

MERKEZİ OLMAYAN ISI GERİ KAZANIM HAVALANDIRMA ÜNİTELERİNDE YENİ BİR KÜRESEL DOLGULU YATAK UYGULAMASI

A Novel Spherical Packed Bed Application On Decentralized Heat Recovery Ventilation Units

Alper Mete GENÇ
Ziya Haktan KARADENİZ
Orhan EKREN
Macit TOKSOY

ÖZET

Sunulan bu çalışmada, merkezi olmayan bir ısı geri kazanımlı havalandırma sistemi için küresel dolgulu bir ısı değiştiricinin rejeneratif ısı geri kazanımı performansı incelenmiştir. Küresel dolgulu bir yatak için tek boyutlu bir matematiksel model oluşturulmuş ve dolgulu yatak içindeki çevrimsel çalışma koşulları altında zamana bağlı ısı transferini çözmek için şirket içi bir bilgisayar kodu geliştirilmiştir. Basınç düşümü hesaplamaları için literatürde çokça kullanılan uygun korelasyonlar kullanılmıştır. Sırasıyla 0,18 – 0,2 m ile 0,0025 – 0,06 m arasında değişen bir dizi yatak ve küre çapı çalışılmıştır. Isı geri kazanımlı havalandırma sistemi uygulamalarındaki küresel yatak performansını anlayabilmek amacıyla sıcak ve soğuk akış durumunda çeşitli akış süresi ve çevrim sayıları araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Küresel Dolgulu Yatak, Isı Geri Kazanımı, Havalandırma Sistemleri.

ABSTRACT

In the present study, heat recovery performance of a spherical packed bed heat exchanger for a decentralized HRV system is investigated. A one dimensional mathematical model for a spherical packed bed is obtained and an in-house computer code is developed to solve the transient heat transfer inside the packed bed under cyclic operation conditions. Well known convenient correlations were used for pressure drop calculations. A number of bed and sphere diameters were studied ranging between 0.18 - 0.2m and 0.0025 - 0.06m, respectively. Various flow time and number of cycles were investigated for the hot and cold flow to understand the spherical bed performance for HRV applications. This novel application also has the potential for application on regenerative heat recovery systems.

Key Words: Spherical Packed Bed, Heat Recovery, Ventilation Systems.

1. GİRİŞ

Merkezi olmayan ısı geri kazanımlı havalandırma sistemleri, sağlıklı ve konforlu bir iç hava ortamı elde etmek için kullanılan basit çözümlerdir. Küçük ölçekli, çoğunlukla konut amaçlı uygulamalar için, merkezi olmayan havalandırma sistemlerinin (mono ünite) kompakt çeşidi, duvar veya pencereye monte edilerek kullanılmaktadır. Bir fan ve bir ısı değiştirici, bu kompakt sistemin kritik bileşenlerini oluşturmaktadır. Bu birimlerin akış kapasitesi 10 m³/sa'e kadar düşmektedir ve % 90'ın üzerinde verimlilik değerlerine ulaştığı üreticiler tarafından ileri sürülmektedir. Öte yandan, küresel dolgulu yataklar ise, ısı transfer uygulamalarında; kimyasal reaktörler, tahıl kurutucular, nükleer reaktörler, binalarda ve güneş enerjisi termik santrallerinde ısı depolama işlevselliği nedeniyle tercih edilmektedir. Bu sistemler, çevrimsel olarak tasarlanarak merkezi olmayan havalandırma sistemlerinden farklı olarak sabit akış koşullarında çalıştırılmaktadır.

Çeşitli tiplerdeki dolgulu yataklar, ısı ve kütle transferini artırma potansiyellerine sahip oldukları için, kimyasal reaktör, nükleer reaktör, ısı değiştirici ve ısı depolama gibi alanlarda çokça kullanılmaktadır [1-3]. Ayrıca diğer seçilme nedenleri arasında düşük maliyet ve kullanım kolaylığı da gösterilmektedir [4]. Dolgulu yatakların tasarımı, ısı ve kütle transferine ve akışkanın katı cisim olan yatağa yaptığı akış ve basınç düşümü mekanizmalarına bağlıdır. Bu mekanizmalar, dolgulu yatağın boşluk oranı değişimlerinden etkilenmektedir [5]. Küresel dolgulu yataklar için boşluk oranı değişimleri ise kullanılan yatağın ve içerisindeki kürelerin çapları ile orantılıdır. Boşluk oranının doğru bir şekilde seçilmesi, dolgulu bir yataktan içerisindeki basınç düşümü hesaplanması, sermaye ve işletme maliyetlerini tahmin etmek ve akışkanı sisteme üfleme için gerekli olan fan veya pompaları boyutlandırmak için faydalı olacaktır [6].

Literatürde ortalama boşluk oranının $\bar{\epsilon}$ ve silindir çapı-küre çapı (D/d) λ oranına bağlı değişimini veren yaklaşımlar bulunmaktadır. Jeschar (1964) [7] ve Klerk (2003) [8] tarafından tanımlanmış deneysel yaklaşımlar sırasıyla denklem 1 ve 2'de gösterilmiştir. Literatürde genellikle boşluk oranı değerinin 0,3-0,5 arasında olduğu belirtilmiştir [9].

$$\bar{\epsilon} = 0.375 + \frac{0.34}{\lambda} \quad (1)$$

$$\bar{\epsilon} = 0.41 + 0.35 \exp(-0.39\lambda) \quad (2)$$

Küresel dolgulu yataklar için en yaygın olarak kullanılan basınç düşümü yaklaşımı Ergun [10] denklemidir. Deneysel çalışmalar sonucunda türetilen bu denklem viskoz ve atalet enerji kayıpları kaynaklı basınç kayıplarının bir göstergesi olarak türetilmiştir. Ergun denklemi denklem 3'te gösterilmiştir.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{150(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu_f}{d_p^2} U + 1.75 \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon^3} \frac{\rho_f}{d_p} U^2 \quad (3)$$

Burada, Δp basınç düşümü, L yatak uzunluğu, ϵ boşluk oranıdır.

Küresel dolgulu yataklar üzerinde yapılan deneysel çalışmalar, genellikle basınç düşüşü ve boşluk ile ilgilidir. Ancak, teorik ve sayısal çalışmalarda genellikle basınç düşmesinden ziyade ısı ve kütle transferi incelenmiştir. Sayısal yöntemler, test ekipmanı gerekliliği ve deneysel yöntemlerin uzun deney süresi nedeniyle, dolgulu yataktaki akışkan akışını ve ısı transferini araştırmak için güçlü bir araç olarak kullanılmaktadır.

Augier vd. [11], düşük Reynolds sayıları ($1 < Re < 100$) ve sabit akış koşullarında CFD simülasyonları aracılığıyla, küresel parçacıkların dolu yataklarının içindeki nakil ve transfer özelliklerini araştırmıştır. Sistemin özellikleri L/d 17, D/d 25 ve ϵ 0,33 – 0,37 olarak seçilmiştir. Nusselt sayısının Reynolds sayısının etkisine bağlı olarak yarıçap ile arttığı sonucuna vardılar. Ek olarak, Nusselt sayısının temas noktası sayısına bağlı olmadığını da belirtmişlerdir. Guardo vd. [12], türbülans modelinin dolgulu yataklarda duvardan akışkana olan ısı transferinin etkisini CFD modellemesi ile araştırmıştır. Nu sayısının ve ısı transfer oranının Reynolds sayısının artmasıyla arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Yazarların bilgisine göre, şu ana kadar küresel dolgulu yataklarda periyodik akışlı sayısal geçici analizleri üzerine bir çalışma yoktur. Sırasıyla 0,18 – 0,2m ve 0,0025 – 0,06m arasında değişen sayıda yatak ve küre çapı incelenmiştir. HRV uygulamalarında küresel yatak performansını anlamak için sıcak ve soğuk akış için çeşitli akış süresi ve döngü sayısı araştırıldı. Bu yeni uygulama aynı zamanda rejeneratif ısı geri kazanım sistemlerine uygulama potansiyeline sahiptir.

2. MATERYAL VE METOT

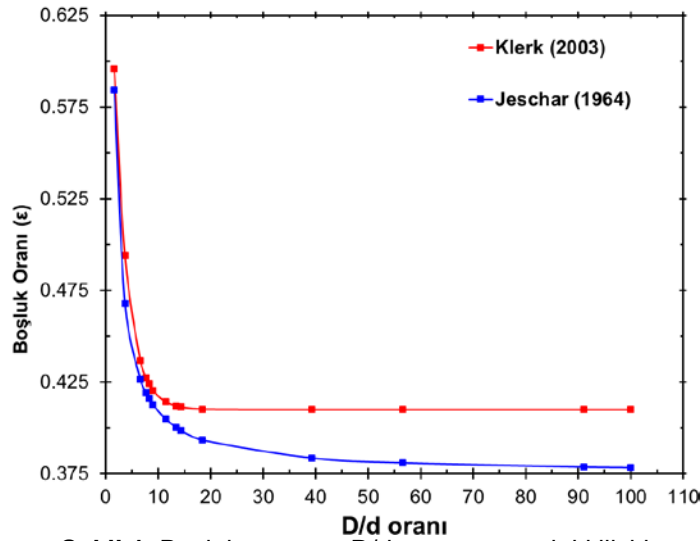
Mevcut çalışmada, bir boyutlu ve geçici küresel dolgulu yatak modeli sayısal olarak incelenmiştir. Problemin şeması Şekil 4'te verilmiştir. Analizler için aşağıdaki varsayımlar göz önünde bulundurulmuştur;

- 20 °C'de havanın termo-fiziksel özellikleri kullanılmıştır.
- Havanın sisteme giriş sıcaklıkları sıcak ve soğuk taraflar için sırasıyla 20 ve -10°C'dir.
- Akışkanın debisi 1 m/s olarak kabul edilmiştir.
- Küreler için alüminyum malzemesinin termo-fiziksel özellikleri kullanılmıştır.
- Sistem özellikleri için 0,18-0,2 çap ve 0,1 m uzunluk ölçüleri seçilmiştir. Kürelerin çapı ise 0,0025-0,06 m olarak kabul edilmiştir.

Analizlerin gerçekleştirilmesi için ilk olarak boşluk oranı ve basınç düşümü hesaplanmıştır. Boşluk değeri kullanılarak elde edilen ısı transfer katsayısı ile ısı transfer hesaplaması yapılmıştır.

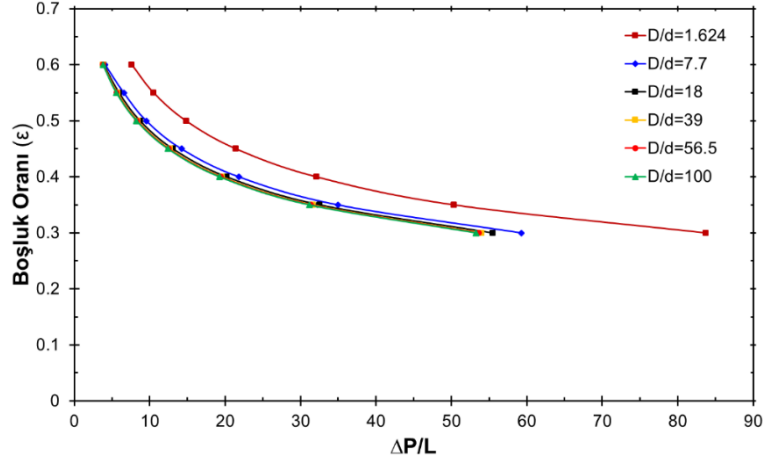
2.1. Basınç Düşümü

Daha önce de belirtildiği gibi, basınç düşüşünü hesaplamak için boşluk oranı doğru bir şekilde elde edilmelidir. Literatür bölümünde Jeschar (1964) [7] ve Klerk (2003) [8] tarafından sunulan iki farklı deneysel yaklaşımdan bahsedilmiştir. Bu iki yaklaşıma göre incelenen farklı boşluk değerleri ve D/d çap oranı arasındaki ilişki, Şekil 1'de gösterilmiştir.



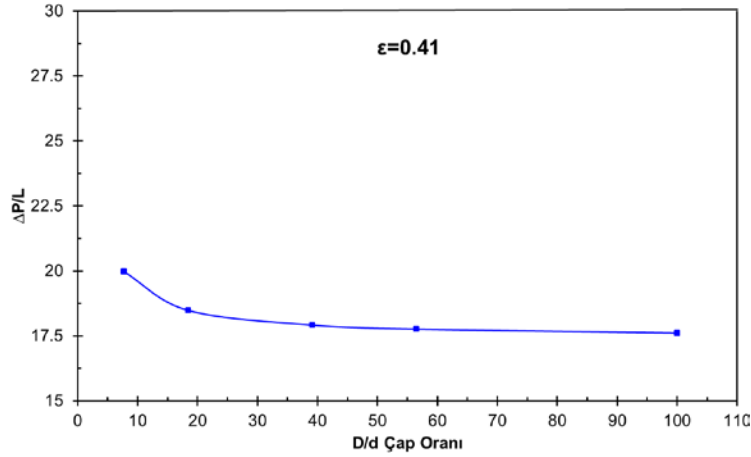
Şekil 1. Boşluk oranı ve D/d oranı arasındaki ilişki

Şekil 1'de D/d oranı arttıkça boşluk oranının azaldığı görülmektedir. Klerk (2003) [8] tarafından önerilen yaklaşıma göre boşluk oranı belirli bir çap oranından sonra sabit bir değere (0,41) ulaşmaktadır.



Şekil 2. Boşluk oranına bağlı basınç düşümü değişimi

Şekil 2’te literatürde belirtilen boşluk oranı aralığında (0,3 – 0,6), havanın 30°C’deki termofiziksel özellikleri ve literatürde deneysel olarak belirlenen en geniş D/d çap oran değerleri (1,624 - 100) kullanılarak basınç düşümü değerleri karşılaştırılmıştır. Akışkanın ısı değiştiricisine giriş hızı 1 m/s olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3. Sabit boşluk oranında basınç düşümü (Pa) değişimi

Şekil 2’de gösterilen grafikte boşluk oranı arttıkça basınç düşümü değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bununla beraber aynı boşluk oranında D/d çap oranı arttıkça basınç düşümü değeri azalarak bir eğriye yakınsamaktadır. Şekil 3’te ise Klerk (2003) [8] tarafından önerilen yöntemle elde edilen boşluk oranında (0,41) basınç düşümü ve D/d çap oranı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Burada D/d çap oranı değerinin artışıyla beraber basınç düşümü değeri zamanla azalmakta ve giderek yakınsamaktadır. Sonuç olarak Ergun denkleminin literatürde geliştirilen denklemler ile uyumlu olduğu, genel olarak literatürde kullanılan boşluk oranı değerlerinin 0,3 – 0,5 aralığında olduğu, boşluk oranı arttıkça basınç düşümünün azaldığı belirtilmektedir. Ek olarak, D/d çap oranı ile boşluk oranı arasındaki ilişki incelendiğinde belirli bir D/d çap oranı değerinden sonra boşluk oranı değerinin değişmediği görülmektedir.

Genel bir yaklaşım olarak D/d oranını büyük değerlerinde (>15) boşluk oranı 0,4’e (Şekil 2) yakınsadığından ve D/d arttıkça (>10) boşluk oranına bağlı basınç düşümü değişimi tek bir eğriye yakınsadığından, küçük küreler kullanıldığında (D/d>15), $\Delta P/L$ değeri 20 Pa’dan büyük değerler olacaktır. Bu değer Re sayısı etkileri ile farklılık gösterebilir.

2.2. Isı Transferi

Kararlı hal durumunda bir Küresel Yataklı Isı Değiştirici (KYID) içerisindeki ortalama ısı taşınım katsayısı, dolgu yataklar için önerilen hesaplama yaklaşımı ile belirlenebilir [9]. İçinde küreler bulunan bir dolgu yatak içerisindeki gaz akışında ısı transferi hesabı için önerilen denklemlerden biri,

$$\varepsilon j_H = 2.06 Re_D^{-0.575} \quad (4)$$

Denklem 5'te Colburn j faktörü (j_H) Stanton ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad (5)$$

Denklem 4 ve 5 düzenlenip eşitlenirse;

$$j_H = \frac{2.06 Re^{-0.575}}{\varepsilon} = St Pr^{2/3} \quad (6)$$

elde edilir. Bilinen

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}, \quad St = \frac{Nu}{Re Pr}, \quad Nu = \frac{\bar{h} D}{k} \quad (7)$$

tanımları kullanılarak Denklem 6 yeniden düzenlenebilir,

$$St = \frac{2.06 Re^{-0.575} Pr^{-2/3}}{\varepsilon} = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\bar{h}}{\rho V c_p} \quad (8)$$

Buradan da KYID için ortalama taşınım katsayısı:

$$\bar{h} = \frac{2.06 Re^{-0.575} Pr^{-2/3} \rho V c_p}{\varepsilon} \quad (9)$$

Yukarıda belirtilen ortalama ısı taşınım katsayısı hesabıyla beraber Achenbach (1995) [13] tarafından sunulan çalışmada da bahsedilen ve Gnielinski (1978) [14] tarafından önerilen yarı deneysel yaklaşımlar kullanılarak da ısı taşınım katsayısı değerleri belirlenebilir.

$$Nu_l = 0.664 Pr^{1/3} \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (10)$$

$$Nu_t = \frac{0.037 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0.8} Pr}{1 + 2.443 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{-0.1} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad (11)$$

burada, Nu_l ve Nu_t sırasıyla laminer ve türbülanslı akış koşullarında bulunan tek küre üzerindeki ısı transferini temsil etmektedir. Bu denklemler kullanılarak tek küre için Nu sayısı (Nu_{sp}),

$$Nu_{sp} = 2 + (Nu_l^2 + Nu_t^2)^{1/2} \quad (12)$$

şeklinde hesaplanabilir. KYID içerisindeki ortalama Nusselt sayısı \overline{Nu} bir deneysel düzeltme faktörüne ($f(\varepsilon)$) bağlı olarak;

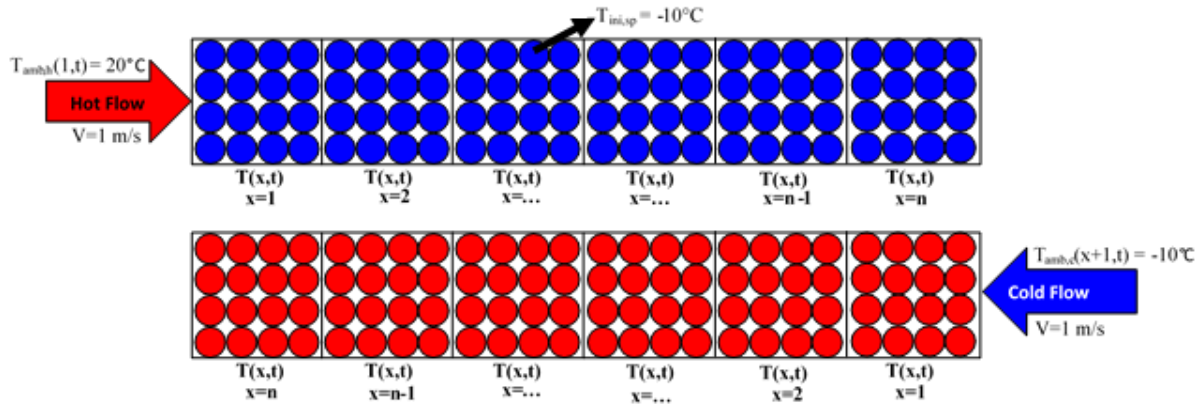
$$f(\varepsilon) = 1 + 1.5(1 - \varepsilon) \quad (13)$$

$$\overline{Nu} = f(\varepsilon) Nu_{sp} \quad (14)$$

denklemleriyle hesaplanabilir.

KYID'in ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı olarak kullanımı sırasında iki aşamalı bir çalışma süreci gereklidir. Kış şartlarını ele alırsak, birinci aşamada ısıtılan hacim içerisindeki sıcak ve kirli hava cihazın içinden geçirilerek dışarı atılırken, atık ısı KYID tarafından tutulacaktır. İkinci aşamada ise dış ortamdan alınan soğuk ve temiz hava KYID'dan geçerken ısıtılacak böylece önceki aşamada KYID'da depolanmış ısı geri kazanılacaktır. Bu tip bir sistem hem KYID malzemesi ve boyutları ile ilişkili bir depolama boyutu belirlenmesi hem de en uygun üfleme sürelerinin bulunması için gerekli bir zamana

bağlı ısı transferi problemi içermektedir. Zamana bağlı ısı problemleri genellikle bir katının bulunduğu ısı çevrenin bir anda değişmesi sonucu ortaya çıkar. Bu problemi çözmek için ısı kapasitans yöntemi kullanılmıştır. Isıl kapasitans yöntemi, katı içerisindeki sıcaklığın zamana bağlı süreçte belli bir anda her noktada sabit olduğu kabulüne dayanmaktadır. Bu yaklaşım katı içerisindeki sıcaklık gradyanlarını göz ardı eder. Katı içerisindeki sıcaklık gradyanlarının olmaması gerçekte olanaksızdır. Fakat katının ısı iletim katsayısının yeteri derecede yüksek olması katı içerisindeki sıcaklık dağılımının zamana bağlı süreçte her noktada üniform olduğu kabulünü yapmamızı mümkün kılar. Bu kabul için temel ölçüt Biot sayısının (Bi) değeridir. Literatürde $Bi < 0,1$ değerleri için ısı kapasitans metodunun kullanılacağı yönünde genel bir görüş birliği bulunmaktadır. Bu problemde, örnek bir KYID için, MATLAB programında oluşturulan bir boyutlu matematiksel model Şekil 4'te gösterildiği gibi x eksenini boyunca hesaplama alanlarına bölünmüş ve her bir hücre sayısı için sıcak ve soğuk akış durumlarına göre enerji denge denklemleri oluşturulmuştur. Burada bir hesaplama alanını, KYID' ı sabit sıcaklığa sahip eşit parçalara böldüğümüz her bir parça olarak tanımlanmıştır. Bu parçalar kapladıkları alandaki küre sıcaklıklarını temsil etmektedir. Tıpkı sonlu farklar yönteminde olduğu gibi bu hesaplama alanı sayısı arttıkça, daha hassas çözümler elde edilmektedir.



Şekil 4. Matematiksel model

Sıcak veya soğuk akıştan gelen havayla beraber KYID içerisindeki her bir hesaplama alanında bulunan kürelerde depolanan ısı ve bir sonraki hesaplama alanına aktarılan ısı transfer miktarı gösterilmiştir. Sıcak akış durumunda kürelerin sıcaklığı ve kürelerde depolanan ısı miktarı denklemler 15 ile 16'da hesaplanmıştır. Sıcak ve soğuk akıştan kürelere olan ısı geçişi ayrı ayrı incelenmiştir. Sıcak akış durumu için hesaplama alanı sıcaklığı:

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \exp \left[- \left(\frac{hA_s}{\rho V c} \right) t \right] \quad (15)$$

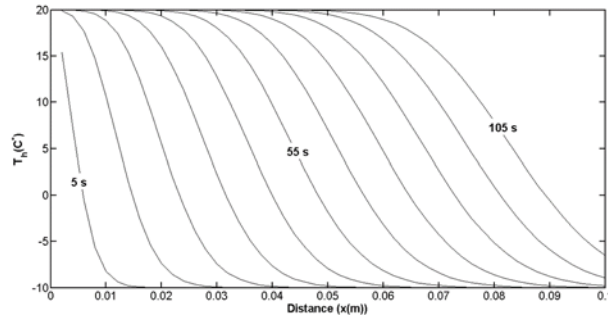
Burada T sıcak akış durumundan gelen akışkanın etkisiyle oluşan hesaplama alanı sıcaklığını temsil etmektedir. T_{∞} ise sıcak taraftan KYID içerisine giren akışkanın sıcaklığıdır. V kürelerin hacmini, c kürelerin özgül ısılarını göstermektedir. Bir hesaplama alanında depolanan ısı:

$$\dot{Q}_{sp,h} = m_{sp} c_{sp} \frac{dT}{dt} \quad (16)$$

denklemlerle hesaplanmaktadır. m_{sp} kürelerin ağırlığını temsil etmektedir. Sıcak akış durumuna benzer şekilde soğuk akış durumu içinde her bir hesaplama alanının sıcaklığı ve bu hesaplama alanlarında depolanan ısı hesaplanmıştır. Sıcak akış için yapılan hesaplamaların benzeri soğuk akış için de uygulanmıştır.

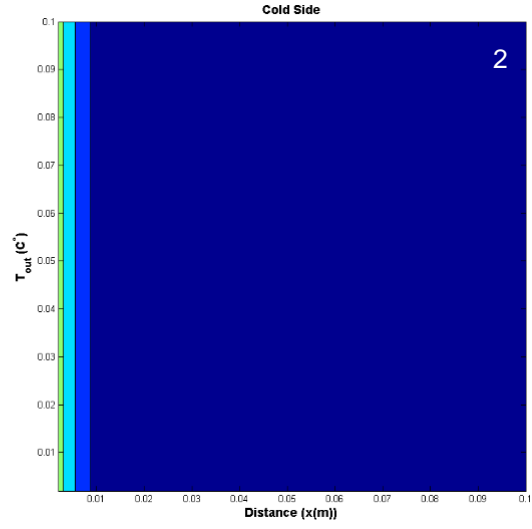
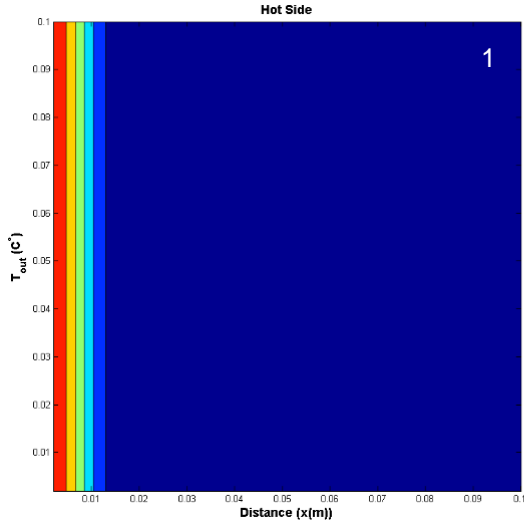
3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Şekil 5'te sıcak akış durumu için KYID içerisindeki sıcaklık dağılımının zamanla değişimi konuma bağlı olarak gösterilmiştir. İlk eğri 5. saniyedeki, son eğri ise 105. saniyedeki sıcaklık değerlerini temsil etmekte ve her bir eğri 10 saniye fark ile KYID içerisindeki sıcaklık dağılımını göstermektedir. 5. saniyede KYID giriş tarafına yakın konumda bulunan kürelerin sıcaklığı havanın giriş sıcaklığından düşüktür. 15. saniyeden itibaren giriş tarafından başlayarak küre sıcaklıkları sıcak havanın giriş sıcaklığına eşit olmaktadır ve küreler ısı kapasitelerinin sınırına ulaşmaktadır. 75. saniyeden itibaren KYID çıkış noktasına doğru sistem içerisindeki bütün kürelerde ısı depolanmaya başlanmıştır ve başlangıç anındaki küre sıcaklığı olan -10°C 'tan daha yüksek sıcaklık değerleri görülmektedir. Sıcak akışın süresi uzadıkça, KYID içerisindeki sıcaklıkların arttığı ve daha fazla kürenin ısı kapasitesini doldurduğu görülmektedir.

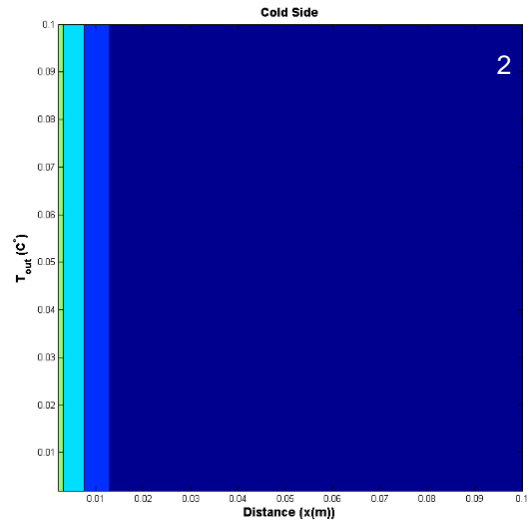
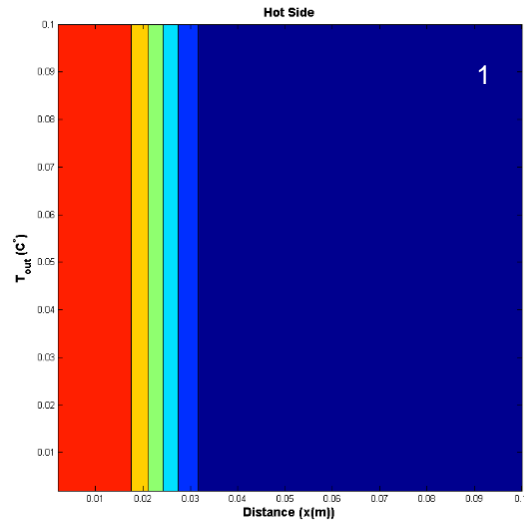


Şekil 5. Sıcak taraf için konuma bağlı sıcaklık değerleri

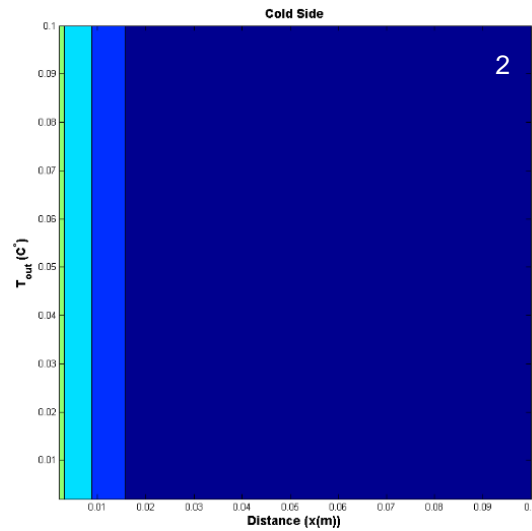
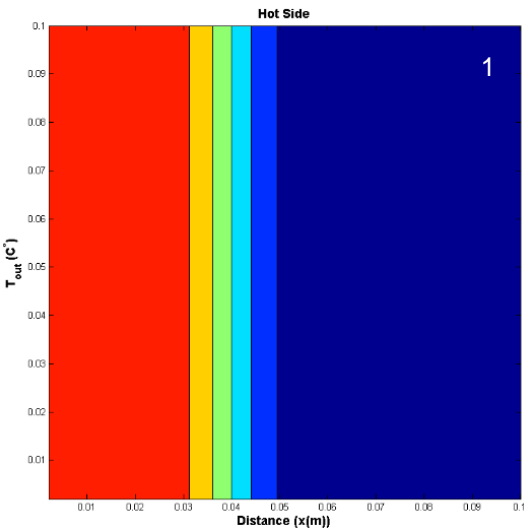
Hesaplama yönteminin 1 boyutlu olması nedeniyle KYID içerisindeki sıcaklık dağılımları 1 boyutlu olarak elde edilebilmektedir. Ancak görselliği sağlayabilmek için sonuçlar 2 boyutlu sıcaklık dağılımı olarak sunulmuştur. Kürelerin tek tek sıcaklık dağılımı veya düşeydeki sıcaklık farklılıkları bu çalışmanın kapsamı dışındadır. Sistemin gerçek çalışma şartlarında sıcak akış ve soğuk akış tekrarlı olarak uygulanmaktadır. Ardışık bir sıcak akış ve soğuk akış durumu için (bir çevrim) farklı akış süreleri sonucunda KYID içerisinde oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 6'da gösterilmiştir. Şekil 6 (a)'da sıcak akış ve soğuk akış üfleme sürelerinin 10 saniye olduğu durum görülmektedir. Sıcak akıştan gelen havayla birlikte sistem içerisindeki kürelerin sıcaklığı zamanla artış göstermektedir. Sıcak akış durumunda (Şekil 6.a-1) en yüksek sıcaklık değerlerinden (kırmızı bölge) farklı bölgelerde kürelerin ısı depolama potansiyelinin tam olarak kullanılmadığı anlaşılmaktadır. Diğer yandan soğuk akış durumunda (Şekil 6.a-2) ise en düşük sıcaklık bölgesi (koyu mavi) dışındaki bölgelerde ısı değiştiricinin ısı geri kazanım potansiyelinin tam olarak kullanılmadığı anlaşılmaktadır. Şekil 6 (b), (c), (d) ve (e)'de farklı akış sürelerindeki sıcak ve soğuk akış durumlarına ait sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Sıcak akış süresi arttıkça KYID içerisindeki küreler daha çok ısı depolamaya başlamakta ve küre sıcaklıkları sıcak havanın giriş sıcaklığına eşit olmaktadır. Bununla beraber, soğuk akış süresi arttıkça ısı değiştiricinin ısı geri kazanım potansiyelinde artış sağlanmaktadır.



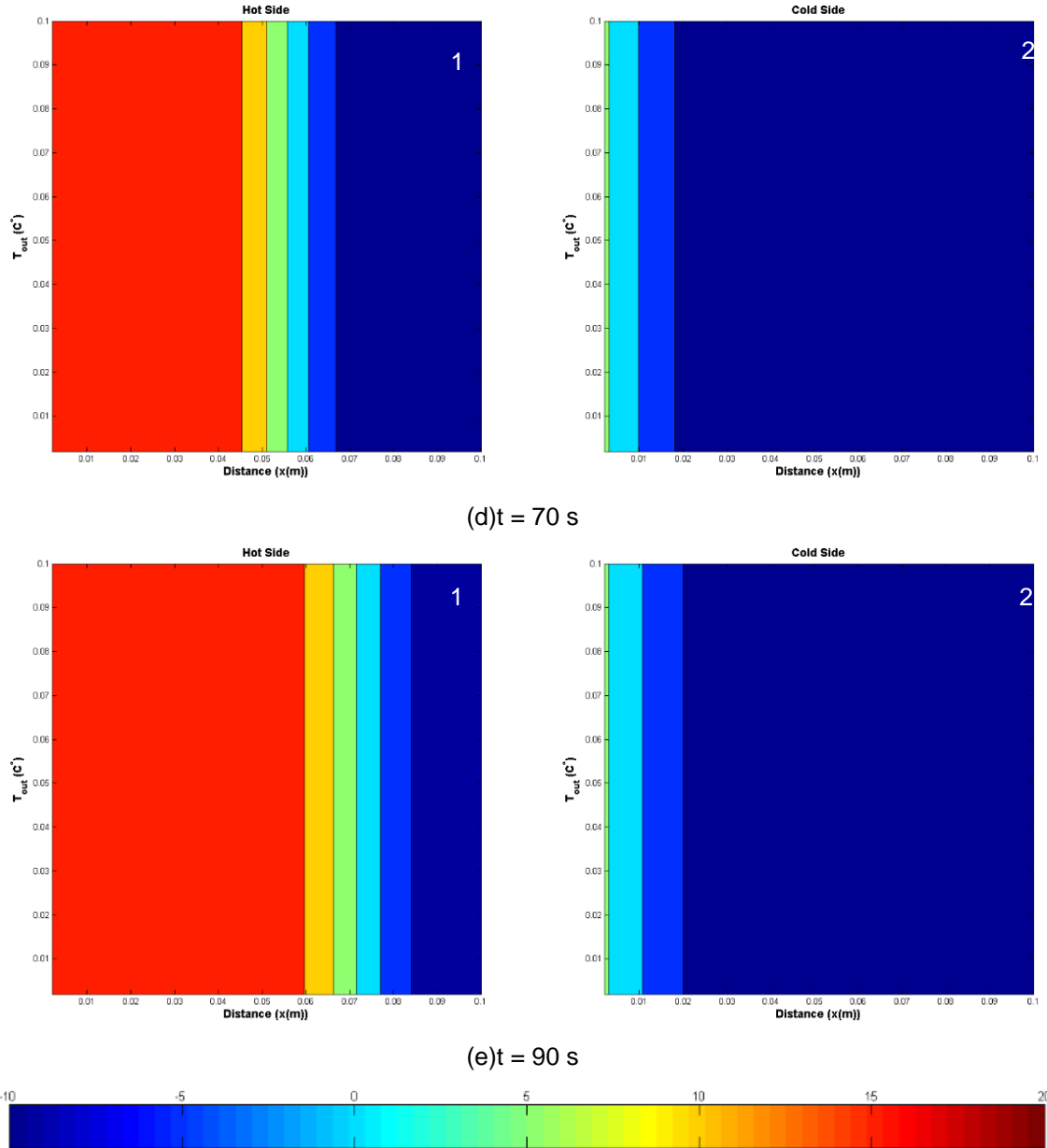
(a) $t = 10$ s



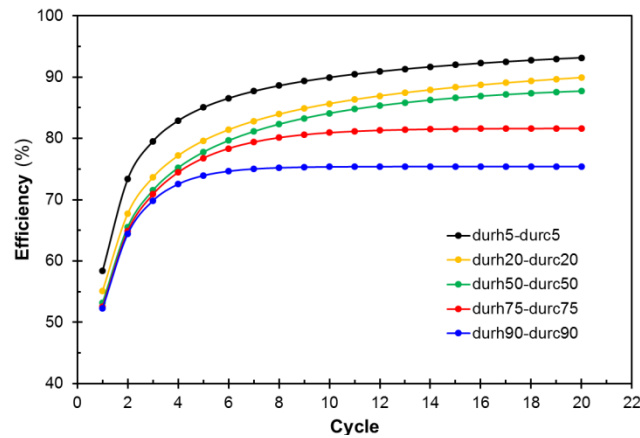
(b) $t = 30$ s



(c) $t = 50$ s



Şekil 6. Bir çevrim için sistemin zamana bağlı sıcaklık değişimi



Şekil 7. Verimin çevrim sayısına göre değişimi

Şekil 6'da verilen sıcaklık dağılımı grafikleri üzerinden sistemin verimi hakkında nitel bir değerlendirme yapılabilir. Ancak farklı tasarımlar ve çalışma koşulları için (boyutlar, farklı malzemeler, çalışma süreleri vb.) başarımın nicel olarak belirlenebilmesi için verimin belirlenmesi gereklidir. Isı geri kazanım sistemlerinde verimlilik geri kazanılan ısının geri kazanılabilecek en yüksek ısı miktarına oranı şeklinde tanımlanmaktadır ve Denklem 18 ile ifade edilmektedir,

$$\eta = \frac{T_c - T_{amb,c}}{T_{amb,h} - T_{amb,c}} \times 100 \quad (17)$$

Şekil 7'de farklı sıcak ve soğuk akış sürelerinde elde edilen verim değerlerinin çevrim sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Sıcak ve soğuk akışta, akış süresi azaldıkça KYID'in verimi artış göstermektedir. Bununla beraber çevrim sayısı arttıkça KYID verimi önce artmakta bir süre sonra kararlı periyodik çalışma koşulları oluşarak verim sabitlenmektedir. Sıcak ve soğuk akış süresi arttıkça sistem daha düşük çevrim sayısında kararlı hale gelmektedir. Daha düşük akış sürelerinde ise sistemin kararlı hale ulaşması için daha yüksek çevrim sayısı gerekmektedir. Ancak toplam çalışma süreleri göz önünde bulundurulduğunda, üfleme süresi kıaldıkça sistemin daha hızlı kararlı çalışma durumuna geldiği görülmektedir. En yüksek verim yaklaşık % 93 civarında, sıcak ve soğuk akış süresinin 5 saniye olduğu durumda elde edilmiştir. Bu çalışma durumunda sistem henüz kararlı çalışma koşullarına tam ulaşmadığından kararlı çalışma veriminin bir miktar daha yüksek olması beklenmektedir. En düşük verim ise sıcak ve soğuk akış süresinin 90 saniye olduğu durumda yaklaşık % 76 olarak elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Martin, H. (1978). Low Peclet number particle-to-fluid heat and mass transfer in packed beds. *Chemical Engineering Science*, 33(7), 913-919. FEURICH, H., "Saniteartechnik", Krammer Verlag, 1995.
- [2] Nemeç, D., & Levec, J. (2005). Flow through packed bed reactors: 1. Single-phase flow. *Chemical Engineering Science*, 60(24), 6947-6957.
- [3] Yu, J., Zhang, M., Fan, W., Zhou, Y., Zhao, G.: Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation. *Appl. Therm. Eng.* 22, 641–651 (2002) DIN 4109, "Schallschutz im Hochbau; Anforderung und Nachweise", 1989.
- [4] Toghraie, D., Afrand, M., Zadeh, A. D., & Akbari, H. A. (2018). Numerical investigation on the flow and heat transfer of a multi-lobe particle and equivalent spherical particles in a packed bed with considering the wall effects. *International Journal of Mechanical Sciences*, 138, 350-367.
- [5] Guo, Z., Sun, Z., Zhang, N., Ding, M., & Cao, X. (2017). Radial porosity peak at the centerline of packed beds with small tube to particle diameter ratios. *Powder Technology*, 319, 445-451.
- [6] Allen, K. G., Von Backström, T. W., & Kröger, D. G. (2013). Packed bed pressure drop dependence on particle shape, size distribution, packing arrangement and roughness. *Powder technology*, 246, 590-600.
- [7] Jeschar, R. (1964). Druckverlust in Mehrkornschüttungen aus Kugeln. *Archiv Eisenhüttenwesen*, 35, 91-108.
- [8] De Klerk, A. (2003). Voidage variation in packed beds at small column to particle diameter ratio. *AIChE Journal*, 49(8), 2022-2029.
- [9] Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- [10] Ergun, S.: Fluid flow through packed columns. *Chem. Eng. Prog.* 48, 89–94 (1952)
- [11] Augier, F., Idoux, F., & Delenne, J. Y. (2010). Numerical simulations of transfer and transport properties inside packed beds of spherical particles. *Chemical Engineering Science*, 65(3), 1055-1064.
- [12] Guardo, A., Coussirat, M., Larrayoz, M. A., Recasens, F., & Egusquiza, E. (2005). Influence of the turbulence model in CFD modeling of wall-to-fluid heat transfer in packed beds. *Chemical Engineering Science*, 60(6), 1733-1742.
- [13] Achenbach, E. (1995). Heat and flow characteristics of packed beds. *Experimental thermal and fluid science*, 10(1), 17-27.
- [14] Gnielinski, V., Gleichungen zur Berechnung des W-irne- und Stoffaustausches in durchströmten ruhenden Kugelschüttungen bei mittleren und grossen Pecletzahlen, *Verfahrenstechnik* 12(6), 63-366, 1978.

ÖZGEÇMİŞ

Alper Mete GENÇ

1991 yılı Kütahya doğumludur. 2015 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. İzmir Dokuz Eylül Üniversitesinden 2018 yılında Yüksek Mühendis unvanını almıştır. 2018 yılından beri İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Makina Mühendisliği Bölümü Anabilim Dalı'nda Doktora Eğitimine devam etmektedir. Güneş Enerjisi, Nanoakışkan ve Soğutma Uygulamaları konularında çalışmaktadır.

Ziya Haktan KARADENİZ

1980 yılında İzmir'de doğan Ziya Haktan KARADENİZ; 2002 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden, 2005 ve 2011 yıllarında ise sırasıyla aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Yüksek Lisans ve Doktora Programlarından mezun olmuştur. 2002-2013 yılları arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2013 yılından beri İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Dr. Öğr. Üyesi olarak görev yapmaktadır. Rüzgâr enerjisi, HVAC Bileşenlerinin 3B eklemeli Üretimi, Nanoakışkanlar konuları üzerinde çalışmaktadır.

Orhan EKREN

1976 yılı İzmir doğumlu olan Orhan EKREN, lisans eğitimini Dokuz Eylül Üniversitesi(DEÜ) Makina Mühendisliği bölümünde 1999 yılında, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) Enerji Mühendisliği'nde 2003 yılında, doktorasını ise DEÜ Makina Mühendisliği bölümü Termodinamik anabilim dalında 2009 yılında tamamlamıştır. 2000-2003 yılları arasında İYTE makina mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2005 yılından buyana Ege Üniversitesi'nde çalışan Dr. Ekren, 2008 ve 2011 yıllarında akademik çalışmalar için, Amerika Birleşik Devletleri'nde iki farklı üniversitede Makina Mühendisliği bölümünde ziyaretçi araştırmacı olarak bulunmuştur. 2014 yılından buyana Ege Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Doçent olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Hibrid Enerji Sistemlerinin Optimum Boyutlandırılması, Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, Isı Pompası Sistemleri, Alternatif Soğutma Yöntemleri yer almaktadır.

Macit TOKSOY

1972'de İTÜ Makina Fakültesini bitirdi. 1976'da Ege Üniversitesinde Mühendislik Fakültesinde Doktora çalışmasını tamamladı. Ege Üniversitesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsünde öğretim elemanı ve öğretim üyesi olarak çalıştı. 1978 - 1980 seneleri arasında North Carolina Eyalet Üniversitesinde misafir öğretim üyesi olarak çalıştı. 2013 senesinde endüstride çalışmak üzere emekli oldu. 2013-2018 yıllarında tam zamanlı olarak Eneko A.Ş.'de çalıştı. 2019 başından bu yana tesisat sektöründe ünde danışmanlık yapıyor.

Üniversitelerde çeşitli kademelerde yöneticilik yaptı. 2005 İzmir Üniversite Yaz Oyunları'nda Genel Koordinatör Yardımcısı, 2011 Erzurum Üniversite Kış Oyunlarında Genel Sekreter, 2013 Mersin Akdeniz Oyunlarında Genel Koordinatör Yardımcısı olarak görev aldı. Makina Mühendisleri Odası İzmir Şubesinde ve Türk Tesisat Mühendisleri Derneğinde yöneticilik yaptı, her iki kuruluşun çalışmalarına aktif olarak katkı koyuyor. MMO'nun düzenlediği Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresine ve TTMD'nin Uluslararası Yapıda Tesisat Sempozyumu organizasyonlarında yürütme kurullarında görev yaptı. MMO, TTMD, ASHRAE ve TIBTD üyesi, İSKİD Onur Üyesi, REHVA ve EUROVENT çalışmalarına katıldı.

Akademik çalışma alanları ısı transferi, güneş enerjisi, jeotermal enerjini doğrudan ve dolaylı uygulamaları. Diğer ilgi alanları: Üniversite Eğitimi, Proje Yönetimi, Uluslararası Spor Etkinliği Yönetimi, Dijitalleşme, Ortaçağda Aydınlanma.170 civarında makale ve bildirinin yazarı. REHVA'nın bir ek kitabının yazarlarından biri. Evli iki çocuklu.