

Anülüs Kanalda Hava-Hava Arası Nem Geçişinde Membranın Etkisinin İncelenmesi ve Kütle Transfer Eşitliklerinin Çıkarılması

Ertuğrul CİHAN¹, Barış KAVASOĞULLARI^{2*}, Hasan DEMİR³

¹Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 80000, Osmaniye

²Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uzay Mühendisliği Bölümü, 58070, Sivas

³Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü, 80000, Osmaniye

¹<https://orcid.org/0000-0001-8657-2189>

²<https://orcid.org/0000-0002-6086-8923>

³<https://orcid.org/0000-0002-9278-9648>

*Sorumlu yazar: bkavasogullari@sivas.edu.tr

Araştırma Makalesi

ÖZ

Makale Tarihiçesi:

Geliş tarihi: 13.09.2021

Kabul tarihi: 12.02.2022

Online Yayınlanma: 12.12.2022

Anahtar Kelimeler:

Membran

Anülüs kanal

Kütle transferi

Nemli hava

Bu çalışmada, anülüs kanalda hava-hava arasında nem geçişinde membranın etkisi incelenmiş, nemli hava-kuru hava akışkanları için matematiksel modelleme yapılmıştır. Oluşturulan modelin paralel ve karşıt akış tiplerinde COMSOL Multiphysics yazılımı kullanılarak kütle transferi eşitlikleri çıkarılıp analizler gerçekleştirilmiştir. Sistemin MATLAB yazılımında sonlu farklar yöntemi ile aynı şartlarda modellemesi yapılarak COMSOL yazılımında elde edilen sonuçların düşük bağıl hatayla doğrulaması yapılmıştır. Hesaplama sonuçlarına göre paralel ve karşıt akışta en yüksek Sherwood sayısı (Sh) sırasıyla yaklaşık 26 ve 28 olarak belirlenmiştir. Çalışmada ayrıca, COMSOL yazılımında yapılan analizden elde edilen sonuçlar kullanılarak, her iki akış tipi için, belirlenen koşullarda (Reynolds sayısı, $Re=250-2000$, en-boy oranı, $L/D=4-128$ ve Schmidt sayısı, $Sc=0,68$), nemli ve kuru hava taraflarında Sh sayısı için yüksek hassasiyette eşitlikler elde edilmiştir.

Investigation of The Effect of Membrane on Air-Air Moisture Transfer in Annular Channel and Determination of Mass Transfer Equations

Research Article

ABSTRACT

Article History:

Received: 13.09.2021

Accepted: 12.02.2022

Published online: 12.12.2022

Keywords:

Membrane

Annulus channel

Mass transfer

Moist air

In this study, the effect of the membrane on the moisture transfer between air and air in the annulus channel was investigated, and mathematical modeling was made for moist air-dry air fluids. In parallel and counter flow types of the created model, mass transfer equations were determined and analyzes were performed using COMSOL Multiphysics software. The system was modelled in the MATLAB software with the finite difference method under the same conditions, and the results obtained in the COMSOL software were verified with a low relative error. According to the calculation results, the highest Sherwood number (Sh) was determined as approximately 26 and 28 in parallel and counter flow, respectively. In the study, using the results obtained from the analysis made in the COMSOL software, for both flow types, under the specified conditions (Reynold number, $Re=250-2000$, aspect ratio, $L/D=4-128$ and Schmidt number, $Sc=0.68$), high-precision equations were obtained for the Sh number on the moist and dry air sides.

To Cite: Cihan E., Kavasogullari B., Demir H. Anülüs Kanalda Hava-Hava Arası Nem Geçişinde Membranın Etkisinin İncelenmesi ve Kütle Transfer Eşitliklerinin Çıkarılması. Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 2022; 5(3): 1334-1353.

1. Giriş

Dünyada tüketilen toplam enerjinin önemli bir kısmını, binalarda ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi iklimlendirme uygulamaları oluşturmaktadır (Roulet ve ark., 2001; Duan ve ark., 2012). Yaygın olarak kullanılan buhar sıkıştırımlı iklimlendirme sistemlerinde, sıcaklık ve nem kontrolü birlikte yapılmaktadır (Cho ve ark., 2021). Bu tip sistemler etkinliği yüksek, güvenilir, sade ve pratik kullanışlı olmalarına karşın söz konusu sistemlerde havadaki nemin giderilmesi için aşırı soğutma ve yeniden ısıtma işlemleri yapıldığından verimsizdirler (Dai ve ark., 2001). Bu olay, özellikle sıcak ve nemli iklimlerde nem kontrolü, yani iklimlendirme için harcanan enerjiyi daha da arttırmaktadır (Dai ve ark., 2001; Woods, 2014; Qu ve ark., 2018).

İklimlendirme işlemlerinde iyi bir nem kontrolünün sağlanması ve enerji tüketiminin azaltılabilmesi için membran-tabanlı hava nem alma sistemleri geliştirilmiştir. Bu tip sistemlerde, havadaki su buharını soğurabilen, desikant malzemeleri kullanılarak havadaki nem düşük miktarda enerji harcanarak giderilebilmektedir (Dai ve ark., 2001; Cihan ve ark., 2020a). Ayrıca bu tip sistemlerde desikant malzemesi ile hava, membran sayesinde, doğrudan temas etmediğinden havaya tuz taşınımı ve basınç düşüşü gibi olumsuzlukların önüne geçilebilmektedir (Isetti ve ark., 1997; Chen ve ark., 2017).

Literatürde membran-tabanlı hava nem alma sistemleri ile yapılan çalışmalarda, paralel-plaka, yüzey-boru ve boru tipi olmak üzere üç farklı tasarım öne çıkmakta olup genellikle nem alıcı olarak sıvı desikantlar kullanılmaktadır (Huang ve ark., 2012; Huang ve Yang, 2014; Cihan ve ark., 2020b). Fakat bazı çalışmalarda araştırmacılar, özellikle havalandırma işlemlerinde, söz konusu sistemleri hava-hava akışkanları için de tasarlamışlardır. Bu tip sistemlerde ortama verilen taze havanın nem ve sıcaklık kontrolü, ortamdan atılan soğuk ve kuru egzoz havası kullanılarak yapılabilmektedir. Kullanılan membran modülü sayesinde taze havadan egzoz havasına su buharı geçişi olurken, taze hava ile egzoz havası birbirine karışmamaktadır. Bununla ilgili ilk çalışmalardan birinde Zhang ve Jiang (1999), havalandırma sistemi için tasarladıkları paralel-plaka tipi membranlı nem alma sisteminin deneysel ve sayısal analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda sistemin duyulur ve kütle etkinliklerini sırasıyla karşıt akışta 0,821 ve 0,816; çapraz akışta ise 0,752 ve 0,748 olarak hesaplamışlardır. Kistler ve Cussler (2002), benzer bir çalışmada, havalandırma sisteminde kullanılabilecek paralel-plaka tipi ve yüzey-boru tipi membran modülü tasarlayıp deneysel analizini yapmışlardır. Yaptıkları analizde, hazırladıkları sistemi iki farklı iklim tipinde test ederek, paralel-plaka tipi sistemin ısı transferi etkinliğini %72, kütle transferi etkinliğini ise %56 bulmuşlardır. Sistemin, belirlenen şartlarda havalandırma sistemine uygulanması halinde ise, geri ödeme süresini 3 yıl olarak belirlemişlerdir. Diğer bir çalışmada, Zhang (2007), havalandırma işleminde kullanılabilecek, çapraz akışlı paralel-plaka tipi membranlı nem alma sisteminin havadan havaya kütle ve ısı transferi analizini yapmıştır. Çalışmada, taze hava ve egzoz havası kanalları en-boy oranlarının Nusselt (Nu) ve Sherwood (Sh) sayılarını önemli ölçüde arttırdığı tespit edilmiştir. Alldoor ve ark. (2020a) ise yine çapraz akışlı paralel-plaka tipi membranlı nem alma sistemini hava-hava akışkanları için modelleyerek

termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analiz sonucunda sistemin, optimum tasarım şartlarında, soğutma ve ısıtmada sırasıyla duyulur etkinliklerini %83,77 ve %79,19; gizli (nem alma) etkinliğini ise %80,62 ve %75,54 olarak hesaplamışlardır. Zhang (2010) yüzey-boru tipi membranlı nem alma sisteminin hava-hava akışkanları için analitik çözümlemesini yapmış ve sonuçları deneysel olarak doğrulamıştır. Çalışmada sistemin gizli ve duyulur etkinliklerinin kullanılan boru sayısı ile arttığı tespit edilmiş ve en yüksek gizli ve duyulur etkinlik sırasıyla yaklaşık 0,85 ve 0,75 olarak maksimum boru sayısında elde edilmiştir. Albdoor ve ark. (2020b) başka bir çalışmada paralel-plaka tipi hava-hava membranlı sistemin farklı akış tiplerinde kütle ve ısı transferi deneysel analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizde farklı hava debileri için sistemin duyulur, gizli ve toplam etkinliklerini hesaplamışlar ve en yüksek etkinlikleri sırasıyla yaklaşık %91, %89 ve %89 olarak 0,3 lt/s hava debisi için elde etmişlerdir. Buna ek olarak çalışmada Nu ve Sh sayılarının akış debisiyle arttığı tespit edilmiş ve en yüksek Nu ve Sh sayıları sırasıyla 5,76 ve 4,79 olarak 1,2 lt/s hava debisinde bulunmuştur.

Literatür çalışmalarında öne çıkan paralel-plaka ve yüzey-boru tipi membranlı sistemlere bakıldığında, bu sistemlerin boyut olarak oldukça küçük, dolayısıyla üretimlerinin ve büyük ölçekli iklimlendirme sistemlerine uygulanmasının zor olduğu görülmektedir (Bai ve ark., 2018; Zhang ve ark., 2018). Bu çalışmada, paralel-plaka ve yüzey-boru tipi membranlı hava-hava nem alma sistemlerine alternatif olabilecek ve havalandırma sistemlerinde kullanılacak membranlı nem transferinin gerçekleştirildiği anülüs kanal sisteminin modellenmesi ve COMSOL Multiphysics yazılımı kullanılarak kütle transferi analizi yapılmıştır. Modellenen sistem, metrik boyutlarda tasarlandığından pratikte kolaylıkla üretilebilecek ve büyük ölçekli iklimlendirme sistemlerine uygulanabilecek niteliktedir. Çalışmada nemli ve kuru hava tarafları için elde edilen yüksek hassasiyetteki eşitlikler, belirlenen aralıklarda, hem paralel akış hem de karşıt akış tiplerinde sistemin kütle transferi performansı hakkında fikir verecektir.

2. Sistemin Modellenmesi

Anülüs kanalda membranlı sistemin genel görünüşü Şekil 1'de verilmiştir. Şekilde de görülebileceği gibi sistem, iç içe geçmiş eş-merkezli iki silindirik kanaldan oluşmaktadır. Burada R_s kuru hava kanalının yarıçapını, R_i membran yarıçapını, R_d ise nemli hava kanalı yarıçapını ifade etmektedir. Sistemde kullanılan membranın kalınlığı $R_i - R_s$ olacaktır. L ise anülüs kanalın z-yönündeki maksimum uzunluğudur.

Sistemde paralel akışta nemli hava ve kuru hava pozitif z-yönünde akacaktır. Karşıt akışta ise nemli hava negatif z-yönünde akarken, kuru hava yine pozitif z-yönünde akacaktır. Burada nemli hava tarafının su buharı konsantrasyonu, kuru hava tarafı su buharı konsantrasyonundan yüksek olduğundan membran üzerinden kuru hava tarafına su buharı geçişi olacaktır. Membranın seçici-geçirgen

$$\frac{\partial c}{\partial t} + V_{z,s} \cdot \frac{\partial c}{\partial z} = D_h \cdot \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial c}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

Bu aşamada c konsantrasyonu (mol/m^3), $V_{z,h}$ nemli hava hızını (m/s), D_h su buharının havadaki difüzyon katsayısını (m^2/s), D_m su buharının membrandaki difüzyon katsayısını (m^2/s) ve $V_{z,s}$ kuru hava hızını (m/s) temsil etmektedir. Sistemde laminar akışta kuru hava tarafı hız profili aşağıdaki eşitlikle belirlenmiştir:

$$V_{z,s}(r) = V_{max,s} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R_s} \right)^2 \right] \quad (4)$$

Bu aşamada $V_{max,s}$ kanalda belirlenen maksimum hız (m/s) olup, bilindiği gibi, laminar akışta ortalama hızın iki katıdır. Verilen bir Re sayısında, kanaldaki ortalama hız ise Eşitlik (5) ile hesaplanmıştır:

$$V_{ort,s} = \frac{Re_s \cdot \nu}{d_s} \quad (5)$$

Eşitlik (5)'te ν havanın kinematik viskozitesini (m^2/s), d_s ise kanalın eş değer çapını ifade etmektedir. Nemli hava tarafında ise akış halka kesitli kanalda gerçekleştiğinden hız profili Eşitlik (6) ile tanımlanmıştır:

$$V_{z,h}(r) = \frac{2 V_{ort,h}}{M} \left[1 + \left(\frac{r}{R_d} \right)^2 + b \ln(r/R_d) \right] \quad (6)$$

Eşitlik (6)'da M ve b değişkenleri aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmıştır:

$$M = \left[1 + \left(\frac{R_i}{R_d} \right)^2 - b \right] \quad (7a)$$

$$b = \frac{\left(\frac{R_i}{R_d} \right)^2 - 1}{\ln(R_i/R_d)} \quad (7b)$$

Bu aşamada verilen bir Re sayısında nemli hava tarafı ortalama hızı aşağıdaki eşitlikle belirlenmiştir:

$$V_{ort,h} = \frac{Re_h \cdot \nu}{d_h} \quad (8)$$

Eşitlik (8)'de d_h nemli hava kanalı eş değer çapı olup Eşitlik (9) ile hesaplanmıştır:

$$d_h = \sqrt{4 \cdot (R_d^2 - R_i^2)} \quad (9)$$

Sistemde gerçekleşen kütle transferi Şekil 1’de gösterilmiştir. Buna göre nemli hava tarafından membrana ve membrandan kuru hava tarafına geçen su buharının kütle akısı Eşitlik (10) ile hesaplanmıştır. Burada kütle korunumundan ötürü nemli hava, membran ve kuru hava tarafındaki kütle akıları birbirine eşit olacaktır.

$$N_A = \frac{D_m}{\delta} (c_{2m} - c_{1m}) \quad (10a)$$

$$N_A = k_a (c_2^* - c_2) \quad (10b)$$

$$N_A = k_a (c_1 - c_1^*) \quad (10c)$$

Bu aşamada, k_a su buharının havadaki kütle transferi katsayısı (m/s), δ ise membranın kalınlığıdır (m). Yukarıdaki eşitliklerde c_{1m} ve c_{2m} membranın iç tarafında ara-yüz konsantrasyonları (mol/m³) olup membranın ince yapısından ötürü, c_1 ve c_2 konsantrasyonlarına yakın oldukları kabul edilmektedir. c_1^* ve c_2^* ise havadaki toplam su buharı konsantrasyonu olup Eşitlik (11) ile tanımlanmıştır:

$$c_{1/2}^* = \frac{\varphi \cdot P_{sat}}{R \cdot T} \quad (11)$$

Eşitlik (11)’de φ havanın bağıl nemi, P_{sat} havanın doyma basıncı (kPa), R evrensel gaz sabiti (8,314 kJ/kmol.K) ve T mutlak sıcaklıktır (K). Hava için P_{sat} değeri, Antonie eşitliği (Poling ve ark., 2001) ile hesaplanmıştır:

$$P_{sat} = e^{A - \frac{B}{T+C}} \quad (12)$$

Bu aşamada, $A=16,3872$, $B=3885,7$ ve $C=230,17$ olup nemli hava için Antonie parametreleridir. Sistemde nemli hava ve kuru hava tarafları için ortalama Sh sayısı ise Eşitlik (13) ile hesaplanmıştır:

$$Sh = \frac{k_a d}{D_h} \quad (13)$$

Eşitlik (13)’te d değişkeni eşdeğer çap olup, kuru hava tarafı Sh sayısı hesaplanırken d_s , nemli hava tarafı Sh sayısı hesaplanırken d_h kullanılacaktır.

2.1. Sınır Şartları

Membranlı anülüs kanalda, paralel ve karşıt akışta, diferansiyel denklemlerin çözülebilmesi için bazı sınır şartları belirlenmiştir. Paralel akışta, nemli hava ve kuru hava taraflarında, nemli ve kuru havadaki su buharı giriş konsantrasyonları, c_1^* ve c_2^* , belirli ve sabit olup bununla ilgili sınır şartı aşağıdaki gibi olacaktır.

Nemli hava tarafı için paralel akışta:

$$z = 0 \quad \begin{aligned} c \\ = c_{h,g} \end{aligned} \quad (14)$$

Kuru hava tarafı için:

$$z = 0 \quad \begin{aligned} c \\ = c_{s,g} \end{aligned} \quad (15)$$

Sistemde kanal çıkışında ise, sistem yalıtılmış olarak kabul edildiğinden, konsantrasyon değişimi sıfır olacaktır. Bu durum paralel akışta Eşitlik (16)'daki gibi ifade edilmiştir.

$$z = L \quad \begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial z} \\ = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

Karşıt akışta ise, kuru hava yine z-yönünde, nemli hava negatif z-yönünde aktığından kuru hava için eşitlik (15) ile yazılan sınır şartı değişmeyecek fakat nemli hava için Eşitlik (14)'teki sınır şartı aşağıdaki halini alacaktır:

$$z = L \quad \begin{aligned} c \\ = c_{h,g} \end{aligned} \quad (17)$$

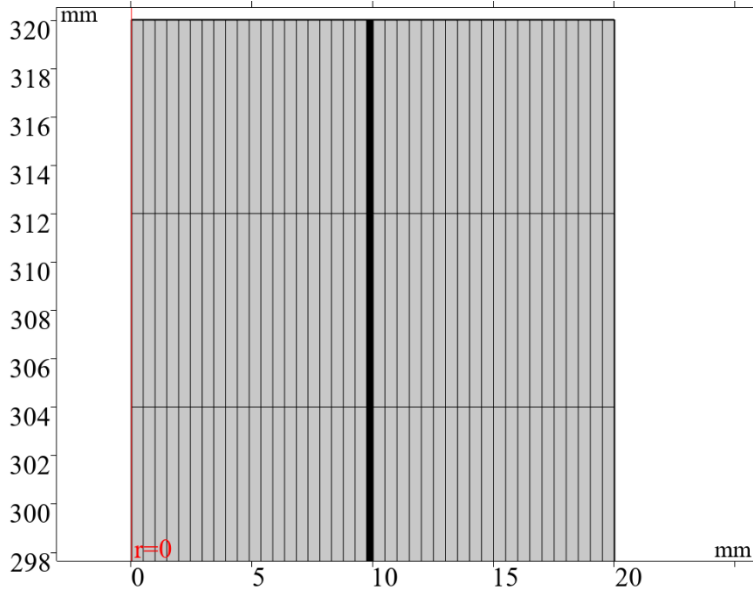
Paralel akış için Eşitlik (16)'da tanımlanan kanal çıkışı yalıtım sınır şartı, karşıt akışta aşağıdaki eşitlikle tanımlanmıştır:

$$z = 0 \quad \begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial z} \\ = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Sistemde $t=0$ anında nemli hava ve kuru hava su buharı konsantrasyonları da bilinmektedir. Söz konusu durumda nemli hava ve kuru hava su buharı konsantrasyonları, verilen bağıl nem değerine göre, Eşitlik (11) ile hesaplanmıştır.

2.2. Çözüm Yöntemi ve Analiz Doğrulaması

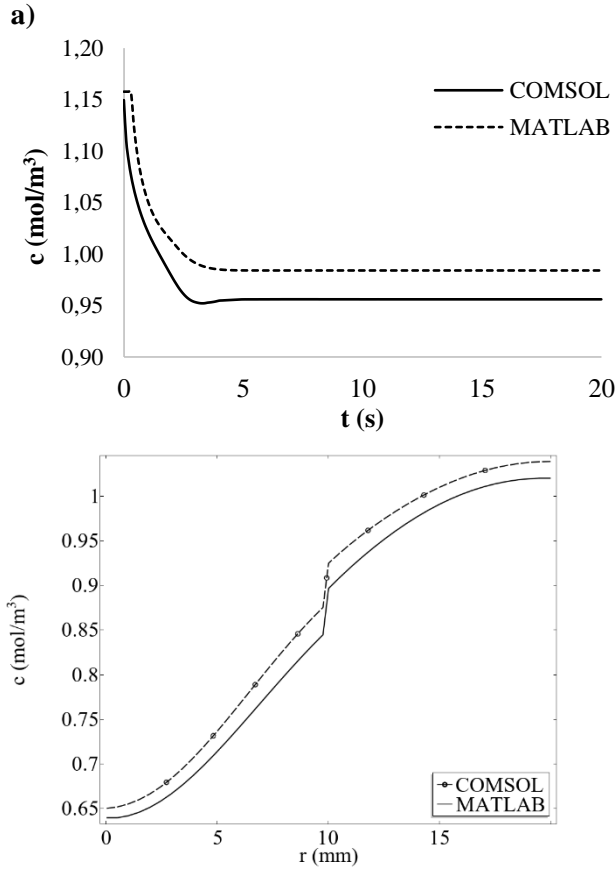
Çalışmada kütle transferi analizinde, daha önce söz edildiği gibi, COMSOL Multiphysics yazılımı kullanılmıştır. Nemli hava tarafından membran tarafına ve membran tarafından kuru hava tarafına kütle geçişinin hesaplanması için COMSOL'da 'Transport of Diluted Species (tds)' modülü kullanılmıştır. Laminar akışta analizin yapılabilmesi için önceki bölümlerde söz edilen hız eşitlikleri yazılıma doğrudan tanımlanmış ve belirli Re sayılarına göre ortalama hız değerleri bulunarak modelde giriş hızı olarak kullanılmıştır. Analizi yapılan geometri öncelikle 2-boyutlu olarak modellenmiş, daha sonra COMSOL'da '2-D Axisymmetric' (eksenel simetri) modülü ile kabuk haline dönüştürülmüştür. Sistemde COMSOL yazılımında hesaplama yapılabilmesi için oluşturulan ağ (mesh) modeli ise Şekil 2'de gösterilmiştir. Ağ modeli hazırlanırken sistem geometrisi z-yönünde 40 eşit parçaya bölünmüştür. r-yönünde ise nemli ve kuru hava tarafları 40 parçaya, membran tarafı ise 20 eşit parçaya bölünmüştür. MATLAB'ta da sonlu farklar yöntemiyle hesaplama yapılırken nemli hava, membran ve kuru hava tarafları, COMSOL yazılımıyla uyumlu olması açısından, aynı sayıda bölmeye ayrılmıştır. Daha doğru sonuç elde edebilmek için COMSOL ve MATLAB yazılımlarında zaman aralığı 0,1 saniye olacak şekilde 10 saniyelik bir süre için sistemin çözümü yapılmıştır.



Şekil 2. COMSOL yazılımında oluşturulan ağ (mesh) yapısı

COMSOL yazılımında elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için, MATLAB yazılımında sistemin sonlu farklar yöntemiyle, aynı şartlar altında, analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizde nemli hava, membran ve kuru hava tarafı kütle transferi denklemlerinin, verilen başlangıç ve sınır şartlarında,

sonlu farklar yöntemiyle çözümü yapılmıştır. Kütle transferi denkleminde yer alan türevli ifadelerin analizi için, Crank-Nicolson yönteminde ikinci dereceden düşük kesme hatalı formüller kullanılmıştır. Sonlu farklar yöntemiyle elde edilen katsayılar matris haline getirilmiş ve Gauss-Seidel iterasyon yöntemiyle bu matrisin çözümü yapılmıştır. Çözüm yapılırken sonuçların hızlı yakınsaması için, SOR (Successive over-relaxation) yöntemi kullanılmış ve yakınsama kriteri 10^{-9} 'dan düşük olarak belirlenmiştir. COMSOL yazılımında elde edilen sonuçlarla, MATLAB yazılımında sonlu farklar yöntemiyle elde edilen sonuçlar Şekil 3a ve Şekil 3b'de karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada paralel akış için nemli hava tarafı çıkış konsantrasyonunun zamanla değişimi ve aynı akış tipinde sistemde çıkış konsantrasyonunun r-koordinatı ile değişimi kullanılmıştır. Şekillerden de anlaşılacağı gibi, iki yöntemde de birbirine oldukça yakın değerler elde edilmiş ve bağıl hata %3'ten düşük bulunmuştur. Böylelikle COMSOL yazılımında oluşturulan modelin güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 3. COMSOL ve MATLAB karşılaştırılması: a) Nemli hava tarafı çıkış konsantrasyonlarının zamanla değişimi, b) çıkış konsantrasyonlarının r-koordinatı ile değişimi

3. Bulgular ve Tartışma

COMSOL ve MATLAB yazılımlarında modellenen sistemin analizi için belirlenen parametreler Tablo 1'de verilmiştir. Sistemde analiz yapılırken membranın iç yarıçapı, nemli hava kanalı yarıçapı ve silindirik membran uzunluğu, membranın yarıçapına bağlı olarak sırasıyla membran kalınlığına, κ , değişkenine ve L/D oranına göre belirlenmiştir. Buna ek olarak hesaplamalarda L/D oranı 4 ile 128 arasında, nemli hava ve kuru hava tarafı Re sayıları, ikisi aynı olacak şekilde, laminar akış şartlarının

sağlanabilmesi için, 250 ile 2000 arasında değiştirilmiştir. Sistemde kütle geçişi olabilmesi için, nemli ve kuru hava taraflarının başlangıç bağıl nem değerleri sırasıyla 0,9 ve 0,3 olarak belirlenmiştir. Hesaplamalarda, daha önce de söz edildiği gibi, Sc sayısı (v/D_h) 0,68 değerinde sabit tutulmuştur. Membranın başlangıçta su buharı konsantrasyonunun 0 mol/m^3 olduğu kabul edilmiştir.

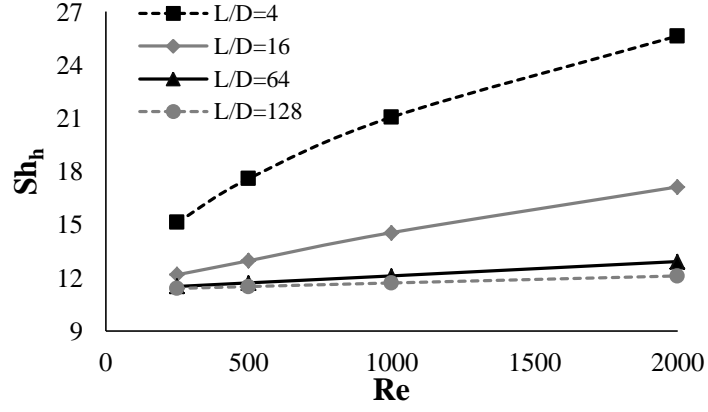
Tablo 1. Analiz parametreleri

Parametre	Açıklama	Değer
R_s	Membran iç yarıçapı	$R_2-0,25$ (mm)
R_i	Membran dış yarıçapı	10 (mm)
R_d	Nemli hava kanalı yarıçapı	R_2/κ_r (mm)
κ_r	Membran yarıçapının toplam yarıçapa oranı	0,5
L	Silindirik membran uzunluğu	$L/D*D$ (mm)
D_h	Havanın difüzyon katsayısı (Geankoplis, 2003)	$2,5*10^{-5}$ (m^2/s)
D_m	Membranın difüzyon katsayısı (Huang ve ark., 2016)	$3*10^{-6}$ (m^2/s)
ν	Havanın kinematik viskozitesi	$17,02*10^{-6}$ (m^2/s)
ϕ_h	Nemli hava bağıl nemi	0,9
ϕ_s	Kuru hava bağıl nemi	0,3
L/D	Membran uzunluk-çap oranı	4-128
Re_h	Nemli hava Re sayısı	250-2000
Re_s	Kuru hava Re sayısı	250-2000
$c_{0,m}$	Membranda su buharı başlangıç konsantrasyonu	0 (mol/m^3)

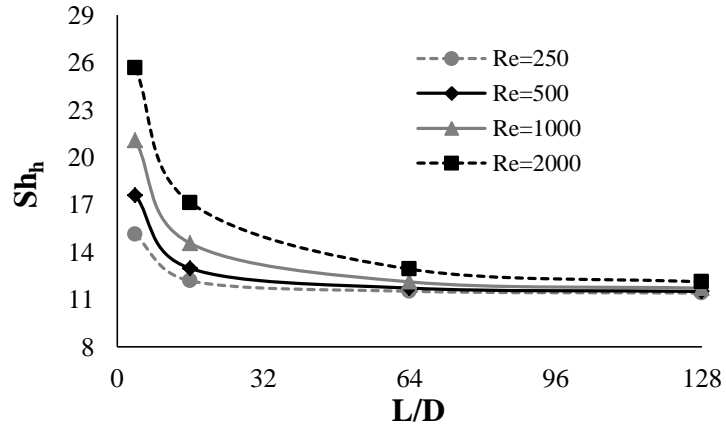
3.1. Paralel Akış

Sistemde belirlenen L/D oranlarında paralel akışta nemli hava tarafı ortalama Sh sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir. Şekilde de görülebileceği gibi, tüm L/D değerlerinde Sh sayısı, Re sayısı ile artacaktır. Yüksek Re sayılarında, nemli hava ve kuru hava akışkanlarının temas süresi az olup konsantrasyon sınır tabakası daha az gelişeceğinden Sh sayısı daha yüksek olacaktır. Aynı durum L/D parametresi için de geçerli olduğundan en yüksek Sh sayısı yaklaşık 26 olarak, L/D=4 ve Re=2000 için elde edilmiştir.

Şekil 5'te ise nemli hava tarafı Sh sayısının L/D oranıyla değişimi gösterilmiştir. Nemli hava tarafı ortalama Sh sayılarının, belirlenen tüm Re sayılarında, L/D oranıyla azalarak yaklaşık 11 değerinde sabit bir değere ulaştığı görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi, belirlenen L/D aralığında, tüm Re sayılarında, Sh sayıları değişmeyip sabit bir sayıya yakınsadığından L/D oranının daha fazla arttırılmasına gerek yoktur.

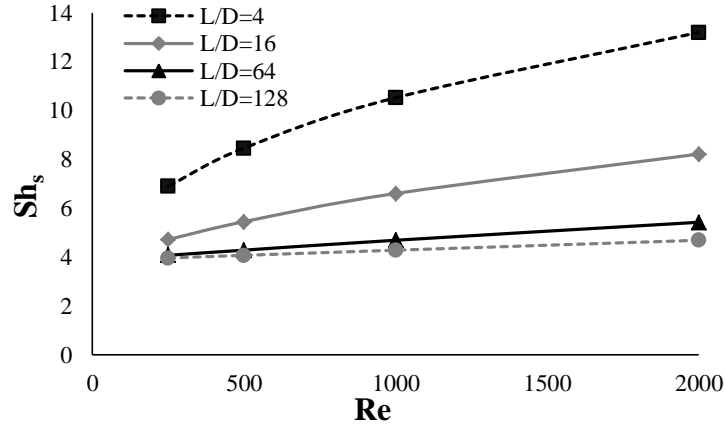


Şekil 4. Paralel akışta nemli hava tarafı ortalama Sh_h sayısının Re sayısı ile değişimi

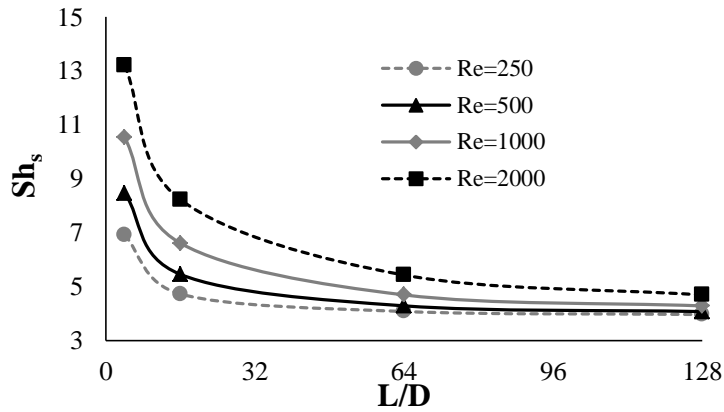


Şekil 5. Paralel akışta nemli hava tarafı ortalama Sh_h sayısının L/D ile değişimi

Paralel akışta kuru hava tarafı Sh_h sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 6'da gösterilmiştir. Burada da beklenildiği gibi, Sh_h sayısı Re sayısı ile artmaktadır. Söz konusu akış tipinde kuru hava tarafında en yüksek Sh_h sayısı yaklaşık 13,5 olarak, en yüksek Re ve en düşük L/D için elde edilmiştir. Şekil 7'de ise kuru hava tarafı Sh_h sayısının L/D ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden Sh_h sayılarının L/D ile azalarak 3,9 değerine yakınsadığı anlaşılmaktadır.



Şekil 6. Paralel akışta kuru hava tarafı Sh sayısının Re sayısı ile değişimi



Şekil 7. Paralel akışta kuru hava tarafı Sh sayısının L/D ile değişimi

Sistemde nemli hava tarafı ve kuru hava tarafında, yukarıdaki grafiklerden de yararlanılarak ortalama Sh sayıları için Re sayısına ve L/D oranına bağlı eşitlikler elde edilmiştir. Bu eşitlikler elde edilirken, Yılmaz (1979) tarafından önerilen yöntemden de faydalanılarak, öncelikle nemli hava tarafı için ortalama Sh sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Sh_h = Sh_{h,\infty} \left[1 + \frac{1}{\sigma_a^3} \right]^{1/3} \quad (19)$$

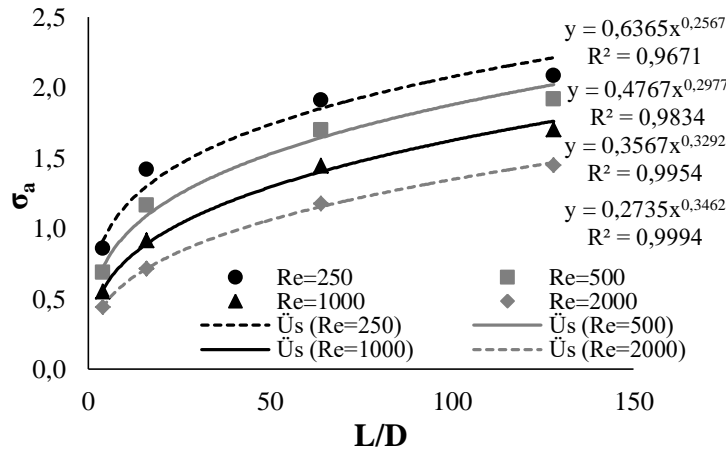
Burada, Şekil 5 ve Şekil 7 incelendiğinde ortalama Sh sayılarının nemli ve kuru hava tarafı için, L/D oranı sonsuza giderken, sırasıyla 11 ve 3,9 değerine yakınsadıkları görülmektedir. Bu sebeple nemli hava tarafı için kullanılan $Sh_{h,\infty}$ 'nin değeri 11 olacaktır. Eşitlik (19)'daki σ_a ise Re sayısının ve L/D oranının bir fonksiyonu olup aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\sigma_a = f(Re) \cdot (L/D)^m \quad (20)$$

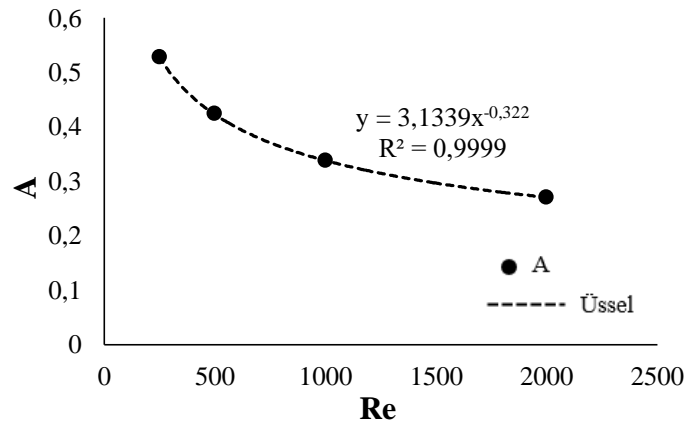
Eşitlik (19)'da σ_a aşağıdaki gibi yalnız bırakılabilir:

$$\sigma_a = \left[1 / \left(\frac{Sh_h^3}{Sh_{h,\infty}^3} - 1 \right) \right]^{1/3} \quad (21)$$

Burada, Eşitlik (21) kullanılarak farklı Re sayıları ve L/D oranları için σ_a değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan σ_a değerlerinin belirlenen Re sayılarında L/D oranıyla değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Şekil 8'de grafiğe eklenen eğilim çizgilerinin denklemlerinde "Axⁿ" şeklindeki ifadelerin "n" ile temsil edilen üslerinin aritmetik ortalaması Eşitlik (20)'deki "m" değerine eşit olacak, yani m=0,307 olacaktır. Eşitlik (20)'deki f(Re) kısmı, eğilim çizgisi denklemlerindeki A katsayılarının Re sayısı ile değişiminden bulunacaktır. Söz konusu değişim Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 8. σ_a değerlerinin belirlenen Re sayılarında L/D ile değişimi



Şekil 9. A değerlerinin Re sayısı ile değişimi

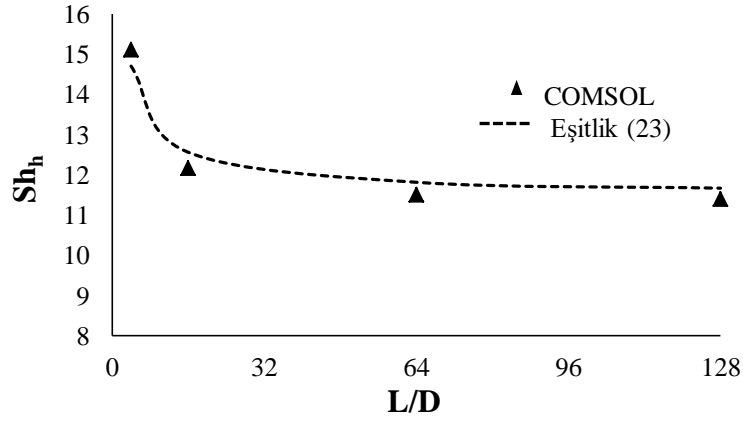
Şekil 9'daki grafiğin eğilim çizgisine bakıldığında $A=3,1339Re^{-0,322}$ olduğu görülebilmektedir. Bulunan bu değerler Eşitlik (20)'de yerine yazılırsa σ_a değeri aşağıdaki gibi olacaktır:

$$\sigma_a = 3,1339Re^{-0,322}(L/D)^{0,307} \quad (22)$$

Eşitlik (22) ile elde edilen σ_a değişkeni Eşitlik (19)'da yerine yazılır ve gerekli matematiksel işlemler yapılırsa, hava tarafı ortalama Sh sayısı için elde edilen denklem, Re ve L/D parametrelerine bağlı olarak, aşağıdaki gibi olacaktır:

$$Sh_h = Sh_{h,\infty} \left[1 + \frac{Re^{1,221}}{216,93(L/D)^{0,921}} \right]^{1/3} \quad (23)$$

Burada $Sh_{h,\infty}$ değeri, daha önce de söz edildiği gibi, 11 olacaktır. Eşitlik (23) ile hesaplanarak elde edilen Sh_h değerleri, COMSOL yazılımında elde edilen Sh sayıları ile Şekil 10'da Re=250 için, karşılaştırılmıştır. Şekilde de görülebileceği gibi, Eşitlik (23) ile hesaplanan ortalama Sh değerleri COMSOL yazılımı ile hesaplanan ortalama Sh değerlerine oldukça yakın olup hesaplanan bağıl hata değeri tüm değerlerde %5'ten küçüktür. Buna göre elde edilen eşitliğin güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.



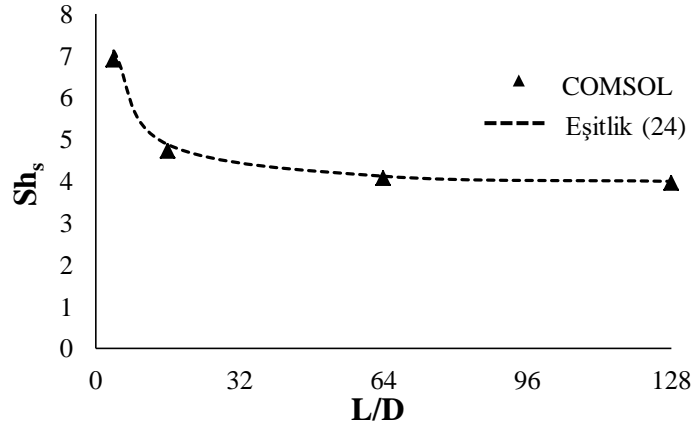
Şekil 10. Paralel akışta nemli hava tarafı için Eşitlik (23) ile elde edilen ortalama Sh sayılarının COMSOL yazılımıyla karşılaştırılması (Re=250)

Paralel akışta, nemli hava tarafı için uygulanan adımlar, kuru hava tarafı için de uygulanırsa ortalama Sh sayıları için elde edilen eşitlik aşağıdaki gibi olacaktır ($Sh_{s,\infty}=3,9$):

$$Sh_s = Sh_{s,\infty} \left[1 + \frac{Re^{0,93}}{6,33(L/D)^{1,2}} \right]^{1/3} \quad (24)$$

Kuru hava tarafı için Eşitlik (24) ile bulunan ortalama Sh değerleri COMSOL yazılımında elde edilen ortalama Sh değerleri ile, Re=250 için Şekil 11'de karşılaştırılmıştır. Grafikte de görülebileceği gibi

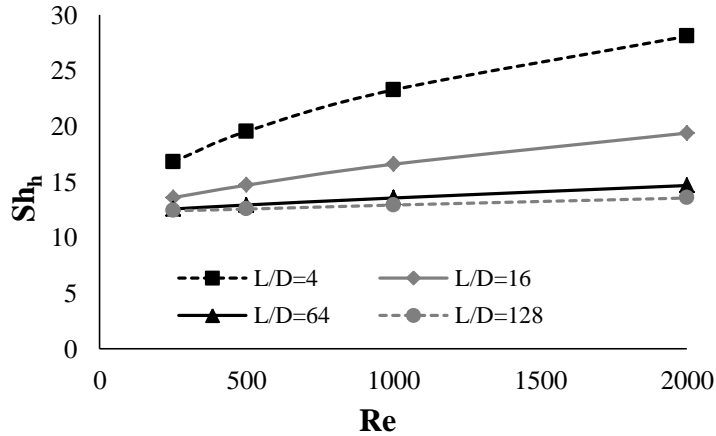
iki yöntemle elde edilen sonuçlar birbirine oldukça yakın olup bağıl hata değeri tüm sonuçlarda %5'in altındadır.



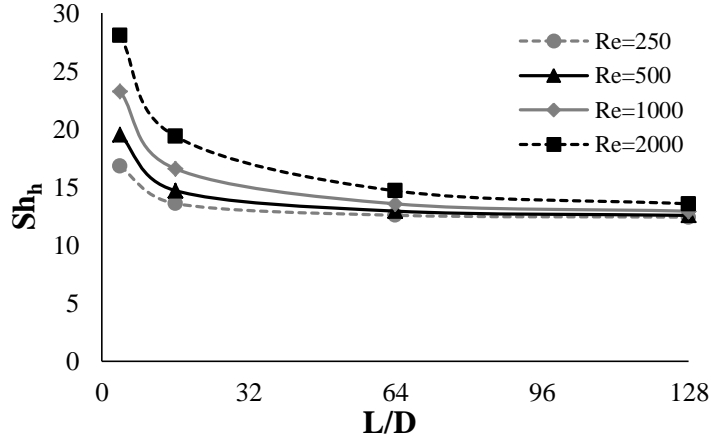
Şekil 11. Paralel akışta kuru hava tarafı için Eşitlik (24) ile elde edilen ortalama Sh sayılarının COMSOL yazılımıyla karşılaştırılması (Re=250)

3.2. Karşıt Akış

Karşıt akışta nemli hava tarafı Sh sayılarının, belirlenen L/D değerlerinde, Re sayısı ile değişimi Şekil 12'de gösterilmiştir. Şekilde görülebileceği gibi nemli hava tarafı için ortalama Sh sayıları, paralel akışa benzer şekilde, tüm L/D değerlerinde Re sayısı ile artmaktadır. Karşıt akışta nemli hava tarafı için en yüksek Sh değeri L/D=4 olduğu durumda, Re=2000 için yaklaşık 28 olarak hesaplanmıştır. Aynı koşullarda paralel akışta elde edilen en yüksek Sh sayısı 13,5 olup buna göre karşıt akışta kütle transferinin daha iyi olduğu anlaşılabilmektedir. Karşıt akışta nemli hava tarafı ortalama Sh sayılarının L/D ile değişimi ise Şekil 13'te gösterilmiştir. Burada ortalama Sh sayıları, L/D sonsuza yaklaşırken tüm Re değerleri için yaklaşık 12 değerine yakınsamaktadır. Dolayısıyla $Sh_{h,\infty}=12$ olacaktır.

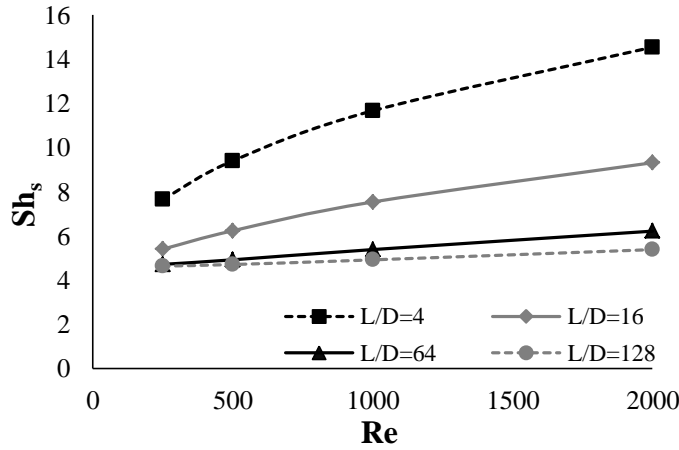


Şekil 12. Karşıt akışta nemli hava tarafı ortalama Sh sayısının Re sayısı ile değişimi

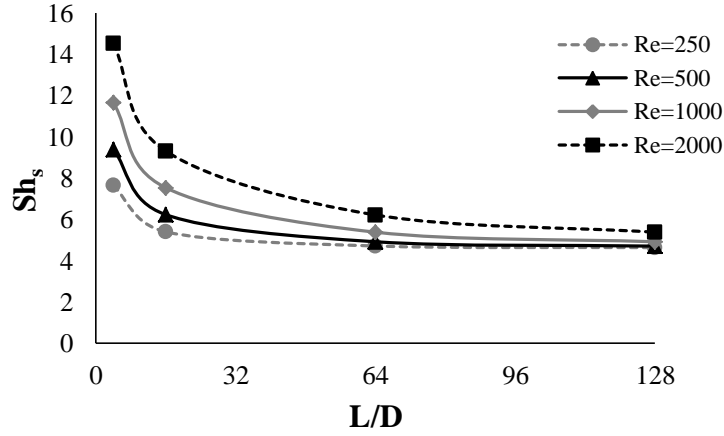


Şekil 13. Karşıt akışta nemli hava tarafı ortalama Sh sayısının L/D ile değişimi

Sistemde karşı akışta kuru hava tarafı ortalama Sh sayılarının Re sayısı ve L/D oranıyla değişimi sırasıyla Şekil 14 ve Şekil 15'te verilmiştir. Re sayısının artmasıyla, akışkanların temas süresinin azalmasından dolayı, konsantrasyon gradyanı artmış, bu da Sh sayısını arttırmıştır. L/D oranı arttıkça geçen su buharı miktarı artıp, konsantrasyon gradyanı azalacağından ortalama Sh sayısı azalmaktadır. Ortalama Sh sayıları yüksek L/D oranlarında yaklaşık 4,5 değerine yakınsamaktadır. Yani $Sh_{s,\infty}=4,5$ olacaktır.



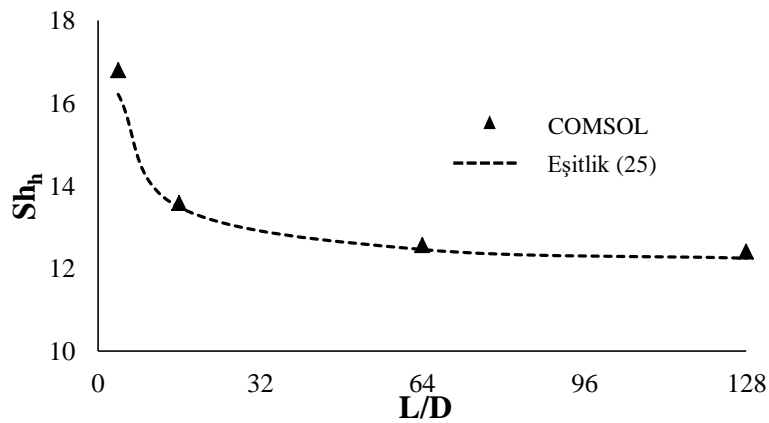
Şekil 14. Karşıt akışta kuru hava tarafı ortalama Sh sayısının Re sayısı ile değişimi



Şekil 15. Karşıt akışta kuru hava tarafı ortalama Sh sayısının L/D ile değişimi

Karşıt akış tipinde de nemli hava ve kuru hava tarafları ortalama Sh sayıları için eşitlikler bulunurken, paralel akışta nemli hava tarafı için uygulanan yöntemin aynısı uygulanmıştır. Dolayısıyla nemli hava tarafı ortalama Sh sayısı için aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir. Eşitlik (25) ile elde edilen ortalama Sh sayıları, COMSOL yazılımında elde edilen ortalama Sh sayıları ile, Re=250 için, Şekil 16'da karşılaştırılmıştır. Şekilde de görülebileceği gibi, söz konusu eşitlikle elde edilen ortalama Sh sayıları, COMSOL yazılımında elde edilen değerlere oldukça yakındır.

$$Sh_h = Sh_{h,\infty} \left[1 + \frac{Re^{1,053}}{65,324(L/D)^{0,903}} \right]^{1/3} \quad (25)$$

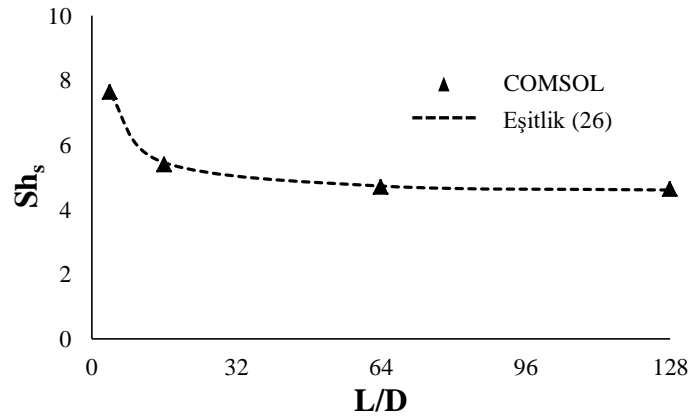


Şekil 16. Karşıt akışta nemli hava tarafı için Eşitlik (25) ile elde edilen ortalama Sh sayılarının COMSOL yazılımıyla karşılaştırılması (Re=250)

Karşıt akışta kuru hava tarafında ise aynı yöntemlerle ortalama Sh sayısı için Eşitlik (26) elde edilmiştir:

$$Sh_s = Sh_{s,\infty} \left[1 + \frac{Re^{1,077}}{21,21(L/D)^{1,131}} \right]^{1/3} \quad (26)$$

Yukarıdaki eşitlikle elde edilen ortalama Sh sayıları COMSOL yazılımıyla elde edilen ortalama Sh sayıları ile Şekil 17’de karşılaştırılmıştır. İki yöntemle elde edilen ortalama Sh sayılarının birbirine oldukça yakın olduğu şekilde görülebilmektedir. Bu sebeple söz konusu eşitliğin de güvenle kullanılabilceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 17. Karşıt akışta kuru hava tarafı için Eşitlik (26) ile elde edilen ortalama Sh sayılarının COMSOL yazılımıyla karşılaştırılması (Re=250)

4. Sonuç

Bu çalışmada, membranlı anülüs kanalda hava-hava arasında nem geçişi incelenmiş, nemli hava ve kuru hava akışkanları için COMSOL yazılımında kütle transferi analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizde sistem paralel ve karşıt olmak üzere iki farklı akış tipi için modellenmiş ve söz konusu akış tiplerinde nemli ve kuru hava taraflarında kütle transferi katsayısı için sabit bir Sc sayısında (0,68) eşitlikler elde edilmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Sistemin, MATLAB yazılımında oluşturulan sonlu farklar modeliyle yüksek hassasiyette doğrulaması yapılmıştır (Bağlı hata < 3%).
- Sistemde her iki akış tipinde, nemli ve kuru hava taraflarında, Sh sayısı Re sayısı ile artıp L/D ile azalmıştır. Paralel akışta en yüksek Sh sayısı 26, karşıt akışta ise 28 olarak Re=2000 ve L/D=4 için elde edilmiştir.
- Her iki akış tipinde hesaplanan Sh sayıları, sistemin kütle transferi performansının karşıt akışta daha iyi olduğunu göstermiştir.
- Elde edilen eşitliklerin hassasiyetleri oldukça yüksek olup, bağlı hata en yüksek %5 civarında bulunmuştur. Bu durum, eşitliklerin verilen şartlarda (Sc=0,68; L/D=4-128; Re=250-2000) güvenle kullanılabilceğini göstermiştir.

Çıkar Çatışması Beyanı

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan ederler.

Araştırmacıların Katkı Oranı Beyan Özeti

Yazarlar makaleye eşit oranda katkı sağlamış olduklarını beyan ederler.

Kaynakça

- Albdoor AK., Ma Z., Cooper P., Ren H., Al-Ghazzawi F. Thermodynamic analysis and design optimization of a cross flow air to air membrane enthalpy exchanger. *Energy* 2020a; 202: 117691.
- Albdoor AK., Ma Z., Cooper P. Experimental investigation and performance evaluation of a mixed-flow air to air membrane enthalpy exchanger with different configurations. *Applied Thermal Engineering* 2020b; 166: 114682.
- Bai H., Zhu J., Chen Z., Chu J. Parametric analysis of a cross-flow membrane-based parallel-plate liquid desiccant dehumidification system: Numerical and experimental data. *Energy and Buildings* 2018; 158: 494-508.
- Chen Z., Zhu J., Bai H., Yan Y., Zhang L. Experimental study of a membrane-based dehumidification cooling system. *Applied Thermal Engineering* 2017; 115: 1315-1321.
- Cho HJ., Cheon SY., Jeong JW. Energy impact of vacuum-based membrane dehumidification in building air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering* 2021; 182: 116094.
- Cihan E., Kavasogullari B., Demir H. Mass transfer correlation for tubular membrane-based liquid desiccant air-conditioning system. *Arabian Journal for Science and Engineering* 2020a; 45: 519-529.
- Cihan E., Kavasogullari B., Demir H. Performance of counter flow membrane-based annular pipe liquid desiccant air conditioner. *Applied Thermal Engineering* 2020b; 180: 115884.
- Dai YJ., Wang RZ., Zhang HF., Yu JD. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning. *Applied Thermal Engineering* 2001; 21(12): 1185-1202.
- Datta A., Rakesh V. An introduction to modeling of transport processes. Cambridge University Press, The Edinburgh Building, Cambridge; 2010.
- Duan Z., Zhan C., Zhang X., Mustafa M., Zhao X. Alimohammadisagvand B. Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012; 16: 6823-6850.
- Geankoplis CJ. Transport processes and separation process principles (includes unit operation). 4th ed. Upper Saddle River: Prentice Hall International Inc.; 2003.
- Huang SM., Yang M. Heat and mass transfer enhancement in a cross-flow elliptical hollow fiber membrane contactor used for liquid desiccant air dehumidification. *Journal of Membrane Science* 2014; 449: 184-192.

- Huang SM., Zhang LZ., Tang K., Pei LX. Fluid flow and mass transfer in membrane parallel-plate channels used for liquid desiccant dehumidification, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55: 2571-2580.
- Huang SM., Zhong Z., Yang M. Conjugate heat and mass transfer in an internally-cooled membrane-based liquid desiccant dehumidifier. *Journal of Membrane Science* 2016; 508: 73-83.
- Isetti C., Nannei E., Magrini A. On the application of a membrane air-liquid contactor for air dehumidification. *Energy and Buildings* 1999; 25: 185-193.
- Kistler KR., Cussler EL. Membrane modules for building ventilation. *Trans IChemE* 2002; 80(A): 53-64.
- Poling BE., Prausnitz JM., O'Connell JP. *The properties of gases and liquids*. 5th Ed. USA; McGraw-Hill: 2001.
- Qu M., Abdelaziz O., Gao Z., Yin H. Isothermal membrane-based air dehumidification: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2018; 82: 4060-4069.
- Roulet CA., Heidt FD., Foradini F., Pibiri MC. Real heat recovery with air handling units. *Energy and Buildings* 2001; 33: 495-502.
- Woods J. Membrane processes for heating, ventilation, and air-conditioning. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014; 33: 290-304.
- Yılmaz T. Transfer proseslerinde deneysel ve teorik bulguların yaklaşık eşitliklerle ifadesinde genel esaslar. *Isı Bilimi ve Tekniği* 1979; 2: 41-46.
- Zhang LZ., Jiang Y. Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator. *Journal of Membrane Science* 1999; 163: 29-38.
- Zhang LZ. Heat and mass transfer in a cross-flow membrane-based enthalpy exchanger under naturally formed boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50: 151-162.
- Zhang LZ. An analytical solution for heat mass transfer in a hollow fiber membrane based air-to-air heat mass exchanger. *Journal of Membrane Science* 2010; 360: 217-225.
- Zhang N., Yin SY., Li M. Model-based optimization for a heat pump driven and hollow fiber membrane hybrid two-stage liquid desiccant air dehumidification system. *Applied Energy* 2018; 228: 12-20.