

DÜZ VE GENİŞLETİLMİŞ BORULARDA GELEN YOĞUŞMA DENKLEMLERİNİN MODELLENMESİ VE KARŞILAŞTIRILMASI

M. Turhan ÇOBAN¹, Oğuz Emrah TURGUT²

¹ Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliđi Bölümü,
Telefon: (346) 2191010/2852, Faks: (346) 2191175, e-mail: untemel@cumhuriyet.edu.tr

² Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliđi Bölümü,
Telefon: (05377299583), e-mail: oeturgut@hotmail.com

ÖZET

Yoğuşmalı ısı transferi; iklimlendirme, ısı pompası uygulamaları ve soğutma sistemlerinin tasarımında önemli rol oynamaktadır. Yeni soğutucu akışkanların oluşturulmasıyla birlikte, önceki senelerde meydana gelen yoğuşmalı ısı transferi katsayılarını hesaplamaya yönelik yarı deneysel korelasyonların geçerliliği tartışılmaya başlanmıştır. Bundan dolayı akış düzeni temelli yeni yoğuşmalı ısı transferi denklemleri türetilmiştir. Bu denklemlerin diğerlerinden farkı ısı transferi değerlerinin buhar kalitesinden çok çift fazlı akış düzenine bağlı olmasıdır. Bu makalede birçok soğutucu akışkan verisi kullanılarak oluşturulan bu denklemlerin eski denklemlere göre farkları belirlenecektir. Ardından deneysel verilerle bu korelasyonlar karşılaştırılarak en geçerli korelasyonlar belirlenecektir.

Anahtar Kelimeler: Isı Transferi; Çift fazlı akış; Cavallini korelasyonu; Akers korelasyonu; Akış düzeni haritası

ABSTRACT

Condensation heat transfer has taken a big role in air conditioning, heat pump applications and refrigeration systems. Semi empirical condensation heat transfer correlations those generated in past years have been challenged by the new working fluids. For eliminating this situation, flow pattern based new heat transfer correlations are produced. In these flow pattern based heat transfer correlations, heat transfer rates are dependent of two phase flow patterns more than vapor qualities. This paper will investigate these flow pattern based correlations in which include so many refrigerant datas and determine the main differences between forerunners. These new and old correlations which are used in condensation inside tubes and whose validity still gain recognition will be examined. After that, these correlations will be compared with experimental results and the most reliable correlations will be identified.

Keywords : Heat transfer; Two phase flow; Cavallini correlation; Akers correlation; Flow pattern map.

1.GİRİŞ

Montreal Protokol'ünde (1987) alınan kararlar sonucunda Kloroflorokarbon(CFC) ve Hidrokloroflorokarbon(HCFC) soğutucu akışkanlarının kullanımdan kaldırılmasına karar verilmiştir. Bunun sebebi olarak ise Kloroflorokarbonların troposfer tabakasında güneş ışınları tarafından ayrışmasıdır. Bu ayrışmalar sonucunda asit yağmurları oluşur ve bu da doğal habitatı olumsuz yönde etkiler. Bu olumsuzluktan kaçınmak için CFC ve HCFC'lere alternatif olarak Hidrokarbonlar (HC) önerilmiştir. HC'lerin termodinamik özellikleri CFC ve HCFC' lere göre daha uygundur. Kompresörlerde yağlama için kullanılan mineral yağı içerisinde rahatça çözülebilir. Fakat yanıcılıkları ise bir o kadar yüksektir. Yani düşük sıcaklık limitlerinde rahatlıkla rahatlıkla alevlenebilir.

Boru içinde yoğuşma genel olarak yatay ve dikey borularda yoğuşma olarak ikiye ayrılır. Boru düzenlemelerinde meydana gelen ısı transferi değerleri boru içindeki akış düzeninin ve yukarıda adı geçen soğutucu gazların birer fonksiyonudur. Burada yatay borularda kullanılmak üzere ısı transferi değerlerini elde etmek için bir çok korelasyon oluşturulmuştur. Bu korelasyonların çoğu akış rejimlerinin bir fonksiyonu olarak hazırlanmıştır. Akış rejimlerinin en iyi gözlemlendiği boru düzeni yatay borulardır. (Wang vd, 1989)

2. TEORİK ÇALIŞMA

Yatay borularda yoğuşmalı ısı transferi için bir çok korelasyon önerilmiştir. Bu korelasyonlar yerçekimi ve zorlanmış konvektif etkilerin dikkate alınmasıyla oluşturulmuştur. Yüksek kütleli hızlarda ($G > 400$ [$\text{kg/m}^2\text{s}$]) ısı transferi karakteristiği zorlanmış taşınım belirlerken orta seviyedeki kütleli hızlarda ($100 < G < 400$) bu etki eşit derecededir. Düşük kütleli hızlarda ($G < 100$ [$\text{kg/m}^2\text{s}$]) ise yerçekimine bağlı etkiler baskındır.

2.1 Düz borular için oluşturulan korelasyonlar

2.1.1 Akers korelasyonu

$0 < x < 1$ buhar kalitesi aralığı $G < 200$ [$\text{kg/m}^2\text{s}$] kütleli hızlardaki çalışma şartlarında hazırlanan bu denklem

$$\frac{hD}{k_L} = C \text{Re}_{\text{TP}}^n \text{Pr}_L^{1/3} \quad (1)$$

şeklinde hesaplanır. Çift fazlı Reynolds sayısı

$$\text{Re}_{\text{TP}} = \frac{G \left[(1-x) + x \sqrt{\rho_L / \rho_g} \right] D}{\mu_L} \quad (2)$$

ile ve C katsayısı

$$\begin{aligned} C = 0.0265, n=0.8 & \quad Re_{TP} > 50000 \\ C = 5.03, n=1/3 & \quad Re_{TP} < 50000 \end{aligned} \quad (3)$$

gibidir. (Akers vd, 1959)

2.1.2 Shah korelasyonu

Zorlanmış taşınım temelli oluşturulan bu korelasyon Dittus-Boetler (Dittus-Boetler, 1930) denkleminin bir fonksiyonu olarak

$$\frac{h}{h_{LO}} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \quad (4)$$

tanımlanmıştır.(Shah, 1979)

2.1.3 Dobson ve Chato korelasyonu

R-12, R-22 ve R-134a veritabanları kullanılarak oluşturulmuştur. Çalışma şartları $x=0.1-0.9$ buhar kaliteleri, $D=3.14 - 7.04$ mm boru çapları arasında değişmektedir. Burada $G > 500$ [kg/m²s] iken ısı transferi katsayısı

$$Nu = \frac{hD}{k_L} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] \quad (5)$$

şeklinde. $G < 500$ [kg/m²s] Değiştirilmiş Froude sayısının (Fr^*) büyüklüğüne göre Nusselt sayısı değerleri değişir. $Fr^* > 20$ iken (5) denklemi, $Fr^* < 20$

durumunda ise

$$Nu_F = \frac{hD}{k_L} = \frac{0.23 Re_{GO}^{0.12}}{1 + 1.1 X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right]^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) \left[0.0195 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^2}} \right] \quad (6)$$

ifade edilir. (Dobson – Chato, 1998)

2.1.4 Cavallini korelasyonu

R-22, R-32, R-125, R-410, R134a ve R-407C akışkanlarının veritabanlarından oluşturulan bu korelasyonda $Pr < 0.75$ $D > 2$ mm. (ρ_l/ρ_g) > 4 sınırlamalarını içermektedir. Tabakalı ve halkasal akış rejimleri temelli ısı transferi katsayıları hesaplanmaktadır. Diğer akış rejimleri için oluşturulan ısı transferi katsayıları değerleri tabakalı ve halkalı akış rejimlerinin interpolasyonu sonucu oluşmuş sayısal değerlerdir. Cavallini korelasyonu için hazırlanan yoğuşmalı ısı transferi rejimleri Şekil 1' de gösterilmiştir.

$$J_g^* = \frac{Gx}{\rho_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\Delta\rho g D}} > 2.5 \quad (7)$$

olması durumunda halkasal akışın oluştuğunu ve bu rejim için

$$h = \frac{\rho_L c_{pL} \sqrt{(\tau/\rho_L)}}{T^+} \quad (8)$$

denklemleri önerilmiştir. Burada T^+

$$\begin{aligned} T^+ &= \delta^+ Pr_L & \delta^+ &\leq 5 \\ T^+ &= 5 \{ Pr_L + \ln[1 + Pr_L((\delta^+ / 5) - 1)] \} & 5 &< \delta^+ < 30 \\ T^+ &= 5 \{ Pr_L + \ln(1 + 5 Pr_L) + 0.495 \ln(\delta^+ / 30) \} & \delta^+ &\geq 30 \end{aligned} \quad (9)$$

şeklindedir. Tabakalı-Halkasal akış rejimi ($J_G < 2.5$ ve $X_{tt} < 1.6$) ısı transferi değerleri için ise

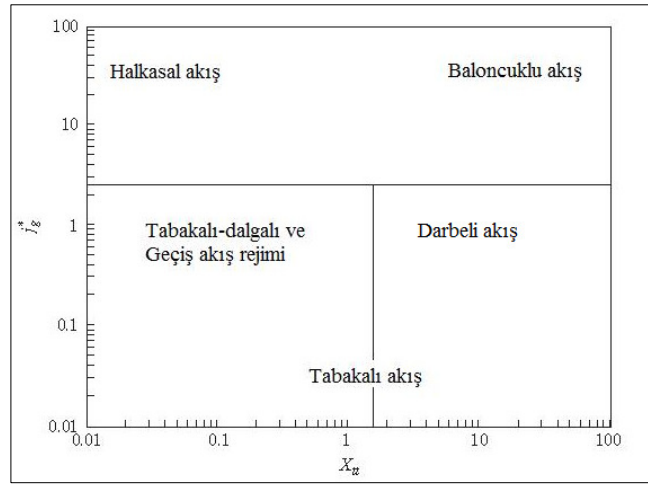
$$h = (h_{jg=2.5} - h_{st})(J_G / 2.5) + h_{st} \quad (10)$$

geçiş rejimi ısı transferi katsayıları önerilmiştir.

Darbeli akış ile gösterilen bölgedeki ısı transferi katsayıları değerleri ise ($J_G < 2.5$ ve $X_{tt} > 1.6$)

$$h = h_{LO} + x(h_{1.6} - h_{LO}) / x_{1.6} \quad (11)$$

ile tanımlanır. (Cavallini vd, 2001)



Şekil 1. Cavallini korelasyonu için hazırlanmış akış rejimi haritası

2.1.5 Türbülanslı sıvı film teorisi (Traviss korelasyonu)

Von Karman sınır tabaka denklemlerinden oluşturulan bu korelasyonda boyutsuz sıcaklık

$$T_i^+ = \int_0^{y_i^+} \frac{q/q_w}{1/Pr_L + \epsilon/v_L} dy^+ \quad (12)$$

ile hesaplanır. Traviss ve arkadaşları tarafından boyutsuz sıcaklık (T_i^+) için

$$\begin{aligned} Re_L \leq 50 \quad T_i^+ &= 0.707 Pr_L Re_L^{0.5} \\ 50 < Re_L \leq 1125 \quad T_i^+ &= 5 Pr_L + 5 \ln[1 + Pr_L (0.09636 Re_L^{0.585} - 1)] \\ Re_L > 1125 \quad T_i^+ &= 5 Pr_L + 5 \ln(1 + 5 Pr_L) + 2.5 \ln(0.00313 Re_L^{0.812}) \end{aligned} \quad (13)$$

denklemleri önerilmiştir. Soliman ve arkadaşları tarafından (Soliman vd, 1968) çift faz çarpanı (Φ_v) için

$$\Phi_v = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (14)$$

değeri önerilmiştir ve

$$Nu = \frac{hD}{k_L} = 0.15 \frac{\Phi_v Pr_L Re_L^{0.9}}{X_{tt} T_i^+} \quad (15)$$

denklemini ortaya çıkarılmıştır. (Traviss vd, 1973)

2.1.6 Tang korelayonu

R-410, R-134a ve R-22 için harılanan korelasyon değiştirilmiş Froude sayısı $Fr^* > 7$ iken

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[1 + 4.863 \left(-\ln(P_r) \frac{x}{1-x} \right)^{0.836} \right] \quad (16)$$

denklemleri ile elde edilir. Değiştirilmiş Froude sayısı

$$0.025 Re_L^{1.59} \left[\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right]^{1.5} \left[\frac{1}{\sqrt{Ga}} \right] \quad Re_L < 1250$$
$$1.26 Re_L^{1.04} \left[\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right]^{1.5} \left[\frac{1}{\sqrt{Ga}} \right] \quad Re_L > 1250 \quad (17)$$

ile elde edilebilir. Burada sıvı Reynolds sayısı (Re_L)

$$Re_L = G(1-x)D / \mu_L \quad (18)$$

ve Galileo sayısı (Ga)

$$Ga = \rho_L \Delta \rho g D^3 / \mu_L^2 \quad (19)$$

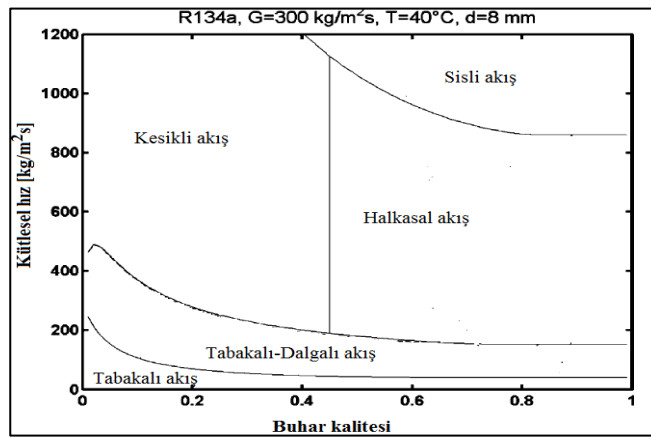
denklemleri ile ifade edilir. (Tang vd., 2000)

2.1.8 El Hajal – J.R. Thome – A.Cavallini modeli

Bu yoğuşma modeli Kattan (Kattan vd, 1998) akışlı kaynama denklemlerinden türetilmiş olup akış düzeni temelli bir modeldir. Bu modelde yeni bir önermeyle oluşturulan ve çift fazlı akışındaki sıvı buhar oranını hesaplamak için kullanılan logaritmik faz hacim oranı (LME void fraction) yöntemi uygulanmaktadır.

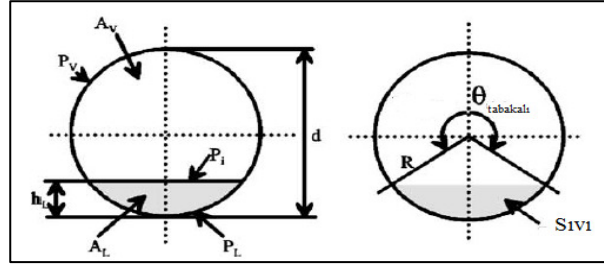
LME faz hacim oranı ile akışlı kaynama denklemleri için hazırlanmış Rouhanni-Axelsson (Rouhanni-Axelsson, 1970) metodunun bir fonksiyonu olarak önerilmiştir.

Kattan (Kattan vd, 1998) tarafından oluşturulan akış rejimi haritası; tabakalı akış, tabakalı- dalgalı akış, kesikli akış, halkasal akış ve sisli akış olmak üzere beş kısımdan oluşmaktadır. Şekil 2'de bu akış rejimleri gösterilmiştir.



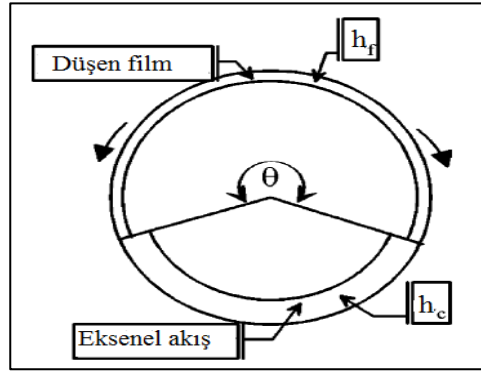
Şekil 2: R134a için oluşturulan akış düzeni haritası

Şekil 3'te ise tabakalı akış düzeni ile oluşturulmuş boru kesitinin geometrik olarak ifadesi gösterilmiştir.



Şekil 3: Çift fazlı akışın geometrik olarak gösterimi

Basınç farkı sonucu oluşan aksel akış hareketinin sonucu konvektif yoğuşma, yoğuşma akışkanının yerçekimi etkisiyle hareketi sonucu ile ise de film yoğuşma meydana gelmektedir. Toplam yoğuşma ise bu iki mekanizmanın birer fonksiyonudur. Bahsedilen mekanizmalar Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4: Isı transferi modellerinin akış rejimine göre gösterimi

Bu yoğuşma modeli için önerile lokal yoğuşma denklemi

$$h_p = \frac{h_f R \theta + (2\pi - \theta) R h_c}{2\pi R} \quad (20)$$

ile ifade edilir. (El Hajal, J., Thome, J.R., Cavallini, A., 2003)

2.1.9 Cavallini-Zecchin korelasyonu

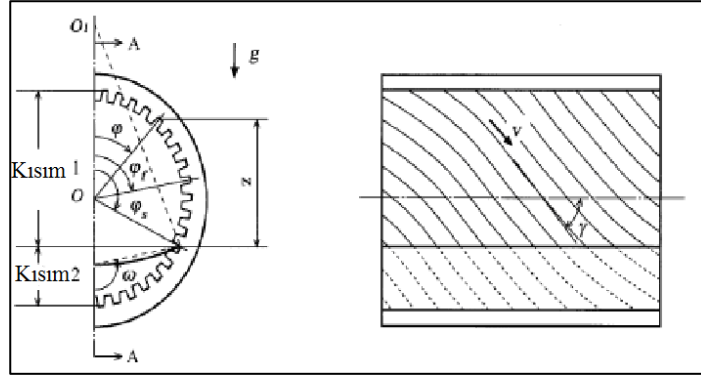
Halkasal akış modeli uygulanarak oluşturulan korelasyon zorlanmış taşınım denklemleri temellidir. R-12, R-113 ve R-22 akışkanlarının veritabanları ele alınarak

$$Nu = 0.0344 Re_L^{0.83} \left[1 + x \left((\rho_L / \rho_v)^{0.5} - 1 \right) \right]^{0.82} Pr_L^{0.35} \quad (21)$$

eşitliği önerildi. (Cavallini - Zecchin, 1974)

2.2 Genişletilmiş borular için oluşturulan korelasyonlar

Helisel şekilde genişletilmiş borular iklimlendirme proseslerinde yüksek ısı transferi değerlerinden dolayı geniş çaplı kullanım alanına sahiptir. Şekil 5'te helisel yapıda genişletilmiş bir borunun iç yüzeyi ve kesit alanı verilmektedir.



Şekil 5: Genişletilmiş boru gösterimi

Genişletilmiş borulardaki yoğuşmalı ısı transferi denklemlerinden birkaçı incelenecektir.

2.2.1 Yu ve Koyama korelasyonu

Asimptotik yaklaşım dikkate alınarak oluşturulan bu korelasyonda

$$h = k_L \varepsilon_a Nu / d_c \quad (22)$$

$$Nu = \sqrt{Nu_f^2 + Nu_b^2} \quad (23)$$

$$Nu_f = 0.152(0.3 + 0.1Pr_L^{1.1}) Re_L^{0.68} \phi_v / X_{tt} \quad (24)$$

$$Nu_b = 0.725 \left(\frac{d}{d_c} \varepsilon_a \right)^{-0.25} H(\beta) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph} \right)^{0.25} \quad (25)$$

denklemleri ile ifade edilir. (Yu-Koyama, 1998)

2.2.2 Shikazono korelasyonu

Bu denklem için de asimptotik yaklaşım kabulleri yapılmıştır. Burada

$$h = k_L Nu / d \quad (26)$$

$$Nu = \sqrt{Nu_f^2 + (f Nu_b)^2} \quad (27)$$

$$Nu_f = 0.0152(1 + 0.6 Pr_L^{0.8}) Re_L^{0.77} \phi_v / X_{tt} \quad (28)$$

$$Nu_b = 0.725 H(\beta) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph} \right)^{0.25} \quad (29)$$

$$H(\beta) = \beta + [10(1 - \beta)^{0.1} - 8.9] \sqrt{\beta} (1 - \sqrt{\beta}) \quad (30)$$

$$\phi_v = 1 + 0.5 Fr^{0.75} X_{tt}^{0.35} \quad (31)$$

denklemleriyle ifade edilmiştir. (Shikazono, 1998)

2.2.3 Cavallini korelasyonu

$$h = k_L Nu / d_c \quad (32)$$

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{1/3} R^2 F^{0.26} \quad (33)$$

$$Re_{eq} = \frac{Gd}{\mu_L} \left((1-x) + x \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_v}} \right) \quad (34)$$

$$R = \frac{2hn(1-\sin\theta)}{\pi d \cos\theta} + 1 \quad (35)$$

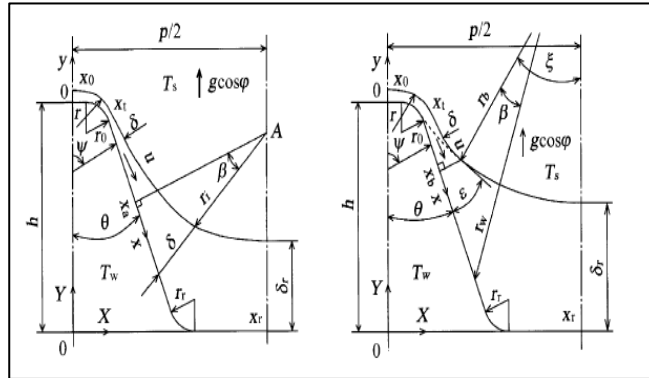
$$F = \frac{8n\sigma_v^2}{\pi\rho_L hG^2} \quad (36)$$

$$d_c = d - 2h \quad (37)$$

(Cavallini vd, 1995)

Tablo 1: Karşılaştırılacak boru parametreleri

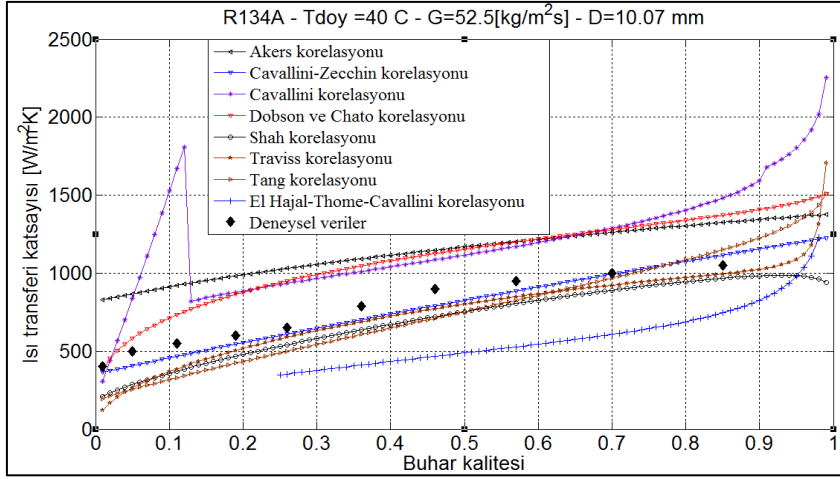
Kanat sayısı(n)	47
Helis açısı (γ)	30°
Kanatlar arası mesafe (p)	0.53 mm
Kanat yüksekliği (h)	0.24 mm
Kanat yarı açısı (θ)	30.5°
Kanat kavis yarıçapı (r_0)	0.074 mm
Kanat dibi çapı (d)	10.07 mm
Alan genişletme oranı (ϵ_a)	1.49



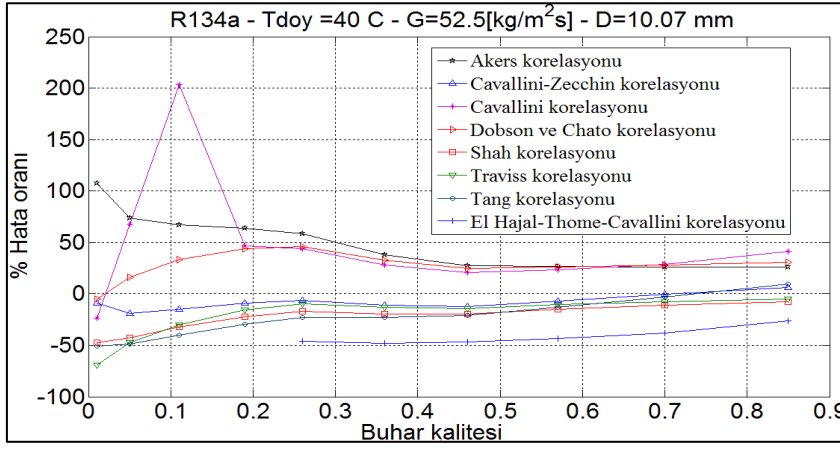
Şekil 6: Kanat fiziksel modellenmesi

3. SAYISAL SONUÇLAR

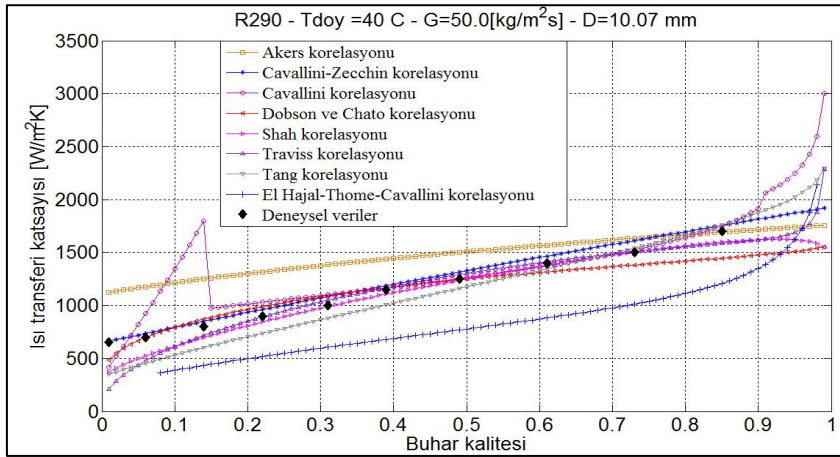
Tanımlanan korelasyonlar R-290 ve R134A için değişik boru çapları ve kütleli hızlarda karşılaştırılırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilecektir



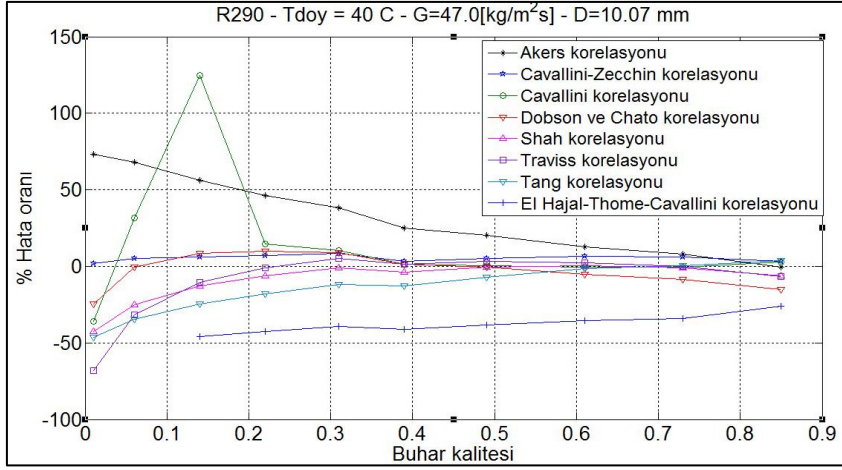
Şekil 7: R134a için denklemlerin karşılaştırılması



Şekil 8: Karşılaştırılan denklemlerin hata oranı

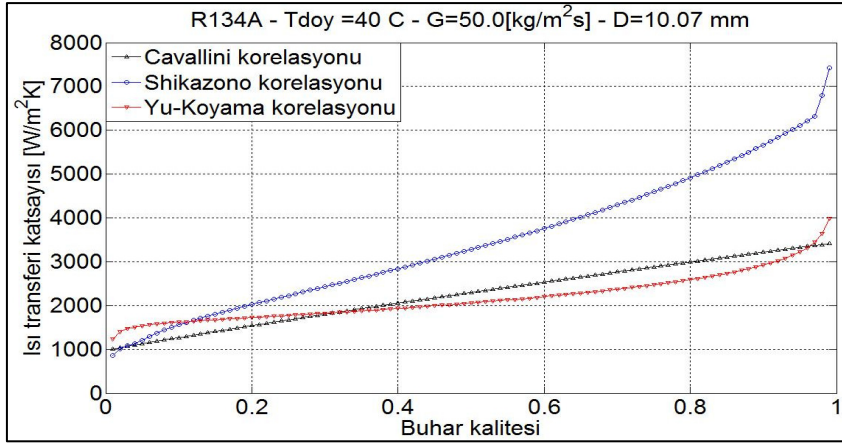


Şekil 9: R290 için denklemlerin karşılaştırılması

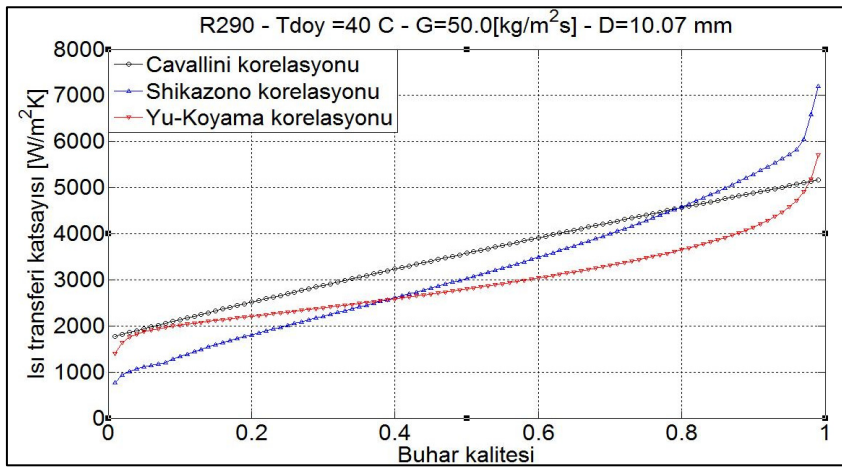


Şekil 10: R290 için hata oranı gösterimi

Genişletilmiş yüzeyli borular için yapılan karşılaştırmalar ise yine aynı akışkanlar için şekillerdeki gibidir.



Şekil 11: Genişletilmiş borularda R134a için karşılaştırma



Şekil 12: Genişletilmiş borularda R290 için karşılaştırma

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Düz borularda R290 ve R134a için korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda HC (R290a) soğutucu akışkanların aynı fiziksel şartlarda CFC (R134a) soğutucu akışkanlara göre daha fazla ısı taşıdığı görülmektedir. Ayrıca R290a soğutucu akışkanındaki hata oranları göreceli olarak R134a'dakilere göre daha düşüktür. Genişletilmiş borulardaki karşılaştırmada ise R134a için ısı transferi katsayıları değerleri fazlasıyla farklılık gösterirken R290 'da denklemler benzer sonuç vermektedirler.

SEMBOLLER

C_p = Öz ısı [J/kgK]

D, d = Boru çapı [m]

Fr = Froude sayısı [-]

g = Yerçekimi ivmesi [m/s^2]

G = Kütle hızı [kg/m^2s]

Ga = Galileo sayısı [-]

h = Kanat yüksekliği [m]

h_f, h_c = Film ve konvektif ısı transferi katsayısı [W/m^2K]

Ja = Jacob sayısı

k = Isı iletim katsayısı [W/mK]

n = Kanat sayısı

Nu = Nusselt sayısı [-]

p = Kanatlar arası mesafe [m]

Ph = Faz değiştirme sayısı [-]

Pr = Prandtl sayısı [-]

P_r = İndirgenmiş basınç (p/p_{doy}) [-]

r = Kanat kavis yarıçapı [m]

q = Isı akısı [W/m^2]

R = Boru yarıçapı (m)

Re = Reynolds sayısı [-]

T_i^+ = Boyutsuz sıcaklık [-]

x = Buhar kalitesi [-]

X_{tt} = Martinelli parametresi [-]

ρ : Yoğunluk [kg/m^3]

μ : Viskozite [Pa.s]

θ : Kanat yarı açısı [rd]

δ^+ : Cavallini parametresi

ϕ_v : Çift faz çarpanı [-]

ϵ_a : Alan genişletme oranı [-]

γ : Helis açısı [rd]

σ : Yüzey gerilimi [Pa/m]

τ : Kayma gerilmesi [Pa]

β : Faz - hacim oranı [-]

ϵ : Eddy viskozitesi

ν : Kinematik viskozite [m^2/s]

Alt indisler

G ,v : Gaz faz

f , L : Sıvı faz

LO : Sadece sıvı faz

GO : Sadece gaz faz

TP : Çift fazlı

5 – KAYNAKLAR

Akers, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K. (1959). Condensation heat transfer within horizontal tube. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 55, 171–176.

Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., and Rossetto, L. (2001). Experimental investigation on condensation of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *Int. J. Refrig.*, 24, 73–87.

Cavallini, A. and Zecchin, R. 1974. Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation. Proc. 5th Int. Heat Transfer Conference 3 :309-3 13 .

Cavallini A, Doretti L, Klammsteiner N, Longo LG, Rossetto L. Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes. In: Proc. 19th Int. Cong. Refrigeration, vol. IV, Hague, The Netherlands, 1995. p. 105–14.

Dittus, E.J. and Boetler, L.M. K., 1930, Publications on Engineering, Univ. California, Berkeley, Vol. 2, pp 443.

Dobson, M. K., and Chato, J. C. (1998). Condensation in smooth horizontal tubes. *J. Heat Transfer*, 120, 193–213.

El Hajal, J. , Thome, J.R., Cavallini, A., 2003, Condensation in horizontal tubes, part 1 : Two phase flow pattern map, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 46, pp. 3349-3363

Friedel, L. (1979). Improved pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *3R Int.*, 18, 485–492.

Kattan, N., Thome, J.R and Favrat, D., 1998a, Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Development of a Diabatic Two Phase Flow Pattern Map, *J. Heat Transfer*, Vol.120, No.1 pp. 140–147.

L. Tang, M.M. Ohadi, A.T. Johnson, Flow condensation in smooth and microfin tubes with HCFC-22, HFC-134a, and HFC-410 refrigerants. part II: Design equations, *Journal of Enhanced Heat Transfer* 7 (2000) 311–325.

Rouhani, Z., and Axelsson, E., 1970, Calculation of Volume Void Fraction in the Subcooled and Quality Region, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 383–393

Shah MM (1979) A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int J Heat Mass Trans* 22(4):547–556

Shikazono N, Itoh M, Uchida M, Fukushima T, Hatada T. Predictive equation proposal for condensation heat transfer coefficient of pure refrigerants in horizontal microfin tubes. *Trans Jap Soc Mech Engrs*, 1998; 64:196–203 [in Japanese].

Soliman, H. M., Schuster, J. R., and Berenson, P. J. (1968). A general heat transfer correlation for annular flow condensation, *J. Heat Transfer*, 90, 267–276.

Thome, J.R. , El Hajal, J., Cavallini A., 2003, Condensation in horizontal tubes, part 2 : new heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 46, pp. 3365-3387

Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B. (1973). Forced convective condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design. *ASHRAE Trans.*, 79 (1), 157–165.

Yu J, Koyama S. Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes. In: *Proc. Int. Refrigeration Conference at Purdue Univ., West Lafayette, USA, 1998.* p. 325–30.