu çalışmada M.Haid (1997)' nin sunmuş olduğu geniş kapsamlı reynolds sayısı, arşimed sayısı, prandtl sayısı aralığında geçerli olan nusselt sayısı bağınıtısı kullanılmıştır. M.Haid' in sunmuş olduğu bağıntıda 3 sabit bulunmaktadır ve bu sabitler deneylerle elde edilmiştir. Yapılan deneylerde akışkan olarak su, ısı taşınım katsayısını iyileştirmek amacıyla kullanılan tanecikler için ise cam tanecikleri kullanılmıştır.



Şekil 5.24 : Akışkan yatak Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

M.Haid bu çalışmadaki hesaplamalar ile deneysel veriler arasındaki relatif hata oranını % 34.4 olarak belirlemiştir. Bu çalışmadaki sayısal çözümlemelerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde relatif hatanın % 15-30 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Sonuç olarak sıvı-katı akışkan yatak ısı taşınım katsayısı değerinin sayısal sonuçların istenilen relatif hata payının içinde olduğu tespit edilmiştir.

5.3 Parametrelerin Optimizasyonu

Bu çalışma kapsamında akışkana tanecik ilave edilmesinin ısı taşınımına etkisi incelenmiştir. Bu bağlamda akışkana tanecik ilave edilmesi durumunda ısı taşınım katsayısını karşılaştırabilmek amacıyla akışkana tanecik katılmaksızın tek fazlı durum için de çözümlemeler yapılmıştır. Tanecikli akış çözümlemelerinde akışkanlaşma prensibine dayanmakta olup sıvı-katı akışkan yatak ısı taşınım katsayısı değerleri belirlenmiştir. Ayrıca tanecikli akış için birde borunun tamamının tanecik ile dolu olduğu sabit yatak çözümlemeleri yapılmıştır. Çözüm yapılan bütün durumlar Çizelge 5.3’ te özetlenmiştir.

Yapılan çözümlemelerde ısı taşınım katsayısındaki iyileştirme oranı ve basınç düşümündeki artışa bağlı olarak pompa gücündeki artış göz önünde bulundurularak optimum çözüm aranmıştır. Şekil 5.25 ve Şekil 5.26 tek faz, sıvı-katı akışkan yatak ve sabit yatak çözümlemelerininde elde edilen ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü değerlerini göstermektedir. Akışkana tanecik ilave edilmesi durumunda ısı taşınım katsayısı değerinde önemli bir artış olmaktadır. Bununla beraber tanecik eklenmesi basınç düşümünü de arttırmaktadır. Şekil 5.25 ve 5.26’ da görüldüğü üzere akışkan yatak durumunda tanecik miktarı arttıkça ısı geçişi ve basınç düşümü artmaktadır.

Fakat borunun tümüyle tanecik doldurulması durumunda basınç düşümü artmaya devam etmekte olup, ısı taşınım katsayısı değerindeki artışta azalma görülmektedir. Akışkana tanecik eklenmesi sadece akışkan yatak durumunda ısı geçişini iyileştirmektedir. Tümüyle dolu sabit yatak durumundaki boruda istenenin aksine basınç düşümü değeri en yüksek değere ulaşmıştır. Isı taşınım katsayısı değeri ise tek fazlı duruma göre iyileştirme göstermiştir fakat akışkan yatak durumundan daha az bir iyileşme görülmektedir

.

Çizelge 5.3 : Sayısal çözümleme yapılan durumlar

Durum	Faz Durumu	Yatak Durumu	Akışkan hızı (m/s)	Yatak yüksekliği(cm)
1	Tek Faz	-	0.01	-
2	Tek Faz	-	0.04	-
3	Tek Faz	-	0.1	-
4	Tek Faz	-	0.15	-
5	Tek Faz	-	0.2	-
5	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.06	2.5
6	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.09	2.5
7	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.12	2.5
8	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.15	2.5
9	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.06	7.5
10	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.09	7.5
11	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.12	7.5
12	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.15	7.5
13	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.06	12.5
14	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.09	12.5
15	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.12	12.5
16	Çift Faz	Akışkan Yatak	0.15	12.5
17	Çift Faz	Sabit Yatak	0.06	25
18	Çift Faz	Sabit Yatak	0.09	25
19	Çift Faz	Sabit Yatak	0.12	25
20	Çift Faz	Sabit Yatak	0.15	25

Boyutsuz parametreler :

Çift faz durumundaki ısı taşınım katsayısındaki artışı

$$\lambda_h = \frac{h}{h_{düz}} \qquad \textbf{(5.2)}$$

şeklinde ifade edelim. Burada λ_h ısı taşınım katsayısındaki iyileştirme oranı anlamına gelmektedir. İyileştirme yapılan durumdaki ısı taşınım katsayısının (çift faz), iyileştirme yapılmadan önceki durumdaki (tek faz) ısı taşınım katsayısına oranıdır. Basınç düşümündeki artışı ise

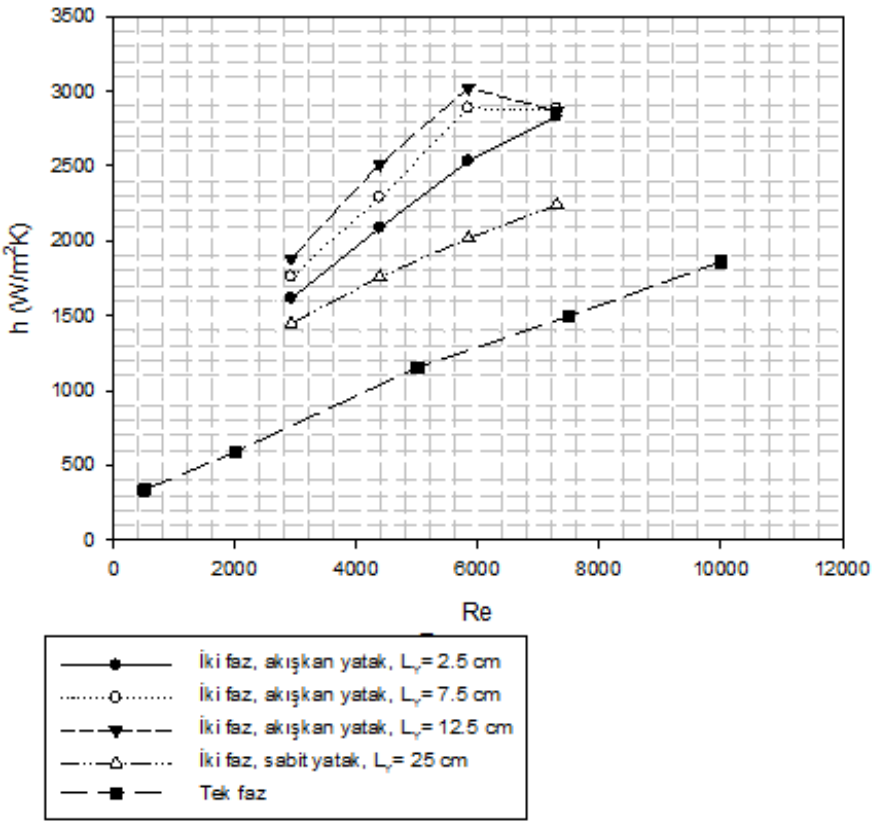
$$\lambda_p = \frac{\Delta p}{\Delta p_{düz}} \qquad \textbf{(5.3)}$$

şeklinde ifade edelim. Basınç düşümündeki artışta aynı şekilde çift fazlı durumdaki borudaki basınç düşümünün, tek fazlı durumdaki basınç düşümüne oranıdır.

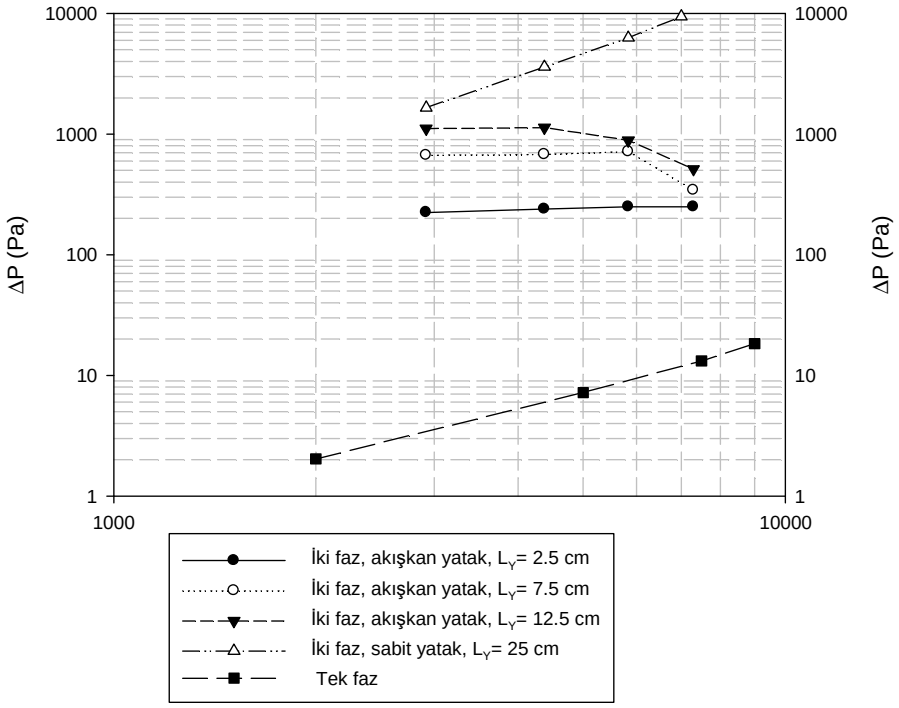
Ayrıca ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümündeki artışı boyutsuz olarak ifade edebilmek için boyutsuz yatak yüksekliği parametresi tanımlanmıştır.

$$L = \frac{L_Y}{L_{boru}} \qquad \textbf{(5.3)}$$

Burada L_y yatak yüksekliğini ve L_{boru} ise borunun boyunu ifade etmektedir.



Şekil 5.25 : Tek faz ve iki faz durumunda taşınım katsayısı değerleri

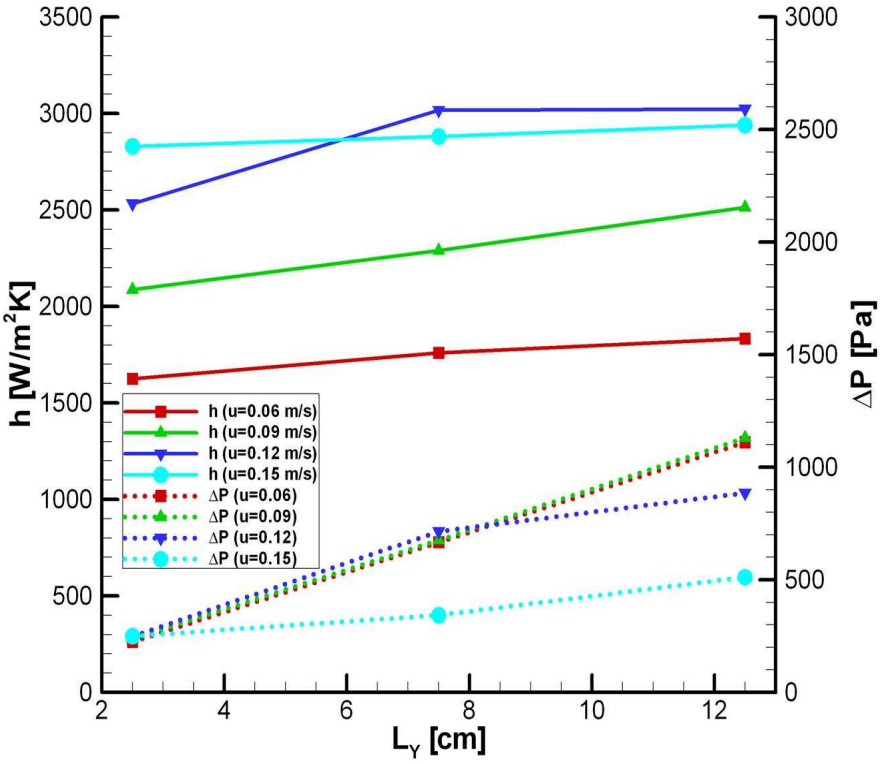


Şekil 5.26 : Tek faz ve iki faz durumunda basınç düşümü değerleri**.**

Sabit ve akışkan yatak durumları için aynı akışkan hızında ısı taşınım katsayısındaki ve basınç düşümündeki artışlar Çizelge 5.4’ te verilmiştir. Bütün durumlardaki sonuçlara göre akışkan yatak durumundaki ısı taşınım katsayısındaki iyileştirme oranı ve basınç düşümündeki artış ele alındığında optimum değerler akışkan yatak durumlarında elde edilmiştir. Çizelge 5.4’ te de görüldüğü gibi ısı taşınım katsayısındaki artış akışkan yatak durumlarında, sabit yatağa göre daha fazladır. Bu durumun aksine basınç düşümü ise daha azdır. Bu nedenle sabit yatak durumundaki çözümler akışkan yatak durumundaki çözümler ile karşılaştırıldığında optimizasyon açısından arka planda kalmıştır. Isı taşınım katsayı ve basınç düşümündeki artış kombine olarak göz önüne alındığında optimum çözümler akışkan yatak durumlarında elde edilmiştir.

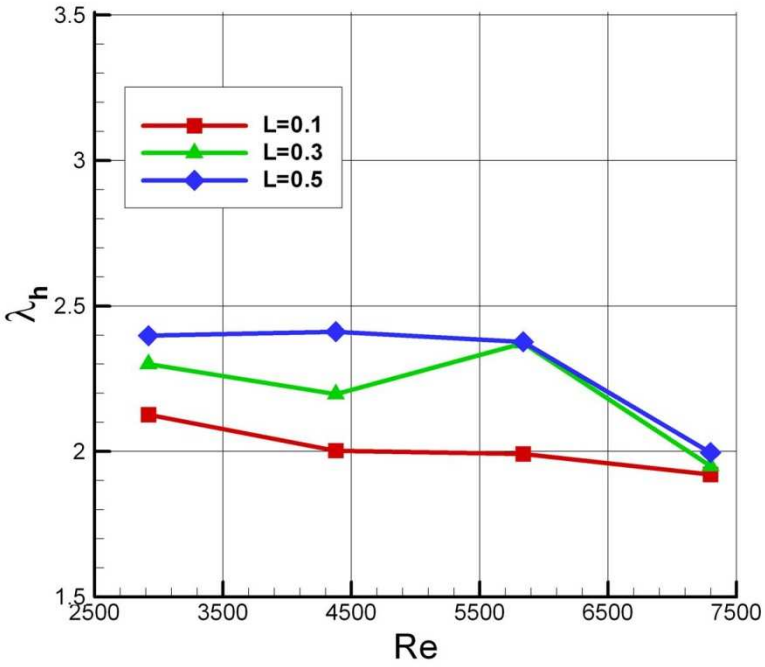
Çizelge 5.4 : Çift faz durumundaki taşınım katsayısı ve basınç düşümü değerlerindeki değişimler

Durum	Yatak Durumu	Akışkan hızı (m/s)	Reynolds sayısı	Yatak yüksekliği (cm)	Boyutsuz yatak yüksekliği	Tek faz taşınım katsayısı (W/m^2K)	Tek faz basınç düşümü (Pa)	Çift faz taşınım katsayısı (W/m^2K)	Çift faz basınç düşümü (Pa)	Taşınım katsayısındaki artış (λ_h)	Basınç düşümündeki artış (λ_p)
1	A.Y.	0.06	2920	2.5	0.1	764.62	3.47	1625.57	224.11	2.12	66.06
2	A.Y.	0.09	4380	2.5	0.1	1042.35	5.75	2087.21	238.32	2.00	41.54
3	A.Y.	0.12	5840	2.5	0.1	1272.44	9.17	2523.39	249.25	1.99	27.21
4	A.Y.	0.15	7300	2.5	0.1	1473.15	12.3	2830.21	250.27	1.92	20.30
5	A.Y.	0.06	2920	7.5	0.3	764.66	3.41	1759.57	667.63	2.30	196.29
6	A.Y.	0.09	4380	7.5	0.3	1042.24	5.75	2289.25	676.42	2.19	117.69
7	**A.Y.**	**0.12**	**5840**	**7.5**	**0.3**	**1272.26**	**9.17**	**3017.14**	**715.42**	**2.37**	**78.01**
8	A.Y.	0.15	7300	7.5	0.3	1473.65	12.3	2880.46	343.55	1.95	27.91
9	A.Y.	0.06	2920	12.5	0.5	764.67	3.41	1833.76	1111.29	2.39	326.82
10	A.Y.	0.09	4380	12.5	0.5	1042.52	5.75	2513.51	1130.18	2.41	196.57
11	A.Y.	0.12	5840	12.5	0.5	1272.59	9.17	3023.95	886.33	2.37	96.70
12	A.Y.	0.15	7300	12.5	0.5	1473.28	12.3	2940.42	512.78	1.99	41.69
13	S.Y.	0.06	2920	25	1	764.6.18	3.41	1447.27	1657.27	1.89	487.48
14	S.Y.	0.09	4380	25	1	1042.05	5.75	1758.68	3603.92	1.68	626.76
15	S.Y.	0.12	5840	25	1	1272.85	9.17	2016.77	6290.71	1.58	685.98
16	S.Y.	0.15	7300	25	1	1473.69	12.3	2240.25	9715.56	1.52	789.89

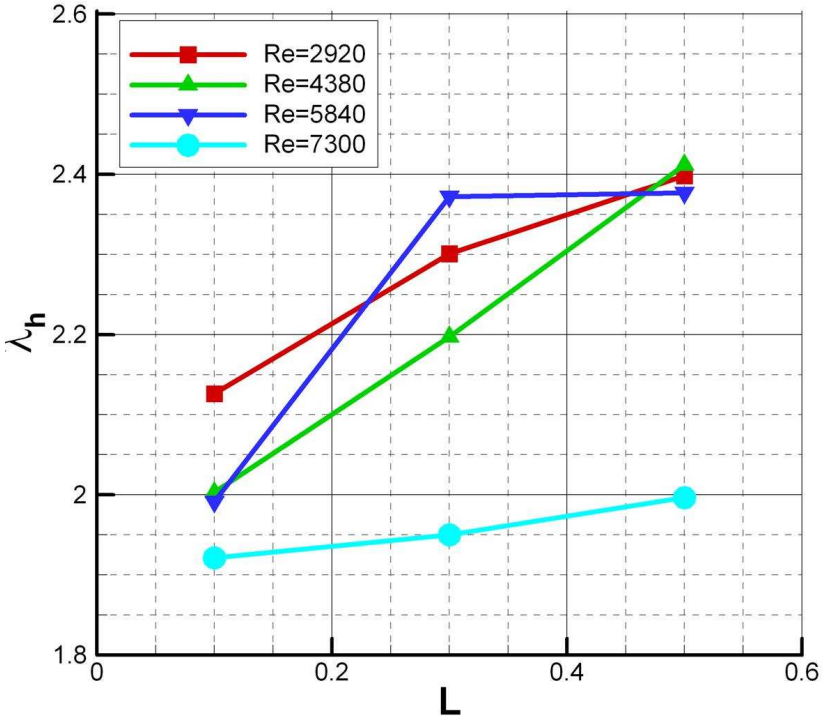


Şekil 5.27 : Isı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün hız ve yatak yüksekliğine bağımlı değişimi

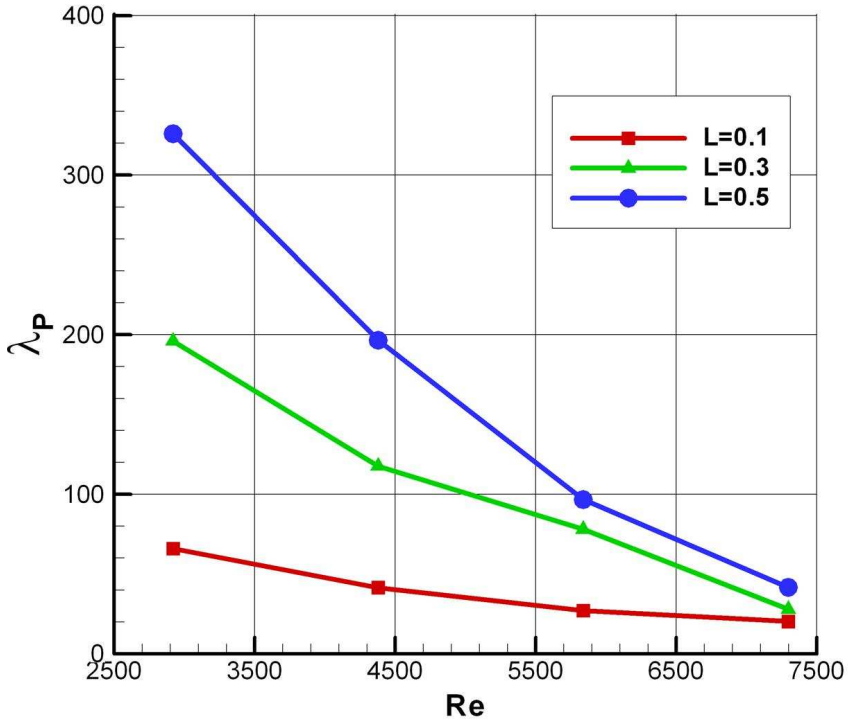
Şekil 5.27 ısı taşınım katsayı ve basınç düşümünün, yatak yüksekliği ve akışkan hızı ile değişimini aynı grafik altında göstermektedir. Genel anlamda sabit akışkan hızında yatak yüksekliği arttıkça ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü artmaktadır. Bu artış hız arttıkça azalmaktadır. Bunun sebebi akışkan hızının artması ile 7.5 ve 12.5 cm yatak yüksekliklerinde taneciklerin borunun dışına taşmasıdır. Aynı şekilde sabit 2.5 cm yatak yüksekliğinde ısı taşınım katsayısı hız arttıkça artmaktadır fakat 7.5 ve 12.5 cm yatak yüksekliklerinde 0.12 m/s hızdan sonraki hızlarda taneciklerin dışarı çıkmasından dolayı taşınım katsayısı ve basınç düşümü azalmaktadır. Şekil 5.28 ve Şekil 5.29' da Çizelge 5.4' te verilen ısı taşınım katsayındaki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ve reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir.



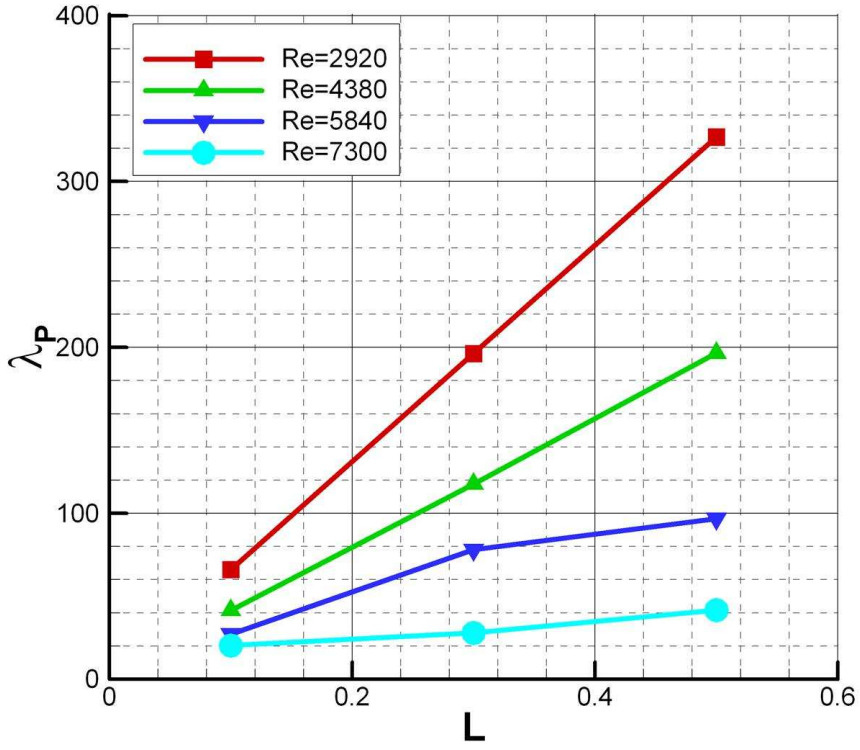
Şekil 5.28 : Isı taşınım katsayısındaki artışın reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.29 : Isı taşınım katsayısındaki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ile değişimi



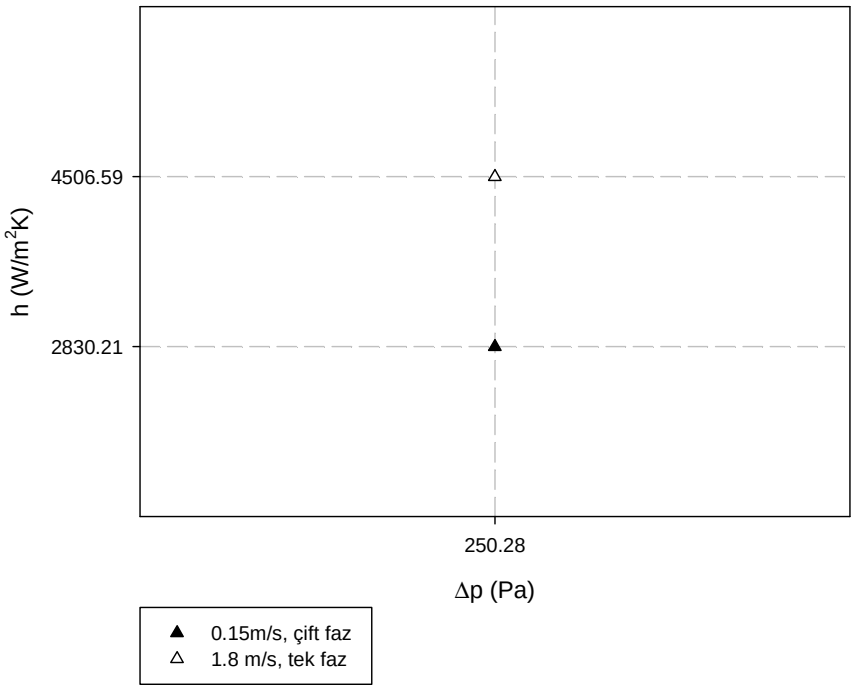
Şekil 5.30 : Basınç düşümündeki artışın reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.31 : Basınç düşümündeki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ile değişimi

Şekil 5.30 ve 5.31’ de basınç düşümündeki artışın boyutsuz yatak yüksekliği ve reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir. Sabit akışkan hızında yatak yüksekliği arttıkça basınç düşümü de artmaktadır (Şekil 5.31). Bunun yanısıra yüksek yatak yüksekliklerinde basınç düşümündeki artış daha büyük değerlerdedir. Bunun sebebi yatak yüksekliği arttıkça taneciklerden dolayı oluşan basınç düşümünün artmasıdır. Burada etken faktör akışkanın ataleti dolayısıyla oluşan basınç düşümü değildir. Basınç düşümünü büyük oranda artıran taneciklerdir. Akışkanlaşma sürecinde akışkan hızının yataktaki basınç düşümümüne etkisi çok azdır. Tek fazlı akışta basınç düşümü değerleri 3 ile 12 Pa arasında iken, çift fazlı akışta artan yatak yüksekliği ile 1111 Pa değerlerine kadar çıkmaktadır. Şekil 5.30’ da görüldüğü gibi artan reynolds sayısı ile basınç düşümündeki artış oranı azalmaktadır. Bunun sebebi de aynı şekilde akışkanlaşma sürecinde akışkan hızı ile basınç düşümü çok fazla değişmez iken, tek fazlı akışta basınç düşümü değrinin akışkan hızı ile artış göstermesidir.

Ayrıca akışkana tanecik katılması durumundaki basınç düşümüne karşılık gelen hız için tek fazlı durumda aynı sabit basınç düşümü için ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Bu çözümleme için tek fazlı akış ile iki fazlı akışta basınç düşümü değerlerinin sabit olduğu, 4 numaralı iki fazlı durum (0.15 m/s akışkan hızı ve 2.5 cm yatak yüksekliği) ele alınmıştır. Karşılaştırma için bu durumun ele alınmasının sebebi çift faz ile tek faz basınç düşümü oranının en düşük değer olan 20.3 değeri olmasıdır. Bu değer tek fazlı durum için aynı basınç düşümünü sağlayacak hızın pratikte sağlanabilecek en makul değerdir. Yapılan bu incelemenin sonucunda da aynı basınç düşümü değerinde, 2.5 cm yatak yüksekliği ve 0.12 m/s akışkan hızı olan çift fazlı durumdaki ısı taşınım katsayısı değeri 2830.21 W/m^2K iken, 1.8 m/s akışkan hızındaki tek fazlı durumda 4506.59 W/m^2K değerinde olmaktadır.



Şekil 5.32 : Sabit basınç düşümü için tek faz ve çift faz durumu karşılaştırılması

6. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

- Bu çalışmada düz bir boru içerisindeki akışkana tanecik ilave edilmesi ile sabit ve akışkan yatak durumlarındaki ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü değerleri incelenmiştir.
- Isı taşınım katsayısı değeri, ilave edilen tanecik miktarının artması ile artmaktadır fakat borunun tamamen tanecik ile doldurulması durumunda bu artış miktarı akışkan yatak durumlarına göre daha küçük bir değerde seyretmektedir.
- Basınç düşümü değeri ise bu durumun aksine borunun tamamen dolu olduğu sabit yatak durumunda en büyük değerdedir.
- Elde edilen sonuçlar neticesinde optimum ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü değeri 7.5 cm yatak yüksekliği ile doldurulmuş tanecik miktarı ile 0.12 m/s akışkan hızında elde edilmiştir.
- Bu çalışmada iki fazlı akışkan yatak ve sabit yatak durumları için sayısal model oluşturulmuş ve veriler analiz edilmiştir. Oluşturulan sayısal modelin doğruluğu deneyler ile kanıtlanabilir.
- Oluşturulan sayısal çözümlemede kullanılan modelin sunduğu imkanlar doğrultusunda taneciklerin yüksek hızlarda borunun içinde kalması sağlanamamıştır. Bu da taneciklerin terminal hızlarına yakın değerlerdeki yüksek hızlarda, akışkan yatak davranışlarının tam olarak incelenememsine sebebiyet vermiştir. Aynı problem deneysel olarak modellenecek olursa borunun giriş ve çıkışlarına elekler konulup taneciklerin boru içinde kalması sağlanabilir.
- Bu çalışmada akışkan olarak su, ilave tanecik olarak ise cam parçacıkları kullanılmıştır. Değişken parametreler de yatak yüksekliği ve akışkan hızı seçilmiştir. Yapılacak diğer çalışmalarda farklı parametrelerin etkisi araştırılabilir.

- Analiz sonuçlarına göre optimum ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünü veren değerler tespit edilmiştir. Isı taşınım katsayısında elde edilen artış ile ısı değiştiricisinin boyutları küçülmekte, dolayısıyla ilk yatırım maliyeti azalmaktadir. Diğer bir yandan tanecik eklenmesi durumunda basınç düşümü değeri artmakta ve buna bağlı olarak seçilecek olan pompanın güç değeri artmaktadır. Bu da doğrudan işletme maliyeti ile orantılıdır. Bu değerlerin maliyet olarakta optimizasyon çalışması yapılıp uygulanabilirliği araştırılabilir.

KAYNAKLAR

A.Haider and O.Levenspiel, 1989: Powder Technol., 58, 63

Bergles A.E., 1997: Heat Transfer Enhancement-The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997, Edizioni ETS, pp.1907-1919.

Chen, R. Y., 1973: Flow in the Entrance Region at Low Reynolds Numbers, *J. Fluids Eng*., 95: 153-158

Colburn, A.P., 1933,Trans. AICHE,29,174 p.

C. K. K. Lun, S. B. Savage, D. J. Jeffrey, and N. Chepurniy, 1984: Kinetic Theories for Granular Flow: Inelastic Particles in Couette Flow and Slightly Inelastic Particles in a General Flow Field. *J. Fluid Mech.*, 140:223-256.

C.Y.Wen and Y.Yu., 1966: Mechanics of Fluidization, AICHE Chemical Engineering Progress Symposium Series,No.62,Vol.62,p.100.

D. Gidaspow, R. Bezburuah, and J. Ding, 1992: Hydrodynamics of Circulating Fluidized Beds, Kinetic Theory Approach. In *Fluidization VII, Proceedings of the 7th Engineering Foundation Conference on Fluidization*, pages 75-82,

D. G. Schaeffer, 1987: Instability in the Evolution Equations Describing Incompressible Granular Flow. *J. Diff. Eq.*, 66:19-50.

D. J. Gunn, 1978: Transfer of Heat or Mass to Particles in Fixed and Fluidized Beds. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21:467-476.

D.Kunii, O.Levenspiel, 1991:Fluidization Engineering, 2ed., Butterworth-Heineman, Boston.

Ding J and Gidaspow D, 1990: A bubbling fluidisation model using kinetic theory of granular flow, AICHE,36.

Dittus, F.W.,and Boelter, L.M.K., 1930, University of California, Berkeley, Publication on Engineering,2, 443 p.

F.A.Zenz and D.F.Othmer, 1960:Fluidization and Fluid Particle Systems,Van Nostrand Reinhold,New York.

Fluent User's Guide, Fluent 6.3.26

Graetez, L., 1885. On the Thermal Conductivity of Liquids, part 1, *Ann Phys. Chem.*, **18:** 79 - 94; part 2, *Ann Phys. Chem.*, 25: 337-357

Hausen, H., 1943: Z.VDI Beith.Verfahrenstech. 4, 91 p.

Jack T.Cornelissen et al., 1972 :CFD modeling liquid-solid fluidized bed, Chemical Engineering Science 62 6334-6348

Kays, W.M., 1955, Trans.ASME,77, 1265 p.

K.Hıshıda and M.Maeda, 1994:Enhancement and control of local heat transfer coefficients in a gas flow containing soft magnetic particles, Experimental Heat Transfer, 7:55-69,

Langhaar,H.L., 1942: J.Appl. Mech., 64, A-55.

L.Schiller and Naumann, VDI Zeits.,77,p.318 (1933).

L.X. Bouillard, R.W.Lyczkowski and D.Gidaspow , 1989:Porosity distrubution in a fluidised bed with an immersed obstacle, AICHE, 35, pp.908 - 922.

M. Aghajani et al., 2005:New design equations for liquid/solid fluidized bed heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 317 329

M.Haid, 1997:Correlations for the prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, Chemical Engineering and Processing 36 (1997) 143-147

Moody, L. F., 1944: Friction Factors for Pipe Flow, *Trans. ASME*, 66: 671–684

M.Lance and J.Bateille, 1991:Turbulence in liquid and phase of a uniform bubbly air-water flow, J.Fluid Mechanics, 222. pp 95-118.

M. Shi et al., 2003:Study on boiling heat transfer in liquid saturated particlebed and fluidized bed , International Journal of Heat and Mass Transfer 46 4695–4702

M. Syamlal, W. Rogers, and O'Brien T. J., *MFIX Documentation: Volume 1, Theory Guide*. National Technical Information Service, Springfield, VA, 1993. DOE/METC-9411004, NTIS/DE9400087.

Nusselt W., 1910: The Dependence of the Heat-Transfer Coefficient on the Tube Length, VDIZ, 54: 1154-1158

Petukhov, B., 1970: *Advences in Heat Transfer*, eds. Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., Vol.6, Academic Pres, New York

P.X. Jiang et al., 1999: Experimental research of fluid flow and convection heat transfer in plate channels filled with glass or metallic particles Experimental Thermal and Fluid Science 20 45-54

P.Lettieri et al., 2006:CFD modelling of liquid fluidized beds in slugging mode , Powder Technology 167 94-103

R.Panneerselvam et al., 2007: CFD based investigations on hydrodynamics and energy dissipation due to solid motion in liquid fluidised bed, Chemical Engineering Journal 132 159-171

R.Turton and N.N.Clark, 1987: Powder Technol., 53, 27

S.Sánchez-Delgado et al., 2011:On the minimum fluidization velocity in 2D fluidized beds Powder Technology 207 145–153

S.Ergun , 1952: Chem.Prog., 48,89

Sieder, E. N. and Tate, G. E., 1936: *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1429

S. A. Morsi and A. J. Alexander, 1972: An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems. *J. Fluid Mech.*, 55(2):193-208, September 26

S.W. Ahn et al., 2005: Fluid flow and heat transfer in fluidized bed vertical shell and tube type heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer 32 224–232

T.R.Auton, J.C.R.Hunt, and M.Prud'homme, 1988: The force exerted on a body in inviscid unsteady non-uniform rotational flow, J.FluidMechanics,197,pp 241-257

W. E. Ranz and W. R. Marshall, 1952: Jr. Evaporation from Drops, Part I. *Chem. Eng. Prog.*, 48(3):141-146, March

Webb, R.L., 1994: Priciples of Enhanced Heat-Transfer, John Wiley& Sons Inc.,New York.

EKLER

EK A : Dış yüzey ısı taşınım katsayısı bağıntısı

Borunun dış yüzeyinde oluşan ısı geçişinde Rohsenow (1952)'un havuz kaynaması olayı için ısı geçişi bağıntısı, Newton'un taşınımla ısı geçişi bağıntısına eşitlenirse,

$$q'' = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left(\frac{C_{p,l}}{C_{s,f}\ h_{f',g}\ \mathrm{Pr}_l^n} \right)^3 (\Delta T_e)^3 = h_0 \Delta T_e \qquad \textbf{(A.1)}$$

şeklinde yazılabilir. Burada

$$\Delta T_e = T_{y,d} - T_{sat} \qquad \textbf{(A.2)}$$

ve $T_{y,d}$ borunun dış yüzey sıcaklığını, T_{sat} r-134a' nın doyma sıcaklığı anlamındadır ve bizim çalışmamızda 309K' dir.

R-134a – bakır yüzey çifti için $C_{s,f}$ = 0.0032 ve n =1.7 alınmıştır (J.M.Saiz Jabardo ve diğ., 2004). R-134a' nın termofiziksel özellikleri RefProp (2002) programından alınmıştır. Çizelge A-1' de sunulmuştur.

Çizelge A.1 : R-134a' nın termofiziksel özelikleri (RefProp, 2002)

μ_l (kg/ms)	$h_{f,g}$(j/kg)	ρ_l(kg/m^3)	ρ_v(kg/m^3)	σ(N/m)	$C_{p,l}$(J/kgK)	Pr_l
0,00017244	417580	1164	44,491	0,006656	1475,3	3,3262

Bu değerler yerine koyulduğunda dış yüzey ısı taşınım katsayısı

$$h_0 = 271.11(T_d - 309)^2 \qquad \textbf{(A.3)}$$

olarak elde edilir.

EK B : Toplam ısı geçiş katsayısı bağıntısı

Dış yüzeydeki taşınım ısıl direnci ve cidar kalınlığından dolayı duvar ısıl direncinin toplamından toplam ısıl direnç ve toplam ısı geçiş katsayısı elde edilir. Toplam ısı geçiş katsayısı ve iç ve dış ortamlardaki taşınım katsayıları arasında aşağıdaki gibi bir bağıntı bulunmaktadır.

$$UA = U_i A_i = U_o A_o = 1/R_t \qquad \textbf{(B.1)}$$

Burada R_t ısı geçişine karşı yönde oluşan ısıl dirençlerin toplamıdır ve iç ortam taşınım ısıl direnci (R_i), cidar kalınlığı boyunca oluşan iletim ısıl direnci (R_{duvar}) ve dış ortam taşınım ısıl direncinin (R_o) toplamına eşittir.

$$R_t = R_i + R_{duvar} + R_o \qquad \textbf{(B.2)}$$

Silindirik sistem için ısıl dirençler hesaplanır ve dış yüzey ısı taşınım katsayısı B.1 denkleminde yerine koyulursa toplam ısı geçiş katsayısı

$$U = \frac{4.2564 * (T_d - 309)^2}{0.00001158 * (T_d - 309)^2 + 0.0157} \qquad \textbf{(B.3)}$$

olarak elde edilir.

EK C Toplam ısı geçiş katsayısını hesaplayan program

C dilinde yazılan, toplam ısı geçiş katsayısını hesaplayan program aşağıdaki gibidir.

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROFILE(hcoef,thread,position)
 {
   real temp0;
   face_t f;
begin_f_loop (f,thread)
{
   temp0 = F_T (f,thread);
   F_PROFILE(f,thread,position) = (4.2564*pow((temp0-
309.0),2.))/(0.00001158*pow((temp0-309.0),2.)+0.0157);
     }
  end_f_loop(f,thread)
}
```

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: İsmail Burak Koparan

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa / 30.04.1987

Lisans Üniversite: Eskişehir Osmangazi Üniversitesi–Makina Mühendisliği (2004-2008)

Yüksek Lisans Üniversite : İstanbul Teknik Üniversitesi–Makina Mühendisliği (2008-2011)