

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YATAY BORU İÇİNDE YOĞUŞMA VE BUHARLAŞMANIN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Çiler ÖZEN**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı - Akışkan

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YATAY BORU İÇİNDE YOĞUŞMA VE BUHARLAŞMANIN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Çiler ÖZEN
(503081108)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Ocak 2011**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Nurdil ESKİN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İ. Cem Parmaksızoğlu (İTÜ)
Doç. Dr. Sabiha YILDIZ (YTÜ)**

OCAK 2011

Zühre ÖZEN'e,

ÖNSÖZ

Gündelik ve profesyonel yaşamda karşılaşılan problemlere en iyi çözümlerin bulunması mühendisliğin temelini oluşturmaktadır. HVAC sistemleri, soğutma sistemleri gibi endüstriyel uygulamalarda yaygın bir kullanıma sahip olan yoğuşturucu ve buharlaştırıcıların optimum çalışma şartlarını belirlemek, işletme parametrelerinin etkisini irdelemek için bir çok modelleme çalışması yapılmıştır.

Bu çalışmada da yatay bir buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun ayrılmış akış modellemesi ayrı ayrı yapılmış ve ardından literatürde yayınlanan deneysel verilerle karşılaştırılarak modellerin geçerliliği gösterilmiştir. Geliştirilen bilgisayar simülasyon programı ile farklı parametrelerin her iki uygulamadaki etkileri irdelenmiştir.

Bu araştırmada, beni çalışmaya teşvik eden, bilgisi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren kıymetli tez danışmanım Prof.Dr. Nurdil ESKİN'e teşekkürlerimi sunarım. Çalışmanın programlama aşamasında fikirlerine danıştığım değerli arkadaşım Eser AYGÜN'e ve yazma aşamasındaki yardımlarından dolayı Ali Can GÜÇLÜ'ye teşekkür ederim. Bugünlerime gelmemde maddi ve manevi destekleri ile daima yanımda olan aileme de teşekkürü borç bilirim.

Ocak 2011

Çiler ÖZEN
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Hipotez	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Amaç	5
2.2 Yoğuşmada Isı Taşınım Katsayısı Bağlılıkları.....	5
2.3 Buharlaşma Isı Taşınım Katsayısı Bağlılıkları.....	7
2.4 Basınç Kaybı Korelasyonları	8
3. YATAY BUHARLAŞTIRICI VE YOĞUŞTURUCUNUN MODELLENMESİ	11
3.1 Yatay Buharlaştırıcının Modellenmesi.....	11
3.1.1 Süreklilik denklemleri.....	12
3.1.2 Momentum denklemleri.....	12
3.1.3 Enerji korunumu denklemleri	14
3.1.4 Buharlaşma oranının elde edilmesi	15
3.2 Yatay Yoğuşturucunun Modellenmesi.....	17
4. SAYISAL ÇÖZÜMLEME	19
4.1 Ayırıklaştırılan Korunum Denklemleri	19
4.1.1 Süreklilik denklemleri.....	19
4.1.2 Ayırıklaştırılan momentum denklemi	20
4.1.3 Ayırıklaştırılan enerji denklemi	20
4.2 Çözüm Algoritması	21
5. MODELİN GEÇERLİLİĞİNİN İRDELENMESİ	23
5.1 Buharlaşma Modeli Sonuçları	23
5.1.1 Buharlaşma model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması.....	25
5.1.1.1 Basınç kaybı	25
5.1.1.2 Isı taşınım katsayısı	26
5.1.1.3 Soğutucu akışkan sıcaklığı	26
5.1.1.4 Cidar sıcaklığı	27
5.2 Yoğuşma Modeli Sonuçları.....	27
5.2.1 Yoğuşma model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması.....	29
5.2.1.1 Yerel ısı taşınım katsayısı	29
5.2.1.2 Ortalama taşınım katsayısı	30
6. YOĞUŞMA VE BUHARLAŞMADA DEĞİŞKENLERİN ETKİSİNİN İNCELENMESİ	31

6.1 Buharlaşmada Değişkenlerin Analizi	31
6.1.1 Farklı kütle akıları ile sonuçlar.....	31
6.1.1.1 Kuruluk derecesi	31
6.1.1.2 Isı taşınım katsayısındaki değişim	31
6.1.1.3 Basınç kaybındaki değişim	32
6.1.2 Farklı giriş kuruluk dereceleri ile sonuçlar	33
6.1.2.1 Kuruluk derecesindeki değişim	33
6.1.2.2 Basınç değişimi	33
6.1.2.3 Isı taşınım katsayısının değişimi	34
6.1.3 Farklı ısı akıları değerleri ile sonuçlar.....	35
6.1.3.1 Basınç kaybı	35
6.1.3.2 Isı taşınım katsayısının değişimi	36
6.1.3.3 Kuruluk derecesinin değişimi	37
6.2 Yoğuşmada Parametre Analizi	37
6.2.1 Farklı debiler ile sonuçlar.....	37
6.2.1.1 Kuruluk derecesi	37
6.2.1.2 Isı taşınım katsayısındaki değişim	38
6.2.1.3 Basın kaybındaki değişim	39
6.2.2 Farklı giriş kuruluk dereceleri ile sonuçlar	40
6.2.2.1 Basınç kaybı	40
6.2.2.2 Isı taşınım katsayısının değişimi	40
6.2.3 Farklı ısı akıları değerleri ile sonuçlar.....	41
6.2.3.1 Basınç kaybı	41
6.2.3.2 Isı taşınım katsayısının değişimi	42
6.2.3.3 Kuruluk derecesinin değişimi	43
KAYNAKLAR.....	45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Taitel–Dukler diyagramında iki faz akış şekilleri (Dobson (1998))	3
Şekil 3.1 : Buharlaşma modelinde ele alınan kontrol hacmi	11
Şekil 3.2 : Yoğuşma modelinde ele alınan kontrol hacmi	17
Şekil 4.1 : Ayrıklaştırılan geometri	21
Şekil 5.1 : Buharlaştırıcı boyunca basınç ve sıcaklıkların değişimi	24
Şekil 5.2 : Buharlaştırıcıda kuruluk derecesi ve sıvı ısı taşınım katsayısı değişimi ..	24
Şekil 5.3 : Gaz ve sıvı hızlarının yatay buharlaştırıcıda değişimi	25
Şekil 5.4 : Hesaplanan ve ölçülen basınç kaybı	25
Şekil 5.5 : Hesaplanan ve ölçülen sıvı ısı taşınım katsayısı değerleri	26
Şekil 5.6 : Hesaplanan ve ölçülen soğutucu akışkan sıcaklığı	27
Şekil 5.7 : Hesaplanan ve ölçülen cidar sıcaklığı	27
Şekil 5.8 : Yoğuşturucuda basınç ve sıcaklığın değişimi	28
Şekil 5.9 : Yoğuşturucuda ısı taşınım katsayıları ve kuruluk derecesi değişimi	28
Şekil 5.10 : Yoğuşturucuda gaz ve sıvı hızlarının değişimi	29
Şekil 5.11 : Hesaplanan ve ölçülen ısı taşınım katsayısı değeri	29
Şekil 6.1 : Kuruluk derecesinin kütle akıyla değişimi	31
Şekil 6.2 : Sıvı ısı taşınım katsayısının kütle akı ile değişimi	32
Şekil 6.3 : Gaz ısı taşınım katsayısının kütle akı ile değişimi	32
Şekil 6.4 : Farklı kütle akı değerlerinde basınç kaybı	33
Şekil 6.5 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde kuruluk derecesinin değişimi	33
Şekil 6.6 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde basınç kaybı	34
Şekil 6.7 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde sıvı ısı taşınım katsayısı	34
Şekil 6.8 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde gaz ısı taşınım katsayısı	35
Şekil 6.9 : Farklı ısı akılarında basınç kaybı	35
Şekil 6.10 : Farklı ısı akılarında sıvı ısı taşınım katsayısı	36
Şekil 6.11 : Farklı ısı akılarında gaz ısı taşınım katsayısı	36
Şekil 6.12 : Farklı ısı akılarında kuruluk derecesi	37
Şekil 6.13 : Farklı debilerde kuruluk derecesi	38
Şekil 6.14 : Farklı debilerde sıvı ısı taşınım katsayısı	38
Şekil 6.15 : Gaz tarafı ısı taşınım katsayısının debi ile değişimi	39
Şekil 6.16 : Farklı debilerde basınç kaybı	39
Şekil 6.17 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde basınç kaybı	40
Şekil 6.18 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde sıvı ısı taşınım katsayısı	40
Şekil 6.19 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde gaz ısı taşınım katsayısı	41
Şekil 6.20 : Farklı ısı akılarında basınç kaybı	41
Şekil 6.21 : Farklı ısı akılarında sıvı ısı taşınım katsayısı	42
Şekil 6.22 : Farklı ısı akılarında gaz ısı taşınım katsayısı	42
Şekil 6.23 : Farklı ısı akı değerlerinde kuruluk derecesinin değişimi	43

SEMBOL LİSTESİ

A	: Akış kesit alanı, m^2
C_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı, J/kgK
D	: Dairesel borunun çapı, m
e	: Özgül enerji, J/kg
f	: Sürtünme katsayısı(-)
G	: Kütlesel akı, kg/m^2s
g	: Yerçekimi ivmesi, m/sn^2
h	: Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
i	: Entalpi, J/kg
i_g	: Buharlaşma entalpisi, J/kg
k	: Isı iletim katsayısı, W/mK
L	: Boru boyu, m
m	: Kütlesel debi, kg/sn
P	: Basınç, Pa
q	: Ara yüzeyden geçen ısı, W
q''	: Ara yüzey ısı akısı, W/m^2
q_w	: Cidardan giren ısı, W
q_s	: Duyulur ısı, W
q_{lt}	: Buharlaşma ısı, W
R_h	: Gazın kapladığı bölgenin yarıçapı, m
R_i	: Borunun iç yarıçapı, m
T	: Sıcaklık, K
v	: Eksenel hız, m/s
X_{tt}	: Lockhart – Martinelli parametresi
x	: Kuruluk derecesi

Yunan Alfabeti

α	: Boşluk oranı
Γ	: Buharlaşma oranı, kg/m^3s
Φ	: İki fazlı akış çarpanı
δ	: Sıvı tabaka kalınlığı, m
μ	: Dinamik viskozite, Pa.s
ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
σ	: Yüzey gerilmesi, N/m
τ	: Kayma gerilmesi, Pa

Boyutsuz Sayılar

Bo	: Kaynama sayısı
Nu	: Nusselt sayısı, hD_h / k
Pr	: Prandtl sayısı, ν / α
Re	: Reynolds sayısı

Alt İndisler

doy	: Doyma
f	: Sürtünme
g	: Gaz
h	: Hidrolik
i	: Ara yüzey
l	: Sıvı
m	: Ortalama
r	: Reduced, indirgenmiş
tt	: Türbülanslı – Türbülanslı
w	: Cidar

YATAY BORU İÇİNDE YOĞUŞMA VE BUHARLAŞMANIN İNCELENMESİ

ÖZET

Yatay bir boruda gerçekleşen yoğuşma ve buharlaşma, sabit akılı ısı geçişi durumunda, halkasal akış şekli kullanılarak modellenmiştir. Kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri zamandan bağımsız haliyle ayrılmış akış metodu ile elde edilip sonlu farklar yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır.

Öncelikle buharlaşma için modelleme yapılmış, ayrıklaştırılan denklemler MATLAB programı kullanılarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar mevcut deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Modelin geçerliliği gösterildikten sonra buharlaşma için yapılan işlemlerde gerekli değişiklikler yapılarak yoğuşma analiz edilmiştir. Yoğuşma sonuçları mevcut deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak modelin güvenilirliği gösterilmiştir.

Geliştirilen model ile basınç değerinin, sıvı ve gaz sıcaklıklarının, ısı taşınım katsayısı değerlerinin ve faz değişimi miktarının boru boyunca olan değişimleri herhangi bir soğutucu akışkan için gözlemlenebilmektedir. Bu modele göre ısı taşınım katsayısının buharlaşma esnasında azalan sıvı kalınlığıyla birlikte arttığı, yoğuşmada artan kalınlıkla birlikte azaldığı, basıncın her iki durumda da boru boyunca azaldığı görülmüştür. Buharlaşmada, gaz sıcaklığı belirlenen basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı olarak alınmış, azalan basınç değerine paralel bir düşüş göstermiştir. Yoğuşma analizinde sıvı tarafı sıcaklığı doyma sıcaklığı olarak alınmış, azalan basınçla birlikte azaldığı gözlemlenmiştir. Buharlaşma modelinde sıvı sıcaklığı, yoğuşmada ise gaz sıcaklığı enerji dengesi kullanılarak hesaplanmış, her iki durumda da bu sıcaklıkların düştüğü gözlemlenmiştir.

Elde edilen model kullanılarak çeşitli parametrelerin sonuçlar üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkanın giriş kuruluk derecesi, debisi ve cidardaki ısı akısı değerleri değiştirilerek sonuçlar üzerindeki etkileri yorumlanmıştır. Buharlaşmada yüksek debi değerinde gaz ve sıvı ısı taşınım katsayısı değerleri, basınç kaybı beklenildiği gibi artış göstermiştir. Artan giriş kuruluk derecesi ile birlikte basınç kaybının arttığı, sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı değerinin azalan sıvı kalınlığına bağlı olarak arttığı, gaz tarafı ısı taşınım katsayısının artan gaz kalınlığıyla birlikte azaldığı gözlemlenmiştir. Artan ısı akısıyla birlikte kuruluk derecesi artmakta ve incelenen diğer parametreler buna bağlı olarak değişmektedir.

Yoğuşmada yüksek debi değerinde kuruluk derecesindeki değişim azalmış, gaz ve sıvı ısı taşınım katsayısı değerleri, basınç kaybı beklenildiği gibi artış göstermiştir. Artan giriş kuruluk derecesi ile birlikte basınç kaybının arttığı, sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı değerinin azalan sıvı kalınlığına bağlı olarak arttığı, gaz tarafı ısı taşınım katsayısının artan gaz kalınlığıyla birlikte azaldığı gözlemlenmiştir. Boru cidarından dışarı verilen ısı aksındaki artışla birlikte kuruluk derecesi azalmakta ve incelenen diğer parametreler buna bağlı olarak değişmektedir.

Yapılan teorik çalışmanın geçerliliğini göstermek amacıyla kullanılan sınır şartları ve giriş değerleri karşılaştırma yapılan deneysel çalışmalardaki büyüklükler kullanılarak belirlenmiştir. Buharlaşma analiz edilirken boru boyu 2,44 m, çap 10,2 mm, giriş kuruluk derecesi 0,2 olarak alınmıştır. Yoğuşmada boru boyu 0,92 m, iç çap 8,7 mm, giriş kuruluk derecesi 0,8 olarak alınmıştır.

ANALAYSING OF CONDENSATION AND EVAPORATION IN AN HORIZONTAL TUBE

SUMMARY

Modelling of annular flow condensation and evaporation in a horizontal tube are developed using separated flow model under a constant heat flux. Mass, momentum and energy conservation equations are governed independent from time for each phase and discretize using finite difference method.

Fistly evaporation model was developed, discretized equations was solved using MATLAB program. Obtained results were compared with theoretical and experimental researchers. After verifying the model results, condensation was analysed by doing necesarry changes on formulations. Reliability of condensation results were observed comparing with experimental results.

Developed model can be used to obtain the axial distributions of pressure, liquid and gas temperatures, heat transfer coefficients and phase change quantity for any refrigerant.

Results are showing that heat convective coefficient in evaporation increase along the tube depending on decreasing liquid width and in condensation it decrease depending on increasing liquid width. Besides, in both condensation and evaporation processes there are a pressure drop along tube. In the study of evaporation, gas temperature is taken as saturation temperature corresponding determined pressure value and it decrease due to the reducing the pressure. In the condensation liquid temperature is taken as saturation temperature and it decrease due to the reducing the pressure. In evaporation model liquid temperature, in condensation gas temperature are calculated energy conservation equation and it is observed that temperatures decrease along tube in both cases.

Some parameters effects on results were analyzed using obtained model. Inlet quality, heat and mass fluxes of refrigerant were changed and their effects on results were observed. In evaporation process, higher flow rate causes higher pressure drop and heat transfer coefficients. As inlet quality increase, gas heat transfer coefficient decrease due to increase of the gas phase thickness, liquid heat transfer coefficient increase due to thinner liquid fim and total pressure drop increase. With increasing wall heat flux, quality of the refrigerant increase and other three results are changed depending on the quality. In condensation process, higher flow rate causes higher pressure drop and heat transfer coefficients. As inlet quality increase, gas heat transfer coefficient decrease due to increase of the gas phase thickness, liquid heat transfer coefficient increase due to thinner liquid fim and total pressure drop increase. With increasing wall heat flux, quality of the refrigerant decrease and other three results are changed depending on the quality.

Considering the aim of verifying model results, applied boundary conditions and inlet values were determined using the experimental researches. In the analyzing of

evaporation, the length of tube is 2,44 m, diameter is 10,2 mm, and inlet quality is 0,2. In condensation, the length of tube is 0,92 m, diameter is 8,7 mm, and inlet quality is taken 0,8.

1. GİRİŞ

Yoğuşma, gaz fazındaki bir maddenin enerjisini vererek sıvı fazına geçmesi durumudur. Buharlaşıma, yoğuşmanın tersi bir fiziksel olay olarak, sıvı fazındaki bir maddenin dışarıdan enerji alarak gaz fazına geçmesi durumudur. Faz değişimi esnasında büyük ölçüde bir ısı geçişi olurken gaz ve sıvı sıcaklıkları doyma sıcaklığından az bir miktar sapma gösterirler. Yüksek ısı geçişlerinin ortaya çıktığı bu fiziksel olayların gerçekleştiği mekanizmalar yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak isimlendirilir.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar, soğutma ve havalandırma sistemlerinde, güç santrallerinde, kimyasal proseslerde kullanılan en temel cihazlardır. Yaygın kullanıma sahip olan bu cihazların optimum şartlarında çalışması önemli hale gelmiştir. Ancak iki fazlı akışın modellenmesi esnasında karşılaşılan zorluklar sebebiyle bu konularda çok çeşitli çalışmalar sürdürülmüştür.

Tez kapsamında yatay bir boruda, sürekli rejimde gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma mekanizmaları halkasal akış modeli kullanılarak incelenmiştir. Yatay boruların ısı değiştiricilerinde daha fazla tercih ediliyor olması, bu iki fiziksel mekanizmanın çalışma şartlarının çoğunlukla sürekli rejim hali olması incelenilen konuyu belirleyen etkenler olmuştur. İki fazlı akış esnasında akış şekli kütsel akı değerine ve boşluk oranına bağlı olarak genellikle halkasal akış olarak karşımıza çıkmaktadır. Bugüne kadar yapılmış birçok çalışmada ve bu tezde halkasal akış şekli düşünülerek modelleme yapılmıştır.

Wattelet, Renie, ve Chato (1990) tarafından CFC-12 (R-12) soğutucu akışkanı kullanılarak yatay bir boruda buharlaşma deneyi yapılmıştır. Wang (1996) çift borulu eğik bir yoğuşturucuda, değişken bir ısı akısı altında yarı örtülü sonlu farklar yöntemini kullanarak iki fazlı akış modellemesi yapmıştır. Chiou, Lu, Wang (1996) değişken ısı akılı yatay bir buharlaştırıcıda akan iki fazlı akışın sayısal olarak tek boyutlu bir modellemesini sunmuşlardır. Sripattrapan, Wongwises (2004), sabit ısı akılı yatay bir boruda buharlaşma mekanizmasını tek boyutlu olarak halkasal akış şekli kullanarak modellemiştir. Elde ettiği sonuçları J.P. Wattelet, J.P. Renie, ve J.P.

Chato (1990) ile karşılaştırarak modelinin geçerliliğini göstermiştir. Man-Hoe Kim, Joeng-Seob Shin (2005) yatay boruda sabit ısı akılı bir boruda yoğuşma deneyi gerçekleştirmiş ve iki farklı akışkan kullanarak ısı geçiş katsayısı değişimini farklı kurulum dereceleri ve farklı türde borularda gözlemlemiştir.

Yapılan literatür araştırmasının ardından, yatay bir boruda sabit ısı akısı kullanılarak geliştirilen bir yoğuşturucu modeli ihtiyacı görülmüştür. Bu tez kapsamında Wang (1996) ve Sripattrapan, Wongwises (2004) tarafından yapılan çalışmalar değiştirilerek sabit ısı akısı altında gerçekleşen bir yoğuşma modeli hazırlanmıştır. Öncelikle buharlaşma için bir modelleme yapılmış, sonuçlar Wattlelet, Renie, ve Chato (1990) tarafından CFC-12 (R-12) soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra buharlaştırma için geliştirilen model gerekli değişiklikler yapılarak yoğuşma modeline çevrilmiş ve model sonuçları Man-Hoe Kim, Joeng-Seob Shin (2005) tarafından yapılan sabit akılı yatay borudaki yoğuşma deneyi sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

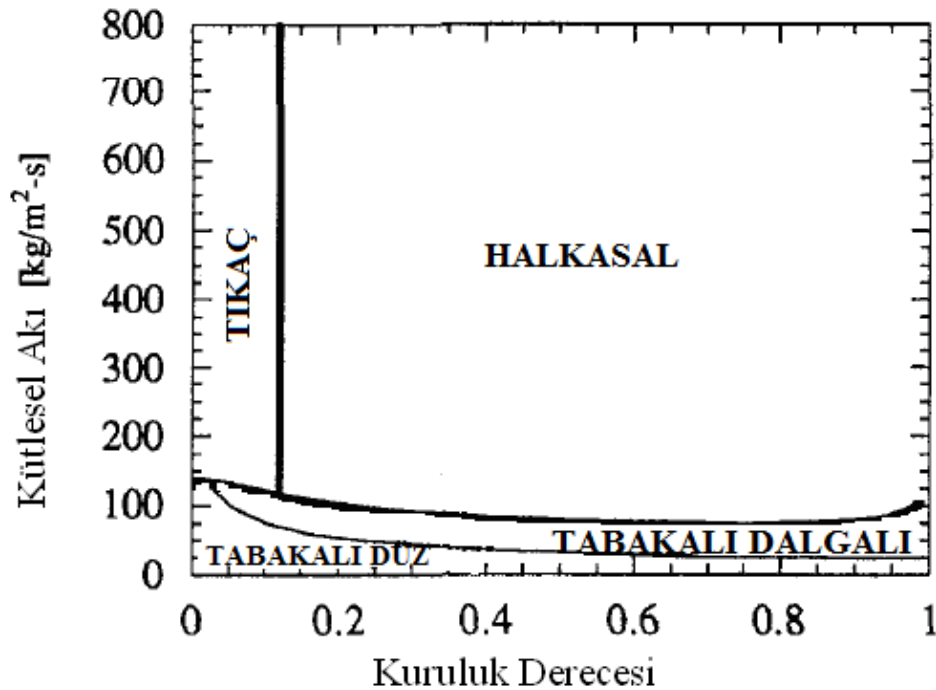
1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada sabit ısı akılı yoğuşma ve buharlaşmanın sıvı-gaz ara yüzey bağıntıları hesaba katılarak modellenmesi hedeflenmiştir. Yapılan literatür çalışmasının ardından sabit ısı akılı, ara yüzey bağıntılarının düşünülerek geliştirilen bir yoğuşma modeli eksikliği gözlemlenmiştir ve bu konu üzerinde bir tez hazırlanmıştır. Geliştirilen modelin boru boyunca belirlenen her aralıkta basınç kaybını, gaz-sıvı ısı taşınım katsayılarını, gaz-sıvı sıcaklık değerlerini ve faz değiştiren madde miktarını vermesi amaçlanmıştır.

Çeşitli parametrelerin yoğuşma ve buharlaşma olaylarına etkisinin gözlemlenmesi çalışmanın hedeflerinden bir diğeridir. Bu sebeple çalışma kapsamında yazılan koda etkileri gözlemlenecek olan parametreler giriş değerleri olarak girilmiştir. Giriş kurulum derecesi değerinin, boru cidarından çekilen veya verilen ısı akısı değerinin ve debi değerlerinin incelenen iki fiziksel olaya etkilerinin gözlemlenmesi amaçlanmıştır.

1.2 Hipotez

Yoğuşma ve buharlaşma esnasında gerçekleşen akış çoğunlukla halkasal akış şekli ile akışın gerçekleştiği sistemler olması dolayısıyla halkasal akış kabulü yapılarak oluşturulacak model sonuçlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olması beklenmektedir. Yüksek gaz fazı hız değerlerinde atalet kuvvetleri yerçekimi kuvvetine baskın gelerek halkasal akış şekli ile akış gerçekleşmektedir. Havalandırma sistemlerinde kullanılan debiler ve kuruluk dereceleri akışkanın akışkanın halkasal akış bölgesinin baskın olduğu bölgede bulunmasına sebep olmaktadır. Şekil 1.1’de Taitel – Dukler tarafından R134a kullanılarak geliştirilmiş soğutucu akışkanın kuruluk derecesi ve debi değerine bağlı olarak akış şekillerinin durumunu veren diyagram görülmektedir (Dobson ve Chato, 1998).



Şekil 1.1 : Taitel–Dukler diyagramında iki faz akış şekilleri (Dobson (1998))

Bu diyagramda dairesel borularda kuruluk derecesinin 0,2 ve 1 aralığında ve kütleli akının $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değeri üzerinde akışın halkasal akış şekline sahip olduğu görülmektedir. Yoğuşma mekanizmasının gerçekleştiği durumlar kütleli akı değerinin yaklaşık $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olduğu durumlardır, bu nedenle kuruluk derecesinin yüksek olduğu boru çıkışına yakın durumlar dışında akış halkasal akış şekliyle akmaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Amaç

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar iki fazlı akışın söz konusu olduğu ekipmanlardır. İki fazlı akış modellemeleri yapılırken akışkanın rastgele hareketlerinden ve korunum denklemlerinin zorluğundan dolayı korelasyonlara başvurulur. Bu korelasyonlar çok çeşitli araştırmalar sonucu geliştirilen ve genellikle belirli kabuller altında kullanılan bağıntılardır.

Bu tez kapsamında sıvı ve gaz ısı taşınım katsayıları, cidardaki sürtünme gerilmesi korelasyonlarla hesaplanıp korunum denklemlerinde yerlerine koyulmuştur. Problemin fiziğine uygun korelasyonlar literatürden araştırılarak elde edilmiştir.

2.2 Yoğuşmada Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları

Yatay bir boru içerisinde gerçekleşen akış için geliştirilen ısı taşınım katsayısı korelasyonları genellikle laminar akış için Nusselt denklemlerinin değiştirilmiş halidir. Nusselt denklemi dik bir boru için geliştirilmiştir. Bu bağıntı geliştirilirken yerçekiminden dolayı laminar olarak aşağı akış olduğu düşünülmüş, sıvı tabakası kalınlığının çok ince olduğu ve ara yüzeydeki kayma gerilmelerinin sadece basınç değişiminden olduğu varsayılmıştır (Incorpera ve Dewitt, 1996).

$$h_{Nu} = 0.729 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g i_{lg} k_l^3}{D \mu_l (T_{doy} - T_w)} \right]^{0.25} \quad (2.1)$$

Cavallini & Zecchin, dikey bir boruda, R11, R12 ve R114 soğutucu akışkanları kullanılarak yüksek buhar hızlarında bir yoğuşma deneyi gerçekleştirmişlerdir. Bu deney sonucunda ortalama bir Nusselt sayısı tanımlamışlardır (Bonhomme ve diğ., 1991).

$$Nu_m = 0.05 Re_{(eq,m)}^{0.8} Pr_{(l,m)}^{0.33} \quad (2.2)$$

Denkleimde bulunan $Re_{(eq,m)}$ ortalama eşdeğer Reynolds sayısıdır, aşağıda belirtilen formülle elde edilir.

$$Re_{(eq,m)} = Re_g \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} + Re_l \quad (2.3)$$

(2.5) numaralı denklemde bulunan Re_l ve Re_g , sırasıyla borunun tamamından sıvı ve gaz geçtiği durumlardaki Reynolds sayılarıdır.

Shah, tüm soğutucu akışkanlar için geçerli olan, çapları 7'den 40 mm'ye kadar değişen borular kullanarak 21 farklı deney yapmıştır. Bu deneylerden elde edilen 473 sonucu kullanarak aşağıda belirtilen iki fazlı akış çarpanını geliştirmiştir. Bu bağıntı gaz hızının 300m/sn'nin altında olduğu ve dairesel borularda $Re > 73000$ olduğu durumlarda korelasyon geçerlidir (Wang, 1996).

$$h_{TP} = h_{fc} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right] \quad (2.4)$$

P_r , çalışma basıncının kritik basınca oranı olan indirgenmiş basınçtır. h_{fc} , akışkanın tamamının sıvı olarak aktığı durumdaki ısı taşınım katsayısıdır, bu değer Dittus – Boelter bağıntısından elde edilebilir (Carey, 1992).

$$h_{fc} = 0.023 \frac{k_l}{D_i} Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (2.5)$$

Ananiev tarafından geliştirilen yerel ısı taşınım katsayısı korelasyonu ise aşağıda verilmektedir (Carey, 1992).

$$h = h_o \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_m}} \quad (2.6)$$

Ortalama yoğunluk,

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_l} (1-x) + \left(\frac{1}{\rho_g} \right) x \text{ ile elde edilir.} \quad (2.7)$$

h_o borudan sadece sıvı aktığı düşünülerek geliştirilen tek fazlı ısı taşınım katsayısıdır. Miropolosky tarafından su buharı yoğunlaşması kullanılarak tek fazlı ısı taşınım bağıntısı geliştirilmiştir (Carey, 1992).

$$\frac{h_o D}{k} = 0.021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}_b^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}_b}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad (2.8)$$

Burada kullanılan Pr_b ve Pr_w , toplam kütle yaklaşımla ve cidar sıcaklıklarına karşılık gelen Prandtl sayılarıdır. Boyko ve Kruzhilin, Miropolosky denklemindeki 0,021 katsayısının 0,024 ile değiştirildiği durumda çelik borulardaki, 0,032 ile değiştirildiği durumda bakır borulardaki yoğunlaşma sonuçlarıyla korelasyonun daha uyumlu hale geldiğini gözlemlemişlerdir.

2.3 Buharlaştırma Isı Taşınım Katsayısı Bağlılıkları

Chaddock ve Noerager, CFC-12 soğutucu akışkanının sabit ısı akılı yatay boruda buharlaşması durumu için yerel ısı taşınım katsayısı korelasyonu geliştirmiştir. Geliştirilen bu bağıntı ısı taşınım katsayısının kaynama sayısı, Bo, ve Lockhart – Martinelli parametresi, X_{tt} , ile değiştiğini göstermektedir (Sripattrapan ve Wongwises, 2004).

$$h_l = 1.85 h_{fc} \left(\text{Bo} \cdot 10^4 + 1.5 X_{tt}^{-2/3} \right)^{0.6} \quad (2.9)$$

Lockhart – Martinelli parametresi ve kaynama sayısı (boiling number)

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.10)$$

$$\text{Bo} = \frac{q''}{G i_{lg}} \quad (2.11)$$

formülleriyle elde edilir. Tek fazlı akış için sıvı ısı taşınım katsayısı daha önce verilen (2.7) numaralı Dittus – Boelter denklemiyle hesaplanır.

Shah, dikey ve yatay borulardaki doyma sıcaklığındaki buharlaşma için aşağıda belirtilen korelasyonu geliştirmiştir. Kuruluk derecesi, kütle akısı ve ısı akısı değerleri taşınım, Co, kaynama, Bo, Froude, Fr_l boyutsuz sayıları ile denkleme dahil edilmiş olunur.

$$\text{Fr}_l = \frac{G^2}{g D \rho_l^2} \quad (2.12)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \quad (2.13)$$

$$Bo = \frac{q''}{Gi_{lg}} \quad (2.14)$$

$$\psi_s = \frac{h}{h_l} = f(Co, Bo, Fr_l) \quad (2.15)$$

Gnielinski, türbülanslı akışlar için aşağıda belirtilen bağıntıyı geliştirmiştir (Wang, 1996).

$$Nu = \frac{(Re-1000)Pr(f_i/2)}{1+12.7\sqrt{f_i/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.16a)$$

$$h = Nu \frac{k}{D_i \sqrt{\alpha}} \quad (2.16b)$$

2.4 Basınç Kaybı Korelasyonları

İki fazlı akışta basınç kaybı sürtünme, ivmelenme ve yerçekimi basınç kayıplarının toplamına eşittir. Sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı, iki fazlı akış çarpanı ve tek fazlı durumda gerçekleşen basınç kaybının çarpımına eşittir (Wallis, 1969).

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = \Phi_g^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_{fg} \quad (2.17)$$

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = \Phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_l \quad (2.18)$$

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fg}$: Borudan sadece gazın aktığı durumda ortaya çıkan sürtünmeden kaynaklı

basınç kaybı

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_l$: Borudan sadece sıvının aktığı durumda ortaya çıkan sürtünmeden kaynaklı

basınç kaybı

İki fazlı akış çarpanı ve tek fazlı durumdaki sürtünme kaynaklı basınç kaybını elde etmek amacıyla çeşitli korelasyonlar geliştirilmiştir.

Lockhart ve Martinelli (1949) ayrılmış akış modelini kullanarak sıvı ve gaz basınç düşüşlerinin oranını ifade eden bir parametre geliştirmişlerdir (Bonhomme ve diğ., 1991).

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fl}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fg}} = \frac{Re_g^m C_l \mu_l \rho_g}{Re_l^m C_g \mu_g \rho_l} \quad (2.19)$$

m, n, C_l, C_g akışın laminar veya türbülanslı olması durumuna göre değer almaktadır.

Buharlaşıma durumunda akış genellikle türbülanslı olduğundan, Lockhart – Martinelli parametresi X_{tt} olarak isimlendirilir.

Soliman (1967), Lockhart – Martinelli parametresini kullanarak iki fazlı akış çarpanının elde edildiği bir parametre geliştirmiştir (Carey, 1992).

$$\Phi_l = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (2.20)$$

Friedel (1979), elde edilen 25000 değeri kullanarak fazlı akış çarpanının elde edildiği bir parametre geliştirmiştir. Kütle akısı ve yüzey gerilmesi değerleri denkleme Froude, Fr ve Weber, We sayıları ile dahil edilirler (Sripattrapan ve Wongwises, 2003).

$$\phi_{lo}^2 = C_{F1} + \frac{3.24 C_{F2}}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (2.21)$$

$$C_{F1} = C_{F1} + (1-x)^2 + X^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) \left(\frac{f_{go}}{f_{lo}}\right) \quad (2.22)$$

$$C_{F2} = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7} \quad (2.23)$$

Froude sayısı daha önce de belirtildiği gibi aşağıdaki bağıntıyla elde edilir.

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho_m^2}$$

Weber sayısı,

$$We = \frac{G^2 D}{\rho_m \sigma} \quad \text{denklemiyle ifade edilir.} \quad (2.24)$$

$$\rho_m = \frac{\rho_g \rho_l}{\rho_l x_f + (1 - x_f) \rho_g} \quad (2.25)$$

Korelasyonda bulunan f_{lo} ve f_{go} toplam kütlenin sıvı ve gaz halinde aktığı durumdaki sürtünme faktörleridir. Bu faktörler, türbülanslı akış ve dairesel borular için Blasius tarafından geliştirilen korelasyon kullanılarak elde edilir (Sripattrapan ve Wongwises, 2003).

$$f_{lo} = \frac{0.079}{Re_{lo}^{0.25}} \quad , \quad f_{go} = \frac{0.079}{Re_{go}^{0.25}} \quad (2.26)$$

$$Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l} \quad , \quad Re_{go} = \frac{GD}{\mu_g} \quad (2.27)$$

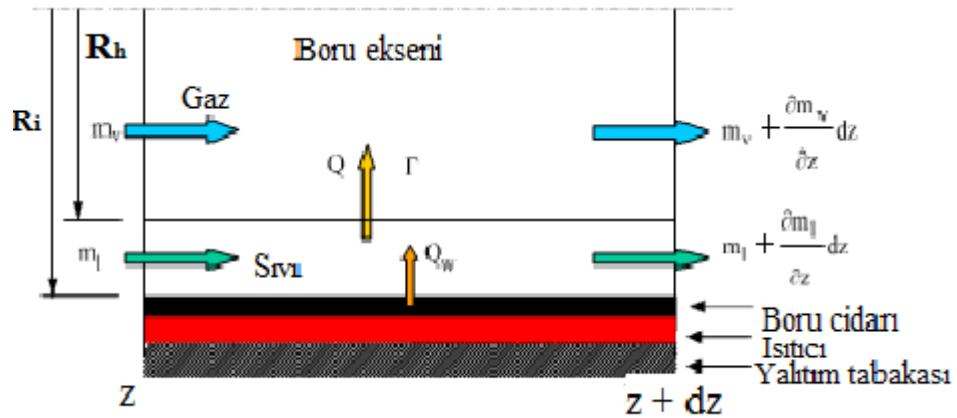
3. YATAY BUHARLAŞTIRICI VE YOĞUŞTURUCUNUN MODELLENMESİ

Model yatay borulu, sabit ısı akıllı yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar için halkasal akış şekli kullanılarak ayrılmış akış metodu ile elde edilmiştir. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri her iki faz için ayrı ayrı zamandan bağımsız olarak yazılmıştır. Kullanılan kütleli akıya ve boşluk oranına bağlı olarak yoğuşma ve buharlaşma esnasında akış şekillerinin genellikle halkasal akış olarak karşımıza çıkması (Şekil 1.1) ve bu iki fiziksel olayın gerçekleştiği sistemlerin çok yaygın olarak sürekli rejimde olması dolayısıyla sürekli rejim ve halkasal akış kabullerinin modeli gerçek sistemden çok uzaklaştırmayacağı açıktır.

Öncelikle yatay boruda buharlaşan gaz için modelleme yapılmış ardından ısı taşınım katsayısı korelasyonu ve diğer gerekli değişiklikler yapılarak yoğuşturucu için modelleme yapılmıştır.

3.1 Yatay Buharlaştırıcının Modeldenmesi

Soğutucu akışkan yatay buharlaştırıcıya belirli bir kuruluk derecesinde girmekte ve sabit ısı akısı altında boru boyunca buhar miktarı artmaktadır. Ara yüzeyde sıvıdan gaza geçen ısı akısı, sıvı-gaz sıcaklık farkıyla ve buharlaşan gazla birlikte geçen ısı akılarının toplamıdır.



Şekil 3.1 : Buharlaşma modelinde ele alınan kontrol hacmi

Şekil 3.1’de incelenen borunun ele alınan kontrol hacmi verilmektedir. Burada R_h gazın yarıçapı, R_i borunun iç yarıçapıdır. Sıvının kalınlığı verilen bir z değerinde radyal yönde sabit kaldığı tabakalaşmanın olmadığı açısal simetrinin olduğu kabul edilmiştir. Bu kabul bilhassa buhar debisinin yüksek olduğu uygulamalarda geçerlidir.

3.1.1 Süreklilik denklemleri

Gaz için süreklilik denklemi,

$$\left(m_g + \frac{\partial}{\partial z}(m_g) \right) - m_g : \text{Birim uzunlukta buharlaşan gaz miktarıdır} \quad (3.1a)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(m_g) = \frac{\partial}{\partial z}(A_g \rho_g v_g) \quad (3.1b)$$

Toplam alana bölünerek boşluk oranı ile ifade edilir ve Γ ile gösterilen buharlaşma oranına eşitlenir.

$$\frac{\partial}{\partial z}(A_g \rho_g v_g / A) = \frac{\partial}{\partial z}(\alpha \rho_g v_g) = \Gamma \quad (3.1c)$$

z – boyunca gaz kütle akısındaki artış buharlaşma oranına eşittir.

Sıvı için süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial z}(m_l) = \frac{\partial}{\partial z}(A_l \rho_l v_l) \quad (3.2a)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A_l \rho_l v_l / A) = \frac{\partial}{\partial z}((1-\alpha) \rho_l v_l) = -\Gamma \quad (3.2b)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}((1-\alpha) \rho_l v_l) = -\Gamma \quad (3.2c)$$

3.1.2 Momentum denklemleri

Sıkıştırılamaz akışlar için genel momentum deklemleri yerçekimi ihmal edilerek iki boyutlu haliyle yazılır,

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (3.3a)$$

$v_r = 0$ kabulü ile momentum denklemi,

$$\rho v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{\partial P_z}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \text{ halini alır.} \quad (3.3b)$$

Hızın ikinci türevi ihmal edilerek momentum denklemi düzenlenir.

Gaz için momemntum denklemi,

$$\left(\rho v_{g,z} \frac{\partial v_{g,z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} - 2 \frac{\tau_i}{R_h} \quad (3.5)$$

Burda τ_i , sıvı ve gaz arasındaki sürtünme gerilmesidir.

Sıvı tarafı için momentum denklemi,

$$\left(\rho v_{l,z} \frac{\partial v_{l,z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\tau_i 2R_h}{(R_i^2 - R_h^2)} - \frac{\tau_w 2R_i}{(R_i^2 - R_h^2)} \quad (3.6)$$

Gaz ve sıvı momentum denklemleri sırasıyla gaz boşluk oranı ve sıvı boşluk oranı ile çarpılır ve iki denklem toplanır.

$$\alpha = R_h^2 / R_i^2$$

$$\alpha / \left(\rho v_{g,z} \frac{\partial v_{g,z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\tau_i}{R_h} 2$$

$$(1 - \alpha) / \left(\rho v_{l,z} \frac{\partial v_{l,z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\tau_i 2R_h}{(R_i^2 - R_h^2)} - \frac{\tau_w 2R_i}{(R_i^2 - R_h^2)}$$

Sıvı ve gaz arasındaki sürtünme gerilmesi, τ_i iki deklemler toplandığı zaman gider ve geriye sadece sıvı – cidar arasındaki sürtünme gerilmesi, τ_w kalır.

Birleştirilmiş momentum denklemi aşağıdaki şekilde de yazılabilir.

$$(1 - \alpha) \rho_l v_l \frac{dv_l}{dz} + \alpha \rho_g v_g \frac{dv_g}{dz} = -\frac{2}{R_i} \tau_w - \frac{dP}{dz} \quad (3.7a)$$

Yarıçap yerine çap kullanıldığı takdirde denklem 3.7 aşağıdaki hali alır,

$$(1 - \alpha) \rho_l v_l \frac{dv_l}{dz} + \alpha \rho_g v_g \frac{dv_g}{dz} = -\frac{4}{D_i} \tau_w - \frac{dP}{dz} \quad (3.7b)$$

τ_w , cidardaki sürtünme gerilmesi ikinci bölümde belirtilen Friedel (1979) korelasyonu ile ifade edilecektir. Hızlar süreklilik denklemlerinden elde edilip

momentum denleminde yerine koyulacak ve momentum denkleminde basınç kaybı elde edilecektir.

3.1.3 Enerji korunumu denklemleri

Söz konusu sistemde akışkan işi dışında herhangi bir iş bulunmadığı için iş terimi kullanılmamaktadır, akış işi ise iç enerji terimiyle birleştirilerek denkleme dahil edilir.

Sistemin toplam enerjisi

$$E_t = m\left(i + \frac{1}{2}V^2\right) \quad (3.8a)$$

olarak ifade edilir.

Akışın yatay bir boruda akması dolayısıyla potansiyel enerji değişimi ihmal edilmiş, enerji terimi entalpi ve kinetik enerjilerin toplamı olarak belirtilmiştir.

Özgül enerji,

$$e = \frac{E_t}{m} = \left(i + \frac{1}{2}V^2\right) \quad (3.8b)$$

olarak tanımlandığında sıvı tarafı için enerji denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\rho_l \left(v_{l,z} \frac{\partial e_l}{\partial z} \right) dz \cdot \pi (R_i^2 - R_h^2) = q_w'' dz \cdot 2\pi R_i - q'' dz \cdot 2\pi R_h \quad (3.8c)$$

q_w'' , cıdardan sıvıya geçen ısı akısı, q'' ise sıvı – gaz ara yüzeyinde sıvıdan gaza hem sıcaklık farkından dolayı hem de buharlaşma ile geçen ısı akısıdır.

Denklem (3.8c) birim hacim ile bölünerek,

$$\rho_l \left(v_{l,z} \frac{\partial e_l}{\partial z} \right) = \frac{2q_w'' R_i}{(R_i^2 - R_h^2)} - \frac{2q'' R_h}{(R_i^2 - R_h^2)} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.9)$$

Gaz için enerji denklemleri de benzer şekilde aşağıdaki haliyle yazılır.

$$\rho_g \left(v_{g,z} \frac{\partial e_g}{\partial z} \right) \pi dz R_h^2 = q'' 2\pi dz R_h \quad (3.10)$$

Ara yüzeyden geçen toplam ısı akısı alanla çarpılıp gazın birim uzunluktaki enerji değişimine eşitlenmiştir.

Denklem (3.10) birim hacim ile bölünerek,

$$\rho_g \left(v_{g,z} \frac{\partial e_g}{\partial z} \right) = \frac{2q''}{R_h} \text{ elde edilir.} \quad (3.11)$$

Momentum denkleminde yapıldığı gibi burda da sıvı ve gaz enerji denklemleri sırasıyla sıvı boşluk oranı ve gaz boşluk oranıyla çarpılıp toplanır.

$$\alpha = \frac{R_h^2}{R_i^2}$$

$$\alpha / \rho_g \left(v_{g,z} \frac{\partial e_g}{\partial z} \right) = \frac{2q''}{R_h}$$

$$(1 - \alpha) / \rho_l \left(v_{l,z} \frac{\partial e_l}{\partial z} \right) = \frac{2q'' R_i}{(R_i^2 - R_h^2)} - \frac{2q'' R_h}{(R_i^2 - R_h^2)}$$

Denklem (3.11) ve (3.9)'un toplanmasıyla birleştirilmiş enerji denklemi elde edilmiş olunur.

Birleştirilmiş enerji denklemi, z – indisleri kaldırılmış haliyle aşağıdaki gibidir.

$$(1 - \alpha) \rho_l \left(v_l \frac{\partial e_l}{\partial z} \right) + \alpha \rho_g \left(v_g \frac{\partial e_g}{\partial z} \right) = \frac{2q''}{R_i} \quad (3.12a)$$

Denklemde yarıçap yerine çap kullanılarak enerji denklemi elde edilir.

$$(1 - \alpha) \rho_l \left(v_l \frac{\partial e_l}{\partial z} \right) + \alpha \rho_g \left(v_g \frac{\partial e_g}{\partial z} \right) = \frac{4q''}{D_i} \quad (3.12b)$$

q''_w , cidar sıcaklığı ile boruyu çevresel olarak kaplayan sıvı sıcaklığı arasındaki farkın, sıvının ısı taşınım katsayısı ile çarpılmasına eşittir.

$$q''_w = h_l (T_w - T_l) \quad (3.13)$$

3.1.4 Buharlaşma oranının elde edilmesi

Bu aşamada süreklilik denkleminde kullanılan buharlaşma oranı cıdardan giren ısı akısı ve gaz-sıvı arayüzeyindeki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı akıları cinsinden yazılır.

Ara yüzeydeki toplam ısı geçişi buharlaşmayla geçen ısı ile sıvı – gaz sıcaklık farkından dolayı geçen duyulur ısının toplamıdır.

$$q'' = q''_{lt} + q''_s \quad (3.14a)$$

$$q''_{lt} = q'' - q''_s \quad (3.14b)$$

Cidardan giren ısı miktarının tamamının gaz tarafına aktarıldığı kabulü ile,

$$A_g \cdot q'' = A_i q''_w \Rightarrow \pi D_g dz \cdot q'' = \pi D_i dz \cdot q''_w \quad (3.15a)$$

eşitliği yazılır, denklem düzenlenirse,

$$q'' = \frac{D_i q''_w}{D_g} = \frac{q''_w}{\sqrt{\alpha}} \quad (3.15b)$$

$$q''_{lt} = \frac{q''_w}{\sqrt{\alpha}} - q''_s \quad (3.15c)$$

bağıntıları elde edilir.

Cidardan giren ısı miktarına bağlı olarak buharlaşan sıvı, gaz debisini boru boyunca arttıracaktır. Bu nedenle boru boyunca alınan kontrol hacmi içindeki enerji dengesi aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir.

$$\pi D_g \Delta z q''_{lt} = (\dot{m}_{g,z+1} - \dot{m}_{g,z}) i_{lg} \quad (3.16a)$$

$$\pi D_g \Delta z q''_{lt} = \left[\left(\rho_g V_g \frac{\pi D_g^2}{4} \right)_{z+1} - \left(\rho_g V_g \frac{\pi D_g^2}{4} \right)_z \right] i_{lg} \quad (3.16b)$$

$$q''_{lt} = \left[\left(\rho_g V_g \frac{D_g}{4} \right)_{z+1} - \left(\rho_g V_g \frac{D_g}{4} \right)_z \right] \frac{i_{lg}}{\Delta z} \quad (3.16c)$$

Denklemin her iki tarafı $\frac{D_g}{D_i^2}$ ile çarpılırsa,

$$\frac{D_g}{D_i^2} q''_{lt} = \left[(\rho_g V_g \alpha)_{z+1} - (\rho_g V_g \alpha)_z \right] \frac{i_{lg}}{4 \Delta z} = \Gamma \frac{i_{lg}}{4} \quad (3.17)$$

$$\Gamma = \frac{4 D_g q''_{lt}}{i_{lg} D_i^2} = \frac{4 D_g (q''_w / \sqrt{\alpha} - q''_s)}{i_{lg} D_i^2} = \frac{4 (q''_w - q''_s \sqrt{\alpha})}{i_{lg} D_i} \quad (3.18)$$

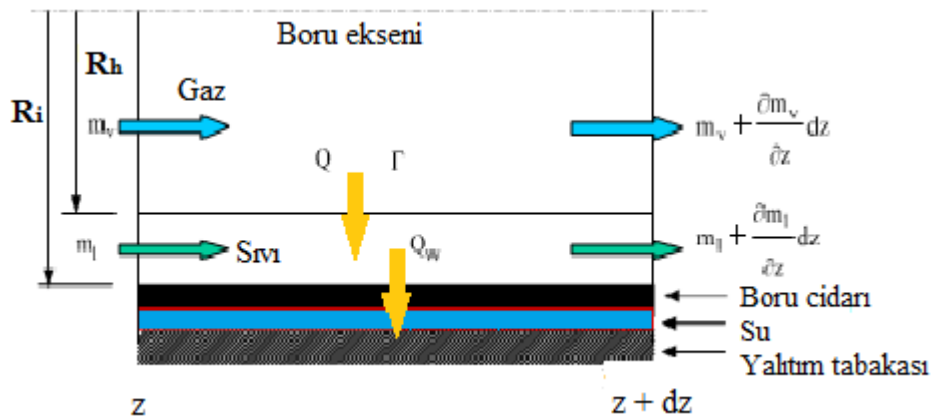
buharlaşma oranı cidar ve duyulur ısı akıları cinsinden elde edilmiş olunur.

3.2 Yatay Yoğuşturucunun Modellenmesi

Bir önceki bölümde anlatılan yatay buharlaştırıcı modelinde, üç korunum denklemi belirli kabuller altında elde edilmiş ardından buharlaşma oranı cidar ve ara yüzey ısı akıları cinsinden elde yazılmıştı. Yoğuşturucu modeli oluşturulurken Bölüm 3.1’de detaylı anlatımı yapılan korunum denklemleri benzer kabullerle elde edilir ve yoğuşma miktarı, cidardan dışarıya verilen ve ara yüzeyde gazdan sıvıya geçen ısı akıları cinsinden yazılır.

Yoğuşturucu hesaplarında buharlaştırıcı modelinden farklı olarak cidardaki ısı akısı ters yönlü olarak alınır. Boru cidarından çevreye sabit bir ısı akısı verildiği kabul edilir. Buharlaştırıcı modelinden farklı olarak sıvı sıcaklık değeri o kontrol hacmindeki basınç değerine karşılık gelen doyma sıcaklığı olarak alınır. Modellemedeki diğer bir fark, sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı hesabı yapılırken yoğuşma olaylarında yaygın olarak kullanılan Shah korelasyonu (Denklem 2.6) kullanılır.

Yoğuşmada, soğutucu akışkan yatay yoğuşturucuya belirli bir kuruluk derecesinde girmekte, dışarıya ısı vererek yoğuşmaktadır. Ara yüzeydeki ısı akısı, gaz – sıvı sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkan ısı akısı ile yoğuşan miktarla sıvıya geçen ısı akısının toplamı olarak alınmıştır. Modelleme yapılırken buharlaştırıcı modelindeki gibi yer çekimi etkileri ihmal edilmiştir ve sıvı kalınlığının açısıl yönde değişmediği kabul edilmiştir.



Şekil 3.2 : Yoğuşma modelinde ele alınan kontrol hacimi

4. SAYISAL ÇÖZÜMLEME

Çalışmada Bölüm 3'te detaylı olarak gerek buharlaştırıcı ve gerekse yoğuşturucu modellerinde her faz için ayrı ayrı verilen korunum denklemleri sonlu farklar yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Ardından MATLAB R2007a'da yazılan bir bilgisayar programları vasıtasıyla çözülmüştür. Bilgisayar programları hem bir yatay buharlaştırıcı ve hem de bir yatay yoğuşturucu için ayrı ayrı hazırlanmıştır.

4.1 Ayrıklaştırılan Korunum Denklemleri

4.1.1 Süreklilik denklemleri

Gaz için ayrıklaştırılan kütle korunum denklemi:

Her sonlu fark aralığında artan gaz debisi giriş ve çıkıştaki buharlaşma oranlarının ortalamasıdır.

$$\frac{(\alpha v_g \rho_g)_{z+1} - (\alpha v_g \rho_g)_z}{\delta z} = \left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2} \right) \quad (4.1a)$$

Denklemdeki gaz hızı, $v_{g,z+1}$ yalnız bırakılırsa,

$$(\alpha v_g \rho_g)_{z+1} - (\alpha v_g \rho_g)_z = \left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2} \right) \delta z \quad (4.1b)$$

$$v_{g,z+1} = \left(\left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2} \right) \delta z + (\alpha v_g \rho_g)_z \right) / (\alpha \rho_g)_{z+1} \quad (4.1c)$$

Gaz hızının giriş değeri, kütleli akı ve girişteki kuruluk derecesi kullanılarak elde edilir.

Sıvı için ayrıklaştırılan kütle korunum denklemi:

Her sonlu fark aralığında azalan sıvı debisi giriş ve çıkıştaki buharlaşma oranlarının ortalamasının negatif işaretlisine eşittir.

$$\frac{((1-\alpha)v_l \rho_l)_{z+1} - ((1-\alpha)v_l \rho_l)_z}{\delta z} = - \left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2} \right) \quad (4.2a)$$

Denklemdaki sıvı hızı $v_{l,z+1}$ yalnız bırakılırsa,

$$((1-\alpha)v_l\rho_l)_{z+1} - ((1-\alpha)v_l\rho_l)_z = -\left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2}\right)\delta z \quad (4.2b)$$

$$((1-\alpha)v_l\rho_l)_{z+1} = -\left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2}\right)\delta z + ((1-\alpha)v_l\rho_l)_z \quad (4.2c)$$

$$v_{l,z+1} = \left(-\left(\frac{\Gamma_{z+1} + \Gamma_z}{2}\right)\delta z + ((1-\alpha)v_l\rho_l)_z\right) / ((1-\alpha)\rho_l)_{z+1} \quad (4.2d)$$

4.1.2 Ayırıklaştırılan momentum denklemi

Hız, yoğunluk ve boşluk oranı her nodda değiştiği için bu büyüklükler, denklem ayırıklaştırılmadan önce diferansiyelin içine alınır.

$$\frac{((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_{z+1} - ((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_z}{\delta z} + \frac{(\alpha v_g^2\rho_g)_{z+1} - (\alpha v_g^2\rho_g)_z}{\delta z} = -\left(\frac{P_{z+1} - P_z}{\delta z}\right) - \frac{4}{D_i}\left(\frac{\tau_{w,z+1} + \tau_{w,z}}{2}\right) \quad (4.3a)$$

Basınç farkı yalnız bırakılırsa,

$$\left(\frac{P_{z+1} - P_z}{\delta z}\right) = \frac{((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_z - ((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_{z+1}}{\delta z} + \frac{(\alpha v_g^2\rho_g)_z - (\alpha v_g^2\rho_g)_{z+1}}{\delta z} - \frac{4}{D_i}\left(\frac{\tau_{w,z+1} + \tau_{w,z}}{2}\right) \quad (4.3b)$$

$$\Delta P = ((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_z - ((1-\alpha)v_l^2\rho_l)_{z+1} + (\alpha v_g^2\rho_g)_z - (\alpha v_g^2\rho_g)_{z+1} - \frac{4}{D_i}\left(\frac{\tau_{w,z+1} + \tau_{w,z}}{2}\right)\delta z \quad (4.3c)$$

4.1.3 Ayırıklaştırılan enerji denklemi

Boşluk oranı, hız ve yoğunluk değerleri her sonlu aralıkta değiştiği için bu büyüklükler diferansiyelin içine alındıktan sonra denklem ayırıklaştırılır.

$$\frac{((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_{z+1} - ((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_z}{\delta z} + \frac{(\alpha \rho_g v_g e_g)_{z+1} - (\alpha \rho_g v_g e_g)_z}{\delta z} = \frac{4}{D_i}\left(\frac{q''_{w,z+1} + q''_{w,z}}{2}\right) \quad (4.4a)$$

Denklemden $e_{l,z+1}$ yalnız bırakılırsa,

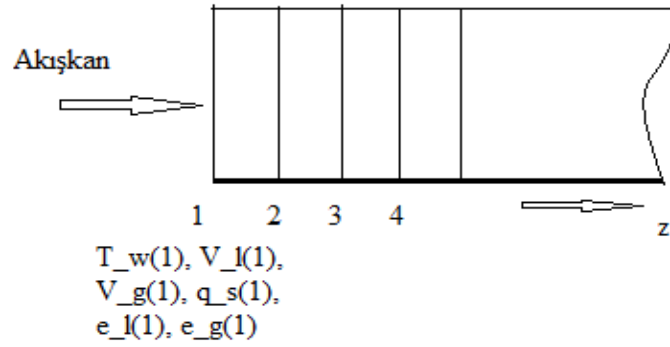
$$\frac{((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_{z+1} - ((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_z}{\delta z} = \frac{4}{D_i}\left(\frac{q''_{w,z+1} + q''_{w,z}}{2}\right) + \frac{(\alpha \rho_g v_g e_g)_z - (\alpha \rho_g v_g e_g)_{z+1}}{\delta z} \quad (4.4b)$$

$$e_{l,z+1} = \left[\frac{4}{D_i}\left(\frac{q''_{w,z+1} + q''_{w,z}}{2}\right)\delta z + (\alpha \rho_g v_g e_g)_z - (\alpha \rho_g v_g e_g)_{z+1} + ((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_z\right] / ((1-\alpha)\rho_l v_l)_{z+1} \quad (4.4c)$$

4.2 Çözüm Algoritması

Hazırlanan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu modelleri ve ayrıklaştırılması açıklanan korunum denklemleri hazırlanan bilgisayar programları ile çözülmüştür. Yaygın olarak soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerinin basınç ve sıcaklık ile değişimleri refprop olarak bilinen yazılım ile elde edilmektedir. Bu çalışmada da bu program kullanılarak elde edilen gerekli termofiziksel özellikler simülasyon programında kullanılmıştır.

Teorik model sonuçları aşağıda detayları verilen çözüm yöntemi ile elde edilmiştir.



Şekil 4.1 : Ayrıklaştırılan geometri

Ele alınan buharlaştırıcı veya yoğuşturucu Şekil 4.1’de şematik olarak gösterilen kontrol hacimlerine bölünerek gaz ve sıvı tarafı için ayrı ayrı korunum denklemleri çözülmüştür. Buharlaştırıcı simülasyonunda gaz sıcaklığı her kontrol hacminde hesaplanan basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı olarak, yoğuşturucu simülasyonunda ise sıvı sıcaklığı her kontrol hacminde hesaplanan basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı olarak alınmıştır. Çözüm adımında önce cidar sıcaklığı, $T_w(2)$, için bir tahmini değer kullanılarak $q_w'' = h_l(2) \cdot (T_w(2) - T_l(2))$ formülüyle sıvı sıcaklığı $T_l(2)$ elde edilir. Ardından duyulur ısı akısı $q_s''(2) = h_g(2) \cdot (T_l(2) - T_g(1))$ denklemi ile ikinci kontrol hacmindeki duyulur ısı akısı $q_s''(2)$ elde edilir.

Buharlaşma oranının bulunduğu $\Gamma(2) = \frac{4(q_w'' - q_s''(2))\sqrt{\alpha(1)}}{i_{lg}(1)D_i}$ denklemi kullanılarak

ikinci aralıktaki buharlaşma oranı hesaplanır. Elde edilen buharlaşma oranı kullanılarak sıvı, gaz hızları aşağıda verilen süreklilik denklemleri ile elde edilir.

$$v_g(2) = \left(\left(\frac{\Gamma_2 + \Gamma_1}{2} \right) \delta z + (\alpha v_g \rho_g)_1 \right) / (\alpha \rho_g)_1$$

$$v_l(2) = \left(- \left(\frac{\Gamma_2 + \Gamma_1}{2} \right) \delta z + ((1-\alpha)v_l \rho_l)_1 \right) / ((1-\alpha)\rho_l)_2$$

Bulunan hız değerleri momentum denkleminde yerine koyularak o kontrol hacmindeki basınç kaybı ve bağlı olarak basınç değişimi bulunur.

$$P(2) = ((1-\alpha)v_1^2 \rho_l)_1 - ((1-\alpha)v_1^2 \rho_l)_2 + (\alpha v_g^2 \rho_g)_1 - (\alpha v_g^2 \rho_g)_2 - \frac{4}{D_i} \left(\frac{\tau_{w,z+1} + \tau_{w,z}}{2} \right) \delta z + P(1)$$

Simülasyonda girişteki gaz ve sıvının özgül enerji değerleri, girişteki termodinamik özellikler kullanılarak bulunmaktadır. Gazın ikinci aralıktaki enerji değeri,

$$e_g(2) = i_g(2) + \frac{v_g(2)^2}{2} \text{ formülüyle elde edilir. Burada gaz entalpisi her kontrol}$$

hacmindeki basınç ve sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değeridir. Sıvının takip eden kontrol hacmindeki özgül enerji değeri ise, enerji korunumu denkleminden hesaplanmaktadır.

$$e_{l,2} = \left[\frac{4}{D_i} Q_w \delta z + (\alpha \rho_g v_g e_g)_1 - (\alpha \rho_g v_g e_g)_2 + ((1-\alpha)\rho_l v_l e_l)_1 \right] / ((1-\alpha)\rho_l v_l)_2$$

Sıvının enerji değeri kullanılarak entalpi değeri elde edilir,

$$i_l(2) = e_l(2) - \frac{v_l(2)^2}{2}$$

entalpi değeri kullanılarak yeni sıvı sıcaklığı hesaplanır.

$$T_{l,new}(2) = (i_l(2) - i_l(1)) / C_{p,l} + T_l(1)$$

Bulunan sıvı sıcaklığı kullanılarak, $q_w''(2) = h_l(2) (T_{w,new} - T_l(2))$ denklemiyle yeni cidar sıcaklığı elde edilir. Elde edilen yeni cidar sıcaklığı ilk aşamada tahmin edilen değerle karşılaştırılır, eğer aralarındaki farkın mutlak değeri 10^{-3} değerinden daha büyük ise elde edilen cidar sıcaklığı değeri tahmin değerinin yerini alır ve aynı işlemler sırasıyla uygulanır. Fark bu değerden küçük ise ikinci aralıktaki cidar sıcaklığı elde edilmiş olunur ve bir sonraki aralıktaki değerler için işlemler tekrarlanır. Bu iterasyon tüm kontrol hacimleri için yapılarak yatay buharlaştırıcı veya yoğunlaştırıcıda boru boyunca basınç kaybı, sıvı ve gaz sıcaklıklarının değişimi, ısı taşınım katsayılarının yerel ve ortalama değerleri, buharlaşma veya yoğunlaşma oranı, ara yüzeyden geçen ısı akısının değişimi elde edilmiştir.

5. MODELİN GEÇERLİLİĞİNİN İRDELENMESİ

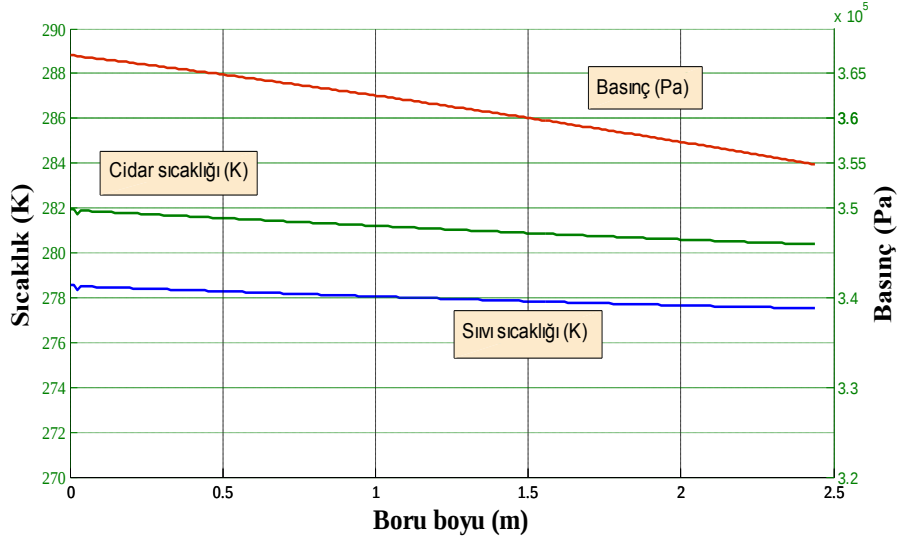
Öncelikle modellerin geçerliliğinin irdelenmesi amacıyla literatürde yayınlanmış iki deneysel çalışma verileri model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla deneylerin giriş değerleri ve geometrik veriler simülasyon programına okutulmuştur. Buharlaşmada model sonuçlarını karşılaştırmak amacıyla Chato ve Wattelet (1990) tarafından yapılan deneysel çalışmadaki değerler kullanılmıştır. Buna göre cidardaki ısı akısı, $10,2 \text{ kW/m}^2$; kütle akısı, $540 \text{ kg/m}^2\text{s}$; girişteki kuruluk derecesi, 0,2; girişteki doyma basıncı ise 367 kPa olarak alınmıştır. Boru uzunluğu $2,44 \text{ m}$, çapı $10,21 \text{ mm}$ 'dir. Soğutucu akışkan olarak ise R-12 kullanılmaktadır.

Yoğuşmada model sonuçlarını karşılaştırmak amacıyla M. Kim, J.Shin (2005) tarafından yapılan deneysel çalışmadaki giriş verileri kullanılmıştır. Kütleli debi, 60 kg/h ; kütleli akı $331 \text{ kg/m}^2\text{s}$; girişteki kuruluk derecesi 0,8 olarak belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R-410A kullanılmış; yoğuşma sıcaklığı 45°C ; boru uzunluğu $0,92 \text{ m}$; çapı $8,7 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

Bu bölümde buharlaşma ve yoğuşma sonuçları ayrı ayrı verilmekte ve yorumlanmaktadır.

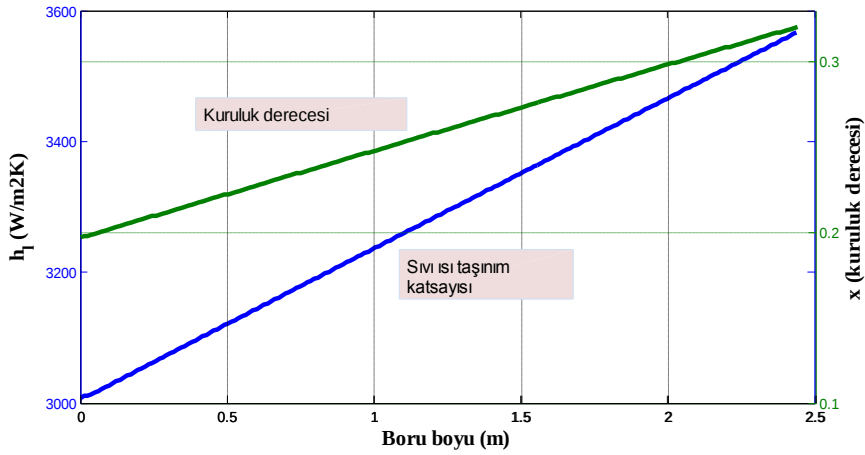
5.1 Buharlaşma Modeli Sonuçları

Buharlaştırıcıda yukarıda verilen deneysel çalışmadaki giriş değerleri kullanılarak sıvı, cidar sıcaklıkları ile basıncın değişimi elde edilmiştir. Şekil 5.1'den görüldüğü gibi, basınç ve sıcaklıklar boru boyunca düşmektedir. Basınç boru boyunca 10 kPa , sıvı ve cidar sıcaklığı ise $1-2 \text{ K}$ düşmektedirler. Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısının boru boyunca artması dolayısıyla cidar ve sıvı sıcaklığı arasındaki fark boru boyunca azalmaktadır. Cidar sıcaklığındaki düşüş miktarı sıvı sıcaklığındaki düşüm miktarından daha fazla olmaktadır.



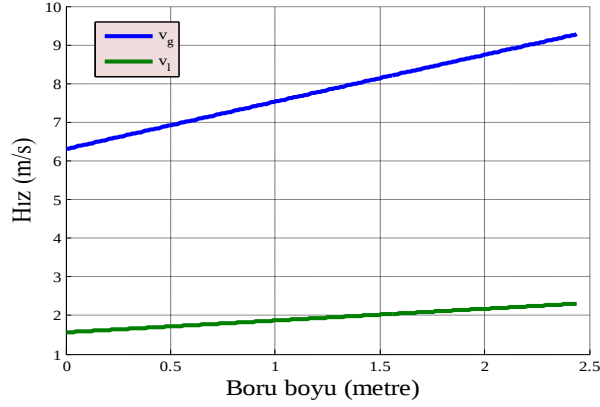
Şekil 5.1 : Buharlaştırıcı boyunca basınç ve sıcaklıkların değişimi

Şekil 5.2'de kuruluk derecesi ve sıvı ısı taşınım katsayısının değişimi görülmektedir. Boru boyunca kuruluk derecesinin değişimi lineere yakın bir eksponansiyel değişim olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra sıvı tarafı yerel ısı taşınım katsayısı değeri de azalan sıvı kalınlığıyla birlikte artmaktadır.



Şekil 5.2 : Buharlaştırıcıda kuruluk derecesi ve sıvı ısı taşınım katsayısı değişimi

Buharlaştırıcı boyunca her iki fazın hızı artarken, gaz hızının düşük viskozite ve yoğunluk değerlerine bağlı olarak daha fazla arttığı görülmektedir. Şekil 5.3, boru eksenı boyunca sıvı ve gaz hızlarının değişimini göstermektedir.



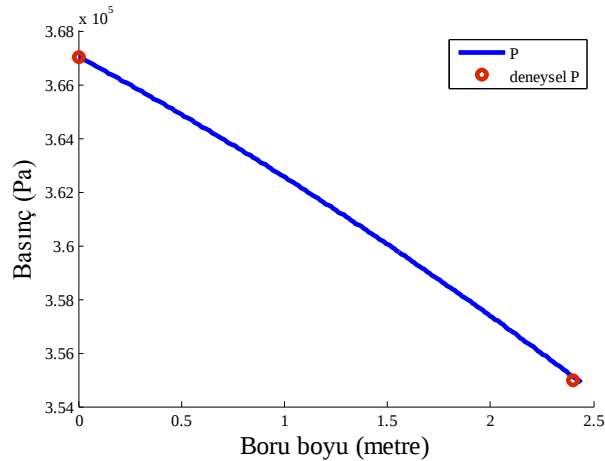
Şekil 5.3 : Gaz ve sıvı hızlarının yatay buharlaştırıcıda değişimi

5.1.1 Buharlaşma model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

Model kullanılarak elde edilen basınç kaybı, ısı taşınım katsayısı değişimi, cidar sıcaklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığının boru boyunca olan değişimleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların deney sonuçlarıyla büyük oranda uyduğu görülmektedir.

5.1.1.1 Basınç kaybı

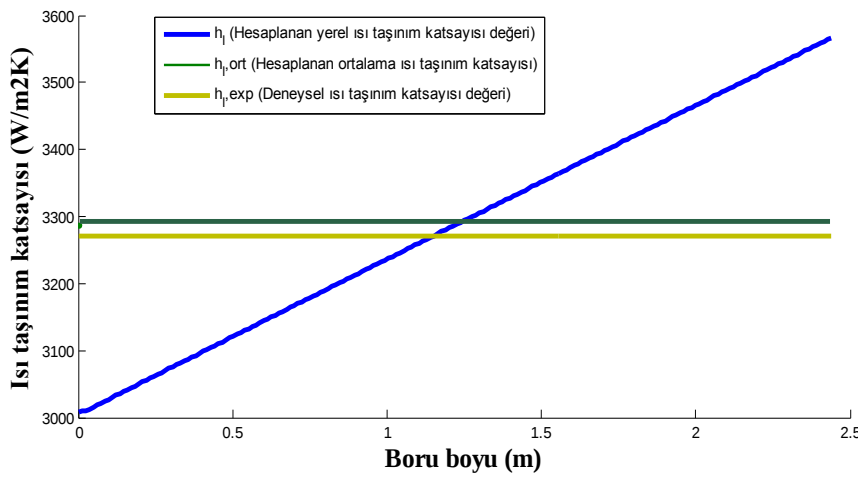
Basınç kaybı, ivmelenme ve sürtünmeden kaynaklı basınç kayıplarının toplamı olarak elde edilmiştir. Hız değişimleri süreklilik denkleminde elde edilir, sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı ikinci bölümde açıklanan Friedel (1979) korelasyonu ile hesaplanır. Şekil 5.4'te de görüldüğü üzere hesaplanan basınç kaybı deneysel sonuçla oldukça uyumludur. Deneysel verilerle teorik sonuçlar arasındaki fark % 1'den azdır. Bu sonuç teorik modelin modelin basınç kaybını hesaplayabildiğini göstermektedir.



Şekil 5.4 : Hesaplanan ve ölçülen basınç kaybı

5.1.1.2 Isı taşınım katsayısı

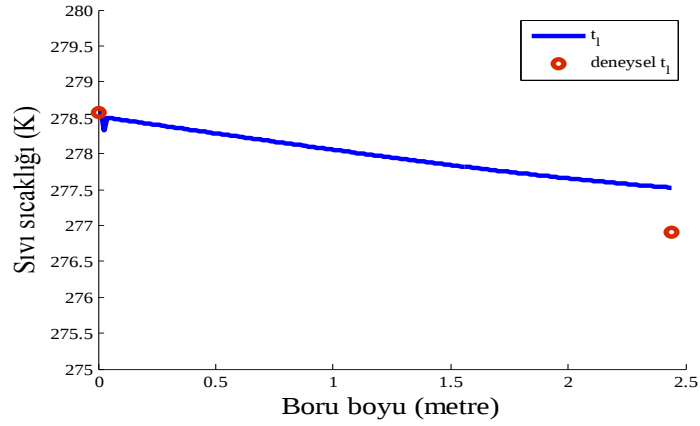
Buharlaştırıcıda sıvı kalınlığının azalması ile boşluk oranı artmakta, bu da yerel ısı taşınım katsayısı değerinin boru boyunca artmasına sebep olmaktadır. Model sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırıldığında hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı değeri deneyde ölçülen verilerle hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı değeri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel çalışmada ortalama ısı taşınım katsayısı $3270 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerindedir. Model deneye nazaran % 1 artış ile ortalama ısı taşınım katsayısını hesap edebilmektedir. Bu fark deneyin modelin ısı geçişi modellenmesi açısından geçerliliğini ispatlamaktadır.



Şekil 5.5 : Hesaplanan ve ölçülen sıvı ısı taşınım katsayısı değerleri

5.1.1.3 Soğutucu akışkan sıcaklığı

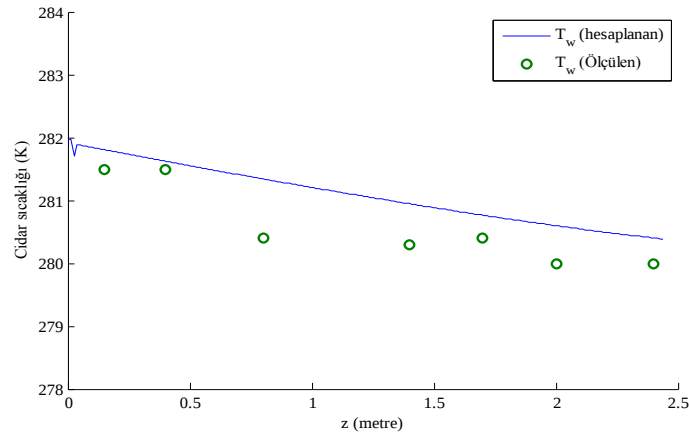
Sıvı tarafı için hesaplanan sıcaklık değeri azalan doyma basıncına bağlı olarak boru boyunca az bir miktar düşüş göstermektedir. Bu düşüş oranı deneysel çalışmada daha yüksektir. Model deneye nazaran yaklaşık % 1 daha yüksek bir sıcaklık değerinde sıvı çıkış sıcaklığını elde etmektedir. Hesaplanan ve ölçülen değerlerin yakın olması modelin geçerliliğini göstermektedir.



Şekil 5.6 : Hesaplanan ve ölçülen soğutucu akışkan sıcaklığı

5.1.1.4 Cidar sıcaklığı

Cidar sıcaklığı aşağıda gösterildiği şekilde boru boyunca azalmaktadır. Ölçülen cidar sıcaklık değerleri ile hesaplanan değerler arasında bir paralellik söz konusudur. Diğer karşılaştırılan büyüklüklerde olduğu gibi buradaki sapma da % 1'in altıdadır.

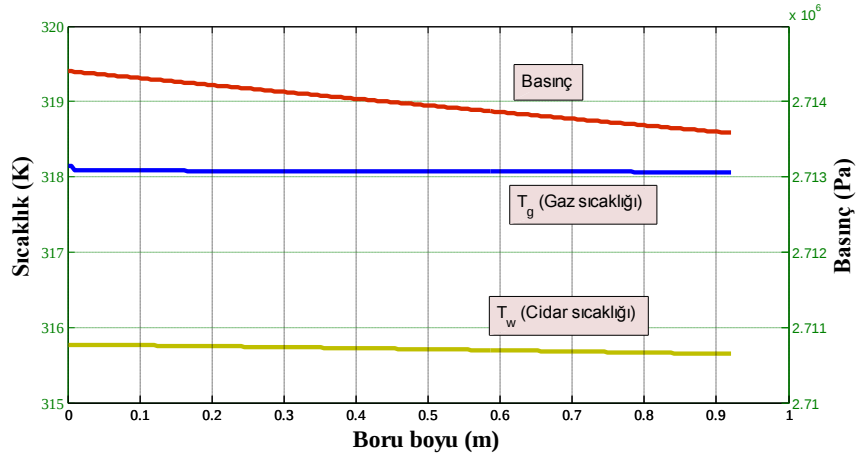


Şekil 5.7 : Hesaplanan ve ölçülen cidar sıcaklığı

5.2 Yoğuşma Modeli Sonuçları

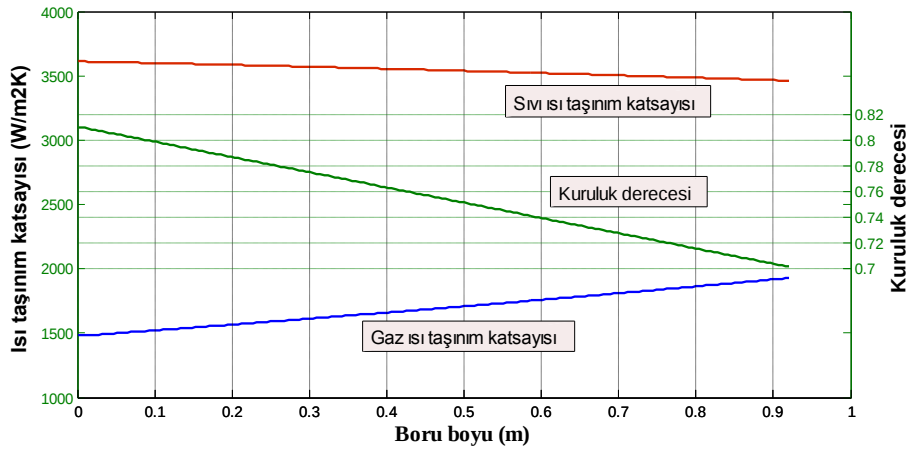
Yoğuşmada basınç boru boyunca yaklaşık 1 kPa düşmüştür. Sürtünmeden kaynaklı basınç kaybını elde etmek için her iki fiziksel olay için güvenilirliği yüksek olan Friedel (1979) korelasyonu kullanılır.

Gaz ve cidar sıcaklıkları 0,1 K düşmüştür. Mevcut basınçtaki doyma sıcaklığına eşit alınan sıvı sıcaklığı ise girişteki doyma sıcaklığı değerini korumuştur. Şekil 5.8'de basınç, gaz ve cidar sıcaklık değerlerinin boru boyunca değişimleri verilmektedir.



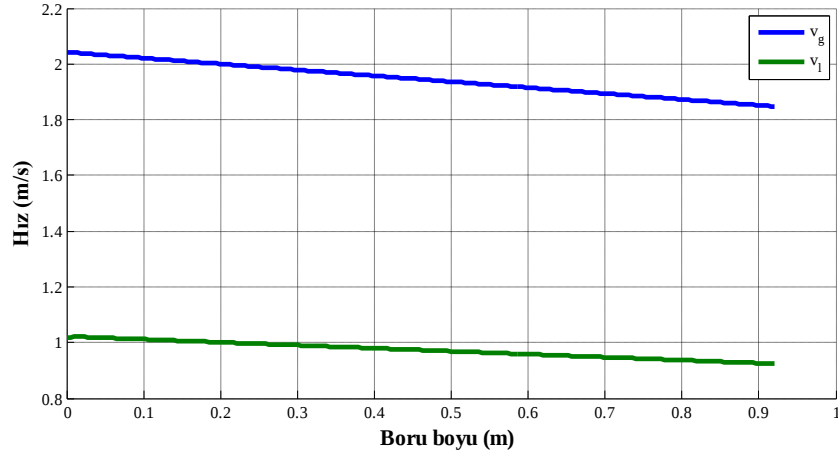
Şekil 5.8 : Yoğuşturucuda basınç ve sıcaklığın değişimi

Kuruluk derecesinin boru boyunca azalmasıyla, artan sıvı kalınlığıyla birlikte gaz ısı taşınım katsayısı yerel değeri artmaktadır. Şekil 5.9 bu iki büyüklüğün ve yerel sıvı taşınım katsayısının boru boyunca değişimini vermektedir.



Şekil 5.9 : Yoğuşturucuda ısı taşınım katsayıları ve kuruluk derecesi değişimi

Yoğuşmada gaz ve sıvı hızları boru boyunca azalmaktadır. Her iki fazın hızı azalırken, gaz hızındaki azalmanın sıvı hızına göre daha fazla olduğu görülmektedir. Şekil 5.10 hızların boru boyunca değişimini göstermektedir.



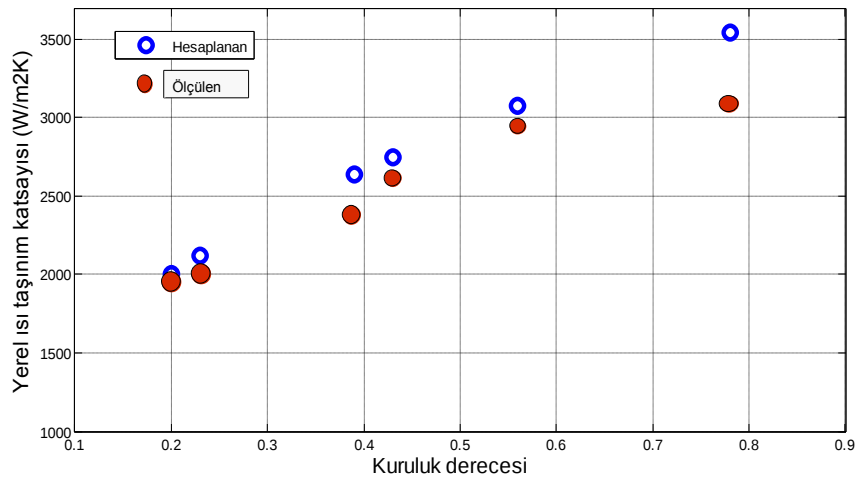
Şekil 5.10 : Yoğuşturucuda gaz ve sıvı hızlarının değişimi

5.2.1 Yoğuşma model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

Kullanılan yoğuşma modeli kullanılarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı değeri M. Kim, J. Shin tarafından yapılan deney sonucu ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuç deneysel sonuçla uyumludur.

5.2.1.1 Yerel ısı taşınım katsayısı

Kuruluk derecelerine bağlı olarak değişen sıvı kalınlığı nedeniyle, yerel ısı taşınım katsayısı değerleri büyük oranda değişmektedir. Şekil 5.11’de kuruluk derecesine bağlı olarak hesaplanan ve ölçülen yerel ısı taşınım katsayısının değişimi verilmektedir. Kuruluk derecesinin 0,8’e eşit olduğu hal dışında simülasyon sonuçları ile deneysel çalışmadan elde edilen veriler arasında büyük bir fark gözlenmemektedir.



Şekil 5.11 : Hesaplanan ve ölçülen ısı taşınım katsayısı değeri

Kuruluk derecesinin 0,8 ortalama değerine karşılık gelen ısı taşınım katsayısı değerlerinde simülasyon ve deney sonuçları arasındaki fark % 13 mertebesinde olup, bu değer deneyin alındığı makalede deneyin hata analizi sonucu verilen % 15 aralığındadır. Bu farkın sebebi büyük kuruluk derecelerinde, ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde gerçekte gazın etkisinin daha fazla olmasıdır.

Halkasal akış kabulü ile yapılan modellemede sıvının cidarda olduğu düşünülerek hesaplar gerçekleştirilmiştir. Ancak yüksek kuruluk derecesi değerlerinde gazın cidarla teması oluşmakta ve daha düşük bir değere sahip olan gaz ısı taşınım katsayısı göreceli olarak baskın hale gelerek ölçülen ısı taşınım katsayısı değerini düşürmektedir.

Düşük kuruluk derecesi değerinde deneysel verilerle hesaplanan ısı taşınım katsayısı ve hesaplanan verilerden elde edilen ısı taşınım katsayısının % 99 uyduğu görülmektedir. Model deneye nazaran % 1 artış ile ısı taşınım katsayısını hesap edebilmektedir. Bu fark deneyin hata aralığı olan % 3'ün altında olup modelin ısı geçişi modellemesi açısından geçerliliğini ispatlamaktadır.

5.2.1.2 Ortalama taşınım katsayısı

Ele alınan deneysel çalışmada hesap edilen ortalama ısı taşınım katsayısı değeri yaklaşık 3000 W/m²K değerindedir. Bu çalışmada oluşturulan model sıvı ve gaz ısı taşınım katsayısı değerlerini yerel olarak ayrı ayrı hesap etmektedir. Ortalama ısı taşınım katsayısı,

$$h = \frac{q_w''}{T_w - T_r} \text{ bağıntısı ile hesaplanır.}$$

Teorik çalışmada, formülde bulunan cidar sıcaklığı boru boyunca alınan sayısal integrasyonun uzunluğa bölünmesiyle elde edilir. Karşılaştırılan deneyde T_r , akışkan sıcaklığı doyma sıcaklığı alınmaktadır. Bu sebeple yapılan ısı taşınım katsayısı hesabında akışkan sıcaklığı doyma sıcaklığı alınır.

Yapılan bu hesap ile elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı değeri 3500W/m²K'dir. Modelle hesaplanan değer, deneysel çalışma sonuçlarıyla yapılan hesaptan % 14 oranında sapma göstermektedir. Bu oran bir çok korelasyon kullanılarak hesaplanan ısı taşınım katsayısı değerinin deneylerle hesaplanan değerden sapma oranına yakındır.

6. YOĞUŞMA VE BUHARLAŞMADA DEĞİŞKENLERİN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

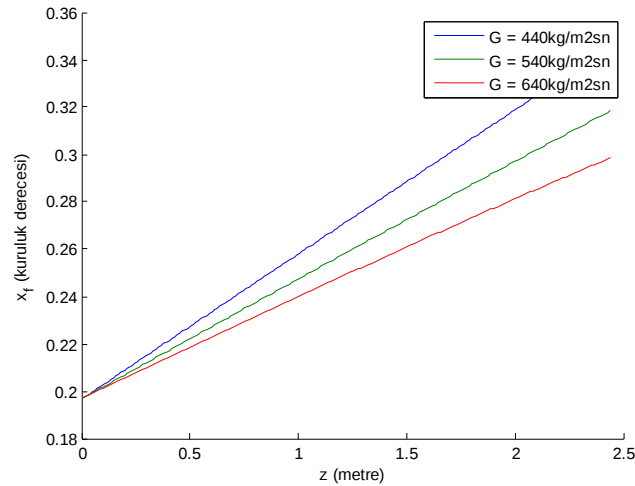
6.1 Buharlaşmada Değişkenlerin Analizi

Isı akısı, debi, giriş kuruluk derecesi değiştirilerek bu değişkenlerin basınç kaybına, ısı taşınım katsayısına ve kuruluk derecesine etkileri incelenmiştir. Girişteki doyma basıncı ise 367 kPa olarak alınmıştır. Boru uzunluğu 2,44 m, çapı 10,21 mm'dir. Soğutucu akışkan olarak ise R-12 kullanılmaktadır.

6.1.1 Farklı kütle akıları ile sonuçlar

6.1.1.1 Kuruluk derecesi

Buharlaşmada kuruluk derecesi boru boyunca artan gaz miktarına bağlı olarak artmaktadır. Artan kütleli akı ile birlikte boru giriş ve çıkışındaki kuruluk derecesi arasındaki fark azalmaktadır. Şekil 6.1'de farklı akılardaki kuruluk derecesi değişimi verilmektedir.

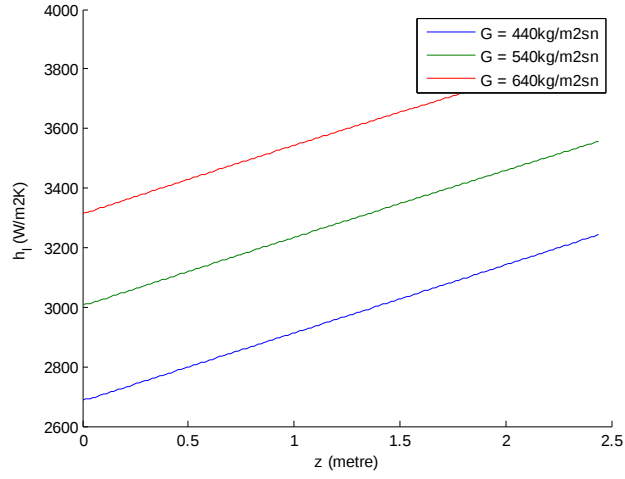


Şekil 6.1 : Kuruluk derecesinin kütleli akıyla değişimi

6.1.1.2 Isı taşınım katsayısındaki değişim

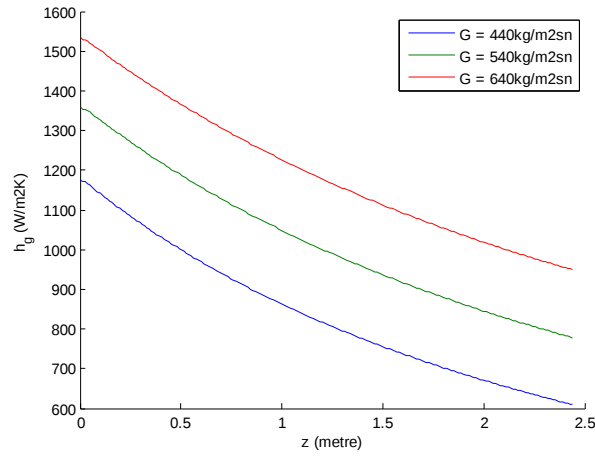
Artan kütleli akı ile birlikte sıvı ve gaz ısı taşınım katsayıları Şekil 6.2 ve 6.3'ten görüldüğü gibi artmaktadır.

Sıvı ısı taşınım katsayısı



Şekil 6.2 : Sıvı ısı taşınım katsayısının kütleli akı ile değişimi

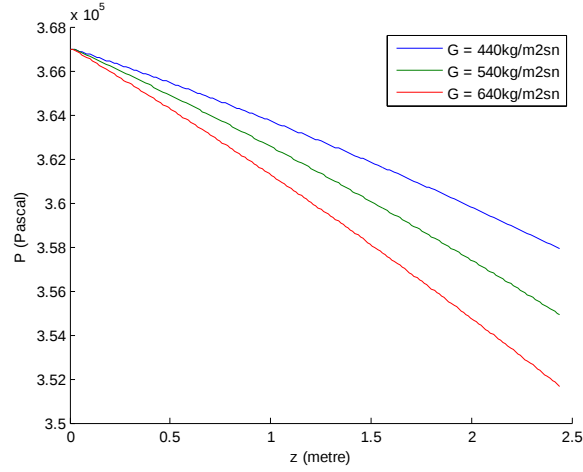
Gaz ısı taşınım katsayısı



Şekil 6.3 : Gaz ısı taşınım katsayısının kütleli akı ile değişimi

6.1.1.3 Basınç kaybındaki değişim

Kütleli akı değerindeki artış ile ısı taşınım katsayısı artarken sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı da artmaktadır. Basınç kaybının debi ile değişimi Şekil 6.4'ten görülmektedir.

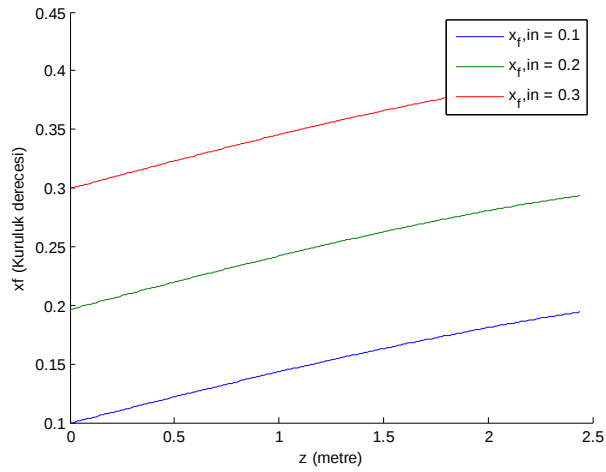


Şekil 6.4 : Farklı kütle akı değerlerinde basınç kaybı

6.1.2 Farklı giriş kuruluk dereceleri ile sonuçlar

Akışkanın giriş kuruluk derecesi değeri 0,1, 0,2 ve 0,3 alınarak kuruluk derecesinin değişimine, sürtünmeden kaynaklı basınç kaybına, ısı taşınım katsayısına etkileri gözlemlenmiştir.

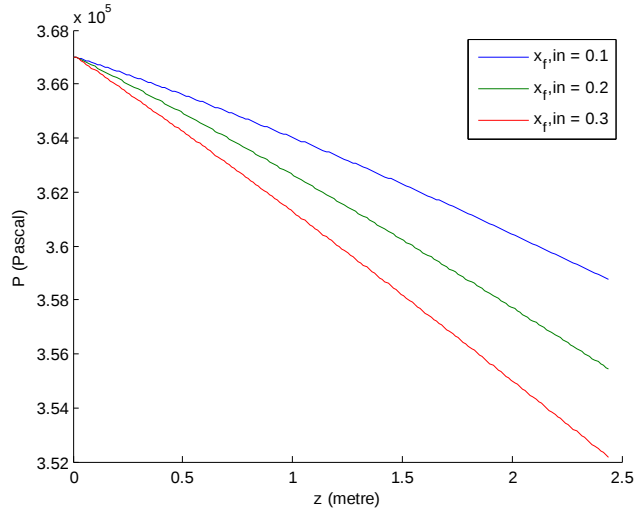
6.1.2.1 Kuruluk derecesindeki değişim



Şekil 6.5 : Farklı giriş kuruluk dereceleri kuruluk derecesinin değişimi

6.1.2.2 Basınç değişimi

Giriş kuruluk derecesi değeri arttırıldıkça artan gaz miktarı ile birlikte basınç kaybı da artmaktadır. Şekil 6.6, farklı giriş kuruluk dereceleri basınç kaybındaki değişimi göstermektedir.

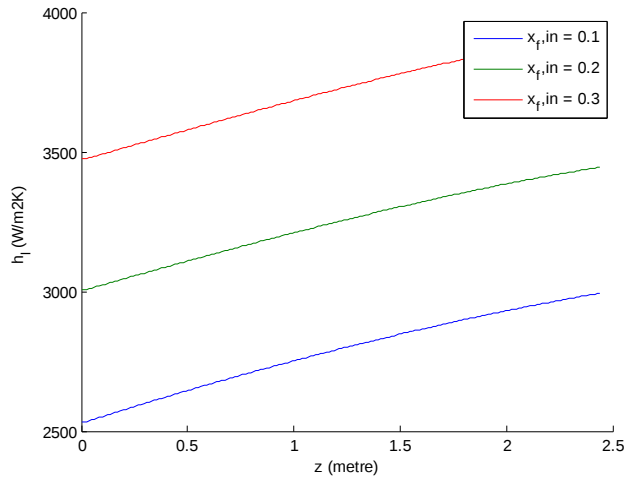


Şekil 6.6 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde basınç kaybı

6.1.2.3 Isı taşınım katsayısının değişimi

Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı değişimi

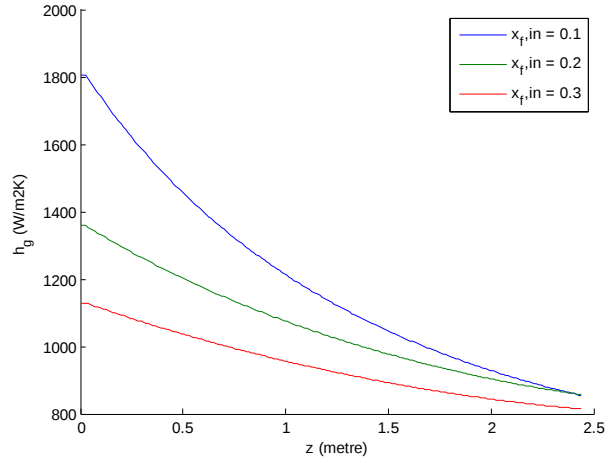
Giriş kuruluk derecesinin değişimi Şekil 6.7'den de görüleceği gibi sıvı tarafı ısı taşınım katsayısının değerini etkilemektedir. Artan kuruluk derecesi ile sıvı ısı taşınım katsayısı değeri yükselmektedir. Bunun sebebi yüksek kuruluk derecelerinde sıvı kalınlığının daha ince olması ve sıvının ısı iletim direncinin düşmesidir.



Şekil 6.7 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde sıvı ısı taşınım katsayısı

Gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değişimi

Gaz ısı taşınım katsayısı, sıvı ısı taşınım katsayısının tersi olarak artan kuruluk derecesi ile birlikte azalmaktadır. Bu durumun sebebi gaz tabakası kalınlığının artması ile birlikte gazın ısı geçişine karşı daha büyük bir direnç oluşturmasıdır.

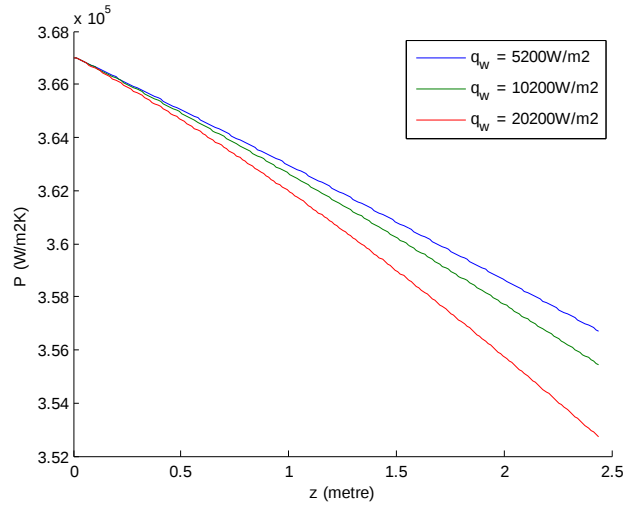


Şekil 6.8 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde gaz ısı taşınım katsayısı

6.1.3 Farklı ısı akıları değerleri ile sonuçlar

6.1.3.1 Basınç kaybı

Daha yüksek ısı akısı buharlaşan sıvı miktarını arttırmaktadır, artan kuruluk derecesine bağlı olarak sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı da artmaktadır. Aşağıda verilen Şekil 6.9, giriş kuruluk dereceleri değişiminde verilen basınç kaybı grafiği ile benzerlik göstermektedir.

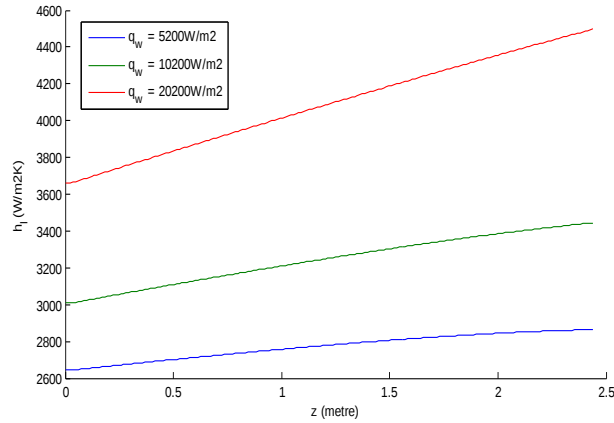


Şekil 6.9 : Farklı ısı akılarında basınç kaybı

6.1.3.2 Isı taşınım katsayısının değişimi

Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı

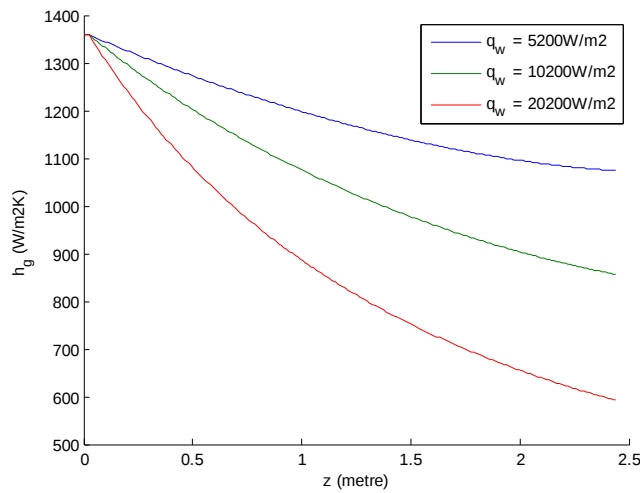
Sıvı ısı taşınım katsayısı değeri artan ısı akısına bağlı olarak artmaktadır. Yüksek ısı akısında buharlaşan sıvı miktarı daha fazla olmaktadır, daha ince bir sıvı tabakası daha yüksek bir ısı taşınım katsayısına sebep olmaktadır.



Şekil 6.10 : Farklı ısı akılarında sıvı ısı taşınım katsayısı

Gaz tarafı ısı taşınım katsayısı

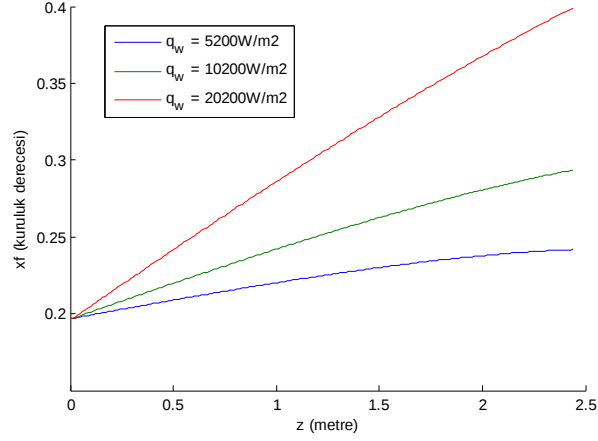
Artan ısı akısıyla birlikte gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değeri düşmektedir. Yüksek ısı akısında kuruluk derecesi daha fazla artmaktadır dolayısıyla gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değeri daha düşük bir değere inmektedir.



Şekil 6.11 : Farklı ısı akılarında gaz ısı taşınım katsayısı

6.1.3.3 Kuruluk derecesinin değişimi

Isı akısı arttıkça buharlaşan sıvı miktarı artmakta ve kuruluk derecesi daha fazla artmaktadır. şekil 6.12 ısı akılarının kuruluk derecelerine etkisini göstermektedir.



şekil 6.12 : Farklı ısı akılarında kuruluk derecesi

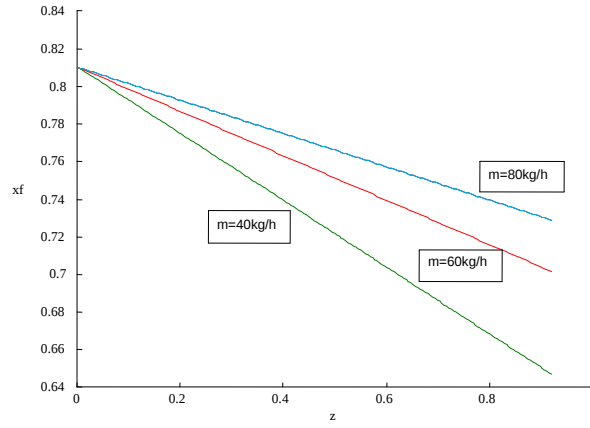
6.2 Yoğuşmada Parametre Analizi

Isı akısı, debi, giriş kuruluk derecesi ve soğutucu akışkan türü değiştirilerek bu parametrelerin basınç kaybına, ısı taşınım katsayısına ve kuruluk derecesine etkileri incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R-410A kullanılmış; yoğuşma sıcaklığı 45°C; boru uzunluğu 0,92 m; çapı 8,7 mm olarak alınmıştır.

6.2.1 Farklı debiler ile sonuçlar

6.2.1.1 Kuruluk derecesi

Yoğuşmada kuruluk derecesi boru boyunca artan sıvı miktarına bağlı olarak azalmaktadır. Artan debi ile birlikte boru giriş ve çıkışındaki kuruluk derecesi arasındaki fark azalmaktadır. şekil 6.13’de farklı debilerdeki kuruluk derecesi değişimi verilmektedir.

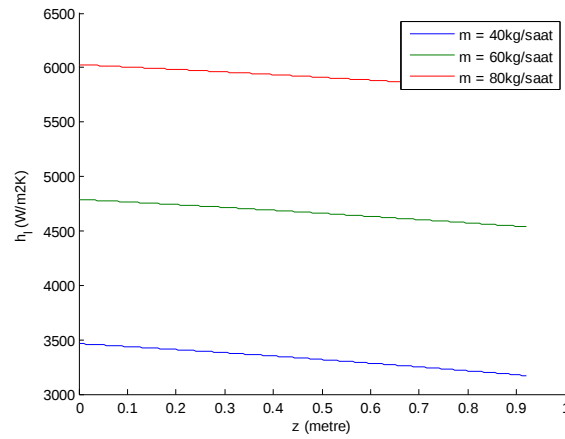


Şekil 6.13 : Farklı debilerde kuruluk derecesi

6.2.1.2 Isı taşınım katsayısındaki değişim

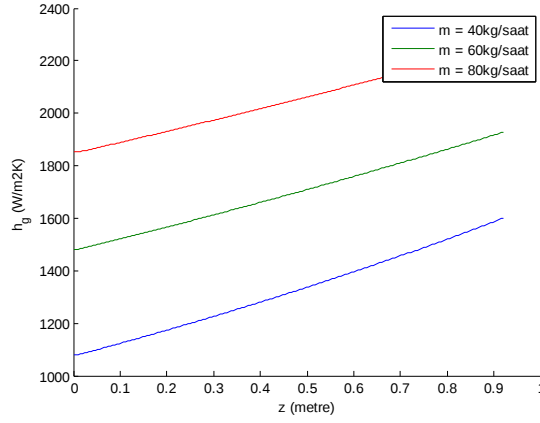
Artan debi ile birlikte sıvı ve gaz ısı taşınım katsayıları Şekil 6.14 ve 6.15'ten görüldüğü gibi artmaktadır.

Sıvı ısı taşınım katsayısı



Şekil 6.14 : Farklı debilerde sıvı ısı taşınım katsayısı

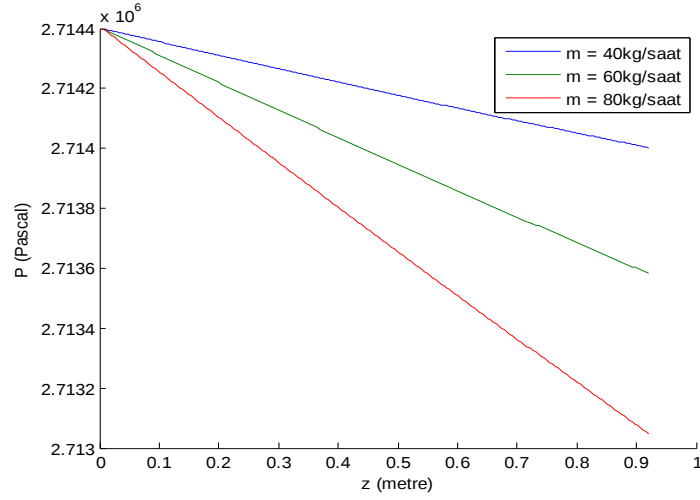
Gaz ısı taşınım katsayısı



Şekil 6.15 : Gaz tarafı ısı taşınım katsayısının debi ile değişimi

6.2.1.3 Basın kaybındaki değişim

Gaz debisindeki artış ile ısı taşınım katsayısı artarken basınç kaybı da artmaktadır. Basınç kaybının debi ile değişimi Şekil 6.16'dan görülmektedir.

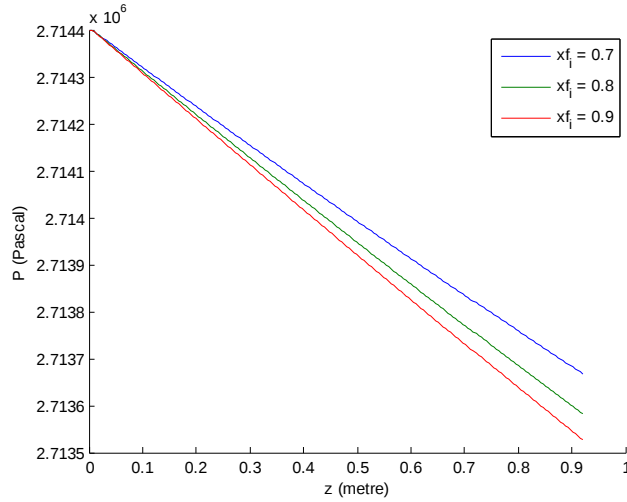


Şekil 6.16 : Farklı debilerde basınç kaybı

6.2.2 Farklı giriş kuruluk dereceleri ile sonuçlar

6.2.2.1 Basınç kaybı

Giriş kuruluk derecesi değeri arttırıldıkça basınç kaybı artmaktadır.

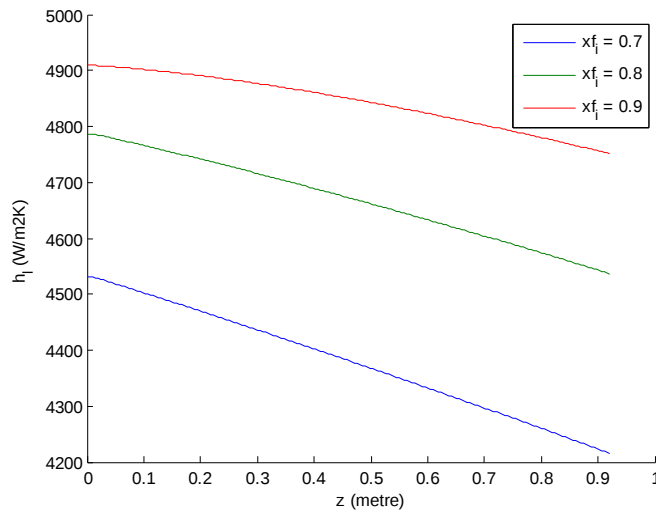


Şekil 6.17 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde basınç kaybı

6.2.2.2 Isı taşınım katsayısının değişimi

Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı değişimi

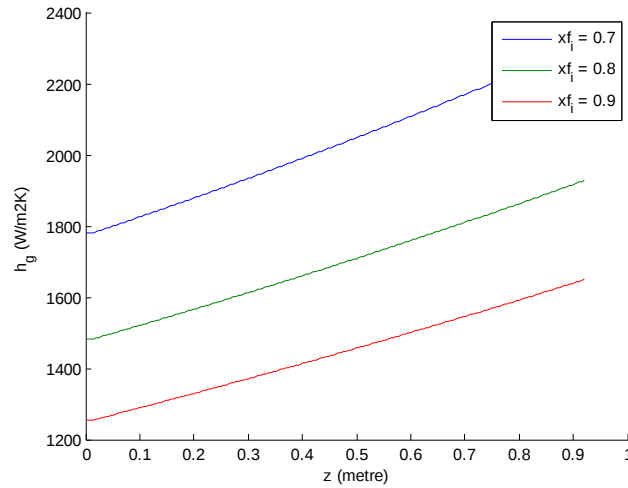
Giriş kuruluk derecesinin değişimi Şekil 6.18'den de görüleceği gibi sıvı tarafı ısı taşınım katsayısının değerini etkilemektedir. Artan kuruluk derecesi ile sıvı ısı taşınım katsayısı değeri yükselmektedir. Bunun sebebi yüksek kuruluk derecelerinde sıvı kalınlığının daha ince olması ve sıvının ısıyı iletim direncinin düşmesidir.



Şekil 6.18 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde sıvı ısı taşınım katsayısı

Gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değişimi

Gaz ısı taşınım katsayısı, sıvı ısı taşınım katsayısının tersi olarak artan kuruluk derecesi ile birlikte azalmaktadır. Bu durumun sebebi gaz tabakası kalınlığının artması ile birlikte gazın ısı geçişine karşı daha büyük bir direnç oluşturmasıdır.

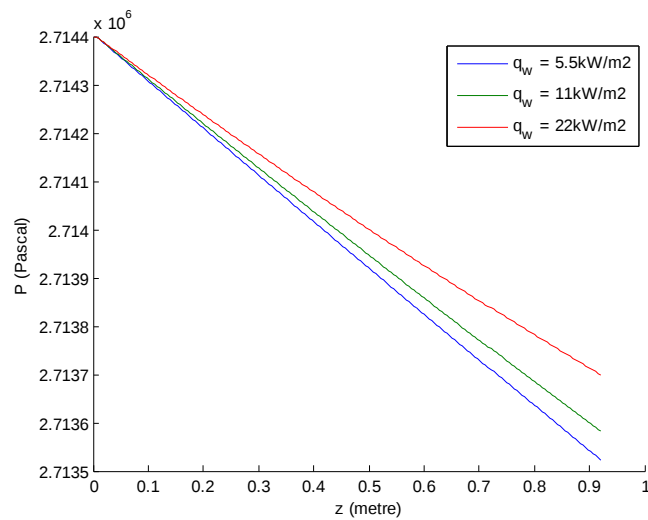


Şekil 6.19 : Farklı giriş kuruluk derecelerinde gaz ısı taşınım katsayısı

6.2.3 Farklı ısı akıları değerleri ile sonuçlar

6.2.3.1 Basınç kaybı

Daha yüksek ısı akısı yoğunlaşan gaz miktarını arttırmaktadır, azalan kuruluk derecesine bağlı olarak sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı da azalmaktadır. Aşağıda verilen Şekil 6.20 giriş kuruluk dereceleri değişiminde verilen basınç kaybı grafiği ile benzerlik göstermektedir.

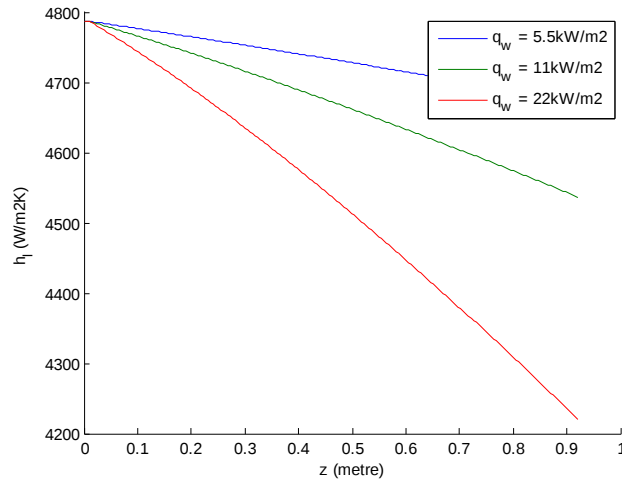


Şekil 6.20 : Farklı ısı akılarında basınç kaybı

6.2.3.2 Isı taşınım katsayısının değişimi

Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı

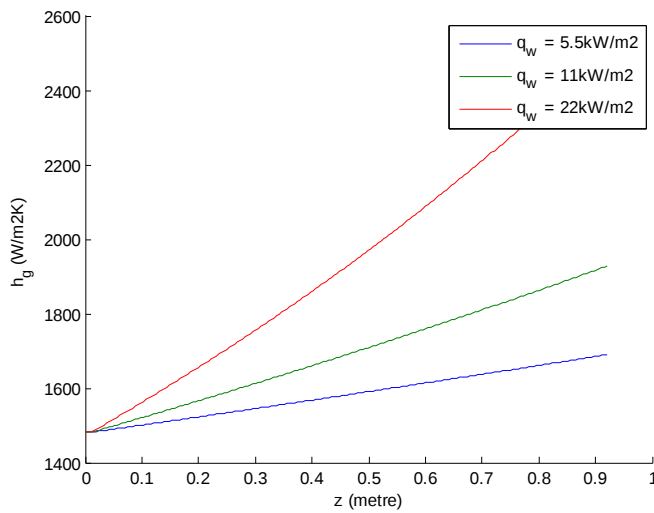
Sıvı ısı taşınım katsayısı değeri artan ısı akısına bağlı olarak azalmaktadır. Yüksek ısı akısının yoğunlaşan gaz miktarı daha fazla olmaktadır, daha kalın bir sıvı tabakası daha düşük bir ısı taşınım katsayısına sebep olmaktadır.



Şekil 6.21 : Farklı ısı akılarında sıvı ısı taşınım katsayısı

Gaz tarafı ısı taşınım katsayısı

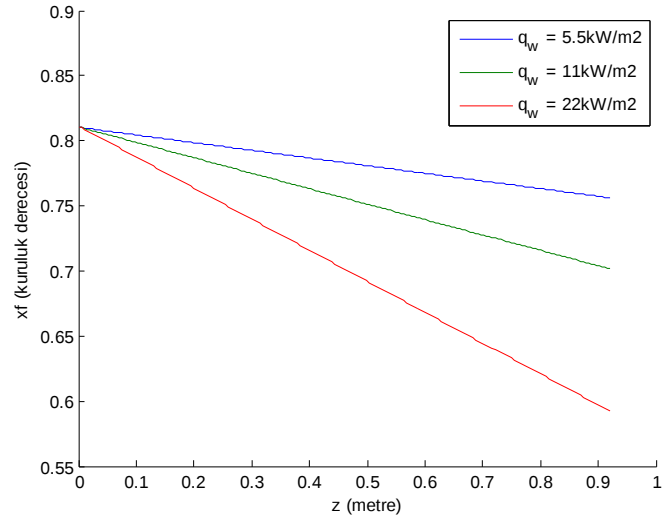
Artan akıyla birlikte gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değeri artmaktadır. Yüksek ısı akısında kuruluk derecesi daha fazla düşmektedir dolayısıyla gaz tarafı ısı taşınım katsayısı değeri daha yüksek bir değere çıkmaktadır.



Şekil 6.22 : Farklı ısı akılarında gaz ısı taşınım katsayısı

6.2.3.3 Kuruluk derecesinin değişimi

Isı akısı arttıkça yoğuşan gaz miktarı artmakta ve kuruluk derecesi daha fazla azalmaktadır. şekil 6.23 ısı akılarının kuruluk derecelerine etkisini göstermektedir.



şekil 6.23 : Farklı ısı akı değerlerinde kuruluk derecesinin değişimi

KAYNAKLAR

- Bonhomme, D. M., Chato, J.C., Hinde D. K., and Mainland M.E., 1991.**
Condensation of Ozone-Safe Refrigerants in Horizontal Tubes: Experimental Test Facility and Preliminary Results. Air Conditioning and Refrigeration Center, University, Mechanical & Industrial Engineering Dept.
- Carey, Van P., 1992:** Liquid – Vapor Phase – Change Phenomena, Mechanical Engineering Department University of California at Berkeley.
- Chiou, C., Lu D., Wang C.,** Analysis of Evaporation of Non-azeotropic Refrigerants in a Horizontal Tube. Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University.
- Dobson, M. K. , Chato, J.C., 1998.** Condensation in Smooth Horizontal Tubes. Exxon Production Research Co., Houston, TX 77252, Mem. ASME. Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois.
- Incorpera, Frank P., Dewitt, David P., 1996.** Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Purdue Üniversitesi, School of Mechanical Engineering.
- Souza A.L., Chato, J.C., Jabardo J.M.S., Wattelet, J.P., Panek J., Christoffersen, B., Rhines, N. 1992.** Pressure Drop During Two-Phase Flow of Refrigerants in Horizontal Smooth Tubes. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois, Mechanical & Industrial Engineering Dept.
- Wattelet, J.P., Renie J.P., Chato, J.C., 1990.** Design, Building, and Baseline Testing of an Apparatus Used to Measure Evaporation Characteristic of Ozone – Safe Refrigerants. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois, Mechanical & Industrial Engineering Dept.
- Wallis, G. B., 1969.** One-dimensional Two-Phase Flow, Associate Professor of Engineering Thayer School of Engineering, Dartmouth College.
- Wang C., 1996,** A Numerical Method For Thermally Non-Equilibrium Condensing Flow In A Double-Pipe Condenser. Energy and Resources Laboratories, Industrial Technology Research Institute, Hsinchu, 310, Taiwan.
- Sripattrapan W., Wongchang T., Wongwises S., 2003,** Heat Transfer and Two-phase Flow Characteristics of Refrigerants Flowing Under Varied Heat Flux in A Double-Pipe Evaporator. Fluid Mechanics, Thermal Engineering, Thermal Engineering and Multiphase Flow Researches Lab. University of Technology Thonburi, Bangkok, Bangkok, 10140, Thailand.

- Sripattrapan W., Wongwises S.**, 2004, Two-phase Flow of Refrigerants During Evaporation Under Constant Heat Flux in A Horizontal Tube. Fluid Mechanics, Thermal Engineering, Thermal Engineering and Multiphase Flow Researches Lab. University of Technology Thonbri, Bangmod, Bangkok, 10140, Thailand.
- Kim, M.,Shin, J.**, 2005, Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute Science and Technology Science Town, Daejeon 305-701, South Korea.
- Yan, Y., Lin T.** 1998. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R – 134a in a small pipe, Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 17/04/1985

Doğum Yeri : İstanbul

Lise : Bursa Fen Lisesi (2000-2003)

Lisans : İstanbul Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği (2003-2008)

Lisansüstü : İstanbul Teknik Üniversitesi / Isı Akışkan Lisansüstü Programı

Çalıştığı Kurum: İstanbul Teknik Üniversitesi / Makine Ana Bilim Dalı