

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

168470

**FAZ DEĞİŞİMLERİNDE BASINÇ  
KAYIPLARININ İNCELENMESİ**

Makine Müh. Toluy ERDİK

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Sabiha YILDIZ**

*S*  
Prof. Dr. İsmail Teke  
Pörkan

Y. Doç. Dr. Semra ÖZKAN

**İSTANBUL, 2005**

## İÇİNDEKİLER

|  | Sayfa |
|--|-------|
| SİMGE LİSTESİ.....   | i     |
| KISALTMA LİSTESİ .....   | vii   |
| ŞEKİL LİSTESİ.....   | viii  |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....  | xi    |
| ÖNSÖZ .....  | xii   |
| ÖZET .....   | xiii  |
| ABSTRACT.....  | xiv   |
| 1. GİRİŞ.....  | 1     |
| 1.1 Amaç.....  | 1     |
| 1.2 Analiz Metodları .....   | 2     |
| 1.3 Akım Şekilleri ve Geçiş Modelleri .....                                    | 2     |
| 1.3.1 Düşey Akışta Akım Şekilleri .....  | 3     |
| 1.3.2 Düşey Isıtılmış Kanallarda Akım Şekilleri.....                           | 5     |
| 1.3.3 Yatay Akışta Akım Formları .....   | 7     |
| 1.3.4 Akım Kartları ve Geçişler.....   | 9     |
| 1.3.4.1 Düşey Akış.....  | 9     |
| 1.3.4.2 Yatay Akış .....   | 10    |
| 1.3.4.3 Taitel Akım Kartı Modeli .....   | 11    |
| 1.3.5 Uygulamadaki Akım Şekilleri .....  | 17    |
| 2. TEMEL MODELLER .....  | 20    |
| 2.1 Giriş .....  | 20    |
| 2.2 İki Fazlı Akımın Temel Denklemleri.....                                    | 20    |
| 2.2.1 Kütle Korunumu .....   | 21    |
| 2.2.2 Momentum Korunumu .....  | 21    |
| 2.2.3 Enerjinin Korunumu .....   | 23    |
| 2.2.4 Momentum ve Enerji Denklemlerinin Basınç Kaybı Hesabında Kullanımı ..... | 25    |
| 2.3 Homojen Model .....  | 26    |
| 2.3.1 Modelin Türetilmesi ve Kabuller.....                                     | 26    |
| 2.3.2 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı.....  | 28    |
| 2.3.3 Basınç Kayıplarının Hesaplanmasında Modelin Kullanılması.....            | 30    |
| 2.3.4 Homojen Modelin Deneysel Çalışmalara Uygulanması.....                    | 31    |
| 2.4 Heterojen Model .....  | 32    |

|           |  |     |
|-----------|--|-----|
| 2.4.1     | Modelin Oluşturulması ve Kabuller .....  | 32  |
| 2.4.2     | Modelin Basınç Kaybı Hesabında Kullanılması.....   | 33  |
| 2.4.3     | İki Fazlı Çarpmanı ( $\phi^2_{fo}$ ) ve Boşluk Oranı Hesabı.....                             | 33  |
| 2.4.3.1   | Lockart ve Martinelli (1949) Korelasyonu .....   | 34  |
| 2.4.3.2   | Martinelli ve Nelson (1948) Korelasyonu .....  | 37  |
| 2.4.3.3   | Thom (1964) Korelasyonu.....   | 41  |
| 2.4.3.3.1 | Thom (1964) Modeline Göre Kayma Hız Oranı .....  | 47  |
| 2.4.3.3.2 | Thom (1964) Modeline Göre Momentum Basınç Kaybı.....   | 48  |
| 2.4.3.3.3 | Thom (1964) Modeline Göre Sürtünme Basınç Kaybı.....   | 52  |
| 2.4.3.3.4 | Thom (1964) Modeline Göre Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı .....                       | 54  |
| 3.        | HETEROJEN MODELİN DENEYSEL ÇALIŞMALAR UYGULANMASI...56                                       |     |
| 4.        | KÜTLESEL AKININ SÜRTÜNME ÇARPANI $\phi^2_{fo}$ ÜZERİNE ETKİSİNİ DÜZELTEN KORELASYONLAR ..... | 58  |
| 4.1       | Baroczy (1965) Korelasyonu .....   | 58  |
| 4.2       | Chisholm (1968) Korelasyonu.....   | 60  |
| 4.3       | Friedel (1979) Korelasyonu.....  | 62  |
| 4.4       | Eğimli Borularda İki Fazlı Akım .....  | 63  |
| 4.5       | Isı Akısının Boşluk Oranı ile Basınç Kaybına Etkisi .....                                    | 65  |
| 4.6       | Deneysel Basınç Kayıplarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması .....                         | 66  |
| 5.        | SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....   | 88  |
|           | KAYNAKLAR .....  | 89  |
|           | EKLER .....  | 92  |
| Ek 1      | Basınç Kaybı Hesapları .....   | 92  |
| Ek 1a     | Diyabatik Bölge İçin Hesaplamalar .....  | 92  |
| Ek 1b     | Adyabatik Bölge İçin Hesaplamalar .....  | 119 |
| Ek 2      | Basınç Kayıp Tablosu.....  | 122 |
| Ek 3      | Formül Tablosu.....  | 123 |
| Ek 4      | Temel Denklemlerin Oluşturulmasında Gerekli Bağlıntılar.....                                 | 124 |
|           | ÖZGEÇMİŞ .....   | 125 |

## SİMGE LİSTESİ

|                 |   |
|-----------------|---|
| $a$             | Özgül hacim oranı ( $v_g/v_f$ )   |
| $A$             | Boru kesit alanı ( $m^2$ )  |
| $A_1, A_2, A_3$ | (4.7) eşitliğindeki parametreler  |
| $A_{akış}$      | Akım kesit alanı ( $m^2$ )  |
| $A_{ısı tr.}$   | Isı transferi kesit alanı ( $m^2$ )   |
| $A_f$           | Sıvı fazı tarafından kaplanan kesit alanı ( $m^2$ )                           |
| $A_g$           | Gaz fazı tarafından kaplanan kesit alanı ( $m^2$ )                            |
| $C, C_2$        | Chisholm (1968) korelasyonunda kullanılan parametreler (4.2)                  |
| $\bar{C}$       | (4.3) eşitliği ile tanımlanan parametre                                       |
| $D$             | Boru çapı karakteristik boyutu (m)  |
| $d_c$           | (1.7) eşitliği ile verilmiş kabarcık çapı (m)                                 |
| $d_{crit}$      | (1.9) ve (1.10) eşitlikleri ile verilmiş kritik kabarcık çapı (m)             |
| $d_d, D_o$      | Boru dış çapı (m)   |
| $D_e$           | Hidrolik eşdeğer çap (m)  |
| $D_f$           | Sıvı fazın hidrolik çapı (m)  |
| $D_g$           | Gaz fazın hidrolik çapı (m)   |
| $d_i, D_i$      | Boru iç çapı (m)  |
| $E$             | Birim kütledeki iç enerji (J/kg)(Nm/kg)                                       |
| $F$             | (1.4) eşitliği ile tanımlanmış parametre                                      |
| $F(\theta)$     | Düzeltilme faktörü (Şekil 4.4)  |
| $f_f$           | Sıvı fazın boruda tek başına aktığı düşünülerek tanımlanan sürtünme katsayısı |
| $F_f$           | Sıvı fazın sürtünmeyi yenebilmesi için gerekli kuvvet (N)                     |
| $f_{fo}(f)$     | Tüm akışın sıvı olduğunun düşünülmesi halindeki sürtünme katsayısı            |
| $f_g$           | Gaz fazın boruda tek başına aktığı düşünülerek tanımlanan sürtünme katsayısı  |
| $F_g$           | Gaz fazın sürtünmeyi yenebilmesi için gerekli kuvvet (N)                      |
| $f_{go}$        | Tüm akışın gaz olduğunun düşünülmesi halindeki sürtünme katsayısı             |
| $f_{TP}$        | İki fazlı sürtünme katsayısı  |
| $g$             | Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )  |
| $G$             | Kütleli akı ( $kg/m^2s$ )   |
| $G^*$           | Chisholm korelasyonundaki referans kütleli akısı ( $kg/m^2s$ )                |

|               |  |
|---------------|--|
| $g_c$         | Ib force'un pdl'ye dönüşümünü sağlayan boyutsuz faktör               |
| $G_f$         | Sıvı fazın kütleli akısı ( $kg/m^2s$ )                               |
| $G_g$         | Gaz fazın kütleli akısı ( $kg/m^2s$ )                                |
| $h_f$         | Ayrık akımda sıvı seviyesi (m)                                       |
| $h_f(i_f)$    | Doymuş sıvının entalpisi (j/kg)                                      |
| $h_{fi}$      | Boru girişindeki sıvının entalpisi (j/kg)                            |
| $i$           | entalpi (J/kg)   |
| $i_g$         | Doymuş buharın entalpisi (j/kg)                                      |
| $i_k$         | K fazının birim kütledeki entalpisi (j/kg)                           |
| $j$           | Hacimsel akı (m/s)   |
| $j_f$         | Sıvı fazın superficial hızı (m/s)                                    |
| $j_f^*$       | Boyutsuz sıvı superficial hızı                                       |
| $j_g$         | Gaz fazın superficial hızı (m/s)                                     |
| $j_g^*$       | Boyutsuz gaz superficial hızı  |
| $K$           | (1.7) eşitliğinde yer alan enerji disipasyonu oranı (J/kgs)          |
| $K$           | (1.6) eşitliği ile tanımlanmış parametre                             |
| $K$           | Kabarcık oluşum hızı eşitliğindeki sabit katsayı                     |
| $K$           | Boyutsuz akış parametresi (Thom, 1964)                               |
| $K_f$         | (2.60) eşitliğindeki Blasius sabiti                                  |
| $L$           | Boru uzunluğu (m)  |
| $L_{ady}$     | Borunun adyabatik kısmının uzunluğu (m)                              |
| $m(W)$        | Kütleli debi (kg/s)  |
| $p$           | Statik basınç ( $N/m^2$ ) (bar)                                      |
| $P$           | Islak çevre (m)  |
| $P_{in}$      | Boru girişindeki basınç ( $N/m^2$ ) (bar)                            |
| $P_{işletme}$ | İşletme basıncı ( $N/m^2$ ) (bar)                                    |
| $P_{out}$     | Boru çıkışındaki basınç ( $N/m^2$ ) (bar)                            |
| $Q$           | Hacimsel debi ( $m^3/s$ )  |
| $q''$         | Isı akısı ( $W/m^2$ )  |
| $q'$          | Birim boru boyundaki ısı akısı (W/m)                                 |
| $Q_f$         | Sıvı fazın hacimsel debisi ( $m^3/s$ )                               |
| $Q_g$         | Gaz fazın hacimsel debisi ( $m^3/s$ )                                |
| $Q_{sub.}$    | Boruda sıvıya $x = 0$ noktasından önce transfer olan ısı miktarı (W) |
| $Q_{toplaml}$ | Boruda sıvıya transfer olan toplam ısı miktarı (W)                   |

|            |  |
|------------|--|
| $Q_{wf}$   | Kanal çeperlerinden sıvıya transfer olan ısı miktarı (W/m)                 |
| R          | Eğrilik yarıçapı (m)   |
| R          | Giriş ve çıkış arasındaki genişleme oranı (Thom, 1964)                     |
| $Re$       | Reynolds sayısı  |
| $Re_f$     | Sıvı fazın reynolds sayısı   |
| $Re_{fo}$  | Sıvı fazın tek başına aktığı düşünülerek hesaplanan reynolds sayısı        |
| $Re_g$     | Gaz fazın reynolds sayısı  |
| $Re_{go}$  | Gaz fazın tek başına aktığı düşünülerek hesaplanan reynolds sayısı         |
| $r_1$      | Homojen akım için momentum çarpanı   |
| $r_1$      | Homojen akım için momentum çarpanı (Thom, 1964)                            |
| $r_2$      | Heterojen akım için momentum çarpanı (Martinelli ve Nelson, 1948)          |
| $r_2$      | Heterojen akım için momentum çarpanı (Thom, 1964)                          |
| $r_3$      | İki fazlı sürtünme basınç kayıp çarpanı (Thom, 1964)                       |
| $r_4$      | İki fazlı yerçekimi basınç kayıp çarpanı (Thom, 1964)                      |
| $r_4^*$    | Yerçekimi basınç kaybı hesabındaki integral (Martinelli ve Nelson, 1948)   |
| S          | Dikdörtgen kesitli kanalın genişliği (m)                                   |
| s          | Boru et kalınlığı (m)  |
| $S_1, S_2$ | Ara yüzeyde k fazı tarafından diğer fazlara etkiyen kuvvet (N)             |
| T          | (1.12) eşitliği ile tanımlanmış parametre                                  |
| T          | Chisholm korelasyonundaki (4.4) eşitliğinde kullanılan parametre           |
| T          | Sıcaklık (°C)  |
| $T_i$      | Akışkanın boruya giriş sıcaklığı (°C)                                      |
| $T_{sat}$  | Akışkanın doyma sıcaklığı (°C)   |
| u          | Hız (m/s)  |
| $u_f$      | Sıvı fazının hızı (m/s)  |
| $u_g$      | Gaz fazının hızı (m/s)   |
| $u_{in}$   | Akışkanın girişteki hızı (m/s)   |
| $u_k$      | K fazının kütle ağırlıklı ortalama hızı (m/s)                              |
| $u_m$      | Homojen akış hızı (m/s)  |
| $u_{out}$  | Akışkanın çıkıştaki hızı (m/s)   |
| $v$        | Özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg)   |
| $v_a$      | Gamma ışınlarıyla belirlenen özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg) (Thom, 1964) |
| $v_{eff}$  | Efektif özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg) (Thom, 1964)                      |
| $v_f$      | Sıvının özgül hacmi (m <sup>3</sup> /kg)                                   |

|              |  |
|--------------|--|
| $v_{fg}$     | Doymuş sıvı ve buhar özgül hacimleri arasındaki fark ( $m^3/kg$ )        |
| $v_{fi}$     | Sıvının boruya girişteki özgül hacmi ( $m^3/kg$ )                        |
| $v_{fm}$     | Tek faz bölgesinde sıvının ortalama özgül hacmi ( $m^3/kg$ )             |
| $v_g$        | Buhar veya gaz fazının özgül hacmi ( $m^3/kg$ )                          |
| $v_{in}$     | Boru girişindeki özgül hacim ( $m^3/kg$ ) (Thom, 1964)                   |
| $v_m$        | Homojen akış özgül hacmi ( $m^3/kg$ )                                    |
| $v_{out}$    | Boru çıkışındaki özgül hacim ( $m^3/kg$ ) (Thom, 1964)                   |
| $w$          | Dikdörtgen kesitli kanal genişliği (m)                                   |
| $We$         | Weber sayısı   |
| $W_f$        | Sıvı fazın kütleli akışı (kg/s)  |
| $W_g$        | Gaz fazın kütleli akışı (kg/s)   |
| $W_k$        | K fazının kütleli akışı (kg/s)   |
| $x$          | Termodinamik buhar içeriği (%)   |
| $X$          | (2.67) eşitliği ile tanımlanmış Lockart ve Martinelli (1949) parametresi |
| $x_{in}$     | Boru girişindeki kuruluk derecesi (%)                                    |
| $x_k$        | K fazının kuruluk derecesi (%)   |
| $x_{out}$    | Boru çıkışındaki kuruluk derecesi (%)                                    |
| $X_{tt}$     | Türbülans-türbülans akımı için Lockart ve Martinelli (1949) parametresi  |
| $x_v$        | Karışımın hacimsel akış oranı (%)  |
| $Y$          | Taitel (1990) modelindeki (1.5) eşitliği ile tanımlı parametre           |
| $z_{sub.}$   | $x = 0$ noktası altındaki bölge uzunluğu (m)                             |
| $\alpha$     | Boşluk oranı   |
| $\alpha_k$   | K fazının boşluk oranı   |
| $\beta$      | Hacimsel buhar içeriği   |
| $\Gamma_f$   | Sıvı faza transfer olan kütle miktarı (kg/ms)                            |
| $\Gamma_g$   | Gaz faza transfer olan kütle miktarı (kg/ms)                             |
| $\Gamma_k$   | Diğer fazlardan k fazına transfer olan kütle miktarı (kg/ms)             |
| $\gamma$     | (2.58) eşitliği ile tanımlanan parametre                                 |
| $\delta$     | Film kalınlığı (m)   |
| $\delta$     | (2.59) eşitliğinde tanımlanan parametre                                  |
| $\epsilon$   | Boru pürüzlülüğü (m)   |
| $\epsilon_f$ | Sıvı fazın birim kütledeki iç enerjisi (J/kg)                            |
| $\epsilon_g$ | Gaz fazın birim kütledeki iç enerjisi (J/kg)                             |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $\varepsilon_k$ | K fazının birim kütledeki iç enerjisi (J/kg)                                   |
| $\theta$        | Boru ekseninin yatayla yaptığı açı (deg.)                                      |
| $\lambda$       | Baker (1954) akım şekilleri grafiğinde ve (1.2) eşitliğinde kullanılan faktör  |
| $\lambda$       | Chisholm (1968) korelasyonunda kullanılan parametre                            |
| $\mu_f$         | Sıvı fazın dinamik viskozitesi (Ns/m <sup>2</sup> )                            |
| $\mu_{fg}$      | Sıvı ve gaz fazlarının viskoziteleri arasındaki fark (Ns/m <sup>2</sup> )      |
| $\mu_g$         | Gaz fazın dinamik viskozitesi (Ns/m <sup>2</sup> )                             |
| $\mu_m$         | Homojen akış ortalama viskozitesi (Ns/m <sup>2</sup> )                         |
| $\mu_w$         | 1 atm basınç ve 20°C sıcaklıkta suyun dinamik viskozitesi (Ns/m <sup>2</sup> ) |
| $\nu_f$         | Sıvı fazın kinematik viskozitesi (m <sup>2</sup> /s)                           |
| $\rho_a$        | Gamma ışınlarıyla belirlenen yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )                     |
| $\rho_A$        | 1 atm basınç ve 20°C sıcaklıkta havanın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )         |
| $\rho_{eff}$    | Efektif yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )  |
| $\rho_f$        | Sıvı fazın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )                                      |
| $\rho_g$        | Gaz fazın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )                                       |
| $\rho_k$        | K fazının yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )                                       |
| $\rho_m$        | Homojen akış ortalama yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )                           |
| $\rho_w$        | 1 atm basınç ve 20°C sıcaklıkta suyun yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )           |
| $\sigma$        | Yüzey gerilmesi (N/m)  |
| $\sigma_w$      | 1 atm basınç ve 20°C sıcaklıkta suyun yüzey gerilmesi (N/m)                    |
| $\psi$          | (1.3) eşitliği ile tanımlanan parametre  |
| $\tau_{fg}$     | Sıvı fazıyla gaz fazı arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )           |
| $\tau_{fw}$     | Sıvı fazıyla cidar arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )              |
| $\tau_{gf}$     | Gaz fazıyla sıvı fazı arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )           |
| $\tau_{gw}$     | Gaz fazıyla cidar arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )               |
| $\tau_{kn}$     | K fazıyla n fazı arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )                |
| $\tau_{knz}$    | K fazıyla n fazı arasındaki kayma gerilmesinin z bileşeni (N/m <sup>2</sup> )  |
| $\tau_{kw}$     | K fazıyla cidar arasındaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )                 |
| $\tau_w$        | Cidardaki kayma gerilmesi (N/m <sup>2</sup> )                                  |
| $\phi$          | Yüzey ısı akısı (W/m <sup>2</sup> )  |
| $\phi_f^2$      | Sıvı fazının sürtünme çarpanı  |
| $\phi_{fo}^2$   | Akışın tamamının sıvı olarak düşünülmesi halindeki sürtünme çarpanı            |

|                      |  |
|----------------------|--|
| $\phi_g^2$           | Gaz fazının sürtünme çarpanı   |
| $\phi_{fo(homo.)}^2$ | Homojen modele göre sürtünme çarpanı                                   |
| $\phi_{ft}^2$        | Türbülans – türbülans akımı olması halinde sıvı fazın sürtünme çarpanı |
| $\Omega$             | Düzeltilme faktörü (4.1)   |
| ${}_H\Delta p_{acl}$ | Homojen modele göre hesaplanan momentum basınç kaybı ( $N/m^2$ )       |
| ${}_S\Delta p_{acl}$ | Heterojen modele göre hesaplanan momentum basınç kaybı ( $N/m^2$ )     |
| ${}_H\Delta p_f$     | Homojen modele göre hesaplanan sürtünme basınç kaybı ( $N/m^2$ )       |
| ${}_S\Delta p_f$     | Heterojen modele göre hesaplanan sürtünme basınç kaybı ( $N/m^2$ )     |
| ${}_H\Delta p_z$     | Homojen modele göre hesaplanan yerçekimi basınç kaybı ( $N/m^2$ )      |
| ${}_S\Delta p_z$     | Heterojen modele göre hesaplanan yerçekimi basınç kaybı ( $N/m^2$ )    |



## KISALTMA LİSTESİ

|      |                       |
|------|-----------------------|
| acl  | Momentum              |
| ady  | Adyabatik             |
| crit | Kritik                |
| eff  | Efektif               |
| TP   | İki Faz               |
| tt   | Türbülans – Türbülans |
| sat  | Doyma                 |
| sub  | Doyma Noktası Altında |



## ŞEKİL LİSTESİ

|            | Sayfa   |
|------------|---|
| Şekil 1.1  | Düşey akışta akım şekilleri .....4  |
| Şekil 1.2  | Düşey bir buharlaştırıcı borusunda akım şekilleri .....6  |
| Şekil 1.3  | Yatay akışta akım şekilleri.....7   |
| Şekil 1.4  | Yatay borularda iki fazlı akım şekilleri .....9   |
| Şekil 1.5  | Düşey akış için akım kartları (Hewitt ve Roberts, 1969) .....10   |
| Şekil 1.6  | Yatay akış için akım kartları (Baker, 1954).....11  |
| Şekil 1.7  | Yatay akış için akım kartı (Taitel ve Dukler, 1976).....12  |
| Şekil 1.8  | Tabaka akışta sıvı dengesi .....12  |
| Şekil 2.1  | Bir kanal elemanı içindeki çok fazlı akım için basitleştirilmiş model.....20  |
| Şekil 2.2  | Davidson et al. (1943) tarafından yüksek basınçlı su – buhar karışımları için elde edilmiş deneysel iki fazlı sürtünme katsayıları.....31 |
| Şekil 2.3  | Lockart – Martinelli (1949) korelasyonu.....36  |
| Şekil 2.4  | Buhar içeriği ve basıncın fonksiyonu olarak $\phi^2_{fo}$ değeri .....38  |
| Şekil 2.5  | Mutlak basınçtaki su – buhar sistemi için basınç ve buhar içeriğinin bir fonksiyonu olarak $[1/x] \phi^2_{fo} dx$ terimi .....39          |
| Şekil 2.6  | Mutlak basınçtaki su – buhar sistemi için basınç ve buhar içeriğinin fonksiyonu olarak boşluk oranı $\alpha$ .....40                      |
| Şekil 2.7  | Su – buhar sistemi için çeşitli çıkış buhar içeriği değerlerinde basıncın bir fonksiyonu olarak $r_2$ çarpanı .....41                     |
| Şekil 2.8  | İki fazlı su – buhar akışı için belirlenmiş deneysel $\gamma$ ve $\sigma$ değerleri.....46  |
| Şekil 2.9  | Teorik ve deneysel dataların karşılaştırılması .....46  |
| Şekil 2.10 | Teori ve deney arasında kıyaslama .....47   |
| Şekil 2.11 | İki fazlı su – buhar karışımının yoğunluğunun hesaplanmasında kullanılan metodların karşılaştırılması.....50                              |
| Şekil 2.12 | Su – buhar sisteminin kaynamalı akışı için $r_2$ momentum basınç kaybı çarpanı.....51   |
| Şekil 2.13 | 600 psia basınçtaki kaynamalı su – buhar sistemi için iki fazlı sürtünme katsayısı .....53  |
| Şekil 2.14 | Kaynamalı su – buhar sistemi için $r_3$ sürtünme basınç kayıp çarpanı .....54   |
| Şekil 2.15 | Kaynamalı su – buhar sistemi için $r_4$ yerçekimi basınç kayıp çarpanı.....55   |
| Şekil 3.1  | Kütlesel akının boşluk oranı üzerine etkisi.....57  |
| Şekil 4.1  | İki fazlı sürtünme basınç kayıp korelasyonu .....58   |
| Şekil 4.2  | Kütlesel akının düzeltilmesi ve özellik indeksi .....60   |

|           |   |    |
|-----------|---|----|
| Şekil 4.3 | Gerçek $\phi_{fo}^2$ 'ın homojen modelden elde edilmiş $\phi_{fo}^2$ 'a oranı. Chisholm (1968) ve Baroczy (1965) teorileriyle deneylerin karşılaştırılması..... | 62 |
| Şekil 4.4 | Eğimli borularda iki fazlı akım.....  | 65 |
| Şekil 4.5 | Deney test borusu.....  | 66 |
| Şekil 5   | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı değişimi (L = 170 mm) .....  | 71 |
| Şekil 6   | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı değişimi (L = 310 mm) .....  | 72 |
| Şekil 7   | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı değişimi (L = 170 mm) .....  | 72 |
| Şekil 8   | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisi (L = 310mm) .....  | 73 |
| Şekil 9   | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (L = 170 mm).....   | 74 |
| Şekil 10  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (L = 310 mm).....   | 74 |
| Şekil 11  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (L = 170 mm).....   | 75 |
| Şekil 12  | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (L = 310 mm).....  | 75 |
| Şekil 13  | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre) .....   | 76 |
| Şekil 14  | Basınç kaybı – kütleli akı (L = 170 mm ve L = 310 mm için).....   | 76 |
| Şekil 15  | Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre, L = 170 mm için) .....  | 77 |
| Şekil 16  | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlar için) ..  | 77 |
| Şekil 17  | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (L = 170 mm için).....  | 78 |
| Şekil 18  | Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (L = 310 mm için).....  | 78 |
| Şekil 19  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı ( $L_{ady} = 185$ mm için) .....   | 79 |
| Şekil 20  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlar için) .....  | 79 |
| Şekil 21  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı ( $L_{ady} = 325$ mm için) .....   | 80 |
| Şekil 22  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L_{ady} = 325$ mm).....  | 80 |
| Şekil 23  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlar için) ..  | 81 |
| Şekil 24  | Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L_{ady} = 185$ mm).....  | 81 |
| Şekil 25  | Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre, L = 310 mm için) .....  | 82 |
| Şekil 26  | Basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisi (L = 310 mm için).....   | 82 |
| Şekil 27  | Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre, L = 170 mm için) .....  | 83 |
| Şekil 28  | Basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlara göre, L = 170 mm) .....  | 83 |
| Şekil 29  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 396,68$ kg/m <sup>2</sup> s) .....   | 84 |
| Şekil 30  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 389,74$ kg/m <sup>2</sup> s) .....   | 84 |
| Şekil 31  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 203,78$ kg/m <sup>2</sup> s) .....   | 85 |
| Şekil 32  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 201,3$ kg/m <sup>2</sup> s).....   | 85 |
| Şekil 33  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 299,84$ kg/m <sup>2</sup> s) .....   | 86 |
| Şekil 34  | Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 199,05$ kg/m <sup>2</sup> s) .....   | 86 |

Şekil 35 Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı ( $G = 99,81 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ).....87



## ÇİZELGE LİSTESİ

|             | Sayfa   |
|-------------|---|
| Çizelge 1.1 | K katsayısının değerleri ve (1.30) eşitliği için D karakteristik boyutu.....15  |
| Çizelge 2.1 | Homojen modelde su – buhar sistemi için iki fazlı sürtünme çarpanı $\phi^2_{f0}$ değerleri.....30                     |
| Çizelge 2.2 | Martinelli – Nelson (1948) modeline su – buhar sistemi için iki fazlı sürtünme çarpanı $\phi^2_{f0}$ değerleri.....39 |
| Çizelge 2.3 | Thom (1964) tarafından verilmiş iki fazlı akım faktörleri için değerler.....42  |
| Çizelge 2.4 | a ve $\gamma$ değerleri .....45   |
| Çizelge 2.5 | $r_2$ momentum çarpanı değerleri.....52   |
| Çizelge 2.6 | $r_3$ sürtünme çarpanının değerleri.....54  |
| Çizelge 2.7 | $r_4$ yerçekimi çarpanı değerleri.....55  |
| Çizelge 4.1 | $G = 1356 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için $\phi^2_{f0}$ iki fazlı sürtünme çarpanı değerleri.....59                      |
| Çizelge 5   | Basınç kayıp tablosu .....122   |
| Çizelge 6   | Basınç kaybı formülleri .....123  |

## ÖNSÖZ

Faz değişimleri endüstrinin, soğutma ve klima cihazları, boru hatları, su soğutmalı nükleer reaktörler ve petrokimyasal santrallerdeki kondenserler gibi çoğu alanında karşılaşılan ve yerine göre faydalı yerine göre zararlı olabilen bir fiziksel olaydır. Bunun yanında, yapılan çalışmaların hepsinde de en büyük basınç kayıplarının faz değişimlerinde görüldüğü ve mühendisliğin de amacının kusursuz bir teknik yaratırken ekonomik yönleri dikkate almak olduğu göz önünde bulundurulursa faz değişimleri ve bunun sonucunda oluşan basınç kayıplarının ne derece önemli ve dikkatle takip edilmesi gereken bir konu olduğu hemen anlaşılır.

Faz değişimlerinin avantajları olduğu gibi dezavantajları da vardır. Örneğin; su borulu buhar kazanları, tamamen şebeke suyunu içinde yanan doğalgaz veya fuel – oil gibi herhangi bir yakıtla ısıtıp faz değişimine uğratarak buhar fazına geçirir ve bu buhar da borular içinde dolaşan suyu ısıtıp sisteme yollar ve bu sayede herhangi bir apartman, ofis, fabrika vb.’nin ısıtmasını gerçekleştirir ancak burada da yine oluşan basınç kayıpları daha güçlü bir pompa satın almamıza diğer bir deyişle daha fazla maliyete ve elektrik harcanmasına sebep olur. Bunun yanısıra su soğutmalı nükleer reaktörlerde faz değişimleri yarattığı külfet dışında fiziki olarak da istenmez. Çünkü bir nükleer reaktörde soğutma suyu buharlaşıp belli bir seviyenin altına düşünce nükleer reaktörde her an bir patlama olur ki durumun ciddiyeti tartışılmayacak kadar üst seviyede ve insan hayatını tehdit etmektedir. Dolayısıyla, emniyetin üst safhada olması gereken böyle bir sistemde faz değişimi kesinlikle istenmez.

Bu çalışmada öncelikle akım şekillerinden bahsedilmektedir. Isı verilmesi veya ısı çekilmesinde fazların görünümü dolayısıyla akım şekli değişmekte bunun sonucunda da basınç kaybı değişmekte olduğundan en önemli nokta burasıdır. Bundan sonra sonra çeşitli modeller baz alınarak basınç kayıpları hesaplanmakta ve bu bulunan değerler deneysel datalarla kıyaslanmaktadır.

Bu yüksek lisans çalışmamı yöneten, çalışmam boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen, eleştiri ve önerileri ile çalışmama katkıda bulunan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Sabiha Yıldız’a ve çalışmam boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen değerli arkadaşım Çiğdem Dörtköşe’ye teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

Endüstride petrokimyasal santral boyler ve kondensörleri, soğutma ve klima cihazları, nükleer reaktörler ve ısı pompaları gibi pek çok sistem, faz değişimlerine göre çalışmakta veya faz değişiminden hem fiziksel hem de ekonomik yönden olumsuz olarak etkilenmektedir. Çünkü yapılan çalışmalar sonucunda faz değişiminden kaynaklanan basınç kayıplarının, hem daha güçlü bir pompa satın alınmasına, dolayısıyla cihaz ve elektrik masraflarının artmasına hem de belli bir değerden sonra boğulma yaratarak boru malzemesinde hasar meydana gelmesine neden olduğu gözlemlenmiş ve bunların kontrol altında tutulmasına çalışılmıştır.

Bu çalışmada, kaynama halinde çeşitli korelasyonlar kullanılarak basınç kayıpları hesaplanmakta ve sonuçlar bazı kaynaklardan elde edilmiş deneysel datalarla kıyaslanmakta olup amaç deneysel datalara en yakın sonuçları elde etmektir. Çalışma sunulurken önce akım şekilleri ve temel denklemlerden sonra da hesaplamalarda kullanılan korelasyonlardan bahsedilmiş, Heterojen Model baz alınarak hesap yapılmış ve bulunan sonuçlar; “Basınç kaybı – kütleli akı”, “Basınç kaybı – kuruluk derecesi” ve “Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı” adlı grafiklerde çeşitli kaynaklardaki deneysel datalarla karşılaştırılmıştır.

Yapılan hesaplamalarda Baroczy metoduyla bulunan değerlerin,  $G = 201,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'lik kütleli akı için ölçülmüş olan 23400 Pa'lık basınç kaybı değeri hariç, ölçülmüş diğer tüm deneysel datalara yaklaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, “Basınç kaybı – kütleli akı” grafiğinde artan kütleli akıya bağlı olarak basınç kaybı da artmakta olup “Basınç kaybı – kuruluk derecesi” grafiğinde ise artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç kaybı hızlı bir şekilde artıp maksimum yaptıktan sonra azalmaktadır. “Tahmin edilen basınç kaybı – ölçülen basınç kaybı” adlı grafikte ise gerçeğe en yakın sonuçlar +%20 ile -%20 aralığında kabul edilmekte buna göre  $G = 398,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $G = 203,78 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'lik debilerde gözlemlenen basınç kayıpları bu aralıkta kalmaktadır.

**Anahtar Kelimeler :** Basınç kaybı, kütleli akı, kuruluk derecesi, faz değişimi, maliyet.

## ABSTRACT

In today's industry, many systems like petroleum-chemical plant boilers and condensers, cooling and air – conditioning units, nuclear reactors and heat pumps, work according to phase changes or can be effected by the phase changes from the viewpoint of both physical and economics. Because in the previous studies, it was observed that pressure drops due to phase changes caused not only more powerful pumps to be purchased, but also damage to be created in the tube material during profiteering after a certain value and all of these were tried to keep under control.

In this study, pressure drops are calculated using various correlations during boiling and results are compared with experimental values obtained from the literature while it is aimed to obtain the nearest results to experimental values. In the presentation of the work, first flow patterns and fundamental equations were discussed then the correlations used in calculations were debated. After that, calculations were carried out using Separated Model and the results were compared with the experimental values obtained from the literature in the charts with the names of “Pressure drop – mass velocity”, “Pressure drop – vapour quality” and “ Gussed pressure drop – measured pressure drop”.

In the calculations, it was observed that the values obtained with Baroczy method correlated other all measured experimental values except the pressure drop value 23400 Pa measured for the mass velocity with value of  $G = 201,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Also, in the chart with the name of “ Pressure drop – mass velocity”, pressure drop increases depending on the increasing mass velocity. On the otherhand, in the chart with name of “Pressure drop – vapour quality”, pressure drop decreases after increasing quickly up to the maximum point. In the chart with the name of “Gussed pressure drop – measured pressure drop” as for, the results nearest to reality are recognized in the region of +%20 and -%20 and according to this, the pressure drops observed in the mass velocities of  $G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$  and  $G = 203,78 \text{ kg/m}^2\text{s}$  remain at this region.

**Keywords :** Pressure drop, mass velocity, vapour quality, phase change, cost.

## 1. GİRİŞ

Su borulu ve yangın borulu boylerler, boru hatları, su soğutmalı nükleer reaktörler, soğutma ve klima cihazları, ısı pompaları, petrokimyasal santral ara boyler ve kondenserleri, yüzey esaslı kondenserler ile diğer pek çok kimyasal ve güç santrali ekipmanlarının temelini akışkan ve ısı transferi oluşturmaktadır. Burada çoğunlukla kaynama ve yoğuşma konularından bahsedilip tek bileşenli sistemler ele alınmakta olup hesaplar hep su-buhar sistemine göre yapılmaktadır. İki fazlı bir akışım düşey bir boru içinden geçmesi halinde maruz kaldığı sürtünme, momentum ve yerçekimi etkilerinden kaynaklanan basınç kayıpları, Martinelli ve Nelson (1948), Lockart ve Martinelli (1949), J. R. S. Thom (1964), C. J. Baroczy (1965), D. Chisholm (1968) ve L. Friedel (1979) gibi bilim adamları tarafından yapılmış olunan çalışmalar temel alınarak açıklanmaktadır. Bu çalışmada, Yıldız, S. (1998)'den alınan datalar ile bu modellere göre basınç kayıplarının karşılaştırılması yapılmakta ve sonuçlar grafiklerle irdelenmektedir.

### 1.1 Amaç

Cihazın performansına etki edecek sınırlayıcı koşullar akış rejiminin hidrodinamiğinde veya ısı transfer proseslerinde olabilecek değişimlerdir. İki fazlı bir akışta ısı verilmesi veya ısı çekilmesi, her bir fazın dağılımında ve akım şekillerinde değişime sebep olmaktadır. Bu değişiklikler ısı transfer proseslerini etkilemektedir. Akışın termal ve hidrolik özelliklerinden sadece biri veya her ikisi birden sürekli olarak değiştiği için, sıvı fazı da gaz fazı da asla tam olarak gelişmemektedir. Bunun yanısıra, sistem de dengede olmadığı için akışkan içinde belirlenmiş herhangi bir noktanın ötesinde akışkan özellikleri değiştiği için bu değişimden hareketle akışkanın şiddeti ve yönü tespit edilebilmektedir. Akışkan özelliklerinin değişmesi akım şekillerinde değişikliğe neden olur ki bu da basınç kayıpları hesabında hangi modelin tercih edileceği konusuna direkt olarak tesir etmekte, diğer bir deyişle akım şekillerine bağlı olarak basınç kayıpları değişmektedir. İşte bu çalışmadaki amaç, akım şekillerini mümkün olduğu kadar gerçeğe yakın şekilde belirleyip en doğru basınç kayıplarını tespit edip gerekli önerilerde bulunmaktır.

## 1.2 Analiz Metodları

İki fazlı akımı incelemek için kullanılan metodlar, tek fazlı akım için denenmiş olan metodların devamıdır. Yapılan işlemler ise kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini tek boyutlu forma uyarlayıp çeşitli modeller çerçevesinde çözmektir. Genellikle 3 tip model mevcuttur:

### a) Homojen Akış Modeli

Bu modele göre iki fazlı akım, her iki fazın da fiziksel özelliklerinin ortalamasına sahip tek faz gibi düşünülür.

### b) Heterojen Akış Modeli

Bu yaklaşımda akışı oluşturan iki fazın da bağımsız hareket ettiği düşünülüp ayrı ayrı iki temel denklem yazılır. Alternatif olarak iki denklem birleştirilebilir. Her iki durumda da önemli olan şey her bir fazın boruda kapladığı alan ile cidarlarda meydana gelen sürtünme etkilerinin belirlenmesidir. Ayrıca, fazlar arasındaki sürtünme etkisi de bilinmelidir. Bu datalar ana denkleme ya heterojen model bağıntıları kullanılarak ya da diğer modeller kullanılarak yazılabilir.

### c) Akış Şekilleri Modeli

Bu yaklaşımda ise iki fazın önceden tanımlanmış olan birkaç geometriden birine uyduğu düşünülür. Bu geometriler, boru içinde gaz ve sıvı akımları bir aradayken oluşan akış şekilleriyle ilgilidir.

## 1.3 Akım Şekilleri ve Geçiş Modelleri

Tek fazlı akım analizinde, akımın laminar veya türbülans olup olmadığı, herhangi bir ayrılmanın varlığı ile ikinci bir akımın var olup olmadığı belirlenmelidir. Burada en önemli konu akımın geometrisidir. Isıtılmış bir kanalda sıvı buharlaştırıldığı zaman sıvıyla oluşan buharın oluşturduğu şekillere akım şekilleri denir. Akım şekli basınca, akıma, ısı akısına ve boru geometrisine bağlıdır. Eşanjör dizaynında hangi akım şeklinin geçerli olduğu veya akım şeklinin ne olduğu belirlenmelidir, çünkü ancak bu şekilde geçerli bir hidrodinamik veya ısı transferi modeli kullanılabilir. Isıtılmış veya ısıtılmamış borularda iki fazlı akım şekillerinin belirlenmesi için çeşitli yöntemler mevcuttur (Hewitt, 1978). Saydam borularda düşük hızlarda akım şekillerini çıplak gözle ayırt etmek mümkündür. Ancak yüksek hızlarda akış ayırt edilemez bu durumda flash ve cine fotoğrafı metodları akışı

yavaşlatıp izlemek için kullanılabilir. Ancak ara yüzeylerdeki yansıma ve kırılmalardan dolayı bu yöntem her türlü muammaya açıktır. Bu yöntem, ekseri yüksek akışkan debilerinde uygulanır. X ışınları yönteminin gelişimi bu belirsizliğin netleşmesine yardımcı olmuş ve çeperleri ısıtılmış opak borularda da deneysel çalışmalara imkan vermiştir. Akım şekillerini saptamak için pek çok prob, elektrikli teller, basınç ve optik cihazlar geliştirilmiş olup bu problemlerden gelen sinyaller sayesinde akım şekillerini saptamak mümkün olmuştur.

### **1.3.1 Düşey Akışta Akım Şekilleri**

Düşey bir boru içindeki yukarı doğru akışta karşılaşılan akım şekilleri, şematik olarak Şekil 1.1' de gerçek fotoğrafları ile bir arada görülmektedir (Collier, 1994).

#### **a) Kabarcıklı Akış**

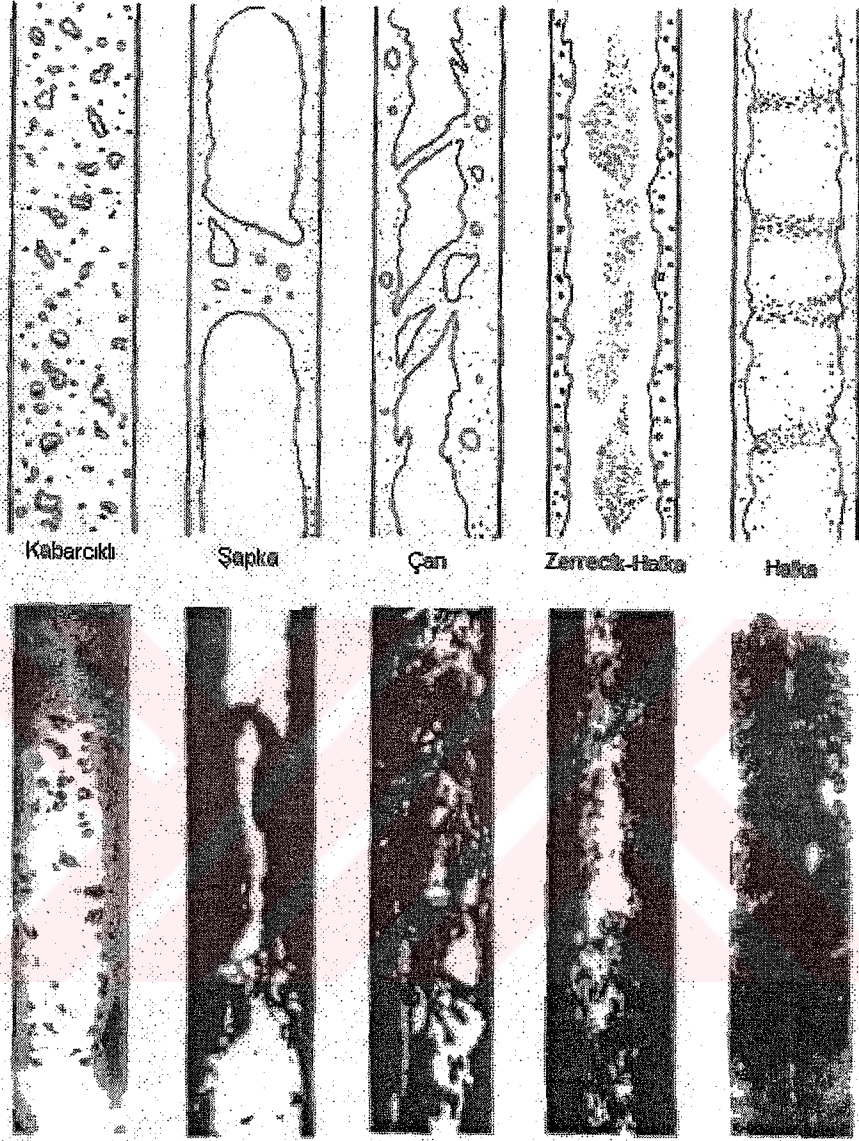
Kabarcıklı akışta, gaz veya buhar fazı sürekli bir sıvı fazının içinde kabarcık halinde bulunur. Bir uçta kabarcıklar küçük ve küresel olabilirken, diğer uçta ise küresel bir şapka ve düz bir kuyrukla oldukça büyük olabilirler. Kabarcıkların şapka ve düz kuyruk şeklinde olması halinde kabarcık çapları boru çapına ulaşmasa da bazen slug akışla karıştırılmaktadır.

#### **b) Şapka Akış**

Bu akış tipinde ise gaz veya buhar kabarcıklarının çapları boru çapına oldukça yaklaşır. Kabarcığın burnunun kendine has küresel bir şapkası olup kabarcıktaki gaz, boru cidarından, yavaşça akan sıvı tabakasıyla ayrılmıştır. Sıvı akışı, gaz kabarcıklarını ayıran sıvı şapkalar içinde olmaktadır. Ayrıca ana gaz kabarcığının boyu duruma göre değişebilmektedir.

#### **c) Çan Akışı**

Bu akış şekli şapka tipi akıştaki büyük buhar kabarcıklarının parçalanması sonucu oluşur. Gaz veya buhar, sıvı içinden daha düzenli aktığı için sıvı film kalınlığı artar. Buradaki akış zamana bağlı olduğu için bu akış tipine belirleyici olarak çan adı verilmektedir. Bu akım şekli bazen yarı halka veya şapka-halka akışı olarak da tanımlanabilmektedir.



Şekil 1.1 Düşey akışta akım şekilleri (Collier, 1994)

#### d) Zerrecikli Halka Akımı

Bu akım şekli, cidarda kalın bir sıvı filmi ile merkezde gaz veya buhar çekirdeği içine dağılmış sıvı zerreciklerinden oluşmaktadır. Filmin içindeki sıvıda küçük gaz kabarcıkları mevcut olup sıvı fazı, büyük damlacıklar haline geldikten sonra uzun düzensiz demetler haline gelir. Bu akım tipi, büyük kütleli akılarda gerçekleşmekte olup açığa çıkan hava kabarcıklarından dolayı yüksek hızlardaki kabarcıklı akımla karıştırılabilir.

### e) Halka Akım

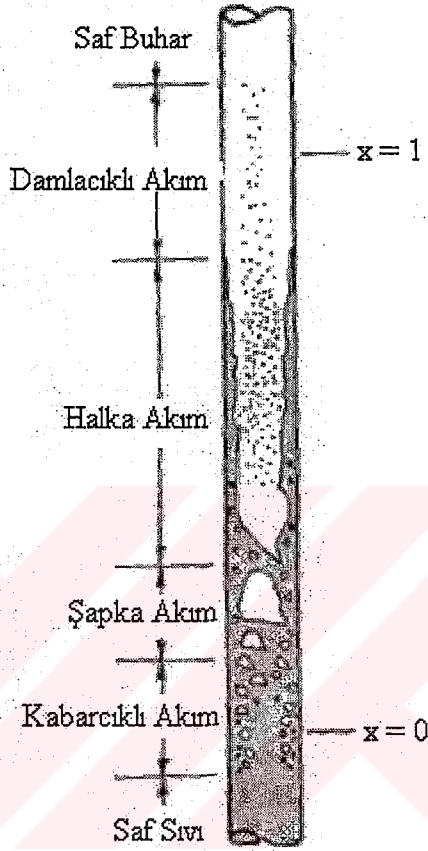
Bu akım tipinde cidarda bir sıvı filmi ve merkezde de sürekli bir gaz veya buhar çekirdeği bulunmaktadır. Sıvı filminin yüzeyinde büyük genlikli dalgalar oluşur ve bunların parçalanması sonucu sürekli bir damla kaynağı oluşur ve bu, merkezdeki gaz çekirdeğinde boyut değişikliğine neden olur. Bu durumda, zerrecikli halka akımdan farklı olarak damlacıklar ayrıktır.

### 1.3.2 Düşey Isıtılmış Kanallarda Akım Şekilleri

Isı akısının varlığı sonucu oluşan akım şekli, ısıtılmamış uzun bir boruda aynı akım şartlarında olabilecek akım formlarından farklıdır. Bunun nedenleri, radyal doğrultuda sıcaklık dağılımının varlığı ve akışın, borunun o bölgesinde termodinamik dengeden uzaklaşmasıdır. Şekil 1.2, düşük sabit bir ısı akısıyla uniform olarak ısıtılan düşey bir boruyu göstermekte olup akışkan boruya doyma sıcaklığının altında girmektedir.

Öncelikle tek fazlı akım bölgesinde akışkan doyma sıcaklığına kadar ısıtılır. Sonra cidarda termal tabaka ve dolayısıyla radyal bir sıcaklık profili oluşur. Borunun yeterince üst bir noktasına gelince duvar sıcaklığı doyma sıcaklığını geçer ve duvarda kaynama başlar. Buhar kabarcıkları yüzeydeki pürüzlüklerden oluşmaya başlar ve buralardan büyüyerek kabarcıklı akışı oluştururlar. Daha fazla buhar kabarcığı oluşumu ile kabarcık popülasyonu uzunluk olarak artar ve bunlar birleşip şapka akımını oluşturur. Bu akım şekli de sonra boru boyunca zamanla halka akışa dönüşür. Bu noktaya yaklaştıkça cidarlardaki sürekli buhar oluşumu sonucunda zamanla sıvı filmi ile buhar ara yüzeyinde oluşan buharlaşma sonucunda ayrıca bir buhar oluşur. Artan hızlarda buhar çekirdeği içinde sıvı damlacıkları oluşur. Bu şekilde sıvının filminden kopması ve buharlaşma sonucunda sıvı filmi tamamen kurur. Damlacık oluşumu tek faz buhar akımı oluşana dek sürer. Kritik noktalar Şekil 1.2'de görülmektedir. Bunlar sıvının doyma sıcaklığına ulaştığı  $x=0$  ve sıvının tamamen buharlaştığı  $x=1$  noktasıdır. Bu düzende buhar oluşumu sıvı karışım sıcaklığı doyma sıcaklığına ulaşmadan oluşmaktadır. Bu durum, sıvı içindeki radyal sıcaklık profili sonucunda oluşur ve sıvı ortalama sıcaklığı doyma sıcaklığına ulaşmadan duvarda buhar oluşumu için uygun şartların oluşmasına izin verir. Bazen ortalama akışkan sıcaklığı doyma sıcaklığını geçene kadar buhar oluşumu için uygun koşullar oluşmayabilir. Örneğin, başlangıçtaki buhar kabarcık oluşum oranı aşırı büyük olursa kabarcıklı akış bölgesi

oluşmadan direkt olarak şapka akım oluşur. Şekil 1.2’de gösterilen ikinci bir önemli nokta ise, damlacıklı akıştır.



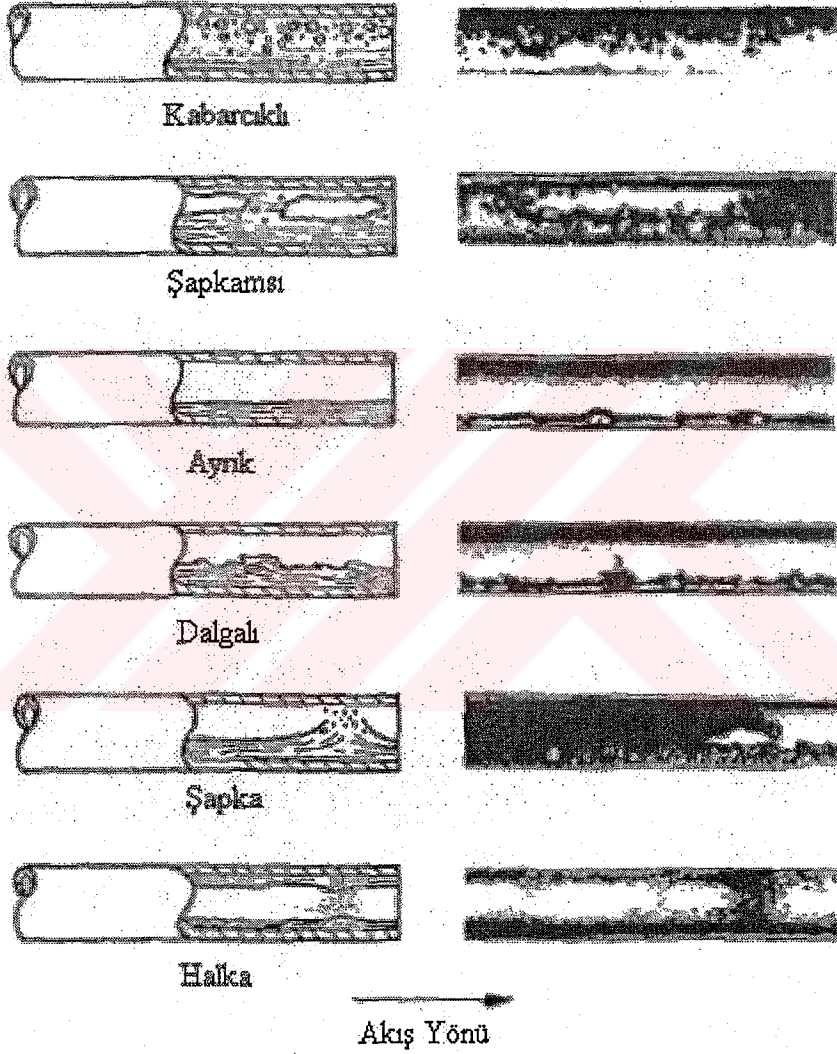
**Şekil 1.2** Düşey bir buharlaştırıcı borusunda akım şekilleri (Collier, 1994)

Sıvı fazı, ısıtılmayan boruların yüzeyinde bir film tabakası halinde bulunmaktadır. Sadece ısıtılmış cidar olması halinde damlacıklı akış görülmektedir. Radyal sıcaklık profillerinin varlığı ve termodinamik denge durumunun azalması sonucu,  $x=1$  noktasına yakın yerde sıvı damlacıkları genelde kızgın buhar fazında bulunmaktadır.

Akım şekillerinde değişikliğe neden olan fiziksel proseslerin oluşması için sonlu mesafe ve zamana ihtiyaç vardır. Eğer buhar içeriği değişimi  $dx/dz$  sabit kalmaz ve büyük değerler alırsa bu prosesler tamamlanamaz, hidrodinamik denge konumundan ayrılma mesafesi ya çok küçük ya da çok büyük olur ve bu durumda akım şekillerinin oluştuğu bölgeler genişler, sıkışır veya bazen akım formu kaybolabilir. Buna örnek olarak, yeterince uzun ısıtılmış bir boruda şapka akımı oluşurken, borunun çok kısa olması halinde şapka akımın görülmemesi verilebilir.

### 1.3.3 Yatay Akışta Akım Formları

Yatay ve eğimli borularda iki fazlı akım sırasında görülen akım kartları aşağıda listelendiği gibi olup bunlar ayrıca Alves (1954) tarafından düzenlenmiş Şekil 1.3'deki diyagramlarda da gösterilmektedir. (Collier, 1994)



Şekil 1.3 Yatay akışta akım şekilleri (Alves, 1954)

#### a) Kabarcıklı Akım

Bu akış formu, buhar kabarcıklarının borunun üst tarafında hareketli olmaları dışında düşey akıştaki duruma benzemektedir. Ortalama akış hızında boru kesitinin tamamı, yüksek akış hızlarında görülen zerrecik – halka akım modeline gelene kadar kabarcıklar içerir.

**b) Şapkamsı Akım**

Bu akım modeli düşey akıştaki şapka akım modeline benzemektedir. Bu modelde gaz kabarcıkları borunun üst yarısında akmaktadır.

**c) Tabaka Akım**

Bu akım modeli sadece çok düşük sıvı ve buhar hızlarında görülür. Burada iki faz da çok ince bir tabaka ile birbirinden ayrı olarak akmakta bu nedenle bu akıma tabaka akım denilmektedir.

**d) Dalgalı Akım**

Buhar hızı arttıkça fazlar ara yüzeyinde akım doğrultusunda dalga oluşumu görülen akım modelidir.

**e) Şapka Akım**

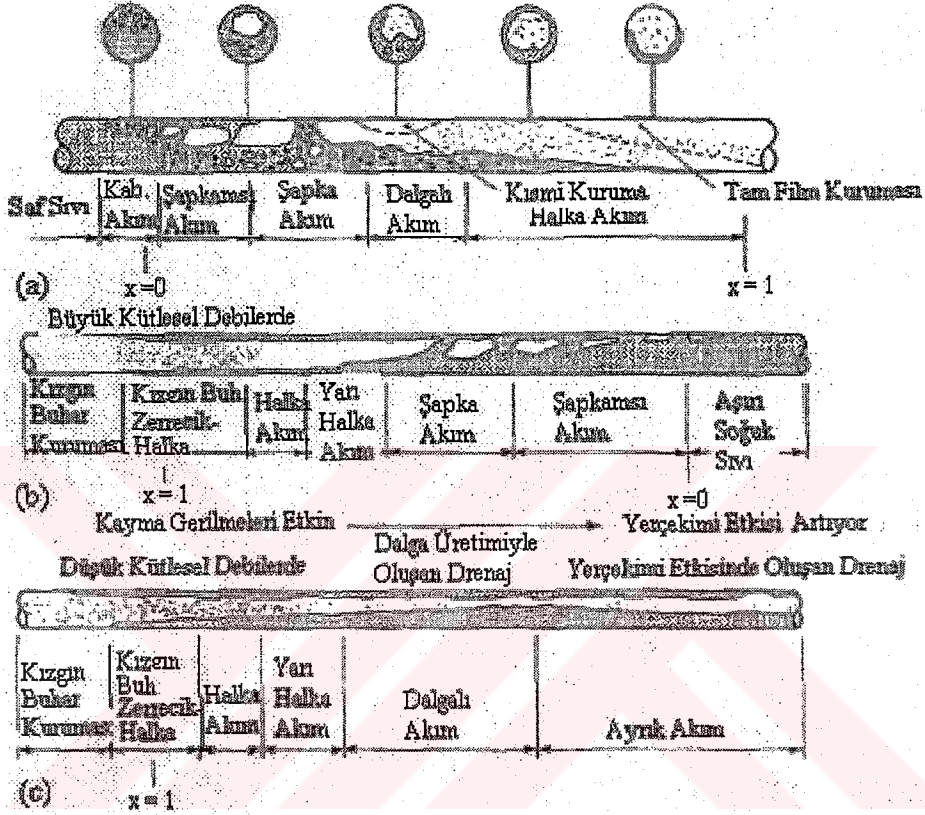
Buhar hızı daha da artarsa, ara yüzeydeki dalgalar, şapka oluşumuna yol açar ve bu durumda borunun dalga arkasında kalan üst kısmı sıvı filmi tarafından ıslatılır.

**f) Halka Akım**

Buhar hızı daha da artacak olursa, borunun ortasında bir gaz bölgesi, cidarlarında ise sıvı filmi oluşur. Film tabakası sürekli olmasa da borunun tabanında daha kalın olmaktadır. Alves (1954) tarafından incelenmiş akışın çoğunluğu gaz fazı ve içine dağılmış haldeki damlacıklardan oluşmaktadır.

Yatay ısıtılmış bir borudaki buhar oluşumunda görülen akım formları, düşey borularda olduğu gibi, termodinamik ve hidrodinamik dengelerinin bozulmasından etkilenmektedir. Şekil 1.4(a)'da yatay uniform olarak ısıtılmış bir boru görülmektedir (Schündler, 1983). Burada sıvı boruya doyma sıcaklığının hemen altında girmektedir. Buradaki akış formları 1m/s'den küçük hızlar için geçerlidir. Burada dikkat edilmesi gerekenler; sıvı filminin kuruması, şapka ve dalga akımlarda görülen boru üst yüzeyinin ıslanması ile borunun çok uzun olması halinde boru üst yüzeyinin tamamen kurumasıdır. Sıvı giriş hızı artınca yerçekimi etkisi doğal olarak azalır, faz dağılımı daha simetrik olur ve bunun sonucunda akım formları düşey akışta görülenlere benzer. Şekil 1.4(b) ve (c)'de yatay boruda yoğunlaşma sırasındaki akım formları görülmektedir (Schündler, 1983). Girişte boru cidarlarındaki yoğunlaşma sonucu halka akımı oluşmakta ve boru merkezindeki yüksek hızlı buhar bölgesinin içine dağılı halde damlacıklar bulunmaktadır. Yoğunlaşma devam ettikçe buhar

hızı azalır, kondensatla buhar arasındaki kayma gerilmesi azalır ve böylece yerçekimi etkisi artar. Yüksek debilerde şapka ve kabarcıklı akım oluşurken, düşük debilerde ise büyük şiddetteki dalgalar ve farklı akım modelleri oluşur.



**Şekil 1.4** Yatay borularda iki fazlı akış şekilleri : a) buharlaşma; b) yüksek debilerde yoğuşma; c) düşük debilerde yoğuşma (Schündler, 1983)

### 1.3.4 Akım Kartları ve Geçişler

Akış şekillerini ve bir akıştan diğerine olan geçişi anlamamızın zorluğuna rağmen, çeşitli akış parametrelerine göre akım kartlarını tespit etmek için bazı yöntemlere ihtiyaç vardır. Geçiş bölgelerini tespit etmeye yarayan metodlardan birisi akım kartlarının oluşturulmasıdır. Söz konusu akım kartları bir grafik üzerinde bölgeler halinde gösterilebilir. Alternatif bir yöntem ise her bir geçişi kendi içinde inceleyip her bir geçiş için geçerli kriteri türetmektir.

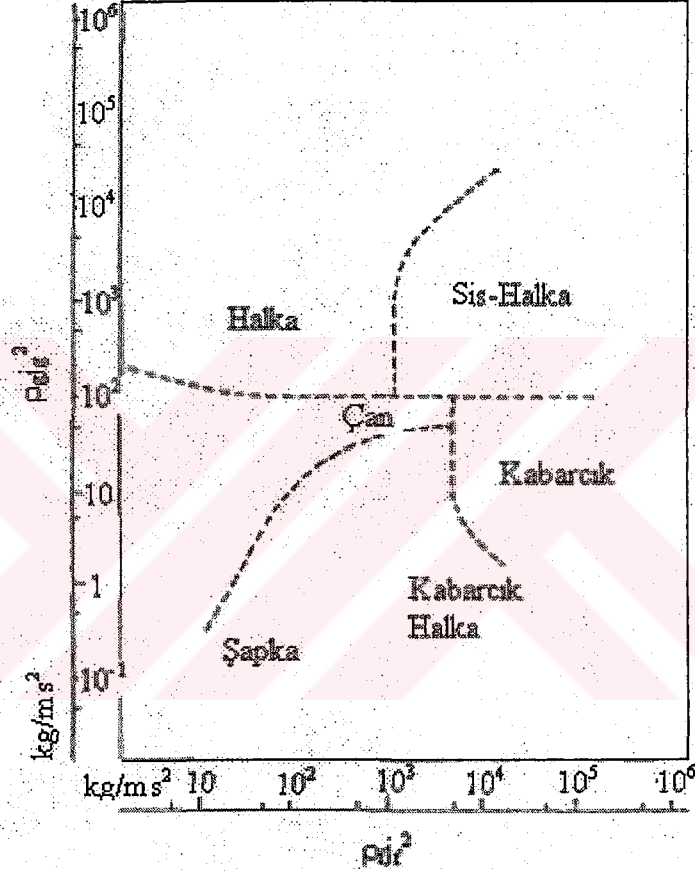
#### 1.3.4.1 Düşey Akış

Şekil 1.5'de çapları 1 ile 3 cm arasında değişen düşey borularda düşük basınçta su-hava ve yüksek basınçta su-buhar akması halindeki deneylerden elde edilmiş veriler görülmekte ve eksenler sıvı ile gazın superficial momentum akılarını göstermektedir (Hewitt ve Roberts, 1969).

Bu momentum akıları kütleli akı cinsinden de ifade edilebilmektedir:

$$\rho_f j_f^2 = [G \cdot (1-x)]^2 / \rho_f \qquad \rho_g j_g^2 = [G \cdot x]^2 / \rho_g \qquad (1.1)$$

Buradan momentum akılarının tek başına, akışkanın fiziksel özelliklerini veya boru çapının etkisini temsil etmek için yeterli olmadığı sonucuna varılır.



Şekil 1.5 Düşey akış için akım kartları (Hewitt ve Roberts, 1969)

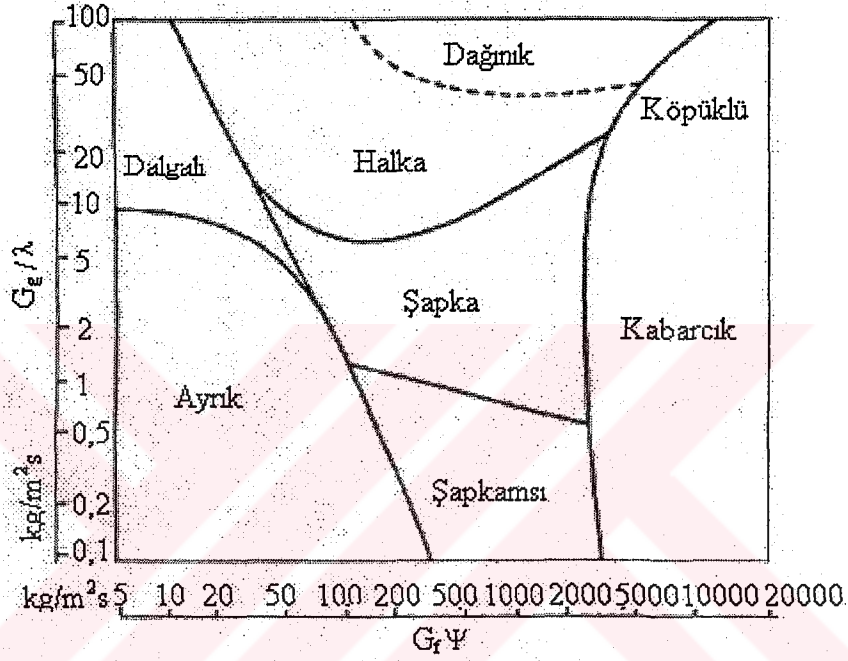
### 1.3.4.2 Yatay Akış

Akım kartları genelde petrokimya endüstrisinde kullanılmaktadır. Baker (1954) tarafından çizilmiş orijinal diyagram Şekil 1.6'da gösterilmektedir. Burada sırasıyla  $G_g$  ve  $G_f$  gaz ve sıvı fazların superficial kütleli akılarıdır.  $\lambda$  ve  $\Psi$  faktörleri ise şu bağıntılarla verilmektedir:

$$\lambda = [(\rho_g / \rho_A) \cdot (\rho_f / \rho_w)]^{1/2} \qquad (1.2)$$

$$\Psi = (\sigma_w / \sigma) \cdot [(\mu_f / \mu_w) \cdot (\rho_w / \rho_f)^2]^{1/3} \qquad (1.3)$$

Bu bağıntılarda görülen A ve W alt indisleri sırasıyla atmosferik basınç ve sıcaklıktaki hava ve suyun fiziksel özelliklerini gösterir. Şekil 1.6, düşey borular için çizilmiş Şekil 1.5 ile kıyaslanabilir. Her iki diyagramda da atmosferik basınçta bir su-hava akışı için ( $\lambda=\Psi=1$ ) superficial sıvı hızı ( $j_f$ ) 2,5 m/s'den fazla olursa kabarcıklı akış olur, superficial gaz hızı 10 m/s'den fazla olursa da halkalı akım olur.



Şekil 1.6 Yatay akış için akım kartları (Baker, 1954)

### 1.3.4.3 Taitel Akım Kartı Modeli

Yatayla eğimli borularda bir akım şeklinden diğer akım şekillerine geçişleri tespit etmek için geliştirilmiş bir metod mevcuttur (Taitel, 1990). Taitel (1990); kabarcıklı, şapka ve çan akışlarını oluşturabilmek için ara akışı kullanmıştır.

#### a) Ayrık Akıştan Tek Fazlı Akışa Geçiş Durumu

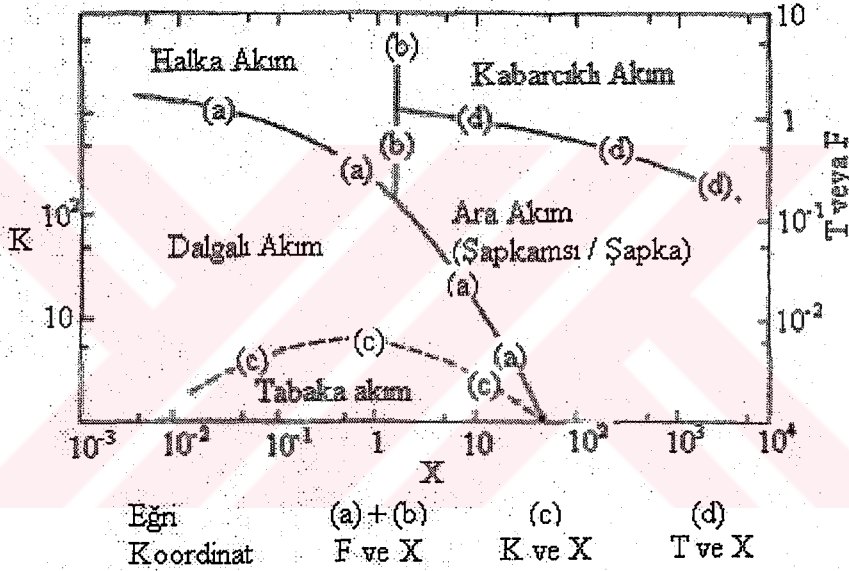
Yatay akışlarda ayrık akış, ara yüzeyde süreklilik bozulana kadar devam eder. Bu süreksizlik, farklı yoğunluk ve hızlarda akan iki akışkan tabakasının ara yüzeyinde gerçekleşmektedir. Bu geçiş için Taitel ve Dukler (1976) tarafından Şekil 1.7'de F ve X koordinatları esas alınarak bir grafik oluşturulmuştur. Burada X ile gösterilen terim, sonradan (2.67)'de de belirtilecek olan Lockart – Martinelli (1949) parametresi olup, F terimi ise (1.4)'te ifade edildiği şekildedir:

$$F=[\rho_g/(\rho_f-\rho_g)]^{0,5} \cdot j_g/(D \cdot g \cos\theta)^{0,5} \quad (1.4)$$

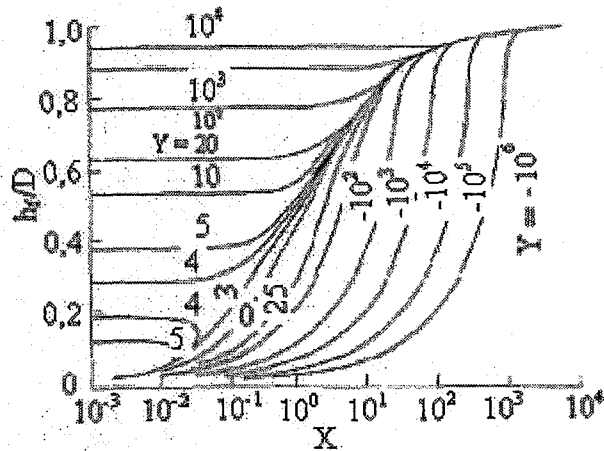
Bu ifadeye  $D$  boru çapını,  $\theta$  ise borunun yatayla yaptığı eğim açısını gösterir. Eğimli borular için ayrıca bir  $Y$  parametresi (1.5)'de görüldüğü gibi tanımlanmaktadır:

$$Y = \frac{(\rho_f - \rho_g) \cdot g \sin \theta}{(dp/dz)_g} \quad (1.5)$$

Şekil 1.7, sadece yatay akış ( $Y=0$ ) için geçerli olup her bir boru eğimi için ayrı bir harita gerekir. Öncelikle, iki fazlı akımdaki denge seviyesi ( $h_f/D$ ), Şekil 1.8'i kullanarak  $X$  ve  $Y$ 'nin fonksiyonu olarak hesaplanır. Sonra Şekil 1.8,  $X$  yatay eksen olacak şekilde düzenlenir. Burada denge halindeki sıvı seviyesi ile aynı değere sahiptir. Sonra ilk yöntem gereği Şekil 1.7 kullanılarak akım kartı belirlenir.



Şekil 1.7 Yatay akış için akım kartı (Taitel ve Dukler, 1976)



Şekil 1.8 Tabaka akışta sıvı denge seviyesi (Taitel ve Dukler, 1976)

Yatayda ayrıklı akıştan dalgalı akışa geçiş için Şekil 1.7, K ve X koordinatlarıyla birlikte kullanılabilir. Burada K değeri (1.6)'da görüldüğü gibi hesaplanabilir:

$$K=[\rho_g.j_g^2.j_f/(\rho_f-\rho_g).g.v_f.\cos\theta]^{0,5} \quad (1.6)$$

Burada  $v_f$  terimi sıvının kinematik viskozitesini gösterir.

### b) Kabarcıklı Akışa Geçiş Bölgesi

Kabarcıklı akışta bazı mekanizmalar oluşur ve bunlar aşağıdaki gibi listelenebilir:

i. Her bir kabarcık birleşip daha büyük bir kabarcık oluşturur. Radoveich ve Moissis (1962) tarafından kabarcıklı akışın ideal bir hali incelenmiş ve 0,1'in altındaki boşluk oranları için çarpışma frekanslarının boşluk oranına bağlı olarak düşük olacağı sonucuna varılmıştır. Bu değerin üzerinde ise frekans  $\alpha=0,3$  değerine kadar hızla artar ve  $\alpha=0,3$  değerinde çarpışma frekansı öyle bir değere ulaşır ki şapka akışa kısa sürede geçiş olur. Taitel (1990), geçiş şartı olarak  $\alpha>0,25$  sınır şartını tavsiye etmiştir.

ii. Akıştaki türbülans değişiklikleri kabarcıkları kırılma ve ayrılmalara zorlar. Ayrılmış kabarcıklı akış, maksimum ayrıklı kabarcık çapı  $d_c$ 'nin kritik çap  $d_{crit}$ 'den az olması halinde gerçekleşir.

$d_c$  maksimum ayrıklı kabarcık çapı ise (1.7) ile hesaplanabilir:

$$d_c=(0,725+4,25.\beta^{0,5}).(\sigma/\rho_f)^{0,6}.K^{-0,4} \quad (1.7)$$

Bu bağıntıda  $\beta$ , hacimsel buhar içeriği, K ise enerji kaybının kütleyle oranı olup K terimi (1.8)'de görüldüğü şekildedir:

$$K=(2.f_{TP}/D).j^3 \quad (1.8)$$

Bu ifadede j hacimsel akı,  $f_{TP}$  ise hacimsel akı baz alınarak belirlenen sürtünme katsayısıdır.  $f_{TP}$  terimi ise sonradan (2.41)'de tanımlanacaktır. Kritik çap (1.9)'da olduğu gibi hesaplanabilmektedir:

$$d_{crit}=2.[0,4.\sigma/(\rho_f-\rho_g).g]^{0,5} \quad (1.9)$$

iii. Yatay veya yatayla eğim açısı yapan borularda yerçekimi kuvvetleri, kabarcıkların yükselip borunun üst yarısında kabarcık kümeleri oluşturmasına neden olur. Bunun oluşumu için kritik kabarcık boyutu (1.10) eşitliğinden hesaplanabilir:

$$d_{crit} = 3/8 \cdot (\rho_f / \rho_f - \rho_g) \cdot (f_{TP} \cdot j^2 / g \cdot \cos\theta) \quad (1.10)$$

Sonuç olarak, %50'den fazla boşluk oranlarında, ayrı kabarcıklar birleşir, akışın stabilitesi bozulur ve şapka ile çan akımından biri oluşur. Kabarcıklı akım küçük boru çaplarında görülmez. Kabarcıklı akımın oluşumu için boru çapı (1.11) ile gösterilen ifadeden daha büyük olmalıdır.

$$D > 2,34 \cdot \sin^2\theta / (0,35 \cdot \sin\theta + 0,54 \cdot \cos\theta)^2 \cdot [(\rho_f - \rho_g) \cdot \sigma / g \cdot \rho_f^2]^{0,5} \quad (1.11)$$

Kabarcıklı akış genelde düşey ve eğim açısı büyük borularda görülmektedir ( $\theta > 55-70^\circ$ ). Taitel (1990), kritik açıyı hesaplamak için bir bağıntı çıkarmış ancak burada kritik açının altına düşülecek olunursa kabarcıklı akımın görülemeyeceğini, çünkü bu durumda kaldırma kuvvetlerinin etkin olacağını gözlemlemiştir.

Kabarcıklı akımdan ara akışlara geçiş için Şekil 1.7, T ve X koordinatları yardımıyla kullanılabilen olup burada T koordinatı (1.12)'de görüldüğü gibi ifade edilebilir:

$$T = [ (dp/dzF)_f / (\rho_f - \rho_g) \cdot g \cdot \cos\theta ]^{0,5} \quad (1.12)$$

Bu denklemde  $(dp/dzF)_f$  terimi, borudan sadece sıvı aktığı düşünülerek tanımlanan sürtünme basınç gradyenidir.

### c) Halka Akıma Geçiş

Yatay borularda kabarcıklı akıştan halka akışa geçiş için Şekil 1.7'den görüleceği gibi X değeri 1,6 dır. Düşey akışta, çan akışla halka akış arasındaki geçiş durumu, ortasında poroz bir duvar olan ve içinden yukarı yönde gaz akışı olan boru ele alınarak gerçekleştirilebilir.

Poroz duvardan su beslemesi yapılıncaya gaz debisi düşükse aşağı yönde bir film akışı, gaz debisi yüksekse yukarı yönde bir film akışı oluşur. Wallis (1969), kritik gaz hızı ile akım geçiş noktasının, (1.13)'deki kriteri karakterize edebileceğini bulmuştur:

$$j_g^* = 0,9 \quad (1.13)$$

Bu ifade, (1.14)'de görüldüğü gibi ifade edilebilir:

$$j_g^* = j_g \cdot \rho_g^{0,5} \cdot [g \cdot D \cdot (\rho_f - \rho_g)]^{-0,5} \quad (1.14)$$

Bu kriter, çan-halka akımı geçişini yaklaşık olarak tahmin etmeye yarar. Jones ve Zuber (1978), bu geçişi çeşitli geometriler için uygulamışlar ve şu sonuca varmışlardır:

$$j_g^* = 4 \cdot (\rho_g / \rho_f)^{0,5} \cdot [j_f^* + K] \quad (1.15)$$

Bu ifadede K terimi kabarcıklı akış hızı için geçerli olan denklemde bir sabit olup  $j_f^*$ , (1.16)'da olduğu gibi verilebilir:

$$j_f^* = j_f \cdot \rho_f^{0,5} \cdot [g \cdot D \cdot (\rho_f - \rho_g)]^{-0,5} \quad (1.16)$$

Buradaki K katsayısı çeşitli geometriler için Çizelge 1.1'de verilmiştir. Taitel ve Dukler (1977), çan akıştan halka akışa geçiş için (1.17)'yi önermiştir:

$$j_g \cdot \rho_g^{0,5} / [g \cdot (\rho_f - \rho_g) \cdot \sigma]^{0,25} = 3,09 \{ [1 + 20 \cdot X + X^2]^{0,5} - X / [1 + 20 \cdot X + X^2]^{0,5} \} \quad (1.17)$$

Bu denklem basitleştirilecek olunursa (1.18) elde edilir:

$$j_g = 3,09 \cdot \rho_g^{-0,5} \cdot [g \cdot (\rho_f - \rho_g) \cdot \sigma]^{0,25} \quad (X \ll 1) \quad (1.18)$$

ve  $X \gg 1$  için aynı denklem düzenlenirse (1.19) elde edilir.

$$j_g = 30,9 \cdot [g \cdot (\rho_f - \rho_g) \cdot \sigma]^{0,25} / \rho_g^{0,5} \cdot X \quad (1.19)$$

Buradaki X terimi, Lockart ve Martinelli (1949) parametresi olup sonradan (2.67)'de tanımlanacaktır.

**Çizelge 1.1** (1.15) eşitliğinde kullanılması için K katsayısı ile D karakteristik boyutunun değerleri ( Jones ve Zuber, 1978)

| Geometri                 | K                                  | Karakteristik Boyut D      |
|--------------------------|------------------------------------|----------------------------|
| Boru                     | 0,35                               | Boru Çapı D                |
| Dikdörtgen Kesitli Kanal | $0,23 + 0,13 \cdot S/w$            | Kanal Genişliği w          |
| Halka Kesit              | $0,35 + 0,058 \cdot D_i/D_e$       | Dış Çap $D_o$              |
| Silindirik Çubuk         | $0,35 + 0,8 \cdot [1 - D_e/D_o]^3$ | Eşdeğer Hidrolik Çap $D_e$ |

#### d) Halka Akımından Zerrecik-Halka Akımına Geçiş Hali

Bennett et al. (1965), yaptıkları deneylerde 34,5 bar ve 69 bar gibi yüksek basınçlardaki su-buhar akışı için sırasıyla bu geçişin yaklaşık olarak 1,05 m/s ve 1,35 m/s'lik sabit superficial sıvı hızlarında gerçekleştirileceğini tespit etmişlerdir. Boru içinde oluşan buhar kümecikleri elektrikli proba Hewitt (1978) tarafından belirlenmiş ve bu tip ölçümlerin temeline yönelik olarak Wallis (1969) ise, büyük sıvı debilerinde bu geçişin (1.20) eşitliği ile verilebileceğini göstermiştir:

$$j_g = [ 7 + 0,06 \cdot \rho_f / \rho_g ] \cdot j_f \quad (1.20)$$

Bu eşitlik,  $j_f^* > 1,5$  olduğu zaman geçerlidir. Zerrecikli halka akımı genellikle  $j_g^* > 1$  ve  $2,5 < j_f^* < 3$  olması halinde geçerlidir.

Taitel (1990) modelinde geçerli akış formunu elde edebilmek için belli bir sırayı takip etmek gerekir. Bu önerilen sıra ise aşağıda listelendiği gibidir:

#### 1) Kabarcıklı Akış

Burada öncelikle akım şeklinin kabarcıklı olup olmadığı belirlenir. Tabaka halindeki kabarcıklı akış ise aşağıdaki şartlarda gerçekleşmektedir:

- a) (1.7) eşitliği ile tanımlanmış  $d_c$ , (1.9) ve (1.10) ile tanımlanmış  $d_{crit}$ 'den küçük olmalıdır.
- b) Boşluk oranı 0,5'den küçük olmalıdır.

Eğer bu kriterler de yeterli olmazsa, kabarcıklı akış olup olmadığı şu şartlar dikkate alınarak belirlenebilir:

- a) boru çapı büyük olmalıdır. (1.11)
- b) boru eğimi büyük olmalıdır. ( $\theta > 55-70^\circ$ )
- c) boşluk oranı düşük olmalıdır. ( $\alpha < 0,25$ )
- d) akış halka olmamalıdır.

#### 2) Tabaka Halinde Akış

Eğer akış kabarcıklı değilse akışın tabaka halinde olup olmadığına bakılmalıdır.

### 3) Halka Akım

Eğer akış kabarcıklı veya ayırık değilse, bu sefer akışın halka akımı olup olmadığına bakılır. (denklem (1.13), denklem (1.19) ve Şekil 1.7)

### 4) Ara Akış

Eğer akış kabarcık, ayırık veya halka tiplerinden biri değilse, aşağıdaki ara formlardan birine sahiptir:

|                            |                       |
|----------------------------|-----------------------|
| Kümeleşmiş Kabarcıklı Akım | $\alpha \equiv 0$     |
| Şapka Akımı                | $0 < \alpha \leq 0,5$ |
| Çan Akımı                  | $0,5 \leq \alpha$     |

### 1.3.5 Uygulamadaki Akım Şekilleri

Uygulamadaki akım modelleri aşağıda görüldüğü gibi listelenebilir:

#### a) Düşey Aşağı Akış

Golan ve Stenning (1969) ile Oshinowo ve Charles (1974), düşey aşağı akışla ilgili haritalar çizmişler ve düşük sıvı debilerinde hiç gaz akışı olmadan aşağı yönde sıvı filmi oluştuğu sürece halka akımının söz konusu olacağını göstermişlerdir. Ayrıca şapka ve kabarcıklı akımların da oluşabileceğini ancak bunların sadece sıvı hızları kabarcık yükselme hızlarından büyük olduğunda gerçekleşeceğini gözlemlemişlerdir.

#### b) Eğimli Kanallar

Eğimli kanallardaki akım şekilleri, Kosterin (1949) ve Brigham et al. (1957) tarafından incelenmiş ve tam ayrılma, sadece çok düşük superficial hızlarla eğimlerde görülmüştür.

#### c) Dikdörtgen Kesitli Kanallar

Yüksek basınçlı su-buhar akım şekillerinin dikdörtgen kesitli kanallardaki durumu Hosler (1967) tarafından incelenmiş ve karşılaşılan akım şekilleri ile geçişlerin borularda elde edilenlere benzediği gözlemlenmiştir.

#### d) İç Yivler, Helisel Vidalar, Engeller, Genişleme ve Daralmalar

Nishikawa et al. (1968) ile Zarnett ve Charles (1968) tarafından yapılmış çalışmalarda bir borunun iç yüzeyine yiv açılması veya helisel şerit takılması halinde akım şekillerinin durumları incelenmiştir. Gardner ve Neller (1969), bilezik tipi engellerin yakınındaki akışı

incelemişler, Richardson (1958) ise, genişleme ve daralmalarda akım şekillerindeki değişiklikleri incelemiştir.

### e) Dirsekler ve Serpantinler

Genel olarak herhangi bir dirsek veya dirseklerden oluşan sistemler fazları ayırmaya yarar. Burada bir dirseğin şapka akım oluşturması, kabarcık birleşimini azaltması ve halka akımdaki damlacık kümeciklerini ayırması örnek olarak verilebilir. Burada eğrisel aksam varlığı, bir çift spiral şeklinde borunun merkezinden çapına doğru ve boru cidarları boyunca eğri merkezine doğru ikinci bir akışın oluşumunu engeller. Düşük superficial hızlarda, yerçekimi kuvvetlerinin etkisi artar ve gaz fazı daha hızlı akar. Gardner ve Neller (1969), yatay bir boruyla 90°'lik dirsek yardımıyla birleştirilmiş düşey boruyu incelemişler ve yukarı akan akışkanın momentumunun akışkanı dirsek dışına çıkmaya zorladığını, yerçekimi kuvvetlerinin ise akışkanı dirsek içine doğru akmaya zorladığını görmüşlerdir. Zıt kuvvetlerin bu dengesi "Froude Sayısı" olarak adlandırılır ve (1.21) eşitliğinde görüldüğü gibi ifade edilmektedir:

$$(Fr)_\theta = j^2 / g.R.\sin\theta \quad (1.21)$$

Burada j toplam hacimsel akı, R eğrinin yarıçapı ve  $\theta$  da eğri yarıçapının yatayla yaptığı açıdır. Gardner ve Neller (1969), birden küçük Froude değerleri için gaz fazının dirsek dışına gitme eğiliminde, birden büyük değerler içinse dirsek içinde akma eğiliminde olduğu sonucuna varmışlardır. Bu yaklaşım sadece kabarcıklı ve şapka akış formları için geçerlidir. Bu yaklaşım 180°'lik dirseklerle bağlanmış düşey borular için de Golan ve Stenning (1969) tarafından geliştirilmiştir.

Zahn (1964) ise, çıplak gözle 180° dirsekli düşey borularla bağlantılı yatay borulardaki buharlaşmanın durumunu incelemiş, başlangıçta dirsek dışına akma eğiliminde olan sıvının, borunun üst kısmında bir kurumaya neden olduktan hemen sonra yatay borunun tabanına doğru aktığını ve gelişen sıvı grupları ile alttaki filmde kopan damlacıkların bu kuru bölgeyi tekrardan ıslatmasından önce yeterli bir mesafe olması gerektiğini gözlemlemiştir.

Yatay helisel serpantinlerde iki fazlı akım esnasında görülen akım şekilleri kabarcıklı akımın görülmediği yatay borularda görülen akım şekillerine benzemektedir (Boyce et al., 1968). Serpantinin etkisi en çok halka akımda hissedilir. Halka akım için

gerekli yüksek hızlarda sıvı fazın serpantin dışına çıkma eğiliminde olması beklenebilir. Uygulamada sıvının düşük hızlarda serpantin iç yüzeylerinde film tabakası halinde aktığı gözlemlenmiştir. Banerjee et al. (1967), bu olayın, yoğunluğu düşük olan gaz fazının daha hızlı hareket etmesi sonucu momentumunun sıvı fazdan daha büyük olacağı gerçeğinden kaynaklandığını göstermişlerdir. Yüksek hızlarda serpantin eksenini gösteren fotoğraflar Hewitt (1978) tarafından çekilmiştir. Halka akımda gaz çekirdeğindeki ikincil bir akış, sıvı filmde buna karşılık gelen bir sirkülasyonu azaltır. Sıvı, eğri merkezine yakın olan kanal duvarının bükümlü kısmında toplanır ve uzaktaki cidara aktarılmak için gaz fazıyla taşınır. Sonra sıvı, filmin içindeki sirkülasyon etkisiyle serpantin iç yüzeyine döner. Sıvı filminin bu çevresel sirkülasyonu ve toplanmış damlacıkların ayrılması, serpantinlerde kuru bölgenin azaldığını göstermektedir. Benzer mekanizmalar dirseklerde de görülür ve böylece dirsek girişinde halka akım oluşur.



## 2. TEMEL MODELLER

### 2.1 Giriş

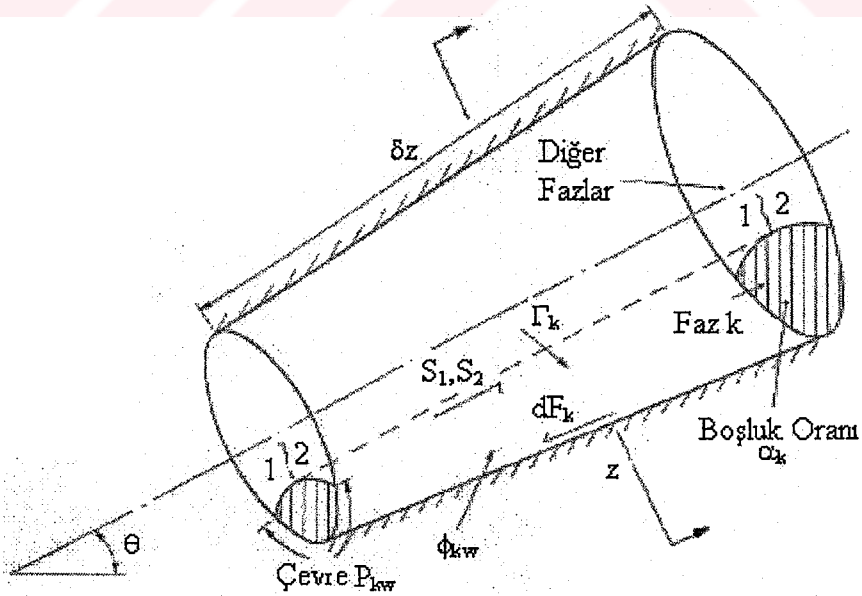
Bu modeller genellikle yüksek basınç, sıcaklık ve özel durumlarda geçerlidir. Dolayısıyla, bu yöntemler basınç kaybı ve yoğunluk hesabında akım şekline bakılmadan kullanılacaktır.

### 2.2 İki Fazlı Akımın Temel Denklemleri

Burada ele alınacak sistem tek boyutlu kararlı sistemdir.

Çok fazlı bir akışın tek boyutlu analizi Şekil 2.1'deki sistem düşünülerek yapılabilir. Burada eğimli bir kanalın içinde çok fazlı akış ve fazlar arasında kütle transferi olmaktadır. Tabaka halinde akış formunun seçilmesinin nedeni, denklemlerin genel olarak elde edilmesi olup, her bir faz birbiriyle etkileştiği gibi kanal cidarıyla da etkileşmektedir.

Herhangi bir fazın akış normali doğrultusundaki hızı ve yoğunluğunun ortalama değerleri alınır. Bunun dışında kanal normali doğrultusunda herhangi bir fazın basıncının uniform olarak dağıldığı düşünülür ve kanal eksenine dik yöndeki faz alanlarının toplamının kanal kesit alanı olan  $A$ 'ya eşit olduğu kabul edilir.



Şekil 2.1 Bir kanal elemanı içindeki çok fazlı akım için basitleştirilmiş model (Collier, 1994)

### 2.2.1 Kütle Korunumu

Kanal cıdarlarından kütle giriş ve çıkışı ihmal edilince, kanaldaki kütle korunumunu açıklayan denklemler şöyle ifade edilebilir:

$$\partial/\partial t(A \cdot \alpha_k \cdot \rho_k) + \partial/\partial z(A \cdot \alpha_k \cdot \rho_k \cdot u_k) = \Gamma_k \quad (2.1)$$

Burada  $\alpha_k$ , k fazının zamana bağlı ortalama boşluk oranını;  $\rho_k$ , k fazının yoğunluğunu ve  $u_k$  da k fazının kütle ağırlıklı ortalama hızını gösterir.  $\Gamma_k$  ile gösterilen terim ise çeşitli ara fazlardan k fazına transfer olan madde miktarını gösterir. Genel durumda belli bir an düşünüldüğü için kütle korunumu olur ve bu da aşağıdaki ifadeyle gösterilebilir:

$$\Sigma \Gamma_k = 0$$

İki fazlı gaz(g)/ sıvı(f) kararlı akışı sabit kesit alanlı kanalda şu hale gelir:

$$\begin{aligned} d/dz(A_g \cdot \rho_g \cdot u_g) &= \Gamma_g \\ d/dz(A_f \cdot \rho_f \cdot u_f) &= \Gamma_f \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\Gamma_g = -\Gamma_f = dW_g/dz = -dW_f/dz \quad (2.3)$$

### 2.2.2 Momentum Korunumu

Kontrol elemanı içindeki k fazının momentumu ve kontrol elemanına giren akışkandan gelen momentum, kontrol elemanı içinde o faza etkileyen kuvvetlerle dengelenir. Oluşum oranı ve giren akıştaki k fazının momentumu toplamı kanal eksenini boyunca şöyle verilebilir:

$$\partial/\partial t(W_k \cdot \delta z) + [W_k \cdot u_k + \delta z \cdot \partial/\partial z(W_k \cdot u_k)] - W_k \cdot u_k$$

Bu ifade daha da basitleştirilirse aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\partial/\partial t(W_k \cdot \delta z) + \delta z \cdot \partial/\partial z(W_k \cdot u_k)$$

Bu ifadede  $W_k = A \cdot \alpha_k \cdot \rho_k \cdot u_k$  olduğu hatırlanarak yeniden yazılır ve z doğrultusunda kontrol hacmi içinde faza gelen kuvvetlerle kütle transferinden gelen momentum dengelenirse, denklem şu hale gelir:

$$[A \cdot \alpha_k \cdot p - (A \cdot \alpha_k \cdot p + \delta z \cdot \partial/\partial z(A \cdot \alpha_k \cdot p)) - \{ p \cdot (-\delta z \cdot \partial/\partial z(A \cdot \alpha_k)) \}] - A \cdot \alpha_k \cdot \rho_k \cdot \delta z \cdot g \sin \theta - \tau_{kw} \cdot P_{kw} \cdot \delta z + \Sigma \tau_{knz} \cdot P_{kn} \cdot \delta z + u_k \cdot \Gamma_k$$

Kare parantez içindeki terim, eleman üzerindeki basınç kuvvetlerini ve ikinci terim de yerçekimi kuvvetlerini gösterir. Üçüncü terim ise cidar kayma kuvveti  $dF_k$ 'yı gösterir. Buradaki  $\tau_{kw}$  terimi, k fazı ile boru cidarı arasındaki kayma gerilmesini;  $P_{kw}$  de, cidarla k fazı arasında temas eden bölgenin çevresini gösterir. Dördüncü terim, ara yüzeydeki kayma kuvvetleri toplamı olmakla birlikte;  $\tau_{knz}$ , k fazı ile n fazı arasındaki kayma gerilmesinin z bileşenini;  $P_{kn}$  de k fazı ile n fazı ara temas yüzeyinin çevresini göstermektedir. Son terim ise, k fazının kütle transferinden kaynaklanan momentum oluşum oranını gösterir. Burada transfer edildiği düşünülen kütle ara yüzeyden kütle alıcı faza doğru ortalama hızla transfer olur.  $P_{kw}$  veya  $P_{kn}$  fazların durumuna göre sıfır olabilir.

Bunun dışında ara yüzeydeki kayma gerilmesi ara yüzeydeki kütle transferinden etkilenebilir. Eğer k fazı üzerine etkiyen kuvvetlerin toplamı o faz için üretilen momentum oranına eşitlenecek olursa (2.4) eşitliği elde edilir:

$$- A_k \alpha_k (\partial p / \partial z) \delta z - A_k \alpha_k \rho_k \delta z g \sin \theta - \tau_{kw} P_{kw} \delta z + \sum \tau_{knz} P_{kn} \delta z + u_k \Gamma_k = \partial / \partial t (W_k \delta z) + \delta z \partial / \partial z (W_k u_k) \quad (2.4)$$

Buradan hareketle, iki fazlı kararlı bir gaz/sıvı akımı için kanal kesiti sabit olduğu kabul edilerek (2.5) ve (2.6) elde edilir:

$$- A_g dp - \tau_{gw} P_{gw} dz + \tau_{gf} P_{gf} dz - A_g \rho_g dz g \sin \theta + u_g \Gamma_g = W_g du_g \quad (2.5)$$

$$- A_f dp - \tau_{fw} P_{fw} dz + \tau_{fg} P_{fg} dz - A_f \rho_f dz g \sin \theta + u_f \Gamma_f = W_f du_f \quad (2.6)$$

(2.5) ve (2.6) eşitlikleri toplandıktan sonra,  $\tau_{gf} P_{gf} dz + u_g \Gamma_g = \tau_{fg} P_{fg} dz + u_f \Gamma_f$  şeklinde ifade edilen ara yüzeydeki momentum korunumu da kullanılarak (2.7) elde edilir.

$$- A dp - \tau_{gw} P_{gw} dz - \tau_{fw} P_{fw} dz - g \sin \theta [A_f \rho_f + A_g \rho_g] = d(W_f u_f + W_g u_g) \quad (2.7)$$

Bu denklem, tek boyutlu yaklaşım için temel diferansiyel momentum denklemi olmakla birlikte, dikkat edilirse, ara yüzeydeki kayma terimleri ve kütle transferi dolayısıyla oluşan momentum değişiminden gelen terimler, toplamaları sıfır olduğu sürece görünmezler. Her bir faza etkiyen net sürtünme kuvveti her bir fazın kapladığı kesit cinsinden şöyle yazılabilir:

$$(dF_g + S) = - \tau_{gw} P_{gw} dz - \tau_{gf} P_{gf} dz = - A_g (dp/dz_g F) dz$$

$$(dF_f - S) = - \tau_{fw} P_{fw} dz + \tau_{fg} P_{fg} dz = - A_f (dp/dz_f F) dz$$

$$(dF_g + dF_f) = -\tau_{gw} \cdot P_{gw} \cdot dz - \tau_{fw} \cdot P_{fw} \cdot dz = -A \cdot (dp/dz) dz \quad (2.8)$$

Buradaki  $((dp/dz)F)$  terimi, o bölgedeki sürtünmeyi yenmek için gerekli tüm statik basınç gradyenini gösterir. (2.8) eşitliği, (2.7) eşitliğinde yerine konur ve tekrardan düzenlenirse, (2.9) eşitliği elde edilir.

$$(dp/dz) = ((dp/dz)F) + ((dp/dz)a) + ((dp/dz)z) \quad (2.9)$$

Burada bölüm 1.4'deki bağıntılar kullanılarak (2.10) ve (2.11) elde edilir.

$$-((dp/dz)a) = 1/A \cdot d/dz(W_g \cdot u_g + W_f \cdot u_f) = G^2 \cdot d/dz[x^2 \cdot u_g/\alpha + (1-x)^2 \cdot u_f/1-\alpha] \quad (2.10)$$

$$-((dp/dz)z) = g \sin \theta \cdot [(A_g/A) \cdot \rho_g + (A_f/A) \cdot \rho_f] = g \sin \theta \cdot [\alpha \cdot \rho_g + (1-\alpha) \cdot \rho_f] \quad (2.11)$$

Yapılan bu işlemlerin hepsi toplam statik basınç gradyeninin, sürtünme, momentum ve yerçekimi cinsinden bağıntı kurmak için kullanıldığını göstermekle birlikte sürtünme bileşeninin toplam cidar kayma kuvveti cinsinden yazılmış olduğuna da dikkat edilmelidir.

### 2.2.3 Enerjinin Korunumu

Diferansiyel enerji dengesi, k fazının kontrol elemanı içinde toplam enerjisindeki artışı; kontrol elemanı içine taşınan akışkandan k fazına transfer olan ısı, yapılan iş ve ara yüzeye transfer edilen enerjinin toplamına eşitleyerek elde edilir.

Kontrol elemanı içinde toplam enerji artışı ile elemana cidarlardan olan kütle transferi ihmal edilince enerji girişi (2.12)'de olduğu gibidir:

$$\partial/\partial t[\alpha_k \cdot \rho_k \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2) \cdot A \cdot \delta z] + W_k \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2) \cdot \delta z - [W_k \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2) - \delta z \cdot \partial/\partial z W_k \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2)] \quad (2.12)$$

Bu ifadede  $\epsilon_k$ , k fazının birim kütledeki iç enerjisini gösterir.

Kontrol hacmi içinde k fazına gelen enerji miktarı ise (2.13)'de olduğu gibidir:

$$\phi_{kw} \cdot P_{kw} \cdot \delta z + \sum(\phi_{kn} \cdot P_{kn} \cdot \delta z) + \phi_k \cdot A \cdot \alpha_k \cdot \delta z \quad (2.13)$$

Bu ifadede görülen üç terim,  $P_{kw}$  çevresi boyunca kanal cidarlarından transfer olan ısı akısı ve n adet ara yüzeyden transfer olan ısı akısı ile kontrol elemanı içindeki mevcut iç enerjiyi göstermektedir.

Kontrol elemanı içinde k fazının üzerine yapılan iş (2.14)'de ifade edildiği gibidir:

$$[W_{k,p}/\rho_k - (W_{k,p}/\rho_k + \delta z \cdot \partial/\partial z (W_{k,p}/\rho_k))] - W_k \cdot g \sin \theta \cdot \delta z - p \cdot A \cdot \delta z \cdot \partial x_k / \partial t + \Gamma_k \cdot \delta z \cdot p / \rho_k + u_k \cdot \Sigma(\tau_{kn} \cdot P_{kn} \cdot \delta z) \quad (2.14)$$

Kare parantez içindeki terim basınç kuvvetleri tarafından yapılan işi, ikinci terim gövde kuvvetleri tarafından yapılan işi ve aradaki terimler de diğer fazlarla ara yüzeylerde oluşan basınç ile kayma kuvvetlerini gösterir. İlave terimler ise, kontrol elemanı yüzeyinde kayma kuvvetleri tarafından yapılan işle ilgili olmakla birlikte bu terimler, akış hızları çok yüksek olmadığı sürece ihmal edilir.

Sonuç olarak sadece ara temas yüzeyinde kütle transferi yoluyla k fazına aktarılan enerji mevcut olup o da (2.15)'de belirtilmektedir:

$$\Gamma_k \cdot \delta z \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2) \quad (2.15)$$

(2.12) eşitliği, (2.13) ve (2.15) eşitliklerinin toplamına eşitlenirse (2.16) elde edilir:

$$\partial/\partial t \cdot A \cdot \alpha_k \cdot \rho_k \cdot (\epsilon_k + u_k^2/2) + \partial/\partial z \cdot W_k \cdot (i_k + u_k^2/2) = - W_k \cdot g \sin \theta + \phi_{wk} \cdot P_{wk} + \Sigma \phi_{kn} \cdot P_{kn} + \phi_k \cdot A \cdot \alpha_k - p \cdot A \cdot \partial x_k / \partial t + \Gamma_k \cdot (i_k + u_k^2/2) + u_k \cdot \Sigma \tau_{kn} \cdot P_{kn} \quad (2.16)$$

(2.16)'daki  $i_k$  terimi, birim kütle başına k fazının entalpisi olup şöyle ifade edilebilir:

$$i_k = u_k + p/\rho_k$$

İçinde herhangi bir enerji üretimi olmayan sabit kesitli bir kanalda gerçekleşen iki fazlı gaz(g)/sıvı(f) akışı için (2.16) eşitliği, gaz ve sıvı fazları için sırasıyla (2.17a) ve (2.17b)'de görüldüğü gibi ifade edilebilir:

$$d[W_g \cdot (i_g + u_g^2/2)] + W_g \cdot g \sin \theta \cdot \delta z = \phi_{wg} \cdot P_{wg} \cdot \delta z + \phi_{gf} \cdot P_{gf} \cdot \delta z + u_g \cdot \tau_{gf} \cdot P_{gf} \cdot \delta z + \Gamma_g \cdot \delta z \cdot (i_g + u_g^2/2) \quad (2.17a)$$

$$d[W_f \cdot (i_f + u_f^2/2)] + W_f \cdot g \sin \theta \cdot \delta z = \phi_{wf} \cdot P_{wf} \cdot \delta z + \phi_{fg} \cdot P_{fg} \cdot \delta z + u_f \cdot \tau_{fg} \cdot P_{fg} \cdot \delta z + \Gamma_f \cdot \delta z \cdot (i_f + u_f^2/2) \quad (2.17b)$$

(2.17a) ve (2.17b) toplanacak olunursa aşağıdaki sonuca varılır.

$$\Gamma_g \cdot (i_g + u_g^2/2) + \phi_{gf} \cdot P_{gf} + u_g \cdot \tau_{gf} \cdot P_{gf} = \Gamma_f \cdot (i_f + u_f^2/2) + \phi_{fg} \cdot P_{fg} + u_f \cdot \tau_{fg} \cdot P_{fg}$$

Gerekli düzenlemeler yapılarak (2.18)'e ulaşılır.

$$d/dz.[W_g.i_g + W_f.i_f] + d/dz.[W_g.u_g^2/2 + W_f.u_f^2/2] + (W_g + W_f).g\sin\theta = Q_{wf} \quad (2.18)$$

Burada  $Q_{wf}$ , birim kanal boyunda cidarlardan akışkana transfer olan ısı miktarı olup Bölüm 1.4'deki bağıntılar kullanılarak (2.19) elde edilir.

$$- dp/dz.[x.u_g + (1-x).u_f] = \{dE/dz - Q_{wf}/W\} + \{p.d/dz.[x.u_g + (1-x).u_f] + (G^2/2).d/dz.[x^3.u_g^2/\alpha^2 + (1-x)^3.u_f^2/(1-\alpha)^2]\} + g\sin\theta \quad (2.19)$$

Burada E diye belirtilen ve  $E = x.\epsilon_g + (1-x).\epsilon_f$  şeklinde ifade edilen terim, kütle ağırlıklı akışkanın birim kütle başına iç enerjisini gösterir. W ise toplam kütleli debiyi göstermektedir.

(2.19) incelenecek olunursa, toplam basınç gradyeninin; sürtünme kaybı terimi, atalet terimi ve statik terimden oluştuğu görülür. Enerji dengesi durumunda sürtünme kayıp terimi ( $dE/dz - Q_{wf}/W$ ), cidarlardaki sürtünme etkisinin dışında fazlar arasındaki bağıl hareketten kaynaklanan sürtünmeyi de içerir. Uygulamada iç enerji üretimi ve dissipasyon; kinetik ve potansiyel enerjiler ile entalpi ve ısı akıları yanında ihmal edilecek düzeydedir.

#### 2.2.4 Momentum ve Enerji Denklemlerinin Basınç Kaybı Hesabında Kullanımı

Korelasyonların uygulanması için aşağıda adı geçen iki denklem tipinden biri tercih edilir.

##### **Momentum Denkleminin Kullanılması:**

- a) Momentum denklemi, boşluk oranı ile momentum ve yerçekimi basınç kayıplarını hesaplamada kullanılır.
- b) Belirlenmiş basınç farkından sürtünme basınç gradyeni hesaplanıp bağımsız değişkenlere bağlı olarak yaklaşım uygulanır.

##### **Enerji Denkleminin Kullanılması:**

- a) Akışkanın potansiyel enerjisindeki değişiminden kaynaklanan basınç düşümü hesaplanır. Boşluk oranının bilinmesine gerek yoktur.
- b) Herhangi bir model kullanılarak akışkanın kinetik enerjisindeki değişiminden kaynaklanan basınç düşümü hesaplanır.
- c) Belirlenmiş basınç farkından hareketle sürtünme basınç kaybı hesaplanıp bağımsız değişkenler için korelasyon yapılır.

Her iki durumda da boşluk oranı ile ilgili data gerekir. Enerji denkleminin kullanımının, şapka veya halka akımda ters akım oluşması durumunda ortaya çıkan negatif sürtünme bileşenini engellemek gibi avantajları vardır. Bu avantajına rağmen çoğunlukla momentum denklemini kullanılmaktadır.

### 2.3 Homojen Model

Homojen modelde iki fazlı akım ortalama akış özelliklerine sahip tek fazlı akım gibi düşünülür. Bu model, çeşitli buhar üretimi, petrol ve soğutma endüstrilerinde kullanılmaktadır.

#### 2.3.1 Modelin Türetilmesi ve Kabuller

Modelin dayandığı temeller aşağıda listelenmektedir:

- a) Buhar ve sıvı faz hızları eşit olmalıdır.
- b) Fazlar arasında termodinamik denge olmalıdır.
- c) İki faz için tek faz sürtünme katsayısı kullanılabilir.

Bölüm 1'deki akım şekillerine dayanarak, bu modelin yüksek hız ve basınçlarda kabarcıklı ve zerrecikli halka akımlara benzediği görülmektedir. Kararlı rejimde homojen model için denklemler aşağıdaki formu alır:

$$\text{Süreklilik} \quad W = A \cdot \rho_m \cdot u_m \quad (2.20)$$

$$\text{Momentum} \quad -A \cdot dp - dF_m - A \cdot \rho_m \cdot g \sin \theta \cdot dz = W \cdot du_m \quad (2.21)$$

$$\text{Enerji} \quad \delta q - \delta w = di + d(u_m^2/2) + g \sin \theta \cdot dz \quad (2.22)$$

Burada  $di = \delta q + dE + u_m \cdot dp$  şeklindedir.

Yukarıdaki denklemlerde  $\rho_m$ ,  $u_m$  ve  $u_m$  sırasıyla ortalama yoğunluk ve özgül hacim ile homojen akış hızlarını gösterirken,  $dF_m$  ise cidardaki net toplam kayma kuvvetini gösterir. Homojen akış özgül hacmi  $u_m$ , toplam hacimsel debinin ( $Q$ ), toplam kütleli debiye ( $W$ ) oranı olarak tanımlanabilir. Bölüm 1.4'deki bağıntılar kullanılarak (2.23) elde edilir.

$$u_m = Q/W = [x \cdot u_g + (1-x) \cdot u_f] = [u_f + x \cdot u_{fg}] = j/G = 1/\rho_m \quad (2.23)$$

Burada  $\rho_m$  diye gösterilen terim homojen akış yoğunluğu olup, a) şıkkındaki prensipten hareketle (2.24) elde edilir:

$$u_f = u_g = u_m \quad (2.24)$$

$$\text{Buradan } u_m = G \cdot v_m = j \text{ sonucuna varılır.} \quad (2.25)$$

$$\text{ve } \alpha = x \cdot v_g / v_m = \beta, (1-\alpha) = (1-x) \cdot v_f / v_m = (1-\beta) \text{ ifadesi elde edilir.} \quad (2.26)$$

Bu arada toplam kayma kuvveti  $dF_m$ , kanal kesitinin içine etkiyen kayma gerilmesi cinsinden (2.27)'de olduğu şekilde ifade edilebilir.

$$dF_m = \tau_w \cdot P \cdot dz \quad (2.27)$$

Burada  $\tau_w$ , sürtünme katsayısı  $f_{TP}$  cinsinden (2.28) eşitliğinde görüldüğü gibi yazılabilir:

$$\tau_w = f_{TP} \cdot (\rho_m \cdot u_m^2 / 2) \quad (2.28)$$

(2.8) eşitliği hatırlanacak olunursa (2.29) eşitliği elde edilir.

$$-(dp/dzF) = 1/A \cdot dF_m/dz = \tau_w \cdot P/A = [f_{TP} \cdot P/A] \cdot (\rho_m \cdot u_m^2 / 2) \quad (2.29)$$

Bu ifade fan denklemi olup dairesel kesitli kanal için ( $P/A = 4/D$ ) denklem şu hali alır:

$$-(dp/dzF) = 2 \cdot f_{TP} \cdot G^2 \cdot v_m / D = 2 \cdot f_{TP} \cdot G \cdot j / D \quad (2.30)$$

(2.10)'dan yararlanılarak, (2.31) elde edilebilir:

$$-(dp/dz a) = G \cdot d(u_m)/dz = G^2 \cdot d(v_m)/dz \quad (2.31)$$

Burada sıvı fazın sıkıştırılabilirliği ihmal edilerek  $d v_m / dz$  terimi açılacak olunursa (2.32) elde edilir.

$$d(v_m)/dz = v_{fg} \cdot (dx/dz) + x \cdot (dv_g/dp) \cdot (dp/dz) \quad (2.32)$$

(2.11) ve (2.26)'dan yararlanarak (2.33) yazılabilir.

$$-(dp/dz z) = \rho_m \cdot g \sin \theta = g \sin \theta / v_m \quad (2.33)$$

Homojen akışta hesaplanan toplam statik basınç gradyeni ise (2.30), (2.31) ve (2.33)'ün (2.9)'da yerine konulup düzenlenmesiyle (2.34)'deki halini alır.

$$-(dp/dz) = \frac{\{2f_{TP}G^2v_f/D[1+x(v_{fg}/v_f)] + G^2v_f(v_{fg}/v_f)dx/dz + g\sin\theta/v_f[1+x(v_{fg}/v_f)]\}}{1+G^2x(dv_g/dp)} \quad (2.34)$$

### 2.3.2 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı

(2.34)'deki bütün terimler tanımlı olmasına rağmen sadece bir terim tanımlı değildir. Bu terim, iki fazlı sürtünme katsayısı olup  $f_{TP}$  ile gösterilir. Homojen modelin kullanılabilmesi için iki fazlı akışa uygun bir tek faz sürtünme katsayısının belirlenmesi gerekir. İki fazlı sürtünme katsayısının tanımı için değişik yaklaşımlar yapılmıştır:

**a)** Sürtünme katsayısı  $f_{TP}$ , akışın tamamen sıvı fazdan olduğu düşünülerek hesaplanan değere eşit alınır. Bu durumda,  $f_{f0}$  ile gösterilen bu sürtünme katsayısı, sıvı faza ait Reynolds sayısı ile boru bağlı pürüzlülüğüne ( $\epsilon/D$ ) bağlı olur ve (2.30) eşitliği, (2.35) haline gelir.

$$-(dp/dz F) = 2.f_{f0}.G^2.v_f/D.[1 + x.(v_{fg}/v_f)] = -(dp/dz F)_{f0}.[1 + x.(v_{fg}/v_f)] \quad (2.35)$$

Buradaki  $-(dp/dz F)_{f0}$  terimi, akışın sadece sıvı fazdan oluştuğunun düşünülmesi halinde fan denkleminde gelen sürtünme basınç gradyeni olup (2.36)'daki gibi ifade edilmektedir.

$$-(dp/dz F)_{f0} = 2.f_{f0}.G^2.v_f/D \quad (2.36)$$

İki fazlı sürtünme basınç gradyeninin bulunmasında  $f_{f0}$  kullanılırsa  $x = 1$  kuruluk derecesi için hesap yapılamaz. Örneğin: Kanal içinde akan tek fazlı buhar. Bu zorluğun üstesinden gelebilmek için ikinci bir yöntem geliştirilmiştir.

**b)** Bu yöntemde ise, sürtünme katsayısı  $f_{TP}$ , ortalama bir  $\mu_m$  kullanılarak belirlenir. Ortalama viskozite  $\mu_m$  ile buhar içeriği  $x$  arasındaki ilişki (2.37)'deki sınır şartlarını sağlamalıdır.

$$x = 0 \text{ iken } \mu_m = \mu_f \quad \text{ve} \quad x = 1 \text{ iken } \mu_m = \mu_g \text{ olmalıdır.} \quad (2.37)$$

Mevcut viskozite bağıntıları ise aşağıda olduğu gibi tanımlanabilir.

McAdams et al. (1942) tarafından önerilen viskozite ifadesi (2.38)'de belirtilmektedir.

$$1/\mu_m = x/\mu_g + (1-x)/\mu_f \quad (2.38)$$

Cicchitti et al. (1960) tarafından önerilen viskozite ifadesi (2.39)'da belirtilmiştir.

$$\mu_m = x \cdot \mu_g + (1-x) \cdot \mu_f \quad (2.39)$$

Dukler et al. (1964) ise, (2.40)'da görülen viskozite ifadesini önermektedir.

$$\mu_m = \rho_m \cdot [x \cdot \nu_g \cdot \mu_g + (1-x) \cdot \nu_f \cdot \mu_f] \quad (2.40)$$

Blasius denklemi gereği sürtünme katsayısı, Reynolds sayısı cinsinden ifade edilebilir.

$$f_{TP} = 0,079[G \cdot D / \mu_m]^{-1/4} \quad (2.41)$$

(2.38) kullanılarak (2.42) de yazılabilmektedir.

$$-(dp/dz F) = -(dp/dz F)_{fo} \cdot [1 + x \cdot (\nu_{fg}/\nu_f)] \cdot [1 + x \cdot (\mu_{fg}/\mu_g)]^{-1/4} \quad (2.42)$$

(2.35) ve (2.42)'de iki fazlı sürtünme basınç gradyeni, tüm akış sıvı kabul edilerek tek fazlı basınç gradyeni cinsinden ifade edilebilir. Genelde, sürtünme basınç gradyeni (2.43)'de ifade edildiği gibidir.

$$-(dp/dz F) = - (dp/dz F)_{fo} \cdot \phi_{fo}^2 \quad (2.43)$$

Burada  $\phi_{fo}^2$  terimi iki fazlı sürtünme çarpanı olarak tanımlanır.  $\mu_m$  için genelde (2.38) eşitliği kullanılmakta olduğundan,  $\phi_{fo}^2$  ifadesinde bu  $\mu_m$  kullanılır.

$$\phi_{fo}^2 = [1 + x \cdot (\nu_{fg}/\nu_f)] \cdot [1 + x \cdot (\mu_{fg}/\mu_g)]^{-1/4}$$

$\phi_{fo}^2$  teriminin değerleri, Çizelge 2.1'de su-buhar sistemi için buhar içeriği ve basıncın fonksiyonu olarak verilmiştir.

**Çizelge 2.1** Homojen modelde su-buhar sistemi için iki fazlı sürtünme çarpanı  $\phi_{fo}^2$  değerleri (Collier, 1994)

$$\phi_{fo}^2 = [1 + x.(v_{fg}/v_f)].[1 + x.(μ_{fg}/μ_g)]^{-1/4}$$

| Kuruluk derecesi % | Basınç, bar |       |       |       |      |      |      |      |       |
|--------------------|-------------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------|
|                    | 1.01        | 6.89  | 34.4  | 68.9  | 103  | 138  | 172  | 207  | 221.2 |
| 1                  | 16.21       | 3.40  | 1.44  | 1.19  | 1.10 | 1.05 | 1.04 | 1.01 | 1.0   |
| 5                  | 67.6        | 12.18 | 3.12  | 1.89  | 1.49 | 1.28 | 1.16 | 1.06 | 1.0   |
| 10                 | 121.2       | 21.8  | 5.06  | 2.73  | 1.95 | 1.56 | 1.30 | 1.13 | 1.0   |
| 20                 | 212.2       | 38.7  | 7.8   | 4.27  | 2.81 | 2.08 | 1.60 | 1.25 | 1.0   |
| 30                 | 292.8       | 53.5  | 11.74 | 5.71  | 3.60 | 2.57 | 1.87 | 1.36 | 1.0   |
| 40                 | 366         | 67.3  | 14.7  | 7.03  | 4.36 | 3.04 | 2.14 | 1.48 | 1.0   |
| 50                 | 435         | 80.2  | 17.45 | 8.30  | 5.08 | 3.48 | 2.41 | 1.60 | 1.0   |
| 60                 | 500         | 92.4  | 20.14 | 9.50  | 5.76 | 3.91 | 2.67 | 1.71 | 1.0   |
| 70                 | 563         | 104.2 | 22.7  | 10.70 | 6.44 | 4.33 | 2.89 | 1.82 | 1.0   |
| 80                 | 623         | 115.7 | 25.1  | 11.81 | 7.08 | 4.74 | 3.14 | 1.93 | 1.0   |
| 90                 | 682         | 127   | 27.5  | 12.90 | 7.75 | 5.21 | 3.37 | 2.04 | 1.0   |
| 100                | 738         | 137.4 | 29.8  | 13.98 | 8.32 | 5.52 | 3.60 | 2.14 | 1.0   |

### 2.3.3 Basınç Kayıplarının Hesaplanmasında Modelin Kullanılması

Modelin basınç kaybı hesabında kullanılabilmesi için (2.34) eşitliği boru boyuna göre ayarlanmalıdır. Genelde bu işlem kademe kademe yapılır. Aşağıda listelenmekte olan kabuller yapılırsa (2.34) eşitliği, basınç kaybı hesabına uygun hale gelir.

**a)**  $[G^2.x.(dv_g/dp)] \ll 1$  olursa bu model geçerlidir. Buradan gaz fazının sıkıştırılabilirliğinin ihmal edilebileceği sonucuna varılır. Örneğin; 82,75 bar basınçta  $4900 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütleli akıyla akan ve buhar içeriği de boru çıkışında  $x = 0,1$  olan su-buhar karışımında hesaplamalar sonucu  $G^2.x.(dv_g/dp)$  terimi  $- 0,008$  olarak bulunur.

**b)**  $v_{fg}/v_f$  terimi ve  $f_{TP}$  sürtünme katsayısı tüm boru boyunca sabit kalmalıdır.

Buradaki durumda sisteme doyma sıcaklığında ( $x=0$ ) giren ve sistemden de sıvı-buhar karışımı olarak çıkan sıvı düşünülmektedir. L uzunluğu boyunca lineer bir x değişimi için ( $dx/dz=\text{sabit}$ ) basınç kaybı (2.44)'deki gibi olmaktadır.

$$\Delta p = 2f_{TP}LG^2v_f/D.[1+(x/2)(v_{fg}/v_f)]+G^2v_f.(v_{fg}/v_f)x + (g\sin\theta L/v_{fg}x).\ln[1 + x(v_{fg}/v_f)] \quad (2.44)$$

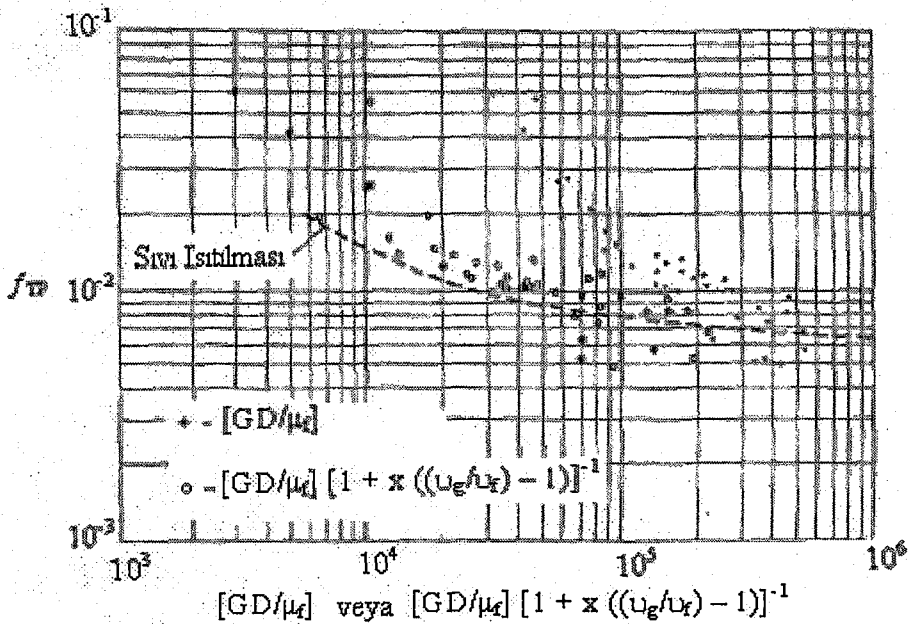
### 2.3.4 Homojen Modelin Deneysel Çalışmalara Uygulanması

Homojen akış modelinde kullanılacak sürtünme katsayısı, Bölüm 2.3.2’de anlatılmış tek fazlı akış korelasyonları yardımıyla veya Bölüm 2.2.4’de belirtilmiş denklem tiplerinden biri kullanılarak ölçülmüş iki fazlı basınç düşümünden doğrudan hesaplanabilir.

Davidson et al (1943), yüksek basınçta su-buhar basınç kaybını Bölüm 2.2.4’de anlatılmış metodla hesaplamıştır. Burada, iki fazlı sürtünme katsayısı  $f_{TP}$  saf sıvı akışı olması halinde geçerli Reynolds sayısına göre çizilmiştir. Şekil 2.2’den de görüleceği gibi  $2 \cdot 10^5$ ’den küçük Reynolds sayıları için tek fazlı sürtünme katsayılarında büyük farklılıklar mevcuttur. Buradan deneysel sürtünme katsayısının, saf sıvı olduğu zaman geçerli olan Reynolds sayısı\* giriş ve çıkıştaki özgül hacimler oranına göre çizilmesi durumunda, tek fazlı akış için daha iyi ifade elde edilir ve bu, (2.45)’de görülmekte olan iki fazlı viskozite ( $\mu_m$ ) ile tanımlanır.

$$\mu_m = \mu_f [1 + x \cdot (u_{fg}/u_f)] \quad (2.45)$$

Bu denklem iki fazlı viskozite tanımı olup buhar içeriği %100’e yaklaştıkça buhar fazı viskozitesinin bulunmasında kullanılamaz. Çünkü, geçerli bir tanım oluşturmanın dışında sürtünme katsayısının viskoziteye bağıllığı çok azdır.



**Şekil 2.2** Yüksek basınçlı su-buhar karışımları için elde edilmiş deneysel iki fazlı sürtünme katsayıları (Davidson et al., 1943)

## 2.4 Heterojen Model

Heterojen akışta fazların, sıvı ve buhar olmak üzere iki ayrı akışkan halinde akmakta olduğu kabul edilir. Burada her bir akımın ortalama akış hızında aktığı kabul edilmekte ve bu ortalama hızlar birbirine eşit olunca homojen akışta geçerli denklemler kullanılmaktadır.

### 2.4.1 Modelin Oluşturulması ve Kabuller

Heterojen akışın dayandığı temel kabuller şöyle listelenebilir:

- Fazların hızları sabit ancak birbirinden farklı olmalı.
- Fazlar arasında termodinamik denge olmalı.
- İki fazlı sürtünme çarpanı ( $\phi_{fo}^2$ ) ve boşluk oranı ile akışkanın bağımsız değişkenleri arasında bağıntı kurmak için korelasyonların kullanılmalı.

Bu modelin daha çok halka akıma benzediği görülmektedir. Kararlı heterojen bir akış için temel denklemler Bölüm 2.2'de verilmiştir. Momentum denklemi tekrardan düzenlenip (2.46) haline getirilir.

$$-(dp/dz) = -(dp/dzF) + G^2 \cdot d/dz \cdot [x^2 \cdot \nu_g / \alpha + (1-x)^2 \cdot \nu_f / (1-\alpha)] + g \sin \theta \cdot [\alpha \cdot \rho_g + (1-\alpha) \cdot \rho_f] \quad (2.46)$$

Sürtünme basınç gradyeni, toplam akışın saf sıvı olduğu düşünülerek tek fazlı basınç gradyeni cinsinden ifade edilebilir. Bunun sonucunda (2.47) elde edilir.

$$-(dp/dz F) = -(dp/dz F)_{fo} \cdot \phi_{fo}^2 = [2 \cdot f_{fo} \cdot G^2 \cdot \nu_f / D] \cdot \phi_{fo}^2 \quad (2.47)$$

Bunun dışında sürtünme basınç gradyeni, tek fazlı basınç gradyeni cinsinden, sıvı fazın kanalda tek başına aktığı düşünülerek de ifade edilebilir. Bu durumda (2.48) elde edilir.

$$-(dp/dz F) = -(dp/dz F)_f \cdot \phi_f^2 = [2 \cdot f_f \cdot G^2 \cdot (1-x)^2 \cdot \nu_f / D] \cdot \phi_f^2 \quad (2.48)$$

Blasius denklemi kullanılarak,

$$f_f / f_{fo} = [1/(1-x)]^{1/4} \text{ elde edilir.} \quad (2.49)$$

Buradan da (2.47) ve (2.48)'den hareketle, (2.50) elde edilir.

$$\phi_{fo}^2 = \phi_f^2 \cdot (1-x)^2 \cdot (f_f / f_{fo}) = \phi_f^2 \cdot (1-x)^{1,75} \quad (2.50)$$

$$-(dp/dz) = G^2 \cdot d/dz \cdot [x^2 \cdot v_g/\alpha + (1-x)^2 \cdot v_f/1-\alpha] \quad (2.51)$$

(2.51), sıvı sıkıştırılabilirliği ihmal edilerek yeniden düzenlenecek olunursa (2.52) elde edilir.

$$d/dz \cdot [x^2 \cdot v_g/\alpha + (1-x)^2 \cdot v_f/1-\alpha] = dx/dz [\{2xv_g/\alpha - (2(1-x)/1-\alpha)v_f\} + (\partial\alpha/\partial x)_p \{(1-x)^2 v_f/(1-\alpha)^2 - x^2 v_g/\alpha^2\}] + dp/dz [(x^2/\alpha)dv_g/dp + (\partial\alpha/\partial p)_x \{(1-x)^2 v_f/(1-\alpha)^2 - x^2 v_g/\alpha^2\}] \quad (2.52)$$

Heterojen akış modeline göre geçerli toplam statik basınç gradyeni, (2.47)'nin (2.46)'da yerine konup düzenlenmesiyle elde edilir ve (2.53) ile gösterilir.

$$-(dp/dz) = [(2f_{f0}G^2v_f/D)\phi_{f0}^2 + G^2 dx/dz [\{2xv_g/\alpha - (2(1-x)/1-\alpha)v_f\} + (\partial\alpha/\partial x)_p \{(1-x)^2 v_f/(1-\alpha)^2 - x^2 v_g/\alpha^2\}] + g \sin\theta [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] / (1 + G^2 [(x^2/\alpha)dv_g/dp + (\partial\alpha/\partial p)_x \{(1-x)^2 v_f/(1-\alpha)^2 - x^2 v_g/\alpha^2\}]) \quad (2.53)$$

#### 2.4.2 Modelin Basınç Kaybı Hesabında Kullanılması

(2.34)'de olduğu gibi (2.53)'de de adım adım integrasyon yapılır. Bazı kabullerin yapılması halinde analitik integrasyon yapılabilir. Bu kabuller şöyle olmaktadır:

a)  $|G^2 \cdot [x^2/\alpha \cdot (dv_g/dp) + (\partial\alpha/\partial p)_x \cdot \{(1-x)^2 \cdot v_f/(1-\alpha)^2 - x^2 \cdot v_g/\alpha^2\}]| \ll 1$  olmalı yani gaz fazının sıkıştırılabilirliği ihmal edilmelidir.

b) Gaz ve sıvı fazların özgül hacimleri  $v_g$  ve  $v_f$  ile  $f_{f0}$  boru boyunca sabit kalmalıdır.

Buradaki durum, suyun sıvı fazında ( $x=0$ ) boruya girdikten sonra boru boyunca buharlaştırılıp çıkışta buhar içeriği  $x$  olan su-buhar karışımı elde edilmesinden ibarettir. Buhar içeriği boru boyuyla doğru orantılı olarak değişir. Bu ayrıntılar dikkate alınırsa heterojen model için geçerli olan (2.54) eşitliği elde edilir.

$$\Delta p = (2f_{f0}G^2v_fL/D) \cdot [1/x \cdot \int \phi_{f0}^2 dx] + G^2 \cdot v_f \cdot [(x^2/\alpha) \cdot (v_g/v_f) + ((1-x)^2/(1-\alpha)) - 1] + (L \cdot g \sin\theta/x) [\alpha \cdot \rho_g + (1-\alpha) \cdot \rho_f] dx \quad (2.54)$$

#### 2.4.3 İki Fazlı Çarpanı ( $\phi_{f0}^2$ ) ve Boşluk Oranı Hesabı

(2.53) ve (2.54)'ün kullanılabilmesi için iki fazlı çarpanı  $\phi_{f0}^2$  ile boşluk oranının bağımsız değişkenler cinsinden ifade edilmesi gerekir. Bu konuyla ilgili ilk çalışma Martinelli ve yardımcıları tarafından gerçekleştirilmiştir. Martinelli modeli, 1944-1949 yılları arasında yatay borularda izotermal ortamda iki fazlı iki bileşenli akışlar üzerine yapılan çalışmalar

sonucu geliştirilmiştir. Bu çalışmalarda başlangıçta (2.46)'daki sürtünme bileşenine odaklanılıp izotermal iki bileşenli akış için sürtünme basınç gradyeninin hesabı yapılmıştır. Sonradan momentum bileşeninin hesabı da dahil edilip bilinen Martinelli ve Nelson (1948) metodu geliştirilmiştir.

#### 2.4.3.1 Lockart ve Martinelli (1949) Korelasyonu

Burada akışı oluşturan her bir fazın belli bir kesit alanı olup akış doğrultusundaki her bir faza sürtünme basınç kayıp denklemleri uygulanabilmektedir. Bunun sonucunda fazlar arası etkileşim olmadığı kabul edilir ve basınç gradyeni ile boşluk oranı arasında bir bağıntı elde edilir.

Korelasyonun oluşturulması için gerekli kabuller şöyle listelenebilir:

a) Fazlar kanal içinden geçerken akımın, laminar veya türbülanslı olmak üzere 4 farklı akım çifti şeklinde olacağı kabul edilir.

b) Akım şekline bakılmaksızın sıvı ve gaz fazı basınç kayıpları eşit kabul edilir. Burada yapılan hesaplamalarda sürtünme basınç kaybı temel alındığından ve momentum ile yerçekimi bileşenleri de ihmal edildiğinden (2.55)'de gösterildiği gibi gaz fazının sürtünme basınç kaybı sıvı fazın sürtünme basınç kaybına eşit olmalıdır.

$$(dp/dz_g F) = (dp/dz_f F) = (dp/dz F) \quad (2.55)$$

Sıvı faz için sürtünme basınç kaybı (2.56)'da gösterilmektedir.

$$-(dp/dz_f F) = 2 \cdot f_f \cdot \rho_f \cdot u_f^2 / D_f \quad (2.56)$$

Bu ifadede  $D_f$  terimi sıvı fazın hidrolik çapıdır. Benzer bir ifade gaz fazı için de yazılabilir:

$$-(dp/dz_g F) = 2 \cdot f_g \cdot \rho_g \cdot u_g^2 / D_g \quad (2.57)$$

Her bir fazın hidrolik çapı herhangi bir anda fazın içinden akmakta olduğu kesitle ilgili olup bu kesitler (2.58) ve (2.59)'da gösterildiği gibidir.

$$A_f = \gamma \cdot (\pi \cdot D_f^2 / 4) \quad (2.58)$$

$$A_g = \delta \cdot (\pi \cdot D_g^2 / 4) \quad (2.59)$$

Sürtünme katsayıları  $f_f$  ve  $f_g$  Blasius'a göre (2.60)'da görüldüğü gibi ifade edilebilir.

$$f_f = K_f \cdot [\rho_f \cdot u_f \cdot D_f / \mu_f]^{-n} \quad (2.60)$$

(2.48), (2.56), (2.58) ve (2.60) eşitlikleri kullanılarak (2.61) eşitliği elde edilir.

$$\phi_f^2 = \gamma^{n-2} \cdot (D/D_f)^{5-n} \quad (2.61)$$

Bu ifadeden de anlaşılacağı gibi, iki fazlı sürtünme basınç gradyeninin, saf sıvı akması halinde oluşan sürtünme basınç gradyenine oranı, sıvı faz tarafından kaplanan kesit oranıyla sıvı fazın şeklinin bir fonksiyonudur. Aynı şeyler gaz fazı için de geçerli olup, gaz fazıyla ilgili ifadeler (2.62)'de belirtilmektedir.

$$\phi_g^2 = (dp/dzF)/(dp/dzF)_g = \delta^{n-2} \cdot (D/D_g)^{5-n} \quad (2.62)$$

Lockart ve Martinelli (1949) modeli genelde halka akıma benzemektedir. (2.58) eşitliği,  $\pi D^2/4$  ile bölünürse (2.63) elde edilir.

$$\gamma = (1-\alpha) \cdot (D/D_f)^2 \quad (2.63)$$

(2.63) eşitliği, (2.61) eşitliğinde yerine konulursa (2.64) eşitliği elde edilir.

$$\phi_f^2 = (1-\alpha)^{n-2} \cdot (D/D_f)^{n+1} \quad (2.64)$$

Sıvı film kalınlığı  $\delta$  olan halka akım için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$D_f = 4 \cdot \pi \cdot D \cdot \delta / \pi \cdot D = 4 \cdot \delta \quad \text{ve} \quad 1-\alpha = 4 \cdot \pi \cdot D \cdot \delta / \pi \cdot D^2 = 4 \cdot \delta / D$$

Bunun sonucunda aşağıdaki ifadeye ulaşılır:

$$D/D_f = D/4 \cdot \delta = 1/(1-\alpha)$$

Bu ifade (2.64)'de yerine konulursa (2.65) elde edilir.

$$\phi_f^2 = (1-\alpha)^{n-2} \cdot (1-\alpha)^{-(n+1)} = (1-\alpha)^{-3} \quad (2.65)$$

Bu sonuç hatalı olup doğrusu (2.66)'da gösterildiği gibidir.

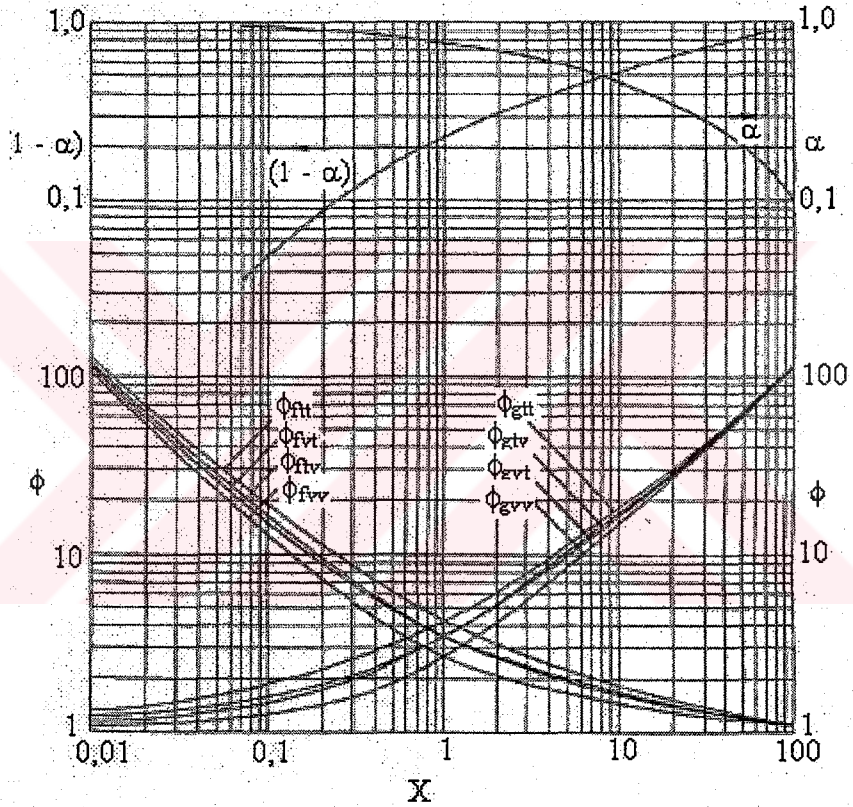
$$\phi_f^2 = (1-\alpha)^{-2} \quad (2.66)$$

(2.65) ile (2.66) arasındaki bu farklılık, fazlar arasındaki etkileşimin ihmal edildiğini gösterir. Chisholm (1967) ise, fazlar arasındaki kayma kuvvetlerini dikkate alarak bu hatayı düzeltmiştir. Buraya kadar yapılanlardan da anlaşılacağı gibi, Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu ampriktir. Martinelli ve yardımcıları, iki fazlı çarpanlar olan  $\phi_f^2$  ve

$\phi_g^2$ 'nin, X parametresinin bir fonksiyonu olarak korele edilebileceğini tartışmış olup, Martinelli parametresi diye adlandırılan X parametresi (2.67)'de ifade edildiği gibidir.

$$X^2 = (dp/dzF)_f / (dp/dzF)_g \quad (2.67)$$

Bu ifade deneysel datalar kullanılarak değişik durumlar için elde edilmiş ve sonuçlar grafik halinde Şekil 2.3'te gösterilmiştir (Lockart ve Martinelli, 1949). Bu grafikte  $\phi$ 'ler X'e göre çizilmiş ve dört akım tipi de dikkate alınmıştır.



**Şekil 2.3** Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu

Bunun dışında,  $\phi_f^2$  ve  $\phi_g^2$  ile  $X^2$  arasında aşağıdaki bağıntılar da geçerlidir:

$$\phi_f^2 = 1 + C/X + 1/X^2 \quad (2.68)$$

$$\phi_g^2 = 1 + C.X + X^2 \quad (2.69)$$

Şekil 2.3'teki eğriler, C teriminin aşağıdaki değerleri alması halinde (2.68) ve (2.69) kullanılarak elde edilen sonuçlara göre çizilmiştir.

| <u>SIVI</u>     | <u>gaz</u>     | <u>C</u> |
|-----------------|----------------|----------|
| türbülans       | türbülans (tt) | 20       |
| viskoz(laminar) | türbülans (vt) | 12       |
| türbülans       | viskoz (tv)    | 10       |
| viskoz          | viskoz (vv)    | 5        |

Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu kullanılarak iki fazlı sürtünme basınç gradyeninin hesaplanması için her bir fazın tek başına aktığı düşünülür ve doğal olarak burada Şekil 2.3 ile (2.68) ve (2.69) da kullanılır. Bu korelasyon, yatay boruda düşük basınçlarda iki fazlı iki bileşenli sistemler için geliştirilmiştir.

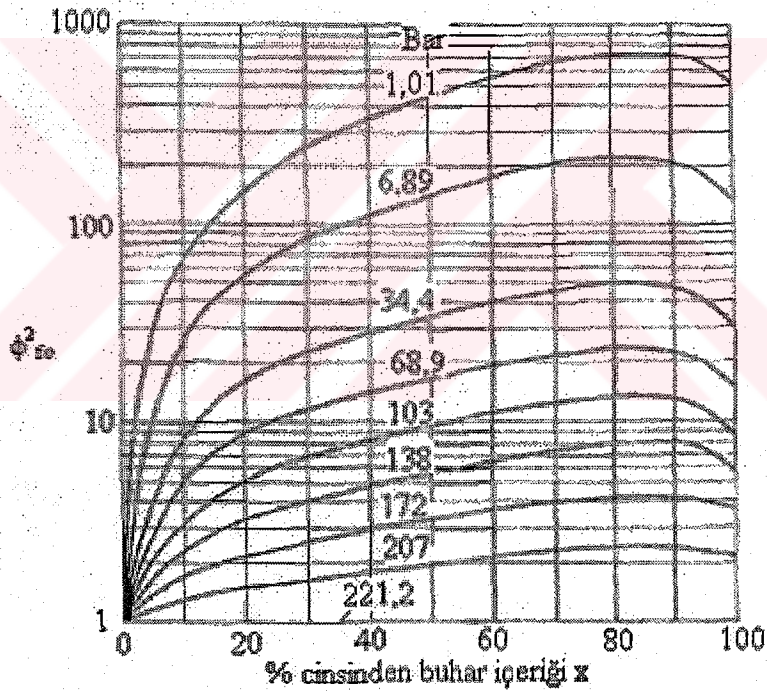
Korelasyonun gidişatından da anlaşılacağı gibi,  $\phi_f$  parametresinin, X parametresine bağlı olması halinde, boşluk oranının da X parametresine bağlı olması gerekir. Lockart ve Martinelli (1949) tarafından oluşturulan  $\alpha$  ile X arasındaki korelasyon, akış rejiminden bağımsız olup Şekil 2.3'de gösterilmektedir. Orijinal kağıtta belirlenmiş gerçek değerler, (2.66) eşitliğindeki ilişkiyi  $\phi_f^2 = \phi_{fit}^2$  olacak şekilde yakından takip etmekte ve bu ifade de (2.68) eşitliği ile X'e bağlı olarak boşluk oranını içeren bir denklem verecek şekilde birleştirilebilmektedir.

#### 2.4.3.2 Martinelli ve Nelson (1948) Korelasyonu

Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu düşük basınçlarda sıvı – gaz karışımlarının adyabatik akışıyla ilgiliydi. Martinelli ve Nelson (1948) ise, zorlamalı kaynama durumundaki basınç kayıplarını tahmin etmek için, akış rejiminin her zaman için türbülans-türbülans olması gerektiğini düşünmüşler ve korelasyonu kaynama ve yoğuşma problemleri için  $\phi_f^2$  yerine daha kullanışlı olan  $\phi_{fo}^2$  cinsinden düzenlemişlerdir.

Burada akışın her bir noktasında termodinamik denge söz konusu olmakla birlikte,  $\phi_{fit}^2$ 'nin gösterildiği Şekil 2.3, atmosferik basınçtaki su-buhar akışına uygulanmaktadır. Bu grafikte kritik noktaya doğru basınç arttıkça fazların yoğunluk ve viskozitelerinin aynı olacağı hatırlanarak kritik basınç değeri için  $\phi_f$  ile  $X_{tt}$  arasında bir bağıntı oluşturulmuştur. Bu bağıntı, (2.68) eşitliğinde C yerine 1,36 yazılarak elde edilmektedir. Kritik ve

atmosferik basınçlardaki eğrileri bildiğimiz için ara basınçlardaki eğriler de Davidson et al. (1943)'ün datalarının kullanılmasıyla belirlenebilir.  $\phi_f$ 'nin  $X_{Ht}$ 'ye bağlı bir dizi basınç için eğrileri oluşturulduktan sonra buhar içeriği  $x$ 'in bir fonksiyonu olarak  $\phi_{fo}^2$  eğrileri, Şekil 2.4'te görüleceği gibi çizilmiştir. Çizelge 2.2'de de ayrıca bu  $\phi_{fo}^2$  değerleri, buhar içeriği  $x$  ve basıncın fonksiyonu olarak verilmektedir. Çizelge 2.1, homojen modele göre iki fazlı çarpanı değerlerini vermekte olup, çizelgelerdeki şekiller doğrudan karşılaştırılabilmekte ve homojen model için sürtünme çarpanları ile Martinelli ve Nelson (1948) modeli için sürtünme çarpanları arasındaki farkın ikinci mertebeye kadar olabileceği sonucuna varılmaktadır.  $[1/x] \int \phi_{fo}^2 dx$ , (2.54)'ün hesaplanmasında gerekmektedir. Martinelli ve Nelson (1948) ise, bu integrali Şekil 2.4'deki grafikten hesaplamıştır.

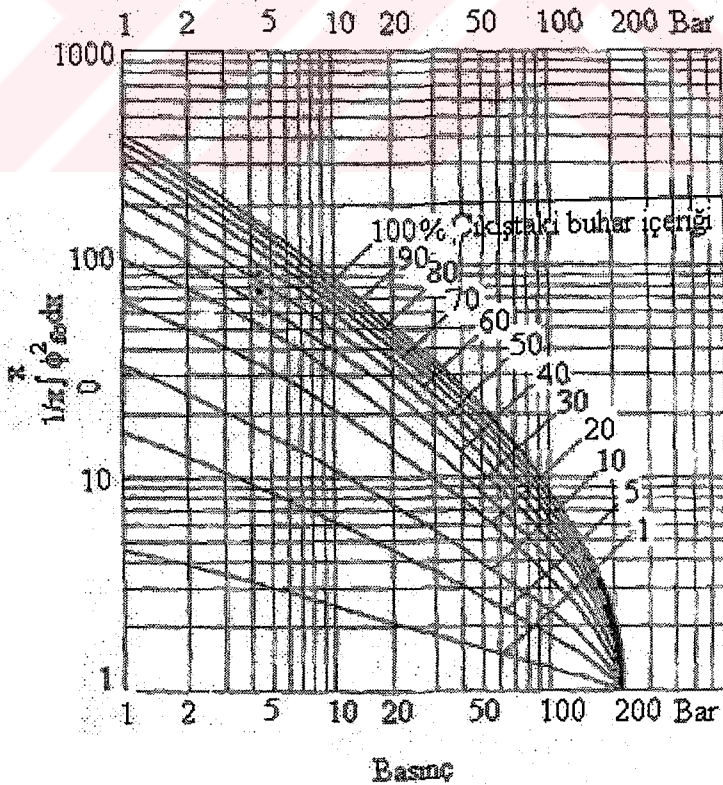


**Şekil 2.4** Buhar içeriği ve basıncın bir fonksiyonu olarak  $\phi_{fo}^2$  değeri (Martinelli ve Nelson, 1948)

**Çizelge 2.2** Su-buhar sistemi için iki fazlı sürtünme çarpanı  $\phi^2_{fo}$  değerleri (Martinelli ve Nelson, 1948)

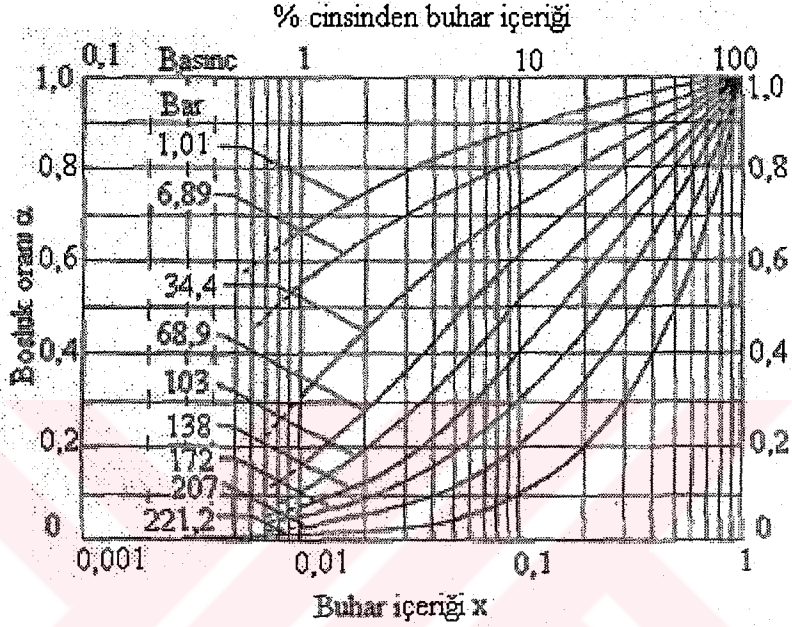
| Buhar içeriği (%) | Basınç, bar |      |      |      |      |      |      |      |       |  |
|-------------------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|-------|--|
|                   | 1,01        | 6,89 | 34,4 | 68,9 | 103  | 138  | 172  | 207  | 221,2 |  |
| 1                 | 5,6         | 3,5  | 1,8  | 1,6  | 1,35 | 1,2  | 1,1  | 1,05 | 1,00  |  |
| 5                 | 30          | 15   | 5,3  | 3,6  | 2,4  | 1,75 | 1,43 | 1,17 | 1,00  |  |
| 10                | 69          | 28   | 8,9  | 5,4  | 3,4  | 2,45 | 1,75 | 1,30 | 1,00  |  |
| 20                | 150         | 56   | 16,2 | 8,6  | 5,1  | 3,25 | 2,19 | 1,51 | 1,00  |  |
| 30                | 245         | 83   | 23   | 11,6 | 6,8  | 4,04 | 2,62 | 1,68 | 1,00  |  |
| 40                | 350         | 115  | 29,2 | 14,4 | 8,4  | 4,82 | 3,02 | 1,83 | 1,00  |  |
| 50                | 450         | 145  | 34,9 | 17   | 9,9  | 5,59 | 3,38 | 1,97 | 1,00  |  |
| 60                | 545         | 174  | 40   | 19,4 | 11,1 | 6,34 | 3,7  | 2,1  | 1,00  |  |
| 70                | 625         | 199  | 44,6 | 21,4 | 12,1 | 7,05 | 3,96 | 2,23 | 1,00  |  |
| 80                | 685         | 216  | 48,6 | 22,9 | 12,8 | 7,7  | 4,15 | 2,35 | 1,00  |  |
| 90                | 720         | 210  | 48   | 22,3 | 13   | 7,95 | 4,2  | 2,38 | 1,00  |  |
| 100               | 525         | 130  | 30   | 15   | 8,6  | 5,9  | 3,7  | 2,15 | 1,00  |  |

Bu fonksiyon, su-buhar sistemi için Şekil 2.5'de görülmektedir. Burada boşluk oranı değerlerine ihtiyaç vardır.



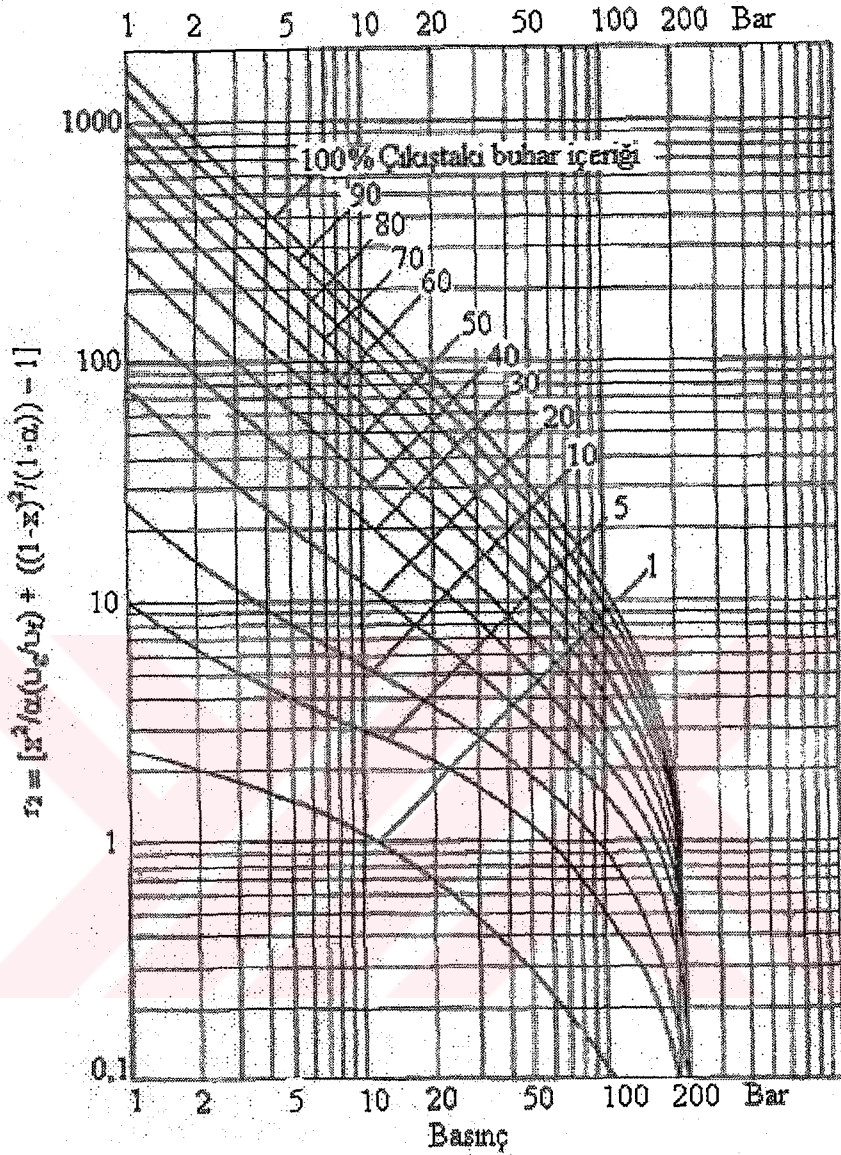
**Şekil 2.5** Mutlak basınçtaki su – buhar sistemi için basınç ve buhar içeriğinin bir fonksiyonu olarak  $[1/x]\phi^2 dx$  terimi (Martinelli ve Nelson, 1948).

Bu eğriler sonradan  $\alpha$  değerleri, buhar içeriği ile basıncın fonksiyonu olacak şekilde tekrardan düzenlenmiştir.  $[x^2/\alpha \cdot (v_g/v_f) + ((1-x)^2/(1-\alpha)) - 1]$  terimi, (2.54)'de görülmektedir. Burada karışıklığın önüne geçilmesi için bu terime  $r_2$  denmiş ve Şekil 2.6'da verilen boşluk oranı değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.



**Şekil 2.6** Mutlak basınçtaki su – buhar sistemi için basınç ve buhar içeriğinin fonksiyonu olarak boşluk oranı  $\alpha$  (Martinelli ve Nelson, 1948)

Hesaplanmış  $r_2$  değerleri ise Şekil 2.7'de çıkıştaki buhar içeriği ve basıncın bir fonksiyonu olarak gösterilmektedir.  $r_1$  simgesi ise homojen model için geçerli (2.44) eşitliğinde görülen  $[(v_{fg}/v_f) \cdot x]$  terimini temsil etmektedir.



**Şekil 2.7** Su-buhar sistemi için çeşitli çıkış buhar içeriği değerlerinde basıncın bir fonksiyonu olarak  $r_2$  çarpanı (Martinelli ve Nelson, 1948)

### 2.4.3.3 Thom (1964) Korelasyonu

$\phi_{fo}^2$ ,  $[1/x \cdot \int \phi_{fo}^2 dx]$ ,  $\alpha$  ve  $r_2$  terimlerinin tayini için diğer bir çalışma Thom (1964) tarafından gerçekleştirilmiştir. Revize edilmiş bu terimler, su – buhar sistemi için ısıtılmış veya ısıtılmamış yatay ve düşey borulara uygulanmıştır. Thom (1964) tarafından önerilen değerler Çizelge 2.3’de görülmektedir.

Burada da Martinelli ve Nelson (1948) korelasyonunda olduğu gibi olay düşey buharlaştırıcı borularında gerçekleşmekte olup buna ilave olarak yerçekimi etkisi de dikkate alınmaktadır.

**Çizelge 2.3** İki fazlı akım faktörleri için değerler (Thom, 1964)

| % cinsinden buhar içeriği | Basınç, bar                         |                                     |                                     |                                     |                                     |                                     |                                     |                                     |                                     |                                     |
|---------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
|                           | 17.2                                |                                     | 41.3                                |                                     | 86.1                                |                                     | 145                                 |                                     | 207                                 |                                     |
|                           | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ | $\phi^2_{fo} [1/x][\phi^2_{fo} dx]$ |
| 1                         | 2.12                                | 1.49                                | 1.46                                | 1.11                                | 1.10                                | 1.03                                | -                                   | -                                   | -                                   | -                                   |
| 5                         | 6.29                                | 3.71                                | 2.86                                | 2.09                                | 1.62                                | 1.31                                | 1.21                                | 1.10                                | 1.02                                | -                                   |
| 10                        | 11.1                                | 6.30                                | 4.78                                | 3.11                                | 2.39                                | 1.71                                | 1.48                                | 1.21                                | 1.08                                | 1.06                                |
| 20                        | 20.6                                | 11.4                                | 8.42                                | 5.08                                | 3.77                                | 2.47                                | 2.02                                | 1.46                                | 1.24                                | 1.12                                |
| 30                        | 30.2                                | 16.2                                | 12.1                                | 7.00                                | 5.17                                | 3.20                                | 2.57                                | 1.72                                | 1.40                                | 1.18                                |
| 40                        | 39.8                                | 21.0                                | 15.8                                | 8.80                                | 6.59                                | 3.89                                | 3.12                                | 2.01                                | 1.57                                | 1.26                                |
| 50                        | 49.4                                | 25.9                                | 19.5                                | 10.6                                | 8.03                                | 4.55                                | 3.69                                | 2.32                                | 1.73                                | 1.33                                |
| 60                        | 59.1                                | 30.5                                | 23.2                                | 12.4                                | 9.49                                | 5.25                                | 4.27                                | 2.62                                | 1.88                                | 1.41                                |
| 70                        | 68.8                                | 35.2                                | 26.9                                | 14.2                                | 10.19                               | 6.00                                | 4.86                                | 2.93                                | 2.03                                | 1.50                                |
| 80                        | 78.7                                | 40.1                                | 30.7                                | 16.0                                | 12.4                                | 6.75                                | 5.45                                | 3.23                                | 2.18                                | 1.58                                |
| 90                        | 88.6                                | 45.0                                | 34.5                                | 17.8                                | 13.8                                | 7.50                                | 6.05                                | 3.53                                | 2.33                                | 1.66                                |
| 100                       | 98.86                               | 49.93                               | 38.30                               | 19.65                               | 15.33                               | 8.165                               | 6.664                               | 3.832                               | 2.480                               | 1.740                               |
|                           | $\alpha$                            | $r_2$                               | $\alpha$                            | $r_2$                               | $\alpha$                            | $r_2$                               | $\alpha$                            | $r_2$                               | $\alpha$                            | $r_2$                               |
| 1                         | 0.288                               | 0.4125                              | 0.168                               | 0.2007                              | 0.090                               | 0.0955                              | 0.0476                              | 0.0431                              | 0.0213                              | 0.0132                              |
| 5                         | 0.678                               | 2.169                               | 0.512                               | 1.040                               | 0.340                               | 0.4892                              | 0.207                               | 0.2182                              | 0.102                               | 0.0657                              |
| 10                        | 0.816                               | 4.620                               | 0.690                               | 2.165                               | 0.521                               | 1.001                               | 0.355                               | 0.4431                              | 0.193                               | 0.1319                              |
| 20                        | 0.910                               | 10.39                               | 0.833                               | 4.678                               | 0.710                               | 2.100                               | 0.553                               | 0.9139                              | 0.350                               | 0.2676                              |
| 30                        | 0.945                               | 17.30                               | 0.895                               | 7.539                               | 0.808                               | 3.292                               | 0.679                               | 1.412                               | 0.480                               | 0.4067                              |
| 40                        | 0.964                               | 25.37                               | 0.930                               | 10.75                               | 0.866                               | 4.584                               | 0.767                               | 1.937                               | 0.589                               | 0.5495                              |
| 50                        | 0.975                               | 34.58                               | 0.952                               | 14.30                               | 0.908                               | 5.958                               | 0.832                               | 2.490                               | 0.682                               | 0.6957                              |
| 60                        | 0.984                               | 44.93                               | 0.967                               | 18.21                               | 0.936                               | 7.448                               | 0.881                               | 3.070                               | 0.763                               | 0.8455                              |
| 70                        | 0.990                               | 56.44                               | 0.979                               | 22.46                               | 0.959                               | 9.030                               | 0.920                               | 3.678                               | 0.834                               | 0.9988                              |
| 80                        | 0.994                               | 69.09                               | 0.988                               | 27.06                               | 0.976                               | 10.79                               | 0.952                               | 4.512                               | 0.895                               | 1.156                               |
| 90                        | 0.997                               | 82.90                               | 0.995                               | 32.01                               | 0.989                               | 12.48                               | 0.978                               | 5.067                               | 0.951                               | 1.316                               |
| 100                       | 1                                   | 98.10                               | 1                                   | 37.30                               | 1                                   | 14.34                               | 1                                   | 5.664                               | 1                                   | 1.480                               |

Burada sürtünme, momentum ve yerçekimi bileşenlerine ait olan eğriler verilmiş olup, boru çıkışındaki kuruluk derecesi enerji dengesi yazılarak bulunmak üzere bu üç eğriden basınç kayıpları hesaplanmaktadır. Bu hesaplamaların gerçekleştirilmesi için aşağıdaki 3 şartın sağlanması gerekmektedir:

- Geniş bir basınç aralığında uygulanabilir olmalıdır.
- Sınırlı bir kuruluk derecesi olmamalıdır.
- Bilinen kayma kuralları hesaplamalarıyla çözülebilmelidir.

Yapılan incelemeler ışığında Thom (1964) korelasyonunda geçerli basıncın 1,02 bar ile 204 bar arasında olacağı, çıkıştaki kuruluk derecesinin ise %3 ile %100 arasında olacağı sonucuna varılmıştır. Bu korelasyon, önce Martinelli ve Nelson (1948) tarafından yatay boru için yapılan çalışma göz önünde bulundurularak yapılmış, sonra ise düşey buharlaşmalı bir borudaki durum da dikkate alınmıştır. Araştırmanın bu kısmında boşluk oranı ölçümleri bir gama kaynağı ile iyonize edilmiş bir oda kullanılarak yapılmıştır.

Thom (1964), öncelikle ısıtılmış boru içinden akışkan akması esnasında görülen ısı transferi ve akış davranışının, verilen ısı akısı miktarı ile akış şartına bağlı olacağı sonucuna varmış ve temelde 3 tip rejim bölgesi olacağını göstermiştir.

**a)** Akışkan sıcaklığı ile ısı akısı düşük ve sınır tabaka boyunca faz değişiminin olmayıp sadece konveksiyonla ısı transferinin olduğu rejim.

**b)** Akışkan sıcaklığı ile ısı akısı, duvar sıcaklığının kaynama noktasının üzerine çıkabilmesine yetecek kadar yüksek olduğunda, kabarcıklı kaynamanın başlayıp devam ettiği rejim.

**c)** Yüksek ısı akılarında yüzeye yakın olan kabarcıkların birbirine yaklaşıp belli bir kritik değere gelince sürekli bir buhar filmi oluşturdukları rejim.

Buradaki durum, bu 3 rejimden ikincisi ile ilgilidir. Dikkat edilmesi gerekli olan nokta, suyun deney borusuna tam olarak doyma sıcaklığında girdikten sonra net ısı transferi sonucunda buhar oluşmasıdır. Akışkan ortalama sıcaklığı zaten doyma sıcaklığında olduğundan bu oluşan kabarcıklar tekrardan yoğuşamaz fakat karışımın hacmiyle hızında artışa neden olurlar ve bunun sonucunda da basınç kaybında artış olur. Bunun dışında, kabarcık oluşumu sonucu değişmiş boru efektif pürüzlülüğünden kaynaklanan sürtünme kaybı da mevcut olmasına rağmen, bu etki momentum ve yer çekiminden gelen kayıplar yanında ihmal edilebilecek mertebelere düşer.

Yapılan araştırmalar ışığında, borudaki basınç kaybı mutlak basınçla kıyaslanınca küçük kalıyorsa, yatay bir boruda kaynamakta olan karışımın akışı esnasında basınç kaybının iki kısımdan oluşacağı sonucuna varılır:

**a)** Akışkanın boruda akarken buharlaşması esnasında karışımın momentumunda meydana gelen artıştan kaynaklanan basınç kaybı.

**b)** İki fazlı akış esnasında etkin durumda bulunan sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybı.

Düşey boru olması halinde ise yerçekiminden kaynaklanan basınç kaybı da dikkate alınmaktadır.

Thom (1964), iki fazlı karışımın boru çıkışındaki kuruluk derecesini belirlemek için bazı yöntemler kullanmıştır. İlk yöntem (2.70)'de gösterilen ifade kullanılarak uygulanmaktadır.

$$x_{out} = m_g / (m_g + m_f) \quad (2.70)$$

Burada  $m_g$  ve  $m_f$  sırasıyla boru çıkışındaki buhar ve suyun kütleli debileridir. Genel olarak,  $x_{out}$  ile tanımlanan kuruluk derecesi enerji dengesinden hesaplanmaktadır.

Diğer yöntem ise, olayın kütle yerine hacimsel bazda düşünülmesidir. Bu durumda "hacimsel akış oranı" diye bir terim tanımlanmakta olup bu terim (2.71)'de ifade edildiği gibidir.

$$x_v = x_{out} \cdot v_g / [x_{out} \cdot v_g + (1 - x_{out}) \cdot v_f] \quad (2.71)$$

İdeal şartlarda bu iki yöntem, sadece buhar ve su fazlarının ikisinin de aynı oranda aktıkları homojen akıma uygulanabilmektedir. Kayma faktörü ise, buhar fazının homojen ortalama akış hızından biraz daha hızlı akmasına ve borudaki buhar kesit alanının küçülmesine sebep olmaktadır. Diğer taraftan sıvı faz ise, homojen ortalama akış hızına göre daha yavaş aktığı için boru kesitinde daha fazla yer kaplamaktadır. Bu deneyler sonucunda boşluk oranı diye adlandırılan üçüncü bir terim elde edilmiş ve (2.72)'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$\alpha = A_g / A \quad (2.72)$$

Buradaki A terimi boru kesit alanını,  $A_g$  ise borunun gaz tarafından kaplanan kesit alanını göstermektedir.

(2.72) eşitliği düzenlenirse (2.73) eşitliği elde edilir.

$$x_v = a \cdot x_{out} / 1 + x_{out} \cdot (a - 1) \quad (2.73)$$

(2.73) eşitliğinde de a diye bahsedilen terim özgül hacimler oranı olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$a = v_g / v_f$$

Boşluk oranı (2.74)'de görüldüğü şekliyle de tanımlanabilmektedir. Bu analitik bir ifadedir.

$$\alpha = \gamma \cdot x_{out} / (1 + x_{out} \cdot (\gamma - 1)) \quad (2.74)$$

Bu bağıntıda görülmekte olan kayma faktörü  $\gamma$ , verilen herhangi bir basınç değerinde sabittir. Bu ifade aracılığıyla  $\alpha$  ile  $x_{out}$  arasında bir bağıntı kurulmuş olunur ve bu da sınır şartlarında olabilecek süreksizlikleri engeller. Çizelge 2.4 ve Şekil 2.8'deki datalar, 25,4 mm çaplı yatay boruda yapılan deneylerden elde edilmiştir (Thom, 1964). Bu grafiklerden herhangi bir  $a$  değeri ile buna karşılık gelen basınç değeri için  $\gamma$  değeri bulunabilmektedir.

**Çizelge 2.4**  $a$  ve  $\gamma$  değerleri (Thom, 1964)

|                     | Basınç (bar) |      |      |       |      |      |      |
|---------------------|--------------|------|------|-------|------|------|------|
|                     | 1            | 17   | 41   | 85    | 143  | 204  | 218  |
| $a$                 | 1600         | 99.1 | 38.3 | 15.33 | 6.65 | 2.48 | 1.00 |
| $\gamma$            | 246          | 40.0 | 20.0 | 9.80  | 4.95 | 2.15 | 1.00 |
| $\sigma = a/\gamma$ | 6.45         | 2.48 | 1.92 | 1.57  | 1.35 | 1.15 | 1.00 |

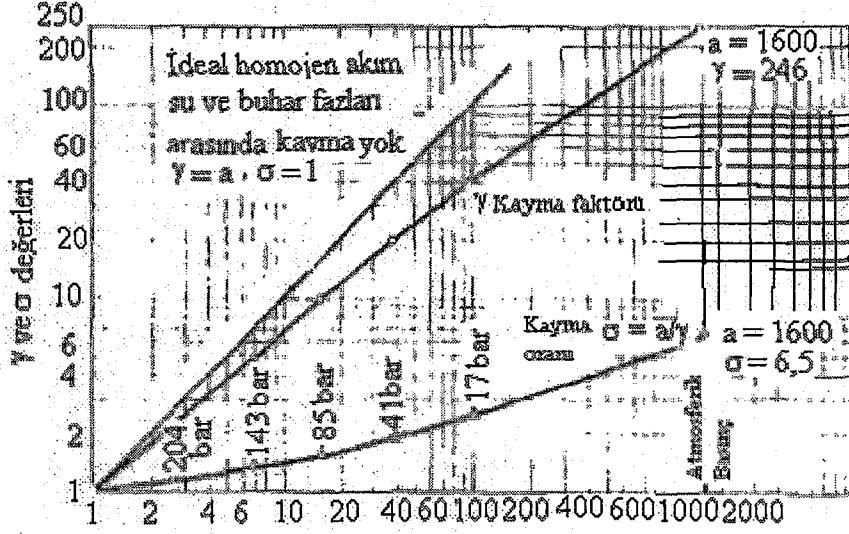
Bu  $\gamma$  değerleri Levy (1960) ve Elrod (1960) tarafından ispatlanmıştır. Buradan elde edilmiş data ve eğriler, Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da gösterilmektedir.

Bankoff (1960),  $x_{out}$  için (2.75)'i önermiştir.

$$1/x_{out} = 1 - a \cdot (1 - K/\alpha) \quad (2.75)$$

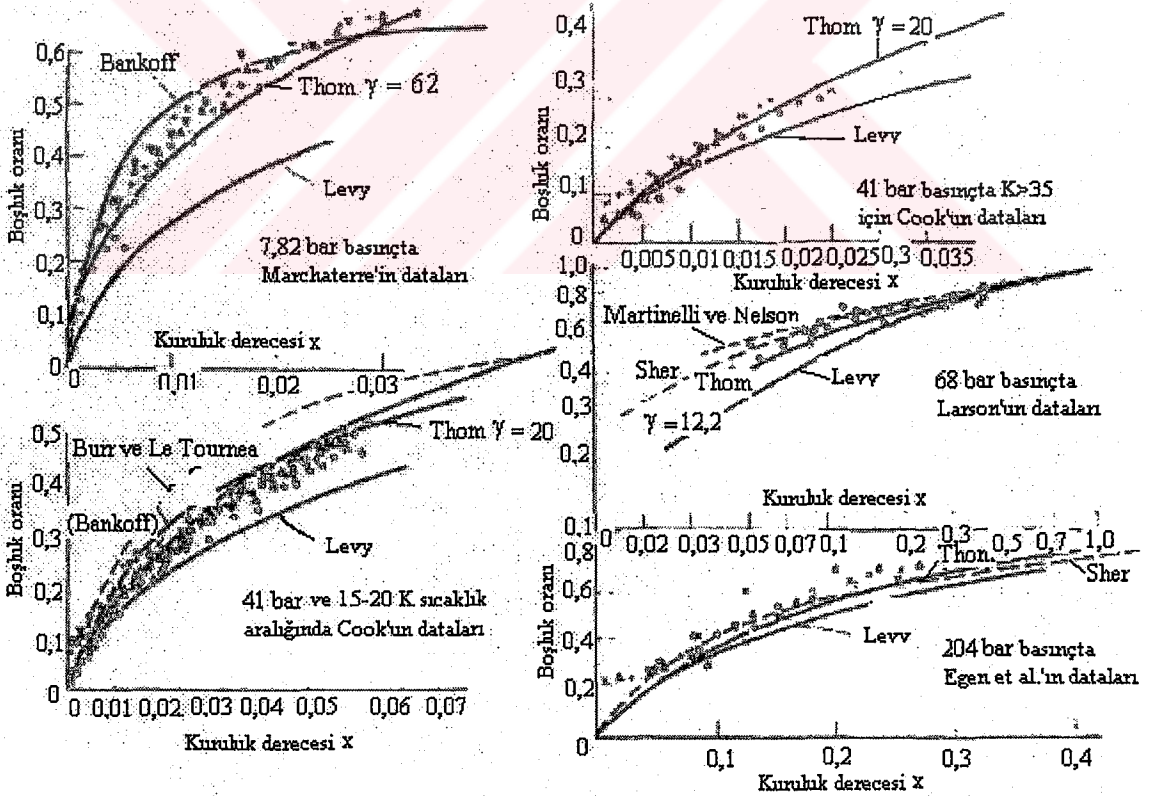
Bu denklem tekrardan düzenlenecek olunursa (2.76) elde edilir.

$$\alpha = K \cdot a \cdot x_{out} / (1 + x_{out} \cdot (a - 1)) \quad (2.76)$$

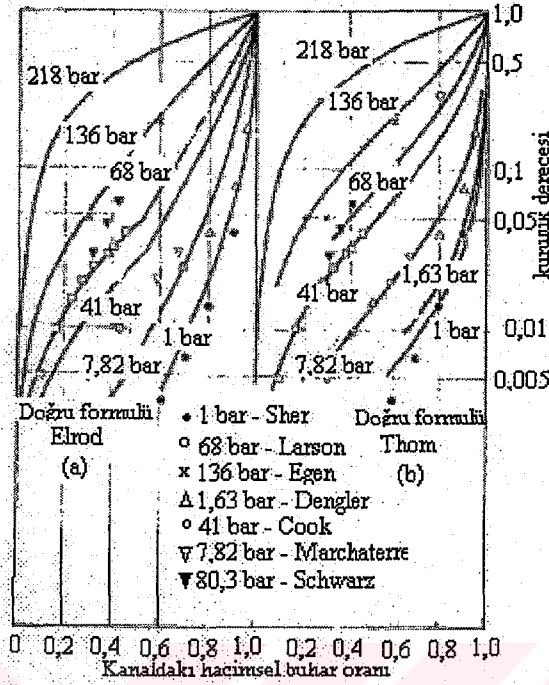


Özgül hacim oranı  $a = v_g/v_f$

Şekil 2.8 İki fazlı su-buhar akışı için belirlenmiş deneysel  $\gamma$  ve  $\sigma$  değerleri (Thom, 1964)



Şekil 2.9 Teorik ve deneysel dataların karşılaştırılması (Levy ve Elrod, 1960)



**Şekil 2.10** Teori ve deney arasında kıyaslama (Levy ve Elrod, 1960)

(2.76)'daki  $K$  terimi basınca bağlı olan bir sabit olup aşağıdaki gibi tanımlanmakta ve burada basınç  $P$  bar cinsindedir:

$$K = 0,71 + 0,0001.P$$

(2.76)'daki  $x_{out}$  ile  $\alpha$  arasındaki bu ilişki bir yönden (2.74) eşitliğine benzemekle birlikte  $x_{out} = 1$  olduğu zaman  $\alpha = 1$  sonucuna varılamaz. Dolayısıyla pek pratik bir yaklaşım olmadığı gibi bu durum, Şekil 2.9'daki eğri eğimlerinden açıkça görülmektedir. Buradaki söz konusu  $x_{out}$  değerleri  $0,01 < x_{out} < 0,5$  aralığındadır.

#### 2.4.3.3.1 Thom (1964) Modeline Göre Kayma Hız Oranı

İki fazlı bir akışkan bir borunun içinden aktığında fazlar arasında bağlı hız oluşur. Bu durum, yatay bir boruda tüm işletme basınçları için görülmekte ancak bu etki düşük basınçlarda daha fazla, yüksek basınçlarda ise daha azdır. 17 bar ile 204 bar basınç aralığında boru çıkışında fazlar arasındaki kayma oranı 17 barda 2,55 değerindeyken, 204 bara gelindiğinde ise 1,15 değerine düşmektedir.

Seçilen her bir basınç değerinde kayma oranı yaklaşık sabit ve  $x_{out}$ 'dan bağımsız olarak düşünülmektedir. Buhar içeriği  $x_{out}$  cinsinden fazlar arasındaki kayma hız oranı ( $u_g/u_f$ ) ile bağlı hız ( $u_g - u_f$ ), (2.77)'de görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$u_g/u_f = [(x_{out}/\alpha).(1-\alpha).(v_g/v_f)]/(1-x_{out}) \quad (2.77)$$

(2.77) düzenlenecek olunursa (2.78) elde edilir.

$$(u_g-u_f) = u_{in} \cdot [(x_{out}/\alpha).(v_g/v_f) - ((1-x_{out})/(1-\alpha))] \quad (2.78)$$

(2.78) eşitliği,  $\alpha$  için (2.74) eşitliği cinsinden yazılıp (2.79) kullanılarak (2.80) elde edilir.

$$\sigma = u_g/u_f = a/\gamma \quad (2.79)$$

$$(u_g-u_f) = u_{in} \cdot [1 + x_{out} \cdot (\gamma-1)] \cdot [(a/\gamma) - 1] \quad (2.80)$$

(2.80)'de görülmekte olan  $u_f$  ve  $u_g$  aşağıda tanımlandığı gibidir:

$$u_f = u_{in} \cdot [1 + x_{out} \cdot (\gamma-1)] \quad \text{ve} \quad u_g = u_{in} \cdot [1 + x_{out} \cdot (\gamma-1)] \cdot (a/\gamma) \quad (2.81)$$

#### 2.4.3.3.2 Thom (1964) Modeline Göre Momentum Basınç Kaybı

Burada dikkat edilmesi gereken nokta, suyun çıkıştaki özgül hacmi ile girişteki özgül hacminin aynı olmasıdır. Bunun dışında, girişte suyun o noktadaki basınca göre doyma sıcaklığında olduğu kabul edilir.

Bu durumda boru çıkışında iki ekstrem durum söz konusu olup gerçek değer bu iki sınır durumun arasında kalmaktadır:

a) Su ve buhar tamamen karışabilir.

b) Su ve buhar tamamen ayrı olabilir.

$$\Delta p_{acl} = G/g_c \cdot [(1-x_{out}) \cdot u_f + x_{out} \cdot u_g - u_{in}] \quad (2.82)$$

Burada  $u_g$  ve  $u_f$  boru çıkışındaki buhar ve suyun hızları;  $u_{in}$  ise, girişteki su hızıdır. Özel durumlarda, mesela homojen akış olması durumunda,  $u_g = u_f = u_{out}$  olur ve (2.82) aşağıdaki hale gelir:

$${}_H \Delta p_{acl} = G/g_c \cdot (u_{out} - u_{in})$$

Bu ifade özgül hacimler cinsinden yazılacak olunursa (2.83) eşitliği elde edilir.

$${}_H \Delta p_{acl} = (G^2/g_c) \cdot (v_{out} - v_{in}) \quad (2.83)$$

Bu arada çıkıştaki özgül hacmin  $v_{out} = v_f + x_{out} \cdot v_{fg}$  ve  $v_{in} = v_f$  şeklinde olacağı dikkate alınırsa (2.84) elde edilir.

$$H \Delta p_{acl} = (G^2/g_c) \cdot x_{out} \cdot (a-1) \cdot v_f = (G^2/g_c) \cdot r_1 \cdot v_f \quad (2.84)$$

(2.84)'de fazlar arasında kayma olunca çıkıştaki gaz hızı ile sıvı hızı aynı olmaz ve bu durumda, bu değerler (2.82)'de yok edilmelidir.

$u_f = G \cdot [(1-x_{out})/(1-\alpha)] \cdot v_f$  ve  $u_g = G \cdot (x_{out}/\alpha) \cdot v_g$  olduğu dikkate alınarak (2.85) elde edilir.

$$s \Delta p_{acl} = (G^2/g_c) \cdot [(1-x_{out})^2/(1-\alpha) + (x_{out}^2/\alpha) \cdot (v_g/v_f) - 1] \cdot v_f = (G^2/g_c) \cdot r_2 \cdot v_f \quad (2.85)$$

(2.83) ve (2.85) eşitlikleri karşılaştırılırsa (2.86) elde edilir.

$$v_{out} = [(1-x_{out})^2/(1-\alpha)] \cdot v_f + (x_{out}^2/\alpha) \cdot v_g \quad (2.86)$$

İki fazlı bir akışın özgül hacminin hesaplanmasında kullanılan bu ifade efektif özgül hacim olarak adlandırılır ve eğer  $\alpha$ , (2.74) ile  $x_{out}$ 'a bağlı ise efektif özgül hacim bağıntısı (2.87)'de görüldüğü gibi olur.

$$v_{eff} = [1 + x_{out} \cdot (\gamma - 1)] \cdot [1 + x_{out} \cdot ((a/\gamma) - 1)] \cdot v_f \quad (2.87)$$

Bu durumda, efektif yoğunluk aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\rho_{eff} = 1/v_{eff} \text{ olur.}$$

Bundan sonra gerekli düzenlemeler yapılacak olunursa (2.88) ile (2.89) elde edilir.

$$A \rho_a = A_g \cdot \rho_g + A_f \cdot \rho_f \quad (2.88)$$

$$\rho_a = \rho_f - \alpha \cdot (\rho_f - \rho_g)$$

$$\rho_a = [\rho_f - x_{out} \cdot (\rho_f - \gamma \cdot \rho_g)] / [1 + x_{out} \cdot (\gamma - 1)]$$

$$\rho_a = \{ [1 + x_{out} \cdot ((\gamma/a) - 1)] / [1 + x_{out} \cdot (\gamma - 1)] \} \cdot 1/v_f \quad (2.89)$$

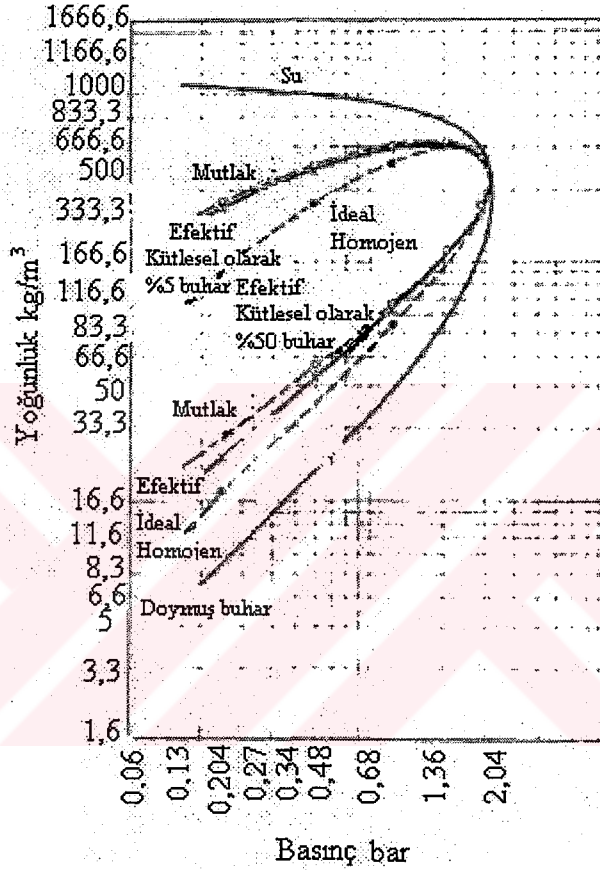
Şekil 2.11,  $\rho_a$  ve  $\rho_{eff}$  değerlerini homojen akış yoğunluğu ile karşılaştırmakta olup homojen akış yoğunluğu (2.90)'da görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$\rho = 1/v = 1/(v_f + x_{out} \cdot v_{fg}) \quad (2.90)$$

(2.85)'de  $\alpha$  değerleri  $x_{out}$ 'lar cinsinden yok edilirse (2.91) elde edilir.

$$\Delta p_{acl} = (G^2/g_c) \cdot \{ [1+x_{out} \cdot (\gamma-1)] [1+x_{out} \cdot (a-\gamma)/\gamma] - 1 \} \cdot v_f \quad (2.91)$$

Dikkat edilecek olunursa (2.91)'de H veya S indisi bulunmamaktadır. Akış homojen kabul edilince  $\gamma = a = v_g/v_f$  olup (2.91) eşitliği, (2.84) eşitliği haline gelir.

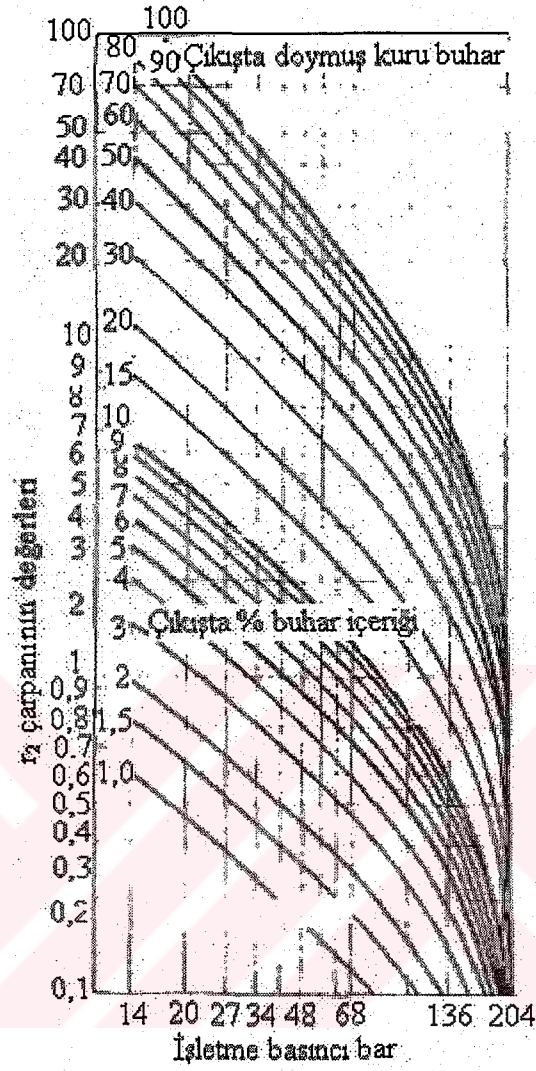


**Şekil 2.11** İki fazlı su – buhar karışımının yoğunluğunun hesaplanmasında kullanılan metodların karşılaştırılması (Thom, 1964)

$\Delta p_{acl} = (G^2/g_c) \cdot v_f \cdot r_2$  şeklinde bir basitleştirme yapılabilir ve buradaki  $r_2$  katsayısı (2.92)'de tanımlandığı gibidir.

$$r_2 = \{ [1+x_{out} \cdot (\gamma-1)] \cdot [1+x_{out} \cdot (a-\gamma)/\gamma] - 1 \} \quad (2.92)$$

$r_2$  momentum basınç kaybı çarpanının bazı basınç değerleri için hesaplanmış değerleri Çizelge 2.5 ile Şekil 2.12'de verilmiştir.



**Şekil 2.12** Su – buhar sisteminin kaynamalı akışı için  $r_2$  momentum basınç kayıp çarpanı (Thom, 1964)

Çizelge 2.5  $r_2$  momentum çarpanı değerleri (Thom, 1964)

$$\Delta p_{aci} = (G^2/g_c)U_{fr2}$$

| Çıkıştaki<br>buhar<br>işletimi | Basınç bar |        |        |        |        |
|--------------------------------|------------|--------|--------|--------|--------|
|                                | 17         | 41     | 85     | 143    | 204    |
| 0-01                           | 0-4125     | 0-2007 | 0-0035 | 0-0431 | 0-0132 |
| 0-015                          | 0-6201     | 0-3034 | 0-1401 | 0-0549 | 0-0195 |
| 0-02                           | 0-8325     | 0-4055 | 0-1930 | 0-0665 | 0-0261 |
| 0-03                           | 1-268      | 0-6132 | 0-2903 | 0-1297 | 0-0392 |
| 0-04                           | 1-710      | 0-8242 | 0-3886 | 0-1739 | 0-0562 |
| 0-05                           | 2-169      | 1-040  | 0-4892 | 0-2182 | 0-0697 |
| 0-06                           | 2-635      | 1-258  | 0-5893 | 0-2582 | 0-0787 |
| 0-07                           | 3-116      | 1-479  | 0-6903 | 0-3076 | 0-0924 |
| 0-08                           | 3-603      | 1-704  | 0-7940 | 0-3521 | 0-1055 |
| 0-09                           | 4-110      | 1-934  | 0-8969 | 0-3975 | 0-1188 |
| 0-10                           | 4-620      | 2-169  | 1-001  | 0-4431 | 0-1319 |
| 0-12                           | 7-365      | 3-379  | 1-535  | 0-6751 | 0-1996 |
| 0-2                            | 10-39      | 4-678  | 2-100  | 0-9139 | 0-2676 |
| 0-3                            | 17-30      | 7-539  | 3-292  | 1-412  | 0-4097 |
| 0-4                            | 23-37      | 10-73  | 4-584  | 1-937  | 0-5495 |
| 0-5                            | 34-55      | 14-30  | 5-968  | 2-490  | 0-6937 |
| 0-6                            | 44-93      | 18-21  | 7-448  | 3-070  | 0-8433 |
| 0-7                            | 56-44      | 22-46  | 9-030  | 3-678  | 0-9988 |
| 0-8                            | 69-09      | 27-06  | 10-79  | 4-312  | 1-156  |
| 0-9                            | 82-90      | 32-01  | 12-48  | 5-067  | 1-316  |
| 1-0                            | 98-10      | 37-30  | 14-34  | 5-664  | 1-480  |

#### 2.4.3.3.3 Thom (1964) Modeline Göre Sürtünme Basınç Kaybı

Yatay bir boruda kaynama halinde görülen iki fazlı sürtünme basınç kaybı doğrudan hesaplanamaz. Bu durumda, yatay boruda önceden hesaplanmış toplam basınç kaybı, (2.87) eşitliği kullanılarak momentum basınç kaybının elde edilmesi sonucunda hesaplanabilir. İki fazlı sürtünme katsayısını bulabilmek için birçok çalışma yapılmış ve bunun sonucunda (2.93) eşitliği elde edilmiştir.

$$s\Delta p_f = 4f_{TP} \cdot L/D \cdot (G^2/2g_c) \cdot (v_f/2) \cdot ((v_{out}/v_f) + 1) \quad (2.93)$$

(2.93) daha da basitleştirilecek olunursa (2.94) elde edilir.

$$s\Delta p_f = f_{TP} \cdot L/(2f) \cdot ((v_{out}/v_f) + 1) \cdot H\Delta p_f \quad (2.94)$$

Çıkıştaki ortalama homojen akış için özgül hacmin kullanılması sonucu iki olasılık daha mevcuttur:

- Boru çıkışındaki boşluk oranı ölçümlerinden gelen ortalama özgül hacim
- (2.87) ile tanımlanmış efektif özgül hacim

Her iki yöntem de denenmiş ve son metodun; debi, ısıtma oranı, ısıtılmış uzunluk ve işletme basıncı gibi unsurları içeren çeşitli deneylerde gerekli yaklaşımı sağladığı gözlemlenmiş ve bunun sonucunda iki fazlı sürtünme katsayısı (2.95)'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$f_{TP} = (s\Delta p_f / H\Delta p_f) \cdot \{2f/[1+x_{out} \cdot (\gamma-1)]\{1+x_{out} \cdot [(a/\gamma) - 1]\} + 1\} \quad (2.95)$$

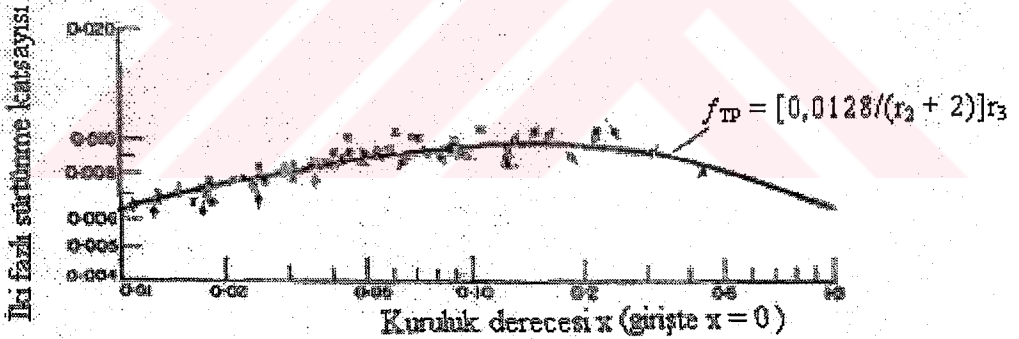
(2.95) daha da basitleştirilirse (2.96) elde edilir

$$f_{TP} = (s\Delta p_f / H\Delta p_f) \cdot (2f/(r_2+2)) \quad (2.96)$$

Şekil 2.13'de sonuçlar 41 barda görülmekte olup iki fazlı sürtünme faktörünün,  $x_{out}$ 'un değişken bir fonksiyonuna yaklaştığı gözlemlenmektedir. Diğer taraftan  $r_3$  de,  $x_{out}$  ile basıncın bir fonksiyonu olduğu için (2.96) eşitliği, (2.97) eşitliği haline gelir.

$$s\Delta p_f = r_3 \cdot H\Delta p_f \quad (2.97)$$

Buradaki  $r_3$  değerleri de Çizelge 2.6 ve Şekil 2.14'de görülmektedir.

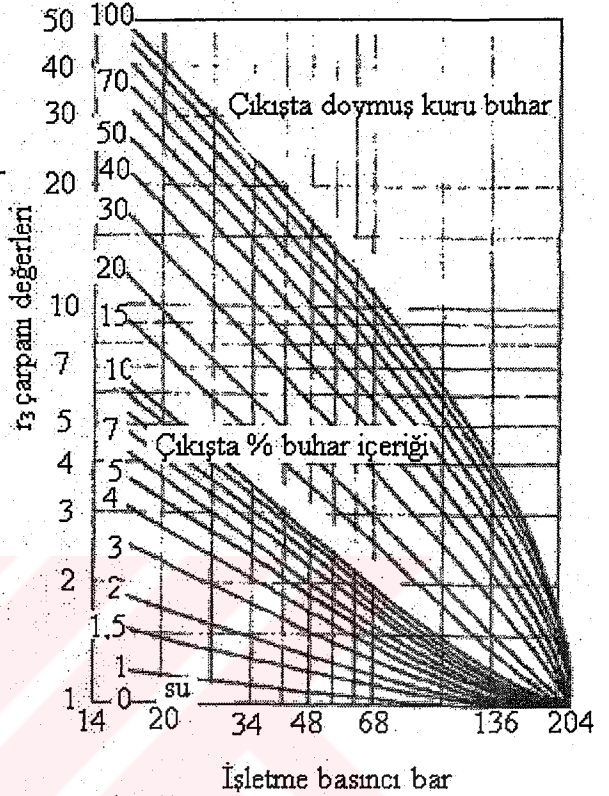


- ○ ○ Uzunluğu 7,3 m olan 25,4 mm çaplı deney borusu
  - □ □ Uzunluğu 4,8 m olan 25,4 mm çaplı deney borusu
  - × × × Uzunluğu 2,4 m olan 25,4 mm çaplı deney borusu
- Isıtma oranları  $(13,2 - 227) \times 10^3 \text{ W/m}^2$   
 Saf su basınç kaybı  $H\Delta p_f = (2f_{10} G^2 L_{m2-out})/D$   
 Çelikten yapılmış deney borusunun tek fazlı sürtünme katsayısı  $f = 0,0064$

Şekil 2.13 41 bar basınçtaki kaynamalı su – buhar sistemi için iki fazlı sürtünme katsayısı (Thom, 1964)

**Çizelge 2.6**  $r_3$  sürtünme çarpanı değerleri (Thom, 1964)
$$s\Delta p_f = H\Delta p_f \cdot r_3$$

| Çıkıştaki buhar içeriği | Basınç bar. |       |       |       |       |
|-------------------------|-------------|-------|-------|-------|-------|
|                         | 17          | 41    | 85    | 143   | 204   |
| 0.00                    | 1.00        | 1.00  | 1.00  | —     | —     |
| 0.01                    | 1.49        | 1.11  | 1.03  | —     | —     |
| 0.015                   | 1.76        | 1.25  | 1.05  | —     | —     |
| 0.02                    | 2.05        | 1.38  | 1.08  | 1.02  | —     |
| 0.03                    | 2.63        | 1.62  | 1.15  | 1.05  | —     |
| 0.04                    | 3.19        | 1.86  | 1.23  | 1.07  | —     |
| 0.05                    | 3.71        | 2.09  | 1.31  | 1.10  | —     |
| 0.06                    | 4.21        | 2.30  | 1.40  | 1.12  | —     |
| 0.07                    | 4.72        | 2.50  | 1.48  | 1.14  | —     |
| 0.08                    | 5.25        | 2.70  | 1.56  | 1.16  | 1.04  |
| 0.09                    | 5.78        | 2.90  | 1.64  | 1.19  | 1.05  |
| 0.10                    | 6.30        | 3.11  | 1.71  | 1.21  | 1.06  |
| 0.15                    | 9.00        | 4.11  | 2.10  | 1.33  | 1.09  |
| 0.2                     | 11.4        | 5.08  | 2.47  | 1.46  | 1.12  |
| 0.3                     | 16.2        | 7.00  | 3.20  | 1.72  | 1.18  |
| 0.4                     | 21.0        | 8.80  | 3.89  | 2.01  | 1.26  |
| 0.5                     | 25.9        | 10.6  | 4.55  | 2.32  | 1.33  |
| 0.6                     | 30.5        | 12.4  | 5.25  | 2.62  | 1.41  |
| 0.7                     | 35.2        | 14.2  | 6.00  | 2.93  | 1.50  |
| 0.8                     | 40.1        | 16.0  | 6.75  | 3.23  | 1.58  |
| 0.9                     | 45.0        | 17.8  | 7.50  | 3.53  | 1.66  |
| 1.0                     | 49.93       | 19.65 | 8.165 | 3.832 | 1.740 |

**Şekil 2.14** Kaynamalı su-buhar sistemi için  $r_3$  sürtünme basınç kayıp çarpanı (Thom, 1964)**2.4.3.3.4 Thom (1964) Modeline Göre Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı**

Kaynamakta olan iki fazlı bir karışımın yerçekimi basınç kaybı (2.98)'de görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$\Delta p_z = (g/g_c) \cdot \int dz / v \quad (2.98)$$

Boru boyunca uniform bir ısıtma mevcut ve su boruya doyma sıcaklığında homojen olarak giriyorsa, (2.98) integre edilir ve (2.99) elde edilir.

$$H\Delta p_z = (g/g_c) \cdot (L/v_f) \cdot (1/(R-1)) \cdot \ln R \quad (2.99)$$

Karışımın ortalama yoğunluğu veya boru çıkışındaki kuruluk derecesi, enerji dengesi yazılarak hesaplanabilir. Bunun dışında, iki fazlı karışımın ortalama yoğunluğu bir gama cihazı kullanılarak da ölçülür. Bundan sonra, (2.89) kullanılarak (2.99a) elde edilir.

$$1/v_a = \{1 + x_{out} \cdot [(\gamma/a) - 1] / [1 + x_{out} \cdot (\gamma - 1)]\} \cdot 1/v_f \quad (2.99a)$$

(2.98) eşitliği,  $\Delta p_z = (g/g_c) \cdot [L/x_{out}] \cdot \int dx_{out}/v$  şeklinde de yazılabileceğinden integrasyon ve gerekli işlemler yapıldıktan sonra (2.99b) elde edilir.

$$s\Delta p_z = (g/g_c) \cdot (L/v_f) \cdot \left\{ \left[ \frac{\gamma/a - 1}{\gamma - 1} + \left[ \frac{\gamma - (\gamma/a)}{\gamma - 1} \right]^2 \right] \cdot \ln \left[ 1 + \frac{x_{out} \cdot (\gamma - 1)}{x_{out}} \right] \right\} \quad (2.99b)$$

(2.99b) daha da basitleştirilecek olunursa (2.99c) haline gelir.

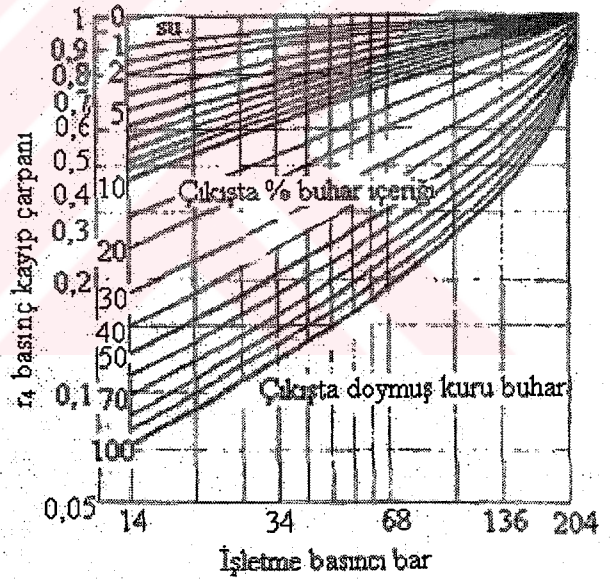
$$s\Delta p_z = (g/g_c) \cdot (L/v_f) \cdot r_4 \quad (2.99c)$$

Buradaki  $r_4$  değerleri Çizelge 2.7 ve Şekil 2.15'de basıncın ve çıkıştaki buhar içeriğinin bir fonksiyonu olarak verilmektedir.

**Çizelge 2.7**  $r_4$  yerçekimi çarpanı değerleri (Thom, 1964)

$$s\Delta p_z = [(g/g_c) \cdot (L/v_f)] \cdot r_4$$

| Çıkışta buhar içeriği | Basıncı, bar |       |       |       |       |
|-----------------------|--------------|-------|-------|-------|-------|
| 0-00                  | 1-000        | 1-000 | 1-000 | 1-000 | 1-000 |
| 0-01                  | 0-842        | 0-913 | 0-956 | 0-991 | 0-994 |
| 0-015                 | 0-784        | 0-877 | 0-937 | 0-966 | 0-972 |
| 0-02                  | 0-736        | 0-843 | 0-918 | 0-960 | 0-969 |
| 0-03                  | 0-653        | 0-787 | 0-882 | 0-947 | 0-979 |
| 0-04                  | 0-597        | 0-758 | 0-850 | 0-923 | 0-974 |
| 0-05                  | 0-549        | 0-695 | 0-823 | 0-910 | 0-970 |
| 0-06                  | 0-508        | 0-660 | 0-798 | 0-892 | 0-963 |
| 0-07                  | 0-475        | 0-627 | 0-771 | 0-879 | 0-957 |
| 0-08                  | 0-446        | 0-599 | 0-746 | 0-860 | 0-952 |
| 0-09                  | 0-421        | 0-573 | 0-724 | 0-848 | 0-948 |
| 0-10                  | 0-399        | 0-549 | 0-705 | 0-836 | 0-944 |
| 0-15                  | 0-319        | 0-460 | 0-624 | 0-774 | 0-916 |
| 0-2                   | 0-268        | 0-399 | 0-552 | 0-718 | 0-880 |
| 0-3                   | 0-206        | 0-317 | 0-462 | 0-637 | 0-843 |
| 0-4                   | 0-167        | 0-269 | 0-406 | 0-575 | 0-803 |
| 0-5                   | 0-142        | 0-228 | 0-357 | 0-525 | 0-767 |
| 0-6                   | 0-123        | 0-201 | 0-321 | 0-482 | 0-733 |
| 0-7                   | 0-109        | 0-180 | 0-291 | 0-444 | 0-702 |
| 0-8                   | 0-094        | 0-163 | 0-267 | 0-413 | 0-675 |
| 0-9                   | 0-089        | 0-149 | 0-243 | 0-389 | 0-651 |
| 1-00                  | 0-081        | 0-136 | 0-229 | 0-364 | 0-626 |



**Şekil 2.15** Kaynamalı su - buhar sistemi için  $r_4$  yerçekimi basınç kayıp çarpanı (Thom, 1964)

### 3. HETEROJEN MODELİN DENEYSEL ÇALIŞMALARLA UYGULANMASI

Martinelli ve Nelson (1948) modeli ile Lockart ve Martinelli (1949) modeli, tek ve iki bileşenli sıvı – gaz akışları düşünülerek basınç gradyeni ve boşluk oranı hesaplamalarında kullanılmıştır. Genelde heterojen akış modelinin daha doğru sonuç verdiği kabul edilmektedir.

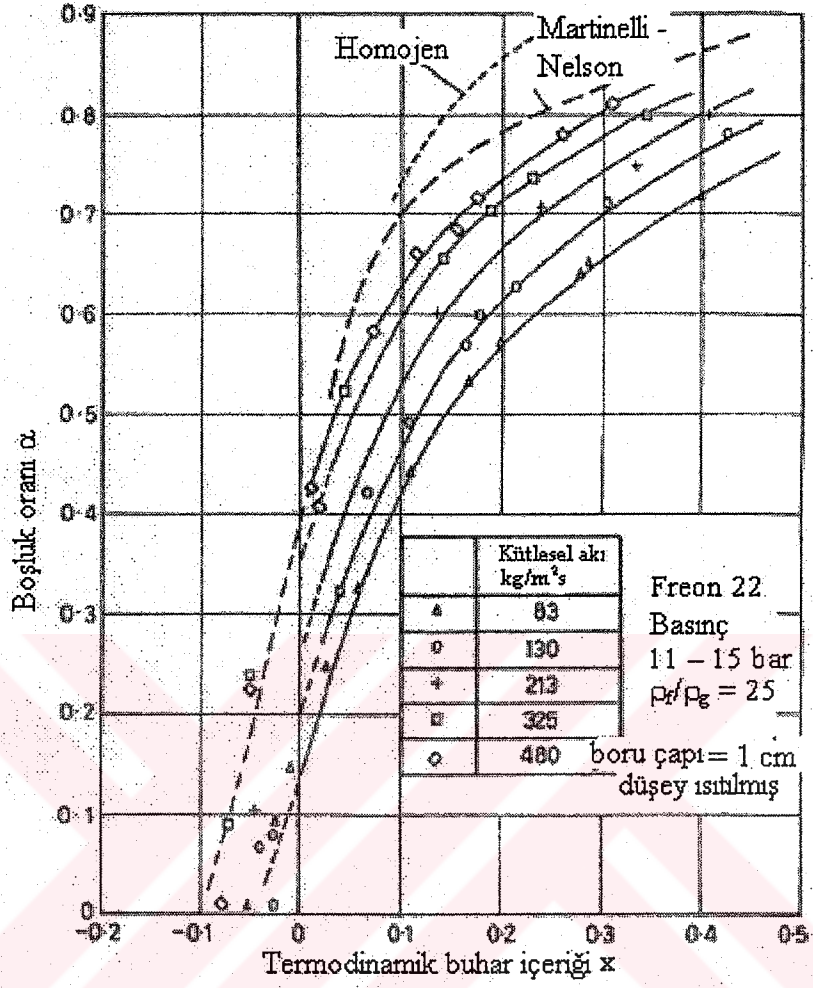
Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu kullanılınca aşağıdaki sonuçlara ulaşılır:

**a)** Genel olarak,  $\phi_f - X$  veya  $\phi_g - X$ 'e bağlı olarak çizilmiş deneysel eğrilerin (Şekil 2.3) düz olmadığı ve akım şekillerinin değişmesi sonucu eğimlerinde süreksizlikler görüldüğü sonucuna varılmaktadır (Lockart ve Martinelli, 1949).

**b)** Kütleli akının  $\phi_f - X$  eğrilerine etkisinin olduğu tespit edilmiştir. İlk olarak, yüksek basınçlarda su – buhar akışına bir kütleli akı etkisinin olduğu, ikinci olarak Martinelli ve Nelson (1948) korelasyonunun 500 ile 1000  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'lik kütleli akı aralığına karşılık geldiği ve son olarak da, kütleli akının 2000  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'den büyük değerlerinde homojen model kullanılarak bulunan değerlerin deneysel verilere daha yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan bu çalışmalar sonucunda boşluk oranının, kütleli akıya bağlı olmak zorunda olduğu gözlemlenmiştir. Bu ilişkiyi gösteren datalar, Zuber et al. (1967) tarafından yüksek basınçlarda Freon kullanılarak yapılan deneyler sonucunda belirlenmiştir. Aynı datalar, Hughmark ve Pressburg (1961) tarafından düşük basınçlardaki sıvı – hava akışı için geliştirilmiştir.

Şekil 3.1, Freon 22'nin düşey 1cm iç çaplı ısıtılmış boruda buharlaşması sonucu elde edilmiş dataları göstermektedir. Termodinamik dengeden uzaklaşılmasıyla oluşan değişiklikler, düşük boşluk oranlarında net bir şekilde görülmektedir. Termodinamik buhar içeriğinin pozitif kısmında kütleli akıdaki herhangi bir artış, belirli bir  $x$  değeri için boşluk oranını arttırmaktadır. Şekil 3.1'de su – buhar sistemi için aynı  $\rho_f / \rho_g$  değerinde Martinelli ve Nelson (1948) korelasyonundan tahmin edilen boşluk oranları da gösterilmekte ve bunun 1000  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'ye yakın kütleli akılara karşılık geleceği beklenmekte ve homojen akış kullanılarak yapılan tahminlerle daha yüksek boşluk oranları elde edilmekle birlikte bu durumun 2000  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'den büyük kütleli akılar için geçerli olması beklenmektedir.



Şekil 3.1 Kütlesel akının boşluk oranı üzerine etkisi (Zuber et al., 1967).

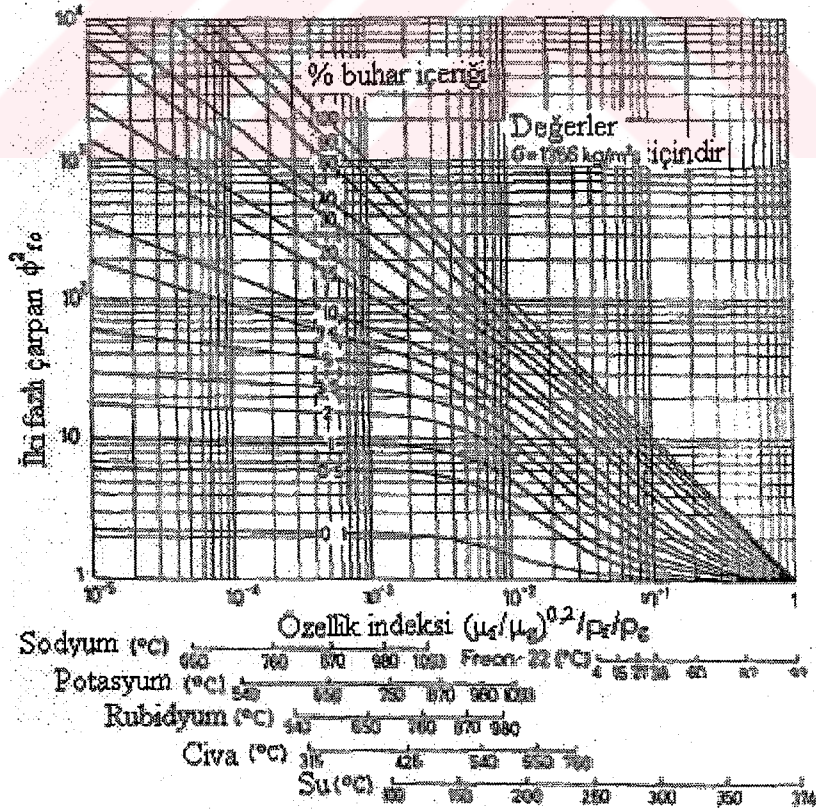
#### 4. KÜTLESEL AKININ SÜRTÜNME ÇARPANI $\phi_{fo}^2$ ÜZERİNE ETKİSİNİ DÜZELTEN KORELASYONLAR

Kütlesel akının sürtünme çarpanı  $\phi_{fo}^2$  üzerine etkilerini düzeltmek için Baroczy (1965), Chisholm (1968) ve Friedel (1979) tarafından çalışmalar yapılmıştır.

##### 4.1 Baroczy (1965) Korelasyonu

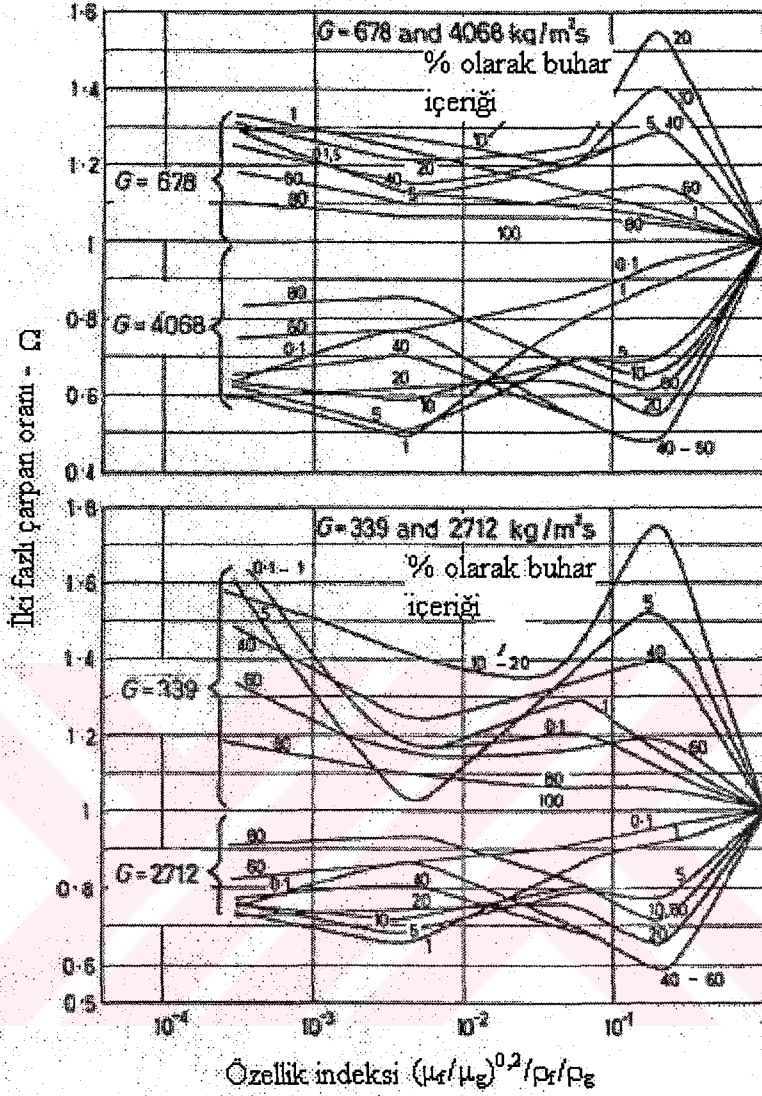
Baroczy (1965) korelasyonunda iki eğriden yararlanılmaktadır. İlk eğri, iki fazlı sürtünme çarpanı  $\phi_{fo}^2$ 'ın 1356 kg/m<sup>2</sup>s'lik kütleli akı değeri için  $[(\mu_f/\mu_g)^{0.2} \cdot (v_f/v_g)]$  fiziksel özellik indeksi ile buhar içeriğine bağlı olarak çizilmiştir (Şekil 4.1 ve Çizelge 4.1). Diğer eğri ise; 339, 678, 2712 ve 4068 kg/m<sup>2</sup>s'lik kütleli akılar için aynı fiziksel özellik indeksi, buhar içeriği ve  $\Omega$  diye gösterilen bir düzeltme faktörüne bağlı olarak çizilmiştir (Şekil 4.2). Bu eğri, Şekil 4.1'den elde edilen  $\phi_{fo}^2$  değerlerini uygun kütleli akı için düzeltmeye yararmakta olup, sürtünme basınç kaybı (4.1) eşitliğinde görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$(dp/dz F) = (2 \cdot f_{fo} \cdot G^2 \cdot v_f/D) \cdot \phi_{fo(G=1356)}^2 \cdot \Omega \quad (4.1)$$



Şekil 4.1 İki fazlı sürtünme basınç kaybı korelasyonu (Baroczy, 1965)





Şekil 4.2 Kütleli akının düzeltilmesi ve özellik indeksi (Baroczy, 1965)

#### 4.2 Chisholm (1968) Metodu

Chisholm (1968), (2.68) eşitliği sayesinde kütleli akının  $\phi_f^2$  üzerine etkisini gösteren basit bir yöntem olduğunu bulmuştur. C katsayısının hesaplanmasında (4.2) kullanılmaktadır.

$$C = [\lambda + (C_2 - \lambda) \cdot (v_{fg}/v_g)^{0.5}] \cdot [(v_g/v_f)^{0.5} + (v_f/v_g)^{0.5}] \quad (4.2)$$

Burada,  $\lambda = 0,5 \cdot (2^{(2-n)} - 2)$  olduğu kabul edilmektedir.

Pürüzlü borularda ((2.60)'da  $n=0$  için)  $\lambda = 1$  iken, pürüzsüz borularda ( $n = 0,25$  için)  $\lambda = 0,68$  olmakta, kritik basınç değerinde ise ( $v_f = v_g$  ;  $v_{fg} = 0$ ), C katsayısı pürüzlü borular için 2 değerini alırken, pürüzsüz borularda ise 1,36 değerini almaktadır.

30 barın üzerindeki basınçlarda borulardaki su – buhar akışı sırasında Chisholm (1968),  $\phi_{fo}^2$ 'nin hesabı için aşağıdaki prosedürü tavsiye etmiştir:

**a)** Kütleli akı  $G \leq G^*$  olursa, pürüzsüz borularda  $G^* = 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olduğu kabul edilmekte ve C katsayısı (4.2) eşitliğinden  $\lambda=0,75$  için hesaplanmakta olup burada  $C^2=G^*/G$  olmaktadır. Pürüzlü borularda ise  $G^* = 1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olduğu kabul edilmekte ve C katsayısı  $\lambda = 1$  değeri için (4.2)'den hesaplanmakta olup yine  $C^2 = G^*/G$  olduğu varsayılmaktadır.

**b)** Kütleli akı  $G > G^*$  olursa,  $G > 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için pürüzsüz borular ve  $G > 1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için pürüzlü borular geçerli olmaktadır. Burada  $\phi_{fo}^2$  sürtünme çarpanı (4.3) eşitliğinde görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$\phi_{fo}^2 = [1 + \bar{C}/X + 1/X^2] \cdot \psi \quad (4.3)$$

$\phi_{fo}^2$  sürtünme çarpanının hesaplanması için gerekli ifadeler (4.4), (4.5) ve (4.6)'da görüldüğü gibidir.

$$\psi = [1 + C/T + 1/T^2] / [1 + \bar{C}/T + 1/T^2] \quad (4.4)$$

$$\bar{C} = [(v_g/v_f)^{0,5} + (v_f/v_g)^{0,5}] \quad (4.5)$$

$$T = (x/(1-x))^{(2-n)/2} \cdot (\mu_f/\mu_g)^{n/2} \cdot (v_f/v_g)^{1/2} \quad (4.6)$$

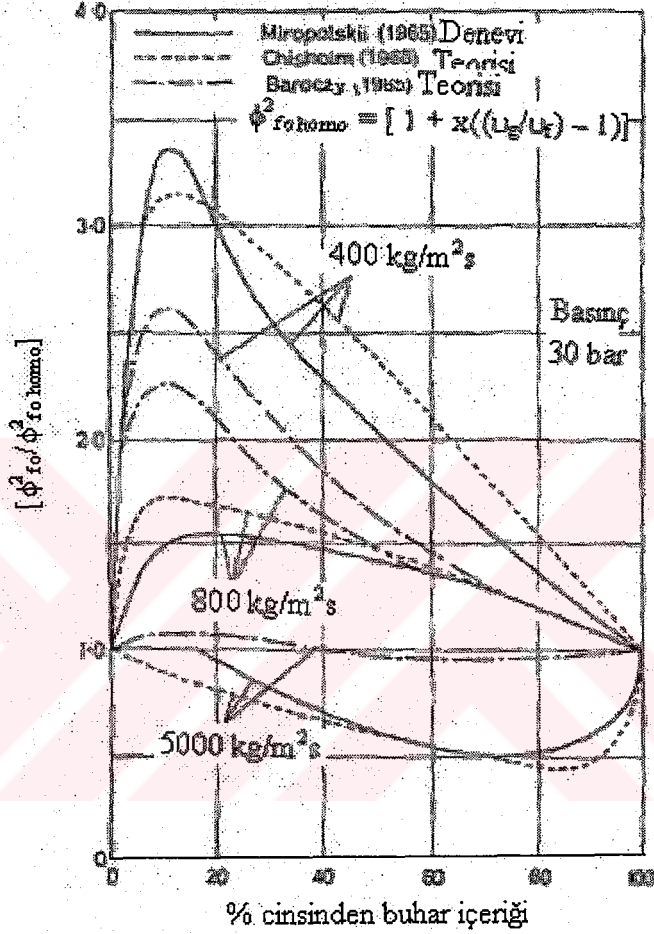
Pürüzsüz borularda (4.4) eşitliğindeki C katsayısı (4.2) eşitliğinden  $\lambda=0,75$  için hesaplanmakta olup burada yine  $C^2 = G^*/G$  olmaktadır.

Pürüzlü borularda ise (4.5) eşitliğindeki C katsayısı (4.2) eşitliğinden  $\lambda=1$  değeri için hesaplanmakta ve yine  $C^2 = G^*/G$  olmaktadır.

$\psi$  parametresi,  $\phi_{fo}^2$ 'in homojen modelden hesaplanmış  $\phi_{fo}^2$ 'a oranını göstermekte olup  $G^*$ 'dan büyük kütleli akılar için  $\psi < 1$  olmaktadır. Şekil 4.3'te  $\phi_{fo}^2$ 'in gerçek değerlerinin  $\phi_{fo}^2$ 'in homojen modele göre hesaplanmış değerlerine oranı gösterilmekte ve Miropolskii et al. (1965) tarafından pürüzlü borularla 30 barda yapılan çalışmalarla, Baroczy (1965) ve Chisholm (1968) tarafından yapılmış çalışmalar karşılaştırılmaktadır.

Baroczy (1965) tarafından ön görülen yöntem, su – buhar dışındaki diğer sistemlere doğrudan uygulanabilmektedir. Chisholm (1968) metodunda ise söz konusu sistem için geçerli özellik indeksi  $[(\mu_f/\mu_g)^{0,2}/(\rho_f/\rho_g)]$  ve buhar basıncı dikkate alınmakla birlikte, su-

buhar sistemi olduğu düşünülüp  $\phi_f^2$  hesaplanmaktadır.  $\phi_f^2$ 'nin bu değeri sonradan hesabın geri kalan kısmında kullanılabilen olup özellik indeksinin 0,01'den küçük değerleri için Chisholm (1968) metodu yerine Baroczy (1965) yöntemi tavsiye edilmektedir.



**Şekil 4.3** Gerçek  $\phi_{fo}^2$ 'in homojen modelden elde edilmiş  $\phi_{fo}^2$ 'a oranı. Chisholm (1968) ve Baroczy (1965) teorileriyle deneylerin karşılaştırılması (Collier, 1994).

#### 4.3 Friedel (1979) Korelasyonu

Gerçeğe en yakın değerleri veren iki fazlı basınç kaybı korelasyonlarından biri de Friedel (1979) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemde  $\phi_{fo}^2$  için bir denklem optimize edilmekte ve bu bağıntı da (4.7) eşitliğinde görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$\phi_{fo}^2 = A_1 + (3,24 \cdot A_2 \cdot A_3 / Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}) \quad (4.7)$$

Bu denklemde bulunan  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  terimleri ile Fr ve We sayıları aşağıda görüldüğü gibi ifade edilirler:

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \cdot (\rho_f \cdot f_{go} / \rho_g \cdot f_{fo})$$

$$A_2 = x^{0,78} \cdot (1-x)^{0,224}$$

$$A_3 = (\rho_f / \rho_g)^{0,91} \cdot (\mu_g / \mu_f)^{0,19} \cdot (1 - (\mu_g / \mu_f))^{0,7}$$

$$Fr = G^2 / g \cdot D \cdot \rho_m^2$$

$$We = G^2 \cdot D / \rho_m \cdot \sigma$$

Burada  $f_{go}$  ve  $f_{fo}$  sırasıyla, toplam kütleli akı  $G$ 'nin saf buhar ve saf sıvı şeklinde olduğu kabul edilerek belirlenmiş değeri için gaz ve sıvının sürtünme katsayılarını göstermektedir.  $D$  eşdeğer çapı,  $\sigma$  yüzey gerilmesini ve  $\rho_m$  ise (2.23) eşitliğinden hesaplanmış homojen akım yoğunluğunu göstermektedir. Bu korelasyon yatay ve düşey yukarı akış tipleri için geçerli olmakla birlikte, düşey aşağı akış için ise değişik bir korelasyon önerilmektedir.

Whalley (1980), çok sayıda data kullanarak heterojen akım modelini belirlemiş ve aşağıdaki tavsiyelerde bulunmuştur:

- a)  $(\mu_f / \mu_g) < 1000$  için Friedel (1979) korelasyonu kullanılmalıdır.
- b)  $(\mu_f / \mu_g) > 1000$  ve  $G > 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için Chisholm (1973) korelasyonu kullanılmalıdır.
- c)  $(\mu_f / \mu_g) > 1000$  ve  $G < 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için Lockart ve Martinelli (1949) korelasyonu ile Martinelli ve Nelson (1948) korelasyonu kullanılmalıdır.

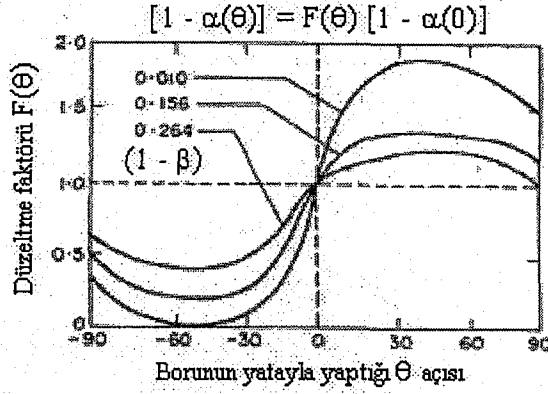
Çoğu akışkan ve çalışma şartı için  $(\mu_f / \mu_g) < 1000$  olduğundan genelde Friedel (1979) korelasyonu kullanılmaktadır.

#### 4.4 Eğimli Borularda İki Fazlı Akım

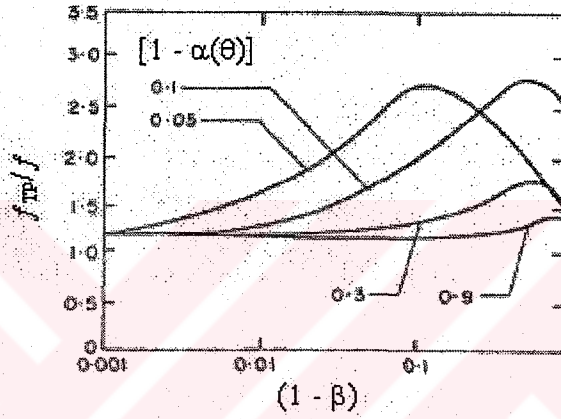
Lau et al. (1992), benzer basınç kaybı ölçümlerini 9,53 mm iç çaplı düşey bir boruda su – hava karışımlarının aşağı ve yukarı akışları için yapmıştır. Lockart ve Martinelli (1949) ve Chisholm (1968) korelasyonları kullanılarak gerçeğe oldukça yakın değerler elde edilmiştir.

Her nedense, aşağı yöndeki sürtünme basınç gradyanları genelde yukarı yöndeki sürtünme basınç gradyanlarından daha büyük olmakta ve yukarı akışta düşük sıvı ve gaz hızlarında karşılaşılan negatif sürtünme basınç kayıplarına aşağı akışta rastlanmamaktadır. Benzer olarak, düşey akıştaki karakteristik basınç kaybı eğrilerinde yerel ekstremum noktalar aşağı akışta görülmemektedir. Diğer taraftan, aşağı akıştaki basınç kaybı genelde akan film bölgesindeki gaz akışından bağımsız olmamaktadır ( $Re_{fo} < 1000$  ve  $35 < Re_{go} < 6800$ ).

(2.34) ve (2.53) eşitlikleri, eğimli bir boruda basınç kaybını hesaplamak için kullanılabilir. Burada önemli olan nokta, boşluk oranının eğim açısı  $\theta$ 'ya bağlı olup olmadığıdır. Beggs ve Brill (1973), 2,54 cm ile 3,81cm çaplarındaki borularda su – hava akışı için boşluk oranı ile basınç gradyanını ölçmüşler ve değişik debiler için boşluk oranlarının  $\theta$  eğim açısının fonksiyonu olduğunu gözlemlemişlerdir. Herhangi bir  $\theta$  eğim açısında tutulan sıvının  $[1 - \alpha(\theta)]$ , yatay bir boru olması halinde sıvı  $[1 - \alpha(0)]$  ile korelasyon faktörü  $F(\theta)$ 'nin çarpımı şeklinde olduğu ve bunun da hem  $\theta$ 'nin hem de hacimsel buhar içeriği  $\beta$ 'nin fonksiyonu olduğu gözlemlenmiştir (Beggs ve Brill, 1973). Şekil 4.4(a)'da bu korelasyon faktörü  $F(\theta)$ ,  $\theta$  ile  $(1-\beta)$ 'ya bağlı olarak görülmektedir. Şekle göre sıvı tutulma bölgesinin yataydan yaklaşık olarak  $+50^\circ$ 'de maksimuma,  $-50^\circ$ 'de de minimuma ulaştığı görülmektedir.  $\theta$ 'nin pozitif değeri yukarı akışı, negatif değeri ise aşağı akışı göstermektedir. İki fazlı sürtünme basınç kaybı, homojen modelde geçerli Dukler (1949) bağıntısı olarak bilinen (2.40) eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Deneysel çalışmalardan elde edilen homojen sürtünme katsayısı  $f_{TP}$ 'nin Dukler (1949) tanımı kullanılarak belirlenmiş sürtünme katsayısına oranının, hem sıvı hem de Şekil 4.4(b)'de gösterilmekte olan hacimsel buhar içeriğinin fonksiyonu olduğu görülmektedir.



(a) Eğim açısının bir fonksiyonu olarak sıvı tutulması



(b) İki fazlı Dukler vizkosite tanımına dayanan homojen model için düzeltme faktörü

**Şekil 4.4** Eğimli borularda iki fazlı akım (Beggs ve Brill, 1973)

#### 4.5 Isı Akısının Boşluk Oranı ile Basınç Kaybına Etkisi

Kütlesel akının sürtünme çarpanı üzerine etkisine ilave olarak, Tarasova ve Leont'ev (1965) ile Tarasova et al. (1966), sürtünme çarpanının borularda ısı akısına da bağlı olduğunu göstermişlerdir. Boru üzerinde film kurumamasının olduğu bölgede  $\phi_{fo}^2$ 'in deneysel değerinde karakteristik bir düşüş gözlemlenmişler ve  $\phi_{fo}^2$ 'daki bu azalmanın buhar fazının kuru kısımdan geçmesi sırasında boru cidarlarında görülen pürüzlükten kaynaklanabileceği sonucuna varmışlardır. Ayrıca bu bölgede, yavaş ilerleyen sıvı filminin yok olmasının, boşluk oranının artması anlamına gelmekte olduğunu da belirtmişlerdir. Dolayısıyla, damlacıklı akışa karşılık gelen sıvı azlığı olan bölgede,  $\phi_{fo}^2$  ve  $\alpha$ 'yı hesaplamak için homojen model kullanılabilir. Düşük debilerde sürtünme basınç gradyeni, ısıtılmamış boruya transfer olan ısı akısının varlığında artmaktadır. Tarasova ve Leont'ev (1965) ile Tarasova et al. (1966), su – buhar sistemleri için ısıtılmış ve ısıtılmamış

borulardaki  $\phi_{fo}^2$  değerleri arasında ampirik bir denklem bulmuş olup, bu bağıntı (4.8)'de görülmektedir.

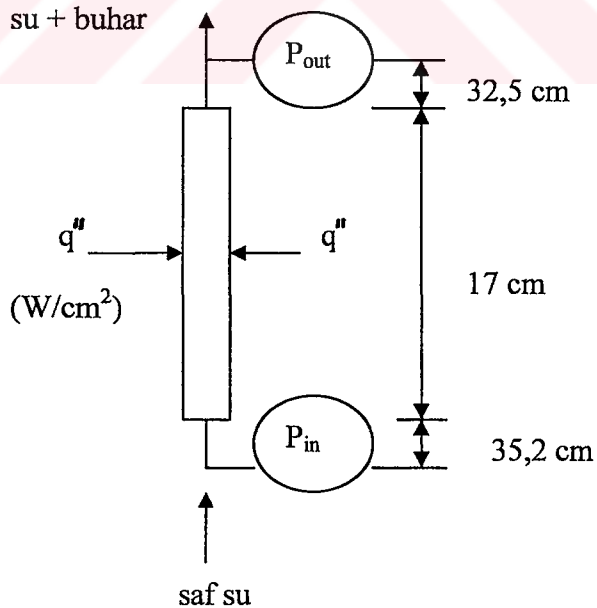
$$[\phi_{fo}^2]_{\text{ısıtılmış boru}} = [\phi_{fo}^2]_{\text{ısıtılmamış boru}} \cdot [1 + 4,4 \cdot 10^{-3} (\phi/G)^{0,7}] \quad (4.8)$$

Burada  $\phi$  boruya geçen ısı akısını ( $W/m^2$ ),  $G$  ise toplam kütleli akıyı ( $kg/m^2s$ ) göstermekte ve bağıntı basınca bağlı olmamaktadır.

(2.44) ve (2.54) eşitliklerinde yapılan integrasyon işlemleri yardımıyla kanal uzunluğu  $L$  ile buhar içeriği ( $x$ ) arasında doğru orantı olduğu sonucuna varılmaktadır. ( $dx/dz = \text{sabit}$ ) Bazı durumlarda, kaynama ve yoğuşma için iki fazlı yerel ısı transferi katsayısı, buhar içeriğinin lineer olmayan bir fonksiyonu olabilir. Böyle durumlarda kanal sonlu sayıda küçük kısma bölünerek işlem yapılır. Son olarak, termal dengenin bozulduğu bölgenin uzağında, fakat kuru bölgenin altında yerel sürtünme çarpanı ve yerel boşluk oranları mevcut ısı akısından fazla etkilenmemektedir.

#### 4.6 Deneysel Basınç Kayıplarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması

Bu çalışmada hesaplamalarda dikkate alınan deneysel test borusu aşağıda gösterilmektedir:



Şekil 4.5 Deney test borusu

Bu çalışmada Yıldız (1998)'den alınmış 7 data baz alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

1. data ile ilgili hesaplamalar  $q'' = 325,42 W/cm^2$ ,  $G = 396,68 kg/m^2s$ ,  $P_{in} = 1,786 \text{ bar}$ ,

$P_{out} = 1,132$  bar,  $x_{out} = 0,355$ ,  $x_{in} = - 0,065$ ,  $\Delta T_{sub.} = 34,794$  °C,  $L = 17$  cm,  $d_i = 6$  mm şartlarında yapılmıştır.

2. data ile ilgili hesaplamalar  $q'' = 311,760$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 389,74$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,737$  bar,  $P_{out} = 1,035$  bar,  $x_{out} = 0,310$ ,  $x_{in} = - 0,099$ ,  $\Delta T_{sub.} = 52,483$  °C,  $L = 17$  cm,  $d_i = 6$  mm şartlarında yapılmıştır.

3. data,  $q'' = 196,702$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 203,78$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,282$  bar,  $P_{out} = 1,049$  bar,  $x_{out} = 0,343$ ,  $x_{in} = - 0,094$ ,  $\Delta T_{sub.} = 51,389$  °C,  $L = 17$  cm,  $d_i = 6$  mm şartlarında yapılmıştır.

4. data,  $q'' = 212,958$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 201,30$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,292$  bar,  $P_{out} = 1,058$  bar,  $x_{out} = 0,5$ ,  $x_{in} = - 0,036$ ,  $\Delta T_{sub.} = 18,711$  °C,  $L = 17$  cm,  $d_i = 6$  mm şartlarında yapılmıştır.

5. data,  $q'' = 290,134$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 299,84$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,518$  bar,  $P_{out} = 0,997$  bar,  $x_{out} = 0,397$ ,  $x_{in} = - 0,096$ ,  $\Delta T_{sub.} = 50,434$  °C,  $L = 17$  cm,  $d_i = 6$  mm şartlarında yapılmıştır.

6. data,  $q'' = 168,50$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 199,05$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,65$  bar,  $P_{out} = 1,08$  bar,  $x_{in} = - 0,063$ ,  $x_{out} = 0,528$ ,  $\Delta T_{sub.} = 33,4$  °C,  $L = 31$  cm,  $d_i = 8$  mm şartlarında yapılmıştır.

7. data,  $q'' = 111,24$  W/cm<sup>2</sup>,  $G = 99,81$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_{in} = 1,22$  bar,  $P_{out} = 1,02$  bar,  $x_{in} = - 0,092$ ,  $x_{out} = 0,678$ ,  $\Delta T_{sub.} = 49,1$  °C,  $L = 31$  cm,  $d_i = 8$  mm şartlarında yapılmıştır.

Bu veriler ışığında deneysel sonuçlarla Lockart ve Martinelli (1949), Thom (1964), Martinelli ve Nelson (1948) ve Baroczy (1965) korelasyon sonuçları karşılaştırılmış ve bunlara göre grafikler çizilmiştir.

Şekil 5, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterdiği gibi diyabatik bölgede boru uzunluğunun  $L = 170$  mm olarak sabit kalması halinde değişken debi, çıkış basıncı ve kuruluk dereceleri için sadece sürtünme bileşenlerini gösterecek şekilde çizilmiştir. Burada kütleli akı arttıkça basınç kaybının arttığı gözlemlenmektedir.

Şekil 6, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede boru uzunluğunun  $L = 310$  mm olarak sabit kalması halinde değişken debi, çıkış basıncı ve kuruluk dereceleri için sadece sürtünme bileşenlerini gösterecek şekilde çizilmiştir. Burada kütleli akı arttıkça basınç kaybı da artmaktadır.

Şekil 7, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede boru uzunluğunun  $L = 170$  mm olarak sabit kalması halinde değişken debi, çıkış basıncı ve kuruluk dereceleri için sadece sürtünme bileşenlerini gösterecek şekilde çizilmiştir. Burada kütleli akı arttıkça basınç kaybı da artmaktadır.

Şekil 8, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede boru uzunluğunun  $L = 310$  mm olarak sabit kalması halinde değişken debi, çıkış basıncı ve kuruluk derecesi için sadece sürtünme bileşenlerini gösterecek şekilde çizilmiştir. Burada kuruluk derecesi arttıkça basınç kaybı artıp bir maksimuma ulaştıktan sonra azalır.

Şekil 9, basınç kaybı kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede boru uzunluğunun  $L = 170$  mm olarak sabit kalması halinde değişken debi, basınç ve kuruluk dereceleri için sadece sürtünme bileşenlerini gösterecek şekilde çizilmiştir.

Şekil 10, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede debi, basınç ve kuruluk dereceleri değişirken  $L = 310$  mm olarak sabit kalması halinde sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen sürtünme bileşeni için çizilmiştir.

Şekil 11, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede debi, basınç ve kuruluk derecesi değişirken  $L = 170$  mm olarak sabit kalması halinde sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen sürtünme bileşeni için çizilmiştir.

Şekil 12, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede debi, basınç ve kuruluk derecesi değişirken  $L = 310$  mm olarak sabit kalması halinde Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen sürtünme bileşenleri için çizilmiştir.

Şekil 13, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede boru uzunluğu  $L = 310$  mm olarak sabitken  $G = 100 - 200$  kg/m<sup>2</sup>s debi aralığında değişmesi halinde Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen basınç kaybı bileşenlerinin toplamları olacak şekilde çizilmiştir. Burada da kütleli akı arttıkça basınç kaybının artacağı gözlemlenmektedir.

Şekil 14, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve  $G = 100 - 400$  kg/m<sup>2</sup>s aralığında değişirken Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden  $L = 170$  mm ve  $L = 310$  mm için elde edilmiş basınç kaybı bileşenlerinin toplamlarını gösterecek şekilde çizilmiştir.

Şekil 15, basınç kaybı kütleli akı ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede  $L = 170$  mm olarak sabit kalması halinde  $G = 200 - 400$  kg/m<sup>2</sup>s aralığında Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen basınç kaybı bileşenlerinin toplam değerleri dikkate alınarak çizilmiştir.

Şekil 16, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini diyabatik bölgede  $L = 170$  mm ve  $L = 310$  mm için Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerine göre göstermektedir.

Şekil 17, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve diyabatik bölgede  $L = 170$  mm olarak sabit kalırken  $x_{out} = 0,3 - 0,5$  aralığında değişmesi halinde Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlere göre çizilmiştir.

Şekil 18, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini diyabatik bölgede  $L = 310$  mm olarak sabit kalacak şekilde gösterir ve Homojen, Thom, Martinelli – Nelson ve Baroczy modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerleri gösterecek şekilde çizilmiştir.

Şekil 19, adyabatik bölgede basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini  $L_{ady} = 185$  mm olarak sabit kalması halinde sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen bileşenin  $G = 100 - 200$  kg/m<sup>2</sup>s aralığındaki toplam değerlerini gösterecek şekilde çizilmiştir.

Şekil 20, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede  $L_{ady} = 185$  mm ve  $L_{ady} = 325$  mm için sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerini gösterecek şekilde çizilmiştir.

Şekil 21, basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede  $L_{ady} = 325$  mm olarak sabit kalacak şekilde  $G = 200 - 400$  kg/m<sup>2</sup>s debi aralığında sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen bileşenlerin toplam değerleri dikkate alınarak çizilmiştir.

Şekil 22, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede  $L_{ady} = 325$  mm olarak sabit kalacak şekilde  $x_{out} = 0,3 - 0,5$  aralığında sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen bileşenlerin toplam değerleri için çizilmiştir.

Şekil 23, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini gösterir ve adyabatik bölgede  $L_{ady} = 185$  mm ve  $L_{ady} = 325$  mm için sadece Lockart – Martinelli modelinden elde edilen bileşenlerin toplam değerleri dikkate alınarak çizilmiştir.

Şekil 24, basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini adyabatik bölgede Lockart – Martinelli modelinde  $L_{ady} = 185$  mm sabit kalacak şekilde  $x_{out} = 0,5 - 0,7$  aralığında göstermektedir.

Şekil 25,  $L = 310$  mm sabit kalmak kaydıyla diyabatik bölgede Thom, Martinelli – Nelson, Baroczy ve Lockart – Martinelli modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerini

$G = 100 - 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığında bu aralıkta ölçülmüş basınç kayıp değerleriyle kıyaslamakta ve Thom modelinden elde edilen değerlerin ölçülen değerlere daha yakın olduğu görülmektedir.

Şekil 26,  $L = 310 \text{ mm}$  sabit olarak kalmak kaydıyla diyabatik ve adyabatik bölgelerin her ikisi birden düşünülerek basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini  $x_{\text{out}} = 0,5 - 0,7$  aralığında göstermekte ve Thom, Martinelli – Nelson, Baroczy ve Lockart – Martinelli modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerini bu aralıkta ölçülmüş basınç kayıp değerleriyle kıyaslamakta ve Thom modeliyle daha yakın sonuçlar alındığı görülmektedir.

Şekil 27,  $L = 170 \text{ mm}$  olarak sabit kalacak şekilde adyabatik ve diyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek toplam basınç kaybıyla kütleli akı ilişkisini göstermekte ve  $G = 200 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığında Thom, Martinelli – Nelson, Baroczy ve Lockart – Martinelli modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerini bu aralıkta ölçülmüş deneysel basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 28,  $L = 170 \text{ mm}$  olarak sabit kalacak şekilde adyabatik ve diyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisini,  $x_{\text{out}} = 0,3 - 0,5$  aralığında Thom, Martinelli – Nelson, Baroczy ve Lockart – Martinelli modellerinden elde edilen bileşenlerin toplam değerlerini bu aralıkta ölçülmüş deneysel basınç kayıplarıyla kıyaslayarak göstermektedir.

Şekil 29,  $G = 396,68 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 325,42 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,355$ ,  $P_{\text{out}} = 1,132 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub.}} = 34,794 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 30,  $G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 311,760 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,310$ ,  $P_{\text{out}} = 1,035 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub.}} = 52,483 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 31,  $G = 203,78 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 196,702 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,343$ ,  $P_{\text{out}} = 1,049 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub.}} = 51,389 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

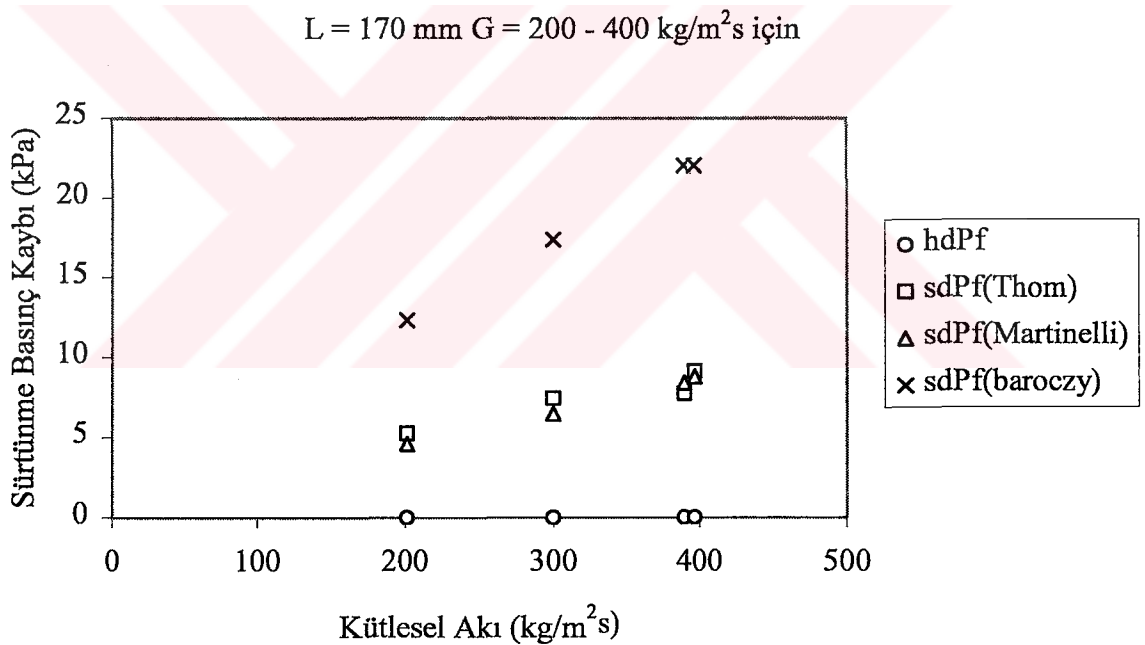
Şekil 32,  $G = 201,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 212,958 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,5$ ,  $P_{\text{out}} = 1,058 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub.}} = 18,711 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 33,  $G = 299,84 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 290,134 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,397$ ,  $P_{\text{out}} = 0,997 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub}} = 50,434 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 34,  $G = 199,05 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 168,50 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,528$ ,  $P_{\text{out}} = 1,08 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub}} = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

Şekil 35,  $G = 99,81 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerin ikisi birden düşünülerek  $q'' = 111,24 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{\text{out}} = 0,678$ ,  $P_{\text{out}} = 1,02 \text{ bar}$  ve  $\Delta T_{\text{sub}} = 49,1 \text{ }^\circ\text{C}$  şartlarında hesapla bulunan basınç kayıplarını ölçülen basınç kayıplarıyla kıyaslamaktadır.

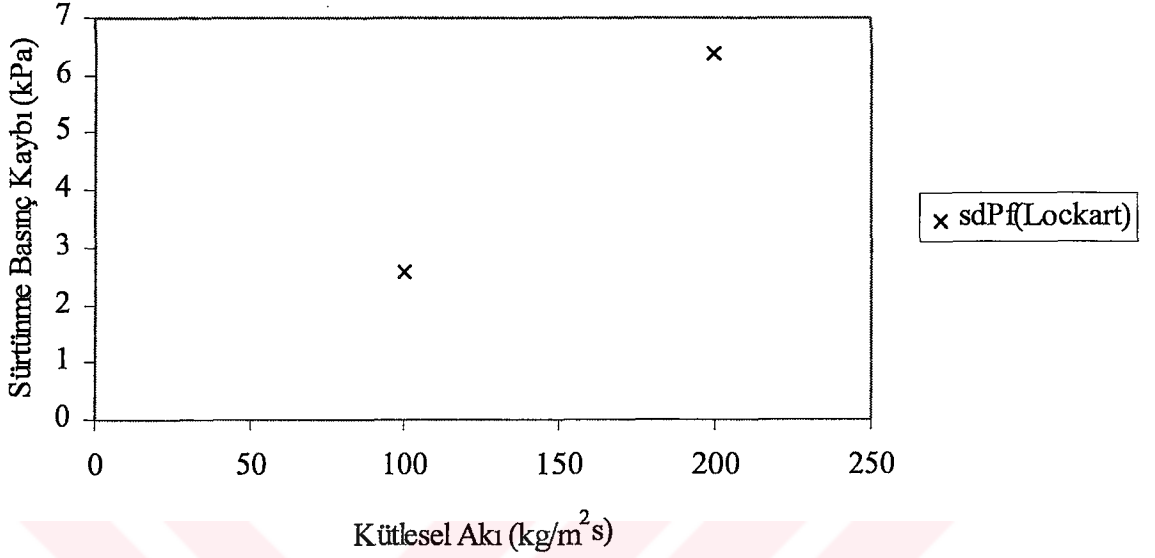
Bu yapılan açıklamalarla ilgili şekiller aşağıda görüldüğü gibidir:



**Şekil 5-** Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütlesel akı değişimi ( $L = 170 \text{ mm}$  için)

Şekil 5'den de görüleceği gibi kütlesel akı arttıkça basınç kaybı da artmaktadır. Burada bazı modellere göre hesapla bulunmuş değerler grafik olarak çizilmiştir.

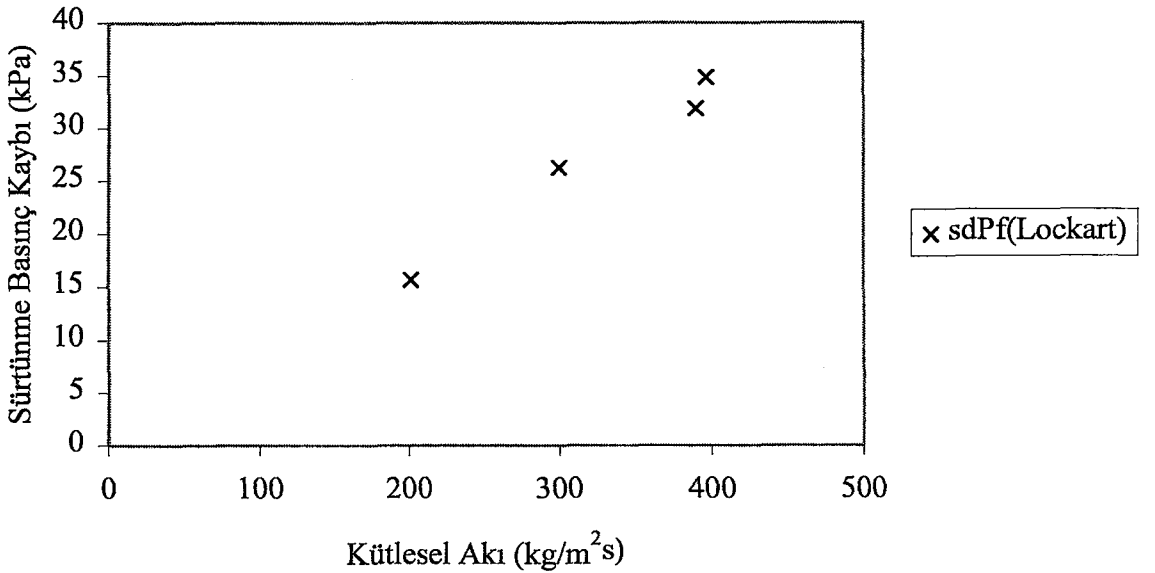
$L = 310 \text{ mm}$   $G = 100 - 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 6** – Adyabatik bölgede basınç kaybı- kütlesel akı değişimi ( $L = 310 \text{ mm}$  için)

Şekil 6, adyabatik bölgede de kütlesel akı arttıkça basınç kaybının artacağını çeşitli modeller kullanılarak göstermektedir.

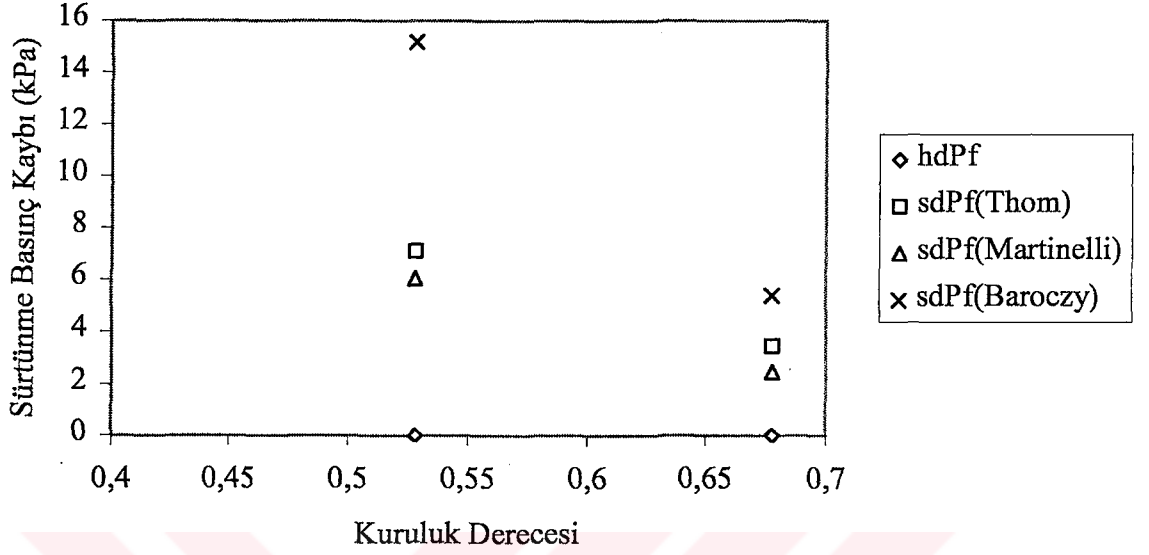
$L = 170 \text{ mm}$   $G = 200 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 7** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütlesel akı değişimi ( $L = 170 \text{ mm}$  için)

Şekil 7'de adyabatik bölgede basınç kaybı ile kütlesel akı ilişkisi gösterilmekte ve burada da yine kütlesel akı arttıkça basınç kaybı artmaktadır.

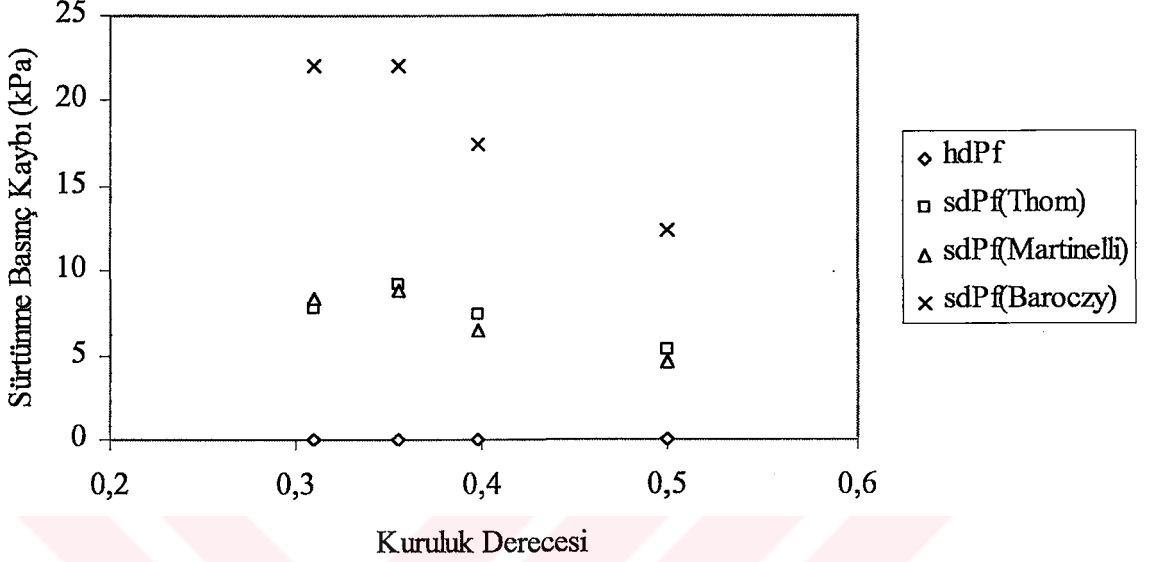
$$L = 310 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,5 - 0,7$$



**Şekil 8** – Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisi ( $L = 310 \text{ mm}$ )

Şekil 8’de bu sefer diyabatik bölgede basınç kaybıyla kuruluk derecesi arasındaki ilişki çeşitli modellere göre gösterilmiş olup burada kuruluk derecesi arttıkça basınç kaybı önce artar ve bir maksimum yapar sonra da azalır.

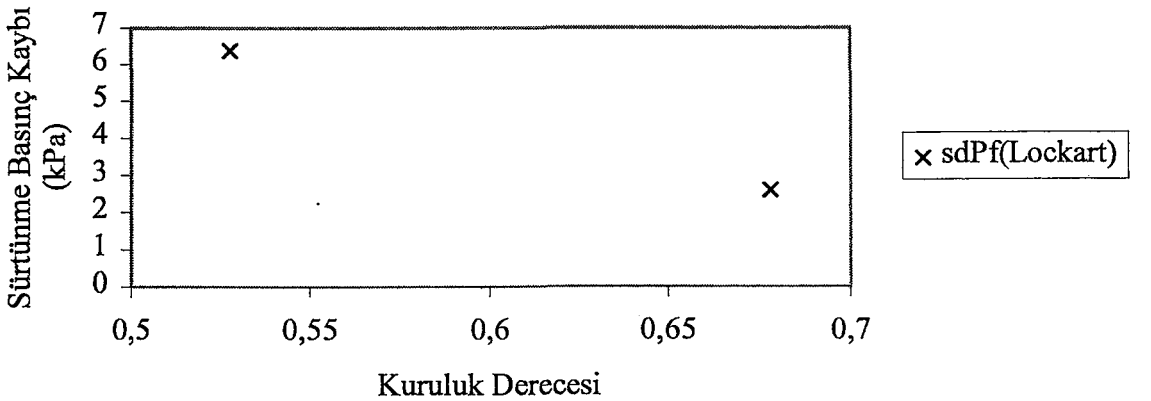
$$L = 170 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,3 - 0,5$$



**Şekil 9** – Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L = 170 \text{ mm}$  için)

Şekil 9’da da Şekil 8’de olduğu gibi basınç kaybı, kuruluk derecesine bağlıdır, dolayısıyla kuruluk derecesi arttıkça basınç kaybı önce artar, bir maksimum yapar ve sonra da azalır. Grafik yine diyabatik bölge için çizilmiştir.

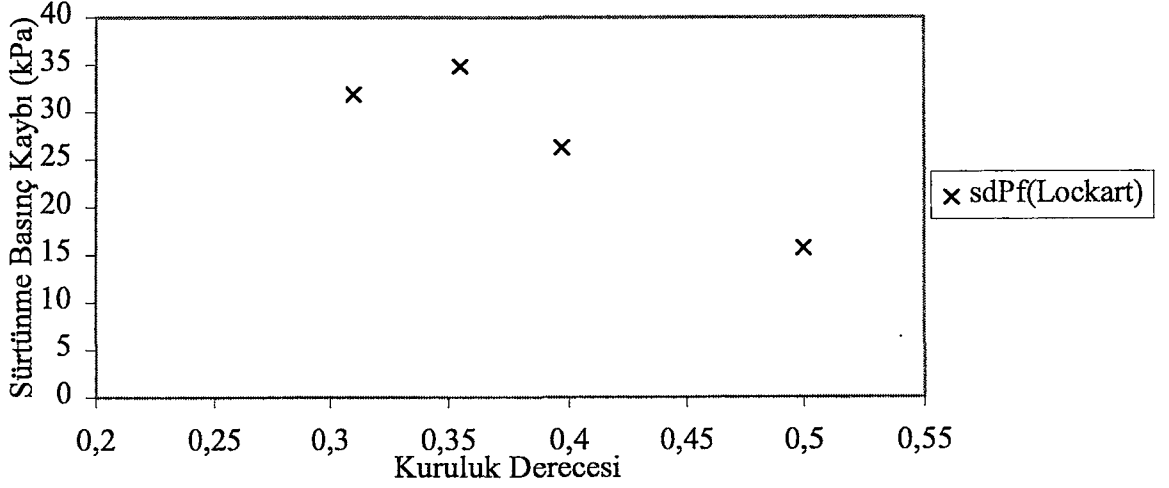
$$L = 310 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,5 - 0,7$$



**Şekil 10** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L = 310 \text{ mm}$  için)

Şekil 10’da adyabatik bölgede çeşitli modeller kullanılarak basınç kaybının kuruluk derecesiyle ilişkisi incelenmiş ve burada da artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç kaybının önce artıp maksimum yapacağı ve sonra da azalacağı tespit edilmiştir.

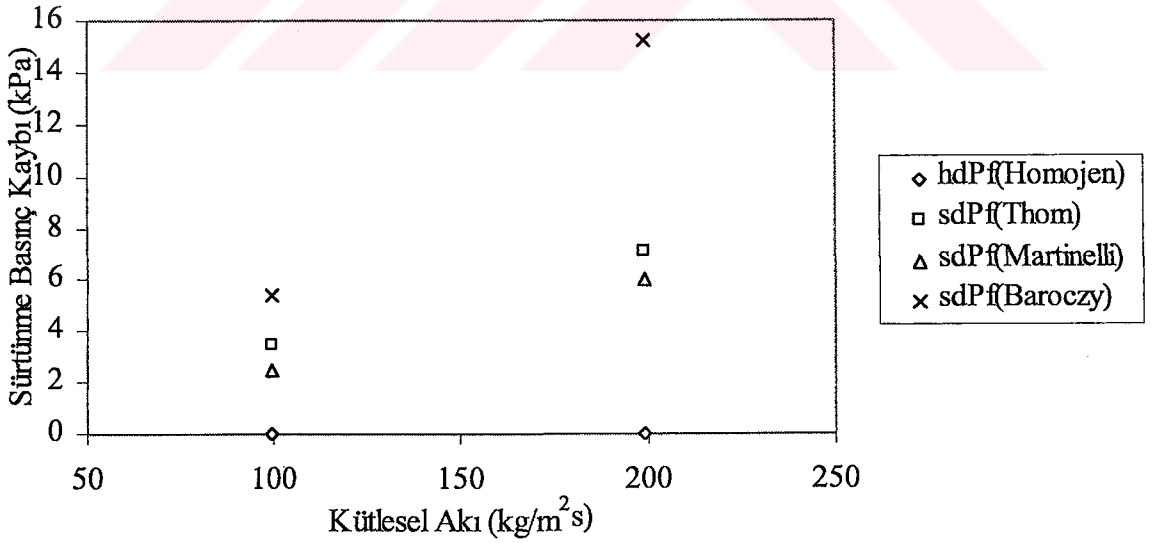
$L = 170 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,3 - 0,5 \text{ için}$



**Şekil 11** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (170 mm için)

Şekil 11 de, adyabatik bölgedeki basınç kaybıyla kuruluk derecesinin ilişkisini göstermekte olup burada da yine basınç kaybı önce artar, maksimum yapar sonra da azalır.

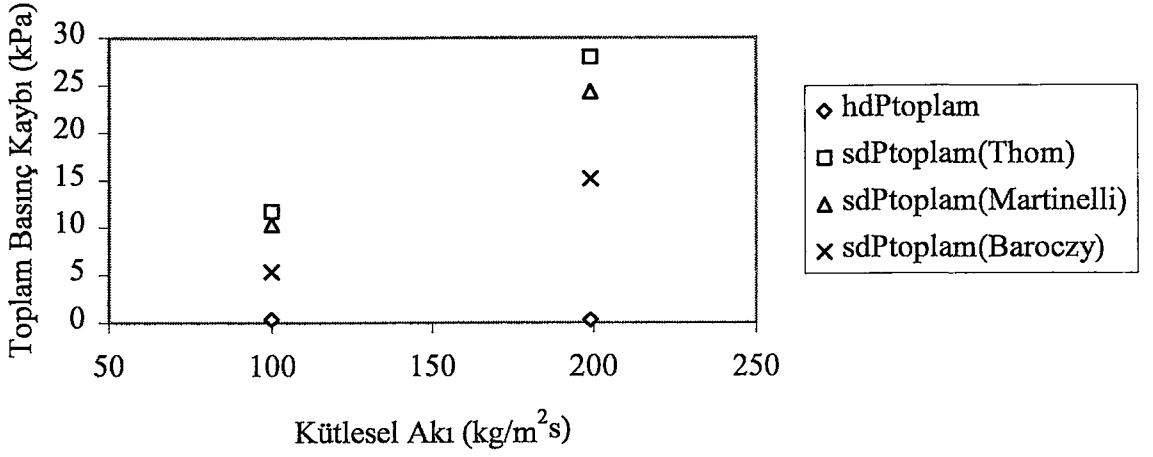
$L = 310 \text{ mm } G = 100 - 200 \text{ kg/m}^2\text{s için}$



**Şekil 12** - Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (L = 310 mm için)

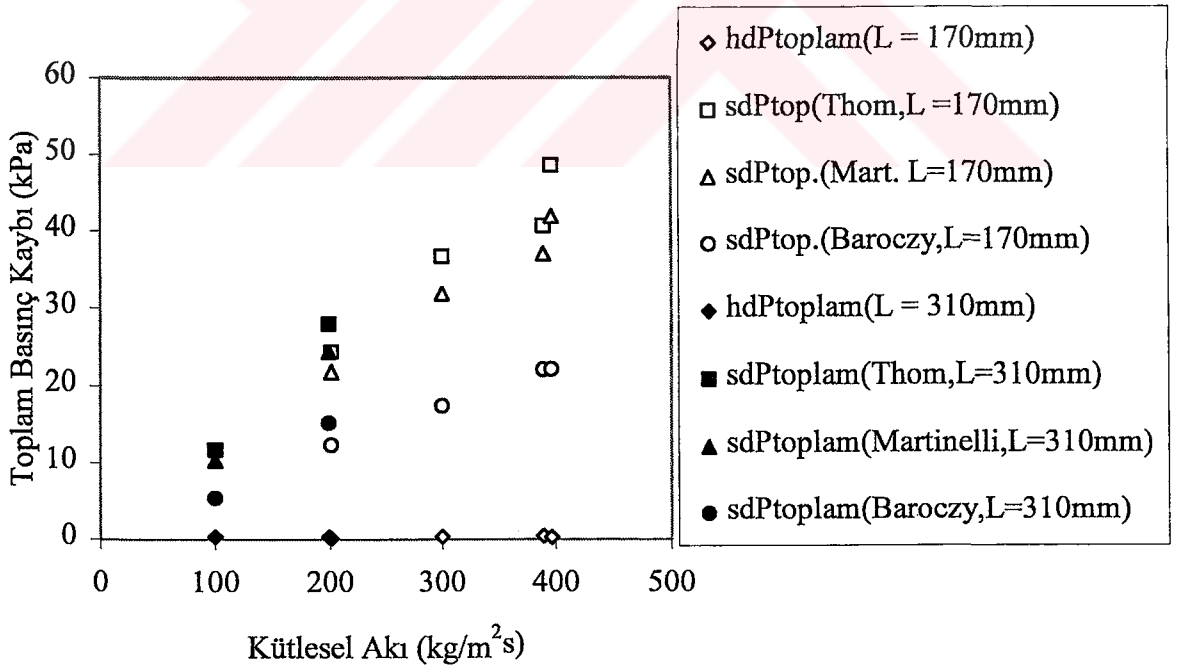
Şekil 12 de, diyabatik bölgede basınç kaybıyla kütleli akının ilişkisini göstermekte olup kütleli akı arttıkça basınç kaybı da artmaktadır.

Toplam Basınç Değerlerine Göre  $G = 100 - 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 13** – Diyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre)

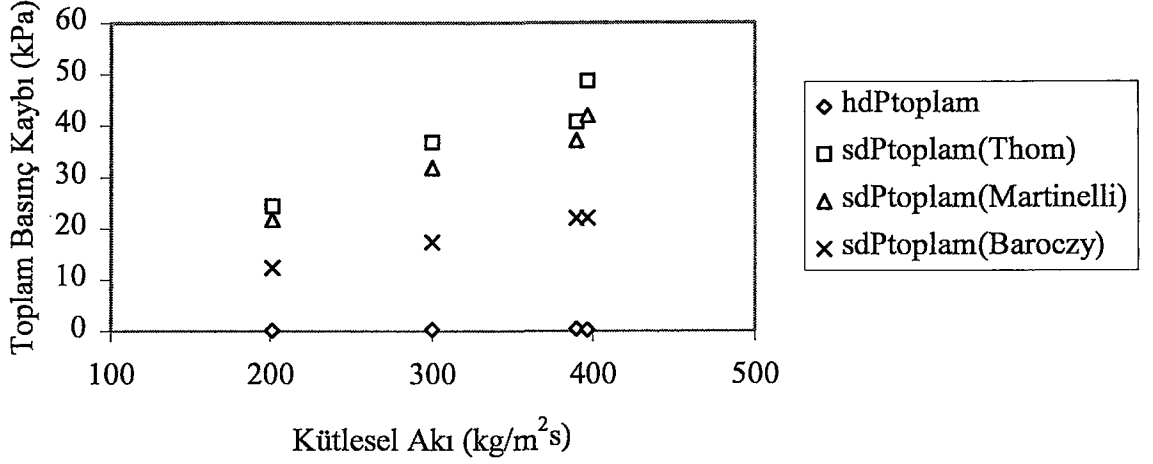
Şekil 13’de de diyabatik bölgedeki basınç kaybı-kütleli akı ilişkisi incelenmekte ancak bu sefer toplam basınçlar düşünülmektedir. Burada, toplam basınçlar için de kütleli akı arttıkça basınç kaybının artacağı gözlenmektedir.



**Şekil 14** – Basınç kaybı – kütleli akı (L = 170 mm ve L = 310 mm için)

Şekil 14’de, önceki grafiklerden farklı olarak eğri bu kez, her iki boru uzunluğu için çizilmiş, toplam basınç değerleri düşünülmüş ve yine artan kütleli akıyla basınç kaybının arttığı gözlemlenmiştir.

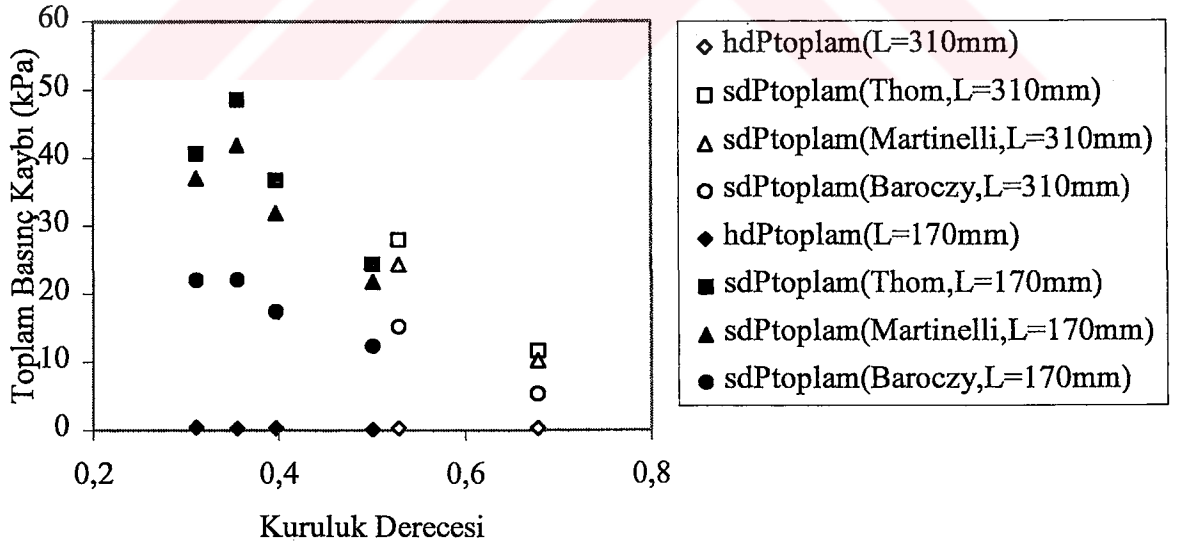
$L = 170 \text{ mm}$  ve  $G = 200 - 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 15** – Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre,  $L = 170 \text{ mm}$  için)

Şekil 15 ise sadece  $L = 170 \text{ mm}$  için toplam basınçlara göre diyabatik bölgede çizilmiştir. Burada da yine kütleli akı arttıkça basınç kaybı eğrisel olarak artmaktadır.

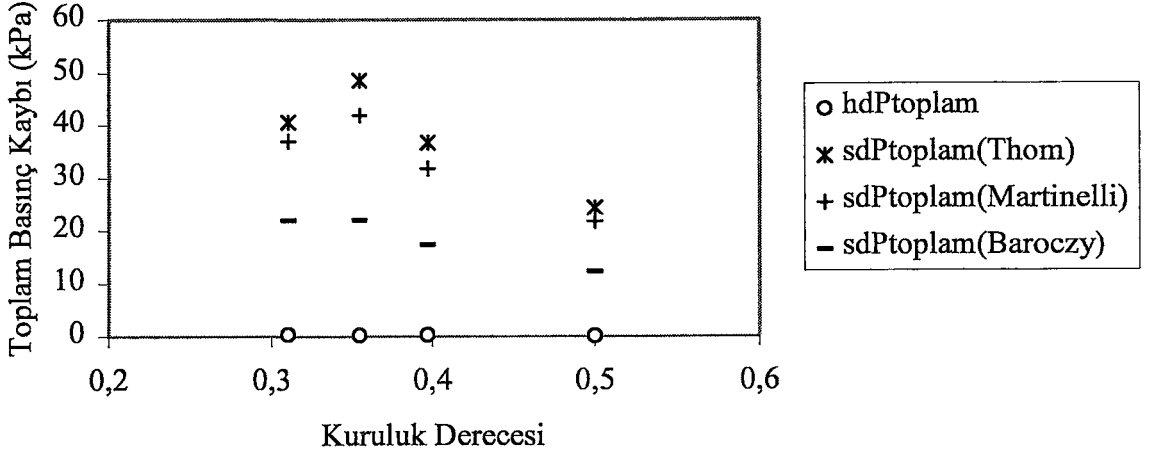
$L = 170 \text{ mm}$  ve  $L = 310 \text{ mm}$   $x_{\text{out}} = 0,3 - 0,7$  için



**Şekil 16** – Diyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlar için)

Şekil 16, diyabatik bölgede toplam basınçlar için basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisini göstermekte olup burada da daha önceden olduğu gibi kuruluk derecesi arttıkça basınç kaybı önce artar, maksimuma gelir sonra da azalır.

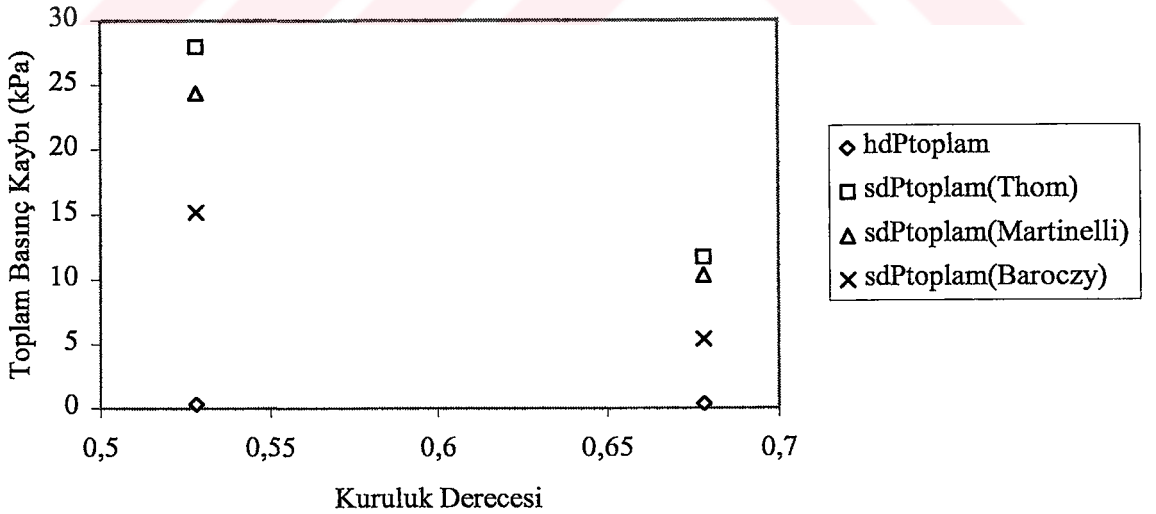
$L = 170 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,3 - 0,5 \text{ için}$



**Şekil 17** – Diyabetik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L = 170 \text{ mm}$  için)

Şekil 17’de diyabetik bölgede toplam basınçlara göre sadece  $L = 170 \text{ mm}$  için basınç kaybıyla kuruluk derecesi ilişkisi incelenmekte olup burada da grafiğin davranışı Şekil 16’da olduğu gibidir.

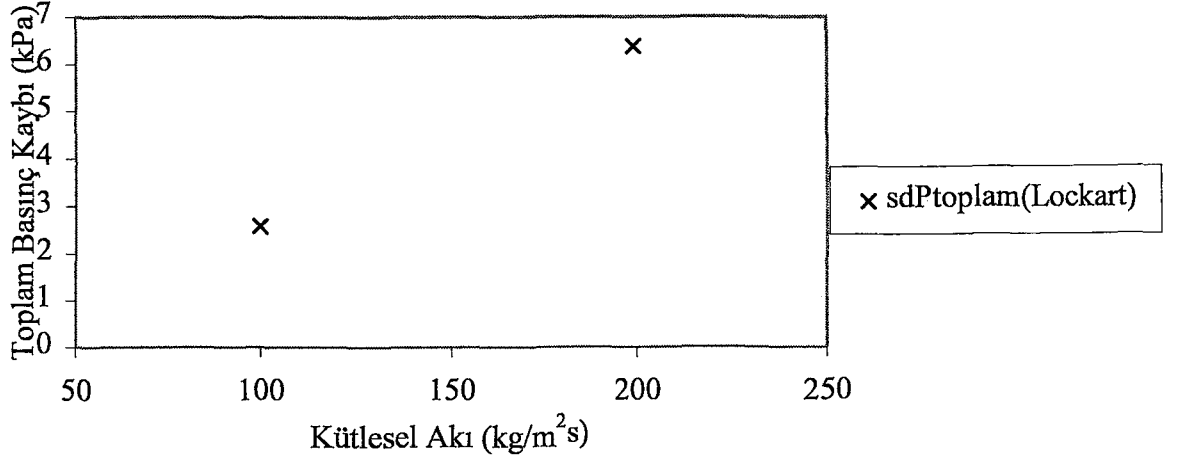
$L = 310 \text{ mm } x_{\text{out}} = 0,5 - 0,7 \text{ için}$



**Şekil 18** – Diyabetik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L = 310 \text{ mm}$  için)

Şekil 18, diyabetik bölgede  $L = 310 \text{ mm}$  için toplam basınçlara göre çizilmiştir. Burada da yine artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç kaybı önce artıp maksimum yapar sonra da azalır.

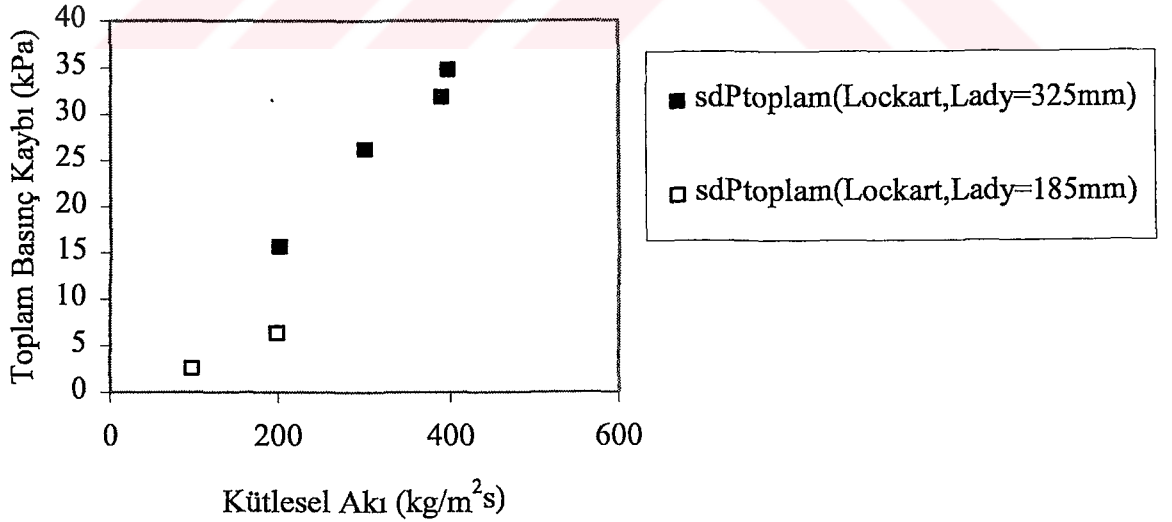
$L_{ady} = 185 \text{ mm}$  ve  $G = 100 - 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 19** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı ( $L_{ady} = 185 \text{ mm}$  için)

Şekil 19’da adyabatik bölgede basınç kaybıyla kütleli akının ilişkisi toplam basınçlara göre incelenmiş ve yine artan kütleli akıya bağlı olarak basınç kaybının da artacağı tespit edilmiştir.

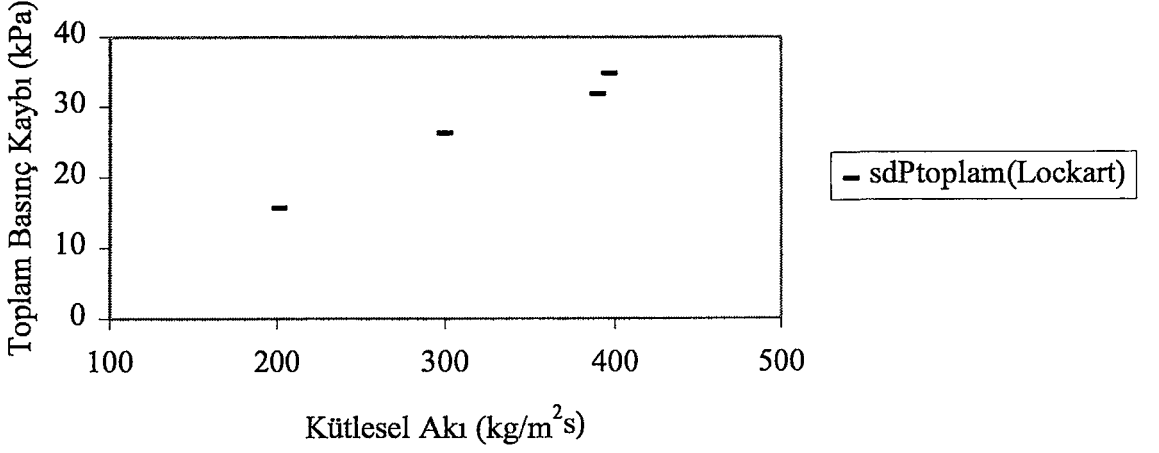
Toplam Basınç Değerlerine Göre  $L_{ady} = 185 \text{ mm}$  ve  $L_{ady} = 325 \text{ mm}$



**Şekil 20** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlar için)

Şekil 20’de adyabatik bölgede toplam basınç kayıpları düşünülerek basınç kaybıyla kütleli akının ilişkisi her iki boru uzunluğu için incelenmiş ve yine kütleli akı arttıkça basınç kaybının artacağı gözlemlenmiştir.

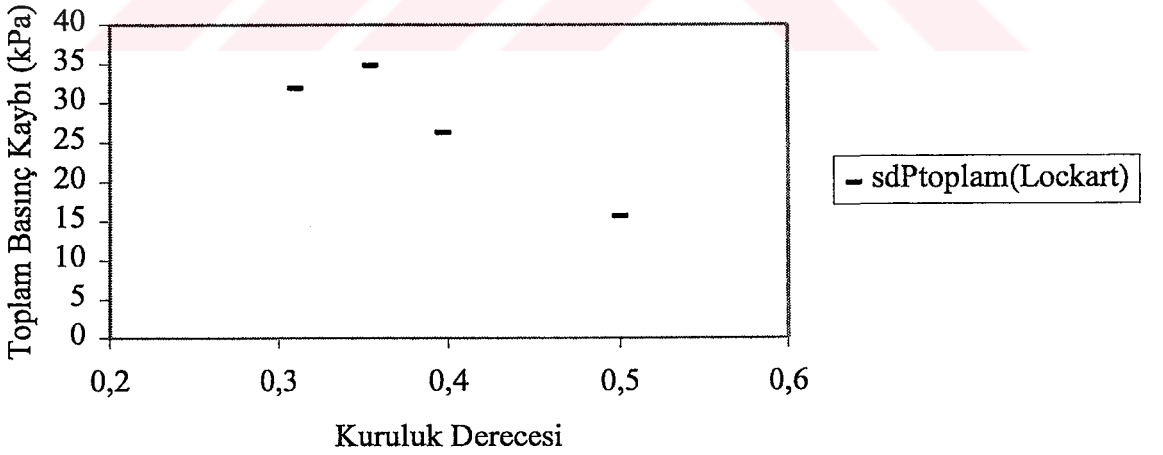
$L_{ady} = 325$  mm ve  $G = 200 - 400$  kg/m<sup>2</sup>s için



**Şekil 21** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kütleli akı ( $L_{ady} = 325$  mm için)

Şekil 21’de yine toplam basınçlar göz önünde bulundurularak adyabatik bölgede bu sefer sadece  $L_{ady} = 325$  mm için inceleme yapılmış ve yine artan kütleli akıya bağlı olarak basınç kaybının da artacağı sonucuna varılmıştır.

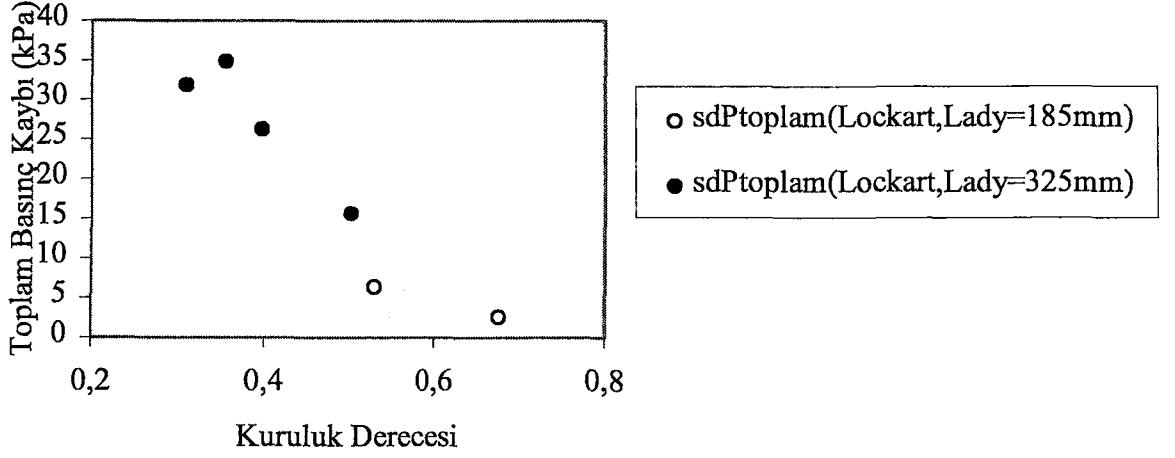
$L_{ady} = 325$  mm ve  $x_{out} = 0,3 - 0,5$  için



**Şekil 22** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L_{ady} = 325$  mm)

Şekil 22’de adyabatik bölgede toplam basınçlara göre sadece  $L_{ady} = 325$  mm için bu sefer basınç kaybının kuruluk derecesiyle ilişkisi incelenmiş ve yine artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç kaybının yine önce artıp bir maksimum yaptıktan sonra azalacağı görülmektedir.

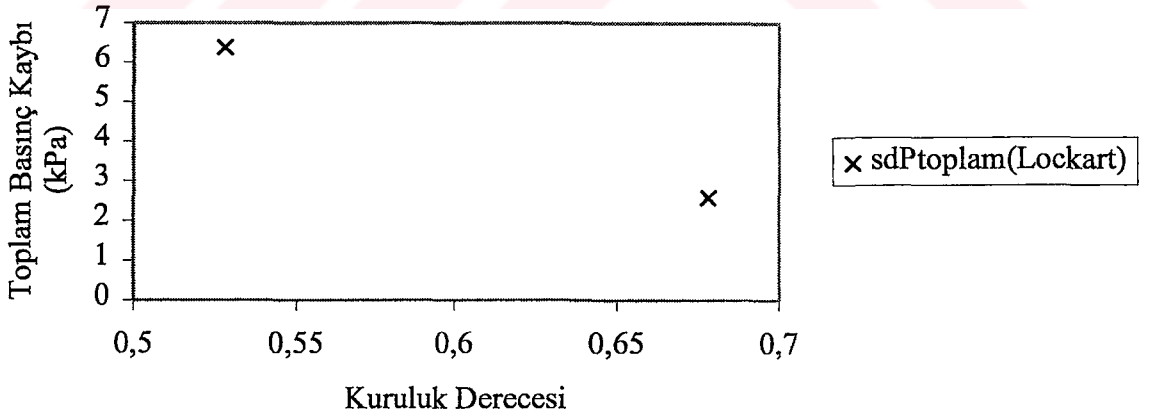
Toplam Basınç Değerlerine Göre  $L_{ady} = 185$  mm ve  $L_{ady} = 325$  mm için



**Şekil 23** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlar için)

Şekil 23, toplam basınçlar düşünülerek adyabatik bölgede her iki boru uzunluğu için çizilmiştir. Burada basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisi yine önceki grafiklerde açıklandığı gibidir.

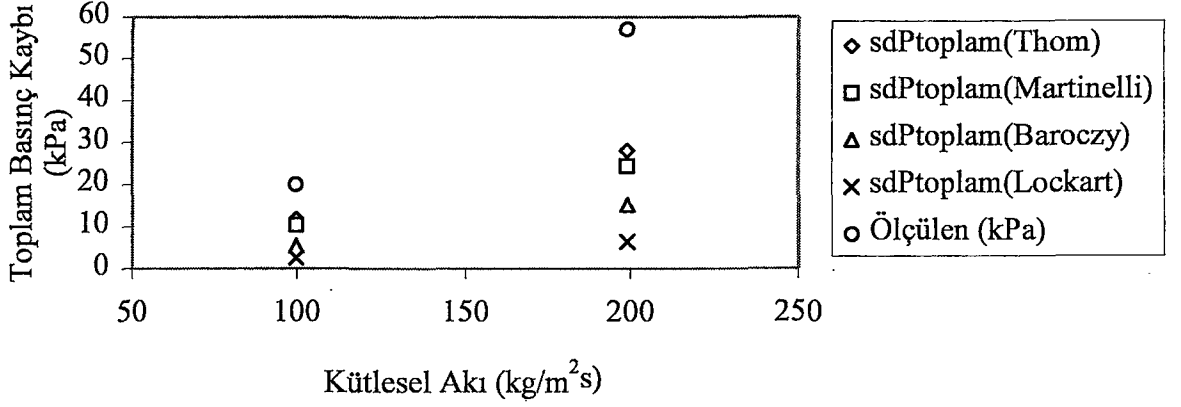
$L_{ady} = 185$  mm ve  $x_{out} = 0,5 - 0,7$  için



**Şekil 24** – Adyabatik bölgede basınç kaybı – kuruluk derecesi ( $L_{ady} = 185$  mm)

Şekil 24, toplam basınçlara göre adyabatik bölgedeki basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisini sadece  $L_{ady} = 185$  mm için göstermekte olup ilişki yine önceki grafiklerde izah edildiği gibidir.

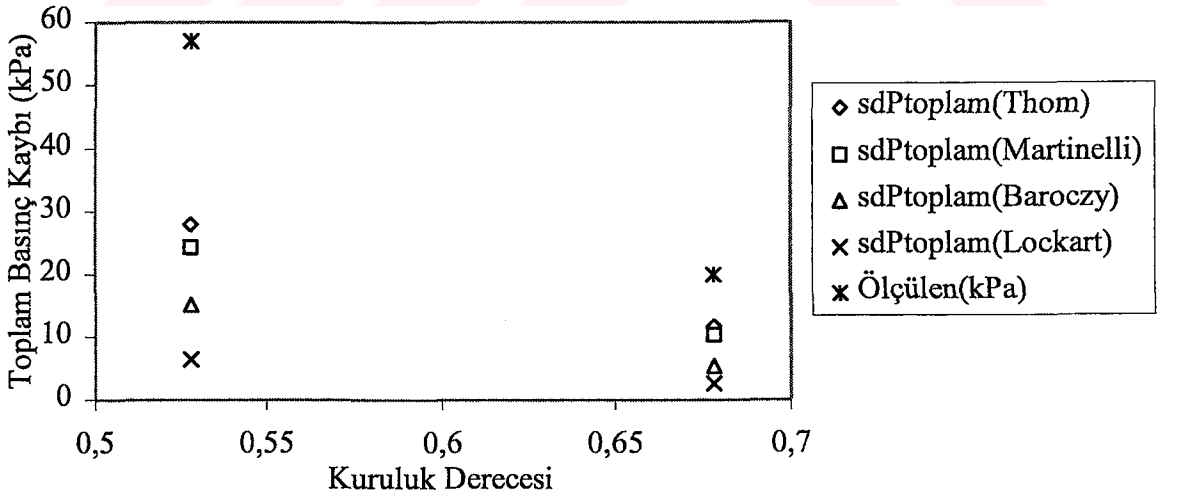
Toplam Basınçlar Ölçülen Değerlerle Birlikte  
L = 310 mm G = 100 - 200 kg/m<sup>2</sup>s için



**Şekil 25** – Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre, L = 310 mm için)

Şekil 25 ise toplam basınçlara göre basınç kaybı – kütleli akı ilişkisini L = 310 mm için hem adyabatik hem de diyabatik bölgede göstermektedir. Burada yine artan kütleli akıya bağlı olarak basınç kaybı da artmaktadır.

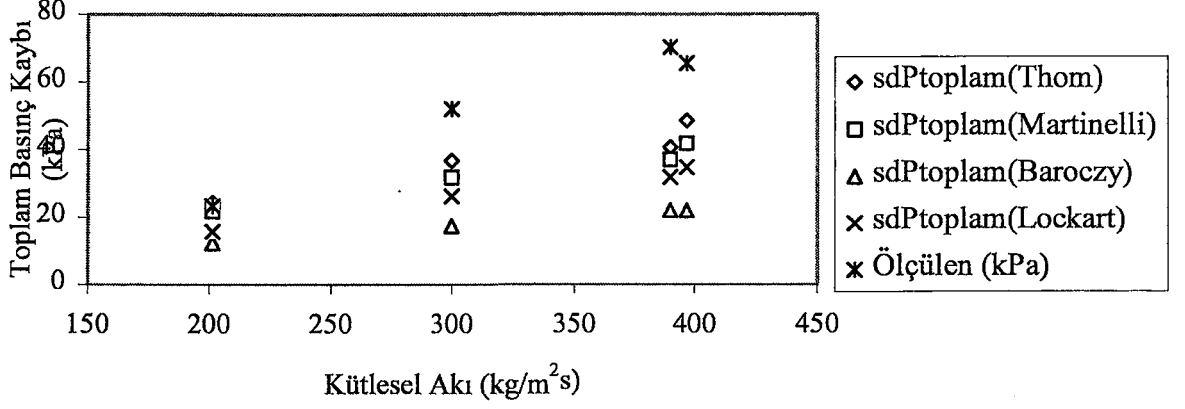
Toplam Basınçlar Ölçülen Değerlerle Birlikte  
L = 310 mm ve x<sub>out</sub> = 0,5 -0,7 için



**Şekil 26** – Basınç kaybı – kuruluk derecesi ilişkisi ( L = 310 mm için)

Şekil 26'da adyabatik ve diyabatik durumlar dikkate alınarak L = 310 mm için basınç kaybıyla kuruluk derecesinin ilişkisi incelenmekte ve artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç kaybının önce artıp maksimuma ulaşacağı sonra da azalacağı görülmektedir.

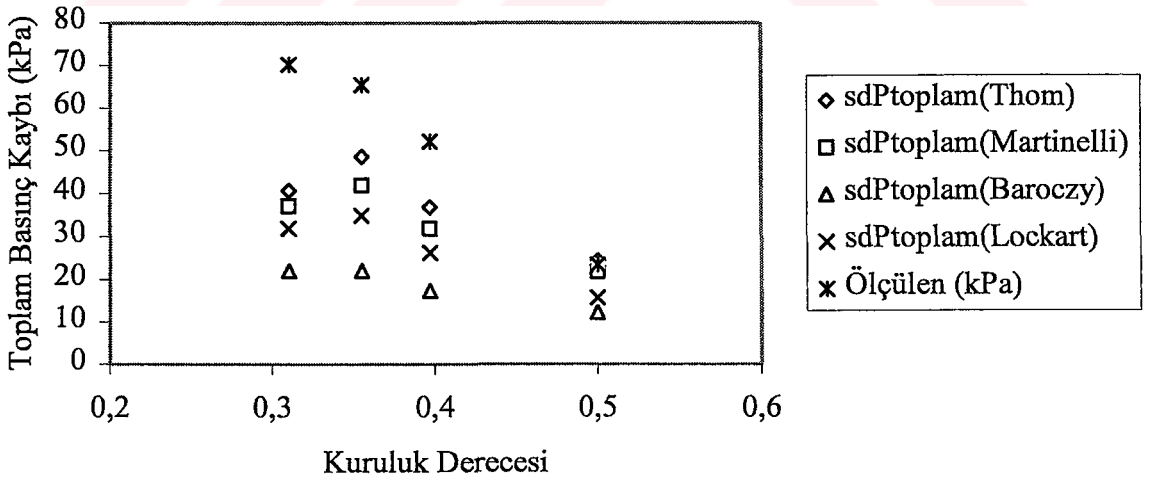
Toplam Basınç Değerleriyle Ölçülen Değerler Birlikte  $L = 170$  mm ve  
 $G = 200 - 400$   $\text{kg/m}^2\text{s}$  için



**Şekil 27** – Basınç kaybı – kütleli akı (toplam basınçlara göre,  $L = 170$  mm için)

Şekil 27’de toplam basınçlara göre adyabatik ve diyabatik durumlar düşünülerek sadece  $L = 170$  mm için basınç kaybı – kütleli akı ilişkisi incelenmiş ve daha önceki grafiklerle aynı sonuca varılmıştır.

Toplam Basınç Değerleriyle Ölçülen Değerler Birlikte  $L = 170$  mm ve  
 $x_{\text{out}} = 0,3 - 0,5$  için

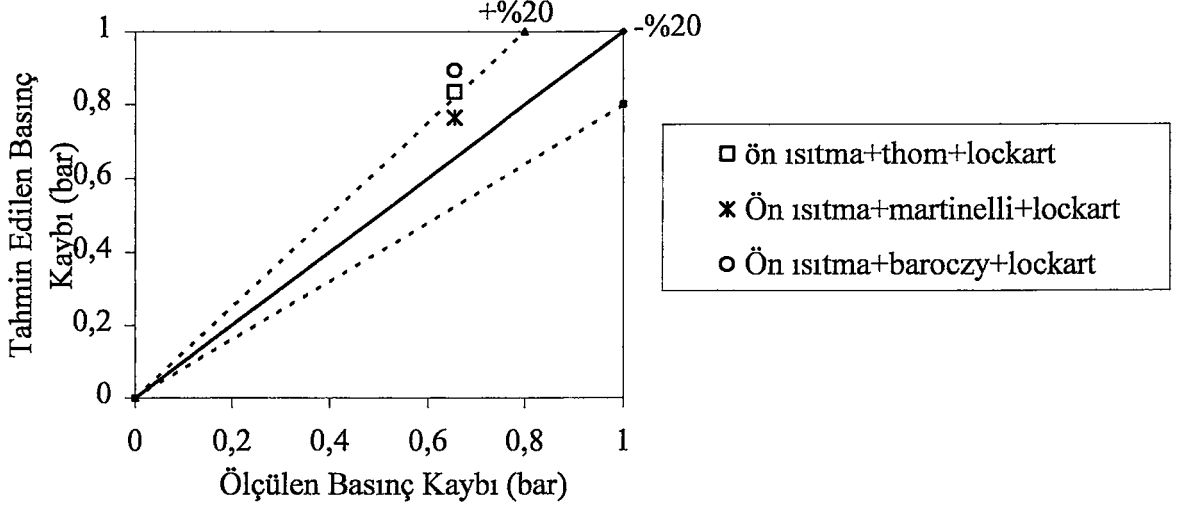


**Şekil 28** – Basınç kaybı – kuruluk derecesi (toplam basınçlara göre,  $L = 170$  mm)

Şekil 28’de ise toplam basınçlara göre hem adyabatik hem de diyabatik durumlar düşünülerek  $L = 170$  mm için basınç kaybıyla kuruluk derecesinin ilişkisi incelenmiştir.

$$G = 396,68 \text{ kg/m}^2\text{s}, q^{\#} = 325 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,132 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,355$$

$$dT_{\text{sub.}} = 34,794 \text{ C için}$$

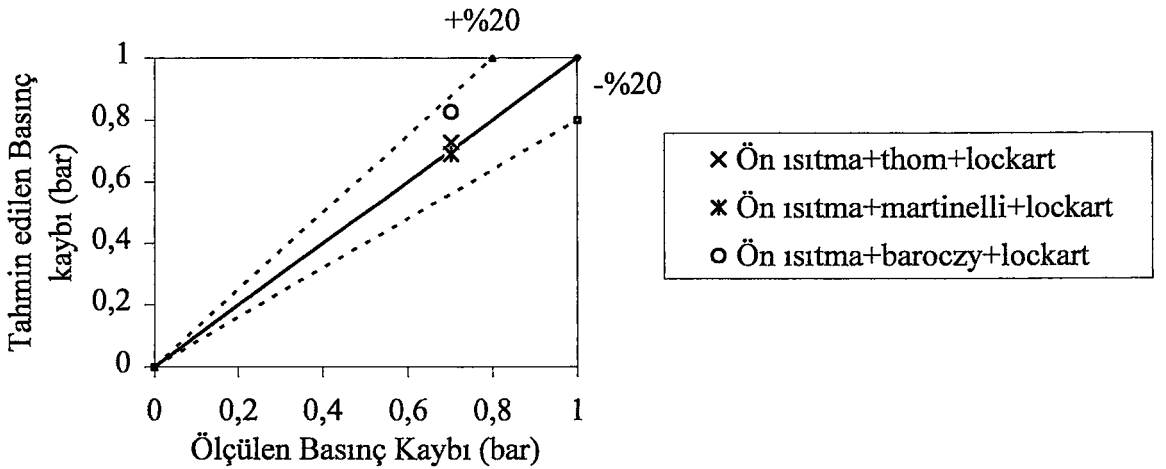


**Şekil 29** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı (  $L = 17 \text{ cm}$   $d_i = 6 \text{ mm}$  )

Şekil 29'da  $G = 396,68 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'lik debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki basınç kayıplarının toplamları bu debi değerinde ölçülmüş basınç kaybıyla karşılaştırılmakta ve Martinelli modeliyle elde edilen sonuçların deneysel datalara daha yakın olduğu gözlemlenmektedir.

$$G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}, q^{\#} = 311,760 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,035 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,310,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 52,483 \text{ C için}$$

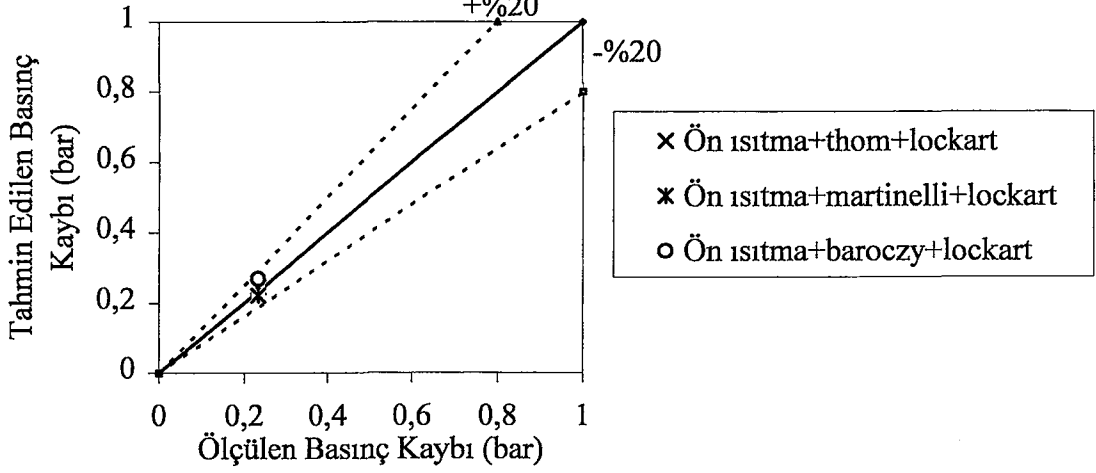


**Şekil 30** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı (  $L = 17 \text{ cm}$   $d_i = 6 \text{ mm}$  )

Şekil 30'da  $G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki toplam basınç kayıplarıyla bu debi değerinde ölçülmüş basınç kaybı değeri karşılaştırılmaktadır. Burada, hesaplanmış basınç kayıp değerlerinin hepsinin deneysel değerlere yaklaştığı gözlemlenmekte olup bu debi değeri önerilebilir.

$$G = 203,78 \text{ kg/m}^2\text{s}, q'' = 196,702 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,049 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,343,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 51,389 \text{ C için}$$

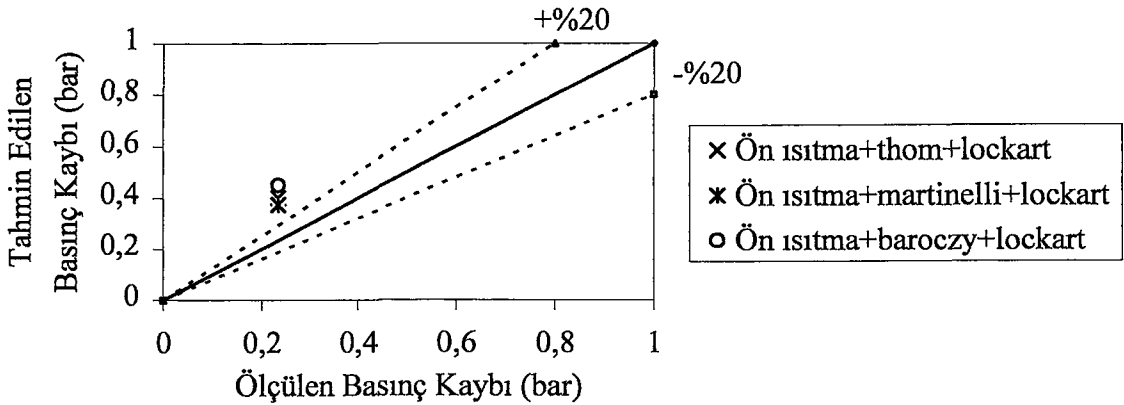


**Şekil 31** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı (L = 17 cm d<sub>i</sub> = 6 mm)

Şekil 31'de ise G = 203,78 kg/m<sup>2</sup>s debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki toplam basınç kayıpları, bu debi değeri için ölçülmüş deneysel basınç kaybı değeriyle kıyaslanmakta ve kullanılan 3 model için de elde edilen sonuçların uygun aralıkta olduğu gözlemlenmektedir.

$$G = 201,3 \text{ kg/m}^2\text{s}, q'' = 212,958 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,058 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,5,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 18,711 \text{ C için}$$

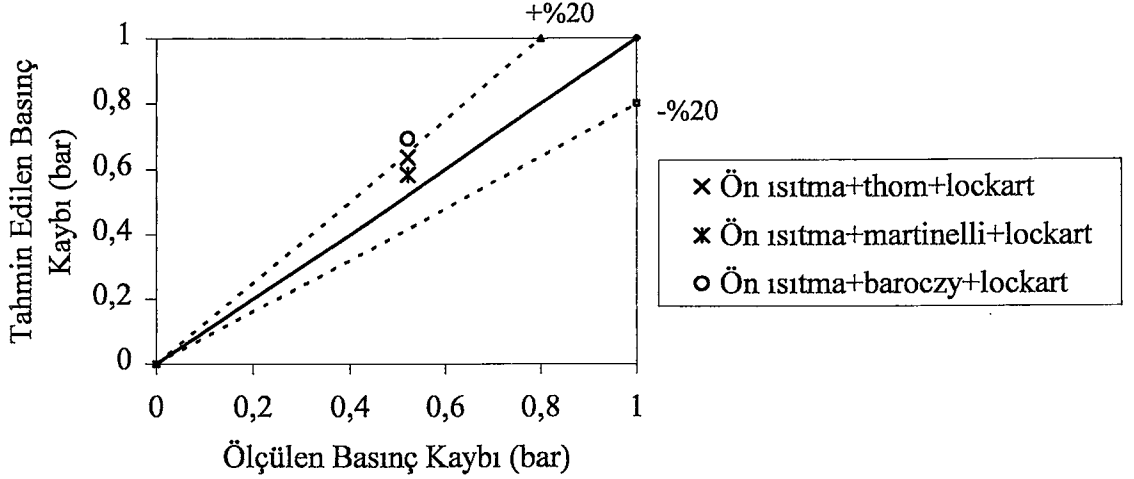


**Şekil 32** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı (L = 17 cm d<sub>i</sub> = 6 mm)

Şekil 32, G = 201,3 kg/m<sup>2</sup>s debi için çizilmiş olup burada da yine diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki basınç kayıplarının toplamları bu debi değerinde ölçülmüş basınç kaybıyla karşılaştırılmakta ve kullanılan modellerin hiçbirinde tam bir yaklaşım yapılamadığı görülmektedir.

$$G = 299,84 \text{ kg/m}^2\text{s}, q'' = 290,134 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 0,997 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,397,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 50,434 \text{ C için}$$

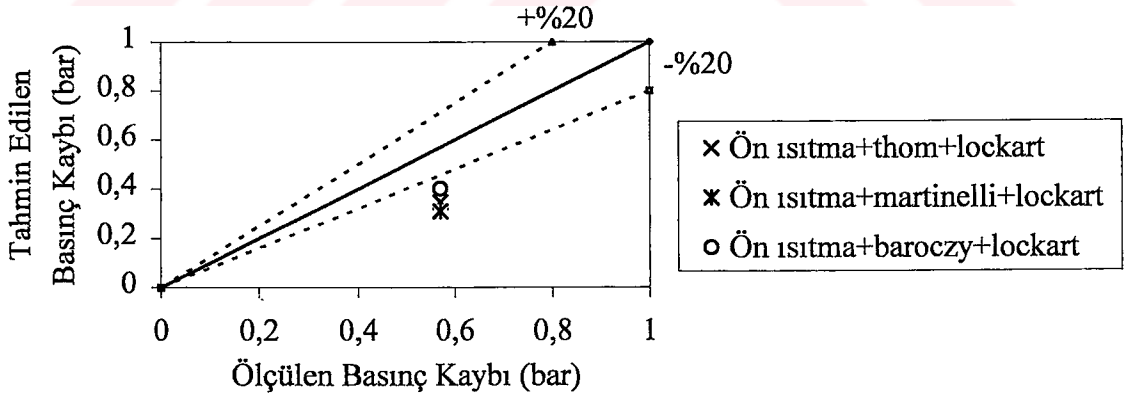


**Şekil 33** Tahmin edilen basınç kaybı- ölçülen basınç kaybı (  $L = 17 \text{ cm}$   $d_i = 6 \text{ mm}$  )

Şekil 33'de de tahmin edilen basınç kaybı değerleri ile ölçülen basınç kaybı değeri  $G = 299,84 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için kıyaslanmakta ve burada Thom ve Martinelli metodlarının bu debi değeri için gerçeğe yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.

$$G = 199,05 \text{ kg/m}^2\text{s}, q'' = 168,50 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,08 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,528,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 33,4 \text{ C için}$$

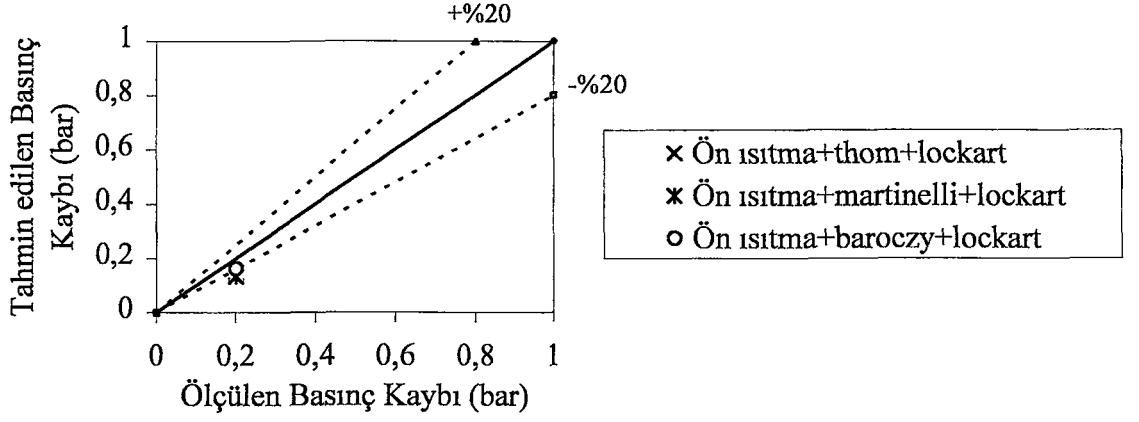


**Şekil 34** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı (  $L = 31 \text{ cm}$   $d_i = 8 \text{ mm}$  )

Şekil 34'de ise  $G = 199,05 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki toplam basınç kayıplarıyla bu debi değerinde ölçülmüş deneysel basınç kaybı kıyaslanmakta ve elde edilen değerlerin deneysel değerinin altında olduğu gözlemlenmekte dolayısıyla bu debi için de hesapların uygun olmadığı sonucuna varılmaktadır.

$$G = 99,81 \text{ kg/m}^2\text{s}, q'' = 111,24 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 1,02 \text{ bar}, x_{\text{out}} = 0,678,$$

$$dT_{\text{sub.}} = 49,1 \text{ C için}$$



**Şekil 35** Tahmin edilen basınç kaybı-ölçülen basınç kaybı ( $L = 31 \text{ cm}$   $d_i = 8 \text{ mm}$ )

Şekil 35’de ise  $G = 99,81 \text{ kg/m}^2\text{s}$  debi için diyabatik ve adyabatik bölgelerdeki basınç kayıplarıyla bu debi değerinde ölçülmüş deneysel basınç kayıp değeri karşılaştırılmakta ve Baroczy metodunun en mantıklı sonucu verdiği gözlemlenmektedir.

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada basınç kayıpları; sürtünme, momentum ve yerçekimi olmak üzere üç kısımda korelasyonlara göre hesaplanıp deneysel datalarla karşılaştırılmıştır. Basınç kayıpları, kütleli akı ve kuruluk derecesi parametre alınarak grafikler halinde sunulmuştur.

Korelasyonlara göre olan grafikler diyabatik ve adyabatik bölgeler için çizilmiş ve bunlarda basınç, kütleli akı ve boru uzunluğu  $L$  sabit tutulurken basınç kaybının kütleli akıyla ve basınç kaybının kuruluk derecesiyle değişimleri incelenmiştir. Burada, Thom (1964), Martinelli – Nelson (1948) ve Lockart – Martinelli (1949) korelasyonlarından hesaplanmış değerlerin hepsinde de kütleli akı arttıkça basınç kaybının da arttığı; kuruluk derecesi artarken ise, bu korelasyonların hepsi için de basınç kayıplarının önce artıp bir maksimum noktaya ulaştığı sonra da azaldığı görülmüştür.

Sabit basınç, kütleli akı ve boru boylarında deneysel basınç kayıp dataları kütleli akıyla artış göstermektedir. Bu sonuç, momentum etkisinden kaynaklanmaktadır. Artan kuruluk derecesi, deneysel basınç kayıp datalarının azalmasına neden olmaktadır. Bu ise, sıvı ve gaz fazı arasındaki temas yüzeyinin kuruluk derecesi ile değişimi sonucudur. Bu çalışmada deneysel datalarla korelasyonlar karşılaştırıldığında genel olarak çok büyük bir sapma görülmemektedir.

Bu çalışmada, deneysel basınç kayıp datalarına en yakın basınç kayıp değerleri Thom (1964) korelasyonu ile yapılan hesaplarla bulunmuştur.

**KAYNAKLAR**

Alves, G. E., (1954), "Co-current Liquid-Gas Flow in a Pipeline Contactor", Chem. Process. Engng, 50(9):449-456.

Baker, O., (1954), "Design of Pipelines for Simultaneous Flow of Oil and Gas", 26 July 1954, London.

Banerjee, S., Rhodes, E. ve Scott, D. S., (1967), "Film Inversion of Co-current Two-Phase Flow in Helical Coils", 13(1):189-191.

Bankoff, S. G., (1960), "A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow", Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. J.Heat Transfer, 82:265-272.

Baroczy, C. J., (1965), "A Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop", 8th National Heat Transfer Conference, August 1965, Los Angeles.

Beggs, H. D. ve Brill, J. P., (1973), "A Study of Two-Phase Flow in Inclined Pipes", J. Petroleum Technology, 25:607-617.

Bennett, A. W., Hewitt, G. F., Kearsey, H. A., Keeys, R. K. F. ve Lacey, P. M. C., (1965), "Flow Visualization Studies of Boiling at High Pressure", Symposium on Boiling Heat Transfer in Steam Generating Units and Heat Exchangers, 15-16 September 1965, Manchester.

Boyce, B. E., Collier, J. G. ve Levy, J., (1968), "Hold up and Pressure Drop Measurements in the Two-Phase Flow of Air-Water Mixtures in Helical Coils", International Symposium on Research in Co-Current Gas-Liquid Flow, September, University of Waterloo.

Brigham, W. E., Holstein, E. D. ve Huntington, R. L., (1957), "Two-Phase Concurrent Flow of Liquids and Air through Inclined Pipes", Oil and Gas J.,145.

Chisholm, D., (1967), "A Theoretical Basis for the Lockart-Martinelli Correlation for Two-Phase Flow", NEL Report,310.

Chisholm, D., (1968), "The Influence of Mass Velocity on Friction Pressure Gradients during Steam-Water Flow", 1968 Thermodynamics and Fluid Mechanics Convention, March 1968, Bristol.

Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G. ve Zavattarelli, R., (1960), "Two-Phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements", Energia Nucleare, 7(6):407-425.

Collier, J. G. ve Thome, J. R., (1994), Convective Boiling and Condensation, Oxford University Press, Oxford.

Dukler, A. E., (1949), An Investigation of Pressure Drop for Isothermal Two-Phase Film Flow in a Vertical Tube, MS Thesis, University of Delaware.

Davidson, W. F., Hardie, P. H. ve Humphreys, C. G. R., (1943), "Studies of Heat Transmission through Boiler Tubing at Pressures from 0,24 to 1,58 bar", Trans. ASME, 65:553-591.

Elrod, H. G., (1960), Tentative Calculation Procedures for Pressure Drop and Volumetric Density in Two-Phase Flow, Microcard N. D. A.-2131 / 7 from Library A.E.R.E., Harwell.

- Friedel, L., (1979), "Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow", European Two-Phase Flow Group Meeting, June 1979, Italy.
- Gardner, G. C. ve Neller, P. H., (1969), "Phase Distributions in Flow of an Air-Water Mixture round Bends and past Obstructions at the Wall of a 76 mm Bore Tube", Symposium on Fluid Mechanics and Measurements in Two-Phase Flow Systems, 24-25 September 1969, Leeds University.
- Golan, L. P. ve Stenning, A. H., (1969), "Two-Phase Vertical Flow Maps", Symposium on Fluid Mechanics and Measurements in Two-Phase Flow Systems, 24-25 September 1969, Leeds University.
- Hewitt, G. F. ve Roberts, D. N., (1969), "Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-ray and Flash Photography", AERE-M 2159, HMSO.
- Hewitt, G. F., (1978), Measurement of Two-Phase Flow Parameters, Academic Press, London.
- Hosler, E. R., (1967), "Flow Patterns in High Pressure Two-Phase Flow with Heat Addition", 9th National U.S. Heat Transfer Conference, August 1967, Seattle.
- Hughmark, G. A. ve Pressburg, B. S., (1961), "Hold-up and Pressure Drop with Gas-Liquid Flow in a Vertical Pipe", AIChE J., 7(4):677-682.
- Jones, O. C. ve Zuber, N., (1978), "Slug-Annular Transition with Particular Reference to Narrow Rectangular Ducts", International Seminar on Momentum, Heat and Mass Transfer in Two-Phase Energy and Chemical Systems, September 1978, Yugoslavia.
- Kosterin, S. I., (1949), "An Investigation of the Influence of the Diameter and Inclination of a Tube on the Hydraulic Resistance and Flow Structure of Gas-Liquid Mixtures", Izvest. Akad. Nauk. S.S.S.R. Otdel Tekh. Nauk., 12:1824.
- Lau, V., Yiang, Y. ve Rezkallah, (1992), "Pressure Drop during Upwards and Downward Two-Phase Gas-Liquid Flow in a Vertical Tube", Multiphase Flows in Wells & Pipelines pp. 81-7 ASME Winter Annual Meeting, Winter 1992, Anaheim.
- Levy, S., (1960), "Steam Slip-Theoretical Prediction from Momentum Model", Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. J. Heat Transfer, 82:113-124.
- Lockart, R. W. ve Martinelli, R. C., (1949), "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes", Chem. Eng. Prog., 45:39.
- Martinelli, R. C. ve Nelson, D. B., (1948), "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water", Trans. ASME, 70:695.
- McAdams, W. H., Woods, W. K. ve Bryan, R. L., (1942), "Vaporization inside Horizontal Tubes – II – Benzene – Oil Mixtures", Trans. ASME, 64:193.
- Miropolskii, E. L., Shitsman, M. E. ve Shneenova, R. I., (1965), "Influence of Heat Flux and Velocity on Hydraulic Resistance with Steam-Water Mixture Flowing in Tubes", Thermal Engng, 12(5):80.
- Nishikawa, K. et al., (1968), "Two-Phase Annular Flow in a Smooth Tube and Grooved Tubes", International Symposium on Research in Co-Current Gas-Liquid Flow, September 1968, University of Waterloo.

- Oshinowo, T. ve Charles, M. E., (1974), "Vertical Two-Phase Flow Part I Flow Pattern Correlations", *The Canadian J. Chem. Engng.*, 52:25-35.
- Öztürk, A., Kılıç, A. ve Yavuz, H., (2000), *Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.*
- Radoveich, N. A. ve Moissis, R., (1962), "The Transition from Two-Phase Bubble Flow to Slug Flow", *Dept. of Mech. Engng. at MIT*, 22(7):7673.
- Richardson, B. L., (1958), "Some Problems in Horizontal Two-Phase Two-Component Flow", *ANL*, 5949.
- Schündler, E. U., (1983), *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Pub. Corp., Washington.
- Sezen, Y., (2000), *Termodinamik Tablolar*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Taitel, Y. ve Dukler, A. E., (1976), "A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and near Horizontal Gas-Liquid Flow", *AIChE J.*, 22:47-55.
- Taitel, Y. ve Dukler, A. E., (1977), "Flow Regime Transitions for Vertical Upward Gas-Liquid Flow : a Preliminary Approach through Physical Modelling", *AIChE 70th Annual Meeting*, 1977, New York.
- Taitel, Y., (1990), "Flow Pattern Transition in Two-Phase Flow", *9th International Heat Transfer Conference*, 1990, Jerusalem.
- Tarasova, N. V. ve Leont'ev, A. I., (1965), "Hydraulic Resistance with a Steam-Water Mixture Flowing in a Vertical Heated Tube", *Teplo. Vyso Temp.*, 3(1):115-123.
- Tarasova, N. V., Leont'ev, A. I., Hlopuskin, V. L. ve Orlov, V. M., (1966), "Pressure Drop of Boiling Subcooled Water and Steam-Water Mixture Flowing in Heated Channels", *3rd International Heat Transfer Conference*, 1966, Chicago.
- Thom, J. R. S., (1964), "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7:709-724.
- Wallis, G. B., (1969), *One Dimensional Two-Phase Flow*, McGraw-Hill, New York.
- Whalley, P. B., (1980), *Multiphase Flow and Pressure Drop in Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere, Washington.
- Yildiz, S., (1998), *Experimentelle Untersuchung der kritischen Waermestromdichte im Übergang vom DNB- zum Dryout-Mechanismus in glatten und porös beschichteten Rohren bei niedrigen Drücken und Massenstromdichten*, Diss., Berlin: Köster, ISBN: 3-89574-279-1.
- Yildiz, S. ve Bartsch, G., (2005), "Pressure Drop of Water during Flow Boiling in a Vertical Tube", *4rd International Conference on Transport Phenomena in Multiphase Systems*, HEAT'2005, 26-30 June 2005, Gdansk, Poland.
- Zahn, W. R., (1964), "a Visual Study of Two-Phase Flow while Evaporating in Horizontal Tubes", *J. Heat Transfer*, 417-429.
- Zarnett, G. D. ve Charles, M. E., (1968), "Co-Current Gas-Liquid Flow in Horizontal Tubes with Internal Spiral Ribs", *International Symposium on Research in Co-Current Gas-Liquid Flow*, September 1968, University of Waterloo.
- Zuber, N., Staub, F. W., Bijwaard, G. ve Kroeger, P. G., (1967), "Steady State and Transient Void Fraction in Two-Phase Flow Systems", *GEAP*, 5417.

## EKLER

### Ek 1 Basınç Kaybı Hesapları

Bu bölümde ise Yıldız S., (1998)'den alınan bazı basınç kaybı dataları aşağıdaki korelasyonlar kullanılarak bulunan değerlerle karşılaştırılmaktadır.

#### Ek 1a Diyabatik Bölge İçin Hesaplamalar

1.  $q'' = 325,42 \text{ W/cm}^2$ ,  $G = 396,68 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $P_{in} = 1,786 \text{ bar}$ ,  $P_{out} = 1,132 \text{ bar}$ ,  $x_{out} = 0,355$ ,  $x_{in} = -0,065$ ,  $\Delta T_{sub.} = 34,794^\circ\text{C}$

2.  $q'' = 311,760 \text{ W/cm}^2$ ,  $G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $P_{in} = 1,737 \text{ bar}$ ,  $P_{out} = 1,035 \text{ bar}$ ,  $x_{out} = 0,310$ ,  $x_{in} = -0,099$ ,  $\Delta T_{sub.} = 52,483^\circ\text{C}$

Her iki durumda da boru uzunluğu, iç çapı ve et kalınlığı aşağıda verildiği gibi alınmaktadır.

Boru uzunluğu  $L = 17\text{cm}$

Boru iç çapı  $d_i = 6\text{mm}$

Boru et kalınlığı  $s = 1\text{mm}$

Bu bölümde bu verilenler dikkate alınarak Homojen, Thom, Baroczy ve Martinelli – Nelson Modellerine göre basınç kayıpları hesaplanmaktadır.

#### 1. Datanın İncelenmesi

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabındaki Çizelge 6'dan  $P_{out} = 1,132 \text{ bar}$  için yapılan interpolasyon sonucu  $T_{sat} = 103,114^\circ\text{C}$  olarak bulunmuş ve sonra da John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden(\*) su giriş sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$\Delta T_{sub.} = T_{sat} - T_i \Rightarrow 34,794^\circ\text{C} = 103,114^\circ\text{C} - T_i \Rightarrow T_i = 68,32^\circ\text{C}$  olarak belirlenir ve kaynama başlamadan önceki bölgede transfer olan ısı miktarı için aşağıdaki bağıntı kullanılır.

$$Q_{sub.} = m(h_f - h_{fi})$$

$$A_{akış} = \pi d_i^2 / 4 \Rightarrow A_{akış} = \pi (0,006)^2 / 4 \Rightarrow A_{akış} = 0,00002826 \text{ m}^2$$

$$m = G \cdot A$$

$$m = 396,68(\text{kg/m}^2\text{s}) \cdot 0,00002826 (\text{m}^2) \Rightarrow m = 0,0112 \text{ kg/s} \text{ olarak bulunur.}$$

$T_{sat}$  için  $h_f = 432,3 \text{ kJ/kg}$ ,  $T_i$  için  $h_{fi} = 286,4 \text{ kJ/kg}$  olarak Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den bulunmuştur.

$$Q_{sub.} = 0,0112 (432,3 - 286,4) \Rightarrow Q_{sub.} = 1,634 \text{ kW} = 1634 \text{ W} \text{ olarak bulunur.}$$

$$A_{ısı tr.} = \pi d_i L$$

$$Q = q'' \cdot \pi d_i L \Rightarrow Q/L = q' = q'' \pi d_i$$

$$q' \cdot z_{sub.} = Q_{sub.} \Rightarrow q' = 325,42 (\text{W/cm}^2) \cdot \pi \cdot 0,6 \Rightarrow q' = 613,09 \text{ W/cm}$$

(\*) John G. Collier'nin "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliği Ek 4'te gösterilmektedir.

$Q_{sub.} = 1634 \text{ W}$  olarak bulunmuştur. Buna göre en son yazılmış olunan bağıntıda bu değerler yerine konulacak olunursa,  $z_{sub.}$  değeri bulunabilir.

$$613,09 \text{ (W/cm)} * z_{sub.} = 1634 \text{ W} \Rightarrow z_{sub.} = 2,665 \text{ cm olarak belirlenir.}$$

### Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıpları

Ön ısıtma bölgesinde sıvı tek fazlı olacak şekilde akmakta olduğundan bu kısımdaki hesaplamalar homojen model kabulü yapılarak gerçekleştirilmiştir.

### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_f = (2f_{fo}G^2v_{fm}z_{sub.})/D$$

Özgül hacim değerleri,  $T_i = 68,32^\circ\text{C}$  için  $v_{fi} = 0,001022 \text{ m}^3/\text{kg}$  ve  $T_{sat} = 103,114^\circ\text{C}$  için  $v_f = 0,001046 \text{ m}^3/\text{kg}$  olarak Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabındaki Çizelge 6'dan belirlenir ve homojen model kabulü yapıldığı için ortalama bir özgül hacim değeri seçilir:

$$v_{fm} = (v_{fi} + v_f)/2 \Rightarrow v_{fm} = (0,001022 + 0,001046)/2 = 0,001034 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f_{fo} = 0,079(\text{Re})^{-1/4} \text{ ve } \text{Re} = GD/\mu_m$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_i = 68,32^\circ\text{C}$  için  $\mu_{fi} = 407 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $T_{sat} = 103,114^\circ\text{C}$  için  $\mu_f = 268 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak bulunur ve yine homojen model kabulü yapıldığından bu değerlerin ortalaması alınır.

$$\mu_{fm} = (\mu_{fi} + \mu_f) / 2 \Rightarrow \mu_{fm} = 337,5 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Re} = 396,68 * 0,006 / 337,5 \cdot 10^{-6} = 7052$$

$f_{fo} = 0,079 * (7052)^{-0,25} \Rightarrow f_{fo} = 0,0086$  olarak bulunur ve elde edilen bu değerler yukarıdaki bağıntıda yerine konacak olunursa sürtünme basınç kaybı bulunabilir.

$${}_H\Delta p_f = 2 * 0,0086 * (396,68)^2 * 0,001034 * 0,026 / 0,006 \Rightarrow {}_H\Delta p_f = 12,126 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_{acl} = G^2[v_f - v_{fi}] \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = (396,68)^2[0,001046 - 0,001022] \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = 3,776 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = (g \sin \theta z_{sub.}) / v_f \quad (\sin \theta = \sin 90 = 1)$$

$${}_H\Delta p_z = 9,806 * 0,026 / 0,001034 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 246,57 \text{ Pa}$$

## İki Fazlı Bölgedeki Basınç Kayıpları

### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2 r_2 v_f$$

$$r_2 = \{ [1 + x_{out} (\gamma - 1)] [1 + x_{out} ((a - \gamma) / \gamma)] - 1 \}$$

$$a = v_g / v_f = 1,515 / 0,001046 \Rightarrow a = 1448,3$$

J. R. S. Thom'un "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water" isimli makalesindeki Çizelge 2.4'den interpolasyonla  $\gamma = 244,3$  olarak bulunur ve bu iki terim  $r_2$  iki fazlı momentum çarpanını tanımlayan ifadede yerine konularak  $r_2$  terimi bulunur.

$$r_2 = \{ [1 + 0,355(244,3 - 1)] [1 + 0,355((1448,3 - 244,3) / 244,3)] - 1 \}$$

$$r_2 = 239,20$$

Bundan sonra da bu bulunan  $r_2$  değeri Thom (1964) tarafından tanımlanmış momentum basınç kaybı denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_{acl} = (396,68)^2 * 239,2 * 0,001046 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = 39371 \text{ Pa}$$

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = 4 * f_{TP} * (L/D) * (G^2/2) * (v_f/2) * [(v_{out}/v_f) + 1]$$

$$v_{out} = [(1 - x_{out})^2 * v_f / (1 - \alpha)] + x_{out}^2 * v_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma * x_{out} / [1 + x_{out} * (\gamma - 1)]$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{sat} = 103,114^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 268.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak bulunur.

$$\alpha = 244,3 * 0,355 / [1 + 0,355 * 243,3] \Rightarrow \alpha = 0,99$$

$$v_{out} = [(1 - 0,355)^2 * 0,001046 / (1 - 0,99)] + 0,355^2 * 1,515 / 0,99$$

$$v_{out} = 0,251 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Re = GD/\mu_f \Rightarrow Re = 396,68 * 0,006 / 268.10^{-6} \Rightarrow Re = 8880$$

$$f_{TP} = 0,079 * Re^{-1/4} \Rightarrow f_{TP} = 0,079 * (8880)^{-0,25} \Rightarrow f_{TP} = 0,0081$$

$$s\Delta p_f = \{ 0,0081 * 0,17 * 396,68^2 * 0,001046 * [(0,251 / 0,001046) + 1] \} / 0,006$$

$$s\Delta p_f = 9164 \text{ Pa} \Rightarrow s\Delta p_f = 0,09164 \text{ bar}$$

#### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = \underline{g * (L - z_{sub.})} * r_4 \quad L - z_{sub.} = 17 - 2,665 = 14,335 \text{ cm} = 0,143 \text{ m}$$

$$v_f$$

$$r_4 = \{ (\gamma/a - 1) / \gamma - 1 + [\gamma - (\gamma/a) / (\gamma - 1)^2] * \ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)] \}$$

$$x_{out}$$

$\gamma = 244,3$  ve  $a = 1448,3$  olarak J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'den belirlenmişti ve  $x_{out} = 0,355$  olduğuna göre bu bilinenlerle  $r_4$  yerçekimi basınç kaybı çarpanı hesaplanabilir:

$$r_4 = 0,0485$$

Bu bulunan basınç kaybı çarpanı yerçekimi için Thom (1964) tarafından tanımlanmış basınç kaybı formülünde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$${}_s\Delta p_z = \frac{9,806 * 0,143 * 0,0485}{0,001046} \Rightarrow {}_s\Delta p_z = 65 \text{ Pa}$$

## Martinelli – Nelson (1948) Korelasyonuna Göre Basınç Kayıpları

### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = [2f_{fo}G^2v_f(L-z_{sub.})/D] * [1/x] \int \phi_{fo}^2 dx$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{out} = 1,132$  bar ve  $x_{out} = 0,355$  için  $1/x] \int \phi_{fo}^2 dx = 130$  bulunur. Diğer taraftan, daha önceden  $f_{fo} = 0,0086$  olarak bulunmuştu ve  $L-z_{sub.}$  ile  $v_f$  değerleri de bilindiğine göre bu bilinen değerler yukarıdaki bağıntıda yerine konursa sürtünme basınç kaybı hesaplanabilir.

$${}_s\Delta p_f = \frac{2 * 0,0086 * (396,68)^2 * 0,001046 * 0,14 * 130}{0,006}$$

$${}_s\Delta p_f = 8587,4 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_{acl} = G^2 v_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(v_g/v_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

↓  
 $r_2$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den  $P_{out} = 1,132$  bar ve  $x_{out} = 0,355$  için  $r_2 = 200$  olarak belirlenir.

$${}_s\Delta p_{acl} = (396,68)^2 * 0,001046 * 200 \Rightarrow {}_s\Delta p_{acl} = 32918,6 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_z = \frac{(L-z_{sub.})g \sin \theta}{1 + 243,3x} \int [\rho_g \alpha + \rho_f (1-\alpha)] dx \quad \theta = 90^\circ \Rightarrow \sin \theta = 1$$

$$x_{out} = 0,355$$

$$L-z_{sub.} = 0,14 \text{ m}$$

$\gamma = 244,3$  olarak bulunmuştu.

$$\alpha = \frac{244,3x}{1 + 243,3x}$$

$$1 + 243,3x$$

$$r_{4*} = 1/x \int [\rho_f \alpha + \rho_f (1-\alpha)] dx \equiv 1/x \int [(1-\alpha) + (v_f/v_g) \alpha] dx$$

$$r_{4*} = 1/x \int \left[ \frac{(1-0,832x)}{1+243,3x} + \frac{0,001046 (243,3x)}{1+243,3x} \right] dx$$

$$r_{4*} = 1/x \int \frac{(1-0,832x)/(1+243,3x)}{1+243,3x} dx$$

$1 + 243,3x = t$  dönüşümü yapalım.

$$x = (t - 1) / 243,3 \Rightarrow dx = dt/243,3$$

$$x_{out} = 0,355 \text{ için } 0,355 = (t - 1) / 243,3 \Rightarrow t = 87,3715$$

$$x_{out} = 0 \text{ için } 0 = (t - 1) / 243,3 \Rightarrow t = 1$$

$$r_{4*} = \frac{1}{(0,355 \cdot 243,3)} \cdot \left[ \int_1^{87,3715} \frac{1,0034 dt}{t} - \int_1^{87,3715} 0,0034 dt \right]$$

$$r_{4*} = 0,0115 [1,0034 [\ln(87,3715) - \ln(1)] - (0,0034 \cdot 87,3715 - 0,0034)] \Rightarrow r_{4*} = 0,048$$

$$s\Delta p_z = 0,14 \cdot 9,806 \cdot 0,048 / 0,001046 \Rightarrow s\Delta p_z = 62,9 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Modeline Göre Basınç Kaybı Hesabı

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = \frac{2 f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.})}{D} \int \frac{1}{x} (\phi_{fo}^2 \cdot \Omega) dx$$

$$f_{fo} = 0,0086$$

$$v_f = 0,001046 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$L - z_{sub.} = 0,14 \text{ m}$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{sat} = 103,114 \text{ }^\circ\text{C}$  için  $\mu_f = 269 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_g = 12,15 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak bulunur.

Bulunan bu fiziksel değerler özellik indeksi bağıntısında yerine konularak özellik indeksi hesaplanır:

$$(\mu_f/\mu_g)^{0,2} / (\rho_f/\rho_g) = (269/12,15)^{0,2} / (956/0,66) = 1,28 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan özellik indeksi =  $1,28 \cdot 10^{-3}$  ve  $x_{out} = 0,355$  için  $\phi_{fo}^2 = 250$  bulunup Şekil 2.10'dan aynı özellik indeksi ile  $x_{out}$  için  $\Omega = 1,3$  olarak belirlendikten sonra bu değerler ana denklemde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_f = \frac{2 f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.})}{D} \int \frac{1}{x} (\phi_{fo}^2 \cdot \Omega) dx$$

$$s\Delta p_f = 2 \cdot 0,0086 \cdot (396,68)^2 \cdot 0,001046 \cdot 0,14 \cdot 250 \cdot 1,3 / 0,006$$

$$s\Delta p_f = 21468 \text{ Pa}$$

## 2. Datanın İncelenmesi

$P_{in} = 1,737 \text{ bar}$ ,  $P_{out} = 1,035 \text{ bar}$ ,  $q'' = 311,760 \text{ W/cm}^2$ ,  $x_{in} = -0,099$ ,  $x_{out} = 0,310$ ,  $G = 389,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $\Delta T_{sub} = 52,483^\circ\text{C}$  olarak verilmişti. Buna göre;  $P_{işletme} = P_{out} = 1,035 \text{ bar}$  olması gerekir. Bundan sonra, Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabındaki Çizelge 6'dan bu basınç değerindeki doyma sıcaklığının  $T_{sat} = 100,56^\circ\text{C}$  olduğu gözlemlenir ve John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden su giriş sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_i \Rightarrow 52,483 = 100,56 - T_i \Rightarrow T_i = 48,077^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

$T_i = 48,077^\circ\text{C}$  için  $v_{fi} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg}$  ve  $h_{fi} = 200,98 \text{ kJ/kg}$ ,  $T_{sat} = 100,56^\circ\text{C}$  için  $v_f = 0,0010445 \text{ m}^3/\text{kg}$  ve  $h_f = 419,16 \text{ kJ/kg}$  olarak Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den bulunmuştur.

$$m = G \cdot A_{akış}$$

$$m = 389,74 \text{ (kg/m}^2\text{s)} \cdot 0,00002826 \text{ (m}^2) \Rightarrow m = 0,011 \text{ kg/s}$$

$$A_{ısı tr.} = \pi d_i L \text{ ve } Q = q'' \cdot A_{ısı tr.} \Rightarrow q' = Q/L = q'' \cdot A_{ısı tr.} / L \Rightarrow q' = q'' \pi d_i L / L \Rightarrow q' = q'' \pi d_i$$

$$q' = 311,76 \text{ (W/cm}^2) \cdot \pi \cdot 0,6 \text{ (cm)} \Rightarrow q' = 587,35 \text{ W/cm}$$

$$Q_{sub.} = q' \cdot z_{sub.}$$

$$Q_{sub.} = m \cdot (h_f - h_{fi}) \Rightarrow Q_{sub.} = 0,011 \text{ (kg/s)} \cdot [419,16 - 200,98] \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q_{sub.} = 2399 \text{ W}$$

$$Q_{sub.} = q' \cdot z_{sub.} \Rightarrow 2399 \text{ (W)} = 587,35 \text{ (W/cm)} \cdot z_{sub.} \Rightarrow z_{sub.} = 4,08 \text{ cm} \Rightarrow z_{sub.} = 0,0408 \text{ m}$$

## Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıpları

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$H \Delta p_f = (2 \cdot f_{fo} \cdot G^2 \cdot v_{fm} \cdot z_{sub.}) / D$$

$$v_{fm} = (v_{f1} + v_{f2}) / 2 = (0,00101 + 0,0010445) / 2 = 0,001027 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$f_{fo}$  teriminin bulunması:

$$f_1 = 0,079 \cdot Re_1^{-1/4} \text{ ve } Re_1 = GD / \mu_1$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_i = 48,077^\circ\text{C}$  için  $\mu_1 = 560 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $T_{sat} = 100,56^\circ\text{C}$  için  $\mu_2 = 277 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak bulunur.

$$Re_1 = 389,74 \cdot 0,006 / 560 \cdot 10^{-6} \Rightarrow Re_1 = 4176 \Rightarrow f_1 = 0,079 \cdot (4176)^{-0,25} = 0,0098$$

$$Re_2 = 389,74 \cdot 0,006 / 277 \cdot 10^{-6} \Rightarrow Re_2 = 8442 \Rightarrow f_2 = 0,079 \cdot (8442)^{-0,25} = 0,0082$$

$$f_{fo} = (f_1 + f_2) / 2 = (0,0098 + 0,0082) / 2 = 0,009$$

$$H \Delta p_f = [2 \cdot 0,009 \cdot (389,74)^2 \cdot 0,001027 \cdot 0,04] / 0,006 = 18,7 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_{acl} = G^2 * [\nu_f - \nu_{fi}] \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = (389,74)^2 * [0,0010445 - 0,00101] \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = 5,24 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = g * z_{sub.} / \nu_f = 9,806 * 0,04 / 0,001027 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 381,93 \text{ Pa}$$

### İki Fazlı Bölgedeki Basınç Kayıpları

#### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_{acl} = G^2 * r_2 * \nu_f \quad \text{ve} \quad r_2 = \{ [1 + x_{out}(\gamma - 1)] [1 + x_{out}(a - \gamma) / \gamma] - 1 \}$$

$$P_{out} = P_{işletme} = 1,035 \text{ bar} \Rightarrow P_{işletme} = 15,2 \text{ psi} \quad *(1 \text{ bar} = 14,7 \text{ psi})$$

J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $a = 1596,8$  ve  $\gamma = 245,5$  olarak bulunur ve değerler  $r_2$  bağıntısında yerine konarak bağıntının değeri hesaplanır:

$$r_2 = \{ [1 + 0,31 * (245,5 - 1)] [1 + 0,31 * (1596,8 - 245,5) / 245,5] - 1 \} \Rightarrow r_2 = 207$$

$${}_s\Delta p_{acl} = G^2 * r_2 * \nu_f = (389,74)^2 * 207 * 0,0010445 \Rightarrow {}_s\Delta p_{acl} = 32841,9 \text{ Pa}$$

### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = 4 * f_{TP} * (L/D) * (G^2/2) * (\nu_f/2) * [(\nu_{out}/\nu_f) + 1]$$

$$\nu_{out} = [(1 - x_{out})^2 * \nu_f / (1 - \alpha)] + x_{out}^2 * \nu_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma * x_{out} / [1 + x_{out} * (\gamma - 1)]$$

$T_{sat} = 100,56^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 278.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den bulunmuştur.

$$\alpha = 245,5 * 0,31 / [1 + 0,31 * 245,5] \Rightarrow \alpha = 0,991$$

$$\nu_{out} = [(1 - 0,31)^2 * 0,0010445 / (1 - 0,991)] + 0,31^2 * 1,672 / 0,991 \Rightarrow \nu_{out} = 0,217 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Re = GD/\mu_f \Rightarrow Re = 389,74 * 0,006 / 278.10^{-6} \Rightarrow Re = 8412$$

$$f_{TP} = 0,079 * Re^{-1/4} \Rightarrow f_{TP} = 0,079 * (8412)^{-0,25} \Rightarrow f_{TP} = 0,0082$$

$${}_s\Delta p_f = \{ 0,0082 * 0,17 * 389,74^2 * 0,0010445 * [(0,217/0,0010445) + 1] \} / 0,006$$

$${}_s\Delta p_f = 7694,96 \text{ Pa} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 0,0769 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [g*(L - z_{sub.})/\nu_f]*r_4$$

$$z_{sub.} = 0,04 \text{ m idi.} \Rightarrow L - z_{sub.} = 17 - 0,04 = 0,13 \text{ m}$$

$$r_4 = \left\{ \frac{(\gamma/a - 1)/\gamma - 1}{\gamma - 1} + \left[ \frac{\gamma - (\gamma/a)/(\gamma - 1)^2}{\gamma - 1} \right] * \frac{\ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)]}{x_{out}} \right\}$$

$a = 245,5$  ve  $\gamma = 1596,8$  olarak daha önceden Thom (1964)'ün makalesindeki Çizelge 2.4'den bulunmuştu. Bu değerler  $r_4$  ifadesinde yerine konularak ifadenin değeri bulunur:

$$r_4 = 0,054$$

Sonra bu terim yerçekimi için tanımlanmış basınç kaybı denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_z = 9,806 * 0,13 * 0,054 / 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 66 \text{ Pa}$$

### Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = [2f_{fo}G^2\nu_f(L - z_{sub.})/D]*\left[ \frac{1}{x} \int \phi_{fo}^2 dx \right]$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{out} = 1,035$  bar ve  $x_{out} = 0,31$  için  $\frac{1}{x} \int \phi_{fo}^2 dx$  ifadesi yaklaşık 135 olarak bulunur ve  $f_{fo} = 0,009$  ile  $\nu_f = 0,0010445 \text{ m}^3/\text{kg}$  değerleri de dikkate alınarak basınç kaybı hesaplanabilir.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,009 * (389,74)^2 * 0,0010445 * 0,13 * 135 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 8353,3 \text{ Pa}$$

#### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2\nu_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(\nu_g/\nu_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

↓  
 $r_2$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den  $P_{işletme} = 1,035$  bar ve  $x_{out} = 0,31$  için  $r_2 = 180$  olarak bulunup bu değer yukarıdaki bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_{acl} = (389,74)^2 * 0,0010445 * 180 = 28558,2 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = \frac{(L-z_{sub.})g\sin\theta}{x_{out}v_f} \int [\rho_g\alpha + \rho_f(1-\alpha)]dx \Rightarrow s\Delta p_z = \frac{(L-z_{sub.})g\sin\theta}{x_{out}} \int [(1-\alpha) + (v_f/v_g)\alpha] dx$$

İntegralin Hesabı:

$$\alpha = \gamma.x/1+x(\gamma - 1) \Rightarrow \alpha = 245,5.x/1+ 244,5.x$$

Sonra bu verilenler yukarıda sağdaki basınç kaybı ifadesinde yerine konularak düzenlenir.

$$r_{4*} = \int [(1 - (245,5x/1+244,5x)) + (0,0010445/1,672)(245,5x/1+244,5x)]dx$$

$$r_{4*} = \int [(1-0,847x)/(1+244,5x)]dx$$

$1+244,5x = t$  dönüşümü yapılarak ifade daha basit bir şekle sokulur.

$$x = (t - 1)/244,5 \Rightarrow dx = dt/244,5$$

$$x = 0,31 \text{ için } 0,31 = (t - 1) / 244,5 \Rightarrow t = 76,8$$

$$x = 0 \text{ için } t - 1 = 0 \Rightarrow t = 1$$

$$76,8$$

$$r_{4*} = (1/244,5) \int [1 - 0,847(t - 1)/244,5] dt/t$$

$$1$$

$$76,8$$

$$r_{4*} = (1/244,5) \int [1,00346/t - 0,00346] dt \Rightarrow r_{4*} = 0,0167$$

$$1$$

Düşey bir boru olduğu için  $\sin\theta = \sin 90 = 1$  alınır ve buna göre basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_z = 0,13 * 9,806 * 1 * 0,0167 / 0,31 * 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 66 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kaybının İncelenmesi

$$s\Delta p_f = \frac{2f_{fo}G^2v_f(L-z_{sub.})}{D} [1/x] (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx$$

$$D$$

$$f_{fo} = 0,009$$

$$v_f = 0,0010445 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$x_{out} = 0,31$$

$$T_{sat} = 100,56 \text{ }^\circ\text{C}'\text{de özelliik indeksi} = (\mu_f/\mu_g)^{0,2} * (v_f/v_g) = (278/12,03)^{0,2} * (0,0010445/1,672) = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu özelliik indeks değeri ve  $x_{out} = 0,31$  için  $\phi_{fo}^2 = 245$  olarak bulunur. John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'dan aynı özelliik indeks değeri ve  $x_{out}$  için  $\Omega = 1,44$  olarak belirlenir ve bu bulunan değerler ana formülde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,009 * (389,74)^2 * 0,0010445 * 0,13 * 245 * 1,44 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 21829,8 \text{ Pa}$$

### 3. Datanın İncelenmesi

$$G = 203,78 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$x_{\text{out}} = 0,343$$

$$q'' = 196,702 \text{ W/cm}^2$$

$$x_{\text{in}} = -0,094$$

$$P_{\text{in}} = 1,282 \text{ bar}$$

$$\Delta T_{\text{sub.}} = 51,389 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{out}} = 1,049 \text{ bar}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabındaki Çizelge 6'dan  $P_{\text{out}} = P_{\text{işletme}} = 1,049 \text{ bar}$  için  $T_{\text{sat}} = 100,946 \text{ }^\circ\text{C}$  olarak interpolasyonla belirlenip John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden su giriş sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta T_{\text{sub.}} = T_{\text{sat}} - T_i \Rightarrow 51,389 = 100,946 - T_i \Rightarrow T_i = 49,557 \text{ }^\circ\text{C} \text{ olarak su giriş sıcaklığı bulunur.}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabındaki Çizelge 6'dan  $T_i = 49,557 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de  $\nu_{\text{fi}} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{\text{fi}} = 207,25 \text{ kJ/kg}$ ;  $T_{\text{sat}} = 100,946 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de ise,  $h_{\text{f}} = 423,4 \text{ kJ/kg}$ ,  $\nu_{\text{f}} = 0,0010445 \text{ m}^3/\text{kg}$  ve  $\nu_{\text{g}} = 1,618 \text{ m}^3/\text{kg}$  olarak bulunur.

$$A_{\text{akış}} = \pi d_i^2/4 \Rightarrow A_{\text{akış}} = \pi*(0,006)^2/4 = 0,00002826 \text{ m}^2$$

$$m = G*A_{\text{akış}} \Rightarrow m = 203,78(\text{kg/m}^2\text{s})*0,00002826\text{m}^2 \Rightarrow m = 0,0058 \text{ kg/s}$$

$$A_{\text{ısı tr.}} = \pi d_i L \text{ ve } Q = \dot{q}''*A_{\text{ısı tr.}} \Rightarrow Q = \dot{q}''*\pi d_i L \Rightarrow Q/L = q' = \dot{q}''*\pi d_i$$

$$q' * z_{\text{sub.}} = Q_{\text{sub.}} = m*(h_{\text{f}} - h_{\text{fi}}) \Rightarrow \dot{q}''*\pi d_i * z_{\text{sub.}} = m*(h_{\text{f}} - h_{\text{fi}})$$

$$196,702*\pi*0,6*z_{\text{sub.}} = 0,0058*(423,4 - 207,25)*1000 \Rightarrow z_{\text{sub.}} = 3,38 \text{ cm}$$

### Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıpları

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_f = 2f_{\text{fo}}*G^2*\nu_{\text{fm}}*z_{\text{sub.}}/d_i$$

$$f_{\text{fo}} = 0,079*Re^{-1/4} \text{ ve } Re = G*D/\mu_m$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_i = 49,557^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_{\text{fi}} = 560.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ ;  $T_{\text{sat}} = 100,946^\circ\text{C}$ 'de ise,  $\mu_{\text{f}} = 276.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_{\text{g}} = 12,03.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olduğu görülür. Bundan sonra da, homojen akım söz konusu olduğundan ortalama bir dinamik viskozite değeri tanımlanır:

$$\mu_{\text{fm}} = (\mu_{\text{fi}} + \mu_{\text{f}})/2 \Rightarrow \mu_{\text{fm}} = [(560 + 276).10^{-6}]/2 \Rightarrow \mu_{\text{fm}} = 418.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re = 203,78*0,006/418.10^{-6} \Rightarrow Re = 2925$$

$$f_{\text{fo}} = 0,079*(2925)^{-0,25} \Rightarrow f_{\text{fo}} = 0,0107$$

$$\nu_{\text{fm}} = (\nu_{\text{fi}} + \nu_{\text{f}})/2 \Rightarrow \nu_{\text{fm}} = (0,00101 + 0,0010445)/2 \Rightarrow \nu_{\text{fm}} = 0,001027 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$${}_H\Delta p_f = 2*0,0107*(203,78)^2*0,001027*0,0338/0,006 \Rightarrow {}_H\Delta p_f = 5,14 \text{ Pa}$$

#### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_{\text{acl}} = G^2*(\nu_{\text{f}} - \nu_{\text{fi}}) \Rightarrow {}_H\Delta p_{\text{acl}} = (203,78)^2*[0,0010445 - 0,00101] \Rightarrow {}_H\Delta p_{\text{acl}} = 1,43 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = g \cdot z_{\text{sub}} / \nu_f \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 9,806 \cdot 0,0338 / 0,001027 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 323 \text{ Pa}$$

### Kaynama Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Thom (1964) Modeli'ne Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_{\text{acl}} = G^2 \cdot r_2 \cdot \nu_f \text{ ve } r_2 = \{ [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)] [1 + x_{\text{out}}(a - \gamma) / \gamma] - 1 \}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabının birim dönüşüm kısmından  $1 \text{ bar} = 14,7 \text{ psi} \Rightarrow P_{\text{işletme}} = 1,049 \text{ bar} \Rightarrow P_{\text{işletme}} = 1,049 \cdot 14,7 \text{ (psi)} = 15,4 \text{ psi}$  olarak birim dönüşümü yapılır. J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $a = 1549$  ve  $\gamma = 245,38$  olarak bulunduktan sonra  $r_2$  hesaplanır.

$$r_2 = \{ [1 + 0,343(245,38 - 1)] [1 + 0,343(1549 - 245,38) / 245,38] - 1 \} \Rightarrow r_2 = 238,3$$

$${}_s\Delta p_{\text{acl}} = (203,78)^2 \cdot 238,3 \cdot 0,0010445 \Rightarrow {}_s\Delta p_{\text{acl}} = 10336 \text{ Pa}$$

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = 4 \cdot f_{\text{TP}} \cdot (L/D) \cdot (G^2/2) \cdot (\nu_f/2) \cdot [(\nu_{\text{out}}/\nu_f) + 1]$$

$$\nu_{\text{out}} = [(1 - x_{\text{out}})^2 \cdot \nu_f / (1 - \alpha)] + x_{\text{out}}^2 \cdot \nu_g / \alpha \text{ ve } \alpha = \gamma \cdot x_{\text{out}} / [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)]$$

$T_{\text{sat}} = 100,946^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 276 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den bulunur.

$$\alpha = 245,38 \cdot 0,343 / [1 + 0,343 \cdot 244,38] \Rightarrow \alpha = 0,992$$

$$\nu_{\text{out}} = [(1 - 0,343)^2 \cdot 0,0010445 / (1 - 0,992)] + 0,343^2 \cdot 1,618 / 0,992$$

$$\nu_{\text{out}} = 0,248 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Re} = GD/\mu_f \Rightarrow \text{Re} = 203,78 \cdot 0,006 / 276 \cdot 10^{-6} \Rightarrow \text{Re} = 4430$$

$$f_{\text{TP}} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \Rightarrow f_{\text{TP}} = 0,079 \cdot (4430)^{-0,25} \Rightarrow f_{\text{TP}} = 0,0096$$

$${}_s\Delta p_f = \{ 0,0096 \cdot 0,17 \cdot 203,78^2 \cdot 0,0010445 \cdot [(0,248 / 0,0010445) + 1] \} / 0,006$$

$${}_s\Delta p_f = 2812,99 \text{ Pa} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 0,028 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [g*(L - z_{sub.})/\nu_f]*r_4$$

$z_{sub.} = 0,0338$  m idi.  $\Rightarrow L - z_{sub.} = 17 - 0,0338 = 0,1362$  m ve  $\nu_f = 0,0010445$  m<sup>2</sup>/kg idi.

$$r_4 = \left\{ \frac{\gamma/a - 1}{\gamma - 1} + \left[ \frac{\gamma - (\gamma/a)}{\gamma - 1} \right]^2 * \ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)] \right\} \quad (\gamma = 245,38 \text{ ve } a = 1549 \text{ bulunmuştu.})$$

$$x_{out}$$

$$r_4 = 0,04971$$

$$s\Delta p_z = 9,806 * 0,1362 * 0,04971 / 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 64 \text{ Pa}$$

### Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = [2f_{fo}G^2\nu_f(L - z_{sub.})/D]*[1/x] \int \phi^2_{fo} dx$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'e göre  $P = 1,049$  bar ve  $x_{out} = 0,343$  için  $1/x] \int \phi^2_{fo} dx = 120$  olarak bulunur. Sonra bu değer yukarıdaki ifadede yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0107 * (203,78)^2 * 0,0010445 * 0,1362 * 120 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 2528,4 \text{ Pa}$$

#### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2\nu_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(\nu_g/\nu_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

$$r_2$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den  $P = 1,049$  bar ve  $x_{out} = 0,343$  için  $r_2 \sim 190$  bulunur. Bu değer yukarıdaki ifadede yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_{acl} = (203,78)^2 * 0,0010445 * 190 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = 8241 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [(L - z_{sub.})g \sin\theta / x_{out}\nu_f] * \int [(1-\alpha) + (\nu_f/\nu_g)\alpha] dx$$

İntegralin Hesabı:

$$\alpha = \gamma x / (1 + x(\gamma - 1)) \Rightarrow \alpha = 245,38 x / (1 + 244,38 x)$$

Bulunan bu boşluk oranı ifadesi ana denklemde yerine konularak öncelikle integral hesaplanır ve bu hesapta integral  $r_4^*$  olarak tanımlanır:

$$r_4^* = \int [(1 - (245,38x / (1 + 244,38x))) + (0,0010445 / 1,618)(245,38 / (1 + 244,38x))] dx$$

$$r_4^* = \int (1 - 0,842x / (1 + 244,38x)) dx \quad \text{Burada } 1 + 244,38x = t \text{ dönüşümü yapılır.}$$

$$x = (t - 1) / 244,38 \Rightarrow dx = dt / 244,38$$

$$x_{out} = 0,343 \text{ için } 0,343 = (t - 1) / 244,38 \Rightarrow t = 84,8$$

$$x_{out} = 0 \text{ için } t - 1 = 0 \Rightarrow t = 1$$

$$84,8$$

$$r_{4*} = (1/244,38) * \int_1^{84,8} [(1-0,00344(t-1))/t] dt$$

$$84,8 \quad 84,8$$

$$r_{4*} = (1/244,38) * [ \int_1^{84,8} (1,00344 dt/t) - \int_1^1 0,00344 dt ] \Rightarrow r_{4*} = 0,017$$

$$s\Delta p_z = 0,1362 * 9,806 * 1 * 0,017 / 0,343 * 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 63,4 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kaybının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = \frac{2f_{fo}G^2v_f(L-z_{sub.})}{D} [1/x] (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx$$

Daha önceden belirlenmiş fiziksel özellikler kullanılarak özellik indeksi hesaplanabilir:

$$(\mu_f/\mu_g)^{0,2} * (v_f/v_g) = (276/12,03)^{0,2} * (0,0010445/1,618) = 0,0012 = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu hesaplanan özellik indeksi değeri ve  $x_{out} = 0,343$  için  $\phi_{fo}^2 = 255$  ve yine John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'a göre bu özellik indeksi değeri ve  $x_{out}$  için  $\Omega = 1,35$  olarak bulunur. Sonra bu iki değer ana basınç kayıp denkleminde yerine konarak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0107 * (203,78)^2 * 0,0010445 * 0,1362 * 255 * 1,35 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 7253 \text{ Pa}$$

#### 4. Datanın İncelenmesi

$$G = 201,30 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$x_{in} = -0,036$$

$$q'' = 212,958 \text{ W/cm}^2$$

$$\Delta T_{sub.} = 18,711^\circ\text{C}$$

$$P_{in} = 1,292 \text{ bar}$$

$$L = 17 \text{ cm}$$

$$P_{out} = 1,058 \text{ bar}$$

$$d_i = 6 \text{ mm}$$

$$x_{out} = 0,5$$

$$s = 1 \text{ mm}$$

$P_{out} = P_{işletme} = 1,058 \text{ bar}$  basınçtaki  $T_{sat}$  doyma sıcaklığı için Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" kitabından interpolasyon yöntemiyle  $T_{sat} = 101,189^\circ\text{C}$  olarak bulunur. Bundan sonra boru girişindeki su sıcaklığı John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta T_{sub.} = T_{sat} - T_i \Rightarrow 18,711 = 101,189 - T_i \Rightarrow T_i = 82,478^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den fiziksel özellikler,  $T_i = 82,478^\circ\text{C}$ 'de  $v_{fi} = 0,0010305 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{fi} = 345,51 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_{fi} = 339 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ ;  $T_{sat} = 101,189^\circ\text{C}$ 'de ise,  $v_f = 0,0010445 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $v_g = 1,618 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_f = 423,38 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_f = 278 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_g = 12,03 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak belirlendikten sonra tek fazlı bölge uzunluğu belirlenir.

$$A_{\text{akış}} = \pi d_i^2 / 4 = \pi * (0,006)^2 / 4 = 0,00002826 \text{ m}^2$$

$$m = G * A_{\text{akış}} \Rightarrow m = 201,3 * 0,00002826 \Rightarrow m = 0,00568 \text{ kg/s} \quad \text{ve} \quad A_{\text{isi tr.}} = \pi d_i L$$

$$Q_{\text{topl}} = \dot{q} * A_{\text{isi tr.}} \Rightarrow Q_{\text{topl}} = \dot{q} * \pi d_i L \Rightarrow q' = Q_{\text{topl}} / L = (\dot{q} * \pi d_i L) / L \Rightarrow q' = \dot{q} * \pi d_i$$

$$q' * z_{\text{sub.}} = m * (h_f - h_{fi}) \Rightarrow \dot{q} * \pi d_i * z_{\text{sub.}} = m * (h_f - h_{fi})$$

$$212,958 * \pi * 0,6 * z_{\text{sub.}} = 0,00568 * (423,38 - 345,51) * 1000 \Rightarrow z_{\text{sub.}} = 1,1 \text{ cm} \Rightarrow z_{\text{sub.}} = 0,011 \text{ m}$$

## Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_H \Delta p_f = 2 * f_{fo} * G^2 * v_{fm} * z_{\text{sub.}} / d_i$$

$$v_{fm} = (v_{fi} + v_f) / 2 \Rightarrow v_{fm} = (0,0010305 + 0,0010445) / 2 = 0,0010375 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f_{fo} = 0,079 * Re^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re = G * D / \mu_m$$

$$\mu_m = (\mu_{fi} + \mu_f) / 2 \Rightarrow \mu_m = [(339 + 278) * 10^{-6}] / 2 = 308,5 * 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re = 201,3 * 0,006 / 308,5 * 10^{-6} \Rightarrow Re = 3911,9 \quad \text{ve} \quad f_{fo} = 0,079 * (3911,9)^{-0,25} \Rightarrow f_{fo} = 0,0099$$

$${}_H \Delta p_f = 2 * 0,0099 * (201,3)^2 * 0,0010375 * 0,011 / 0,006 \Rightarrow {}_H \Delta p_f = 1,526 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H \Delta p_{\text{acl}} = G^2 * [v_f - v_{fi}] \Rightarrow {}_H \Delta p_{\text{acl}} = (201,3)^2 * [0,0010445 - 0,0010375] \Rightarrow {}_H \Delta p_{\text{acl}} = 0,567 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H \Delta p_z = g * z_{\text{sub.}} / v_{fm} \Rightarrow {}_H \Delta p_z = 9,806 * 0,011 / 0,0010375 = 103,967 \text{ Pa}$$

## Kaynamalı Bölgedeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s \Delta p_{\text{acl}} = G^2 * r_2 * v_f \quad \text{ve} \quad r_2 = \{ [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)] [1 + x_{\text{out}}(a - \gamma) / \gamma] - 1 \}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabının birim dönüşüm kısmından  $P_{\text{işletme}} = 1,058 * 14,7 = 15,6$  psi şeklinde gerekli birim dönüşümü yapıldıktan sonra J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $\gamma = 245,2$  ve  $a = 1549$  olarak bulunur ve bu iki değer  $r_2$  bağıntısında yerine konularak  $r_2$  hesaplandıktan sonra bu değer ana bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$r_2 = \{ [1 + 0,5 * 244,2] [1 + 0,5 * (1549 - 245,2) / 245,2] - 1 \} \Rightarrow r_2 = 449,546$$

$${}_s \Delta p_{\text{acl}} = (201,3)^2 * 449,546 * 0,0010445 \Rightarrow {}_s \Delta p_{\text{acl}} = 19027 \text{ Pa}$$

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = 4 * f_{TP} * (L/D) * (G^2/2) * (v_f/2) * [(v_{out}/v_f) + 1]$$

$$v_{out} = [(1 - x_{out})^2 * v_f / (1 - \alpha)] + x_{out}^2 * v_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma * x_{out} / [1 + x_{out} * (\gamma - 1)]$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{sat} = 101,189^\circ\text{C}$  için  $\mu_f = 278.10^{-6} \text{Ns/m}^2$  olarak belirlenir.

$$\alpha = 245,2 * 0,5 / [1 + 0,5 * 244,2] \Rightarrow \alpha = 0,996$$

$$v_{out} = [(1 - 0,5)^2 * 0,0010445 / (1 - 0,996)] + 0,5^2 * 1,618 / 0,996 \Rightarrow v_{out} = 0,471 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Re = GD/\mu_f \Rightarrow Re = 201,3 * 0,006 / 278.10^{-6} \Rightarrow Re = 4345$$

$$f_{TP} = 0,079 * Re^{-1/4} \Rightarrow f_{TP} = 0,079 * (4345)^{-0,25} \Rightarrow f_{TP} = 0,0097$$

$$s\Delta p_f = \{0,0097 * 0,17 * 201,3^2 * 0,0010445 * [(0,471/0,0010445) + 1]\} / 0,006$$

$$s\Delta p_f = 5257 \text{ Pa} \Rightarrow s\Delta p_f = 0,052 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [g * (L - z_{sub.}) / v_f] * r_4$$

$$z_{sub.} = 0,011 \text{ m idi.} \Rightarrow L - z_{sub.} = 17 - 1,1 = 15,9 \text{ cm} = 0,159 \text{ m}$$

$$r_4 = \left\{ \frac{(\gamma/a - 1)/\gamma - 1}{\gamma - 1} + \left[ \frac{\gamma - (\gamma/a)/(\gamma - 1)^2}{\gamma - 1} \right] * \frac{\ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)]}{x_{out}} \right\}$$

$\gamma = 245,2$  ve  $a = 1549$  olarak momentum basınç kayıp hesaplamalarında bulunmuştu. Buna göre bu iki değer  $r_4$  formülünde yerine konarak yerçekimi çarpanı hesaplanır:

$$r_4 = \left\{ \frac{[(245,2/1549) - 1]/244,2 + \left[ \frac{245,2 - (245,2/1549)}{(244,2)^2} \right] * \ln[1 + 0,5 * 244,2]}{0,5} \right\}$$

$$r_4 = 0,036$$

$$s\Delta p_z = 9,806 * 0,159 * 0,036 / 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 53,7 \text{ Pa}$$

### Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = [2 f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.}) / D] * \left[ \frac{1}{x} \int \phi_{fo}^2 dx \right]$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{out} = 1,058 \text{ bar}$  ve  $x_{out} = 0,5$  için  $\frac{1}{x} \int \phi_{fo}^2 dx = 205$  bulunmakta, diğer taraftan da  $f_{fo} = 0,0099$  olduğu bilindiğinden bu değerler kullanılarak basınç kaybı hesaplanabilmektedir.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0099 * (201,3)^2 * 0,0010445 * 0,159 * 205 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 4552,6 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2 v_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(v_g/v_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

↓  
r<sub>2</sub>

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den bu işletme basıncı ve bu kuruluk derecesi için  $r_2 \sim 405$  olarak bulunup bu değer ana formülde yerine konulursa momentum basınç kaybı hesaplanabilir.

$$s\Delta p_{acl} = (201,3)^2 * 0,0010445 * 405 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = 17142 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [(L - z_{sub.}) g \sin \theta / x_{out} v_f]^* \int [(1-\alpha) + (v_f/v_g)\alpha] dx$$

İntegralin Hesaplanması:

$$\alpha = \gamma \cdot x / (1 + x(\gamma - 1)) \Rightarrow \alpha = 245,2 \cdot x / (1 + x(245,2 - 1)) \Rightarrow \alpha = 245,2x / (1 + 244,2x)$$

$$r_{4*} = \int_0^x [1 - (245,2x / (1 + 244,2x)) + (0,0010445 / 1,618)(245,2x / (1 + 244,2x))] dx$$

$$r_{4*} = \int_0^x [1 - 0,8417x / (1 + 244,2x)] dx \quad \text{Bu ifadede } 1 + 244,2x = t \text{ dönüşümü yapılmalıdır.}$$

$$x = (t - 1) / 244,2 \Rightarrow dx = dt / 244,2$$

$$x_{out} = 0,5 \text{ için } 0,5 = (t - 1) / 244,2 \Rightarrow t = 123,1$$

$x_{out} = 0$  için  $0 = t - 1 \Rightarrow t = 1$  şeklinde integral sınırları için de dönüşüm uygulanıp integral hesabına devam edilir.

$$123,1$$

$$r_{4*} = (1/244,2)^* \int_1^{123,1} [1,003446 - 0,003446t] dt/t \Rightarrow r_{4*} = 0,0181$$

$$s\Delta p_z = 0,159 * 9,806 * 1 * 0,0181 / 0,5 * 0,0010445 \Rightarrow s\Delta p_z = 54 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = \frac{2 f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.})}{D} \left[ \frac{1}{x} \right] (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx$$

Daha önceden belirlenmiş fiziksel özellikler kullanılarak özellik indeksi hesaplanabilir:

$$(\mu_f / \mu_g)^{0,2} * (v_f / v_g) = (278 / 12,03)^{0,2} * (0,0010445 / 1,618) = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu hesaplanmış özellik indeksi ve  $x_{out} = 0,5$  için  $\phi_{fo}^2 = 380$  olarak tespit edilir. John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'dan da düzeltme faktörü  $\Omega = 1,45$  olarak belirlenip ana bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanır:

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0099 * (201,3)^2 * 0,0010445 * 0,159 * 1,45 * 380 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 12236,5 \text{ Pa}$$

### 5. Datanın İncelenmesi

$$G = 299,84 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$x_{in} = - 0,096$$

$$P_{out} = 0,997 \text{ bar}$$

$$x_{out} = 0,397$$

$$P_{in} = 1,518 \text{ bar}$$

$$L = 17 \text{ cm}$$

$$\Delta T_{sub.} = 50,434^\circ\text{C}$$

$$d_i = 6 \text{ mm}$$

$$\dot{q}'' = 290,134 \text{ W/cm}^2$$

$$s = 1 \text{ mm}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" kitabından interpolasyon yöntemiyle  $P_{işletme} = P_{out} = 0,997 \text{ bar}$  basınçta  $T_{sat} = 99,53^\circ\text{C}$  olarak belirlenip, suyun boruya giriş sıcaklığı ise, John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta T_{sub.} = T_{sat} - T_i \Rightarrow 50,434 = 99,53 - T_i \Rightarrow T_i \sim 49^\circ\text{C}$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_i = 49^\circ\text{C}$  için  $\nu_{fi} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{fi} = 205,16 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_{fi} = 557.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ ;  $T_{sat} = 99,53^\circ\text{C}$  içinse  $\nu_f = 0,0010435 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $\nu_g = 1,701 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_f = 417,1 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_f = 279.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_g = 12,02.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  şeklinde fiziksel özellikler belirlendikten sonra tek fazlı bölge uzunluğu tespit edilmektedir.

$$A_{akış} = \pi d_i^2 / 4 \Rightarrow A_{akış} = \pi * (0,006)^2 / 4 = 0,00002826 \text{ m}^2$$

$$m = G * A_{akış} \Rightarrow m = 299,84 * 0,00002826 \Rightarrow m = 0,0085 \text{ kg/s} \quad \text{ve} \quad A_{ısı \text{ tr.}} = \pi d_i L$$

$$Q_{toplam} = \dot{q}'' * A_{ısı \text{ tr.}} \Rightarrow Q_{toplam} = \dot{q}'' * \pi d_i L \Rightarrow \dot{q}' = Q_{toplam} / L = (\dot{q}'' * \pi d_i L) / L \Rightarrow \dot{q}' = \dot{q}'' * \pi d_i$$

$$\dot{q}' * z_{sub.} = m * (h_f - h_{fi}) \Rightarrow \dot{q}'' * \pi d_i * z_{sub.} = m * (h_f - h_{fi}) * 1000$$

$$290,134 * \pi * 0,6 * z_{sub.} = 0,0085 * (417,1 - 205,16) * 1000 \Rightarrow 546,61 * z_{sub.} = 1801,49$$

$$z_{sub.} = 3,3 \text{ cm} \Rightarrow z_{sub.} = 0,033 \text{ m}$$

### Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$H\Delta p_f = 2 * f_{fo} * G^2 * \nu_{fm} * z_{sub.} / d_i$$

$$\nu_{fm} = (\nu_{fi} + \nu_f) / 2 = (0,00101 + 0,0010435) / 2 = 0,001026 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f_{fo} = 0,079 * Re^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re = G * D / \mu_{fm}$$

$$\mu_{fm} = (\mu_{fi} + \mu_f) / 2 \Rightarrow \mu_{fm} = (557 + 279) * 10^{-6} / 2 = 418 * 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re = 299,84 * 0,006 / 418 * 10^{-6} \Rightarrow Re = 4304 \quad \text{ve} \quad f_{fo} = 0,079 * (4304)^{-0,25} \Rightarrow f_{fo} = 0,0098$$

$${}_H\Delta p_f = 2 * 0,0098 * (299,84)^2 * 0,001026 * 0,033 / 0,006 \Rightarrow {}_H\Delta p_f = 9,94 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_{acl} = G^2 * (v_f - v_{fi}) \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = (299,84)^2 * (0,0010435 - 0,00101) \Rightarrow {}_H\Delta p_{acl} = 3,01 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = g * z_{sub} / v_{fm} \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 9,806 * 0,033 / 0,001026 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 315,4 \text{ Pa}$$

### Kaynama Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_{acl} = G^2 * r_2 * v_f \quad r_2 = \{ [1 + x_{out}(\gamma - 1)] [1 + x_{out}(a - \gamma) / \gamma] - 1 \}$$

$P_{işletme} = 0,997 \text{ bar} \sim 1 \text{ bar}$  kabul edilebilir. Bundan sonra, Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabının birim dönüşüm kısmından gerekli dönüşüm yapılarak  $P_{işletme} = 14,7 \text{ psi}$  haline getirilir ve sonra da J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $\gamma = 246$  ve  $a = 1600$  olarak bulunup, bu değerler  $r_2$  momentum çarpanı bağıntısında yerine konularak momentum çarpanı hesaplanabilir:

$$r_2 = \{ [1 + 0,397 * 245] [1 + 0,397 * (1600 - 246) / 246] - 1 \} \Rightarrow r_2 = 311,5$$

$${}_s\Delta p_{acl} = (299,84)^2 * 311,5 * 0,0010435 \Rightarrow {}_s\Delta p_{acl} = 29223 \text{ Pa}$$

### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = 4 * f_{TP} * (L/D) * (G^2/2) * (v_f/2) * [(v_{out}/v_f) + 1]$$

$$v_{out} = [(1 - x_{out})^2 * v_f / (1 - \alpha)] + x_{out}^2 * v_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma * x_{out} / [1 + x_{out} * (\gamma - 1)]$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{sat} = 99,53^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 279.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak belirlenir.

$$\alpha = 246 * 0,397 / [1 + 0,397 * 245] \Rightarrow \alpha = 0,994$$

$$v_{out} = [(1 - 0,397)^2 * 0,0010435 / (1 - 0,994)] + 0,397^2 * 1,701 / 0,994 \Rightarrow v_{out} = 0,333 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Re = GD/\mu_f \Rightarrow Re = 299,84 * 0,006 / 279.10^{-6} \Rightarrow Re = 6448$$

$$f_{TP} = 0,079 * Re^{-1/4} \Rightarrow f_{TP} = 0,079 * (6448)^{-0,25} \Rightarrow f_{TP} = 0,0088$$

$${}_s\Delta p_f = \{ 0,0088 * 0,17 * 299,84^2 * 0,0010435 * [(0,333 / 0,0010435) + 1] \} / 0,006$$

$${}_s\Delta p_f = 7487,94 \text{ Pa} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 0,075 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [g*(L - z_{sub.})/\nu_f]*r_4$$

$$z_{sub.} = 0,033 \text{ m idi.} \Rightarrow L - z_{sub.} = 17-3,3 = 13,7 \text{ cm} = 0,137 \text{ m}$$

$$r_4 = \left\{ (\gamma/a - 1)/\gamma - 1 + [\gamma - (\gamma/a)/(\gamma - 1)]^2 * \ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)] \right\}$$

$$x_{out}$$

Sayfa 107'de momentum basınç kaybı hesaplanırken  $\gamma = 246$  ve  $a = 1600$  olarak bulunmuştu. Burada ise bu değerler  $r_4$ 'de yerine konarak yerçekimi kayıp katsayısı  $r_4 = 0,044$  olarak bulunmaktadır. Bundan sonra da bu değer ana formülde yerine konarak basınç kaybı hesaplanmaktadır:

$$s\Delta p_z = 9,806*0,137*0,044/0,0010435 \Rightarrow s\Delta p_z = 56,6 \text{ Pa}$$

### Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = [2f_{fo}G^2\nu_f(L-z_{sub.})/D]*[1/x \int \phi^2_{fo} dx]$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{out} = 0,997$  bar ve  $x_{out} = 0,397$  için  $1/x \int \phi^2_{fo} dx = 155$  olarak bulunur ve daha önceden de  $f_{fo} = 0,0098$  ile  $\nu_f = 0,0010435 \text{ m}^3/\text{kg}$  olduğu bilindiğinden bu değerler yukarıdaki ifadede yerine konularak sürtünme basınç kaybı hesaplanabilir:

$$s\Delta p_f = (2*0,0098*(299,84)^2*0,0010435*0,137*155)/0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 6508 \text{ Pa}$$

#### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2\nu_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(\nu_g/\nu_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den  $P = 0,997$  bar ve  $x_{out} = 0,397$  için  $r_2 = 270$  olarak bulunur ve bu momentum çarpanı ana denklemde yerine konularak momentum basınç kaybı hesaplanabilir:

$$s\Delta p_{acl} = G^2*\nu_f*r_2 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = (299,84)^2*0,0010435*270 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = 25330 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [(L-z_{sub.})g\sin\theta/x_{out}\nu_f]*\int [(1-\alpha) + (\nu_f/\nu_g)\alpha] dx$$

İntegralin Hesabı:

$$\alpha = \gamma x/1+x(\gamma - 1) \Rightarrow \alpha = 246x/1+245x$$

x

$$r_4 = \int [(1-246x/1+245x) + (0,0010435/1,701)*(246x/1+245x)] dx$$

0

$$r_{4*} = \int_0^x (1 - 0,8491x/1 + 245x) dx$$

Bu son ifadede integrali çözebilmek için dönüşüm yapmak gerekir. Dolayısıyla,  $1 + 245x = t$  dönüşümü yapalım.

$$x = (t - 1)/245 \Rightarrow dx = dt/245$$

$$x_{out} = 0,397 \text{ için } 0,397 = (t - 1)/245 \Rightarrow t = 98,3$$

$x_{out} = 0$  için  $t - 1 = 0 \Rightarrow t = 1$  olarak integral sınırları da dönüştürülmüş olur.

$$98,3$$

$$r_{4*} = (1/245) * \int_1^{98,3} [1 - 0,8491(t - 1)/245] dt/t$$

$$98,3$$

$$r_{4*} = (1/245) * \int_1^{98,3} (1,003466 - 0,003466t) dt/t \Rightarrow r_{4*} = 0,0174$$

$$s\Delta p_z = (0,137 * 9,806 * 1 * 0,0174) / (0,397 * 0,0010435) \Rightarrow s\Delta p_z = 56,4 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = \frac{2 f_{fo} G^2 v_f (L - Z_{sub.})}{D} \int [1/x] (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx$$

$(\mu_f/\mu_g)^{0,2} * (v_f/v_g) = (279/12,02)^{0,2} * (0,0010435/1,701) = 1,1 \cdot 10^{-3}$  şeklinde özellik indeksi mevcut fiziksel özellikler kullanılarak hesaplanır ve sonra John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu özellik indeksi ve  $x_{out} = 0,397$  için  $\phi_{fo}^2 = 302$  olarak bulunur. John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'dan aynı özellik indeksi ve kuruluk derecesi için  $\Omega = 1,38$  olarak belirlendikten sonra bu değerler ana bağıntıda yerine konup basınç kaybı hesaplanmaktadır:

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0098 * (299,84)^2 * 0,0010435 * 0,137 * 1,38 * 302 / 0,006 \Rightarrow s\Delta p_f = 17498 \text{ Pa}$$

## 6. Datanın İncelenmesi

$$G = 199,05 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$x_{\text{out}} = 0,528$$

$$q'' = 168,50 \text{ W/cm}^2$$

$$\Delta T_{\text{sub}} = 33,4^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{in}} = 1,65 \text{ bar}$$

$$L = 310 \text{ mm}$$

$$P_{\text{out}} = 1,08 \text{ bar}$$

$$d_i = 8 \text{ mm}$$

$$x_{\text{in}} = -0,063$$

$$d_d = 10 \text{ mm}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" kitabından interpolasyon yöntemiyle  $P_{\text{out}} = P_{\text{işletme}} = 1,08 \text{ bar}$  basınçtaki doyma sıcaklığı  $T_{\text{sat}} = 101,5^\circ\text{C}$  olarak belirlendikten sonra John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden suyun boruya giriş sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_{\text{sat}} - T_i \Rightarrow 33,4 = 101,5 - T_i \Rightarrow T_i = 68,1^\circ\text{C}$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den fiziksel özellikler,  $T_i = 68,1^\circ\text{C}$  için  $\nu_{\text{fi}} = 0,001022 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{\text{fi}} = 284,68 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_{\text{fi}} = 417,3 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ ;  $T_{\text{sat}} = 101,5^\circ\text{C}$  içinse,  $\nu_{\text{f}} = 0,0010447 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $\nu_{\text{g}} = 1,591 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{\text{f}} = 425,5 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_{\text{f}} = 277 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_{\text{g}} = 12,04 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  şeklinde belirlenir.

$$A_{\text{akış}} = \pi d_i^2/4 \Rightarrow A_{\text{akış}} = \pi (0,008)^2/4 = 0,00005024 \text{ m}^2$$

$$m = G \cdot A_{\text{akış}} \Rightarrow m = 199,05 \cdot 0,00005024 \Rightarrow m = 0,01 \text{ kg/s}$$

$$A_{\text{ısı tr}} = \pi d_i L \Rightarrow Q_{\text{toplam}} = q'' \cdot A_{\text{ısı tr}} = q'' \cdot \pi d_i L \Rightarrow q' = Q_{\text{toplam}}/L \Rightarrow q' = q'' \cdot A_{\text{ısı tr}}/L \Rightarrow q' = q'' \cdot \pi d_i$$

$$q' \cdot z_{\text{sub.}} = m \cdot (h_{\text{f}} - h_{\text{fi}}) \Rightarrow q'' \cdot \pi d_i \cdot z_{\text{sub.}} = m \cdot (h_{\text{f}} - h_{\text{fi}}) \cdot 1000$$

$$168,5 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot z_{\text{sub.}} = 0,01 \cdot (425,5 - 284,68) \cdot 1000 \Rightarrow z_{\text{sub.}} = 3,3 \text{ cm} = 0,033 \text{ m}$$

## Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$H\Delta p_f = 2 \cdot f_{\text{fo}} \cdot G^2 \cdot \nu_{\text{fm}} \cdot z_{\text{sub.}}/d_i$$

$$\nu_{\text{fm}} = (\nu_{\text{fi}} + \nu_{\text{f}})/2 = (0,001022 + 0,0010447)/2 = 0,001033 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f_{\text{fo}} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \quad \text{ve} \quad \text{Re} = G \cdot D/\mu_{\text{fm}}$$

$$\mu_{\text{fm}} = (\mu_{\text{fi}} + \mu_{\text{f}})/2 \Rightarrow \mu_{\text{fm}} = (417,3 + 277) \cdot 10^{-6} / 2 = 347,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Re} = 199,05 \cdot 0,008 / 347,2 \cdot 10^{-6} \Rightarrow \text{Re} = 4586,4$$

$$f_{\text{fo}} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \Rightarrow f_{\text{fo}} = 0,079 \cdot (4586,4)^{-0,25} \Rightarrow f_{\text{fo}} = 0,0096$$

$$H\Delta p_f = 2 \cdot 0,0096 \cdot (199,05)^2 \cdot 0,001033 \cdot 0,033 / 0,008 \Rightarrow H\Delta p_f = 3,24 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$$H\Delta p_{\text{acl}} = G^2 \cdot (\nu_{\text{f}} - \nu_{\text{fi}}) \Rightarrow H\Delta p_{\text{acl}} = (199,05)^2 \cdot (0,0010447 - 0,001022) \Rightarrow H\Delta p_{\text{acl}} = 0,899 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = g \cdot z_{\text{sub}} / \nu_{\text{fm}} \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 9,806 \cdot 0,033 / 0,001033 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 313,3 \text{ Pa}$$

### Kaynama Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Momentum Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_{\text{acl}} = G^2 \cdot r_2 \cdot \nu_f \quad \text{ve} \quad r_2 = \{ [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)] [1 + x_{\text{out}}(a - \gamma) / \gamma] - 1 \}$$

$P_{\text{out}} = P_{\text{işletme}} = 1,08 \text{ bar}$  idi. Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabının birim dönüşüm kısmından  $P_{\text{işletme}} = 1,08 \cdot 14,7 = 15,9 \text{ psi}$  şeklinde birim dönüşümü yapıldıktan sonra J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $a = 1592,4$  ve  $\gamma = 244,9$  olarak bulunur. Bulunan bu değerler  $r_2$  ifadesinde yerine konularak iki fazlı momentum çarpanı  $r_2 = 502,2$  olarak hesaplanır. Son olarak ise, bu  $r_2$  çarpanı ana bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$${}_s\Delta p_{\text{acl}} = (199,05)^2 \cdot 502,2 \cdot 0,0010447 \Rightarrow {}_s\Delta p_{\text{acl}} = 20787 \text{ Pa}$$

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = 4 \cdot f_{\text{TP}} \cdot (L/D) \cdot (G^2/2) \cdot (\nu_f/2) \cdot [(\nu_{\text{out}}/\nu_f) + 1]$$

$$\nu_{\text{out}} = [(1 - x_{\text{out}})^2 \cdot \nu_f / (1 - \alpha)] + x_{\text{out}}^2 \cdot \nu_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma \cdot x_{\text{out}} / [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)]$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{\text{sat}} = 101,5^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 277 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak belirlenmiştir.

$$\alpha = 244,9 \cdot 0,528 / [1 + 0,528 \cdot 243,9] \Rightarrow \alpha = 0,996$$

$$\nu_{\text{out}} = [(1 - 0,528)^2 \cdot 0,0010447 / (1 - 0,996)] + 0,528^2 \cdot 1,591 / 0,996 \Rightarrow \nu_{\text{out}} = 0,504 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Re} = GD/\mu_f \Rightarrow \text{Re} = 199,05 \cdot 0,008 / 277 \cdot 10^{-6} \Rightarrow \text{Re} = 5749$$

$$f_{\text{TP}} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \Rightarrow f_{\text{TP}} = 0,079 \cdot (5749)^{-0,25} \Rightarrow f_{\text{TP}} = 0,0091$$

$${}_s\Delta p_f = \{0,0091 \cdot 0,31 \cdot 199,05^2 \cdot 0,0010447 \cdot [(0,504/0,0010447) + 1]\} / 0,008$$

$${}_s\Delta p_f = 7056,1 \text{ Pa} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 0,071 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_z = [g \cdot (L - z_{\text{sub}}) / \nu_f] \cdot r_4$$

$$z_{\text{sub}} = 0,033 \text{ m} \text{ idi.} \Rightarrow L - z_{\text{sub}} = 31 - 3,3 = 27,7 \text{ cm} = 0,277 \text{ m}$$

$$r_4 = \{ (\gamma/a - 1) / \gamma - 1 + [\gamma - (\gamma/a) / (\gamma - 1)]^2 \cdot \ln[1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)] \}$$

Daha önceden momentum basınç kaybı hesaplanırken  $\gamma = 244,9$  ve  $a = 1592,4$  olarak bulunmuştu. Burada ise, bu iki terim  $r_4$  yerçekimi çarpanında yerine konularak  $r_4$  hesaplanmakta ve bulunan  $r_4$  çarpanı ana bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır:

$$r_4 = 0,034$$

$${}_s\Delta p_z = 9,806 * 0,277 * 0,034 / 0,0010447 \Rightarrow {}_s\Delta p_z = 88,4 \text{ Pa}$$

### **Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi**

#### **Sürtünme Basınç Kaybı**

$${}_s\Delta p_f = [2f_{fo}G^2v_f(L-z_{sub.})/D] * [1/x] \int \phi^2_{fo} dx$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{işletme} = 1,08 \text{ bar}$  ve  $x_{out} = 0,528$  için  $1/x] \int \phi^2_{fo} dx \sim 220$  olarak bulunmakta ve bu değer yukarıdaki bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır:

$${}_s\Delta p_f = 2 * 0,0096 * (199,05)^2 * 0,0010447 * 0,277 * 220 / 0,008 \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 6054 \text{ Pa}$$

#### **Momentum Basınç Kaybı**

$${}_s\Delta p_{acl} = G^2v_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(v_g/v_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

$r_2$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den yine aynı işletme basıncı ve kuruluk derecesi için  $r_2 = 440$  olarak bulunmakta ve bu çarpan yukarıdaki denklemde yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır:

$${}_s\Delta p_{acl} = (199,05)^2 * 0,0010447 * 440 \Rightarrow {}_s\Delta p_{acl} = 18212,5 \text{ Pa}$$

#### **Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı**

$${}_s\Delta p_z = [(L-z_{sub.})g \sin \theta / x_{out} v_f] * \int [(1-\alpha) + (v_f/v_g)\alpha] dx$$

İntegralin Hesabı:

$$\alpha = \gamma x / 1 + x(\gamma - 1) \Rightarrow \alpha = 244,9x / 1 + 243,9x$$

$$r_{4*} = \int_0^x [(1 - 244,9x / 1 + 243,9x) + (0,0010447 / 1,591) * (244,9x / 1 + 243,9x)] dx$$

$$r_{4*} = \int_0^x (1 - 0,8392x / 1 + 243,9x) dx$$

Bu integralde paydaya dönüşüm uygulayarak çözüm yapılabilir. Dolayısıyla,  $1 + 243,9x = t$  dönüşümü yapılır ve integralin sınır şartları da dönüştürülmüş olunur.

$$x = (t - 1)/243,9 \Rightarrow dx = dt/243,9$$

$$x_{out} = 0,528 \text{ için } 0,528 = (t - 1)/243,9 \Rightarrow t = 129,8$$

$$x_{out} = 0 \text{ için } 0 = t - 1 \Rightarrow t = 1$$

$$129,8$$

$$r_{4*} = (1/243,9) * \int_1^{129,8} [1 - 0,8392(t - 1)/243,9] dt/t$$

$$128,9$$

$$r_{4*} = (1/243,9) * \int_1 [1,003441 - 0,003441t] dt/t \Rightarrow r_{4*} = 0,018$$

$${}_s\Delta p_z = (0,277 * 9,806 * 1 * 0,018) / (0,528 * 0,0010447) \Rightarrow {}_s\Delta p_z = 88,64 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_s\Delta p_f = \frac{2f_{fo}G^2v_f(L-z_{sub.})}{D} \int [1/x] (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx$$

$$(\mu_f/\mu_g)^{0,2} * (v_f/v_g) = (277/12,04)^{0,2} * (0,0010447/1,591) = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu özellik indeksi ve  $x_{out} = 0,528$  için  $\phi_{fo}^2 = 400$  olarak bulunur ve John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'dan bu özellik indeksi ve bu kurulum derecesi için  $\Omega = 1,38$  olarak belirlendikten sonra bu değerler yukarıdaki ana bağıntıda yerine konularak basınç kaybı hesaplanır:

$${}_s\Delta p_f = 2 * 0,0096 * (199,05)^2 * 0,0010447 * 0,277 * 1,38 * 400 / 0,008 \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 15189,5 \text{ Pa}$$

#### 7. Datanın İncelenmesi

$$G = 99,81 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\Delta T_{sub.} = 49,1^\circ\text{C}$$

$$P_{in} = 1,22 \text{ bar}$$

$$\dot{q}'' = 111,24 \text{ W/cm}^2$$

$$P_{out} = 1,02 \text{ bar}$$

$$L = 310 \text{ mm}$$

$$x_{in} = -0,092$$

$$d_i = 8 \text{ mm}$$

$$x_{out} = 0,678$$

$$d_d = 10 \text{ mm}$$

$P_{out} = 1,02$  bar basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı ise Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" kitabından interpolasyon yöntemiyle  $T_{sat} = 100,25$  °C olarak belirlendikten sonra John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki (1.16) eşitliğinden suyun boruya giriş sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\Delta T_{sub.} = T_{sat} - T_i \Rightarrow 49,1 = 100,25 - T_i \Rightarrow T_i = 51,2^\circ\text{C}$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den fiziksel özellikler,  $T_i = 51,2 \text{ }^\circ\text{C}$  için  $\nu_{fi} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_{fi} = 213,52 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_{fi} = 555,056 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ ;  $T_{\text{sat}} = 100,25^\circ\text{C}$  içinse,  $\nu_f = 0,001044 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $\nu_g = 1,672 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $h_f = 419,16 \text{ kJ/kg}$ ,  $\mu_f = 279 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  ve  $\mu_g = 12,02 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  şeklinde belirlenir.

$$A_{\text{akış}} = \pi d_i^2/4 \Rightarrow A_{\text{akış}} = \pi(0,008)^2/4 = 0,00005024 \text{ m}^2$$

$$m = G \cdot A_{\text{akış}} \Rightarrow m = 99,81 \cdot 0,00005024 = 0,005 \text{ kg/s}$$

$$A_{\text{ısı tr.}} = \pi d_i L \text{ ve } Q_{\text{toplam}} = \dot{q} \cdot A_{\text{ısı tr.}} = \dot{q} \cdot \pi d_i L \Rightarrow \dot{q}' = Q_{\text{toplam}}/L = (\dot{q} \cdot \pi d_i L)/L = \dot{q} \cdot \pi d_i$$

$$\dot{q}' \cdot z_{\text{sub.}} = m \cdot (h_f - h_{fi})$$

$$\dot{q}' \cdot \pi d_i \cdot z_{\text{sub.}} = m \cdot (h_f - h_{fi}) \cdot 1000 \Rightarrow 111,24 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot z_{\text{sub.}} = 0,005 \cdot (419,16 - 213,52) \cdot 1000$$

$$z_{\text{sub.}} = 3,68 \text{ cm} = 0,0368 \text{ m}$$

### Ön Isıtma Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_f = 2 \cdot f_{fo} \cdot G^2 \cdot \nu_{fm} \cdot z_{\text{sub.}}/d_i$$

$$\nu_{fm} = (\nu_{fi} + \nu_f)/2 = (0,00101 + 0,001044)/2 = 0,001027 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f_{fo} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \text{ ve } \text{Re} = G \cdot D/\mu_{fm}$$

$$\mu_{fm} = (\mu_{fi} + \mu_f)/2 \Rightarrow \mu_{fm} = (555,1 + 279) \cdot 10^{-6}/2 = 417,1 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Re} = 99,81 \cdot 0,008/417,1 \cdot 10^{-6} \Rightarrow \text{Re} = 1914$$

$$f_{fo} = 0,079 \cdot \text{Re}^{-1/4} \Rightarrow f_{fo} = 0,079 \cdot (1914)^{-0,25} \Rightarrow f_{fo} = 0,0119$$

$${}_H\Delta p_f = 2 \cdot 0,0119 \cdot (99,81)^2 \cdot 0,001027 \cdot 0,0368/0,008 \Rightarrow {}_H\Delta p_f = 1,12 \text{ Pa}$$

#### Momentum Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_{\text{acl}} = G^2 \cdot (\nu_f - \nu_{fi}) \Rightarrow {}_H\Delta p_{\text{acl}} = (99,81)^2 \cdot (0,001044 - 0,00101) \Rightarrow {}_H\Delta p_{\text{acl}} = 0,338 \text{ Pa}$$

#### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$${}_H\Delta p_z = g \cdot z_{\text{sub.}}/\nu_{fm} \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 9,806 \cdot 0,0368/0,001027 \Rightarrow {}_H\Delta p_z = 351,4 \text{ Pa}$$

### Kaynama Bölgesindeki Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Thom (1964) Modeline Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{\text{acl}} = G^2 \cdot r_2 \cdot \nu_f \text{ ve } r_2 = \{ [1 + x_{\text{out}}(\gamma - 1)] [1 + x_{\text{out}}(a - \gamma)/\gamma] - 1 \}$$

Prof. Dr. Yusuf Sezen'in "Termodinamik Tablolar" isimli kitabının birim dönüşüm kısmından  $P_{\text{işletme}} = P_{\text{out}} = 1,02 \text{ bar} = 1,02 \cdot 14,7 = 14,9 \text{ psi}$  şeklinde birim dönüşümü yapıldıktan sonra J.R.S. Thom'un makalesindeki Çizelge 2.4'de bu basınç değeri için

yapılan interpolasyon işlemleri sonucunda  $a = 1599$  ve  $\gamma = 245,8$  olarak bulunur ve bu terimler  $r_2$  bağıntısında yerine konularak  $r_2 = 788,8$  olarak bulunur ve basınç kayıp denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır:

$$s\Delta p_{acl} = (99,81)^2 * 788,8 * 0,001044 \Rightarrow s\Delta p_{acl} = 8204 \text{ Pa}$$

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = 4 * f_{TP} * (L/D) * (G^2/2) * (v_f/2) * [(v_{out}/v_f) + 1]$$

$$v_{out} = [(1 - x_{out})^2 * v_f / (1 - \alpha)] + x_{out}^2 * v_g / \alpha \quad \text{ve} \quad \alpha = \gamma * x_{out} / [1 + x_{out} * (\gamma - 1)]$$

Aksel Öztürk'ün "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" isimli kitabındaki Çizelge 2.5.1'den  $T_{sat} = 100,25^\circ\text{C}$ 'de  $\mu_f = 279.10^{-6} \text{ Ns/m}^2$  olarak belirlenmiştir.

$$\alpha = 245,8 * 0,678 / [1 + 0,678 * 244,8] \Rightarrow \alpha = 0,998$$

$$v_{out} = [(1 - 0,678)^2 * 0,001044 / (1 - 0,998)] + 0,678^2 * 1,672 / 0,998 \Rightarrow v_{out} = 0,824 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Re = GD/\mu_f \Rightarrow Re = 99,81 * 0,008 / 279.10^{-6} \Rightarrow Re = 2862$$

$$f_{TP} = 0,079 * Re^{-1/4} \Rightarrow f_{TP} = 0,079 * (2862)^{-0,25} \Rightarrow f_{TP} = 0,0108$$

$$s\Delta p_f = \{0,0108 * 0,31 * 99,81^2 * 0,001044 * [(0,824 / 0,001044) + 1]\} / 0,008$$

$$s\Delta p_f = 3439,7 \text{ Pa} \Rightarrow s\Delta p_f = 0,034 \text{ bar}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [g * (L - z_{sub.}) / v_f] * r_4$$

$$z_{sub.} = 0,0368 \text{ m idi.} \Rightarrow L - z_{sub.} = 31 - 3,68 = 27,32 \text{ cm} = 0,2732 \text{ m}$$

$$r_4 = \left\{ \frac{(\gamma/a - 1)/\gamma - 1}{\gamma - 1} + \left[ \frac{\gamma - (\gamma/a)/(\gamma - 1)^2}{\gamma - 1} \right] * \frac{\ln[1 + x_{out}(\gamma - 1)]}{x_{out}} \right\}$$

$x_{out}$

$\gamma = 245,8$  ve  $a = 1599$  şeklinde momentum basınç kaybı hesaplanırken belirlenmişti. Burada ise, bu terimler kullanılarak  $r_4 = 0,027$  olarak belirlenip basınç kaybı denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanır.

$$s\Delta p_z = 9,806 * 0,2732 * 0,027 / 0,001044 \Rightarrow s\Delta p_z = 69,3 \text{ Pa}$$

### Martinelli – Nelson (1948) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = [2f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.}) / D] * [1/x] \int \phi_{fo}^2 dx$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.5'den  $P_{out} = 1,02 \text{ bar}$  ve  $x_{out} = 0,678$  için  $1/x] \int \phi_{fo}^2 dx \sim 290$  olarak belirlenip yukarıdaki denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır.

$$s\Delta p_f = 2 * 0,0119 * (99,81)^2 * 0,001044 * 0,2732 * 290 / 0,008 \Rightarrow s\Delta p_f = 2451,4 \text{ Pa}$$

### Momentum Basınç Kaybı

$$s\Delta p_{acl} = G^2 v_f \left[ \frac{(x^2/\alpha)(v_g/v_f) + (1-x)^2/(1-\alpha) - 1}{r_2} \right]$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.7'den aynı işletme basıncı ve kuruluk derecesi için  $r_2 = 750$  olarak belirlenip bu denklemde yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır.

$$s\Delta p_{acl} = (99,81)^2 * 0,001044 * 750 = 7800,3 \text{ Pa}$$

### Yerçekiminden Kaynaklanan Basınç Kaybı

$$s\Delta p_z = [(L-z_{sub.})g \sin \theta / x_{out} v_f]^* \int [(1-\alpha) + (v_f/v_g)\alpha] dx$$

$$\alpha = \gamma x / 1 + x(\gamma - 1) \Rightarrow \alpha = 245,8x / 1 + 244,8x$$

x

$$r_{4*} = \int_0^x [(1 - 245,8x / 1 + 244,8x) + (0,001044 / 1,672) * (245,8x / 1 + 244,8x)] dx$$

x

$$r_{4*} = \int_0^x [1 - 0,847x / 1 + 244,8x] dx$$

0

Bu son bağıntıya  $1 + 244,8x = t$  dönüşümü uygulanarak integral hesabı basitleştirilir.

$$x = (t - 1) / 244,8 \Rightarrow dx = dt / 244,8$$

$$x_{out} = 0,678 \text{ için } 0,678 = (t - 1) / 244,8 \Rightarrow t = 166,9$$

$$x_{out} = 0 \text{ için } t - 1 = 0 \Rightarrow t = 1$$

$$166,9$$

$$r_{4*} = (1/244,8) \int_1^{166,9} [1 - 0,847(t-1)/244,8] dt/t \Rightarrow r_{4*} = 0,0186$$

1

$$s\Delta p_z = 0,2732 * 9,806 * 1 * 0,0186 / 0,678 * 0,001044 \Rightarrow s\Delta p_z = 70,39 \text{ Pa}$$

### Baroczy (1965) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$s\Delta p_f = \frac{2 f_{fo} G^2 v_f (L - z_{sub.})}{D} \left[ \frac{1}{x} \int (\phi_{fo}^2 * \Omega) dx \right]$$

Özellik İndeksi Hesabı:

$$(\mu_f / \mu_g)^{0,2} * (v_f / v_g) = (279 / 12,02)^{0,2} * (0,001044 / 1,672) = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.9'dan bu özellik indeksi ve  $x_{out} = 0,678$  için  $\phi_{fo}^2 = 520$  olarak bulunurken,

John G. Collier'in "Convective Boiling and Condensation" isimli kitabındaki Şekil 2.10'dan ise bu özellik indeksi ve kuruluk derecesi için düzeltme katsayısı  $\Omega = 1,22$  olarak belirlenip bulunan bu terimler basınç kaybı denkleminde yerine konularak basınç kaybı hesaplanmaktadır.

$${}_s\Delta p_f = 2*0,0119*(99,81)^2*0,001044*0,2732*1,22*520/0,008 \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 5363 \text{ Pa}$$

### Ek 1b Adyabatik Bölge İçin Hesaplamalar

#### 1. Datanın Lockart – Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

##### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g * \phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2*f_g*G^2*x^2*\nu_g)/d_i$$

$$f_g = 0,079*Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G*x_{out}*d_i/\mu_g$$

$$Re_g = 396,68*0,355*0,006/12,16.10^{-6} \Rightarrow Re_g = 69484$$

$$f_g = 0,079*(69484)^{-0,25} \Rightarrow f_g = 0,0048$$

$$(dp/dzF)_g = 2*0,0048*(396,68)^2*(0,355)^2*1,515/0,006$$

$$(dp/dzF)_g = 48069,5 \text{ Pa/m}$$

$$\Delta p_f)_g = 48069,5*L_{ady.} = 48069,5*0,325 = 15623 \text{ Pa}$$

$$\phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \text{ idi.} \Rightarrow \phi_g^2 = 1 + 20*0,0606 + (0,0606)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 2,21567$$

$${}_s\Delta p_f = \Delta p_f)_g * \phi_g^2 \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 15623*2,21567 \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 34615 \text{ Pa}$$

#### 2. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

##### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g * \phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2*f_g*G^2*x^2*\nu_g)/d_i$$

$$f_g = 0,079*Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G*x_{out}*d_i/\mu_g$$

$$Re_g = 389,74*0,31*0,006/12,03.10^{-6} \Rightarrow Re_g = 60259$$

$$f_g = 0,079*(60259)^{-0,25} = 0,005$$

$$(dp/dzF)_g = 2*0,005*(389,74)^2*(0,31)^2*1,672/0,006 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 40678 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20*0,07 + (0,07)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 2,4049$$

$$(dp/dzF) = 40678*2,4049 = 97827 \text{ Pa/m}$$

$${}_s\Delta p_f = (dp/dzF)*L_{ady.} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 97827*0,325 = 31794 \text{ Pa}$$

### 3. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g \cdot \phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2 \cdot f_g \cdot G^2 \cdot X^2 \cdot \nu_g) / d_i$$

$$f_g = 0,079 \cdot Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G \cdot x_{out} \cdot d_i / \mu_g$$

$$Re_g = 203,78 \cdot 0,343 \cdot 0,006 / 12,03 \cdot 10^{-6} \Rightarrow Re_g = 34861$$

$$f_g = 0,079 \cdot (34861)^{-0,25} = 0,00578$$

$$(dp/dzF)_g = 2 \cdot 0,00578 \cdot (203,78)^2 \cdot (0,343)^2 \cdot 1,618 / 0,006 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 15229,8 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20 \cdot 0,062 + (0,062)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 2,2438$$

$$(dp/dzF) = 15229,8 \cdot 2,2438 = 34172,6 \text{ Pa/m}$$

$${}_s\Delta p_f = (dp/dzF) \cdot L_{ady.} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 34172,6 \cdot 0,325 = 11106 \text{ Pa}$$

### 4. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g \cdot \phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2 \cdot f_g \cdot G^2 \cdot X^2 \cdot \nu_g) / d_i$$

$$f_g = 0,079 \cdot Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G \cdot x_{out} \cdot d_i / \mu_g$$

$$Re_g = 201,3 \cdot 0,5 \cdot 0,006 / 12,03 \cdot 10^{-6} \Rightarrow Re_g = 50199$$

$$f_g = 0,079 \cdot (50199)^{-0,25} = 0,0052$$

$$(dp/dzF)_g = 2 \cdot 0,0052 \cdot (201,3)^2 \cdot (0,5)^2 \cdot 1,618 / 0,006 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 28411 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20 \cdot 0,0347 + (0,0347)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 1,6952$$

$$(dp/dzF) = 28411 \cdot 1,6952 = 48162 \text{ Pa/m}$$

$${}_s\Delta p_f = (dp/dzF) \cdot L_{ady.} \Rightarrow {}_s\Delta p_f = 48162 \cdot 0,325 = 15653 \text{ Pa}$$

### 5. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

#### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g \cdot \phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2 \cdot f_g \cdot G^2 \cdot X^2 \cdot \nu_g) / d_i$$

$$f_g = 0,079 \cdot Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G \cdot x_{out} \cdot d_i / \mu_g$$

$$Re_g = 299,84 \cdot 0,397 \cdot 0,006 / 12,02 \cdot 10^{-6} \Rightarrow Re_g = 59419$$

$$f_g = 0,079*(59419)^{-0,25} = 0,00505$$

$$(dp/dzF)_g = (2*0,00505*(299,84)^2*(0,397)^2*1,701)/0,006 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 40573 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20*0,049 + (0,049)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 1,9824$$

$$(dp/dzF) = 40573*1,9824 = 80432 \text{ Pa/m}$$

$$s\Delta p_f = (dp/dzF)*L_{ady.} \Rightarrow s\Delta p_f = 80432*0,325 = 26140,4 \text{ Pa}$$

## 6. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g*\phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2*f_g*G^2*x^2*\nu_g)/d_i$$

$$f_g = 0,079*Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G*x_{out}*d_i/\mu_g$$

$$Re_g = 199,05*0,528*0,008/12,04.10^{-6} \Rightarrow Re_g = 69833$$

$$f_g = 0,079*(69833)^{-0,25} = 0,0048$$

$$(dp/dzF)_g = (2*0,0048*(199,05)^2*(0,528)^2*1,591)/0,008 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 21088,4 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20*0,0316 + (0,0316)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 1,63299$$

$$(dp/dzF) = 21088,4*1,63299 = 34437,1 \text{ Pa/m}$$

$$s\Delta p_f = (dp/dzF)*L_{ady.} \Rightarrow s\Delta p_f = 34437,1*0,185 = 6370,86 \text{ Pa}$$

## 7. Datanın Lockart–Martinelli (1949) Metoduna Göre Basınç Kayıplarının İncelenmesi

### Sürtünme Basınç Kaybı

$$(dp/dzF) = (dp/dzF)_g*\phi_g^2 \quad \text{ve} \quad \phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (C = 20 \text{ alınır}) \quad (\text{türb.-türb. için})$$

$$(dp/dzF)_g = (2*f_g*G^2*x^2*\nu_g)/d_i$$

$$f_g = 0,079*Re_g^{-1/4} \quad \text{ve} \quad Re_g = G*x_{out}*d_i/\mu_g$$

$$Re_g = 99,81*0,678*0,008/12,02.10^{-6} \Rightarrow Re_g = 45039$$

$$f_g = 0,079*(45039)^{-0,25} = 0,0054$$

$$(dp/dzF)_g = (2*0,0054*(99,81)^2*(0,678)^2*1,672)/0,008 \Rightarrow (dp/dzF)_g = 10336,5 \text{ Pa/m}$$

$$\phi_g^2 = 1 + 20*0,0174 + (0,0174)^2 \Rightarrow \phi_g^2 = 1,3483 \Rightarrow (dp/dzF) = 10336,5*1,3483 = 13936,7 \text{ Pa/m}$$

$$s\Delta p_f = (dp/dzF)*L_{ady.} \Rightarrow s\Delta p_f = 13936,7*0,185 = 2578,28 \text{ Pa}$$

## Ek 2 Basınç Kayıp Tablosu

Çizelge 5 Basınç kayıp tablosu

| G = 396,68kg/m <sup>2</sup> s  | Diyabatik (Pa)   |          |                   |         | Adyabatik (Pa)     |             |
|--------------------------------|--|----------|-------------------|---------|--------------------|-------------|
|                                | $\dot{q} = 325,42 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 113200 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,355, \Delta T_{\text{sub.}} = 34,794 \text{ }^\circ\text{C}$  |          |                   |         |                    |             |
| basınç bileşenleri             | Ön Isıtma  | Thom     | Martinelli-Nelson | Baroczy | Lockart-Martinelli | Ölçülen(Pa) |
| dPf(Pa)                        | 12,126   | 9164     | 8587,4            | 21468   | 34615              | 65400       |
| dPacl                          | 3,776  | 39371    | 32918,6           | 32918,6 |                    | 65400       |
| dPz                            | 246,57   | 65       | 62,9              | 62,9    |                    | 65400       |
| toplam                         | 262,472  | 48600    | 41568,9           | 54449,5 | 34615              | 65400       |
| G = 389,74kg/m <sup>2</sup> s  | $\dot{q} = 311,76 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 103500 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,31, \Delta T_{\text{sub.}} = 52,483 \text{ }^\circ\text{C}$   |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 18,7   | 7694,96  | 8353,3            | 21829,8 | 31794              | 70200       |
| dPacl                          | 5,24   | 32841,9  | 28558,2           | 28558,2 |                    | 70200       |
| dPz                            | 381,93   | 66       | 66                | 66      |                    | 70200       |
| toplam                         | 405,87   | 40602,86 | 36977,5           | 50454   | 31794              | 70200       |
| G = 203,78 kg/m <sup>2</sup> s | $\dot{q} = 196,702 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 104900 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,343, \Delta T_{\text{sub.}} = 51,389 \text{ }^\circ\text{C}$ |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 5,14   | 2812,99  | 2528,4            | 7253    | 11106              | 23300       |
| dPacl                          | 1,43   | 10336    | 8241              | 8241    |                    | 23300       |
| dPz                            | 323  | 64       | 63,4              | 63,4    |                    | 23300       |
| toplam                         | 329,57   | 13212,99 | 10832,8           | 15557,4 | 11106              | 23300       |
| G = 201,3 kg/m <sup>2</sup> s  | $\dot{q} = 212,958 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 105800 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,5, \Delta T_{\text{sub.}} = 18,711 \text{ }^\circ\text{C}$   |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 1,526  | 5257     | 4552,6            | 12236,5 | 15653              | 23400       |
| dPacl                          | 0,567  | 19027    | 17142             | 17142   |                    | 23400       |
| dPz                            | 103,967  | 53,7     | 54                | 54      |                    | 23400       |
| toplam                         | 106,06   | 24337,7  | 21748,6           | 29432,5 | 15653              | 23400       |
| G = 299,84 kg/m <sup>2</sup> s | $\dot{q} = 290,134 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 99700 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,397, \Delta T_{\text{sub.}} = 50,434 \text{ }^\circ\text{C}$  |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 9,94   | 7487,94  | 6508              | 17498   | 26140,4            | 52100       |
| dPacl                          | 3,01   | 29223    | 25330             | 25330   |                    | 52100       |
| dPz                            | 315,4  | 546      | 56,4              | 56,4    |                    | 52100       |
| toplam                         | 328,35   | 37256,94 | 31894,4           | 42884,4 | 26140,4            | 52100       |
| G = 199,05 kg/m <sup>2</sup> s | $\dot{q} = 168,50 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 108000 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,528, \Delta T_{\text{sub.}} = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$    |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 3,24   | 7056,1   | 6054              | 15189,5 | 6370,86            | 57000       |
| dPacl                          | 0,899  | 20787    | 18212,5           | 18212,5 |                    | 57000       |
| dPz                            | 313,3  | 88,4     | 88,64             | 88,64   |                    | 57000       |
| toplam                         | 317,439  | 27931,5  | 24355,14          | 33490,6 | 6370,86            | 57000       |
| G = 99,81kg/m <sup>2</sup> s   | $\dot{q} = 111,24 \text{ W/cm}^2, P_{\text{out}} = 102000 \text{ Pa}, x_{\text{out}} = 0,678, \Delta T_{\text{sub.}} = 49,1 \text{ }^\circ\text{C}$    |          |                   |         |                    |             |
| dPf(Pa)                        | 1,12   | 3439,7   | 2451,4            | 5363    | 2578,28            | 20000       |
| dPacl                          | 0,338  | 8204     | 7800,3            | 7800,3  |                    | 20000       |
| dPz                            | 351,4  | 69,3     | 70,39             | 70,39   |                    | 20000       |
| toplam                         | 352,858  | 11713    | 10322,09          | 13233,7 | 2578,28            | 20000       |

#### Ek 4 Temel Denklemlerin Oluşturulmasında Gerekli Bağlımlar

1.  $\alpha = A_g/A, \quad (1 - \alpha) = A_f/A$
2.  $x = W_g/(W_g + W_f), \quad (1 - x) = W_f/(W_g + W_f)$
3.  $G = W/A = \rho \cdot u = u/v$
4.  $W_g = G \cdot A \cdot x, \quad W_f = G \cdot A \cdot (1 - x)$
5.  $u_g = W_g/\rho_g \cdot A_g, \quad u_f = W_f/\rho_f \cdot A_f$
6.  $u_g = Q_g/A_g, \quad u_f = Q_f/A_f$
7.  $u_g = G \cdot x/\rho_g \cdot \alpha, \quad u_f = G \cdot (1 - x)/\rho_f \cdot (1 - \alpha)$
8.  $\beta = Q_g/(Q_g + Q_f), \quad (1 - \beta) = Q_f/(Q_g + Q_f)$
9.  $j = Q/A, \quad j_g = Q_g/A, \quad j_f = Q_f/A$
10.  $j_g = u_g \cdot \alpha = j \cdot \beta = G \cdot x/\rho_g, \quad j_f = u_f \cdot (1 - \alpha) = j \cdot (1 - \beta) = G \cdot (1 - x)/\rho_f$
11.  $G_g = j_g \cdot \rho_g = G \cdot x, \quad G_f = j_f \cdot \rho_f = G \cdot (1 - x), \quad G = G_g + G_f$
12.  $u_g/u_f = W_g \cdot \rho_f \cdot A_f / W_f \cdot \rho_g \cdot A_g = (x/(1 - x)) \cdot (\rho_f/\rho_g) \cdot ((1 - \alpha)/\alpha)$
13.  $\Delta p = - \int (dp/dz) dz$
14.  $x = (i - i_f)/i_{fg}$
15.  $T - T_{SAT} = \Delta T_{SAT}$
16.  $T_{SAT} - T = \Delta T_{SUB}$

**ÖZGEÇMİŞ**

|               |             |   |
|---------------|-------------|---|
| Doğum tarihi  | 21.03.1980  |   |
| Doğum yeri    | İstanbul    |   |
| Lise          | 1995 – 1998 | Vatan Anadolu Lisesi  |
| Lisans        | 1998 – 2002 | Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak.<br>Makina Mühendisliği Bölümü                               |
| Yüksek Lisans | 2003 – 2005 | Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri<br>Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses<br>Programı |

**Çalıştığı kurumlar**

|             |                         |
|-------------|-------------------------|
| 2002 – 2003 | Kinetik Müh. Ltd. Şti.  |
| 2004 – 2005 | Akfan Klima Sanayi A.Ş. |

