

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI BORULARININ SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Makina Müh. Eray SARİDEDE

**FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	IV
ÇİZELGE LİSTESİ	VII
ŞEKİL LİSTESİ.....	VIII
ÇİZELGE LİSTESİ	X
ÖNSÖZ.....	XI
ÖZET.....	XII
ABSTRACT	XIII
1 GİRİŞ	1
1.1 Isı Borularında Temel Kavramlar	1
1.1.1 Isı Borularının Özellikleri	3
1.1.1.1 Yüksek Isı İletkenlik Özelliği.....	3
1.1.1.2 Yüzeyinin İzotermal Olma Özelliği.....	3
1.1.1.3 Isı Akılarını Dönüştürebilme Özelliği	4
1.1.1.4 Sıcaklık Kontrolü Sağlamaya Elverişli Olma Özelliği	4
1.1.2 Yüzey Gerilmesi ve Kapilerite	4
1.1.3 Kapiler Basınç	6
1.1.4 Gözenekli Ortamda Akış	7
1.1.5 Bir Isı Borusunda Basınç Dengesi	7
1.1.6 Isı Borularının Isı Transfer Limitleri	9
1.1.6.1 Sonik Limit.....	9
1.1.6.2 Kapiler Limit	9
1.1.6.3 Sürüklenme Limiti	10
1.2 Isı Boruları Kullanım Alanları	10
1.2.1 Plastik Enjeksiyon Teknolojisinde Kullanım	10
1.2.2 Elektronik Ekipmanların Soğutmasında Kullanım	11
1.2.3 Uzay Araçlarında Kullanım	12
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	13
3 SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ	15
3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve FLUENT	16
3.2 Ayırıklaştırma ve Yakınsama	16
3.3 FLUENT’de Gözenekli Ortam Yaklaşımı	18
3.3.1 Gözenekli Ortamda Momentum Denklemine Uygulaması	18
3.3.2 Gözenekli Ortamda Enerji Denklemine Uygulaması	18
3.4 FLUENT’de Ağ Terminolojisi	19

3.5	FLUENT’de Kullanıcı Tanımlı Fonksiyonlar (UDF’ler)	19
3.5.1	DEFINE Makroları	20
3.5.1.1	DEFINE_PROFILE Makrosu	20
4	SAYISAL ÇALIŞMALAR	22
4.1	Problem 1: Eksenel Simetrik Isı Borusunun Arayüzeyde Sabit Hız Kabulüyle Sayısal İncelemesi	22
4.1.1	Matematiksel Formülasyon	23
4.1.2	Ağ Oluşturma	23
4.1.3	Sınır Koşulları	24
4.1.4	Sayısal Çözüm Prosedürü	25
4.1.5	Enerji Denklemlerinin Çözümü, Arayüzey ve Duvar Sıcaklıklarının Bulunması	26
4.1.6	Akış Denklemlerinin Çözümü	28
4.1.7	Isı Borusunun Kapiler Limitinin Bulunması	31
4.1.8	Isı Borusunun Aynı Ölçülerdeki Katı Bir Silindire Karşılaştırılması	32
4.1.9	Arayüzey Hızlarının Sabit Kabul Edilmesinin Çözümüne Etkisinin İncelenmesi	33
4.2	Problem 2: Eksenel Simetrik Bir Isı Borusunda Sıcaklık ve Akış Alanı	35
4.2.1	Yönetici Denklemler	35
4.2.2	Ağ Oluşturma	38
4.2.3	Sınır Koşulları	38
4.2.4	Sınır Koşullarını Tanımlamak İçin Yazılan UDF’ler	41
4.2.4.1	Arayüzdeki Radyal Sıvı Hızlarını Tanımlayan UDF	41
4.2.4.2	Arayüzdeki Radyal Buhar Hızlarını Tanımlayan UDF	43
4.2.4.3	Dış Kabuktaki Isı Akısını Tanımlayan UDF	44
4.2.5	Sayısal Çözüm Prosedürü	45
4.2.6	Sayısal Sonuçların İncelenmesi	46
4.3	Problem 3: Bir Kanallı Mikro Isı Borusunun Sıcaklık ve Menisküs Açısı Dağılımının Bulunması	54
4.3.1	Ağ Oluşturma	56
4.3.2	Çözüm Prosedürü	57
4.3.3	Sayısal Girdi ve Çıktıların Değerlendirilmesi	57
4	SONUÇLAR	67
	KAYNAKLAR	68
	ÖZGEÇMİŞ	69

SİMGE LİSTESİ

A	Yüzey alanı
A_c	Kondenser yüzey alanı (Dış duvar)
A_e	Evaporatör yüzey alanı (Dış duvar)
C_f	Sürükleme katsayısı
C_i	Atalet direnç faktörü
c_p	Özgül ısı
c_{p_ss}	Soğutma suyu özgül ısısı
C_v	Ağdalık direnç faktörü
g	Yerçekimi ivmesi
h	Isı taşınım katsayısı
h	Sıvı sütunu yüksekliği
h_{fg}	Buharlaşma gizli ısısı
K	Geçirgenlik (Permeability)
k	Isı iletim katsayısı
k_{eff}	Efektif ısı iletim katsayısı
k_l	Sıvının ısı iletim katsayısı
k_w	Fıtıl malzemesinin ısı iletim katsayısı
m_{faz}	Faz değiştirme debisi
ΔP	Basınç Farkı
ΔP_{cap}	Kapiler basınç farkı
$(\Delta p_{cap})_1$	Kuru noktadaki kapiler basınç

$(\Delta p_{cap})_2$	Yaş noktadaki kapiler basınç
$(\Delta p_v)_{1-2}$	Kuru ve yaş nokta arasındaki buhar basınç farkı
$(\Delta p_l)_{2-1}$	Kuru ve yaş nokta arasındaki sıvı basınç farkı
$(\Delta p_{ph})_1$	Kuru noktadaki faz değiştirme basınç farkı
$(\Delta p_{ph})_2$	Yaş noktadaki faz değiştirme basınç farkı
$(\Delta P_{cap})_{max}$	Kapiler basınç farkının maksimum değeri
q	Isı akısı
r	Menisküs yarıçapı
r_c	Kondenserdeki menisküs yarıçapı
r_e	Evaporatördeki menisküs yarıçapı
r_p	Efektif gözenek yarıçapı
S_i	Gözenekli ortamda momentum denkleminde eklenen kaynak terimi
S_m	Fitilin doymuşluk oranı
T	Sıcaklık
T_{ss_in}	Soğutma suyu giriş sıcaklığı
T_{ss_out}	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
T_v	Buhar sıcaklığı
T_w	Sıvı(fitil) sıcaklığı
v_i	Hız bileşeni
v_{mag}	Hızın mutlak değeri
V_l	Toplam sıvı hacmi

V_{por}	Toplam gözenek hacmi
V_{tot}	Toplam fitil hacmi
θ	Temas açısı
θ_c	Kondenserdeki temas açısı
θ_e	Evaporatördeki temas açısı
μ	Mutlak viskozite
ρ	Özkütle
ρ_l	Sıvının özkütlesi
ρ_s	Katının özkütlesi
ρ_v	Buharın özkütlesi
σ	Yüzey gerilmesi
σ_{lv}	Sıvı-buhar arasındaki yüzey gerilmesi
σ_{sl}	Katı-sıvı arasındaki yüzey gerilmesi
σ_{sv}	Katı-buhar arasındaki yüzey gerilmesi
φ	Gözeneklilik katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

CFD Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)

HAD Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

UDF User Defined Function (Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Tipik bir ısı borusunun çalışma ilkesi diyagramı..... 2
Şekil 1.2	Buharlaşmalı termosifon..... 3
Şekil 1.3	Katı bir yüzey üzerindeki sıvı damlacığında yüzey gerilmesinin etkisi..... 5
Şekil 1.4	Fitil gözeneklerinde, sıvı-buhar arayüzeyinin eğrilik yarıçapının buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya doğru azalması ve temas açısının değişimi..... 6
Şekil 1.5	Isı borusu boyunca basınç dağılımı 9
Şekil 1.6	Isı borusu içeren bir plastik enjeksiyon kalıbı 11
Şekil 1.7	Anakart üzerindeki çiplerin ısı borusuyla soğutulması 11
Şekil 1.8	Altı ısı borulu, kondenser yüzeyi çok sayıdaki kanatlarla genişletilmiş bir CPU soğutucu. 12
Şekil 3.1	FLUENT’de iki ve üç boyutta ağ elemanlar 19
Şekil 4.1	Bir numaralı problemdeki ısı borusunun şematik gösterimi..... 22
Şekil 4.2	Ağ yapısı 24
Şekil 4.3	455 W için net ısı transferinin denenen arayüz sıcaklıklarına bağlı değişimi 27
Şekil 4.4	Rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi 29
Şekil 4.5	Sıvı ve buhar basıncının mevcut çalışma ve Vafai’ye göre değişimi..... 30
Şekil 4.6	Sıvı hızlarının mevcut çalışma ve Vafai’ye göre değişimi 30
Şekil 4.7	Buhar hızlarının mevcut çalışma ve Vafai’ye göre değişimi 31
Şekil 4.8	Çeşitli ısı yükü değerlerinde basıncın sıvı bölgesi eksen boyunca değişimi 32
Şekil 4.9	Bir ısı borusunda ısı dirençler 33
Şekil 4.10	Koordinat takımı ve ısı borusunun şematik gösterimi..... 35
Şekil 4.11	Ağ yapısı 38
Şekil 4.12	Rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi 29
Şekil 4.13	Isı borusu boyunca sıcaklık dağılımı 46
Şekil 4.14	Dış duvar sıcaklığının eksen boyunca değişimi 47
Şekil 4.15	Sıvı-buhar arayüzeyi boyunca radyal buhar hızları..... 48
Şekil 4.16	Buhar aksel hızlarının ısı borusu eksen boyunca değişimi 48
Şekil 4.17	Buhar kanalı ekseninde aksel hız profillerinin evaporatör boyunca çeşitli kesitlerdeki durumu 49
Şekil 4.18	Sıvı ve buhar basıncının eksen boyunca değişimi..... 50
Şekil 4.19	Sıvı kanalı merkezinde aksel hız profillerinin kondenser boyunca çeşitli kesitlerdeki durumu 51
Şekil 4.20	Çözüm alanında adyabatik bölge civarındaki hız vektörleri 52
Şekil 4.21	Isı borusunun şematik gösterimi 53
Şekil 4.22	Ağ yapısı ve sınırlar 54
Şekil 4.23	Dört farklı menisküs açısı için ağlar ve menisküs detayı 55
Şekil 4.24	Çözüm adımı sonucu duvar sıcaklığının z eksen boyunca değişimi 56
Şekil 4.25	Birinci çözüm adımı sonucu menisküs yarıçapının z eks. boyunca değişimi..... 58
Şekil 4.26	İlk çözüm adımı sonunda elde edilen, sıvı statik basıncının eksen boyunca değişimi 59
Şekil 4.27	İlk çözüm adımı sonunda elde edilen, arayüzeyde faz değiştirme hızları-z grafiği 59
Şekil 4.28	k_m düzeltme katsayısının z eksen boyunca değişimi 60
Şekil 4.29	Duvar sıcaklığının z eksen boyunca değişimi..... 62
Şekil 4.30	Revize akış çözümüyle elde edilen z eksen boyunca menisküs eğriliği 63
Şekil 4.31	z eksen boyunca menisküs yarıçapının üç farklı ısı akısındaki değişimi 64
Şekil 4.32	Üç boyutlu çözümde ısı borusundaki sıcaklık dağılımı 64

Şekil 4.33 Rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi 65

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Literatürde kullanılan çözüm yöntemleri ve kabüller	13
Çizelge 4.1 $Q=455$ W için çeşitli arayüz sıcaklıklarında net ısı transferi değerleri	26
Çizelge 4.2 Problemin geometrik ve fiziksel parametreleri	27
Çizelge 4.3 Farklı ısı akılarında arayüz hızlarının, arayüz sıcaklığının, toplam basınç kaybının ve taşınım şartlarının değişimi.	32
Çizelge 4.4 Problemdeki parametreler	37
Çizelge 4.5 Isı borusu geometrik değerleri ve çalışma akışkanının referans sıcaklığındaki fiziksel özellikleri	55
Çizelge 4.6 Menisküs eğriliğinin sıvı-buhar arayüzeydeki ısı transferine etkisi ve en sondaki sütunda iterasyon-1 'de r 'ye karşılık gelen eksenel uzaklık	60

ÖNSÖZ

G.M.Gaugler'in 1964 tarihli "Structure of Very High Thermal Conductance(Çok yüksek ısı iletimli yapı)" adlı makalesinden sonra ısı borularına gösterilen giderek artan ilgi, bu konuda önemli bir literatürün oluşmasını sağlamış, ısı borularının ısı transferinde sağladığı yüksek performans, bu cihazların geniş bir kullanım alanı bulmasına sebep olmuştur. Günümüzde ısı boruları, elektronikten imalat teknolojisine, uzay araçlarından HVAC uygulamalarına uzanan geniş bir yelpazede kullanılmaktadır. Bir ısı borusunun performansını olabildiğince yükseltmek için ısıl direncini düşürmek gerekmektedir. Bunu sağlamanın bir yolu, çeşitli ısı borusu dizaynlarını deneysel ortamda test edip, fitil kalınlığı, malzemesi, çalışma akışkanı, kesit şekli, uzunluk gibi parametrelerin optimum değerlerini bulmaktır. Sağlıklı sonuçların bulunması açısından bu parametrelerin sonuca etkisinin hem eş zamanlı, hem de birbirinden bağımsız olarak araştırılması gerekmektedir. Mümkün olabilecek tüm kombinasyonların deneysel olarak test edilmesi hem zaman hem de maliyet açısından uygulanabilir olmadığından, ısı borularının analizi için başka araçlar da kullanmak gerekmekte, günümüzde bu ihtiyaca cevap vermek üzere, bilgisayar kaynaklarının hızla gelişmesiyle önemini giderek artıran sayısal yöntemler ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) öne çıkmaktadır.

Bu çalışmada ısı transferi uygulamalarında önemini giderek arttıran ısı borularının özellikleri ve davranışları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak incelenmiştir.

Başta, bana akışkanlar mekaniğini sevdiren ve yaklaşık 1,5 yıl süren tez çalışmam boyunca yolumu aydınlatan sayın hocam Prof. Dr. Oktay ÖZCAN'a ve desteklerini benden esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunuyorum.

ÖZET

Isı boruları buharlaşma, yoğuşma, iletim ve taşınım ile ısı transferi, değişken debili akış, gözenekli ortamda akış, yüzey gerilmesi ve kapilerite gibi birçok fiziksel olayın beraberinde etkili olduğu cihazlardır. Bu çalışmada ısı borularının sayısal olarak çözümlenmesi FLUENT yazılımı kullanılarak yapılmış ve çözümlenen problemlerin sonuçları literatürdeki çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Isı borularının sayısal analizini eldeki kaynaklarla yapabilmek için en önemli basitleştirme, sıvı ve buhar bölgelerini birbirinden ayrı olarak ele almak ve bu iki bölgeyi arayüzdeki sınır koşulları ile birbirine bağlamak olmuştur.

Literatürde ısı borularının sayısal inceleme yöntemleri araştırılmış, bu yöntemler FLUENT yazılımına uyarlanmış ve bunların göreceli geçerlilikleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ışığında ısı borularında gerçekleşen fiziksel olayların incelenmesi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı borusu, Isı transferi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

ABSTRACT

Heat pipes are devices that involve such physical events as heat transfer by conduction and convection, variable mass flow rate, flow in porous media, surface tension and capillarity. In this work, a computational analysis of heat pipes was made by using FLUENT code and the solutions were compared with other solutions reported in the literature.

The main simplification for achieving computational analyses of heat pipes with the available computational resources was to consider the liquid and vapour domains separately and connect them to each other by the boundary conditions which was imposed at their interface.

The methods of computational analyses of heat pipes in the literature were searched and adapted to FLUENT and their applicability was investigated. The physical phenomena taking place in heat pipes were analysed by using the results obtained.

Keywords: Heat pipe, Heat transfer, Computational fluid dynamics (HAD)

1. GİRİŞ

1.1 Isı Borularında Temel Kavramlar

Isı boruları, ısının, sıvının buharlaşma gizli ısısının ısı giriş bölgesinde buharlaşmayla, ısı çıkış bölgesinde de yoğunlaşmayla transfer edildiği, çalışma akışkanının kapiler veya hacim kuvvetleriyle devridaim yaptığı cihazlara verilen isimdir. Isı boruları küçük yüzey alanlarından büyük miktarlarda ısı transfer edebilme özelliğine sahiptirler.

Tipik bir ısı borusu Şekil 1.1'deki gibidir. Sızdırmaz bir katı cidarın iç yüzeyinde fitil (wick) adı verilen, gözenekleri çalışma akışkanının sıvı fazıyla doldurulmuş gözenekli bir malzeme vardır. Sıvıyı kapiler kuvvetlerle buharlaşma bölgesinden yoğunlaşma bölgesine taşıyabilecek ve boşlukları çalışma akışkanıyla doyurulabilecek birçok farklı malzeme fitil görevi görebilir. Isı borusunun çalışma ömrü fitil malzemesinin korozyona dayanıklılığı ve kararlılığına bağlıdır.

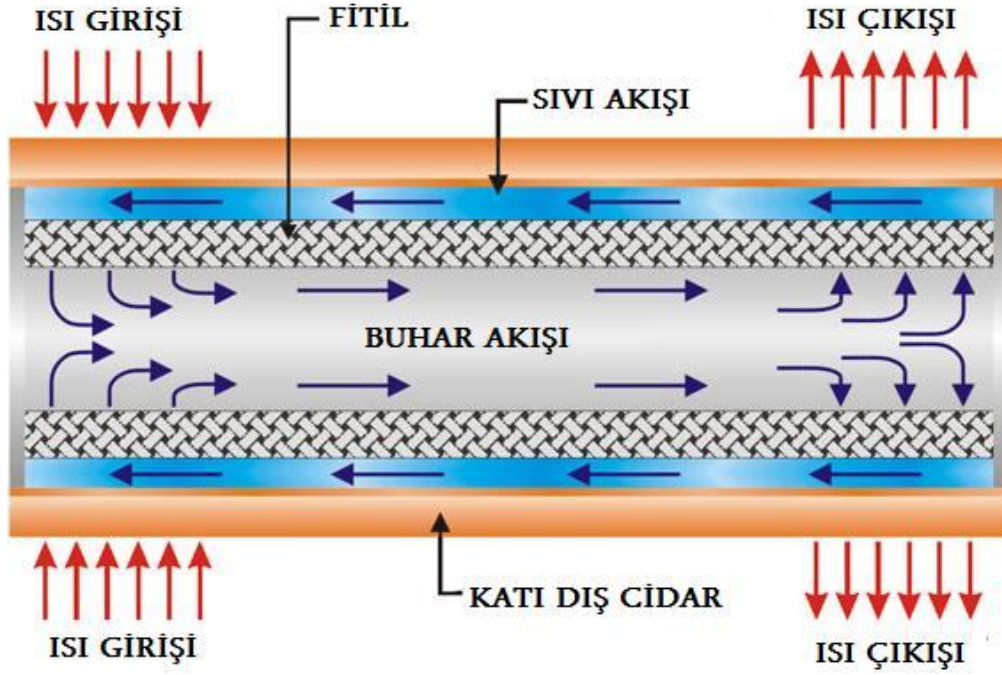
Isı borusunun çalışma sıcaklıklarında sıvı ve buhar fazlarında olabilen ve fitili ıslatabilecek özelliklerde olan herhangi bir saf akışkan da ısı borusunda çalışma akışkanı olarak kullanılabilir. Düşük, kriyojenik veya yüksek sıcaklıklarda çalışan, çalışma akışkanı olarak sıvı helyum, azot, alkol, freon, su veya alkali metaller kullanılan ısı boruları mevcuttur. Kullanılacak çalışma akışkanı ısı borusunun çalışacağı sıcaklık aralığına göre seçilir.

Bir ısı borusunun temel çalışma prensibi, en basit şekilde hacim kuvvetlerinin yokluğunda incelenebilir. Bir dış kaynaktan radyasyon, taşınım veya iletimle ısı borusunun buharlaştırıcısı tarafından çekilen ısı, katı dış cidar boyunca iletimle çalışma sıvısı ile doyurulmuş fitile geçer. Fitilde dış taraftan borunun eksenine doğru iletilen ısı, sıvı buhar arayüzünde buharlaşmayı sağlar. Buharlaşan akışkan buhar kanalı boyunca yoğunlaşma bölgesine kadar ilerler. Çalışma sıvısının buharlaşması, buharlaşma bölgesi arayüzündeki konkav menisküs açısında artışa yol açar (Menisküs eğrilik yarıçapı küçülür). Menisküs açısındaki bu artış sonucunda, menisküsdaki yüzey gerilim kuvvetleri, sıvıyı yüzeye doğru çekerek menisküs eğriliğini azaltmaya çalışır. Bu etkiyle sıvıyı arayüze doğru çeken basınca kapiler basınç adı verilir. Menisküsdaki kapiler basınç Laplace formülüyle belirlenir :

$$\Delta P_{cap} = \sigma(1/r_1 + 1/r_2) \quad (1.1)$$

Formüldeki ΔP_{cap} kapiler basınç, r_1 ve r_2 ise menisküs yüzeyinin esas açılarıdır.

Bir ısı borusunda arayüzeydeki menisküs eğrilikleri, buharlaşma bölgesinden yoğunlaşma bölgesine doğru ilerledikçe azalır. En yüksek menisküs eğriliğinin olduğu noktaya kuru nokta (dry point) en düşük menisküs eğriliğinin olduğu noktaya yaş nokta (wet point) adı verilir. İki bölge arasında menisküs eğriliklerindeki bu fark, fitildeki sıvı fazda, kondenserden buharlaştırıcıya doğru azalan bir basınç değişimine sebep olur. Geri getirici kuvvet olarak adlandırılan bu basınç gradyanı, sıvının sürtünmeyi yenerek, kondenserden buharlaştırıcıya doğru akmasını sağlar. Böylece evaporatör ve kondenser arasında bir sıcaklık farkı olduğu sürece, buhar bölgesinde buharlaştırıcıdan yoğunlaştırıcıya doğru, sıvı bölgesinde de ters yönde gerçekleşen akışla, kapalı devre bir çevrim sağlanır.

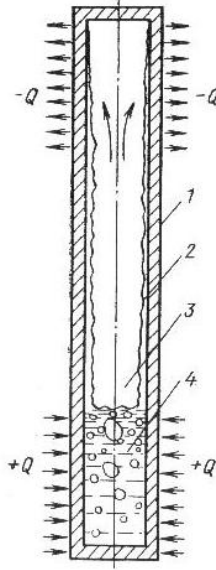


Şekil 1.1 Tipik bir ısı borusunun prensip diyagramı

Bir ısı borusunda şu prosesler gerçekleşir:

- 1-Akışkanın buharlaştırıcı bölgesinde buharlaşması,
- 2-Buharın daha düşük basınçlı yoğuşma bölgesine akışı,
- 3-Buharın yoğuşma bölgesinde yoğuşması,
- 4-Sıvının kapiler ve/veya hacim kuvvetlerinin etkisiyle yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geri dönüşü.

Yerçekimi, merkezkaç veya elektromanyetik kuvvetlerin kapiler kuvvetlerin yerine geçtiği, yani bu kuvvetlerin sıvının yoğuşma bölgesinden buharlaşma bölgesine geri dönüşünü sağlayabildiği durumlarda fitilsiz ısı boruları da kullanılabilir. Kapiler yapısı olmayan ve yerçekimi kuvveti ile çalışan ve bir ısı borusu dizaynı Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Bu tip ısı boruları genellikle buharlaşmalı termosifon olarak adlandırılır.



Şekil 1.2 Buharlaşmalı termosifon
1-Dış kabuk, 2-Sıvı filmi, 3-Buhar, 4-Kaynayan sıvı

Isı borusunda buhar kanalı boyunca sıcaklık, doymuş sıvı-buhar eğrisi boyunca değişir. Bu yol boyunca, akıştaki buharın basınç değişiminin sıcaklığa etkisi, ihmal edilebilecek mertebelerde olduğundan buhar kanalı boyunca sıcaklık neredeyse sabit kalmaktadır. Literatürde, buhar bölgesinde buhar basıncı ile sıcaklığı arasındaki bu ilişki, bazı sayısal çözümlerde Classius-Clapeyron eşitliği ile kurulmakta, bazı çözümlerde ise ihmal edilerek, buhar bölgesinde sabit bir sıcaklık dağılımı kabul edilmektedir.

1.1.1 Isı Borularının Özellikleri

Isı borularının yaygın kullanım alanı bulmasını sağlayan yararlı özellikleri şunlardır:

1.1.1.1 Yüksek Isıl İletkenlik Özelliği

Bir ısı borusu tarafından transfer edilen ısı miktarı, akıştaki buhar fazının debisiyle ve buharlaşma gizli entalpisiyle belirlenir. Birçok sıvının buharlaşma gizli entalpisi yüksek olduğundan, ısı borularında düşük buhar hızlarında bile yüksek ısı transferi değerleri yakalanabilir. Özellikle çalışma akışkanı olarak sıvı metallerin kullanıldığı ısı borularının ısı transfer mertebeleri oldukça yüksektir. Bu tiplerde aksel yöndeki ısı akışı değeri $1.5 \times 10^{-8} W/m^2$ 'e ulaşır. Örneğin bir sodyum ısı borusunun efektif ısı iletim katsayısı $10^{-8} W/mK$ civarındadır ki bu değer, en iyi ısı iletkenleri olarak bilinen gümüş ve bakırın iletkenliğinden yüzbinlerce kat daha fazladır.

1.1.1.2 Yüzeyinin İzotermal Olma Özelliği

Bir ısı borusunun dış yüzey sıcaklıkları, buhar kanalındaki sıcaklık dağılımı ile katı ve fitil bölgelerindeki sıcaklık değişimiyle belirlenir. Isı borusunda buhar kanalı boyunca sıcaklık, doymuş sıvı-buhar eğrisi boyunca değişir. Bu yol boyunca, akıştaki buharın basınç değişiminin

yarattığı sıcaklık değişimi, ihmal edilebilecek mertebelerde olduğundan, buhar kanalı boyunca sıcaklık neredeyse sabit kalmaktadır. Buhar kanalı boyunca sıcaklık değişiminin çok az olması ve katı ve fitil bölgelerinin kalınlığının boru uzunluğuna göre küçük olması nedeniyle, bu bölgelerdeki sıcaklık farklarının da az olması, boru yüzeyinin yaklaşık olarak izotermal yapıda olmasını sağlar. Bir ısı kaynağı ve kuyusu arasında, ısı borusu kullanıldığında gerçekleşen sıcaklık farkı, ısı borusu yerine yüksek iletimli bir metal kullanıldığında gerçekleşen sıcaklık farkından çok daha düşük olmaktadır.

1.1.1.3 Isı Akılarını Dönüştürebilme Özelliği

Evaporatör yüzeyi kondenser yüzeyine göre çok daha küçük bir ısı borusuyla, ısı kaynağından yüksek akıyla çekilen ısı, ısı kuyusuna düşük bir akıyla verilebilir. Evaporatör yüzeyi küçültülüp kondenser yüzeyi büyütülerek bunun tersi de sağlanabilir. Isı akılarının dönüşüm oranı, ısı borusunun tasarım parametreleri ile ilgili olup, geniş bir aralıkta seçilebilir.

1.1.1.4 Sıcaklık Kontrolü Sağlamaya Elverişli Olma Özelliği

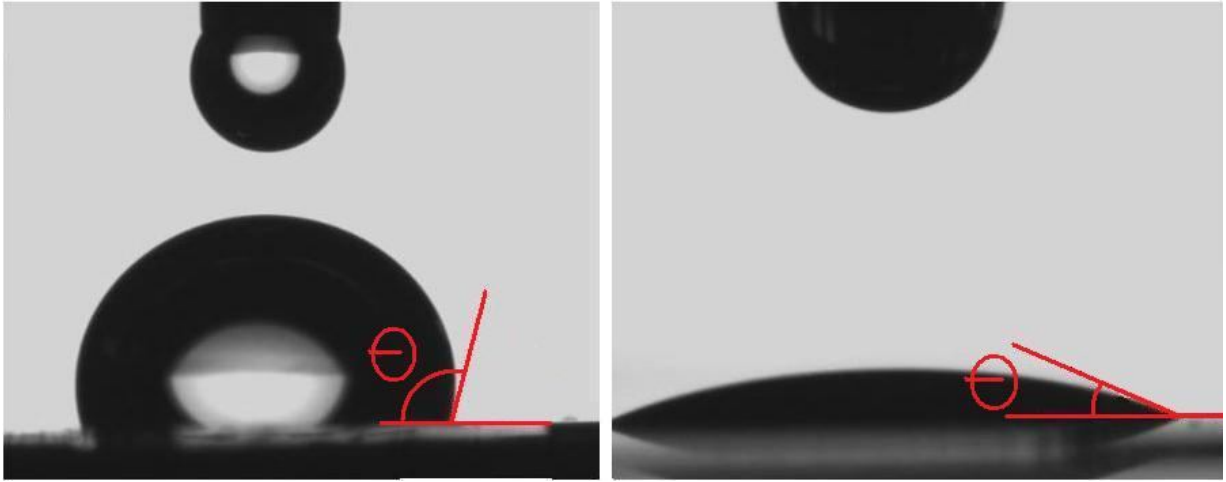
Bazı ısı borusu çeşitlerinin kullanılmasıyla bir ısı kuyusunun veya kaynağının sıcaklığı kontrol edilebilir veya sabit tutulabilir. Buhar kanalında bir miktar yoğuşamayan gaz bulunan ısı boruları, ısı transfer miktarı değişse de sabit sıcaklıkta kalma özelliğine sahiptir. Bu tip ısı borularında buhar kanalında çalışma akışkanıyla birlikte yoğuşamayan gazlar da bulunmaktadır. Isı borusu çalışırken bu gazlar ısı borusunun kondenser ucunda toplanarak burada adyabatik bir bölge oluştururlar. Isı kaynağından alınan ısı miktarı arttığında buharlaşan çalışma akışkanı miktarı artacak, bunun sonucunda buhar kanalındaki basınç bir miktar yükselecektir. Basıncın yükselmesiyle yoğuşamayan gazlar sıkışarak kondenser ucuna doğru itilecek, kondenserde ısı transfer alanı artacaktır. Böylece evaporatördeki ısı akısı arttığında kondenser ısı transfer alanı kendiliğinden genişleyerek ısı borusu duvar sıcaklığının artışını önleyecektir.

1.1.2 Yüzey Gerilmesi ve Kapilerite

Sıvı içindeki moleküller birbirlerini çekerler. Sıvı içerisindeki bir molekül, çevresindeki diğer moleküller tarafından her yönde eşit miktarda çekilir ve dolayısıyla net bir kuvvete maruz kalmaz. Fakat diğer bir ortamla arayüzey oluşturan bir miktar sıvının yüzeyindeki bir molekül için her yönde eşit bir çekim kuvveti yoktur. Bu moleküle kendi molekülleriyle temasta olduğu yönlerden farklı, diğer ortamla temasta olduğu yönden farklı şiddette bir kuvvet etkiyecek, böylece bu moleküle etkileyen net bir kuvvet doğacaktır. Bu kuvvet etkisiyle başka bir ortamla temasta olan sıvı, en düşük yüzeyalanını oluşturmaya çalışacak, sıvı serbest yüzeyi, tıpkı gergin bir membran gibi davranacaktır. Örneğin vakumda serbest düşme yapan bir damlacığın yüzeyinin küre formunda olması bu durumun bir sonucudur.

Sıvı yüzey alanını artırmak için sıvı üzerinde bir iş yapılması gerekir. Bu iş için gerekli olan enerji serbest yüzey enerjisi olarak isimlendirilir ve bu enerjinin birim sıvı yüzeyi başına düşen değeri yüzey gerilmesi olarak adlandırılır ve σ_f sembolüyle verilir. Bu değer enerji/alan veya kuvvet/uzunluk boyutundadır ve birimi J/m^2 veya N/m 'dir. Yüzey gerilmesi genellikle sıcaklıkla ters orantılıdır.

Sıvı, katı bir yüzeye temasta olduğu zaman, katı yüzeye temasta olan sıvı molekülleri hem katı molekülleri hem de sıvı molekülleri tarafından çekilirler. Sıvı - katı arasındaki çekimin sıvı - sıvı arasındaki etkileşimden büyük ya da küçük olmasına bağlı olarak sıvının yüzeyi konkav veya konveks formda olur. Eğer kuvvetler çekici karakterdeyse sıvının katıyı ıslattığı söylenir. Sıvı ve katı arasındaki temas açısı, ıslatan sıvılar için 90 dereceden küçük, ıslatmayan sıvılarda ise 90 dereceden büyüktür.



$$\text{a) } \sigma_{sl} + \sigma_{lv} < \sigma_{sv} \\ \pi/2 < \theta < \pi$$

$$\text{b) } \sigma_{sv} + \sigma_{lv} < \sigma_{sl} \\ 0 < \theta < \pi/2$$

Şekil 1.3 Katı bir yüzey üzerindeki sıvı damlacığında yüzey gerilmesinin etkisi

Yarı küresel duran bir serbest yüzeye çevresi boyunca etki eden gerilme kuvvetleri $2\pi r\sigma$ değerindedir ve bu kuvvet yüzey boyunca basınç kuvvetleri $\Delta P\pi r^2$ tarafından dengelenmiştir. Yani,

$$\Delta P\pi r^2 = 2\pi r\sigma_l \quad (1.2)$$

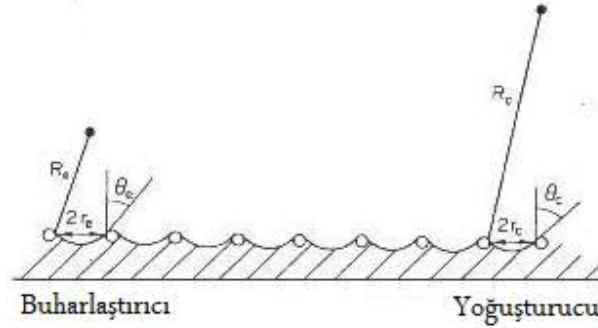
olur. Buradan da,

$$\Delta P = \frac{2\sigma_l}{r} \quad (1.3)$$

bulunur. Bu eşitlik eşitlik Laplace denklemindeki (1) r_1 ve r_2 değerlerinin birbirine eşit olması durumudur. Bu basınç farkından dolayı r yarıçaplı bir tüp dikey olarak tüp yüzeyini ıslatan bir sıvı içerisine daldırıldığında sıvı, tüp içerisinde serbest yüzey seviyesinden h kadar yükselir. Basınç dengesinden, yükselen sıvı miktarıyla yüzey gerilmesi arasındaki ilişki,

$$\rho_l gh = \frac{2\sigma_l}{r} \cos \theta \quad (1.4)$$

olarak bulunur. Sıvının tüpün içinde h kadar yükselmesine sebep olan etki, kapiler etki olarak bilinir ve standart bir ısı borusunun temel sürücü kuvvetidir.



Şekil 1.4 Fitol gözeneklerinde, sıvı-buhar arayüzeyinin eğrilik yarıçapının buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya doğru azalması ve temas açısının değişimi.

1.1.3 Kapiler Basınç

Eşitlik 3, ($\Delta P = \frac{2\sigma_l}{r}$) sıvı-buhar arayüzeyi ile ayrılan iki ortam arasındaki basınç farkının $\frac{2\sigma_l}{r}$ değerinde olduğunu göstermektedir. Bir ısı borusunda r değeri fitil gözeneklerinin efektif yarıçapı, θ ise sıvı-katı fazlarının temas açısı değerini alır. Buradan yola çıkılarak evaporatörde sıvı ve buhar fazları arasındaki basınç farkı,

$$\Delta P_{cap} = 2\sigma_l \frac{\cos\theta_e}{r_e}, \quad (1.5)$$

kondenserdeki basınç farkı ise,

$$\Delta P_{cap} = 2\sigma_l \frac{\cos\theta_c}{r_c} \quad (1.6)$$

olur. Net kapiler basınç farkı ise,

$$\Delta P_{cap} = 2\sigma_l \left(\frac{\cos\theta_e}{r_e} - \frac{\cos\theta_c}{r_c} \right) \quad (1.7)$$

olarak bulunur. $\cos\theta_e$ 'nin maksimum değerini aldığı kuru noktaya, $\cos\theta_c$ 'nin minimum değerini aldığı yaş nokta arasında oluşabilecek en yüksek kapiler basınç farkı değeri, $\cos\theta_e=1$ ve $\cos\theta_c=0$ olduğunda gerçekleşir. Buradan maksimum kapiler basınç farkı değeri için,

$$(\Delta P_{cap})_{max} = \frac{2\sigma_l}{r_e} \quad (1.8)$$

eşitliği bulunur.

1.1.4 Gözenekli Ortamda Akış

Isı borularında fitil olarak metalik keçe, preslenmiş metal tabakaları, tül formunda gözenekli yapılar, perfore saclar gibi birçok farklı gözenekli yapı kullanılabilir.

Kapiler gözenekli malzemeler, karakteristik boyutları yapının tümüne nazaran çok küçük olan çok sayıda boşluk içerirler. Bu malzemeler, gözenek yapılarına göre düzenli ve düzensiz olarak ikiye ayrılabilirler. Düzenli gözenekli yapılar, birbirine eşit uzaklıkta ve benzer boyutlardaki küresel boşluklardan oluşan yapılardır. Düzensiz gözenekli yapılar ise boyutları farklı ve rastgele dizilmiş boşluklardan oluşur.

Isı borularında kullanılan kapiler-gözenekli ortamların temel karakteristikleri, ϕ gözeneklilik (porosite), K geçirgenlik (permeabilite), r gözeneklerin efektif yarıçapı ve S_m doymuşluğudur. Gözeneklilik, toplam gözenek (boşluk) hacminin toplam hacıma oranı olarak tanımlanır.

$$\phi = V_{por} / V_{tot} \quad (1.9)$$

Günlük hayatta karşılaşılabilecek; bina izolasyonlarında buhar geçirgenliği, gıda paketlemede paketin geçirgenliğinin optimum değerinin saptanması, taşıt lastiklerinin zamanla sönmesi gibi birçok örneği olan geçirgenlik kavramı, gözenekli yapının belirli bir basınç gradyanında akışkanı aktarabilme yeteneğini karakterize eden bir özelliğidir. Geçirgenlik, gözenekli ortamın yapısına bağlı olup akımın laminar veya türbülanslı olmasından veya akış debisinden bağımsızdır. Alan (m^2) boyutundadır.

Gözenekli ortamların geçirgenliği, genellikle farklı doğrultularda farklı değerlerdedir. Başka bir ifadeyle, gözenekli ortamlar geçirgenlik bakımından anizotropi gösterebilirler.

Gözenekli bir yapıdaki boşluklar sıvı ile, sıvı buharı ile veya herhangi bir gaz ile doldurulmuş durumda olabilirler. Gözenekli yapının çalışma sıvısıyla doymuşluğunun derecesi olan S_m , sıvı ile doldurulmuş olan boşluk hacminin toplam boşluk hacmine oranı olarak tanımlanır.

$$S_m = \frac{V_l}{V_{por}} \quad (1.10)$$

1.1.5 Bir ısı borusunda basınç dengesi

Daimi rejimde ısı transferinde, ısı borusunun stabilitesi, kapalı devre bir çevrimin gerçekleşmesini sağlayan kapiler pompalama ile sürdürülür. Kapiler basıncın ısı borusu boyunca en yüksek değeri, en az, buhar-sıvı yolu boyunca oluşan toplam basınç düşümünü karşılayabilecek değerde olmalıdır. Isı kaynağından ısı borusuna transfer olan ısı miktarı belli bir değere ulaştığında, o debideki toplam basınç kaybı, sürücü kuvvet olan kapiler basınca eşitlenir. Isı ve kütle transferi değerleri, bu limitin üstüne çıktığında kuruma (drainage) adı verilen olay

gerçekleşir ve ısı borusunun aşırı ısınmasına, katı cidarın ise muhtemelen yanmasına sebep olur. Dolayısıyla bir ısı borusunda elde edilebilecek en yüksek ısı transfer miktarını bulabilmek için, akışkanın kuru ve yağ noktalar arasındaki basınç dengesini oluşturmak gerekir. Yağ ve kuru noktalar arasında, buhar-sıvı yolu boyunca oluşan toplam basınç değişimi şu elemanlardan oluşur Buhar bölgesindeki basınç kaybı, sıvı bölgesindeki basınç kaybı, arayüzeyde faz değişiminden kaynaklanan basınç kaybı ve hacim kuvvetlerinden kaynaklanan basınç değişimi.

Böylece toplam basınç kaybı:

$$(\Delta p_{cap})_1 - (\Delta p_{cap})_2 = (\Delta p_v)_{1-2} + (\Delta p_l)_{2-1} + (\Delta p_{ph})_1 + (\Delta p_{ph})_2 \pm \Delta P_b \quad (1.11)$$

olur. Ve ısı borusunun çalışmasını sürdürebilmesi için,

$$(\Delta p_{cap})_{max} \geq (\Delta p_l)_1 = (\Delta p_v)_1 \quad (1.12)$$

olmalıdır.

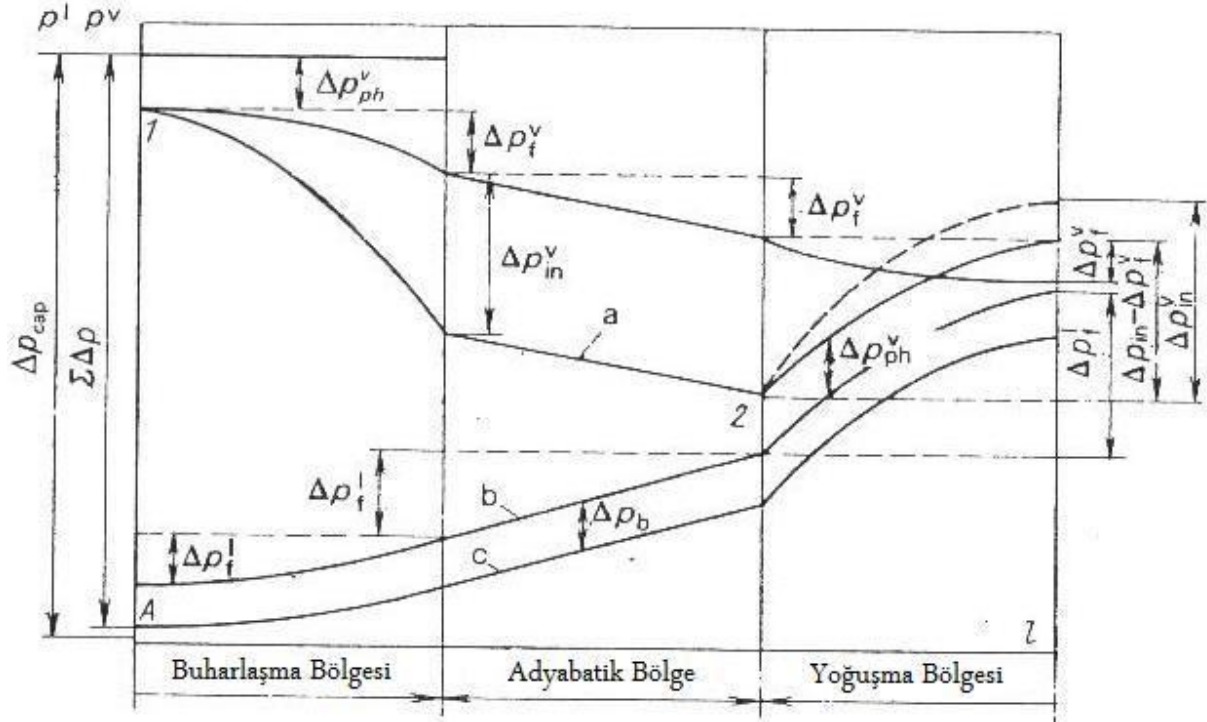
Buhar basıncı akış boyunca değişir. Bu değişimin temeldeki iki nedeni, sürtünme ve atalet etkileridir. Buharın debisinin, dolayısıyla hızının, buharlaşma bölgesi boyunca devam eden buharlaşma nedeniyle artmasıyla, buharın statik basıncı düşer. Benzer şekilde buhar hızının yoğunlaşma bölgesinde azalması, statik basıncında bir artış yaratır. Hızlanma ve yavaşlamanın basınçta yarattığı bu etki, atalet etkisidir. Daralan ve genişleyen bir kanalda basıncın hıza bağlı değişimini sağlayan da bu etki olduğundan, bu iki durum birbirine benzetilebilir. Akış boyunca buhar basıncını değiştiren diğer etken de, arayüzey boyunca eksenel hızı sıfır olan buharın ağırlığından kaynaklanan sürtünme etkisidir. Bu etki akış boyunca buhar basıncını düşürür. Isı borularında, buhar bölgesindeki bu iki etkinin göreceli önemleri akış hızına bağlı olarak değişir. Isı transferinin yüksek olduğu durumlarda, buhar hızları da yüksek olup, Mach sayıları ondalıklar mertebesineyken basınç değişiminin %80-90'ı atalet etkilerinden kaynaklanır.

Buhar kanalında yoğunlaşma bölgesindeki basınç artışı, buharlaşma bölgesinde hızlanmadan kaynaklanan basınç düşüşünde olduğu gibi atalet etkisiyledir ve bu artış literatürde "basınç telafisi" (pressure recovery) olarak adlandırılmaktadır. Basınç telafisiyle, buharlaşma bölgesinde atalet etkisiyle düşen basıncın tümü, yoğunlaşma bölgesinde geri kazanılır. Sonuç olarak buharlaşma bölgesi başlangıcındaki kuru nokta ile yoğunlaşma bölgesi sonundaki yağ noktalar arasındaki basınç farkı, sürtünmeden dolayı gerçekleşen basınç farkını verecektir.

Diğer yandan, buharla ters yönde akan sıvının debisi ve hızı, yoğunlaşma bölgesi boyunca artar, buharlaşma bölgesi boyunca düşer. Fakat sıvının debisindeki bu değişimin, basınç üzerinde dikkate değer bir etkisi yoktur. Çünkü buharla aynı debide akan sıvının yoğunluğu, buharından çok fazla, dolayısıyla sıvının akış hızı buharından çok düşüktür. Bu hızlarda atalet etkileri sürtünme etkilerinin yanında ihmal edilebilir mertebededir. Sıvının basınç değişimi temelde sürtünmeyle ilişkilidir ve akış boyunca düşer.

Arayüzeyde faz değişiminden kaynaklanan basınç düşümü Δp_{ph} , sıvı yüzeyini terkeden moleküllerin, belirli bir momentuma sahip olması, dolayısıyla yüzeyden ayrılırken yüzeye belli bir kuvvet uygulamasından kaynaklanmaktadır.

Eğer ısı borusunda yeterince çalışma akışkanı varsa ıslak noktada sıvı ve buhar fazını ayıran arayüzey neredeyse düz olur ($\theta_c = \pi/2$ ve $\Delta p_{cap} = 0$).



Şekil 1.5 Isı borusu boyunca basınç dağılımı, (a) buhar bölgesinde, (b) sıvı bölgesinde ve hacim kuvvetleri hesaba katılmadan, (c) sıvı bölgesinde ve hacim kuvvetleri hesaba katıldığında.

Tipik bir ısı borusunda basınç dağılımı Şekil 1.5’de gösterilmiştir. Grafikteki a eğrisi, buhar bölgesindeki toplam basınç düşüşünü göstermektedir. Bu düşüş, ph “f” alt indisıyla gösterilen sürtünme ve “in” alt indisıyla gösterilen atalet etkilerinin toplamıdır.

1.1.6 Isı Borularının Isı Transfer Limitleri

Isı borularının mümkün olabilecek ısı transfer kapasitelerinin bazı sınırlamaları vardır. Bunlar :

1.1.6.1 Sonik Limit

Buhar hızlarının ısı borusunun herhangi bir noktasında ses hızına ulaşması durumu, ısı borusunun sonik sınırlaması olarak adlandırılır. Isı borularında düşük buhar basınçlarında ve buharın özgül hacminin yüksek olduğu durumlarda buharlaşma bölgesinin sonlarında buhar hızları, ses hızına ulaşacak düzeylere çıkabilir. Bu durumda buharın aktığı kanalda boğulmanın gerçekleşmesiyle sonik sınıra ulaşılmış olunur. Boğulma durumunda maksimum hızın bulunduğu kesitten daha fazla debi sesaltı akışta geçemez. Sonik sınırlamayla sınırlanan ısı akışı, kritik kesitteki buharın parametreleriyle belirlenir :

$$Q_s = \rho_v \alpha L A_v \quad (1.13)$$

1.1.6.2 Kapiler Limit

Buhar ve sıvı akışı boyunca oluşan toplam basınç düşüşü, toplam kapiler basınç farkından daha büyük olamaz. Basınç düşüşü sınırlandığına göre basınç düşüşünü yaratan toplam debi de sınırlanmıştır. Dolayısıyla, sözkonusu sınır basınç farkından daha büyük bir basınç kaybı yaratacak debiye de ulaşamaz. Isı borusuyla transfer edilen ısı miktarı akıştaki buhar veya sıvının debisine bağlıdır ve ısı transferinin sınır değeri, sınır debi değerinde gerçekleşen ısı transfer değeridir. Akışkanın kapalı devre çevrimi, kapiler yapıyla sağlanan bir ısı borusunda, eğer belirli bir sıcaklıkta evaporatörden ısı borusuna verilen ısı giderek artırılırsa, buhar ve sıvı bölgelerinde gerçekleşen basınç düşümü de artar. Transfer olan ısı öyle bir değere ulaşır ki, bu değerde basınç farkı (pressure head), bu ısı transferini sağlayacak yeterli miktarda akışkanı evaporatörden kondensere taşımaya yetmez. Bu durumda ısı borusunun kapiler ısı transfer limitine ulaştığı söylenir. Isı borusunun sağlıklı çalışabilmesi için

$$(\Delta p_{cap})_{max} \geq \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_{ph} + \Delta p_b \quad (1.14)$$

şartının sağlanması gerekir.

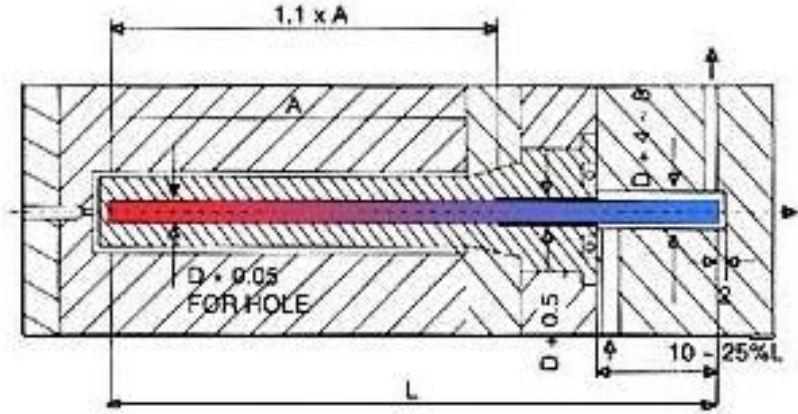
1.1.6.3 Sürüklenme Limiti

Sıvı buhar arayüzeyinde ters yönde akan sıvı ve buhar fazlarının etkileşimi vardır. Bu etkileşim özellikle buhar hızlarının fazla olduğu durumlarda ortaya çıkar ve sıvıdan damlacıkların kopmasına neden olabilir. Buhar fazı bu damlacıkları yol boyunca sürükleyerek yoğunlaşma bölgesine kadar getirir. Sürüklenen damlacıklar yoğunlaşan buharla birlikte fitile geçer ve sirkülasyona devam ederler. Bu durum devam ederse buharlaşma bölgesinde kuruma gerçekleşir. Isı borusundaki bu ısı transfer limitine sürüklenme limiti (entrainment limit) denir.

1.2 Isı Boruları Kullanım Alanları

1.2.1 Plastik Enjeksiyon Teknolojisinde Kullanım

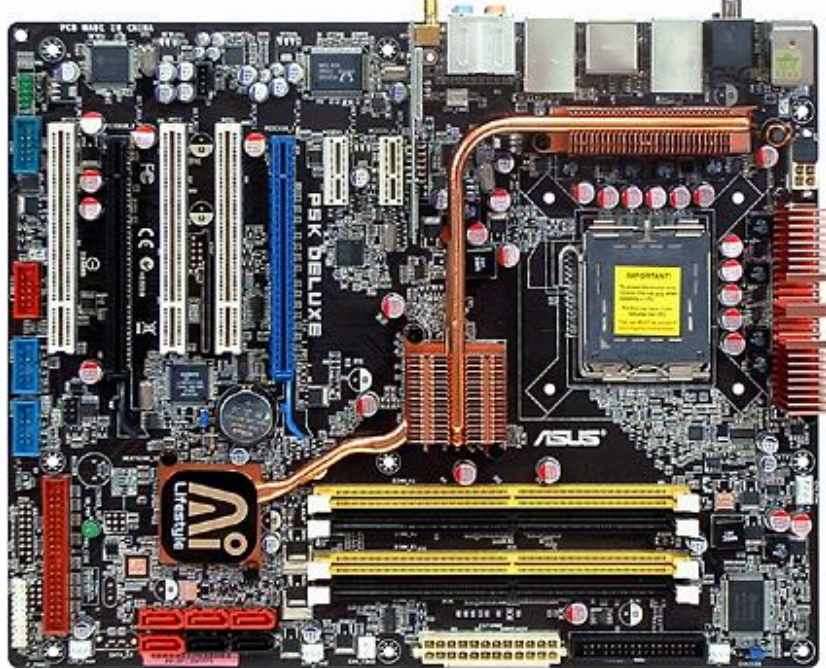
Metal alaşımlarının veya plastik malzemelerin bir kalıba aktarılarak hızla soğuduğu, kalıba döküm ve plastik enjeksiyon teknolojileri ısı transferi yönetimi bakımından da karmaşık prosesler içerirler. Termoplastik dökümünde, hızlı katılaşma ve sıcaklık kontrolü için, genellikle su ile soğutma uygulanır. Kalıp içinde bulunan kanallarda devridaim yapan ve korozyonu önlemek için korozyon inhibitörleri içeren su, kalıpdaki soğutmaya sağlar. Günümüzde geleneksel su ile soğutma, yerini, oksitlenme ve akış kanallarının tıkanması gibi sorunlardan dolayı, yavaş yavaş başka alternatiflere bırakmaktadır. Bu alternatiflerin içinde, ısı borusu ile soğutma da önemli yer tutmaktadır. Isı borusu ile soğutmada, yüksek ısı akıları nedeniyle çevrim süreleri kısalmakta, soğutma akışkanı kalıba direk temas etmediği için soğutma performansı kalıbın çalışma ömrü boyunca sabit kalmaktadır. Isı borusu, kalıptan çektiği ısıyı havaya veya kalıbın başka bir bölgesine iletirken ısı borusu boyunca sabite yakın bir sıcaklık dağılımı olduğundan, parçada çekme veya bölgesel izler gibi hatalar en aza indirilmiş olmaktadır. Ayrıca ısı borusu kullanımı, enerji gerektirmemesi ve basitliği nedeniyle kalıp maliyetlerini düşürebilir.



Şekil 1.6 Isı borusu içeren bir plastik enjeksiyon kalıbı
(Resimde kondenser soğutmasının su ile yapıldığı görülüyor)

1.2.2 Elektronik Ekipmanların Soğutmasında Kullanım

Isı borularının küçük, hafif, kompakt oluşu ve enerji gerektirmemesi, küçük alanlarda büyük ısı üretiminin gerçekleştiği elektronik uygulamalarda yoğun bir kullanım alanı bulmasını sağlamıştır. Isı borularının elektronikte en popüler kullanım alanı, dizüstü bilgisayarların merkezi işlem birimlerinin(CPU'ların) soğutulması olmuştur.



Şekil 1.7 Anakart üzerindeki çiplerin ısı borusuyla soğutulması
Çalışma ortamı 40°C civarında olan ve tam kapasiteyle çalışan 8 W'lık bir CPU,
 $6^{\circ}\text{C}/\text{W}$ civarında ısıl dirençlerle soğutulabilmektedir.

Isı borusunun CPU'ya tutturulmuş plaka formundaki evaporatörü, CPU'nun ısı yükünü çeker ve ısı, evaporatörden kondensere kadar uzanan kanal boyunca taşınarak kondenserde dış ortama atılır. Isının kondenserden ortama transferini artırmak için genellikle bir fan kullanılır.



Şekil 1.8 6 ısı borulu, kondenser yüzeyi çok sayıdaki kanatlarla genişletilmiş bir CPU soğutucu.

1.2.3 Uzay Araçlarında Kullanım

Uzay araçlarında, güneş radyasyonu ve elektronik ekipmanlardan kaynaklanan, yapıya zararlı olabilecek sıcaklık gradyanlarının azaltılması amacıyla ısı boruları kullanılabilir. Bu amaçla kullanılan ısı borularının evaporatör kısmı aracın güneşe bakan yüzünde veya ısı yüklerin yoğun olduğu örneğin kontrol ünitesi bölgesinde, kondenser kısmı ise aracın gölgede kalan daha soğuk bölgelerinde yer almakta, böylece soğuk ve sıcak bölgeler arasındaki büyük sıcaklık farklılıkları azaltılmaktadır. Isı borularının yerçekimsiz ortamdaki performansları, yerçekimsiz ortamda gerçekleştirilen deneylerle incelenebilmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde ısı borularının sayısal incelemesinde, yapılan kabul ve basitleştirmelere göre zorluk derecesi değişik çeşitli çalışmalar mevcuttur. Yapılan sayısal çalışmaların amaçları genellikle, ısı borusundaki basınç ve sıcaklık alanlarını elde etme, ısı transfer limitlerini bulma, optimum ısı borusu geometrisini belirleme ve geliştirilen sayısal yöntemin doğruluğunu sınımadır. Çalışmalarda çeşitli kabul ve basitleştirmeler yapılmaktadır. Bunlar Tablo 2.1’de görülmektedir. En basit yaklaşım ısı borusu duvarı boyunca sıcaklık değişimini ve buhar ve sıvı eksenı boyunca basınç-sıcaklık değişimini hesaplayan bir boyutlu analizlerdir. Sıcaklığın ve akışkan hızlarının radyal (veya dikey) yöndeki değişimini de hesaba katan iki boyutlu analizler ve genellikle simetrik olmayan ısı borularının incelenesinde karşılaşılan üç boyutlu analizler de mevcuttur. Yapılan sayısal çalışmaların bazılarında buhar bölgesindeki sıcaklığın sabit alındığı, bazılarında ise, sıcaklığın buhar basıncından yola çıkılarak Classius-Clapeyron eşitliği ile saptandığı gözlenmektedir. Kaya ve Goldak (2007) sayısal çalışmalarında buhar sıcaklığını Clapeyron eşitliği ile hesaplamışlardır. Buhar bölgesindeki basınç düşümünün sıvı bölgesindeki basınç düşümüne nazaran ihmal edilebilir mertebelerde olması dolayısıyla, buhar bölgesinde basınca karşılık gelen doyma sıcaklıkları da neredeyse sabit kalmakta, bu da buhar bölgesinde sabit sıcaklık yaklaşımını kabul edilebilir kılmaktadır. Bazı çalışmalarda buhar bölgesi analize hiç katılmamıştır. Buhar bölgesinin analize katılmaması, yüksek hızlarda görülen sonik limit gözönüne alınmadığı takdirde veya buhar bölgesindeki basınç düşüşü nispeten yüksek olmadıkça makul kabul edilmektedir. Sayısal çalışmaların bazılarında da sadece buhar bölgesindeki akış incelenmiştir (Zhu ve Vafai 1997). Bu tür çalışmalarda genellikle kütle transferinden kaynaklanan hızlanma ve yavaşlamanın yarattığı basınç değişimleri ve sıkıştırılabilir akış durumu gözlemlenmiştir.

Literatürdeki çalışmaların büyük bir çoğunluğu daimi rejim için yapılmıştır. Daha komplike olan ve genellikle ısı borusunun daimi rejime girme devresini inceleyen zamana bağlı çözümler de vardır. Cao ve Faghri (1993) ve Tournier ve El-Genk (2003) sayısal modelleriyle, donmuş durumdan daimi rejime girişi incelemiştir.

Çizelge 2.1

Fitilde sıvı hareketi	Var	İhmal	
	Sıcaklık ->	Clapeyron Denk.	Sabit
Buhar bölgesi analizi	Yoğunluk ->	İdeal gaz denk. F(T)	Sabit
		İncelenmiyor	
Zaman	Daimi	Zamana bağlı	
Araüzey kayma gerilmesi	Var	İhmal	
Boyut	1D	2D	3D

Literatürde, ısı borularında ters yönlerde akan sıvı ve buharın arayüzeyinde bağlı hızlardan kaynaklanan kayma gerilmeleri yapılan incelemelerde genellikle ihmal edilmiştir. Geliştirdikleri analitik yöntemle silindirik bir ısı borusunda sıvı-buhar arayüzeyindeki bu etkileşimi inceleyen Zhu ve Vafai (1999), sonuçlarını, Huang(1993)’ın deneysel ve Tournier ve El Genk(1994)’in sayısal sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Sonuçları, bu çalışmalardaki sonuçlarla örtüşen Zhu ve Vafai arayüzeydeki sürüklenme etkileşiminin ihmal edilebilir olduğu sonucuna varmışlardır. Bu çalışmada ayrıca, gözenekli ortamda atalet etkilerinin ihmal edilmesi durumunda da basınç dağılımında bir miktar hatanın oluştuğu saptanmıştır.

Sobhan ve arkadaşları (2007) bir düz ısı borusunun ısıl performansının zamana bağlı sayısal incelemesini yapmışlardır. Bu çalışmalarında evaporatör yüzeyinden eşit dağılımsız bir şekilde bir süre ısıtılan düz ısı borusu, ısıtma sonunda diğer yüzeyinden (kondenser) doğal taşınım ile soğumaya bırakılmıştır. Çeşitli zaman aralıklarında yüzey sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Bu sonuçlar aynı şekilde ısıtılan ve soğutulan katı alüminyum bir plaka ile karşılaştırılmış ve ısı borusunda sıcaklığın çok daha eşit dağıldığı ve soğumanın daha çabuk gerçekleştiği saptanmıştır.

Katı, sıvı ve buhar bölgeleriyle, ısı borusunu bir bütün olarak ele alan çalışmalar yapılmıştır. Xiao ve Faghri (2007) düz ısı borularının üç boyutlu sayısal analizinde duvarda iletimle ısı transferi, buhar ve sıvı bölgelerindeki akışı ve arayüzeydeki ısı ve kütle transferini dikkate alan bir çalışma yapmıştır. Çalışmalarında, düz ısı borusunun karşılıklı iki geniş yüzeyi olan evaporatör ve kondenser bölgelerinin arasında sıvı akışını sağlayan fitil kanallarının sıklığının artırılmasının, ısıl direnç, kapiler limit, duvar sıcaklıkları gibi ısı borusunun performans göstergelerine olumlu etki yaptığını göstermişlerdir.

Kaya ve Goldak (2006) silindirik bir ısı borusunun sayısal analizini yapmışlar, evaporatörde düzgün dağılılı olmayan bir ısı transferini modelleyerek üç boyutlu bir çözüm geliştirmişlerdir. Çalışmalarında katı, sıvı ve buhar bölgelerindeki sıcaklık alanını ve sıvı ve buhar bölgesindeki akış alanını elde etmişler, evaporatörde eşit dağılılı olmayan ısı transferinin, yalnızca evaporatör yakınındaki kısa bir uzunluk boyunca akış alanında bir asimetriklik yarattığını, fakat ısı borusu kabuk malzemesinin yüksek ısıl iletkenliğinden dolayı asimetrikliğin ısı borusunun hemen devamında kaybolduğunu saptamışlardır. Bu çalışmada, buhar bölgesindeki sıcaklık dağılımını Clapeyron eşitliği ile buhar bölgesindeki basınçtan yola çıkılarak saptanmış, buhar basıncının değişiminin az olmasından dolayı bu bölgede sıcaklığın neredeyse sabit kaldığı gözlenmiştir.

3. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) veya popüler kullanımıyla CFD (Computurized Fluid Dynamics), ısı transferini ve akışkan hareketini yöneten denklemleri, bilgisayarlar yardımıyla sayısal olarak çözmek ve böylece akış simülasyonları oluşturmak için kullanılan disiplindir. Günümüzde kullanım yoğunluğu giderek artan HAD, bilgisayar kaynaklarının hızla gelişmesiyle gelecekte daha da yaygınlaşma eğilimindedir.

Hesaplmalı akışkanlar dinamiğinin önemli avantajları şöyle özetlenebilir :

- HAD, istenilen sonuçlara, problemden probleme geçmekle birlikte genellikle, analitik ve deneysel çözümlerden çok daha kısa bir sürede ulaşılmasını sağlar.
- HAD kullanılarak yapılan çözümlerde, çözüm bir kez bilgisayar hafızasına kaydedildikten sonra, değişik parametreler çözüm yapıldıktan sonra da incelenebilir. Buna karşılık örneğin bir rüzgar tüneline ölçümlerin yapılabilmesi için operatörlerin kısıtlı zamanları vardır.
- HAD analizlerinde akışkan davranışlarıyla ilgili yapılan gözlem ve ölçümler, deneysel çalışmaların aksine, akışkan hareketine etki etmeden yapılır.
- HAD, deneysel ölçüm yöntemlerinde ölçüm cihazlarıyla ölçülmesi mümkün olmayan noktadaki (türbin kanatları veya motor silindirleri gibi) akışkan özelliklerinin gözlemlenmesini sağlar.
- HAD, birçok farklı tasarım seçeneğinin hızlıca karşılaştırılmasını ve optimum tasarıma kısa sürede ulaşılmasını sağlar.

Bir HAD analizinde işlem sırası aşağıdaki gibidir :

- Geometrik modelin oluşturulması
- Çözüm alanının hücrelere ayrılması (Ağ oluşturma)
- Sınır şartlarının belirlenmesi ve çözücü ayarlarının yapılması
- Çözüm
- Sonuçların yorumlanması

Sayısal analizlerde, iki veya üç boyutlu geometrik model, bir CAD paketi ile hazırlanır ve hazırlanan model hücrelere bölünür (meshlenir). FLUENT çözümlerinde geometrik modelleme ve ağ oluşturma, genellikle yine FLUENT ailesinin bir ferdi olan Gambit programı kullanılarak yapılır. Preprocessing olarak adlandırılan bu işlemten sonra hazırlanan ağ, HAD programında (örneğin FLUENT’de) çalıştırılır. HAD programında sınır şartları ve çözücü ayarları belirlenir. Problemin doğru çözülebilmesi için sınır şartlarının doğru belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu adımdan sonra iterasyonlar başlatılır ve belli bir yakınsama kriterine ulaşılan kadar

sürdürülür. Yakınsama sağlandıktan sonra çözüm sonuçları incelenir. Çözüm sonuçlarının elde edilerek grafiklere dökülmesi ve yorumlanması işlemi postprocessing olarak adlandırılır. Postprocessing aşamasında çeşitli değişkenlerin zamana ve konuma bağlı değişimleri, alandaki akım çizgileri, vektör alanları, sıcaklık ve basınç konturları incelenebilir.

HAD analizinde yöneten diferansiyel denklemler, hücre adı verilen, ayrıklaştırılan akış alanının küçük altbirimlerinin herbirinde çözülür. Bu alt birimlerin oluşturduğu yapıya ağ (mesh) adı verilir.

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve FLUENT

FLUENT programı kütle ve momentum korunum denklemlerini, ısı transferi ya da sıkıştırılabilirliğin bulunduğu akışlarda bunlara ek olarak enerji denklemini çözmektedir. Kartezyen koordinatlarda bu denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

2.1 nolu denklem korunum, 2.2 ve 2.3 nolu denklem momentum, 2.4 nolu denklem de enerji denklemdir. Bu denklemlerde, p basınç, ρ yoğunluk, τ_{ij} gerilme tansörü, u_i hız vektörü, T sıcaklık, k ısı iletkenlik ve E toplam enerjidir.

3.2 Ayrıklaştırma ve Yakınsama

Diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılması için kullanılan yöntemler sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar yöntemleridir.

Sonlu farklar yöntemi, ağ noktalarında bilinmeyen büyüklüğün değişimini bilinmeyen komşu iki noktadaki farkından ve noktaların birbirine uzaklığından yola çıkarak yaklaşık olarak hesaplar. Sonlu farklar yönteminde genellikle yapısal ağlar kullanılabilir.

Sonlu elemanlar yöntemi çözüm alanını küçük parçalara böler. Ağdaki bir nokta, kendisine bağlı olan bu parçaların bağlı olduğu tüm diğer noktalarla komşudur. Bu yöntemde yapısal ağ kullanmanın herhangi bir avantajı olmadığı için genellikle yapısal olmayan ağlar kullanılır.

FLUENT programı, çözüm alanını küçük hacimlere bölerek yönetici denklemleri, sayısal olarak çözülecek cebirsel denklemlere dönüştüren sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Sonlu hacimler yönteminde kısmi diferansiyel denklemler her bir kontrol hacminde integre edilerek, her büyüklüğün kontrol hacmindeki korunumunu ifade eden ayrık eşitlikler oluşturulur.

ϕ bir skaler büyüklük olarak kabul edilirse, bir kontrol hacmi için integral formdaki denklem aşağıdaki gibi olur.

$$\oint \rho \phi \vec{V} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (3.5)$$

Bu denklem hesaplama alanındaki her bir kontrol hacmine veya hücreye uygulanır. Γ_{ϕ} , ϕ değişkenleri için difüzyon katsayılarını ve S_{ϕ} ise her bir hacim elemanın kaynak terimini göstermektedir. Bu denklemin ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibidir :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_{\phi} (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} V \quad (3.6)$$

FLUENT tarafından çözülen denklemler yapısal veya yapısal olmayan, iki veya üç boyutlu tüm çözümlerde yukarıdaki formdadır. FLUENT, ϕ skaleri ile ilgili değerleri kontrol hacmi merkezinde saklar. Denklem 3.6'daki konvektif terimler için yüzey (ϕ_f) değerleri gerekmektedir. Yüzey değerlerinin merkez değerlerinden interpolasyonla tespit edilmesi, birinci mertebe (first order upwind), ikinci mertebe (second order upwind) ve üssel(power-law) ayrıklaştırma yöntemlerinin kullanılmasıyla sağlanır.

Birinci mertebe ayrıklaştırmada (first order upwind) hücreyi sınırlayan yüzey(face) değerleri yüzeyin yukarı akım komşuluğundaki hücre merkezindeki değere eşit alınır.

İkinci mertebe ayrıklaştırmada skalerin yüzeydeki değeri, hücre merkezindeki çözümün Taylor serisine açılımıyla elde edilir. İkinci mertebe ayrıklaştırmada ϕ_f değeri aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanır.

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \Delta \vec{s} \quad (3.7)$$

Burada ϕ ve $\nabla \phi$ sırasıyla skalerin hücre merkezindeki değerini ve yukarıakım hücresindeki gradyanını, $\Delta \vec{s}$ ise yukarıakım hücre merkezinden yüzey merkezine çizilen yerdeğiştirme vektörünü ifade eder. Formüldeki $\nabla \phi$ gradyanı,

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} + \sum_f^{N_{faces}} \tilde{\phi}_f \vec{A} \quad (3.8)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada ortalama yüzey değerleri $\tilde{\phi}_f$, yüzeyin komşuluğundaki iki hücredeki ϕ değerlerinin ortalaması alınarak bulunur.

Yakınsamanın sağlandığına karar verebilmek için geçerli evrensel bir yöntem bulunmama ile beraber, yakınsamaya hükmetmek için FLUENT çözümlerinde en çok kullanılan yöntem, artık değerlerin (residuals) iterasyonlar sonucunda azalarak belli bir kriter değerinin altına düşmesini sağlamaktır. Bu yöntem bazı çözümlerde tek başına yeterli olmamakta, başka değişkenlerin de çözüm boyunca izlenmesi gerekebilmektedir. Bu çalışmadaki çözümlerde, genellikle iterasyonlar boyunca arayüzey ile ısıtma ve soğutma yüzeyleri üzerindeki toplam ısı akısının değişimi izlenmiş, bu değerlerin minimuma inmesi yakınsama kriteri olarak kabul edilmiştir.

3.3 FLUENT’de Gözenekli Ortam Yaklaşımı

3.3.1 Gözenekli Ortamda Momentum Denkleminin Uygulanması

FLUENT, gözenekli ortamda akışı çözerken hareket denklemlerinde momentum denklemine sadece bir terim ekler. Homojen gözenekli bir ortam için momentum denklemine eklenen kaynak terim aşağıdaki formdadır.

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{K} v_i + \frac{C_f \rho}{K^{1/2}} \frac{1}{2} v_{mag} v_i\right) \quad (3.9)$$

Burada K permeabilite ve C_f şekil sürüklenme katsayısıdır. C_f değeri Ergun eşitliğine göre [8] şöyle hesaplanır:

$$C_f = \frac{1,75}{\sqrt{150\phi^3}} \quad (3.10)$$

S_i terimi, momentum denkleminde ekstradan bir basınç düşüşü getirir ve görüldüğü gibi iki parçadan oluşur. Bunlar, sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybını temsil eden (Eşitlik 3.9’da sağdaki ilk terim) ve ataletten kaynaklanan basınç kaybını temsil eden terimlerdir (Eşitlik 3.9’da sağdaki ikinci terim).

FLUENT’de gözenekli ortam tanımlarken porous media sınır koşulları penceresinde kullanıcı tarafından üç adet sabit değer girilir. Bunlardan birincisi $1/m^2$ birimli ağdalık direnç faktörü (viscous resistance coefficient) olarak adlandırılan ve $1/K$ değerine eşit olan C_v sabiti, ikincisi atalet direnç faktörü (inertial resistance coefficient) olarak adlandırılan ve $2C_f/\sqrt{K}$ değerine eşit olan C_i sabittir. Üçüncü sabit ise geçirgenlik (porosity, ε) değeridir.

3.3.2 Gözenekli Ortamda Enerji denkleminin uygulanması

FLUENT, gözenekli ortam sınır koşulunda enerji denklemini çözerken, standart ısı iletim katsayısı yerine efektif ısı iletim katsayısını kullanır. Efektif ısı iletim katsayısı, Chi(1976) tarafından verilen aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \phi)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) - (1 - \phi)(k_l - k_w)} \quad (3.11)$$

Böylece enerji denklemi gözenekli ortam için daimi çözümde,

$$\rho c_p \nabla(\mathbf{u}T) = k_{eff} \nabla^2 T \quad (3.12)$$

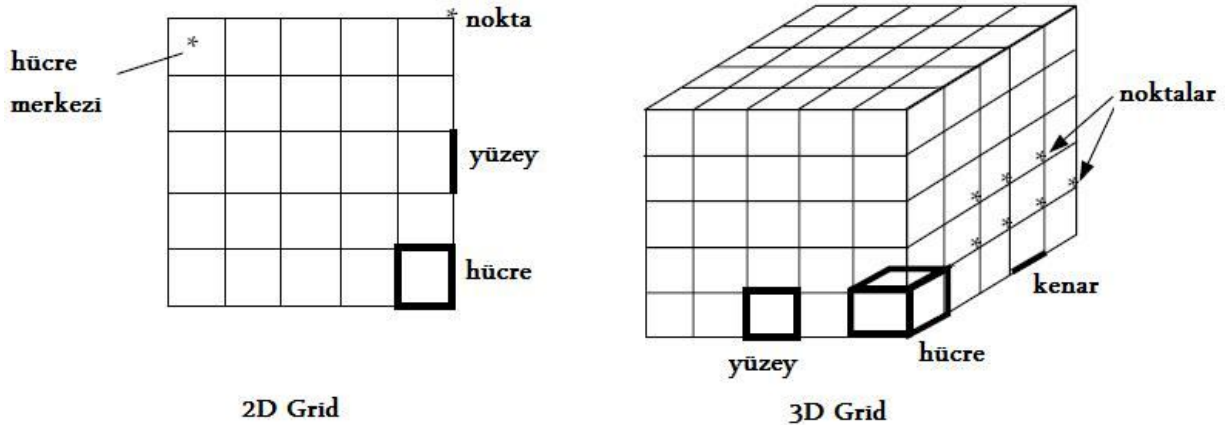
formunu alır.

3.4 FLUENT’de Ağ Terminolojisi

Bir mesh yapısı üç boyutlu kontrol hacimlerinden veya iki boyutlu kontrol hücrelerinden oluşur. Her hücre bir takım grid noktaları, hücre merkezi, ve hücreleri sınırlayan yüzeylerden oluşur. FLUENT, hücrelere, hücre yüzeylerine ve hücredeki grid noktalarına bir sıra atamak ve bunların birbirleri arasındaki bağlantılarını sağlamak için FLUENT’e özgü bazı veri yapıları kullanır.

“Thread”, FLUENT’de bir cell veya face bölgesini temsil etmek üzere kullanılan bir veri yapısıdır. Cell thread’leri bir grup cell’i, face thread’leri bir grup face’i temsil ederler. Domain ise bir mesh’deki bir grup nokta(node), yüzey(face) ve hücre(cell) thread’ini temsil eden bir veri yapısıdır. Cell’ler ve face’ler thread’ler içinde, genellikle modelin fiziksel komponentlerini oluşturan bölgeler (zone’lar) halinde gruplanırlar.

cell	:domain’in bölündüğü kontrol hacimleri
cell center	:hücre bilgilerinin saklandığı yer
face	:Bir hücrenin sınırı (2d veya 3d)
edge	:Bir yüzeyin sınırı (3d)
node	:Grid noktası
cell thread	:Cell grupları
face thread	:Face grupları
node thread	:Node grupları
domain	:Node, face ve cell grupları



Şekil 3.1 FLUENT’de iki ve üç boyutta ağ elemanları

3.5 FLUENT’de Kullanıcı Tanımlı Fonksiyonlar (UDF’ler)

UDF, User Defined Function kelimelerinin ilk harflerinden oluşmakta olup, kullanıcı tanımlı fonksiyon anlamına gelmektedir. UDF’ler, FLUENT çözücüsüyle dinamik olarak çalıştırılarak FLUENT’in standart özelliklerini geliştirmek için kullanılan kodlardır. UDF’ler C programlama dilinde yazılırlar ve FLUENT tarafından oluşturulmuş olan DEFINE makroları kullanılarak tanımlanırlar.

UDF’ler şu işlemleri yapabilirler :

Değer döndürebilirler.

Bir Fluent parametresini değiştirebilirler.

Bir case veya dat dosyasına bilgi yazabilirler.

3.5.1 Define Makroları

UDF’ler “Udf.h” başlık dosyasında FLUENT tarafından önceden tanımlanmış DEFINE makrolarını içerirler. Genel bir DEFINE makrosu şu formdadır :

DEFINE_MAKROADI(UDF_adi, çağrılan parametreler)

Parantez içindeki ilk argüman UDF’in adı, sonraki argümanlar ise fonksiyon çalıştırıldığında çözücü veritabanından otomatik olarak çekilen değişkenlerdir. Örneğin,

DEFINE_PROFILE(inlet_x_velocity, thread, index)

Bu fonksiyon, “inlet_x_velocity” adında olup, thread ve index isimli iki parametre çağırılmaktadır.

UDF’ler FLUENT’de iki şekilde çalıştırılabilir. Çevrilmiş(Interpreted) ve derlenmiş(Compiled) olarak. Bu çalışmada yazılan UDF’ler FLUENT’de derlenmiş olarak çalıştırılmaktadır. UDF’leri derlenmiş olarak çalıştırmak için, FLUENT programı C++ derleyicisiyle çalıştırılır. Kullanılan UDF’ler bir sınır koşulu tanımlamak için kullanılan DEFINE_PROFILE tipindedir. UDF’leri çözücüye bağlamak için, ilgili UDF, “boundary conditions” panelinde koşulları tanımlanmak istenen yüzey veya kenarın tanımlanmak istenen değişkeninin karşısındaki açılır listeden seçilir.

3.5.1.1 DEFINE_PROFILE Makrosu

DEFINE_PROFILE genellikle standart sınır koşulu tanımlama prosedürünün yetersiz kaldığı durumlarda sınır koşulunun zamana veya koordinatlara göre kullanıcı tarafından tanımlanmasını sağlayan bir makrodur. Bu makroyla bir sınırdaki düzenlenebilecek değişkenler şunlardır :

*Hız, basınç, sıcaklık, türbülans kinetik enerjisi, türbülans disipasyon miktarı,

*Kütle akış miktarı,

*Çokfazda hacimsel oran,

*Duvardaki sıcaklık, ısı akışı, ısı enerjisi üretim miktarı, ısı transfer katsayıları,

*Duvardaki kayma gerilmeleri.

Bir DEFINE_PROFILE makrosunun kullanımı şu şekildedir :

DEFINE_PROFILE(ad , t, i)

ad : UDF adı,

t : Thread tipinde bir pointer (işaretleyici),

i : Tanımlanacak değişkenin indeks numarası. (UDF boundary conditions panelinde aktifleştirilirken i, FLUENT tarafından otomatik atanır.)

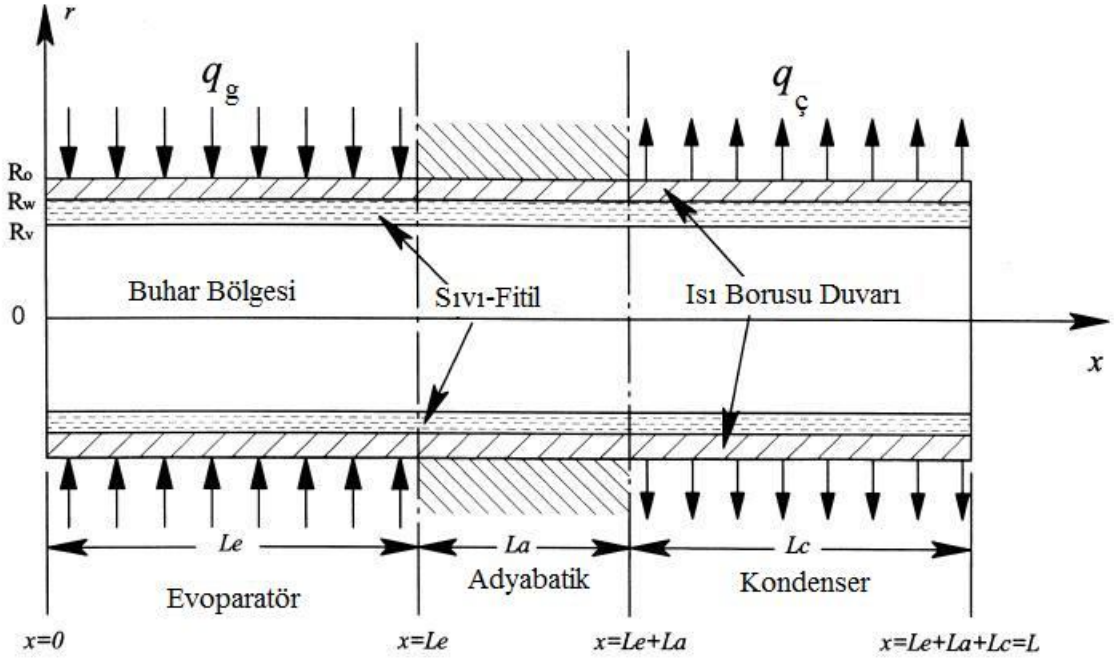
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

4.1 Problem 1 : Eksenel Simetrik Isı Borusunun Arayüzeyde Sabit Hız Kabulüyle Sayısal İncelemesi

Bu problemde silindirik, eksenel simetrik bir ısı borusunun sayısal analizi yapılmıştır. Ele alınan modelde ısı borusu, evaporatör bölgesinden ısı almakta, kondenser bölgesinde bu ısı, konveksiyonla soğutucu akışkana (su) aktarılmaktadır. Isı borusunun evaporatörde dışarıdan aldığı enerji, sıvı-buhar arayüzeyinde buharlaşmaya, kondenserde verdiği ısı ise yoğunlaşmaya yol açmaktadır. Bu durum, buhar bölgesinde evaporatörden kondensere doğru, sıvı(fitil) bölgesinde ise ters yönde bir akış yaratmakta, böylece ısı borusunda çalışma akışkanının kapalı devre çevrimi sağlanmaktadır. Problemin şematik görünümü Şekil 4.1'de görülmektedir. Bu çalışmanın sonuçları N. Zhua, K. Vafai (1999)'nin sonuçlarıyla karşılaştırılmış, ayrıca ısı borusunun kapiler ısı transfer limiti bulunmuş ve bu değer aynı boyutlardaki bakır bir silindirin aynı koşullarda transfer ettiği ısı değeriyle karşılaştırılmıştır.

Çalışmada önce enerji denklemleri çözülerek bir referans arayüz sıcaklığı bulunacak, daha sonra sıvı ve buhar bölgelerindeki akış alanı elde edilecek ve bu bölgelerdeki basınç değişimi gözlemlenecektir. Daha sonra ısı borusunun ısı yükü, basınç kaybı, maksimum kapiler basınç farkına eşit olana kadar artırılacak ve ısı borusunun kapiler ısı transfer limiti bulunacaktır.

Buhar bölgesinde sıcaklık sabit alınacaktır. Bu kabulün geçerliliği Huang ve El-Genk (1993) tarafından deneysel olarak incelenmiş, bu çalışmada, çalışma akışkanı su olan bir bakır ısı borusunda duvar ve buhar sıcaklıkları ölçülmüş, sonuç olarak buhar sıcaklığının eksen boyunca değişmediği gözlemlenmiştir. Buharlaşma ve yoğunlaşma bölgeleri boyunca arayüzeylerdeki radyal hızlar sabit alınmıştır.



Şekil 4.1 Problemdaki ısı borusunun şematik gösterimi

4.1.1. Matematiksel Formülasyon

Sıvı bölgesinde,

Süreklilik (Kütlenin korunumu) denklemi :

$$\nabla \mathbf{u} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemi :

$$\nabla p = -\frac{\mu}{k} \mathbf{u} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 \mathbf{u} - \frac{C_f \rho}{K^{1/2}} |\mathbf{u}| \mathbf{u} = 0 \quad (4.2)$$

C_f sürüklenme katsayısı olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$C_f = \frac{1,75}{\sqrt{150\varphi^3}} \quad (4.3)$$

Katı ve sıvı bölgesinde iletimle ısı transferi çözüleceğinden enerji denklemi,

$$\nabla^2 T = 0 \quad (4.4)$$

formunda olacaktır. Sıvı bölgesindeki hızlar çok düşük olduğundan arayüzeydeki konveksiyon ihmal edilebilir. Eğer konveksiyon da hesaba katılmak istenseydi, akış denklemlerini çözüp hız alanı elde edildikten sonra, tekrar enerji denklemlerini çözmek gerekirdi.

Buhar Bölgesinde,

Süreklilik denklemi :

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.5)$$

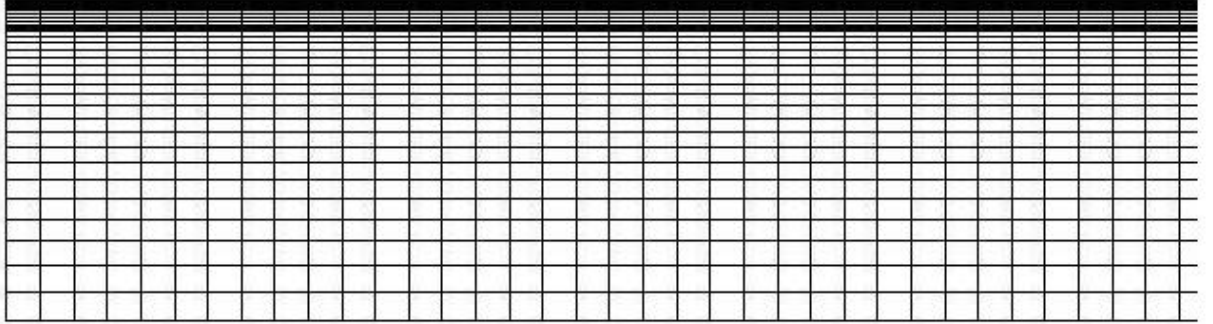
Momentum denklemi,

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (4.6)$$

Buhar bölgesinde sabit sıcaklık varsayımı nedeniyle enerji denklemi çözülmeyecektir.

4.1.2 Ağ Oluşturma

Oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.2’de görülmektedir. Meshlenecek alan, 2’ye bölünmüştür. Katı ve sıvı bölgesi birleştirilerek sıvı-buhar arayüzü ile buhar bölgesinden ayrılmıştır. Bu ayırım, iki fazın dinamik etkileşimi gibi karmaşık ama sonuca fazla etkisi olmayan bir problemle uğraşmamamızı sağlamaktadır. Bu iki bölge birbirinden ayrılmaktadır. FLUENT’de mesh çalıştırıldıktan sonra bu iki bölgeyi ayıran sınır her iki bölge için sınırdaki kütle korunumunu sağlayan 2 ayrı sınır koşuluyla tanımlanacak, böylece sıvı ve buhar bölgesi aynı anda çözülecektir. Hücreler katı bölgede eşit büyüklükte olup ağ yapısı sıvı ve buhar bölgelerinde duvara yakın kısımlarda daha sıktır. Ağda toplam 32930 hücre bulunmaktadır.



Şekil 4.2 Ağ yapısı (Çözüm alanının bir bölümü)

4.1.3. Sınır Koşulları

Yan duvarlarda sıvı ve buhar hızları sıfırdır:

$$x=0 \quad : \quad u_v = v_v = u_1 = v_1 = 0 \quad (4.7)$$

$$x=L \quad : \quad u_v = v_v = u_1 = v_1 = 0 , p_v = p_l \quad (4.8)$$

Sıvı-Buhar arayüzeyinde aksenal hızlar kaymama koşulu nedeniyle sıfırdır:

$$r = R_v \quad : \quad u_1 = v_1 = 0 \quad (4.9)$$

Katı-Sıvı arayüzeyinde sıvı hızları kaymama koşulu nedeniyle sıfır olup enerjinin sürekliliği aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$r = R_w : \quad u_1 = v_1 = 0, \quad k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} = 0 \quad (4.10)$$

Burada k_{eff} , fitil bölgesinin efektif iletim katsayısıdır ve

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varphi)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) - (1 - \varphi)(k_l - k_w)} \quad (4.11)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Dış duvarda evaporatör bölgesinde kondüksiyonla ısı transferi, adyabatik bölgede sıfır ısı akısı, kondenser bölgesinde de taşınım koşulları vardır:

$$r = R_p, \quad 0 \leq x \leq L_e \text{ için } k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} = q_e = \frac{Q}{A_e} \quad (4.12)$$

$$r = R_p, \quad L_e \leq x \leq L_e + L_a \text{ için } k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} = 0 \quad (4.13)$$

$$r = R_p, \quad L_e + L_a \leq x \leq L \text{ için } k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} = h_f (T_w - T_f) \quad (4.14)$$

T_f ortalama soğutma suyu sıcaklığı, enerji dengesinden bulunacaktır:

$$Q = m_{ss} c_{p_{ss}} (T_{ss_in} - T_{ss_out}) \text{ ve} \quad (4.15)$$

$$T_f = \frac{T_{ss_in} - T_{ss_out}}{2} \quad (4.16)$$

olacaktır. Son olarak arayüzey hızları transfer olan ısının tümünün faz değişimine katıldığı varsayımıyla -bu varsayımın geçerliliği ilerde tartışılacaktır- aşağıdaki gibi olacaktır:

Evaporatörde:

$$v_v = \frac{Q}{2\rho_v \pi R_v L_e h_{fg}}, \quad v_l = \frac{Q}{2\rho_l \pi R_v L_e h_{fg}} \quad (4.17)$$

Kondenserdeki hızlar, ısı borusunda kütle dengesini sağlayacak değerlerde olacaktır.

$$v_{v(c)} = v_{v(e)} \frac{A_e}{A_c}, \quad v_{l(c)} = v_{l(e)} \frac{A_e}{A_c} \quad (4.18)$$

4.1.4 Sayısal Çözüm Prosedürü

Akış çözümünü yapabilmek için önce çalışma akışkanının fiziksel özelliklerini bilmek gerekmekte, bu özellikler sıcaklığa bağlı olduğu için, çalışma akışkanının ortalama sıcaklığını bulmak gerekmektedir. Çalışma akışkanının ortalama sıcaklığı sıvı-buhar arayüzey sıcaklığına eşit alınacak, çözümde kullanılacak akışkan özellikleri, bulunan arayüzey sıcaklığındaki değerler olacaktır. Arayüzey sıcaklığı, evaporatörden verilen ısıya ve kondenserdeki taşınım parametrelerine bağlı olup, ancak enerji denklemini birkaç defa çözerek deneme yanılma ile bulunabilir. Arayüz sıcaklığının değeri öyle olmalıdır ki; bu sıcaklıkta, evaporatördeki toplam ısı transfer değerinin kondenserde taşınım ile olan toplam ısı transfer değerine eşitliği sağlanmalıdır.

Eğer kondenserde taşınım koşulu değil de ısı çıkışı koşulu verilseydi, evaporatörden giren ısı kondenserde çıkan ısıya eşit alınacağından, sıfır net ısı akısı koşulu kendiliğinden sağlanacak; arayüzey sıcaklığı, başlatma (initialization) değerine bağlı olmakla beraber, herhangi bir değer alabilecekti. Kondenserde taşınım koşulu verildiğinde, soğutma akışkanının ortalama sıcaklığı da belli olduğu için, arayüzey sıcaklığı, ancak toplam ısı transferini sıfır yapan değer olabilmektedir. İkinci problemde, kondenserde taşınım yerine ısı çıkışı koşulu verilecek, dolayısıyla, arayüzey sıcaklığı iterasyon ile bulunmak yerine kabul yapılacaktır.

4.1.5 Enerji Denklemlerinin Çözümü, Arayüzey ve Duvar Sıcaklıklarının Bulunması

Çözümler önce evaporatördeki ısı yükünün 455W olduğu durumda yapılacaktır. Enerji denklemini çözmek için elde olan değerler, evaporatördeki ısı akısı miktarı, kondenserde zorlamalı konveksiyonla soğutmada, soğutma suyunun giriş sıcaklığı ve h taşınım katsayısıdır. FLUENT’de taşınım koşullarını tanımlamak için gerekli olan parametreler taşınım katsayısı ve ortalama serbest akım sıcaklığıdır. Ele alınan problemde taşınım katsayısı $1800 \text{ W/m}^2\text{K}$, soğutma suyu giriş sıcaklığı 295K alınmıştır. Ortalama serbest akım sıcaklığı ısı akısına ve soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olup enerji dengesinden bulunacaktır. $Q=455 \text{ W}$ için Denklem 4.15’den,

$$T_{ss_out} = 304K$$

bulunur. Bu değer Denklem 4.16’da yerine koyulursa,

$$T_f = 299K$$

bulunur. Bu değer, FLUENT’de BC panelinde yerine koyacağımız serbest akım ortalama sıcaklığıdır ve problemin devamında farklı ısı akılarındaki çözümlerde, ısı akısına bağlı olarak değişecektir.

Evaporatördeki ısı akısı değeri Denklem 4.12’den,

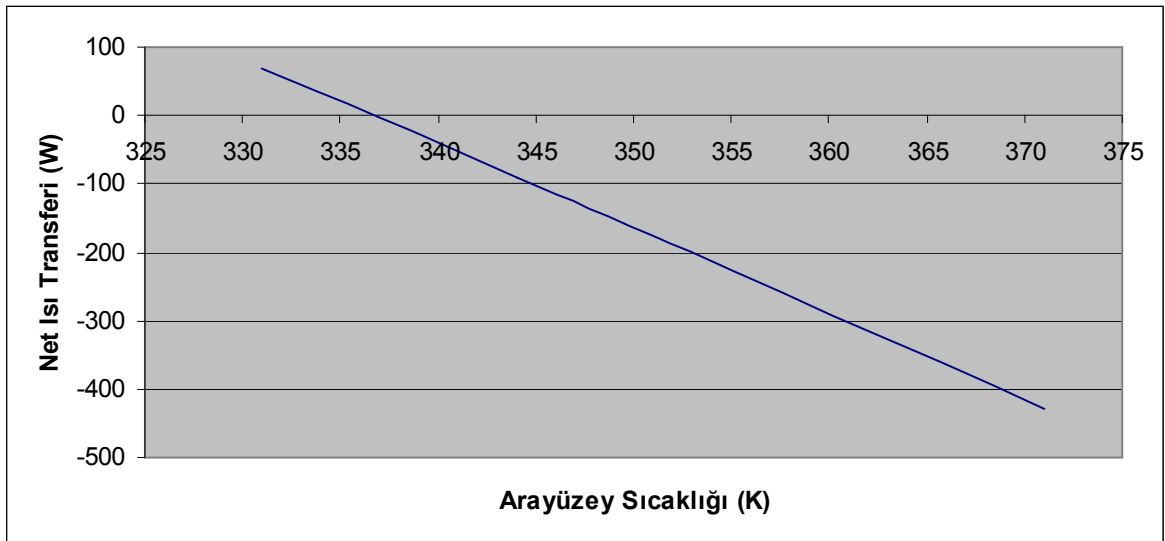
$$q_e = Q / A_e = 455 / 0.036 = 12638 \text{ W/m}^2$$

olarak bulunur ve BC panelinde dış duvarın evaporatör bölümüne ısı akısı olarak atanır. Sınır koşulları panelinde fitil bölgesinin iletimle ısı transfer katsayısına, hesaplanan efektif ısı transfer katsayısı değerini atamak için BC panelinde sıvı suyun ısıl iletkenlik değeri, efektif iletim katsayısı ile değiştirilir.

Dış duvardaki net ısı transferi değeri sıfır olana kadar çeşitli arayüz sıcaklıkları için enerji çözümleri yapılmıştır. Elde edilen net ısı transferi değerleri Tablo 4.1'de ve Şekil 4.3'de görülmektedir. Net ısı akısını sıfır yapan arayüz sıcaklığı 337 K olarak bulunmuştur. Bu değer, çalışma akışkanı ortalama sıcaklığı olup, akış denklemlerini çözerken kullanılacak sıvı ve buhar özellikleri için referans sıcaklığıdır. Su buharının ve sıvı suyun 337 K'deki fiziksel özellikleri ve problemdeki diğer parametreler Tablo 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Q=455 W için çeşitli arayüz sıcaklıklarında net ısı transferi değerleri

Çözüm No	Arayüz Sıcaklığı (K)	Net Isı Transferi (W)
1	371	-430
2	351	-177
3	344	-90
4	337	-3
5	331	68



Şekil 4.3 Q=455 W için net ısı transferinin denenen arayüz sıcaklıklarına bağlı değişimi

Çizelge 4.2 Problemin geometrik ve fiziksel parametreleri .(Fiziksel özellikler, suyun ve su buharının 337 K'deki değerleridir)

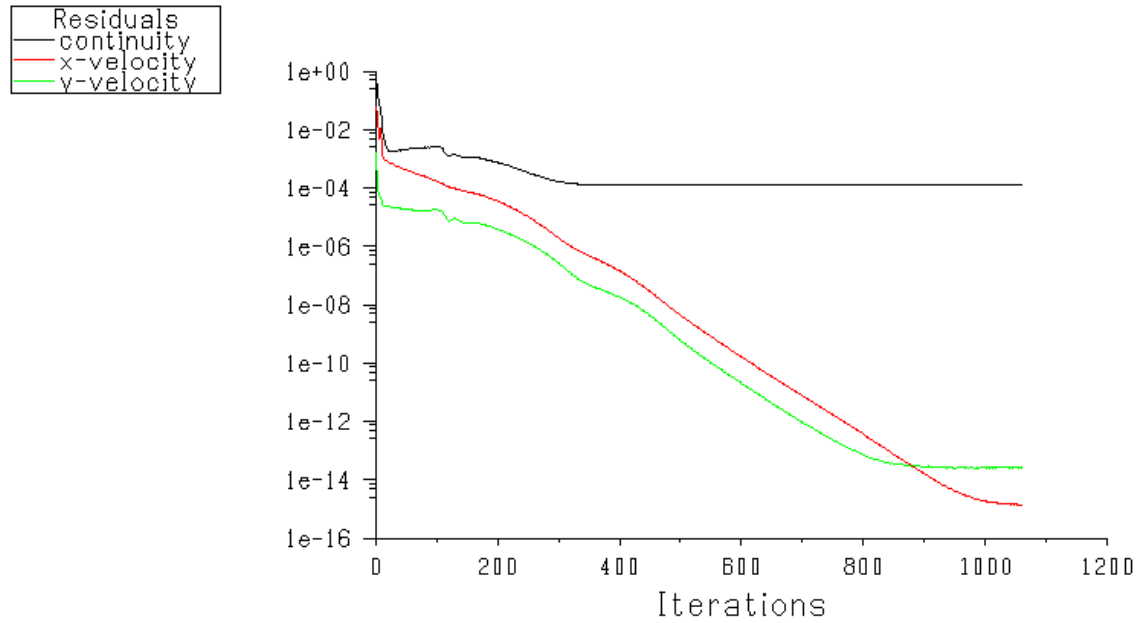
	SEMBOL	DEĞER	BİRİM
Geometri	L	8,90E+02	mm

	L_e	6,00E+02	mm
	L_a	9,00E+01	mm
	L_c	2,00E+02	mm
	R_v	8,65E+00	mm
	R_w	9,40E+00	mm
	R_p	9,55E+00	mm
	A_e (siv-buh)	3,26E-02	m^2
	A_c (sivi-buh)	1,09E-02	m^2
Fiziksel özellikler	h_{fg}	2,26E+03	kJ/kg
	ρ_b (buhar)	1,60E-01	kg/m^3
	μ_b (buhar)	1,06E-05	Ns/m^2
	k_b (buhar)	2,22E-05	W/mK
	ρ_s (sivi)	9,80E+02	kg/m^3
	μ_s (sivi)	4,37E-04	Ns/m^2
	k_s (sivi)	6,58E-01	W/mK
	σ (sivi)	6,58E-02	N/m
	k_k (kabuk)	4,01E+02	W/mK
	k_{eff} (wick)	1,97E+00	W/mK
	C_f (wick)	1,67E-01	-
	$D = 1/K$	6,67E+08	$1/m^2$
	$C_2 = 2^* C_f / \sqrt{K}$	8,64E+03	$1/m$
	Diğer	Q_e	4,55E+02
q_e (dis yüzey)		1,26E+04	W/m^2
m_{faz}		2,02E-04	kg/s
T_{ss_in}		2,95E+02	K
T_{ss_out}		3,04E+02	K
T_{mean}		2,99E+02	K
m_{ss}		1,13E-02	kg/s
h		1,80E+03	W/m^2K
$c_{p_{ss}}$		4,18E+03	J/kgK
V_{b_e} (evap. buh. hızı)		3,86E-02	m/s
V_{b_c} (kond. buh. hızı)		1,16E-01	m/s
V_{s_e} (evap. yoğ. hızı)		6,31E-06	m/s
V_{s_c} (kond. yoğ. hızı)		1,89E-05	m/s
r_p (ef.pore rad.)		5,40E+01	μm

K (permeability)	1,50E-09	m^2
ϕ (porosity)	9,00E-01	-
$\Delta P_{cap(max)}$	2,44E+03	Pa

4.1.6 Akış Denklemlerinin Çözümü

Çalışma akışkanının belirlenen fiziksel özellikleri (yoğunluk, viskozite), BC panelinde revize edilmiştir. BC panelinde radyal hızların evaporatör bölgesindeki değerlerine, Denklem 4.17'den hesaplanan buhar ve sıvı radyal hızları, radyal hızların kondenser bölgesindeki değerlerine de, Denklem 4.18'den hesaplanan sıvı ve buhar radyal hızları girilmiştir. Arayüzdeki sıvı ve buhar hızları Tablo 4.2'de görülmektedir. Bu değerler BC panelinde gerekli sınırlara "velocity inlet" olarak girilmiştir. "Operating conditions" panelinde "Operating pressure" bölümüne arayüz sıcaklığındaki (337K) doyma basıncı değeri (24400 Pa) girilmiştir. İterasyonlar yakınsama kriterleri sağlanana kadar devam ettirilmiştir. Rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi Şekil 4.4'de görülmektedir.



Scaled Residuals

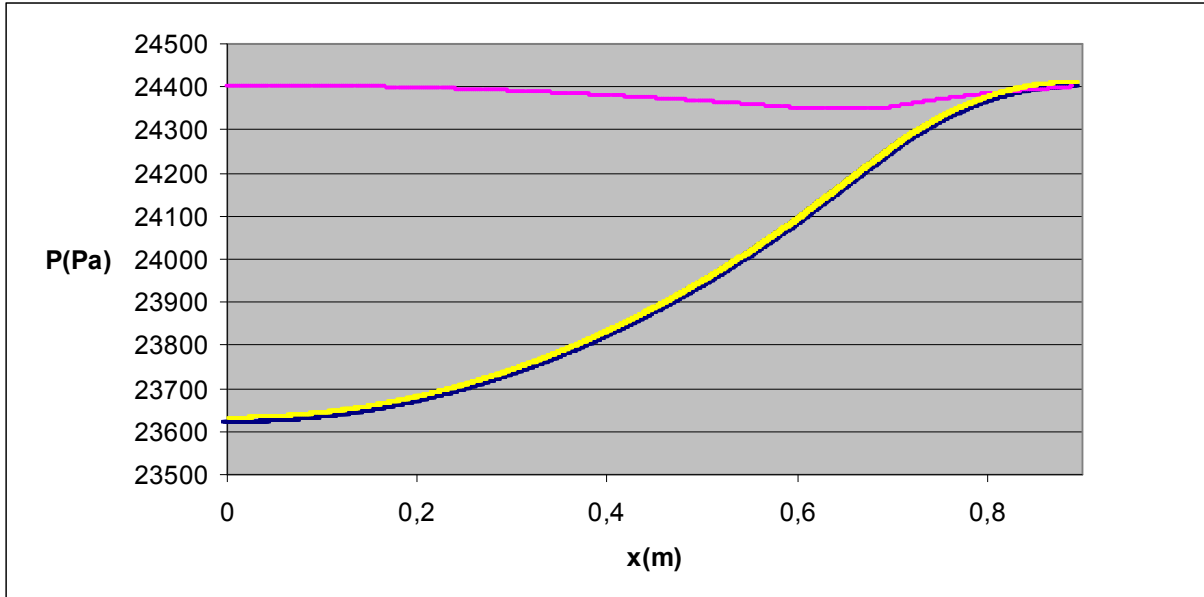
Jul 13, 2008
FLUENT 6.1 (axi, dp, segregated, lam)

Şekil 4.4 Rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi

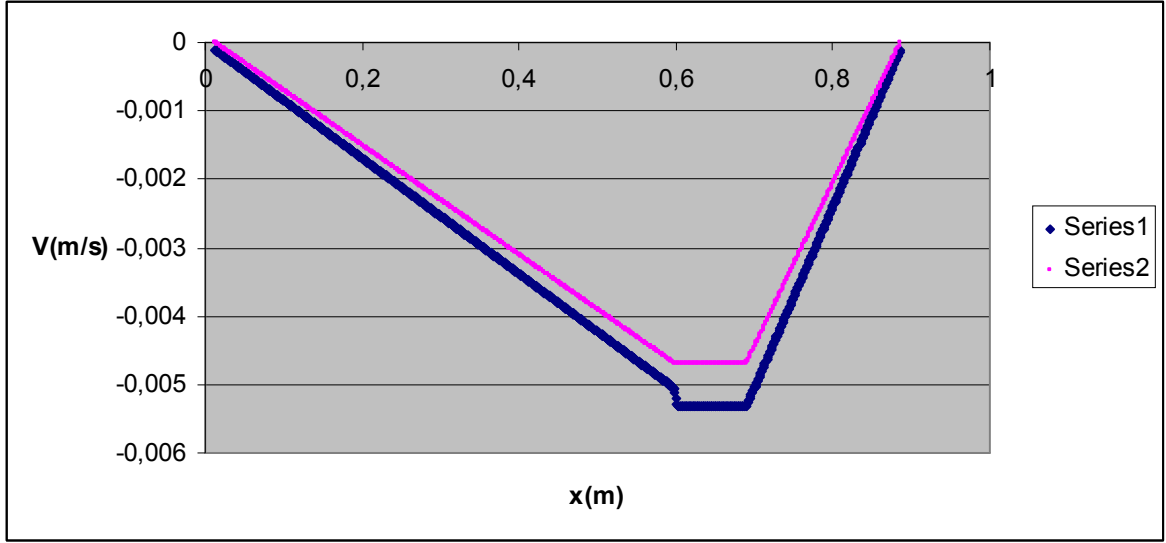
Şekil 4.5'de, sıvı mutlak basınçlarının sıvı fitil boyunca değişimi görülmektedir. Grafikte mor renkli eğri buhar bölgesindeki basınç değişimini, sarı renkli eğri sıvı bölgesindeki basınç değişimini ve lacivert eğri Vafai'nin elde ettiği sıvı bölgesindeki basınç değişimini temsil etmektedir. Yapılan çözümün sonuçları literatürdeki çalışmanın sonuçlarıyla uyum içerisindedir. Görüldüğü gibi sıvı bölgesindeki basınç kaybı buhar bölgesine oranla çok daha etkindir ve ısı borusu boyunca oluşan basınç değişimini domine etmektedir. Buhar bölgesinde basınç

$x=0,6$ 'ya kadar düşmüş, $0,6 < x < 0,69$ aralığında yaklaşık sabit kalmış $x=0,69$ 'dan sonra artmaya başlamıştır. Bu durum, buhar basıncının bu değişimin büyük oranda atalet etkileri tarafından belirlendiğini, buharlaşma dolayısıyla buhar kanalına doğru gerçekleşen kütle transferinin hızlanma nedeniyle basıncı düşürdüğünü, yoğuşmanın da basıncı yükselttiğini göstermektedir. Sıvı bölgesinde hızdaki değişimlerin basınca etkisi, buhar bölgesindeki gibi farkedilir değildir. Bunun sebebi, sıvı hızlarının düşük olması ve sıvı bölgesindeki basınç değişiminin atalet etkilerinden çok gözenekli ortamdaki sürtünme kayıplarından kaynaklanmasıdır. Isı borusu boyunca oluşan net basınç düşümü 780 Pa'dır.

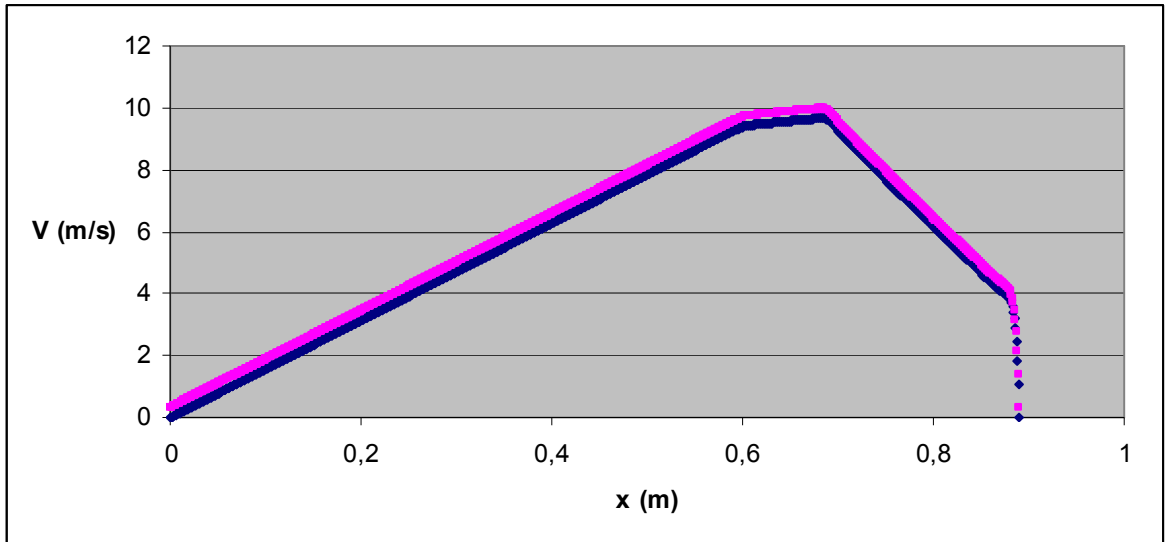
Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de yoğunluk farkı nedeniyle buhar hızlarının sıvı hızlarından çok daha yüksek olduğu görülmektedir. Yüksek ısı transferi ve düşük buhar basıncı durumlarında, buhar hızlarının ses hızına yaklaştığı ve sıkıştırılabilirlik etkilerinin önem kazandığı unutulmamalıdır. Mevcut çalışmada maksimum buhar hızları $Q=455$ W için 10 m/s mertebesindeki ki bu değer, sözkonusu şartlardaki ses hızından oldukça düşüktür.



Şekil 4.5 Sıvı ve buhar basıncının mevcut çalışma ve Vafai'ye göre değişimi.



Şekil 4.6 Sıvı hızlarının mevcut çalışma ve Vafai'ye göre değişimi.



Şekil 4.7 Buhar hızlarının mevcut çalışma ve Vafai'ye göre değişimi.

4.1.7 Isı Borusunun Kapiler Limitinin Bulunması

Çalışma akışkanının akışı sıvı ve buhar bölgelerinde sürtünme nedeniyle belli bir basınç kaybı yaratmaktadır. Isı borusunun ısı yükü arttıkça debinin artmasından dolayı bu kayıp da artmaktadır. Basınç kaybının maksimum değeri fitilde oluşabilecek maksimum kapiler basınç kadardır. Basınç kaybının maksimum değerine karşılık gelen ısı transferi değeri ise ısı borusunun sözkonusu şartlarda iletebileceği maksimum ısı enerjisi değeridir ve ısı borusunun kapiler limitidir. Maksimum kapiler basınç değeri, Denklem 1.8'den

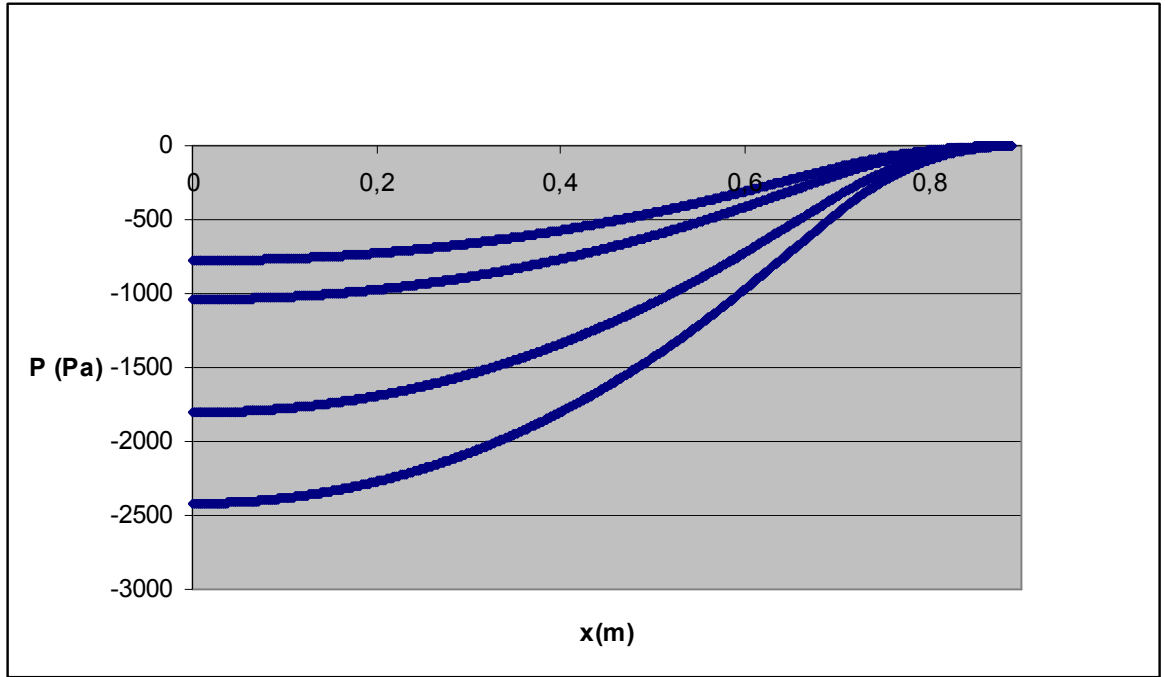
$$(\Delta P_{cap})_{max} = 2437 \text{ Pa}$$

olarak hesaplanır.

455 W ısı yükünde ısı borusunda toplam basınç düşümü 780 Pa bulunmuştu. Bu değer ısı borusunda oluşabilecek maksimum kapilar basınçtan (2437Pa) az olduğundan (yaklaşık 3’de biri) ısı borusunun sözkonusu şartlarda maksimum ısı transfer kapasitesi (kapiler ısı transfer limiti), 455 W değerinden fazla olmalıdır. Isı borusunun kapiler limitini bulmak için için ilk çözüm adımına dönülmüş, ısı yükünü bir kademe yükselterek yeni bir toplam basınç kaybı değeri bulunmuştur (Basınç düşümünün ortalama hızın karesiyle, ortalama hızın da ısı akısıyla orantılı olduğu düşünüldüğünde deneme değeri ilk değer yaklaşık $\sqrt{3}$ katı olmalıdır). Bu işlem, toplam basınç kaybı değeri maksimum kapiler basınç değerine eşit olana kadar sürdürülmüştür. Şekil 4.8’de ve Tablo 4.3’de denemeler sonucunda evaporatör ısı yüklerine karşılık gelen toplam basınç kayıpları ve diğer parametreler görülmektedir. Isı yükü artırıldıkça arayüzey hızları artmış, bu da toplam basınç kaybını artırmıştır. Basınç düşümünün maksimum kapilar basınç değeri olan 2437 değerine eşitlendiği 1300 W değeri ısı borusunun kapiler ısı transfer limiti olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.3 Farklı ısı akılarında arayüz hızlarının, arayüz sıcaklığının, toplam basınç kaybının ve taşınım şartlarının değişimi.

Q (W)	Evaporatör		Kondenser					Soğutma Suyu		
	V_{b_e} (m/s)	V_{s_e} (m/s)	V_{b_c} (m/s)	V_{s_c} (m/s)	Arayüz Sıc. (°C)	ΔP (Pa)	q_e (W/m ²)	T_{ss_out} (°C)	ΔT (°C)	T_{mean} (°C)
455	-3,86E-02	-6,31E-06	1,16E-01	1,89E-05	337	780	12638	304,1	9,6	299,3
600	-5,09E-02	-8,32E-06	1,53E-01	2,49E-05	350	1040	16665	307,2	12,7	300,8
1000	-8,48E-02	-1,39E-05	2,55E-01	4,15E-05	385	1800	27776	315,7	21,2	305,1
1300	-1,10E-01	-1,80E-05	3,31E-01	5,40E-05	410	2440	36109	322,0	27,5	308,3



Şekil 4.8 Çeşitli ısı yükü değerlerindeki basınçın sıvı bölgesi eksenini boyunca değişimi. Eğriler, yukarıdan aşağıya doğru $Q=455$ W, 600 W, 1000 W, 1300 W'lık ısı yüklerini temsil etmektedir.

Bu çalışmada dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta da ısı akısı değeri değiştiğinde arayüz sıcaklığının ve dolayısıyla çalışma akışkanının fiziksel özelliklerinin de değişmesidir. Daha doğru bir sonuç için, ısı akısını her değiştirmede enerji denklemlerini baştan çözmek, akış denklemlerini de akışkanın bulunan arayüz sıcaklığındaki özelliklerini kullanarak çözmek gerekmektedir.

4.1.8 Isı Borusunun Aynı Ölçülerdeki Katı Bir Silindire Karşılaştırılması

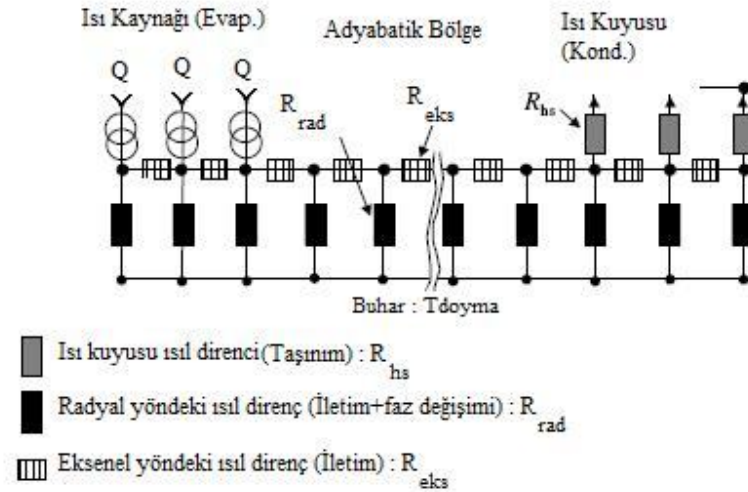
Isı borusun kapiler limiti olan $Q=1300$ W için bulunan duvar sıcaklıkları, ısı borusu geometrisine sahip katı bakır silindire sınır koşulları olarak atanmış, böylece ısı borusuyla aynı sıcaklık aralığında çalışan bakır bir silindirin ısı transfer performansı incelenmiştir. Bakır silindirin bu sıcaklıklar arasında transfer ettiği ısı miktarı 32W olarak bulunmuştur. Bu değer ısı borusunun benzer şartlarda transfer ettiği ısı değerinin yaklaşık 40'da biridir. Başka bir deneme de bakır silindire, ısı borusunun evaporatör kısmına denk gelen alanından 1300W ısı verip, bu ısıyı ısı borusunun kondenser kısmına denk gelen alanından ısı borusundakiyle aynı şartlarda konveksiyonla çekerek yapılmıştır. Bu çözümde de ısı giriş bölgesinde silindir sıcaklığının bakırın ergime sıcaklığının çok üstüne çıktığı tespit edilmiştir. Başka bir değişle çözümdeki ısı borusuyla aynı ölçülerde bir bakır silindirin, ısı borusunun transfer edebileceği ısıyı sözkonusu şartlarda transfer etmesi mümkün değildir.

4.1.9 Arayüzey Hızlarının Sabit Kabul Edilmesinin Çözümüne Etkisinin İncelenmesi

Arayüzeydeki faz değiştirme hızlarının, evaporatörden transfer olan ısının tümünün faz değişimine katılıyormuşçasına hesaplanması ve arayüzey boyunca sabit kabul edilmesinin yol açabileceği iki temel hata vardır. Birincisi, gerçekte evaporatörden ısı borusuna giren ısı

enerjisinin tümünün faz değişimine sebep olmayıp, bir kısmının aksenel yönde by-pass olmasıyla, ikincisi ise arayüzeydeki hızların arayüzey boyunca değişken olmasıyla ilgilidir.

Şekil.4.9’da tipik bir ısı borusundaki ısı dirençler görülmektedir. Isı transferi evaporatörden kondensere doğru olmakta, ısının bir kısmı faz değişimiyle taşınırken bir kısmı da katı ve sıvı bölgeler boyunca faz değişimine katılmadan by-pass olmaktadır. Faz değişimine katılmayan bu ısı miktarı ısı borusunda şekildeki ısı dirençlerin göreceli büyüklüklerine bağlıdır.



Şekil 4.9 Bir ısı borusunda ısı dirençler

R_{eks} değeri, R_{rad} değerine oranla ne kadar küçükse faz değişimine katılmayan enerji miktarı da o kadar büyük olacaktır. Katı ve sıvı bölgelerdeki bu aksenel ısı transferi, hem dış kabuk boyunca evaporatörde ve kondenserde oluşan sabit sıcaklık dağılımından sapmaya, hem de bu bölge sıcaklıklarıyla adyabatik bölge sıcaklıkları arasında daha yumuşak bir geçişe neden olacaktır. Arayüzeydeki buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri sınırları, dış kabuktaki evaporatör ve kondenser bölgelerinin hizasından adyabatik bölgeye doğru kayarak genişleyecektir. Bu durum, arayüzeydeki radyal hızların, buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri boyunca sabit karakterden uzaklaşmasına sebep olacaktır. Dolayısıyla arayüzeydeki buharlaşma ve yoğuşma hızlarının (radyal hızların) sabit alınmasının çözüme olumsuz etkisi, ancak düşük radyal direnç ve adyabatik bölge uzunluğunun kısa olması durumlarında ihmal edilebilir. Katı ve sıvı bölge kalınlığı arttıkça ve sıvı iletkenliği düştükçe ısının radyal(düzlemsel ısı boruları için dikey) yönde transfer olan kısmının aksenel yönde transfer olan kısmına oranı azalacağından, arayüzeyde radyal hızlar eksen boyunca değişme eğiliminde olacaktır. Adyabatik bölgenin göreceli kısa olması durumunda bu etkiler önemsizken adyabatik bölge uzadıkça sabit hız kabulünün yaratacağı hata oranı da artacaktır. Arayüzeyde sabit radyal hız kabulünün alternatififi, transfer olan ısının ancak arayüzeyde faz değişimine sebep olan kısmı kadarını radyal hız hesabına katmaktır. Bunun için arayüzeyde her noktada

$$k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} = m h_{fg}$$

eşitliği kabul edilerek ve buradan m bulunup, aşağıdaki eşitlikle arayüzey hızları tanımlanabilir.

$$v_i = \frac{\dot{m}}{\rho_i}$$

Bundan sonraki çözümlerde arayüzey hız tanımlamalarında (arayüzeydeki hız sınır koşulunu tanımlarken) bu yöntem kullanılacaktır.

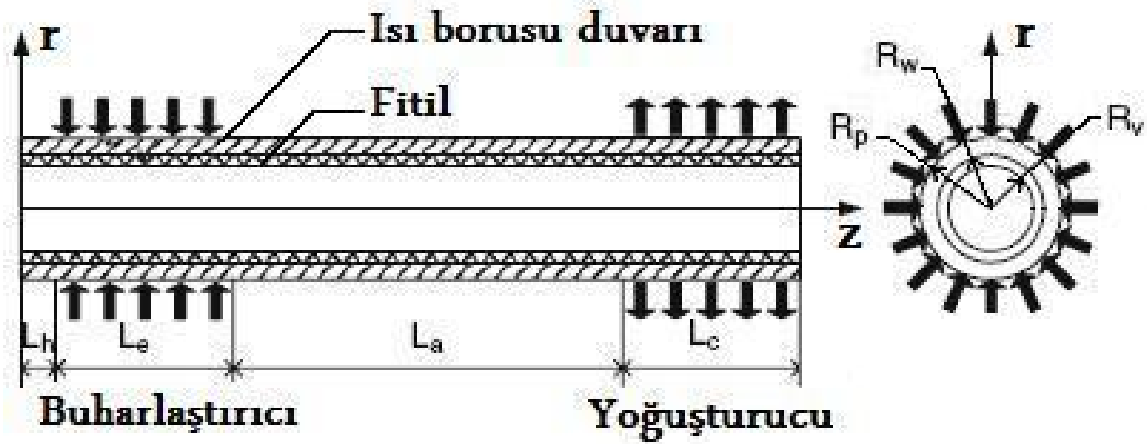
4.2 Problem 2 : Eksenel Simetrik Bir Isı Borusunda Sıcaklık ve Akış Alanı

Bu çalışmada iki boyutlu bir model ile ısı borusunun daimi performansı incelenmiştir. Isı borusu içerisindeki akış sıkıştırılmaz kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda tüm ısı borusu bölgelerindeki sıcaklık ve basınç dağılımı ve hız profilleri incelenmiştir. Öncelikle sonuçlar literatürde yapılan benzer bir çalışma ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısı borusu çözümüyle bulunan duvar sıcaklıkları, aynı malzemedan yapılmış bir katı blok yüzeyinde aynı şartlarda oluşan sıcaklık dağılımıyla karşılaştırılmıştır. Isı borusunun kapiler ısı transfer limiti bulunmuştur.

Şekil 4.10'da, yapılan çalışmada incelenen ısı borusunun şematik gösterimi görülmektedir. Isı borusunun katı malzemesi bakırdır. Model eksenel simetrik olup simetri eksenini x eksenidir. Bakır tabakanın altında geçirgenlik (permeability) ve gözeneklilik (porosity) değerleri belli olan fitil tabakası bulunmaktadır. Bu tabakanın da içinde boru eksenini doğrultusunda bir kanal şeklinde

uzanan buhar bölgesi yer almaktadır. Isı borusu evaporatör bölgesinden ısı almakta, kondenser bölgesinden ısı vermektedir. Evaporatörden alınan ısı kondüksiyonla bakır kabuk bölgesi boyunca iletilerek fitil bölgesine ulaşmakta, burada fitildeki suyun sıvı-buhar arayüzeyi boyunca buharlaşmasını sağlamaktadır. Kondenser bölgesinde de benzer şekilde yoğuşma vardır. Bu kütle transferi boru eksenı boyunca buhar kanalında evaporatörden kondensere doğru buhar akışı, fitil bölgesinde de buharın ters yönünde sıvı akışı yaratmakta, böylece çalışma akışkanının kapalı devre çevrimi sağlanmaktadır. Yapılan çalışmada şu kabuller yapılmıştır:

Proses daimi (steady state) olarak incelenmiştir. Sıkıştırılabilirlik etkileri göz ardı edilmiştir. Yerçekimi kuvvetleri ve radyasyonla ısı transferi yok sayılmıştır. Buhar ve sıvı kanalında akış laminardır.



Şekil 4.10 Koordinat takımı ve ısı borusunun şematik gösterimi

4.2.1 Yönetici Denklemler

Bu şartlar altında yönetici denklemler aşağıdaki gibi olmaktadır:

Sıvı bölgesinde,

Süreklilik denklemi :

$$\nabla \mathbf{u} = 0 \quad (4.19)$$

Momentum denklemi :

$$\nabla p = -\frac{\mu}{k} \mathbf{u} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 \mathbf{u} - \frac{C_f \rho}{K^{1/2}} |\mathbf{u}| \mathbf{u} = 0 \quad (4.20)$$

Buradaki C_f sürüklenme katsayısı olup şöyle ifade edilmektedir :

$$C_f = \frac{1,75}{\sqrt{150\varphi^3}} \quad (4.21)$$

Enerji denklemi :

$$\rho c_p \nabla(\mathbf{u}T) = k_{eff} \nabla^2 T \quad (4.22)$$

Burada k_{eff} , fitil bölgesinin efektif iletim katsayısıdır ve

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \phi)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) - (1 - \phi)(k_l - k_w)} \quad (4.23)$$

değerindedir.

Buhar Bölgesinde,

Süreklilik denklemi :

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.24)$$

Momentum denklemi,

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (4.25)$$

förmündedir. Buhar bölgesinde sabit sıcaklık kabul edildiğinden enerji denklemi çözülmeyecektir.

Kabuk bölgesinde akış olmadığından sadece enerji denklemi çözülecektir. Isı transferi sadece iletimle olduğu için enerji denklemi

$$\nabla^2 T = 0 \quad (4.26)$$

şekline indirgenir.

Çizelge 4.4 Problemdaki parametreler

	Sembol	Değer	Birim
geometri	L	220	mm
	L_h	5	mm
	L_e	50,8	mm
	L_a	113,4	mm
	L_c	50,8	mm
	R_v	1,92	mm
	R_w	2,375	mm
	R_p	3,175	mm

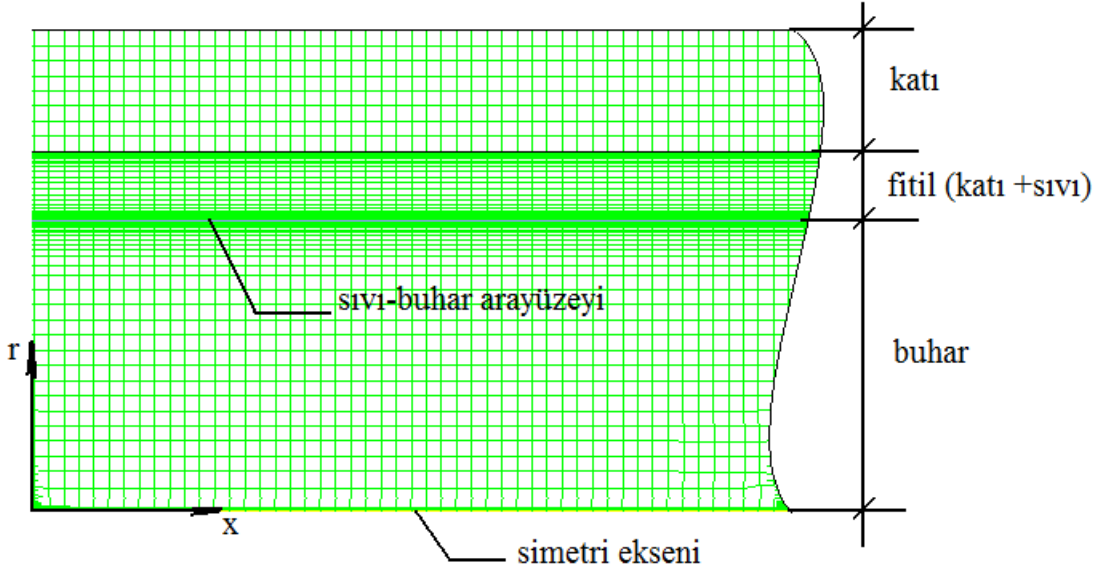
Fiziksel Özellikler	h_{fg}	2354	kJ / kg
	ρ_b	0,14	kg / m^3
	μ_b	1,05E-05	Ns / m^2
	k_b	0,022	W / mK
	ρ_s	982	kg / m^3
	μ_s	0,000453	Ns / m^2
	k_s	0,656	W / mK
	σ	0.0662	N / m
	k_k	400	W / mK
	c_{p_k}	381	J / kgK
	k_{eff}	1,42	W / mK
	C_f	0,2857	-
	K (permeability)	1,93E-10	m^2
	$D = 1 / K$	5,18E+09	$1 / m^2$
	Gözenekli Ortam Katsayıları	$C_2 = 2 * C_f / \sqrt{K}$	41137
φ (porosity)		0,63	-
r_p (ef.pore rad.)		0,2	mm
$Q_e = Q_c$ (ısı yükü)		36	W
q_e		35523	W / m^2
q_c (ısı akısı)		-35523	W / m^2

Seçilen çalışma akışkanı sudur. Dış cidar ve tül perde (veya ağ) formundaki fitilin malzemesi bakırdır. Malzemelerin özellikleri Tablo 4.1’de verilmiştir. Referans sıcaklığı, sıvı-buhar arayüz sıcaklığı olup $60^\circ C$ ’dir.

4.2.2 Ağ Oluşturma

FLUENT’de çözüm alanı ikiye bölünmüştür. Birinci bölge kabuk ve fitil bölgelerini içerir. İkinci bölge buhar bölgesidir. Bu iki bölge sıvı-buhar arayüzeyi ile birbirinden ayrılmaktadır. Aslında problemde birinci bölgeye ve ikinci bölgeye ait olan iki farklı arayüzey olup, akış denklemleri çözülürken bu iki arayüzey birbirine, kütle korunumunu sağlayan sınır koşulları ile bağlanacaktır. Buna göre sıvı bölgesi arayüzeyinde hesaplanan kütle transfer miktarı, bir UDF vasıtasıyla buhar bölgesi arayüzeyine aktarılacak, böylece arayüzeyin her noktasında sıvı bölgesinden çıkan kütle miktarı, buhar bölgesine giren kütle miktarına eşitlenecektir.

Sıvı-buhar arayüzeyinin her iki tarafında ve katı-sıvı arayüzeyinde, radyal yönde sıklaşan mesh yapısı kullanılmıştır(Şekil 4.11). Çözüm alanında tümü dikdörtgen toplam 336675 adet hücre bulunmaktadır.



Şekil 4.11 Ağ yapısı

4.2.3 Sınır koşulları

Seçilen modelde ısı borusuna evaporatör bölgesinden ısı verilmiş, kondenser bölgesinden ise aynı değerde ısı çekilmiştir. Isı borusu kapalı bir sistem olduğu için, daimi durumda giren ısının çıkan ısıya eşit olması gerekmektedir. Evaporatör ve kondenser sınırlarından transfer olan ısının bir kısmı, aksenal doğrultuda iletim ve taşınım ile transfer olacak, bir kısmı da (daha büyük bir kısmı) sıvı-buhar arayüzeyinde faz değişiminin gerçekleşmesini sağlayacaktır. Bu faz değişimini FLUENT’de modelleyebilmek için, şöyle bir yaklaşım kullanılmıştır:

Fourier iletim kanununa göre birim alandan belli bir yönde sıcaklık gradyanından dolayı iletimle transfer olan ısı miktarı, o yöndeki sıcaklık gradyanının ısı iletim katsayısıyla çarpımına eşittir.

$$q = k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (4.27)$$

Isı borusunun katı olarak tanımlanan dış kabuğunda ve ortadaki fitil bölgesinde bu formül bize herhangi bir yönde gerçekleşen ısı transfer miktarını verir. Örneğin herhangi bir noktada, r yönündeki ısı akısı, o noktadaki $k(\partial T / \partial y)$ değerine eşittir. “k” değeri kabuk bölgesinde katı malzemenin ısı iletim katsayısıdır. Fitil bölgesinde ise, efektif iletim katsayısı (k_{eff}) kullanılmalıdır. k_{eff} değeri hesaplanacak ve FLUENT’de materials panelinde fitil bölgesine atanacaktır. Radyal yöndeki ısı akısı, yani $k(\partial T / \partial y)$ değeri, ısı borusunda sıvı-buhar arayüzeyine yaklaştıkça yavaş yavaş azalır. Çünkü hem x yönünde (ısı borusu eksenini boyunca) hem de r yönünde (radyal yönde) ısı transferi gerçekleşmektedir ve merkeze doğru yaklaştıkça radyal yönde transfer olan ısı miktarı, x yönünde transfer olan ısı miktarı kadar azalmaktadır. Sıvı-Buhar arayüzeyinden buhar bölgesine geçildiğinde ise, $\partial T / \partial y$ değerinde ani bir düşüş gözlenir. Çünkü buhar bölgesindeki doymuş buharın sıcaklığı, r eksenini boyunca –neredeyse- sabit

olan buhar basıncına bağlıdır. Sıvı-buhar arayüzeyinin sıvı komşuluğunda, radyal doğrultuda transfer olan ısı miktarı, arayüzün buhar komşuluğundakine eşit olduğuna göre burada iletim haricinde başka bir ısı tranfer mekanizması vardır. Bu mekanizma faz değişiminden kaynaklanan gizli ısı transferidir ve miktarı,

$$k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} \quad (4.28)$$

değerine eşittir. Yani,

$$k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} = \dot{m} h_{fg} \quad (4.29)$$

olacaktır.

$\dot{m} = v_i \rho$ olduğuna göre,

$$v_i = \frac{\left[k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} \right]}{\rho_i h_{fg}} \quad (4.30)$$

olacaktır. Burada $\frac{\partial T_v}{\partial n}$ ihmal edilebilir mertebede olduğundan bu eşitlik,

$$v_i = - \frac{k_{eff}}{\rho_i h_{fg}} \frac{\partial T_w}{\partial n} \quad (4.31)$$

halini alacaktır.

Arayüzeyde sıcaklık gradyeninin pozitif değeri, bu bölgede buharlaşma olduğunu yani arayüzeyde radyal hızların negatif olduğunu gösterir. Böylece eşitlik, arayüzeyin buhar tarafı için radyal hız profili sınır koşulunu belirtmek üzere,

$$v_b = - \frac{k_{eff}}{\rho_b h_{fg}} \frac{\partial T_w}{\partial n} \quad (4.32)$$

ve sıvı tarafı için radyal hız profili sınır koşulunu belirtmek üzere,

$$v_s = - \frac{k_{eff}}{\rho_s h_{fg}} \frac{\partial T_w}{\partial n} \quad (4.33)$$

formunu alacaktır.

Dikkat edilirse sıvı yoğunluğunun(ρ_s) buhar yoğunluğundan(ρ_b) çok daha fazla olması nedeniyle v_s değeri, v_b değerinden çok daha küçük mertebelerde olacaktır.

Isı borusunun dış yüzeyinde ısı akısı (heat flux) koşulu verilecektir. Isı akısı evaporatör bölgesinde artı işaretli, kondenser bölgesinde eksi işaretli, adyabatik bölümde ise sıfır değerinde olacaktır. Duvarda ısı transferi sadece iletimle olacaktır.

Böylece tüm sınır koşulları şu şekilde ifade edilebilir :

Evaporatör bölgesinde :

$$r = R_p, \quad L_h + \leq x \leq L_h + L_e \text{ için } k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} = q_e \quad (4.34)$$

Adyabatik bölgede :

$$r = R_p, \quad L_h + L_e \leq x \leq L_h + L_e + L_a \text{ için } \frac{\partial T_p}{\partial n} = 0 \quad (4.35)$$

Kondenser bölgesinde :

$$r = R_p, \quad L_h + L_e + L_a \leq x \leq L \text{ için } k_p \frac{\partial T_p}{\partial n} = q_e \frac{A_e}{A_c} \quad (4.36)$$

Burada A_e evaporatör yüzey alanı, A_c ise kondenser yüzey alanını göstermektedir. (4.36) eşitliği, daimi rejimde kondenserden transfer olan ısının, evaporatörden transfer olan ısıya eşit olması gerektiğinin bir ifadesidir.

Katı-sıvı arayüzeyinde,

$$r = R_w, \quad \text{ için } k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} = 0 \quad (4.37)$$

$$u_i = v_i = 0 \quad (4.38)$$

Sıvı-buhar bölgeleri arayüzeyinde:

$$r = R_v, \quad \text{ için } k_v \frac{\partial T_v}{\partial n} - k_{eff} \frac{\partial T_w}{\partial n} = m h_{fg} \quad (4.39)$$

$$u_i = 0 \quad (4.40)$$

$$v_i = \frac{m}{\rho_i} \quad (4.41)$$

Sıvı-buhar arayüzeyinde sıvı ve buhar sıcaklıkları eşit kabul edilmiştir :

$$T_{\text{int}} = T_v = T_l \quad (4.42)$$

Yan duvarlar adyabatik kabul edilmiştir :

$$x = 0 \text{ ve } x = L \text{ için } \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (4.43)$$

Sıvı ve buhar bölgesi yan duvarlarında sıfır hız kabul edilmiştir :

$$R_v \leq r \leq R_w, \quad x = 0 \text{ ve } x = L \text{ için } u_l = v_l = 0 \quad (4.44)$$

$$0 \leq r \leq R_v, \quad x = 0 \text{ ve } x = L \text{ için } u_v = v_v = 0 \quad (4.45)$$

4.2.4 Sınır Koşullarını Tanımlamak için Yazılan UDF'ler

Sınır koşullarını tanımlamak için yazılan UDF 3 parçadan oluşmaktadır.

- 1-Arayüzdeki radyal sıvı hızlarını tanımlayan UDF,
- 2-Arayüzdeki radyal buhar hızlarını tanımlayan UDF,
- 3-Dış kabuktaki ısı akısını tanımlayan UDF.

4.2.4.1 Arayüzdeki radyal sıvı hızlarını tanımlayan UDF

```
#include "UDF.h
DEFINE_PROFILE(dt_dr_hiz_sivi,t,i)
{
    real hfg=2257000;
    real dtdr;
    real mass;
    real keff=1.42;
    real ro_s;
    real V_sivi;
    cell_t c,c0;
    face_t f;
    Thread *t0 = t->t0;

    if (!Data_Valid_P()) return;

    begin_f_loop (f,t)
    {
        c0=F_C0(f,t);
        dtdr = C_T_G(c0,t0)[1];
        mass=-keff*dtdr/hfg;
        ro_s=C_R(c0,t0);
        V_sivi=mass/ro_s;
        F_PROFILE(f,t,i) = V_sivi;
    }
    end_f_loop(f,t)
}
```

Bu UDF'de sıvı-buhar arayüzeyinin sıvı tarafında yoğunlaşma ve buharlaşma hızlarını belirleyen bir hız sınır koşulu tanımlanmıştır. Önce UDF'deki formüllerde kullanılacak olan değişkenler tanımlanmış yani bu değişkenler için bellekte yer ayrılmıştır. Bu değişkenler şunlardır:

real tipinde hfg	: buharlaşma gizli ısısı [kJ/kg]
real tipinde dtdr	: radyal yöndeki sıcaklık gradyanı [K/m]
real tipinde mass	: faz değişimi kütle transfer miktarı [kg/m ² s]
real tipinde keff	: efektif iletim katsayısı [kJ/mK]
real tipinde ro_s	: sıvının özkütlesi [kg/m ³]
real tipinde V_sivi	: sıvının faz değişim hızı [m/s]
cell thread tipinde c ve c0	: döngüye katılan cell thread'leri
face thread tipinde f	: döngüye katılan face thread'leri

Değişkenlerin tanımlanmasından sonra begin_f_loop komutu ile sırasıyla sınırdaki tüm face'lerde küme parantezleri arasında kalan işlem yapılır. Sıcaklık gradyanı face'ler için değil cell'ler için tanımlanmış değişkendir. Döngü face'ler üzerinden yapıldığı için bu değeri ancak face'lerin komşuluğundaki cell'lerden çekebiliriz. Bu işlem için,

```
c0=F_C0(f,t);
```

tanımlaması yapılmıştır. Bu satır, bir face thread olan f değişkenini, bir cell thread olan c0 değişkenine dönüştürmektedir. Döngü, f değişkeni, yani yüzeyler üzerinden yapılacak, fakat sıcaklık gradyanı, C_T_G(c,t) operatörü ile, her iterasyonda iterasyona giren yüzeyin komşusu olan c0 değişkeniyle hücre üzerinden çekilecektir. Çekilen bu değer aşağıdaki şekilde dtdr isimli değişkene atanacaktır.

```
dtdr = C_T_G(c0,t0)[1]
```

Bu satırda, c0 ile tanımlanan hücredeki dT/dr değeri, dtdr değişkenine atanır. Burada, köşeli parantez içindeki 1 rakamı, r (kartezyen koordinatlarda y) eksenini belirtmektedir. (Çözücüden dT/dx değerini çekmek için köşeli parantez içine 0 yazmamız gerekirdi.)

Bir sonraki satırda faz değiştiren kütle miktarı hesaplanarak "mass" değişkenine atanır. Faz değiştiren kütle miktarı, fitildeki efektif iletim katsayısı ve sıcaklık gradyanının çarpımının buharlaşma gizli ısısına bölümüne eşittir. "mass" değişkeni daha sonra "ro_s" değişkenine, yani sıvı yoğunluğuna bölünerek, r yönündeki hız bulunmuş olur. Bu değer, V_sivi değişkenine atanmıştır. V_sivi değişkeni ise döngü sonunda F_PROFILE fonksiyonunun o döngü adımıdaki çıkış değeri olarak belirtilmiştir. Sınırdaki tüm yüzeyler boyunca devam eden döngü sonunda arayüzdeki faz değiştirme hızları, radyal yöndeki sıcaklık gradyanına, veya arayüzeyde sıvıdan buhara geçen ısı miktarına bağlı olarak bulunmuş olur. Döngü,

```
end_f_loop(f,t)
```

satırı ile sonlandırılır.

4.2.4.2 Arayüzdeki Radyal Buhar Hızlarını Tanımlayan UDF

Arayüzdeki radyal buhar hızlarını tanımlamak için benzer bir UDF kullanılır. Faz değiştiren kütle miktarları, arayüzün her iki tarafında da aynı olacak, fakat buhar hızları bulunurken mass değişkeni sıvı yoğunluğuna değil, buhar yoğunluğuna bölünecektir.

```
DEFINE_PROFILE(dt_dr_hiz_buhar,t_b_mass,i)
{
    real hfg=2257000;
    real dtdr;
```

```

real mass;
real keff=1.42;
cell_t c,c0_s,c0_b;
face_t f;
int id_s_mass=12;
Domain *domain=Get_Domain(1);
Thread *t_s_mass=Lookup_Thread(domain,id_s_mass);
Thread *t0_s = t_s_mass->t0;
Thread *t0_b = t_b_mass->t0;
real ro_b;
real V_buhar;

if (!Data_Valid_P()) return;

begin_f_loop (f,t_b_mass)
{
    c0_s=F_C0(f,t_s_mass);
    c0_b=F_C0(f,t_b_mass);
    dtdr = C_T_G(c0_s,t0_s)[1];
    mass=-keff*dtdr/hfg;
    ro_b=C_R(c0_b,t0_b);
    V_buhar=mass/ro_b;
    F_PROFILE(f,t_b_mass,i) = V_buhar;
}
end_f_loop(f,t_b_mass)
}

```

Görüldüğü gibi buhar arayüzey hızlarını tanımlayan UDF, sıvı arayüzey hızlarını tanımlayan UDF'e benzemektedir. Buradaki en önemli fark, hızları hesaplamak için kullanılan radyal yöndeki sıcaklık gradyanının, döngüye giren buhar arayüzeyinin hücrelerden değil, sıvı arayüzeyinin hücrelerinden çekilmesidir. Bunun için, $C_T_G(c0_s,t0_s)[1]$ fonksiyonunda, sıcaklık gradyanının çekileceği bölgeyi tanımlayan $c0_s$ ve $t0_s$ işaretleyicilerine, Thread $*t0_s = t_s_mass->t0$ ve Thread $*t0_b = t_b_mass->t0$ ifadeleriyle, sıvı bölgesinin işaretçileri atanmıştır.

4.2.4.3 Dış Kabuktaki Isı Akısını Tanımlayan UDF

Ele alınan modelde evaporatör bölgesi 5 mm ile 55,8 mm arasında, kondenser bölgesi ise 169,2 mm'den 220 mm'ye kadardır. Isı akısı evaporatör bölgesinde pozitif değerde, kondenser bölgesinde de negatif değerdedir. Dış kabuktaki ısı akısını tanımlayan UDF ve tanımlanan değişkenler aşağıdaki gibidir.

```

DEFINE_PROFILE(heat_flux,t,i)
{
real x[ND_ND]; /* pozisyon vektörü */
real xx;
face_t f;
begin_f_loop(f,t) /* döngü başlangıcı */
{
F_CENTROID(x,f,t); /* Döngüye giren face merkezi koordinatları, x değişkenine atanıyor.*/
xx = x[0]; /* pozisyon vektörünün x bileşeni xx'e atanıyor. */

if (xx>0.1692) /* yoğuşturucu */
F_PROFILE(f,t,i) = -35523 ;s
else if (xx>0.005 && xx<0.0558) /* adyabatik */
F_PROFILE(f,t,i) =35523;
else /* buharlaştırıcı */
F_PROFILE(f,t,i) = 0 ;
}
end_f_loop(f,t) /* döngü sonu */

```

}

real tipinde xpozisyon vektörü [m]
 real tipinde xx.....pozisyon vektörünün x bileşeni [m]
 face thread tipinde f.....döngüye katılan face thread'leri

UDF'de döngü boyunca döngüye katılan face'lerin x yönündeki koordinatı alınmış, bu değer in adyabatik, kondenser ve evaporatör bölgelerinin hangisinde olduğu tespit edilerek, gerekli ısı akısı değeri atanmıştır. Isı akısı değerleri ısı yükünün alana oranı olup, evaporatörde 35523 W/m^2 , kondenserde -35523 W/m^2 , adyabatik bölgede ise 0'dır.

4.2.5 Sayısal Çözüm Prosedürü

*Sıcaklık alanının bulunması

- 1) FLUENT programı, 2ddp seçilerek başlatılır.
- 2) Mesh dosyası çağrılır.
- 3) Grid kontrol edilir.
- 4) Scale komutuyla mevcut ölçüler mm olarak ölçeklendirilir.
- 5) Çözücü olarak segregated ve axisymmetric çözücü seçilir.
- 6) Models sekmesinden energy equation aktif hale getirilir.
- 7) Materials bölümünden bakır, sıvı su ve su buharı kopyalanarak BC panelinde seçilmeye hazır hale getirilir.
- 8) Herbir malzemenin özellikleri referans sıcaklığındaki (60 C) değerleriyle değiştirilir. Sıvı suyun ısı iletim katsayısı fitil bölgesinin efektif iletim katsayısı (1,4) ile değiştirilir.
- 9) BC penceresinde fitil bölgesine sıvı su, buhar bölgesine su buharı, katı bölgesine de bakır malzemeleri atanır.
- 10) BC penceresinde b_mass ve s_mass ile tanımlanmış olan sıvı-buhar arayüzünün iki tarafı için "wall" sınır koşulu seçilerek "temperature" sekmesinden sıcaklık 60 C'ye ayarlanır.
- 11) BC penceresinde, dış kabuk sınırındaki ısı transferini belirlemek için "wall" sınır koşulundaki "thermal" sekmesinde heat flux değeri için "udf heat_flux" UDF'i seçilir.
- 12) "Solution controls" penceresi açılarak sadece enerji denklemini aktifleştirilir. Ayırıklaştırma(discretization) sekmesinden basınç için "standart", basınç-hız eşleştirmesi için "simple", momentum ve enerji için "second order upwind" seçilir.
- 13) Yakınsama kriteri olarak 0 değeri girilir. Böylece iterasyonlar manuel olarak kesilene kadar devam edecektir. Yakınsama kriteri, rezidülerin iterasyonlar boyunca küçük ve sabit kalmasıdır.
- 14) Başlatma değerleri için "initialize" penceresinde "compute from all zones" seçilir. Böylece ilk iterasyonda hesaplama alanında sıcaklık, hücrelerin sıcaklık ortalaması değerinde olacaktır.
- 15) Komut satırına "/solve/set" yazarak set komut klasörüne girilir. "expert" komutu girilerek sırasıyla çıkan seçeneklerden "Keep temporary solver memory from being freed? [yes]" satırına y girilir. Böylece çözücünün, sıcaklık gradyanlarını çözüm boyunca hafızada tutması sağlanır.
- 16) İterasyonlar başlatılır, rezidüler sabit kalana kadar devam ettirilir. Isı borusunda enerji denklemini çözümü sonucu başlangıç sıcaklık dağılımı oluşturulur.

*Akış alanının bulunması

- 17) Akış denklemlerini çözmek üzere, BC penceresinde sıvı ve buhar arayüzleri için sınır koşulu olarak arayüzdeki radyal hızları tanımlayan "dt_dy_hiz_buhar" ve "dt_dy_hiz_sivi" UDF'leri girilir.

- 18) Fital bölgesi için “porous zone” aktifleştirilerek gözenekli ortamın ağıdalık katsayısı (viscous resistance), atalet katsayısı (inertial resistance) ve gözeneklilik değeri (porosity) girilir.
- 19) “Solution controls” penceresi açılarak sadece akış denklemi aktifleştirilir.
- 20) Başlatma değerleri için “initialize” penceresinde eksenel hız değeri olarak 1 ile 10 arasında bir değer girilerek yakınsamaya ulaşmak için gerekli iterasyon sayısı kısaltılır.
- 21) İterasyonlar başlatılır, ısı borusunda akış denklemleri çözülerek başlangıç hız dağılımı oluşturulur. Yakınsama kriteri olarak rezidülerin tamamen sabit kalması kabul edilmiştir. Bu kritere karşılık gelen rezidü değerleri $1E-8$ ler mertebesindedir.

***Düzeltilme iterasyonları**

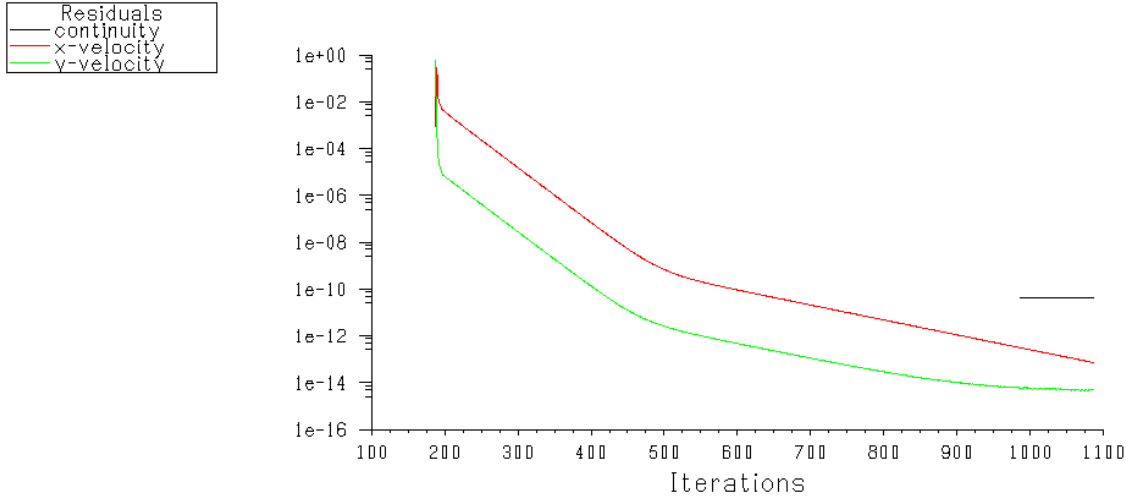
- 22) Tekrar adım 10’a dönülerek adım 17’e kadar olan işlemler yapılır (Enerji çözümü). Bu çözümde akışkan hareketi de sıcaklık alanına etki etmektedir (konveksiyon).
- 23) Adım 17’den 20’ye kadar olan işlemler tekrarlanır (Akış çözümü). Böylece akışkan hareketinin etkisiyle revize olan sıcaklık dağılımının yarattığı revize olmuş hız alanı elde edilmiş olur. Sıvı hızlarının düşük olmasından dolayı fitildeki konveksiyon sonuca fazla etki etmemektedir. Dolayısıyla 22 nolu adımdan sonraki iki adımın yalnızca birer defa uygulanması yeterlidir.

Yukarıda belirtilen çözüm adımlarıyla, çözüm alanında akış çözümünden önce başlangıç değerleri olarak kullanılacak olan sıcaklık gradyanlarını elde etmek için, önce sadece enerji denklemi çözülmüştür. Bu başlangıç çözümü, sadece iletimle gerçekleşen ısı transferi durumundaki sıcaklık dağılımını vermiştir. Bu çözümde yakınsama sağlanınca iterasyonlar kesilmiş, buhar ve sıvı arayüzeylerinde UDF’lerle belirlenen hız profili sınır koşulları aktifleştirilerek ikinci çözüme geçilmiştir. Bu çözümde de sadece akış (flow) denklemleri çözdürülmüş, enerji denklemi çözdürülmemiştir. Yakınsamaya ulaşıldığında çözüm alanındaki hız dağılımı da elde edilmiştir. Üçüncü çözümde yine sadece enerji denklemi çözülmüştür. Bu çözümde ikinci çözümde oluşturulan buhar ve sıvı hareketinin getirdiği konveksiyon da çözüme katılmıştır. Dördüncü çözümde sınır koşulları ikinci çözümdeki gibi tanımlanır. Bu çözümle hız alanı, konveksiyonla ısı transferi de hesaba katılmış olarak revize edilmiş olunur. Böylece dördüncü çözüm sonunda konveksiyon ve konveksiyonla ısı transferi sonucu, buharlaşma, yoğunlaşma ve kapalı devre akış modellenmiştir. Yapılan çalışmalarda dördüncü adımdan sonraki iterasyonların çözüme farkedilir bir etki yapmadığı gözlenmiştir. Bu durumun olası açıklaması, çok düşük olan sıvı hızlarının gözlemlenebilir bir konvektif ısı transferine yol açmamasıdır.

4.2.6 Sayısal Sonuçların İncelenmesi

Isı borusu boyunca sıcaklık dağılımı Şekil 4.12’de verilmiştir. Sıcaklık, buhar kanalında sabit olup referans sıcaklığı olan $60^{\circ}C$ ’de iken, katı ve fitil bölgelerinde eksenel doğrultuda buharlaştırıcıdan yoğunlaştırıcıya doğru azalmaktadır. Cidar sıcaklığı buharlaştırıcıda $75^{\circ}C$ ’den yoğunlaştırıcıda $45^{\circ}C$ ’e kadar düşmüştür. Radyal yönde ise sıcaklık katı bölgede neredeyse sabit kalmış, fitil bölgesinde ise ani bir değişimle arayüzeyde buhar sıcaklığına ulaşmıştır. Bu durum fitilin efektif iletim katsayısının bakır kabuğun ısıl iletim katsayısından çok daha küçük olmasının, başka bir deyişle fitilin ısıl direncinin kabuğun ısıl direncinden çok daha fazla olmasının bir sonucudur. Fitilde radyal yöndeki bu ısıl direncin azaltılması, ısı borusu performansını olumlu etkileyeceğinden, ısı borularında fitil efektif iletim katsayısı mümkün olduğunca büyük kılınmalıdır. Bu, Chi(1976)’nin formülünde de görüldüğü gibi, gözeneklilik değerinin düşürülmesi ve iletim katsayısı yüksek olan fitil ve çalışma akışkanı kullanılması ile

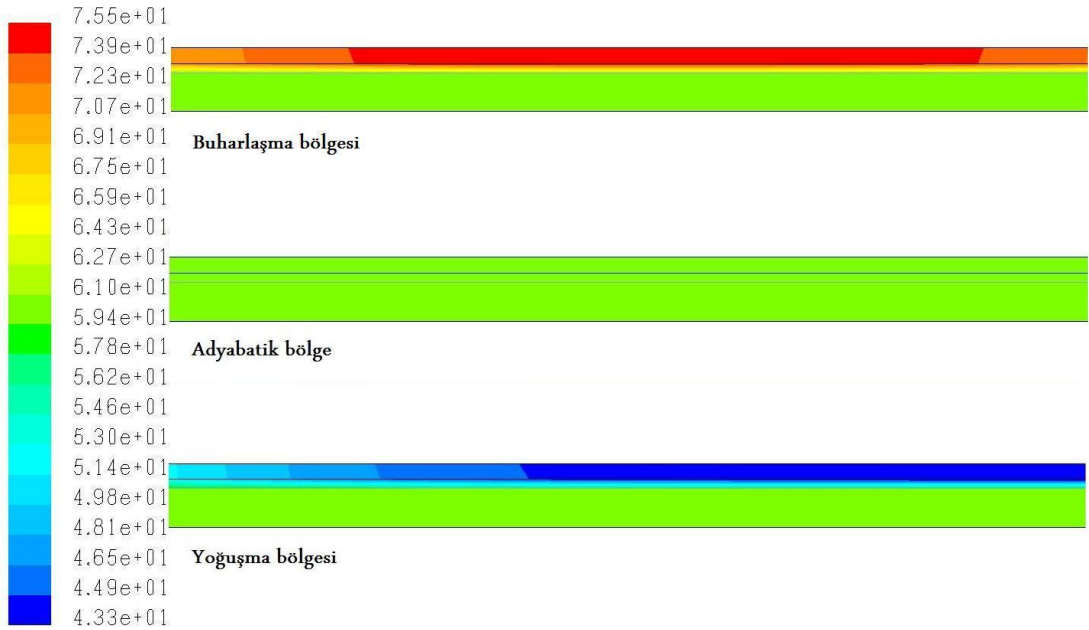
sağlanabilir. Gözeneklilik değerini düşürmek ısı performansını artırır da, Ergun eşitliğinden de görülebileceği gibi, basınç kaybını artıracak, bu da kapiler ısı transfer limitini düşürecektir. Yüksek ısı iletimli fitil ve çalışma akışkanı kullanılması geçerli bir performans iyileştirme yoludur.



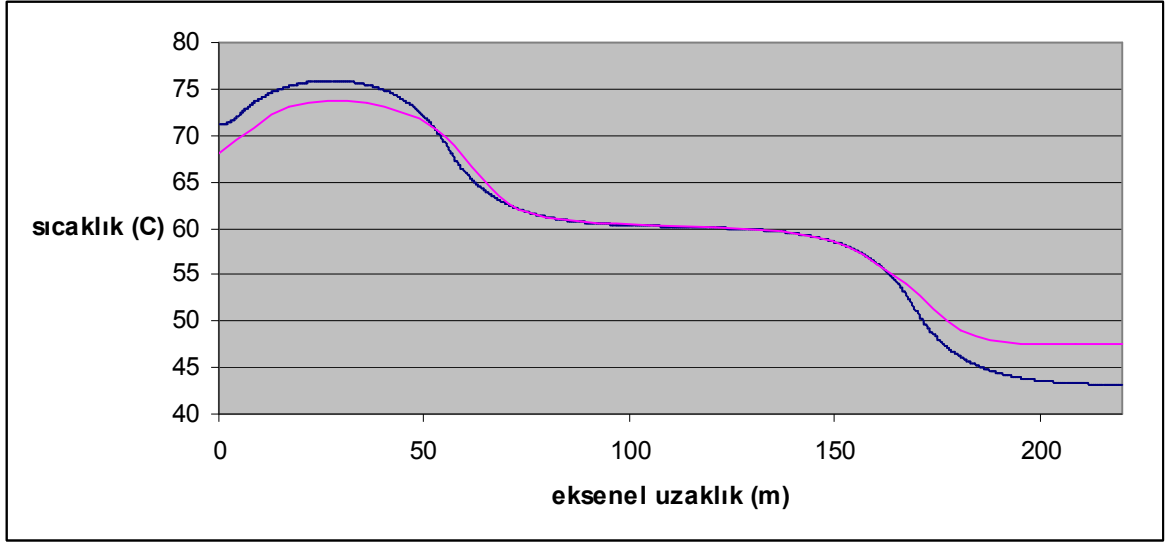
Scaled Residuals

FLUENT 6.1 (axi, dp, segregated, lam) Aug 27, 2008

Şekil 4.12 Rezidüelerin iterasyonlara bağlı değişimi

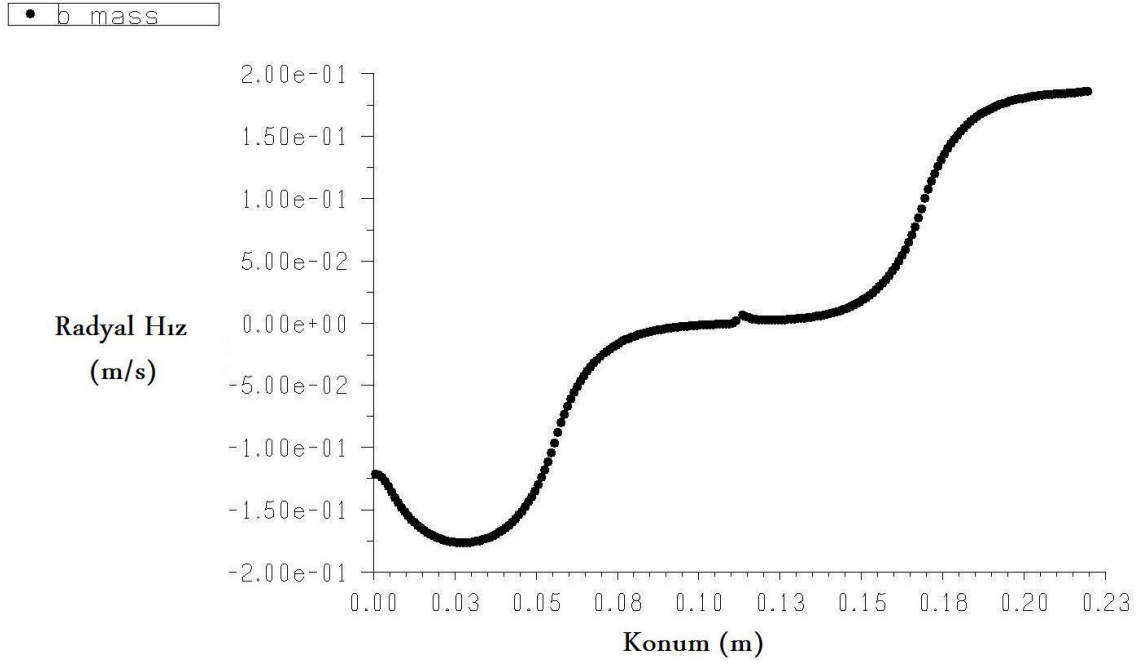


Şekil 4.13 Isı borusu boyunca sıcaklık dağılımı



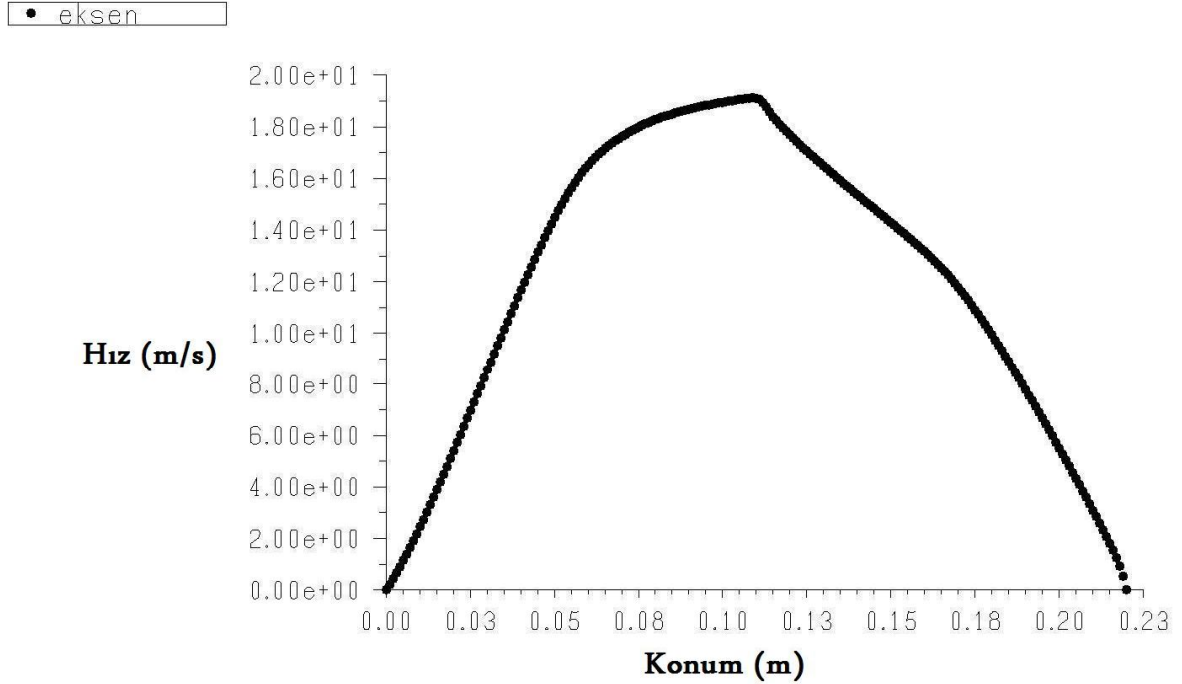
Şekil 4.14 Dış duvar sıcaklığının eksen boyunca değişimi. (mavi eğri mevcut çalışmayı, mor eğri Kaya'nın çalışmasını göstermektedir.

Şekil 4.14'de sıvı buhar arayüzeyinde radyal yöndeki hızlar incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgesinin, dış kabukta ısı verilen ve çekilen bölge sınırlarının dışına çıktığı dikkati çekmektedir. Bu durum, ısı borusunda eksenel yönde iletimle ve taşınım ile olan ısı transferinin bir sonucudur. Buharlaşma hızları, buharlaştırıcıda maksimuma ulaşmış, daha sonra eksen boyunca ilerledikçe azalarak adyabatik bölgede sıfıra düşmüş, kondenserde ise eksi yönde artış göstermiştir. Buhar radyal hızlarının yoğuşma bölgesinde eksi değer almasının anlamı bu bölgede hızların silindir merkezine doğru (buhardan sıvıya) olmasıdır. Adyabatik bölge ortalarında buharlaşma hızlarının sıfır civarında olması, bu bölgede kayda değer bir faz değişiminin olmadığını göstermektedir.

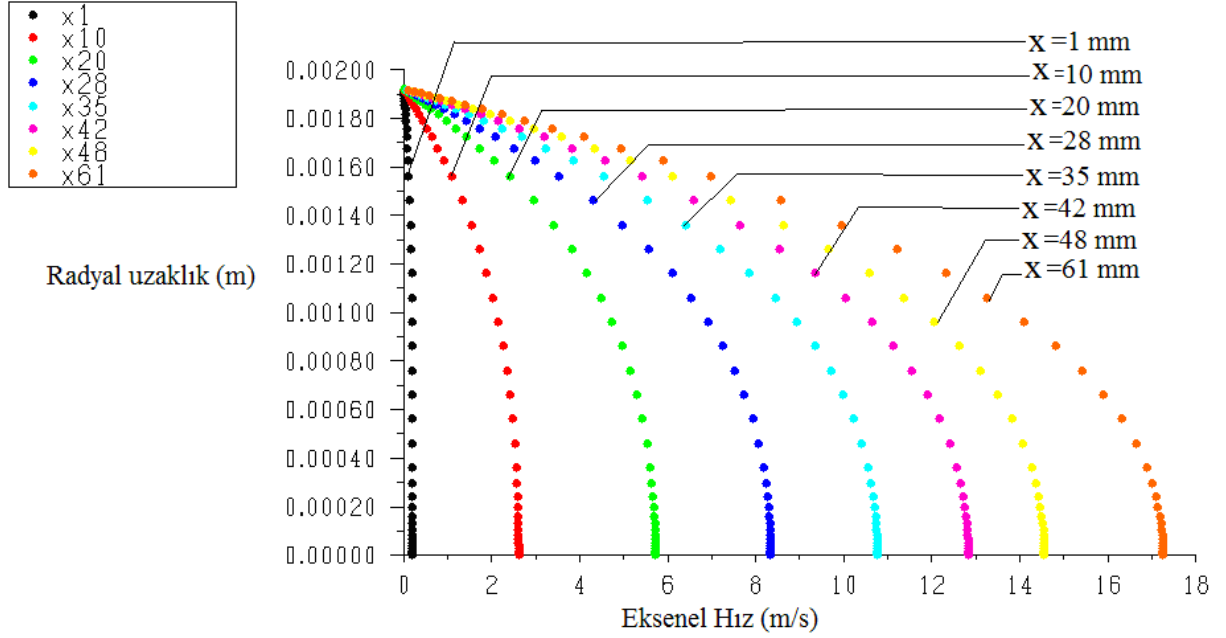


Şekil 4.15 Sıvı-buhar arayüzeyi boyunca radyal buhar hızları (Faz değişim hızları)

Evaporatör bölgesi boyunca +x yönünde ilerledikçe, sıvıdan buhara doğru olan kütle transferi sürmekte ve akan buharın debisi artmakta, buharlaşma bölgesi boyunca azalarak devam eden buharlaşma, kanal boyunca buhar akış hızlarında (eksenel hızlarda) artışa sebep olmaktadır (Şekil 4.15 ve 4.16) Eksenel buhar hızları adyabatik bölgenin ortalarında maksimum değerine ulaşmış ve bu noktadan sonra düşmeye başlamış, kondenser sonunda sıfır olmuştur.

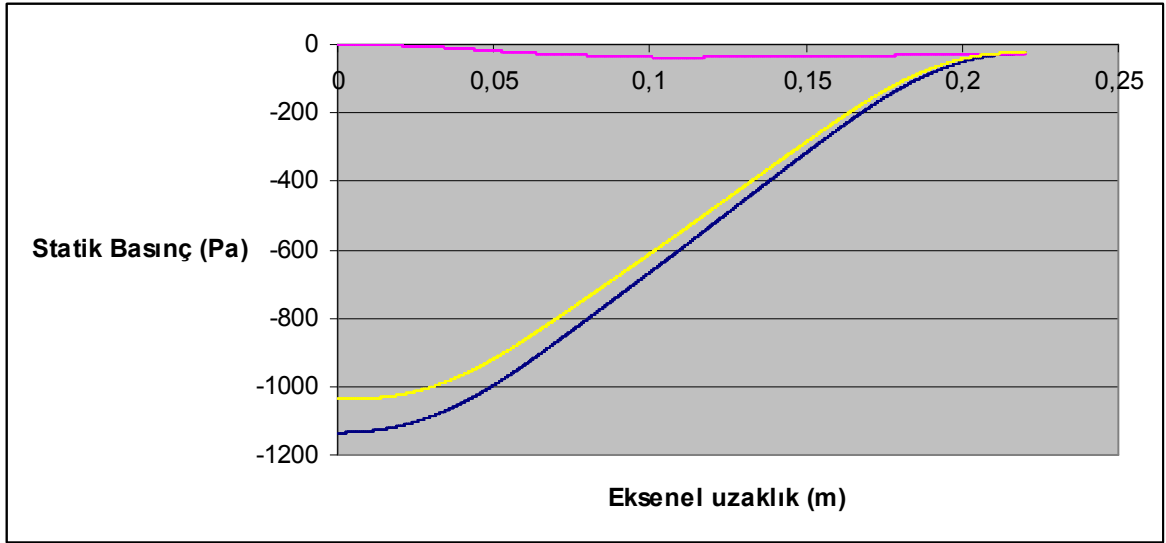


Şekil 4.16 Buhar aksel hızlarının ısı borusu eksenini boyunca değişimi



Şekil 4.17 Buhar kanalı ekseninde eksenel hız profillerinin evaporatör boyunca çeşitli kesitlerdeki durumu

Buhar kanalında basınç değişimini etkileyen iki faktör sürtünme ve atalet etkileridir. Sürtünme buharın ağırlığının ve arayüzeydeki kaymama koşulunun sonucudur. Sürtünmeye ek olarak buharlaşma bölgesi boyunca hızlanma, tıpkı daralan bir kanalda olduğu gibi basıncı düşürmektedir. Atalet etkilerinin sonucu olan bu düşüş Şekil 4.17'de gözlenebilmektedir. Yoğuşma bölgesinde ise tersi durum gözlenmekte, basınç yükselmektedir. Basıncıdaki bu artış buhar akışının yavaşlamasının bir sonucudur ve hızlanmadan kaynaklanan basınç düşüşüne eşittir. Basıncıdaki bu düşüş ve yükselme arasında kalan net basınç farkı ise sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Çözümümüzde buharlaşma bölgesi toplam basınç düşüşü 3,75 Pa, yoğuşma bölgesi basınç telafisi ise 1,25 Pa civarındadır. Buradan buhar bölgesinde sürtünmeden kaynaklanan net basınç düşümünün 2,5 Pa olduğu sonucuna ulaşılır.

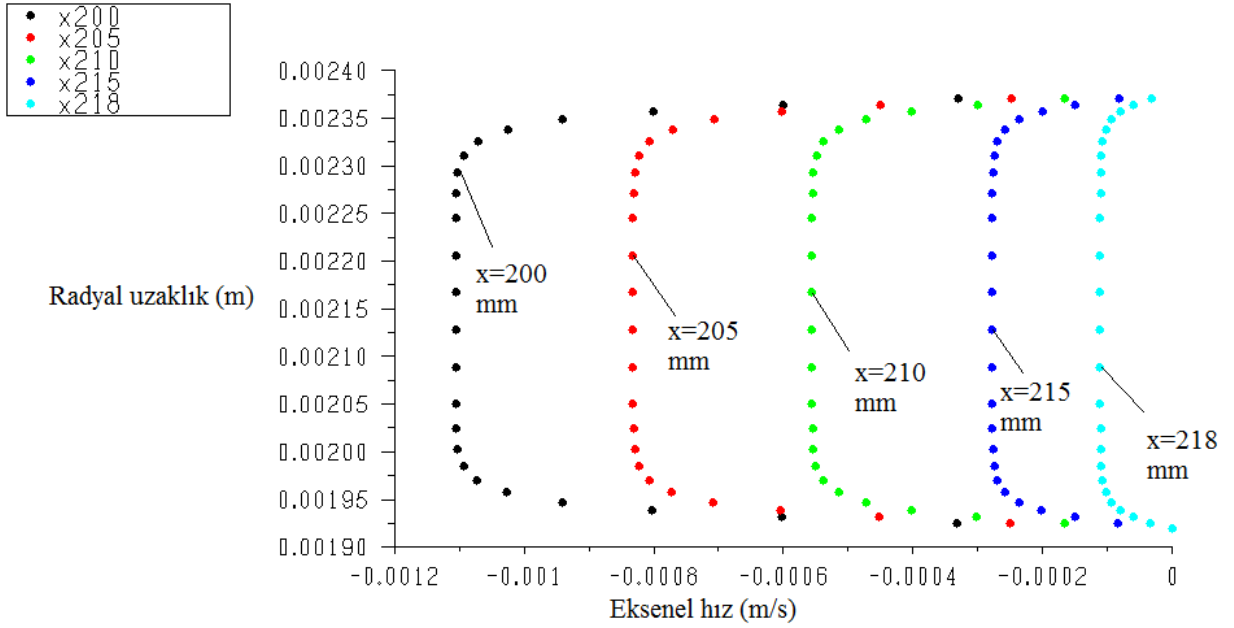


Şekil 4.18 Sıvı ve buhar basıncının eksen boyunca değişimi
(Mor eğri buhar basıncını, lacivert eğri mevcut çalışmadaki, sarı Kaya'nın çalışmasındaki sıvı basıncını göstermektedir)

NOT : Basıncıdaki bu düşüş, hızın karesiyle doğru orantılı olduğundan yüksek hızlarda iyice belirginleşir. Basıncı düşüşü ve akış karakteristiği, yüksek hızlarda büyük oranda atalet etkileriyle belirlenir ve sürtünme etkisiyle meydana gelen basınç düşümü, atalet etkisiyle meydana gelen basınç düşümünün yanında ihmal edilebilir mertebelere düşer.

Modelde kabullerimizden biri de buharın doymuş halde bulunduğudür. Buhar doymuş olduğuna göre buhar sıcaklıkları, o noktadaki buhar basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı değerinde olacaktır. Buhar basıncı, eksen boyunca çok az değiştiğinden (yaklaşık 40 Pa) buhar sıcaklıkları kanal boyunca neredeyse sabit kalmalıdır. Bu da, çözümde yaptığımız kanal boyunca sabit buhar sıcaklığı kabulünün geçerli bir kabul olduğunu göstermektedir.

Sıvı bölgesinde, buhar akış yönünün ters yönünde (kondenserden evaporatöre doğru) bir akış gerçekleşmektedir. Sıvı bölgesindeki eksenel ve radyal hızlar buhar bölgesindekilerle karşılaştırıldığında çok daha düşüktür (Şekil 4.18). Bunun sebebi sıvı yoğunluğunun buhar yoğunluğundan çok daha fazla olmasıdır (çözümdeki referans sıcaklığında yaklaşık 7000 kat). Sıvı hızlarının düşüklüğüne rağmen, sıvı bölgesindeki basınç kaybı buhar bölgesindeki basınç kaybından çok daha fazladır (yaklaşık 30 kat). Bu durumun temelde iki sebebi vardır :

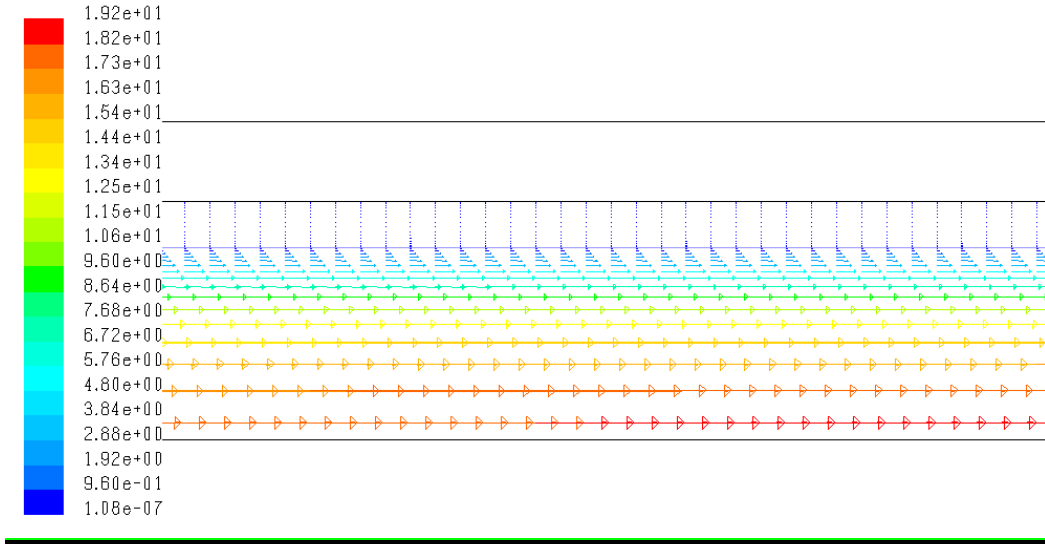


Şekil 4.19 Sıvı kanalı merkezinde aksel hız profillerinin kondenser boyunca çeşitli kesitlerdeki durumu

1-Çözümün yapıldığı referans sıcaklığında, sıvı dinamik viskozitesinin buhar dinamik viskozitesinden yaklaşık 40 kat fazla olması.

2-Sıvının akışta olduğu gözenekli ortamın doğası gereği sürtünmenin fazla olması.

Sıvı bölgesinde de buhar bölgesindeki gibi kütle transferinden kaynaklanan hızlanma ve yavaşlama gözlenmekte, buna rağmen basıncın bu durumdan fazla etkilenmemesi dikkat çekmektedir. Bunun temel sebebi sıvı hızlarının çok düşük olması dolayısıyla atalet etkilerinin sürtünme etkilerinin yanında oldukça etkisiz kalmasıdır. Sonuç olarak sıvı bölgesindeki basınç düşüşü büyük ölçüde sürtünme etkileriyle belirlenmiştir. Sıvı fazının akışta olduğu ortamın gözenekli yapıda olması basınç düşüşünün gözeneksiz ortama göre daha fazla olmasına sebep olmuştur.



Şekil 4.20 Çözüm alanında (katı, sıvı, buhar) adyabatik bölge civarındaki hız vektörleri.

4.3 Problem 3 : Bir Kanallı Mikro Isı Borusunun Sıcaklık ve Menisküs Açısı Dağılımının Bulunması

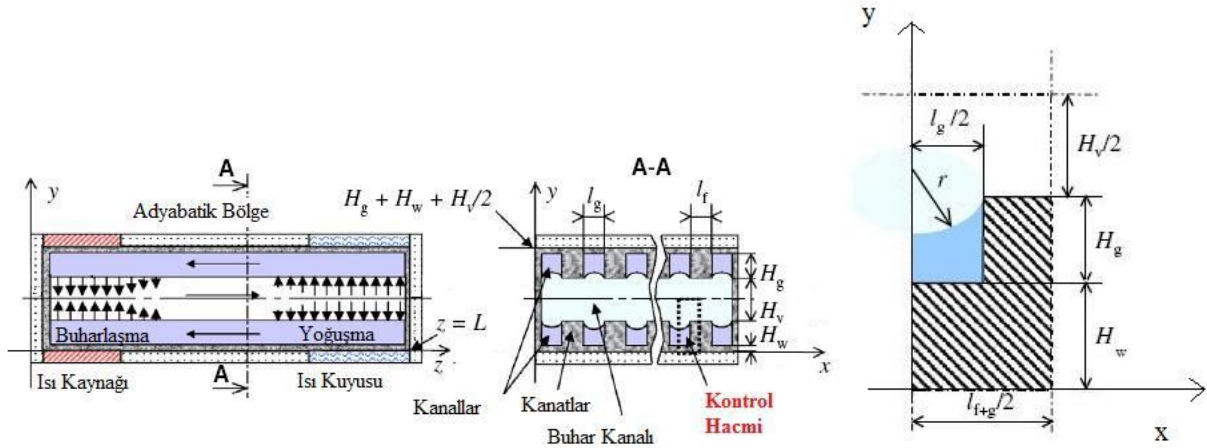
Bu çalışmada kanallı bir mikro ısı borusunda sıcaklık ve menisküs açısının dağılımı incelenmiştir. Çalışma sonuçları, Lefe`vre vd. (2007) tarafından sunulan literatürdeki benzer bir çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Kanallı ısı borularında sıvıyı kondenserden evaporatöre taşıyan fitil yerine ısı borusu boyunca uzanan aksel kanallar bulunur. Buhar ve sıvı bölgeleri arasındaki eksen boyunca değişken olan basınç farkı, sıvı buhar arayüzeyinde yine eksen boyunca değişken olan bir menisküs eğriliğinin oluşmasına sebep olur. Silindirik bir arayüzeyde, fazlar arasındaki basınç farkıyla menisküs eğriliği arasındaki bağıntı Young-Laplace denkleminin aşağıdaki formu ile verilir.

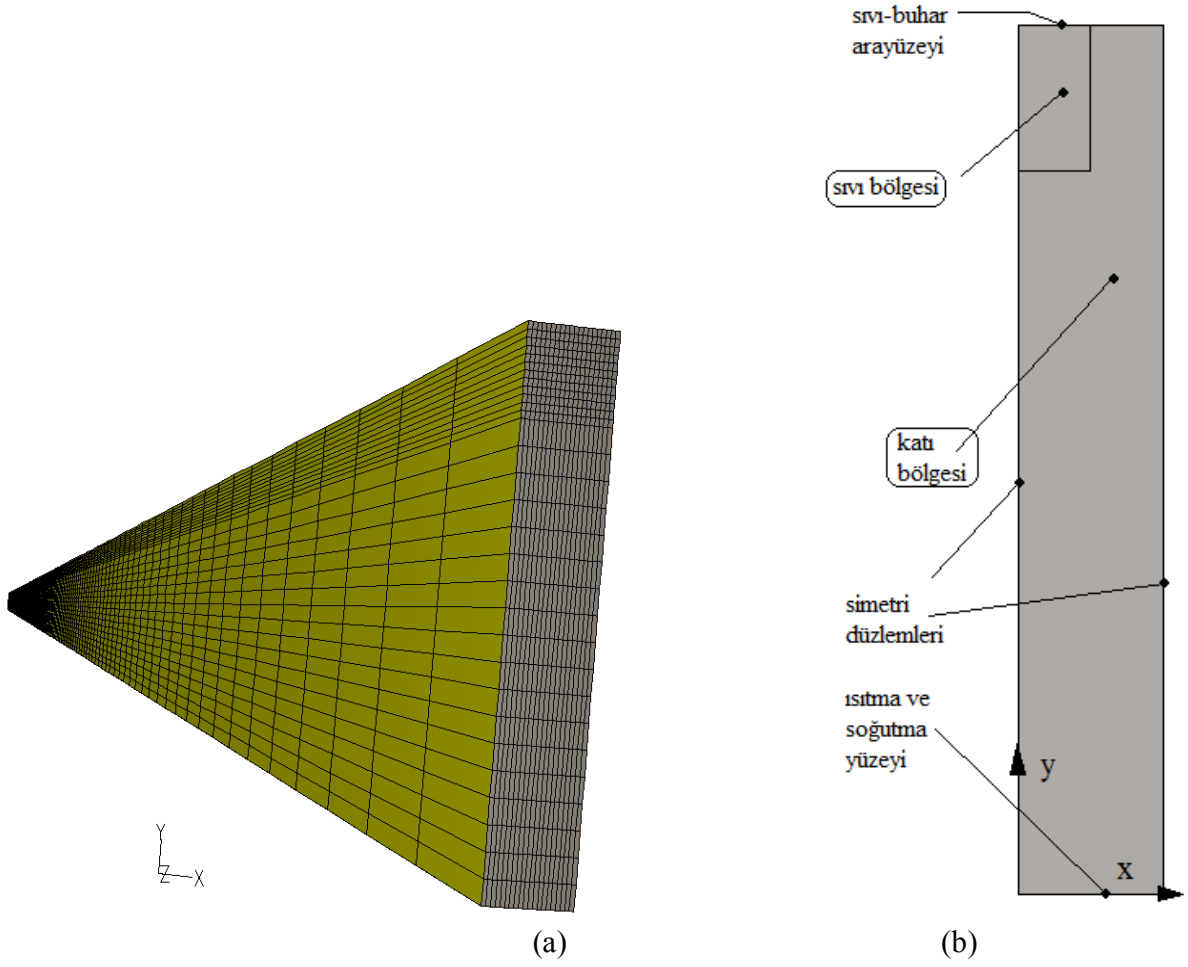
$$\Delta P = \frac{\sigma_l}{r} \quad (4.46)$$

Menisküs eğriliği sıvı-buhar basınç farkının çok olduğu buharlaşma bölgesinde yüksek iken, basınçların birbirine yakın olduğu yoğuşma kısmında düşüktür. Eksen boyunca menisküs eğriliğindeki bu fark sıvıyı evaporatöre geri getiren kapiler basınç farkını yaratır. Menisküs yarıçapının en yüksek değeri geometrik kısıtlamalardan dolayı kanal genişliğinin yarısı kadar olabilir.

Isı borusunun ısı yükü arttıkça faz değiştirme hızları ve debi artacağından fazlar arasındaki basınç farkı da artar. Dolayısıyla ısı borusunun ısı yükü arttıkça, menisküs eğriliğinin buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri arasındaki farkı artar. Bu çalışmada belli bir ısı yükü için ve farklı ısı yüklerinde menisküs eğriliğinin eksen boyunca değişimi ve ısı borusu dış duvar sıcaklıkları incelenecektir.



Şekil 4.21 Isı borusunun şematik gösterimi : Yandan görünüş, kesit ve kontrol hacmi.



Şekil 4.22 Ağ yapısı(a) ve sınırlar (b)

Isı borusu, Şekil 4.20’de görüldüğü gibi eksen boyunca uzanan mikrokanallardan oluşmaktadır. Kanalların içerisinde çalışma akışkanı (metil alkol) bulunmaktadır. Katı malzeme bakırdır. Paralel birçok kanaldan oluşan ısı borusu için sıvı kanallarının orta düzlemi ve katı kanadın orta düzlemi simetri eksenleridir. Buhar bölgesi sabit sıcaklık ve basınçta kabul edilerek çözüm alanına dahil edilmeyecektir. Dolayısıyla problemi sadece Şekil 4.21’deki sınırlarıyla incelemek yeterlidir. Alt yüzeyde ısı akısı koşulu tanımlanacak, sıvı-buhar arayüzeyinde ise enerji denklemi çözülürken sıcaklık, akış denklemleri çözülürken de hız girişi koşulları verilecektir. Evaporatör bölgesinden sırasıyla 0,5 0,7 ve 0,9 W/m² ısı akıları uygulanacak, bu değerlere karşılık gelen duvar sıcaklıkları ve menisküs eğrisi değişimi saptanacaktır. Tablo 4.5, ısı borusunun karakteristik ölçülerini ve çalışma akışkanının referans sıcaklığındaki özelliklerini göstermektedir.

Çizelge 4.5 a: Isı borusu geometrik değerleri, b: ısı borusu çalışma akışkanının referans sıcaklığındaki (71 °C) fiziksel özellikleri

H _v	H _w	f	l _g	L
3,2 mm	2 mm	400 µm	400 µm	230 mm

a

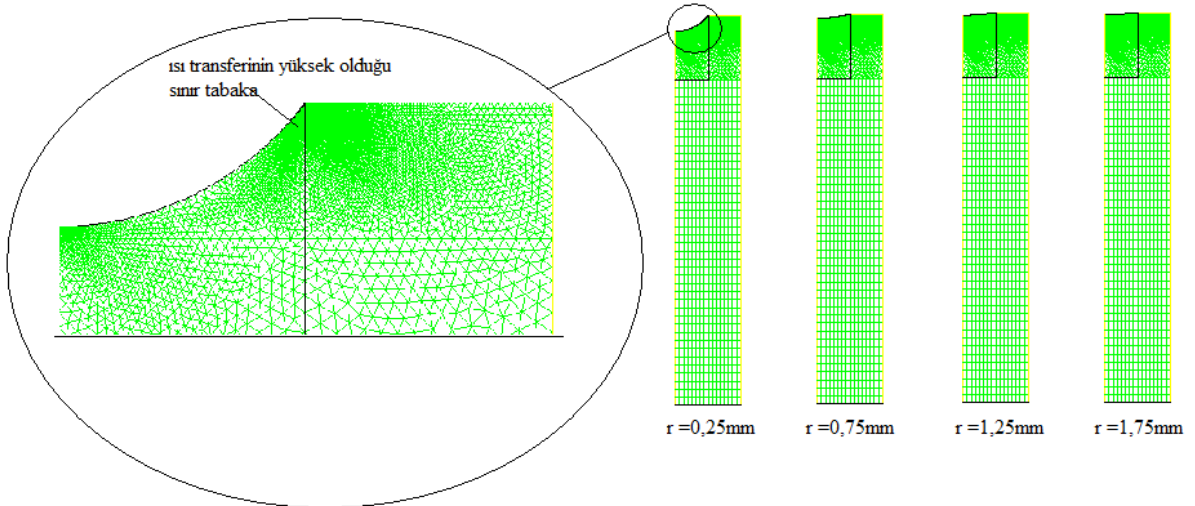
ρ (s)	k (s)	μ (s)	σ(s)
kg/m ³	W/mK	kg/ms	N/m
746	0,201	0,000314	0,0185

b

4.3.1 Ağ Oluşturma

Problemin çözümünde hem farklı menisküs eğriliklerinde iki boyutlu çözümlerden hem de tüm ısı borusunun inceleneceği üç boyutlu çözümden faydalanılacaktır. İki boyutlu dört adet mesh ile (Şekil 4.22) farklı menisküs açılarındaki dikey ısı transfer dirençleri incelenecek, üç boyutlu mesh ile de (Şekil 4.21) sıvı-buhar arayüzeyinin düz olması kabulüyle (serbest yüzey eğrilik yarıçapının büyük olma hali) enerji ve momentum denklemleri çözülecek, iki boyutlu çözümde incelenen arayüzey formunun etkisi üç boyutlu çözüme dahil edilecektir.

Sıvı-buhar arayüzeyindeki ısı transferi büyük oranda sıvı-katı temas noktasında incelenen sınır tabakada gerçekleşmektedir. Çözüm hassasiyetini arttırmak için menisküsün katı bölge ile temas ettiği bu bölge sık meshlenmiştir. Sıvı ve etrafındaki katı bölgeyi içeren bu kısımda üçgen hücreli ağ yapısı, çözüm alanının kalan alt kısmında ise dikdörtgen hücreli ağ yapısı kullanılmıştır.



Şekil 4.23 Dört farklı menisküs açısı için ağlar ve menisküs detayı.

Üç boyutlu ağ yapısı Şekil 4.21'de görülmektedir. Üç boyutlu ağda sıvı ve katı bölgesi bulunmaktadır. Sıvı bölgesinin üst sınırı sıvı-buhar arayüzeyi, katı bölgenin alt yüzeyi ise evaporatör, kondenser ve adabatik bölgelerdir. Üç boyutlu ağda 138000 hücre bulunmaktadır.

Sıvı-buhar arayüzeyi enerji denklemleri çözülürken “wall” olarak tanımlanırken akış denklemleri çözülürken “velocity inlet” olarak tanımlanmaktadır.

4.3.2 Çözüm Prosedürü

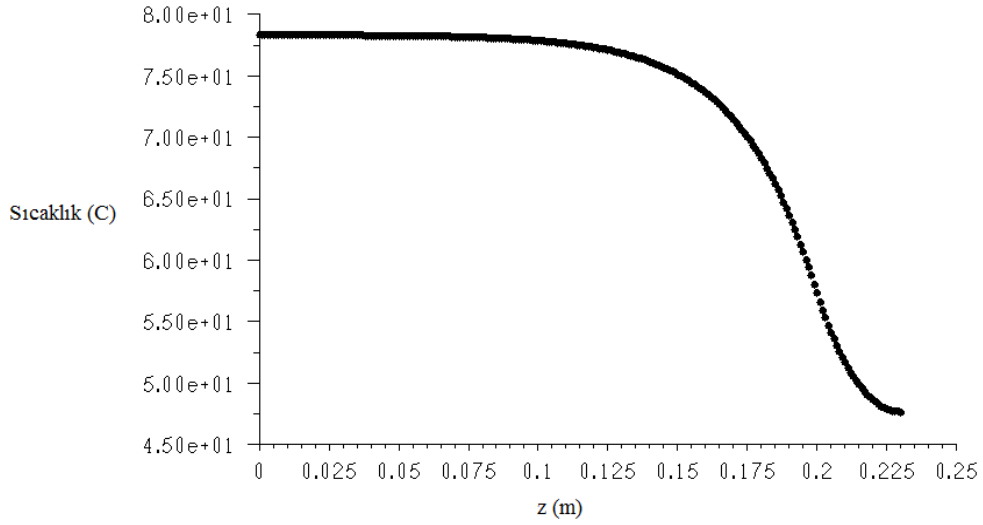
Çözümüne üç boyutlu modelde enerji denklemi çözülerek başlanacaktır. Elde edilen sonuçlar ışığında akış denklemleri çözülerek menisküs eğriliğinin eksen boyunca değişimi elde edilecektir. Elde edilen bu menisküs eğrilikleri için iki boyutlu modellerde enerji denklemi çözülerek menisküs eğriliğinin ısı davranışta yarattığı değişikliği temsil etmek üzere bir düzeltme katsayısı tanımlanacaktır. Daha sonra tekrar üç boyutu modele dönülerek sıvı ısı iletim katsayısı bu düzeltme katsayısıyla düzeltilerek önce enerji denklemleri daha sonra da akış denklemleri çözülecektir. Çözüm adımları aşağıdaki gibidir.

- 1-) Alt yüzeydeki($r=0$) ısı akısı ve sıvı-buhar arayüzeyindeki referans sıcaklığına göre enerji denklemlerini çöz(sıvı hareketsiz=Laplace denklemi).
- 2-) Elde edilen sıcaklık alanından hareketle sıvı-buhar arayüz hızı UDF'ini devreye sokarak akış denklemlerini çöz.
- 3-) Akış alanını elde ettikten sonra sıvı bölgedeki basınç değişimini, buradan da Laplace-Young eşitliğinden eksen boyunca menisküs eğriliği değişimini hesapla.
- 4-) Menisküs eğriliklerinin ısı transferine etkisini incelemek için iki boyutlu model ile farklı beş menisküs eğriliği için enerji denklemlerini çöz.
- 5-) Dört nolu adımın sonunda düzeltme katsayısını kullanıp, menisküs eğriliğinin değiştirdiği ısı dirençleri hesaba katarak(sıvının ısı direncini değiştirerek) enerji ve akış denklemlerini tekrar çözerek, yeni akış alanını oluştur.
- 6-) Yeni akış alanından revize edilmiş menisküs eğriliğindeki değişimini elde et.

4.3.3 Sayısal Girdi ve çıktıların değerlendirilmesi

İlk çözümde evaporatördeki ısı akısı $0,5 \text{ W/m}^2$ olarak alınmıştır. Buhar bölgesi boyunca doymuş buhar olduğu kabul edilmiştir. Sıvı-buhar arayüzey sıcaklığına ve buharın doyma sıcaklığına eşit olan referans sıcaklığı $71 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Bu bilgiler ışığında öncelikle enerji denklemi çözülmüştür.

Şekil 4.23'de, birinci çözüm adımı sonucunda, duvar sıcaklığının z eksenini boyunca değişimi görülmektedir.



Şekil 4.24 Birinci çözüm adımı sonucu duvar sıcaklığının z eksenini boyunca değişimi.

Enerji denklemi çözüldükten sonra, elde edilen sıcaklık alanından akış denklemleri çözülmüş, sıvı bölgedeki akış alanı oluşturulmuştur. Çözüm alanındaki sıcaklık alanından hareketle arayüzdeki kütle transferini modelleyen ve BC panelinde arayüze “velocity inlet” olarak atanan UDF aşağıdaki gibidir.

```
DEFINE_PROFILE(dt_dy_hiz_sivi,t,i)
{
    real hfg=1085000;
    real dtdy;
    real mass;
    real k;//methanol'un 70C deki ısı iletkenlik kats.
    cell_t c,c0;
    face_t f;
    Thread *t0 = t->t0;
    real ro_s;
    real V_sivi;

    if (!Data_Valid_P()) return;

    begin_f_loop (f,t)
    {
        c0=F_C0(f,t);
        dtdy = C_T_G(c0,t0)[1];
        k= C_K_L(c0,t0);
        mass=-k*dtdy/hfg;
        ro_s=746;//methanol'un 70C deki yoğunluğu
        V_sivi=mass/ro_s;
        F_PROFILE(f,t,i) = V_sivi;
    }
    end_f_loop(f,t)
}
```

Akış alanı oluştuğundan sonra arayüz boyunca sıvı ile buhar arasındaki basınç farkını bulmak ve buradan menisküs eğrilik yarıçapının eksen boyunca değişimini elde etmek gerekmektedir. Bu değişim daha sonra enerji denkleminin ikinci defa çözümünde kullanacağımız düzeltme katsayısının tespitinde kullanılacaktır.

Isı borusu çalışmadığında (ısı transferi ve faz değişimi yokken) menisküs yarıçapı eksen boyunca sabittir. Sayısal çözümde referans alınan, Lefevre vd.'nin (2007) deneysel çalışmasında $850\mu\text{m}$ olarak ölçülen bu menisküs eğrilik yarıçapı, ısı borusu çalışırken faz değişiminin sıfır olduğu noktada gerçekleşecektir. Bu değerden faydalanılarak faz değişiminin sıfır olduğu noktadaki sıvı-buhar basınç farkı ve buradan buhar basıncı hesaplanmış, eksen boyunca sıvı-buhar arasındaki basınç farkı değişimi bulunmuş, buradan da menisküs eğriliğinin eksen boyunca değişimi elde edilmiştir.

Faz değişiminin sıfır olduğu nokta Şekil 4.25'deki grafikten $z=172\text{ mm}$ olarak tespit edilmiştir. Demek ki $z=172\text{ mm}$ için $r=0,85\text{ mm}$ olmaktadır. $z=172\text{ mm}$ için, kapiler basınca eşit olan sıvı-buhar basınç farkı,

$$\Delta P_{cap} = \frac{\sigma_l}{r} = \frac{0,0185}{0,85 \cdot 10^{-3}} = 21,8 Pa$$

bulunur. P-x diyagramından (Şekil 4.25) bu noktadaki sıvı basıncı 18 Pa olarak bulunur.

Buradan, $z=172\text{ mm}$ için ve tüm eksen boyunca buhar basıncı,

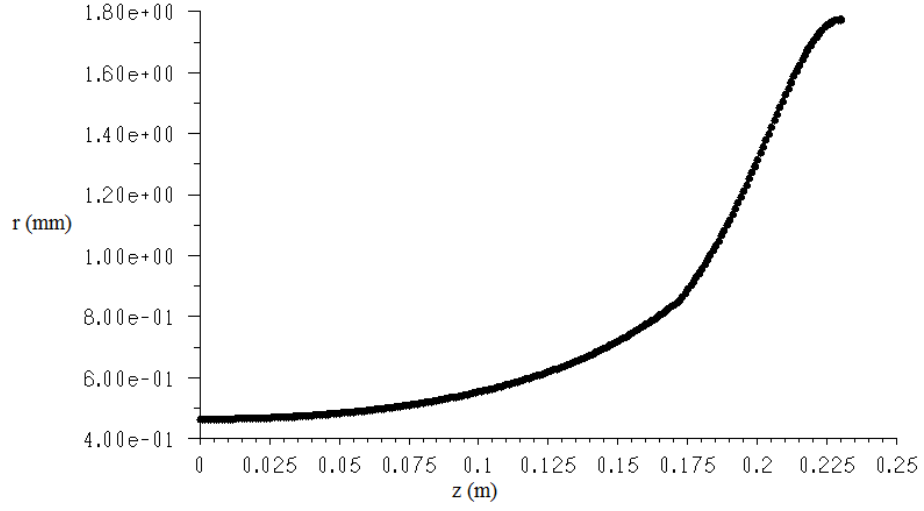
$21,8+18=39,8\text{ Pa}$ bulunur. Böylece $\Delta P_{cap} = P_l - P_v$ eşitliğinden eksen boyunca kapiler basınç değişimi,

$$\Delta P_{cap} = 39,8 - P_l$$

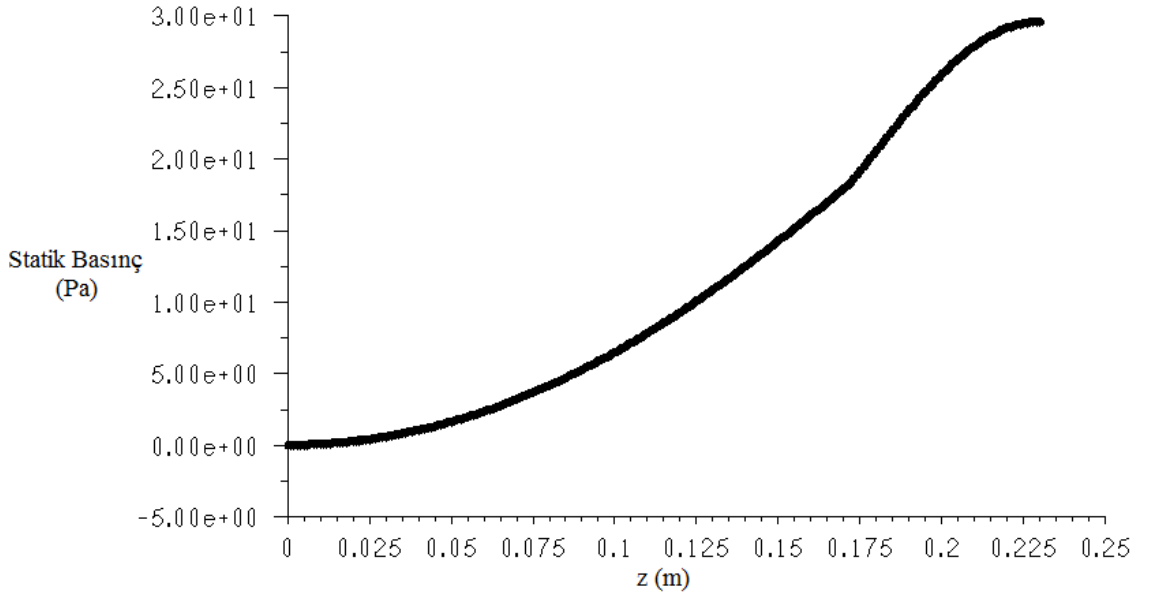
olarak, menisküs yarıçapı da,

$$r = \frac{0,0185}{39,8 - P_l}$$

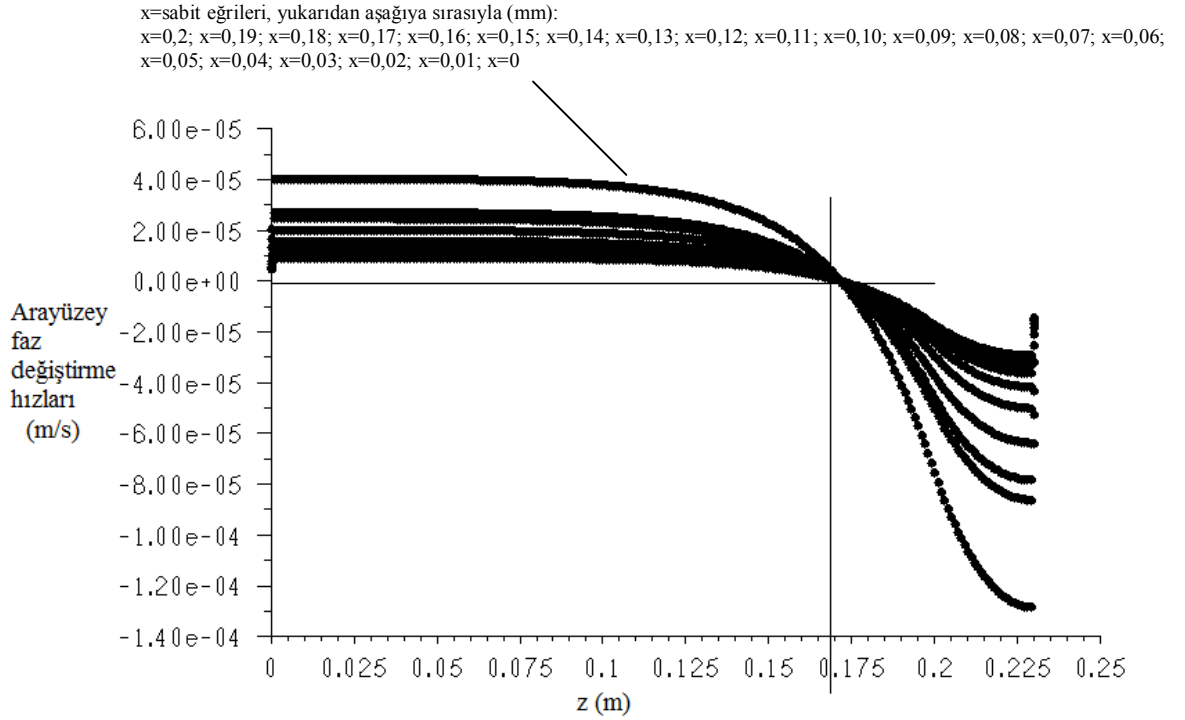
olarak formülize edilmiş olur. Bulunan menisküs yarıçapının (r) eksen boyunca değişimi, FLUENT'de Define > Custom Field Function menüsünden kullanıcı tanımlı bir değişken tanımlayarak izlenebilir (Şekil 4.24).



Şekil 4.25 Birinci çözüm adımı sonucu menisküs yarıçapının z eksenı boyunca değişimi.



Şekil 4.26 İlk çözüm adımı sonunda elde edilen, sıvı statik basıncının eksen boyunca değişimi



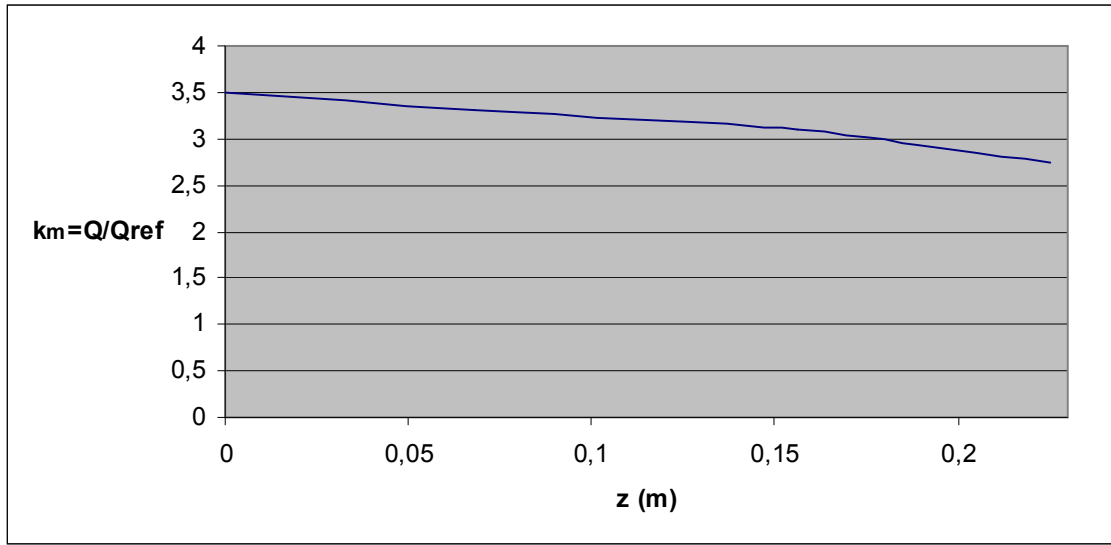
Şekil 4.27 İlk çözüm adımı sonunda elde edilen, arayüzeyde faz değiştirme hızları-z grafiği
 Not: Grafikde görülen eğrilerin her biri farklı bir x=sabit çizgisine karşılık gelmektedir.

Menisküs eğriliği değişiminin dikey ısı dirence etkisi iki boyuttaki modellerle incelenmiştir. Bu modellerde ısı borusunun dikey yöndeki kesiti alınmış (Şekil 4.22), şekil olarak katı bölgesi üç boyutlu modeldekiyle aynı kalırken sıvı bölgesi, üstten menisküs yüzeyi ile sınırlandırılmıştır. Menisküs eğriliğinin beş farklı değeri için beş farklı mesh dosyası hazırlanarak beş ayrı çözüm yapılmıştır (Şekil 4.22'de $r=0,5$ görülmektedir). Bu çözümlerde bulunan ısı transfer miktarlarının menisküs eğriliği yarıçapının sonsuz olduğu (düz arayüzey) çözümünün ısı transfer miktarı (Q_{ref}) arasında oranlama yapılmıştır. Karşılaştırma sonuçları Tablo 4.23 'de görülmektedir.

İki boyutlu incelemelerde alt sınır ve sıvı-buhar arayüzeyinde “wall / sıcaklık” sınır koşulu tanımlanmış (sırasıyla 300 K ve 200 K) farklı dört menisküs eğriliği için sınırlardan transfer olan ısı miktarı belirlenmiştir. Yapılan incelemelerde menisküs eğriliği arttıkça sınır tabakanın kılınmasından dolayı ısı transferinin arttığı (ısıl direncinin düştüğü) gözlenmiştir (Tablo 4.6). Tablo 4.6'nın en soldaki sütununda iki boyutlu modellerle dikey yöndeki ısı dirençleri bulunan eğrilik yarıçaplarının üç boyutlu modelde z ekseninin neresinde gerçekleştiği görülmektedir. Bu tabloda örneğin $z=0,225m$ için menisküs eğriliğinin hesaba katıldığı durumdaki dikey yöndeki ısıl direncin menisküs eğriliğinin gözardı edildiği durumdaki değerinden 2,8 kat daha küçük olduğu anlaşılmaktadır. k_m düzeltme katsayısı Q/Q_{ref} değerine eşit olarak tanımlanmış olup menisküs eğriliği hesaba katıldığında dikey ısıl direncin düz arayüzeydekine kaçta kaç olacağını göstermektedir.

Çizelge 4.6 Menisküs eğriliğinin sıvı-buhar arayüzeyindeki ısı transferine etkisi ve en sondaki sütunda iterasyon-1 'de r'ye karşılık gelen eksenel uzaklık (z)

$r(mm)$	$Q(W)$	$k_m = Q/Q_{ref}$	$z(m)$
1,75	133	2,8	0,225
1,25	139	2,9	0,197
0,75	147	3,1	0,156
0,5	158	3,3	0,068
0,25	272	5,7	yok



Şekil 4.28 k_m düzeltme katsayısının z eksenini boyunca değişimi.

Şekil 4.27'de k_m düzeltme katsayısının z'ye bağlı değişimi görülmektedir. Görüldüğü gibi k_m değeri menisküs eğriliğinin fazla olduğu evaporatör bölgesinden kondenser bölgesine doğru doğrusal bir azalma göstermektedir. k_m 'in bu z eksenini boyunca değişimi aşağıdaki doğrusal fonksiyonla ifade edilebilir.

$$k_m(z) = 3,5 - 4,35.z \quad (4.46)$$

Bakırın iletkenliği metil alkol iletkenliğinden çok daha fazla olduğundan, dikey yöndeki esas ısı direnci sıvı bölgesinin ısı direnci teşkil etmektedir. Menisküs eğriliğinin getirdiği dikey ısı direncin değişmesi, ya sıvı bölgesi kesit geometrisini değiştirerek, ya da sıvının iletim katsayısını değiştirerek başarılabilir. Kesit geometrisini değiştirmek üç boyutlu çözümde uygulanabilir olmadığından k_m düzeltme katsayısı ile temsil edilen dikey ısı dirençteki bu değişim ancak sıvının ısı iletim katsayısını değiştirerek sağlanabilir. Böylece sıvının ısı direnci z eksenini boyunca k_m düzeltme katsayısıyla çarpılacak ve enerji ve akış denklemleri bu düzeltilmiş iletim katsayısına göre tekrar çözülecektir. Sıvının (metil alkol) iletim katsayısı eksen boyunca,

$$k(z) = k_m(z) \cdot k_{ref} \quad (4.47)$$

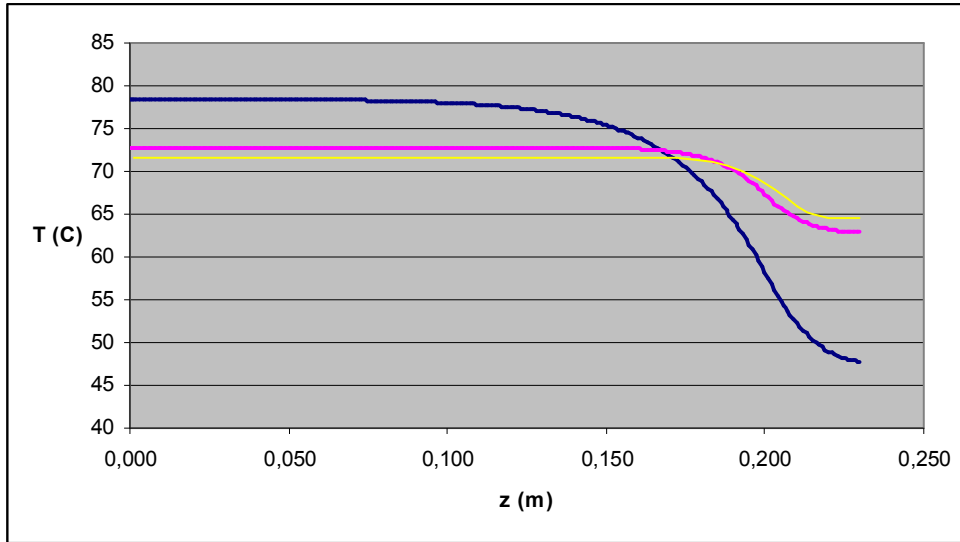
eşitliğiyle belirlenecektir. Sıvı bölgesinde z eksenini boyunca değişen ısı iletim katsayısı DEFINE_PROPERTY makrosu kullanan bir UDF'le gerçekleştirilebilir. Yazılan UDF aşağıda verilmiştir :

```
DEFINE_PROPERTY(cell_conductivity, c, t)
{
  real zz;
  real x[ND_ND];
  real k_sivi;
  C_CENTROID(x, c, t);
  zz = x[2];

  k_sivi=0.2022*(3,5-zz*4.35);

  return k_sivi;
}
```

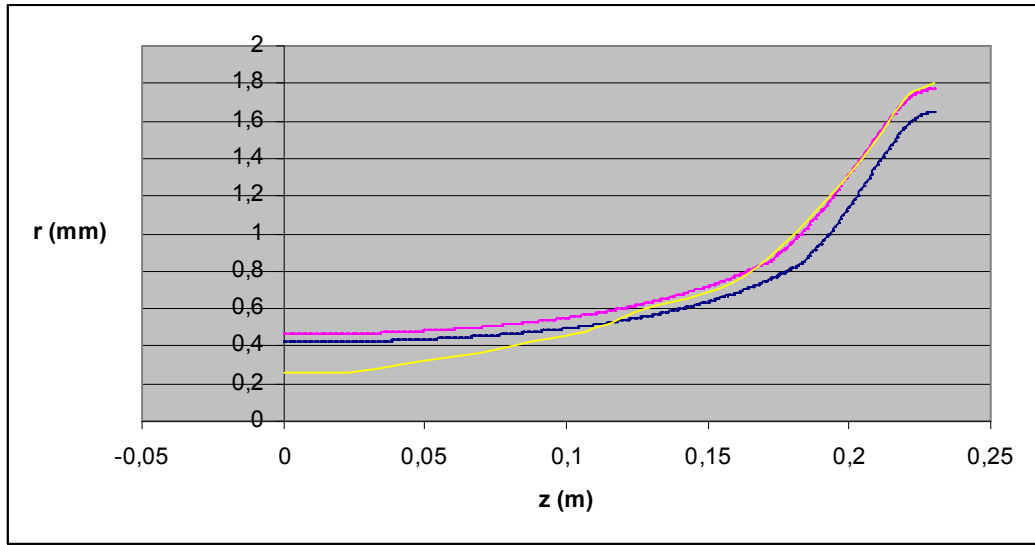
Bu UDF, materials sekmesinde metil alkolün ısı iletkenlik katsayısı bölümünde seçilerek aktifleştirilir. Görüldüğü gibi UDF'de çözücü hafızasından döngüye giren hücrenin, hücre merkez koordinatlarından z koordinatı çekilmiş ve ısı iletim katsayısı z'ye bağı olarak tanımlanmıştır. Böylece bu UDF'le ısı borusunun menisküs eğriliğinin hesaba katıldığı durumdaki ısı davranışı yaklaşık olarak modellenmiş olmuştur. Enerji denklemleri DEFINE_PROPERTY UDF'i aktifleştirilerek tekrar çözülmesiyle yeni bir sıcaklık alanı bulunmuştur. Bu çözümle elde edilen duvar sıcaklığının z eksenini boyunca değişimi, ilk çözümdekiyle ve Lefevre vd. (2007) çözümündekiyle beraber Şekil 4.28'de görülmektedir.



Şekil 4.29 Duvar sıcaklığının z eksenini boyunca değişimi:
Lacivert: Menisküs eğriliği hesaba katılmadan, Mor: Menisküs eğriliği hesaba katılarak, Sarı:
Lefevre vd. (2007) çözümü.

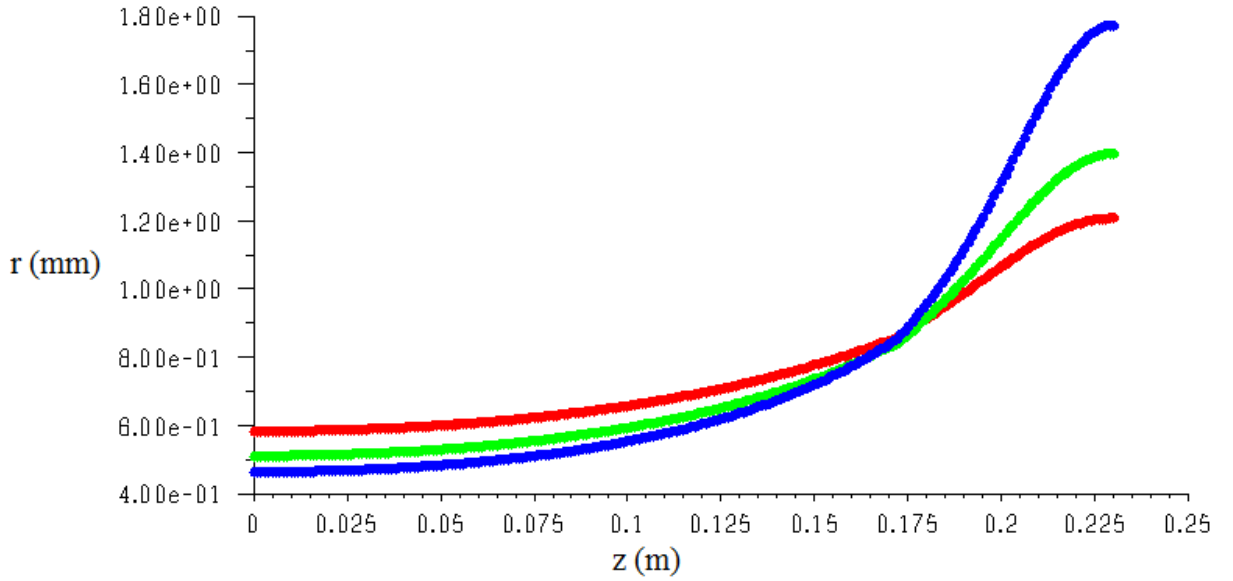
Şekil 4.28’de görüldüğü gibi menisküs eğriliği hesaba katıldığında sıcaklığın ısı borusu alt yüzeyi boyunca dağılımı daha üniform bir hal almıştır. Yani aynı ısı transferi evaporatör ve kondenser arasında daha düşük bir sıcaklık farkıyla sağlanabilmektedir. Bunun sebebi ısı borusunun dikey ısıl direncinin menisküsdaki ince sınır tabaka dolayısıyla düşmesi ve sonuç olarak ısı borusunun genel ısıl direncinin düşmesidir.

Isı borusunda elde edilen revize enerji çözümüyle ortaya çıkan sıcaklık alanından yola çıkılarak revize akış çözümü gerçekleştirilmiştir. Revize akış çözümüyle elde edilen z eksenini boyunca menisküs eğriliği değişimi Şekil 4.29’da görülmektedir.



Şekil 4.30 Revize akış çözümüyle elde edilen z eksenini boyunca menisküs eğriliği değişimi
Lacivert: Menisküs eğriliğinin ısı transferine etkisi hesaba katılmadan, Mor: Menisküs eğriliği
hesaba katılarak, Sarı: Lefevre vd.(2007) çözümü.

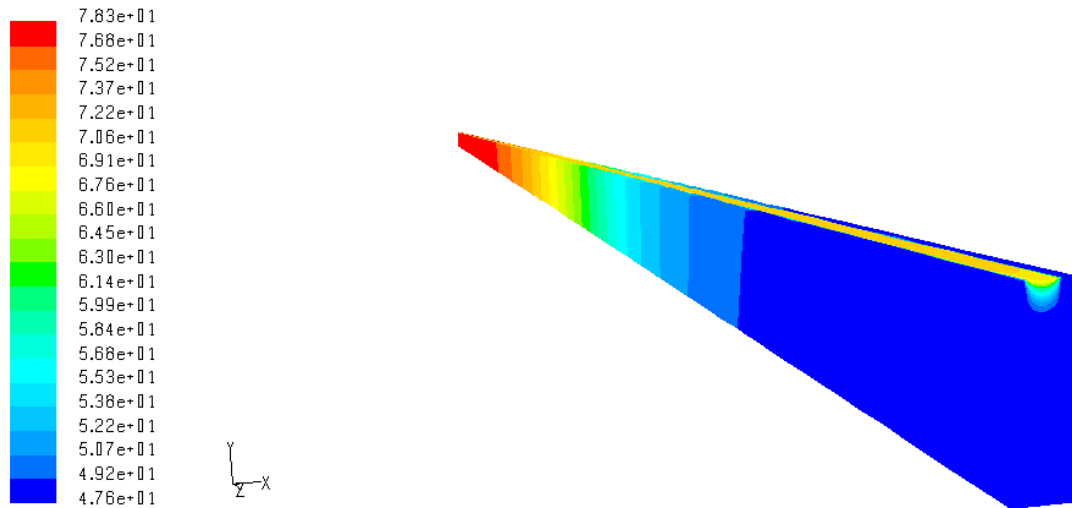
Görüldüğü gibi ilk çözüm adımında hesaba katılmayan menisküs açısının varlığı ve değişimi ısı borusu eksenini boyunca dikey ısıl direncini değiştirmiştir. Dikey ısıl direncin azalması, transfer olan sıvının faz değişimine katılan kısmını artırırken, katı bölgeden iletimle by-pass olan kısmını azaltmıştır. Isı borusundaki aksenal ısıl direncin dikey ısıl dirençten çok daha fazla olduğu dikkate alınırsa dikey dirençteki azalmanın sıcaklık dağılımını önemli ölçüde değiştireceği göz önüne alınmalıdır. Fakat bu değişim, sıvı bölgesindeki basınç değişimini fazla etkilemeyecektir. Bunun sebebi, evaporatörde transfer olan ısının zaten tamamına yakın bir kısmının buharlaşmaya katılması ve dikeydeki direncin azalmasının bu yönde kayda değer ek bir enerji akışı yaratmaması, dolayısıyla çalışma akışkanı debisini değiştirmemesidir.



Şekil 4.31 z eksenini boyunca menisküs yarıçapının üç farklı ısı akısındaki değişimi.

Mavi : $q=0,9 \text{ W/m}^2$, Yeşil : $q=0,7 \text{ W/m}^2$, Kırmızı : $q=0,5 \text{ W/m}^2$

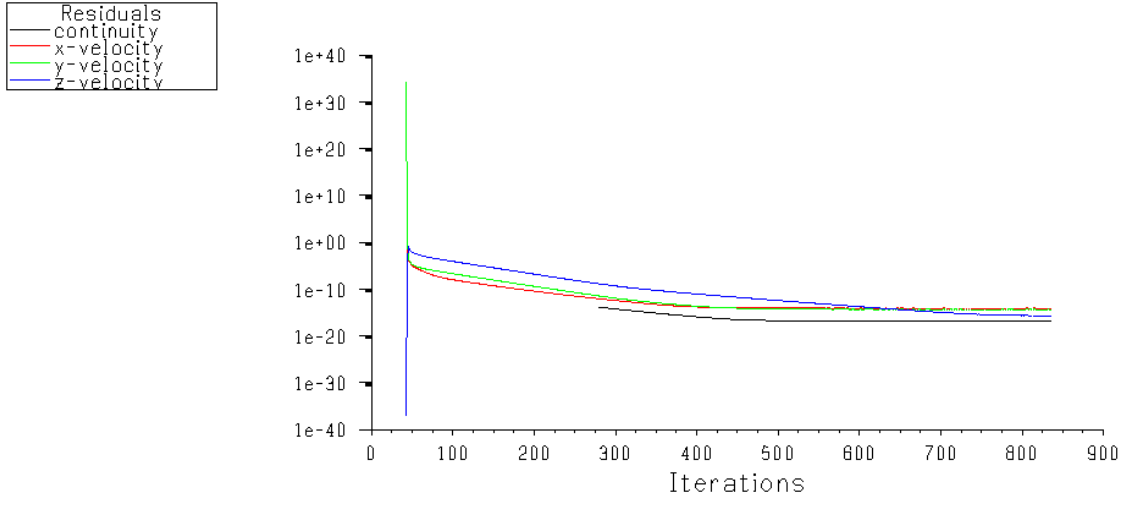
Farklı ısı akılarında menisküs eğrilik yarıçapının z eksenini boyunca değişimini elde etmek için $q=0,9 \text{ W/m}^2$ dışında, $q=0,7 \text{ W/m}^2$ ve $q=0,5 \text{ W/m}^2$ olmak üzere iki farklı ısı akısında menisküs yarıçapı değişimi bulunmuştur. Menisküs yarıçapının z eksenini boyunca değişimi Şekil 4.30'da görülmektedir. Isı akısı azaldıkça menisküs yarıçapının eksen boyunca değişimi de azalmaktadır. Sıfır ısı akısında menisküs yarıçapı eksen boyunca sabit kalacaktır.



Profiles of Static Temperature (c)

Aug 18, 2008
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, lam)

Şekil 4.32 Üç boyutlu çözümde ısı borusundaki sıcaklık dağılımı



Scaled Residuals

Aug 27, 2008
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, lam)

Şekil 4.33 Revize çözümde rezidülerin iterasyonlara bağlı değişimi

SONUÇLAR

İlk defa uzay araştırmalarında yoğun ısı yüklerinin transfer edilmesi ihtiyacına cevap vermek üzere geliştirilen ısı borularının kullanım alanını gün geçtikçe genişlemiş, günümüzde elektronikden imalat teknolojilerine varan geniş bir yelpazeye yayılmıştır. Isı boruları birçok karmaşık fiziksel olayın birarada gerçekleştiği yapılar olduğundan analizlerinde bazı basitleştirme ve kabullere gitmek gerekmektedir. özümün doğruluğu açısından bu kabul ve basitleştirmelerin geçerliliği büyük önem taşımaktadır. Bu alışmada FLUENT kodu kullanılarak, üç farklı ısı borusunun incelenmesi çeşitli sınır koşulları kabulleriyle yapılmış, sonuçlar literatür çalışmalarıyla kontrol edilmiştir.

Yapılan üç farklı çözümde iki farklı tip ısı borusu incelenmiştir. İlk iki çözümde eksenel simetrik, fitilli, silindirik ısı borusu, üçüncü çözümde ise kanallı, düzlemsel ısı borusu üç boyutta incelenmiştir. İlk çözümde faz değiştirme hızları sabit alınmış, ikinci çözümde faz değiştirme hızları, arayüzeydeki sıcaklık gradyanı kullanılarak bir UDF vasıtasıyla tanımlanmıştır. İlk iki çözümde, atalet etkisinin buhar bölgesinde etkili olduğu, sıvı bölgesinde atalet etkisinden kaynaklanan basınç değişiminin ihmal edilebilir değerde olduğu gözlemlenmiştir. İlk çözümde bulunan sonuçlar literatürdeki benzer bir çalışmayla karşılaştırılarak, ters yönde akışta olan iki fazın arayüzeyde oluşturduğu kayma gerilmesinin her iki fazda yarattığı basınç kaybının ihmal edilebilir mertebede olduğu saptanmıştır.

Üç boyutlu model çözümünde katı ve sıvı bölgesi incelenmiş, faz değiştirme hızları, arayüzeydeki sıcaklık gradyanı kullanılarak bir UDF vasıtasıyla tanımlanmıştır. Menisküs eğriliğinin ısı transferine etkisinin iki boyutlu modellerle incelenip, buradan çıkarılan sonuçlarla, bir düzeltme katsayısı tanımlayarak, esas modeldeki çözümün düzeltilebileceği gösterilmiştir. Eksen boyunca menisküs eğrilik değişimi üç farklı ısı akısı için incelenmiştir.

KAYNAKLAR

Cao, Y. ve Faghri, A., (1993), “A numerical analysis of high temperature heat pipe startup from the frozen state”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, sf. 247–254

Carbajal, G., Sobhan, C.B., Peterson, G.P., Queheillalt, D.T. ve Haydn Wadley, N.G., (2007), “A quasi-3D analysis of the thermal performance of a flat heat pipe”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, sf. 4286–4296

Chi, S.W., (1976), “Heat pipe theory and practice”, McGraw-Hill, New York

Ergun, S., (1952), “Fluid flow through packed columns”, *Chem. Eng. Prog.*, Vol.48, sf. 89–94

Ivanovskii, M.N., Sorokin, V.P. ve Yagodkin, I.V., (1982), “The Physical Principles of Heat Pipes”, Cralendon Press, London

Kaya, T. ve Goldak J., (2007), “Three-dimensional numerical analysis of heat and mass transfer in heat pipes”, *Heat Mass Transfer* (2007) Vol. 43, sf. 775–785

Lefe`vre, F., Rullie`re, R., Pandraud, G. ve Lallemand, M., (2007), “Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves – Experimental validation”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.51, sf. 4083–4094

Tournier, J.M. ve El-Genk, M.S., (2003), “Startup of a horizontal lithium-molybdenum heat pipe from a frozen state”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, sf. 671–685

Xiao, B. ve Faghri, A., (2007), “A three-dimensional thermal-fluid analysis of flat heat pipes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, sf. 3113-3126

Zhu, N. ve Vafai, K., (1997), “Numerical and analytical investigation of vapor flow in a disk-shaped heat pipe incorporating secondary flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, sf. 2887-2900

Zhu, N. ve Vafai, K., (1999), “Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid & vapor coupling and non-Darcian transport closed form solution”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, sf. 3405-3418

INTERNET KAYNAKLARI

[1] <http://www.cfd-online.com/>

[2] <http://web.anova.com.tr/>

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 06.05.1981

Doğum Yeri Ardahan

Lise 1995–1999 Kenan Evren Anadolu Lisesi

Lisans 1999–2005 Yıldız Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2005- 2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

2005-2006 Tekso Teknik Soğutma AŞ.

2006-2007 Çolak Petrol Mühendislik LTD. ŞTİ

2007- Devam ediyor Güriş İnşaat ve Makine AŞ.