

Kanatlı Borulu Yoğuşturucularda İki-Fazlı Akış Bağıntılarının Isıl Kapasite Hesabına Etkilerinin İncelenmesi

Mete ÖZŞEN
Naci ŞAHİN

ÖZET

Isı değiştirici ısı kapasite hesaplarının en önemli adımını iç ve dış bölgedeki ısı transfer katsayılarının belirlenmesi oluşturmaktadır. Bu katsayılar geometriye, akış koşullarına ve akışkan cinsine bağlı olarak çıkarılan ampirik (deneye dayalı) bağıntılar ile hesaplanabilmektedir.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda faz değişimi meydana geldiğinden boru içinde iki fazlı akış meydana gelir. Bu yüzden ısı transferi katsayısı hesabında iki fazlı akış etkileri göz önüne alınmalıdır. İki fazlı akış çözümleri tek-faz akışlara göre daha karmaşık ve deneysel incelemesi zor olaylardır. Literatürde bu akış koşulu üstünde deneysel ve hesaplama modelleri çalışmaları yapan yayınlar bulunmaktadır. Bu çalışmaların değerlendirildiği yayınlar her bir bağıntının çok farklı sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bu yüzden iki fazlı akışta genel bir ısı transferi bağıntısı elde etme sorunu güncelliğini koruyan bir problemdir. İki fazlı akış için basınç kaybı hesaplamalarında da aynı durum söz konusudur.

Bu çalışmada yatay içten yivli boru içindeki yoğuşmada iki fazlı akış mekanizması için literatürde yer alan bağıntılar incelenecektir. Ayrıca testi yapılmış kanatlı borulu bir yoğuşturucu için farklı iki fazlı akış bağıntılarının ısı kapasitesine olan etkileri gösterilecektir.

Anahtar Kelimeler: Yoğuşma, İki Fazlı Akış, Isı Transferi, Basınç Kaybı, Ampirik Bağıntı, Isı Transfer Katsayısı.

1. GİRİŞ

Soğutma sistemi uygulamalarında akışkanın çektiği ısının dışarı atılması sırasında yoğuşma mekanizmasından yararlanır. Bu işlem soğutma çevriminin yoğuşturucusunda meydana gelir. Yoğuşturucu tasarımlarının düzgün bir şekilde yapılması için yoğuşma sırasında meydana gelen ısı transferi ve basınç kaybının doğru bir şekilde hesaplanması önemlidir.

Ayrıca yoğuşturucu üreticilerinin beyan ettiği ısı kapasite değerlerinin doğruluğu gün geçtikçe müşteriler tarafından daha çok sorgulanmaktadır. Bu yüzden üreticiler bağımsız kuruluşlar tarafından verilen ve kapasite doğruluğunu onaylayan sertifikaları almaya çalışmakta-

Abstract:

The critical step of heat capacity calculation of heat exchanger is determination of both inside and outside heat transfer coefficients. These coefficients can be calculated with using empirical correlations that depend on geometrical properties, flow conditions and refrigerant type.

Inside tube, two-phase flow is occurred due to the phase change in evaporator and condenser. For this reason, two-phase effects are considered to calculate heat transfer coefficient. Solutions of two-phase problems are more complex and experimental studies are more difficult compared to single-phase problems. There are articles that are experimental and obtaining correlation studies for two-phase flow in literature. The review studies show that each correlation of two-phase flow gives quite different results. Thus, obtaining unique heat transfer correlation is up to date problem for two-phase flow. The same situation is valid for pressure drop calculation of two-phase flow.

In this study, two-phase correlations that are in literature are investigated for condensation inside horizontal grooved tube. In addition, effects of different two-phase correlations on heat capacity are shown for fin and tube type condenser.

Key Words:

Condensation, Two-Phase, Heat Transfer, Pressure Drop, Correlation, Review, Heat Transfer Coefficient

Makale

dır. Örneğin Avrupa’da Eurovent Sertifikasyon kuruluşu sertifika için, hesaplanan (üretici tarafından belirtilen) ısı kapasitenin test sonuçları ortalamalarının en fazla %5 sapmasına, tekil bir test için ise en fazla %8 sapmasına izin vermektedir [1]. İzin verilen sapma oranları giderek daraltılmaktadır. Bu durum hassas bir hesaplama yapılması gerektiğinin önemini göstermektedir.

Yoğuşma, iki fazlı akış koşullarına sahip fiziksel bir mekanizmadır. İki fazlı akışta fazlar arasında bulunan fiziksel özelliklerin çok farklı olması (örneğin yoğunluk farkı büyüklüğü [2]) ısı transferinin ve basınç düşümünün doğru hesaplanmasını zorlaştırır. Aynı şart için, literatürde bulunan iki fazlı akış bağıntılarını inceleyen çalışmalar [3-6] sonuçların birbirinden çok farklı sonuçlar verdiğini vurgulamıştır. Bu durum bağıntıların elde edilirken yapılan deney şartlarının sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Bu yüzden genel iki fazlı akış bağıntısı elde etme yönündeki çalışmalar güncelliğini korumaktadır.

Isı transfer katsayısı için genel iki fazlı akış bağıntısı elde etme çalışması “Cavallini ve diğ.” [4] tarafından literatürden elde edilen 3.115 deney sonucunun toparlanmasıyla yapılmış ve elde edilen bağıntının ortalama mutlak sapmasının %17 olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca literatürde bulunan diğer bağıntılar da incelemiş ve “Kedzierski & Goncalves” [7] tarafından elde edilen bağıntının da tüm deney sonuçları ile oldukça iyi sonuçlar verdiğini vurgulamıştır.

“Garcia-Valladares” [3] yatay boru içinde meydana gelen yoğuşma için ısı transfer katsayısı bağıntılarını incelemiştir. Hem düz hem de içten yivli borular için bu çalışmayı yapmıştır. Çalışma sonucunda düz borular için “Dobson ve diğ” [8], “Dobson ve Chato” [9] ve “Cavallini ve diğ.” [10] bağıntılarının farklı koşullar için kullanılabilir olduğunu vurgulamıştır. Yivli borular için ise farklı koşullarda uygun sonuçlar veren bir bağıntı önerememiştir.

Son yıllarda akışkan şarj miktarını azaltmak ve ısı değiştirici hacmini küçültmek için, yüzey alanı artırılmış yivli boru kullanımı soğutma sektöründe giderek artmıştır. Bu yüzden yivli boru için iki fazlı akış bağıntılarının hesaplama doğruluğu önemlidir. Yukarıda bahsedilen “Cavallini ve diğ.” [4] çalışmasını yatay yivli borular için yapmıştır. Bir diğer yivli boru için ısı transfer bağıntı çalışması “Wang & Honda” [5] tarafından yapılmıştır. Kendi çıkardığı teorik modelin deney sonuçları ile uyumlu olduğunu belirtmiştir. Bunun yanında incelediği diğer bağıntıları, kendi deneylerine göre uyumluluk açısından şu şekilde sıralamıştır: “Yu & Koyama” [11], “Kedzierski & Goncalves” [12], “Shikazono ve diğ.” [13], “Cavallini ve diğ.” [14] ve “Lu & Bergles” [15]. Hem “Cavallini ve diğ.” [4] hem de “Wang & Honda” [5] yivli borular için daha geniş kapsamlı deney sonuçlarına ihtiyaç duyulduğunu belirtmiştir.

Yoğuşmada iki fazlı akış basınç kaybı bağıntıları yivli boru için “Cavallini ve diğ.” [6] tarafından incelenmiştir. Bu incelemede literatürden elde edilen deney sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. “Friedel” [16] ile “Cavallini ve diğ.” [17] bağıntılarının birleşimden oluşan yeni bir bağıntı önermiştir. Yeni önerilen bağıntı ve “Kedzierski ve Goncalves” bağıntısı [7] ile sırasıyla deney sonuçlarına göre %20 ve %18 ortalama mutlak sapma değeri elde etmiştir. Bunun yanında “Haraguchi ve diğ.” [18] ve “Nozu ve diğ.” [19] bağıntılarını göstermiş ancak herhangi bir deney sonucu ile karşılaştırmamıştır.

Mevcut çalışmada, içten yivli yatay boru içindeki yoğuşma için çıkarılan ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntıları incelenmiştir. Yukarıda bahsedilen bağıntılardan sonuçların uyumlu olduğu belirtilen bağıntılar incelenmek için seçilmiştir. Buna göre ısı transfer katsayısı hesabı için; “Cavallini” [4], “Kedzierski & Goncalves” [7], “Yu & Koyama” [11], “Shikazono” [13] ve “Cavallini” [6] tarafından verilen bağıntılar dikkate alınmıştır. Basınç kaybı için ise; “Cavallini” [6], “Kedzierski & Goncalves” [7], “Haraguchi” [18] ve “Nozu” [19] tarafından önerilen bağıntılar kullanılmıştır.

2. TEST DÜZENEGİ

2.1. Yoğuşturucu Prototipleri

Yoğuşma iki fazlı akış bağıntılarının uygunluğunun kontrolü için iki adet yoğuşturucu prototipi üretilmiştir. Yoğuşturucular kasetli-fanlı (Şekil 2) ürünler olup özellikleri Tablo 1’de belirtilmiştir. İki prototipten biri 30 diğeri 20 pas sayısına sahiptir. Diğer bütün özellikleri aynıdır.

Kullanılan kanat malzemesi alüminyum olup dalgalı forma ve 0,1 mm kalınlığa sahiptir. Boru malzemesi bakırdır olup içten yivli özelliğe ve 0,35 mm kalınlığa sahiptir.

2.2. Test Odası ve Koşulları

Test laboratuvarı, iklimlendirme ve kalorimetrik oda şeklinde tanımlanan iki odadan oluşmaktadır (Şekil 1). Yoğuşturucu testleri kalorimetrik odada yapılmıştır. Kalorimetrik oda “kasetli/fanlı” ürün (Şekil 2) test etmek amacı ile kullanılır ve Şekil 1’de 4 no’lu bölme ile ürüne şartlandırılmış hava sağlar. Hava debisi ürün üstünde bulunan fanlar aracılığıyla elde edilir. Kapasite hesabı “Oda Tipi Kalorimetrik Metot” kullanılarak hesaplanır.



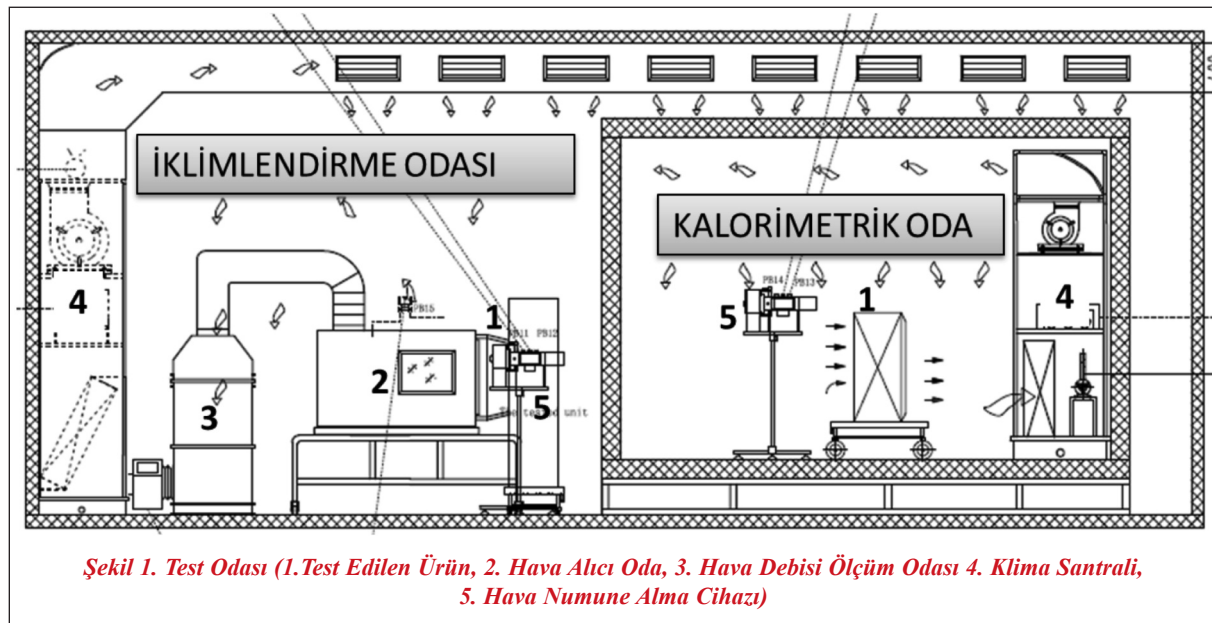
Şekil 2. Kasetli/fanlı Ürün Örneği

olarak hesaplanır. Kalorimetrik odada test edilen bir ürüne ait uygulama Şekil 3’de gösterilmiştir.

Hava giriş koşulları “hava numune alma cihazı (air sampler)” (Şekil 1’de 5 no’lu ve Şekil 3’de 2 no’lu cihaz) olarak isimlendirilen sistemle ölçülmüştür. Cihazın topladığı hava, ölçüm kutusuna gelmekte ve burada kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ölçülmektedir. Buradan elde edilen verilere

Tablo 1. Test Edilen Yoğuşturucu Prototipinin Özellikleri

Prototip No	XT [mm]	XL [mm]	Boru Sayısı	Sıra Sayısı	Pas Sayısı	Lic [mm]	D _{dış} [mm]	F _p [mm]
1	38,1	33	20	4	30	800	12	2,3
2					20			



Şekil 1. Test Odası (1. Test Edilen Ürün, 2. Hava Alıcı Oda, 3. Hava Debisi Ölçüm Odası 4. Klima Santrali, 5. Hava Numune Alma Cihazı)



Şekil 3. Kalorimetrik Oda Örnek Test Görüntüsü (1. Test Edilen Ürün, 2. Hava Numune Alma Cihazı)

göre Şekil 1’de gösterilen 4 no’lu bölmedeki soğutucu ve ısıtıcılar otomatik olarak devreye girmektedir. Bu sayede, giriş havası istenilen sıcaklık ve bağıl nem değerine getirilmektedir. Bu çalışmada giriş havası 25 °C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem değerine ayarlanmıştır. Hava giriş hacimsel debisi prototip üstünde bulunan fan ile sağlanmaktadır. Fan düşük ve yüksek devir olarak adlandırılan iki adet devire sahiptir. Bu devirlerin ikisi için ayrı ayrı testler gerçekleştirilmiştir.

Testlerde soğutucu akışkan olarak R404-A kullanılmıştır. Laboratuvarında bulunan soğutucu akışkan hazırlama ünitesi sayesinde istenilen yoğuşma sıcaklığı ile kızgınlık ve aşırı soğutma dereceleri ayarlanmaktadır. Bu çalışmada “BS EN 327” [20] standardına göre yoğuşma sıcaklığı 40 °C, kızgınlık derecesi 25 °C ve aşırı soğutma derecesi ise 1-3 °C arasında ayarlanmıştır.

1 no’lu Prototip ile yapılan testlerde; yüksek fan devri ile yapılan “1” ve düşük fan devri ile yapılan “2” olarak numaralandırılmıştır. 2 no’lu Prototip ile yapılan testlerden ise yüksek fan devri ile yapılan “3” ve düşük fan devri ile yapılan “4” olarak numaralandırılmıştır. Bu numaralar “Bölüm 3”de test sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılmıştır.

3. YOGUŞMA İKİ FAZLI AKIŞ

BAĞINTILARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1. Isı Transfer Katsayısı Bağlıları

Literatür araştırması sonucu elde edilen bağıntılar, laboratuvar testleri ile elde edilen ısı kapasite değerleri ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmenin yapılabilmesi için önce kanatlı-borulu ısı değiştiricinin ısı kapasite hesabı yapılmıştır. Isıl kapasite hesabında “Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD)” yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemin ayrıntılarına, “Kocaman & Tosun” [21, 22] tarafından açıklandığı için burada değinilmemiştir.

Isıl kapasite, Denklem (1) ve (2) [11] kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem (2)’de yer alan hava ve sıvı tarafı kirlilik dirençleri (R_f) ihmal edilmiştir. Ayrıca boruların mekanik şişirilmesi sayesinde boru ve kanat arasındaki ısı temas direnci oluşması önlendiği için bu direnç hesaplama katılmamıştır.

$$q = UA (LMTD) \quad (1)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{iç}A_{iç}} + \frac{R_{f,iç}}{A_{iç}} + \frac{\ln(D_{dış}/D_{iç})}{2\pi kL} + \frac{R_{f,dış}}{A_{dış}} + \frac{1}{h_{dış}A_{dış}} \quad (2)$$

$$h_{dış} = h[1 - (1 - \eta_f)\frac{A_f}{A}] \quad (3)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X}$$

$$X = \varphi \frac{D_{dış}}{2} \sqrt{\frac{2h}{\lambda_f \delta}}$$

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi')$$

$$\varphi' = 1,28 \frac{b_f}{D_{dış}} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0,2\right)}$$

Denklem (2)'de yer alan hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($h_{dış}$) kanat verimini içermektedir. Bu katsayının hesaplanmasında "VDI Heat Atlas" [23]'da açıklanan yöntem kullanılmıştır (Denklem 3-7). Sıvı tarafı taşınım katsayısı hesabında ise belirlenen bağıntılar ayrı ayrı kullanılmış ve her bir bağıntı için ısı kapasite hesaplanmıştır. Kullanılan bağıntılarda yer alan akışkan özellikleri Refprop 7.0 [24] programı ile hesaplanmıştır.

(4) Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplamasında kullanılan yöntemin doğruluğunu kanıtlamak için akışkanı su olan kanatlı-borulu ısı değiştirici testleri

(5) yapılmıştır. Akışkan olarak kullanılan su, tek-fazlı bir akışa sahiptir. Tek-faz sıvı taşınım katsayısı bağıntıları daha güvenilir sonuçlar verdiği için bu

(6) şekilde bir yöntem kullanılmıştır. Testlerde kullanılan ısı değiştiricinin özellikleri ve test koşulları Ek-1'de verilmiştir. Tablo 2'de ölçüm ve hesaplama sonucu elde edilen ısı kapasite değerleri gösterilmiştir.

(7) Hesaplama test sonuçlarına göre ortalama %2,47 daha fazla kapasite vermiştir. Bu fark standartta [1] belirtilen %8 fark içinde olduğundan hava, tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplama yönteminin uygun olduğuna karar verilmiştir.

Yoğuşma ısı transfer katsayısı bağıntıları ile elde edilen ısı kapasite değerleri Tablo 3'de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 3'de ve Şekil 4'de hesaplama ve yoğuşma

Tablo 2. Hava Tarafı Taşınım Katsayısı Hesaplama Yöntemi Doğrulama Test Sonuçları

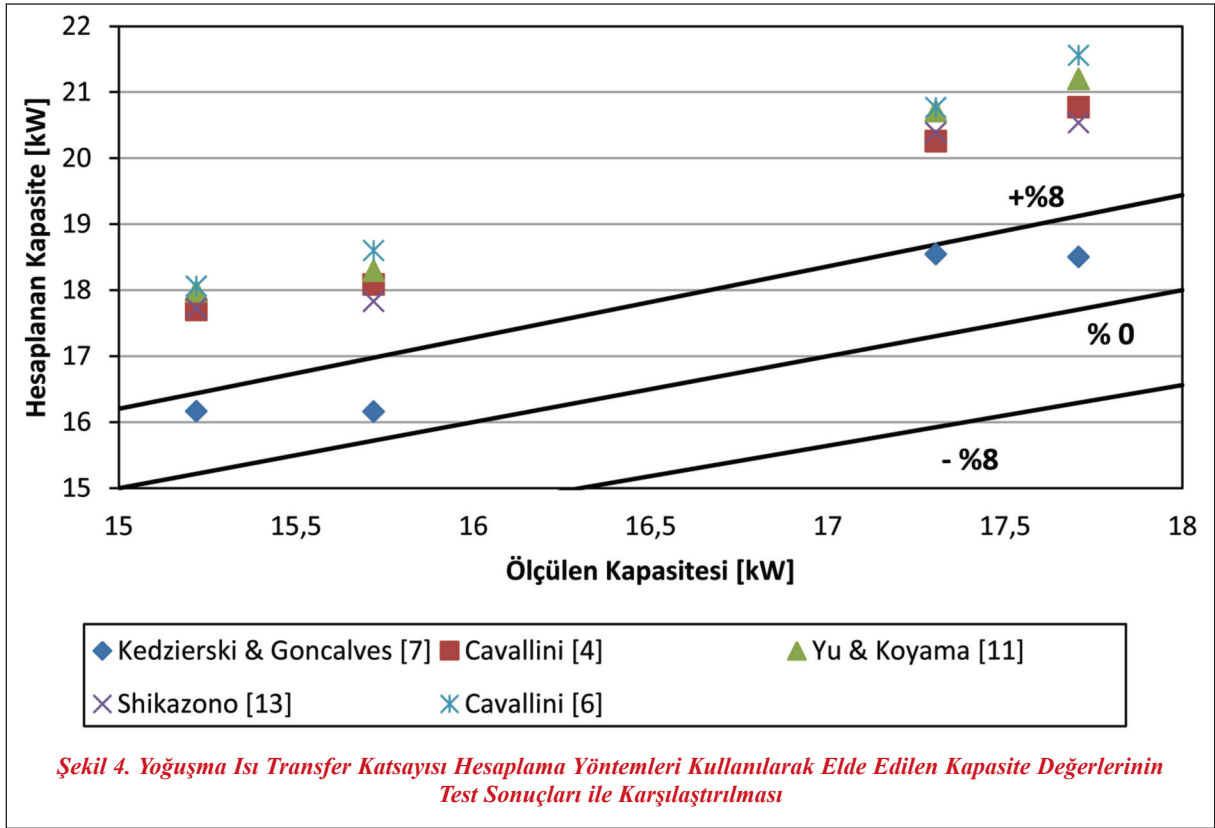
		Test Numarası*			Ortalama Fark %
		1	2	3	
Test	Kapasite - kW	31,44	10,07	48,35	
	Kapasite - kW	32,84	9,95	50,34	
Hesaplama	Fark - %	4,45%	-1,16%	4,12%	2,47%

* Test koşulları için Ek-1'e bakınız.

Tablo 3. Hesaplanan Isıl Kapasite Değerleri ve Test Sonuçları ile Karşılaştırılması

		Test Numarası				Ortalama Fark %
Yöntem		1	2	3	4	
Test	Kapasite - kW	17,31	15,22	17,71	15,72	
	Kapasite - kW	20,26	17,70	20,77	18,08	
Cavallini [4]	Fark - %	17,04%	16,26%	17,27%	15,04%	16,41%
	Kapasite - kW	20,71	17,98	21,20	18,29	
Yu & Koyama [11]	Fark - %	19,68%	18,13%	19,70%	16,36%	18,47%
	Kapasite - kW	18,54	16,16	18,50	16,16	
Kedzierski & Goncalves [7]	Fark - %	7,14%	6,18%	4,47%	2,77%	5,14%
	Kapasite - kW	20,76	18,06	21,55	18,60	
Cavallini [6]	Fark - %	19,97%	18,64%	21,72%	18,30%	19,66%
	Kapasite - kW	20,38	17,72	20,53	17,83	
Shikazono [13]	Fark - %	17,79%	16,45%	15,95%	13,41%	15,90%

Makale



Şekil 4. Yoğuşma Isı Transfer Katsayısı Hesaplama Yöntemleri Kullanılarak Elde Edilen Kapasite Değerlerinin Test Sonuçları ile Karşılaştırılması

turucu test sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir. “Kedzierski & Goncalves” bağıntısı [7] ile elde edilen kapasitelerin standarda göre belirlenen ± 8 limit içinde olduğu Şekil 4’de açıkça görülmektedir. Diğer hesaplama yöntemleri test sonucuna göre %15-20 arası fazla kapasite vermektedir (Tablo 3).

Bağıntılar arasındaki kapasite farklılığına yol açan ısı taşınım katsayısı değerleri; 0,5 kuruluk derecesi için incelenmiş ve Şekil 5’de gösterilmiştir. Isıl kapasite açısından test sonuçları ile en kötü olan “Cavallini” [6] bağıntısı, en uyumlu olan “Kedzierski & Goncalves” [7] bağıntısına göre ortalama 5,5 kat ($h_{\text{Kedzierski\&Goncalves}[7]} = 1621 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_{\text{Cavallini}[6]} = 8874 \text{ W/m}^2\text{K}$) daha büyük taşınım katsayısı hesaplamıştır.

Bu fark “Cavallini” [6] ile kapasitenin “Kedzierski & Goncalves” [7]’ye göre ortalama %13,8 daha fazla hesaplanmasına neden olmuştur. Cavallini [6] bağıntısı iyileştirme çalışmaları (Cavallini ve diğ. [4]) sonucunda ısı taşınım katsayısının azaltıldığı Şekil 5’den görülmektedir. Bu iyileştirmeye rağmen “Kedzierski & Goncalves” [7]’ye göre taşınım kat-

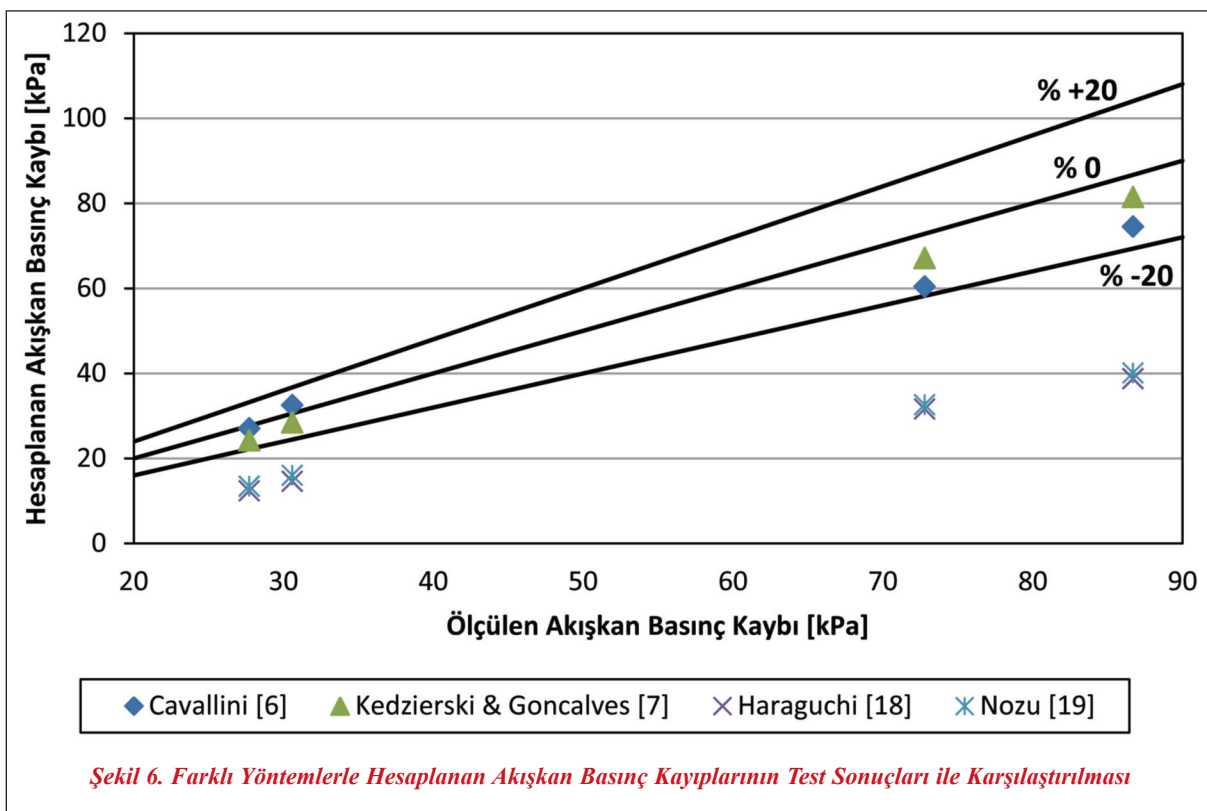
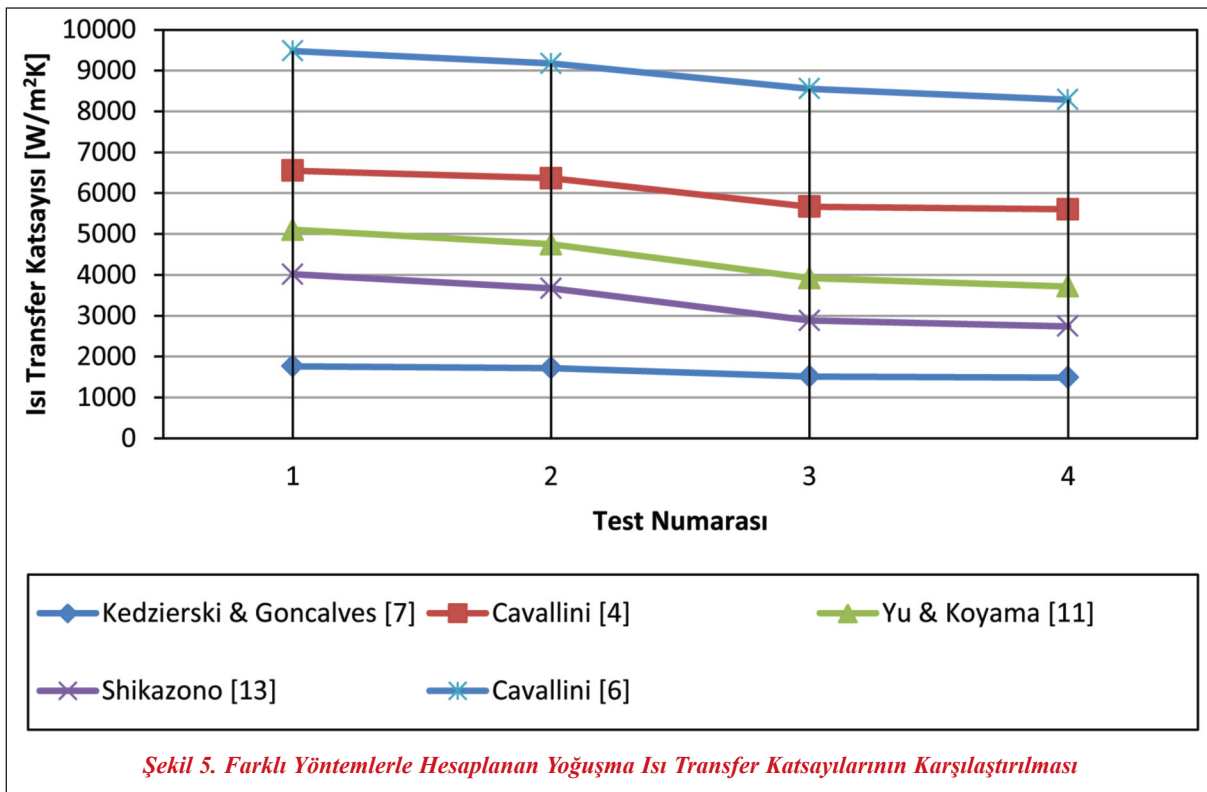
sayısı ortalama 3,7 kat ($h_{\text{Cavallini}[4]} = 6048 \text{ W/m}^2\text{K}$) ve ısı kapasite ortalama %10,7 daha büyüktür.

Bunun dışında birbirine yakın kapasite değerlerinin hesaplandığı “Cavallini” [4] ile “Shikazono” [13] arasındaki ısı taşınım katsayıları da karşılaştırılmıştır. “Cavallini” [4] bağıntısı ile “Shikazono” [13] bağıntısına göre ortalama 1,84 kat ($h_{\text{Shikazono}[13]} = 3326 \text{ W/m}^2\text{K}$) fazla ısı taşınım katsayısı ve ortalama %0,4 fazla ısı kapasite değeri hesaplanmıştır.

Yukarıda yapılan karşılaştırmalarda, “Kedzierski & Goncalves” [7] bağıntısının test sonuçlarına göre en uyumlu yöntem olduğu anlaşılmıştır.

3.2. Basınç Kaybı Bağıntıları

Literatür araştırması sonucu belirlenen iki fazlı akış basınç kaybı bağıntıları sonucu elde edilen akışkan basınç kayıpları test sonuçları ile Şekil 6’da karşılaştırılmıştır. Şekilde görülen ± 20 limiti standarda [1] göre belirlenmiştir. Cavallini [6] ve Kedzierski & Goncalves [7] bağıntılarının istenilen limitler içinde kaldığı Şekil 6’da görülmektedir. Bu bağıntılar ile



Tablo 5. Basınç Kaybına Bağlı Sıcaklık Düşmesi Değerleri

Test Numarası	Sıcaklık Düşmesi - K		Fark
	Kedzierski & Goncalves [7]	Haraguchi [18]	
1	1,75	0,78	0,97
2	1,45	0,64	0,81
3	0,56	0,24	0,32
4	0,48	0,21	0,27
		Ortalama	0,59

değerleri Tablo 5’de verilmiştir. Basınç kaybını “Haraguchi” [18], “Kedzierski & Goncalves” [7] bağıntısına göre ortalama %50,8 daha az hesaplamıştır. Bu fark sıcaklık düşmesinde ortalama 0,59 K değerinde sapma yaratmaktadır (Tablo 5). 0,59 K daha az gerçekleşen sıcaklık düşmesi LMTD değerini daha az etkilemektedir. Bu etki sonucu debi değeri ve buna bağlı olarak ısı kapasite değeri, “Haraguchi” [18] bağıntısı ile “Kedzierski & Goncalves” [7] bağıntısına göre ortalama %2,3 daha fazla hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, İki fazlı akış basınç kaybı bağıntılarının uygunluğunun ısı kapasite değerinin hassas bir şekilde hesaplanması açısından önemli olduğu anlaşılmıştır.

SONUÇ

Bu çalışmada; ulaşılabilen literatürden elde edilen, yatay içten yivli borularda gerçekleşen yoğunlaşma iki fazlı akış ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntılarının uygunluğu incelenmiştir. Hesaplanan ısı kapasite değerleri yoğunlaştırıcı test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Kanatlı-borulu yoğunlaştırıcunun geometrik özellikleri ve test koşullarına göre en uygun ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı bağıntıları “Kedzierski ve Goncalves” [7] tarafından önerilen bağıntılar olarak elde edilmiştir.

Yoğunlaşma ısı transfer katsayısının belirlenmesi için ‘Cavallini ve diğ.’ [4] literatürde yer alan deney sonuçlarına göre daha geniş şartları kapsayan genel bir bağıntı çıkarmıştır, ancak bu çalışmadaki test sonuçları ile karşılaştırıldığında ısı kapasite açısından standartlara göre belirlenen ± 8 limitinin içine

girememiştir. Bunun yanında daha az kapsamlı şartlar için geçerli ve bu çalışmadaki testlerde kullanılan akışkan olan R404-A için deney yapmamasına rağmen “Kedzierski ve Goncalves” [7] bağıntısının en uygun bağıntı olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmadaki koşullar için ısı transfer katsayısının 1.621 W/m²K değerinden 6.048 W/m²K değerine artması (ortalama 3,7 kat artış) hesaplanan ısı kapasite değerini %10 etkilemiştir. Buna karşın 3.326 W/m²K değerinden 6.048 W/m²K değerine artış, ısı kapasite değerini yok denecek kadar az etkilemiştir. Buna göre, yaklaşık olarak 3.000-3.500 W/m²K değerinden daha büyük ısı transfer katsayısı elde etmek için yapılacak tasarım iyileştirme çalışmalarının ısı kapasiteye hiçbir etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır.

Basınç kaybının iki fazlı akışlarda ısı kapasiteye etkili olduğu açıklanmış ve gösterilmiştir. Basınç kaybının %50 daha az hesaplanmasının ısı kapasiteyi yaklaşık %2,3 arttırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Bu etkiden dolayı iki fazlı akışa sahip ısı değiştiricilerinde daha hassas ısı kapasite hesaplarının elde edilebilmesi için bu etkinin önemli olduğu ortaya konulmuştur.

KISALTMALAR

XT	Borular arası dikey mesafe
XL	Borular arası yatay mesafe
Lic	Bir borunun uzunluğu
D _{dış}	Boru dış çapı
D _{iç}	Boru iç çapı
F _p	Kanatlar arası hatve
U	Toplam ısı transfer katsayısı

Makale

A	Isı transfer yüzey alanı
A_f	Kanat yüzey alanı
$h_{iç}$	Boru iç taraf ısı taşınım katsayısı
$h_{dış}$	Isı değiştirici dış taraf ısı taşınım katsayısı
$A_{iç}$	Boru içi yüzey alanı
$A_{dış}$	Isı değiştirici dış yüzey alanı
$R_{f,iç}''$	Boru içi kirlilik faktörü
$R_{f,dış}''$	Dış yüzey kirlilik faktörü
k	Boru malzemesi ısı iletim katsayısı
L	Boru et kalınlığı
η_f	Kanat verimi
h	Isı taşınım katsayısı (kanatsız yüzey için)
X, ϕ , ϕ'	Kanat verim hesaplama katsayıları
λ_f	Kanat ısı iletim katsayısı
δ	Kanat et kalınlığı
b_f	Kanat genişliği
l_f	Kanat uzunluğu
$h_{bağıntı\ ismi}$	“Kullanılan bağıntı” ile elde edilen ısı taşınım katsayısı
\dot{m}	Kütleli debi
H_i	Giriş entalpisi
H_o	Çıkış entalpisi

KAYNAKLAR

- [1] Eurovent RS 7/C/005-2012, “Eurovent Rating Standard for DX Air Coolers, Air Cooled Condenser and Dry Coolers”, 2013.
- [2] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, sixth ed. Wiley. A. S., 2006.
- [3] Garcia-Valladares O., “Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes”, Heat Transfer Engineering, vol. 24, issue 4, pp. 6–24, 2003.
- [4] Cavallini A., Del Col D., Mancin S., Rossetto L., “Condensation Of Pure And Near-Azeotropic Refrigerants In Microfin Tubes: A New Computational Procedure”, International Journal of Refrigeration, issue 32, pp.162-174, 2009.
- [5] Wang H. S., Honda H., “Condensation Of Refrigerants In Horizontal Microfin Tubes: Comparison Of Prediction Methods For Heat Transfer”, International Journal of Refrigeration, issue 26, pp. 452, 460, 2003.
- [6] Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G. A., Rossetto L., “Heat Transfer And Pressure Drop During Condensation Of Refrigerants Inside Horizontal Enhanced Tubes”, International Journal of Refrigeration, issue 23, pp. 4-25, 2000.
- [7] Kedzierski, M. A., Goncalves, J. M., “Horizontal Convective Condensation of Alternative Refrigerants within A Micro-Fin Tube”, NISTIR 6095, U.S. Dept. Commerce., 1997.
- [8] Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattleet, J. P. and Gaibel, J. A., “Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes”, ACRC Technical Report 57, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1994.
- [9] Dobson, M. K., and Chato, J. C., “Condensation in Smooth Horizontal Tubes”, Journal of Heat Transfer, vol. 120, pp. 193–213, 1998.
- [10] Cavallini, A., Censi, G., Del Col, L., Doretti, L., Longo, G. A., and Rossetto, L., Experimental Investigation on Condensation of New HFC Refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a Horizontal Smooth Tube, International Journal of Refrigeration, vol. 24, pp. 73–87, 2001.
- [11] Yu J., Koyama S. Condensation Heat Transfer Of Pure Refrigerants In Micro Fin Tubes. In: Proc. Int. Refrigeration Conference at Purdue Univ., West Lafayette, USA, 1998. pp. 325–30.
- [12] Kedzierski M. A., Goncalves J. M. “Horizontal Convective Condensation Of Alternative Refrigerants Within A Micro-Fin Tube”, Journal of Enhanced Heat Transfer, vol. 6, issue 2-4, pp.161–78, 1999.
- [13] 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., issue 64, pp. 196–203, 1998 [in Japanese].
- [14] Cavallini A., Doretti L., Klammsteiner N., Longo L.G., Rossetto L. “Condensation Of New Refrigerants Inside Smooth And Enhanced Tubes”, Proc. 19th Int. Cong.

- Refrigeration, issue IV, pp. 105–14, Hague, The Netherlands, 1995.
- [15] Luu M., Bergles A. E., “Enhancement of Horizontal In-Tube Condensation of Refrigerant-113”, ASHRAE Trans; vol. 86 (chapter I), pp. 293–312, 1980.
- [16] Friedel L., “Pressure Drop during Gas/Vapor-Liquid Flow in Pipes”, Int. Chem. Engineering, issue 20, pp. 352-67, 1980.
- [17] Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L., “Pressure Drop During Condensation And Vaporization Of Refrigerants Inside Enhanced Tubes”, Heat and Technology, vol. 15, issue 1, pp. 3-10, 1997.
- [18] Haraguchi H., Koyama S., Esaki J., Fujii T., “Condensation Heat Transfer Of Refrigerants Hfc134a, Hcfc123 And Hcfc22 In A Horizontal Smooth Tube And A Horizontal Micro Fin Tube”, Proc. 30th National Symp. of Japan, Yokohama, pp. 343-5, 1993.
- [19] Nozu S., Katayama H., Nakata H., Honda H., “Condensation Of A Refrigerant Cfc11 In Horizontal Micro Fin Tubes (Proposal Of A Correlation Equation For Frictional Pressure Gradient)”, Experimental Thermal and Fluid Science, issue 18, pp. 82-96, 1998.
- [20] BS EN 327:2014, “Heat Exchangers. Forced Convection Air Cooled Refrigerant Condensers. Test Procedures For Establishing Performance.”, 2014.
- [21] Kocaman Y., Tosun H., “Yeni Bir Yaklaşımla Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinin Performans Analizi”, XI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Sempozyumu, Mayıs 2014.
- [22] Kocaman Y., Tosun H., “Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makine, cilt 54, sayı 646, s. 27-36, 2013.
- [23] “VDI Heat Atlas – M1: Heat Transfer to Finned Tubes”, 2. Baskı, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [24] NIST, “National Institute of Standard and Technology, Refprop Version 7.0.” Boulder, Colorado, USA, 2002.

Makale**EK-1 TEK-FAZ AKIŞLI KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ ÖZELLİKLERİ VE TEST KOŞULLARI**

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı bağıntısının doğruluğunu kanıtlamak için yapılan testte kullanılan ısı değıştiricinin özellikleri aşağıda verilmiştir.

XT [mm]	XL [mm]	Boru Sayısı	Sıra Sayısı	Pas Sayısı	Lic [mm]	D _{dış} [mm]	F _p [mm]	Kanat Kalınlığı [mm]	Boru Kalınlığı [mm]
38,1	33	20	4	8	750	12	2,5	0,12	0,32

Kanat ve boru malzemesi sırasıyla; alüminyum ve bakırdır. Kanat dalgalı formda olup, boru tipi düzdür.

Yapılan test koşulları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Test Numarası	Hava Giriş Sıcaklığı [C]	Hava Giriş Bağıl Nemi [%]	Hava Giriş Hacimsel Debisi [m ³ /h]	Akışkan	Akışkan Giriş Sıcaklığı [C]	Akışkan Giriş Hacimsel Debisi [m ³ /h]
1	20	50	4629	Su	50	4
2			1029			2
3			8230			8

EK-2 İKİ-FAZLI AKIŞ BAĞINTILARI**Terimler**

- A_{fa} Gerçek serbest akış kesit alanı, m²
A_{real} Gerçek ısı transfer yüzey alanı, m²
b Yiv ucunun genişliği, m
Bo Bond sayısı, $\frac{g\rho_1 h \pi D_{i_min}}{8\sigma n}$
c_{pl} Sıvı faz özgül ısı değeri, J/kgK
D İç çap (dış dibi çapı), m
D_h Hidrolik çap, m
D_{i_min} Minimum iç çap (dış ucu çapı), m
D_{mean} Ortalama çap, $\sqrt{\frac{4S}{\pi}}$ q, m
e Pürüzlülük, m
f Sürtünme faktörü
f_{LO} Sürtünme faktörü (Tüm akışın sıvı olduğu kabulü ile)
f_G Gaz fazı sürtünme faktörü
f_{GO} Sürtünme faktörü (Tüm akışın buhar fazında olduğu kabulü ile)
Fr Froude sayısı
G Kütleli akı, kg/m²s
g Yer çekimi ivmesi, m/s²
Ga Galileo sayısı, $\frac{\rho_1(\rho_1 - \rho_g)gD^3}{\mu_1^2}$
h Boru yiv yüksekliği, m
h_{fg} Gizli ısı, J/kg
J*_g Yivli boru için boyutsuz buhar hızı

J_g	Düz boru için boyutsuz buhar fazı hızı, $\frac{x_g G}{[gD_{i_min}\rho_g(\rho_1 - \rho_g)]^{0.5}}$
Ja_1	Sıvı Jakob sayısı, $\frac{c_{pl}(T_s - T_p)}{h_{fg}}$
L	Boru uzunluğu, m
M	Kütleli debi, kg/s
n	Boru yiv sayısı
n_{opt}	Optimum yiv sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Nu_B	Kaynama yoğuşması için Nusselt sayısı
Nu_F	Zorlanmış yoğuşma için Nusselt sayısı
p	Yiv hatvesi, m
p_{red}	İndirgenmiş basınç (basınç/kritik basınç)
P	Basınç
Pr_ℓ	Sıvı Prandtl sayısı
Q	Isı transferi, W
r_0	Yiv ucunun köşe yarıçapı, m
Re_1	Sıvı Reynolds sayısı, $\frac{GD(1-x_g)}{\mu_\ell}$
Re_{lh}	Hidrolik ve sadece sıvı faz akışlı Reynolds sayısı, $\frac{GD_h}{\mu_\ell}$
S	Boru kesit alanı, m ²
T_s	Doyma sıcaklığı
T_w	Boru yüzey sıcaklığı
u_g	Buhar hızı, m/s
We	Weber sayısı
x_0	Fin ucunun düz bölüm uzunluğu, m
x_g	Kuruluk derecesi
X_{tt}	Martinelli sayısı, $\left(\frac{1-x_g}{x_g}\right)^{0.9} \left(\frac{p_g}{p_\ell}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_\ell}{\mu_g}\right)^{0.1}$
z	Eksenel koordinat, m
α	Taşıma ısı transfer katsayısı, W/m ² K
α_A	Sıcaklık farkından (ΔT) etkilenmeyen akış rejimindeki ısı taşıma katsayısı, W/m ² K
$\alpha_{A,S}$	Düz boruda sıcaklık farkından (ΔT) etkilenmeyen akış rejimindeki ısı taşıma katsayısı W/m ² K
α_D	Sıcaklık farkından (ΔT) etkilenen akış rejimindeki ısı taşıma katsayısı, W/m ² K
$\alpha_{D,S}$	Düz boruda sıcaklık farkından (ΔT) etkilenen akış rejimindeki ısı taşıma katsayısı, W/m ² K
α_e	Kabul edilen alana göre ısı taşıma katsayısı, W/m ² K
$\alpha_{L,O}$	Akışın tamamının sıvı olduğu düşünülerek hesaplanan ısı taşıma katsayısı, W/m ² K
β	Helis açısı, derece
γ	Yiv tepe açısı derece
ΔZ	Hesaplamaya katılan boru bölme uzunluğu, m
ϵ_g	Boşluk oranı
η_A	Isı transfer yüzeyi artış oranı Areal / Asmooth
θ	Yiv tepe açısının yarısı, $\gamma/2$, derece
λ_ℓ	Sıvı faz ısı iletim katsayısı, W/mK
μ_g	Buhar fazı dinamik viskozite, kg/ms

Makale

μ_l	Sıvı faz dinamik vizkosite, kg/ms
ρ_g	Buhar fazı yoğunluğu, kg/m ³
ρ_l	Sıvı fazı yoğunluğu, kg/m ³
ρ_m	Karışımın yoğunluğu, kg/ m ³
σ	Yüzey gerilmesi, N/m
τ_l	Sıvı-buhar arayüzeyi kayma gerilmesi, Pa
φ_{LO^2}	Sürtünme çarpanı (tüm akışın sıvı olduğu kabulü ile)

a. ISI TAŞINIM KATSAYISI BAĞINTILARI**Cavallini [4]**

$$\alpha = \frac{Q}{\pi D_{i_min} L} \frac{1}{\Delta T}$$

$$\Delta T = T_g - T_w$$

$$\alpha = [\alpha_A^3 + \alpha_b^3]^{0,333}$$

$$\alpha_A = \alpha_{AS} AC$$

$$\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left[1 + 1,128 x_g^{0,317} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,3363} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right]$$

$$\alpha_{LO} = 0,023 \frac{\lambda_l}{D_{i_min}} \left(\frac{GD_{i_min}}{\mu_l} \right)^{0,3} Pr_l^{0,4}$$

$$A = 1 + 1,119 Fr^{-0,3921} (R_x - 1)^{0,3586}$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D_{i_min} (\rho_l - \rho_g)^2}$$

$$R_x = \frac{\left[\frac{2hn(1 - \sin(\gamma/2))}{\pi D_{i_min} \cos(\gamma/2)} \right]}{\cos \beta}$$

$$C = 1 \text{ if } (n_{opt}/n) \geq 0,8$$

$$C = (n_{opt}/n)^{1,904} \text{ if } (n_{opt}/n) < 0,8$$

$$n_{opt} = 4064,4 D_{i_min} + 23,257$$

$$\alpha_D = C [2,4 x_g^{0,1206} (R_x - 1)^{1,466} C_1^{0,6875} + 1] \alpha_{D,S} + C (1 - x_g^{0,097}) R_x \alpha_{LO}$$

$$\alpha_{D,S} = \frac{0,725}{1 + 0,741 \left[\frac{1 - x_g}{x_g} \right]^{0,3321}} \left[\frac{\lambda_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg}}{\mu_l D_{i_min} \Delta T} \right]^{0,25}$$

$$C_1 = \text{if } J_G \geq J_G^*$$

$$C_1 = \frac{J_G}{J_G^*} \text{if } J_G < J_G^*$$

$$J_G^* = 0,6 \left\{ \left[\frac{7,5}{4,3X_{tt}^{1,111} + 1} \right]^{-3} 2,5^{-3} \right\}^{-0,3333}$$

Yu & Koyama [11]

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$$

$$Nu_F = 0,152[0,3 + 0,1Pr_\ell^{1,1}](\Phi_v/X_{tt})Re_i^{0,68}$$

$$\Phi_v = 1,1 + 1,3 \left[\frac{GX_{tt}}{[gD_{\text{mean}}\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \right]^{0,35}$$

$$Nu_B = \frac{0,725}{\eta_A^{0,25}} H(\varepsilon_g) \left(\frac{GaPr_l}{Ja_l} \right)^{0,25}$$

$$H(\varepsilon_g) = \varepsilon_g + (10(1 - \varepsilon_g)0,1 - 8) \sqrt{\varepsilon_g(1 - \varepsilon_g)}$$

$$\varepsilon_g = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_\ell} \left(\frac{1 - x_g}{x_g} \right) \right]^{0,4} + 0,6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_\ell}{\rho_g} + 0,4 \left(\frac{1 - x_g}{x_g} \right)}{1 + 0,4 \left(\frac{1 - x_g}{x_g} \right)}}^{-1}$$

$$Nu = \alpha D_{\text{mean}} / \lambda_\ell \rightarrow Q = \alpha(T_s - T_w)A_{\text{real}}$$

Kedzierski & Goncalves [7]

$$Nu = 2,256Re_{\text{ih}}^{0,303} Ja_i^{-0,232x_g} Pr_i^{0,393} P_{\text{red}}^{-0,579x_g^2} (-\log_{10} P_{\text{red}})^{-0,474x_g^2} Sv^{2,531x_g}$$

$$Sv = \frac{(\rho_\ell / \rho_g) - 1}{x_g(\rho_i / \rho_g) + (1 - x_g)}$$

$$Nu = \alpha D_h / \lambda_\ell \rightarrow Q = \alpha(T_s - T_w)A_{\text{real}}$$

Cavallini [6]

$$Nu = 0,05Re_{\text{eq}}^{0,8} Pr_l^{1/3} R_x^3 (BoFr_l)^t$$

$$Re_{\text{eq}} = \frac{G [(1 - x_g) + x_g(\rho_l / \rho_g)^{0,5}] D_{i \text{ min}}}{\mu_\ell}$$

Makale

$$R_x = \frac{\left[\frac{2hn(1 - \sin(\gamma/2))}{\pi D_{i_min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right]}{\cos\beta}$$

$$Nu = \alpha_\varepsilon D_{i_min} / \lambda_\ell \rightarrow Q = \alpha_\varepsilon (T_s - T_w) \pi D_{i_min} \Delta z$$

$$\frac{h}{D_{i_min}} \geq 0,004 \rightarrow s = 1,4 \cdot t = -0,08$$

$$\frac{h}{D_{i_min}} \geq 0,004 \rightarrow s = 2 \cdot t = -0,26$$

Shikazono [13]

$$\alpha = Nu \lambda_\ell / D$$

$$Nu = (Nu_f^2 + (fNu_b)^2)^{0,5}$$

$$Nu_f = 0,0152(1 + 0,6Pr^{0,3})Re_{tr}^{0,77} \Phi_v / X_{tt}$$

$$Nu_b = 0,752H(\varepsilon_g) \left(\frac{Ga_r Pr_\ell}{Ja_\ell} \right)^{0,25}$$

$$Re_{tr} = \frac{G(1 - x_g)D}{\mu_\ell}$$

$$\Phi_v = 1 + 0,5Fr_r^{0,75} X_{tt}^{0,35}$$

$$Fr_r = \frac{G}{\sqrt{\rho_v(\rho_\ell - \rho_v)gD}}$$

$$Ga_r = \frac{g\rho_\ell^2 D^2}{\mu_\ell^2}$$

$$f_1 = 0,265R^{1,2}Bo^{0,05}\varepsilon_g^{1/(0,14-0,0073R)}$$

$$f_2 = 0,448R^{0,3}Bo^{0,1}\varepsilon_g^{0,9}$$

$$f_3 = \left(\frac{Bo^{1,3}\varepsilon_g}{0,7R^{0,5}} \right)^{1/1,2B}$$

$$f_4 = 1$$

$$f = \text{Mak}[f_1 \cdot \min(f_2 \cdot f_3) \cdot f_4]$$

$$Bo = \frac{bgD(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}$$

$$R = \frac{b - 2h \tan \theta + \left[1 + \frac{54}{7} \left(1 - \frac{20}{\pi} \right) \right] \left(p - b + \frac{2h}{\cos \theta} \right)}{p}$$

$$b = p - 2[x_0 + r_0 \cos \theta - r_0(1 - \sin \theta) \tan \theta]$$

b. BASINÇ KAYBI BAĞINTILARI

Cavallini [6]

$$(dP/dz)_{f,cond} = (dP/dz)_{f,adiab} \theta$$

$$(dP/dz)_{f,adiab} = \Phi_{LO}^2 2 f_{LO} G^2 / (D_{i,min} \rho_l)$$

$$\Phi_{LO}^2 = E + \frac{3,23FH}{Fr^{0,045} We^{0,035}}$$

$$E = (1 - x_g)^2 + \frac{x_g^2 (\rho_l f_{GO})}{(\rho_g f_{LO})}$$

$$F = x_g^{0,73} (1 - x_g) 224$$

$$H = (\rho_l / \rho_g)^{0,91} (\mu_g / \mu_l)^{0,19} (1 - \mu_g / \mu_l)^{0,7}$$

$$Fr = G^2 / (g D_{i,min} \rho_m^2)$$

$$We = G^2 D_{i,min} / (\rho_m \sigma)$$

$$\rho_m = \rho_l \rho_g / [x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g]$$

$$f_{LO1} = 0,079 [G D_{i,min} / \mu_l]^{-0,25} \text{ if turbulent flow}$$

$$f_{LO1} = \frac{16}{[G D_{i,min} / \mu_l]} \text{ if laminar flow}$$

$$(4f_{LO2})^{-0,5} = 1,74 - 2 \log_{10}(2e/D_{i,min})$$

$$f_{GO1} = 0,079 [G D_{i,min} / \mu_g]^{-0,25} \text{ if turbulent flow}$$

$$f_{GO1} = \frac{16}{[G_{i,min} / \mu_g]} \text{ if laminar flow}$$

Makale

$$(4f_{GO2})^{-0,5} = 1,74 - 2 \log_{10}(2e/D_{i_min})$$

$$f_{GO} = \max(f_{GO1} \cdot f_{GO2})$$

$$f_{LO} = \max(f_{LO1} \cdot f_{LO2})$$

$$\frac{e}{D_{i_min}} = 0,18 \frac{h/D_{i_min}}{0,1 + \cos\beta}$$

$$\theta = \frac{\Phi_F}{\exp(\Phi_F) - 1}$$

$$\Phi_F = -[G_C u_g / \tau_1]$$

$$G_C = \frac{M(dx_g/dz)}{\pi D_{i_min}}$$

$$\tau_1 = G x_g / (\rho_g \varepsilon_g)$$

$$u_g = G x_g / (\rho_g \varepsilon_g)$$

$$\varepsilon_g = (x_g / \rho_\ell) / \{C_o [x_g \rho_\ell + (1 - x_g) \rho_g] + (\rho_\ell \rho_g u_{gj}) / G\}$$

$$C_o = 1 + 0,2(1 - x_g) [(g D_{i_min} \rho_\ell^2) / G^2]^{0,25} \text{ for } \varepsilon_g > 0,1 \quad C_o \rightarrow 0 \text{ for } \varepsilon_g \rightarrow 0$$

$$u_{gj} = 1,18(1 - x_g) [\sigma_g (\rho_\ell - \rho_g) / \rho_\ell^2]^{0,25}$$

Kedzierski & Goncalves [7]

$$\Delta P = \frac{f G^2 (1/\rho_{out} + 1/\rho_{in}) L}{D_h} + G^2 (1/\rho_{out} + 1/\rho_{in})$$

$$f = [0,002275 + 0,00933 \exp[h/(-0,003D)]] \text{Re}^B [(x_{gin} - x_{gout}) h_{fg} / (L_g)]^{0,211}$$

$$\text{Re} = \frac{G D_h}{\mu_\ell}$$

$$B = (-4,16 - 532h/D)^{-1}$$

Haraguchi [18]

$$(dp/dz)_f = \Phi_g^2 f_G ((G x_g)^2 / (D_{i_min} \rho_g))$$

$$\Phi_g = C_1 + C_2 [G X_w / [g D_{mean} \rho_g (\rho_\ell - \rho_g)]^{0,5}]^{0,35}$$

$$C_1 = 1,1 C_2 + 1,3$$

$$f_g = 0,046 \left(\frac{Gx_g D}{\mu_g} \right)^{-0,2} \left(\frac{D}{D_h} \right) [A_{fa}/(\pi DL)]^{0,5} (\sec\beta)^{0,75}$$

Nozu [19]

$$(dp/dz)_f = (\zeta + \varsigma) 2f_g G^2 x_g^2 / (\rho_g D)$$

$$\zeta = 1 + \left(1 + \frac{10}{Fr^{1,5}} \right)^{-0,5} (25X_{tt}^{0,8} + 1,6X_{tt}^2)$$

$$Fr = Gx_g / [g D_{i_min} \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}$$

$$\varsigma = Q / (\pi DL G x_g e_g^2 h_{fg} f_g)$$

$$\varepsilon_g^{-1} = 1 + [(1 - x_g) \rho_g / (x_g \rho_l^{0,15})]$$