



## Determination of the optimal boundary conditions for the solution of differential equations of the rotary type regenerators

Şaban Ünal\*<sup>ORCID</sup>

Department of Mechanical Engineering, Osmaniye Korkut Ata University, Osmaniye, 80000, Turkey

### Highlights:

- Use of rotary type regenerators in energy saving
- Solution of rotary type regenerator differential equations with finite differences method
- Determination of optimal boundary conditions for finite differences method

### Keywords:

- Rotary type regenerator
- Numerical solution
- Finite difference method
- Boundary conditions

### Article Info:

Research Article  
Received: 11.05.2019  
Accepted: 25.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.563263

### Correspondence:

Author: Şaban Ünal  
e-mail:  
saban.unal@osmaniye.edu.tr  
phone: +90 328 827 1000

### Graphical/Tabular Abstract

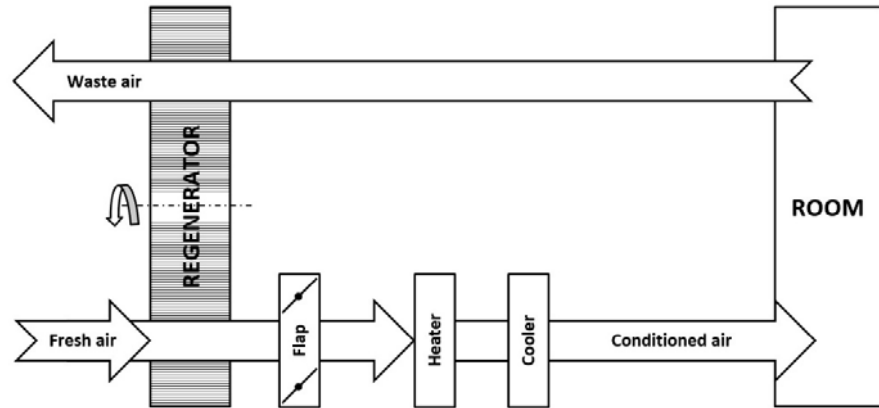


Figure A. The use of rotary type regenerator in air conditioning system

**Purpose:** The purpose of the present work is to determine the optimal boundary conditions for the solution of rotary type regenerator differential equations by using the finite difference method.

### Theory and Methods:

The first law of the thermodynamics and the continuity equation are applied to the rotary type regenerator control volume element and the differential equations are written in terms of dimensionless to calculate of the fluid and wall temperatures. These differential equations are solved by using finite difference method. Two different boundary conditions have been used to solve the differential equations. The first one is to assign the fluid temperature at the transition points between the periods. The second one is based on the assumption that there is no heat transfer in the fluid through the flow direction at these points. Fluid and wall boundary conditions are also expressed by finite differences and the fluid and wall temperature are calculated with the solution of equations.

### Results:

When it is assumed that the fluid temperature is assigned at the transition points between periods, which is called the first boundary condition, the obtained temperature distribution is not smooth. Also there are significant fluctuations in temperature especially in cold and hot period transition points. On the other hand, according to the assumption that there is no heat transfer in the fluid through the flow direction at the transition points between the periods, which is called the second boundary condition, it is seen that the obtained temperature distributions are quite smooth.

### Conclusion:

In the mathematical models of various types of rotary type regenerators to be used in air conditioning systems, many simple assumptions were made, and analytical solutions were obtained accordingly. In the literature, solutions have been developed by using numerical methods besides analytical methods. In this study, two different boundary conditions were used for the solution of the mathematical model for rotary type regenerators with the finite difference method and the obtained results were compared. Accordingly, it was found that assigning the fluid temperature as a boundary condition at the transition points from the hot period to the cold period or vice versa was not suitable. Instead, it is seen from the obtained temperature distribution graphs that the assumption of there is no heat transfer in the fluid through the flow direction at the transition points between the periods, gives more accurate results.



## Döner tip rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümü için en uygun sınır şartlarının belirlenmesi

Şaban Ünal\*<sup>ORCID</sup>

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

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Enerji tasarrufunda döner tip rejeneratörlerin kullanımı
- Döner tip rejeneratör diferansiyel denklemlerinin sonlu farklarla çözümü
- Sonlu farklarla çözüm için en uygun sınır şartlarının belirlenmesi

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi  
Geliş: 11.05.2019  
Kabul: 25.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.563263

### Anahtar Kelimeler:

Döner tip rejeneratör,  
sayısal çözüm,  
sonlu farklar yöntemi,  
sınır şartları

### ÖZET

Döner tip rejeneratörler, özellikle iklimlendirme sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında atık ısıdan enerji geri kazanımı için kullanılmaktadırlar. Bu çalışmada, döner tip rejeneratörler için geliştirilen matematiksel model sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüş ve bu yöntemde kullanılacak sınır şartlarının çözüm üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Periyotlar arası geçiş noktalarında iki farklı sınır şartı kullanılmıştır. Bir periyottan diğer periyoda (sıcak periyottan soğuk periyoda ya da soğuk periyottan sıcak periyoda) geçiş noktalarında, sınır şartı olarak doğrudan akışkan sıcaklığını vermek yerine, bu noktalarda akışkanda iletimle ısı transferi olmadığı varsayımının daha doğru sonuçlar verdiği ortaya konmuştur.

## Determination of the optimal boundary conditions for the solution of differential equations of the rotary type regenerators

### H I G H L I G H T S

- Using of rotary type regenerators in energy saving
- Solution of rotary type regenerator differential equations with finite differences method
- Determination of optimal boundary conditions for finite differences method

### Article Info

Research Article  
Received: 11.05.2019  
Accepted: 25.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.563263

### Keywords:

Rotary type regenerator,  
numerical solution,  
finite difference method,  
boundary conditions

### ABSTRACT

Rotary type regenerators are used for energy recovery from waste heat, especially in low temperature applications such as air conditioning systems. In this study, the developed mathematical model for rotary type regenerators has been solved with finite difference method using two different boundary conditions and the effects of the boundary conditions on the results have been investigated. Two different boundary conditions have been used at transition points between periods. It has been shown that the assumption of there is no heat transfer in the fluid at these points yields better results rather than assigned fluid temperature as a boundary condition at the transition points from one period to the other period (from the hot period to the cold period or from the cold period to the warm period).

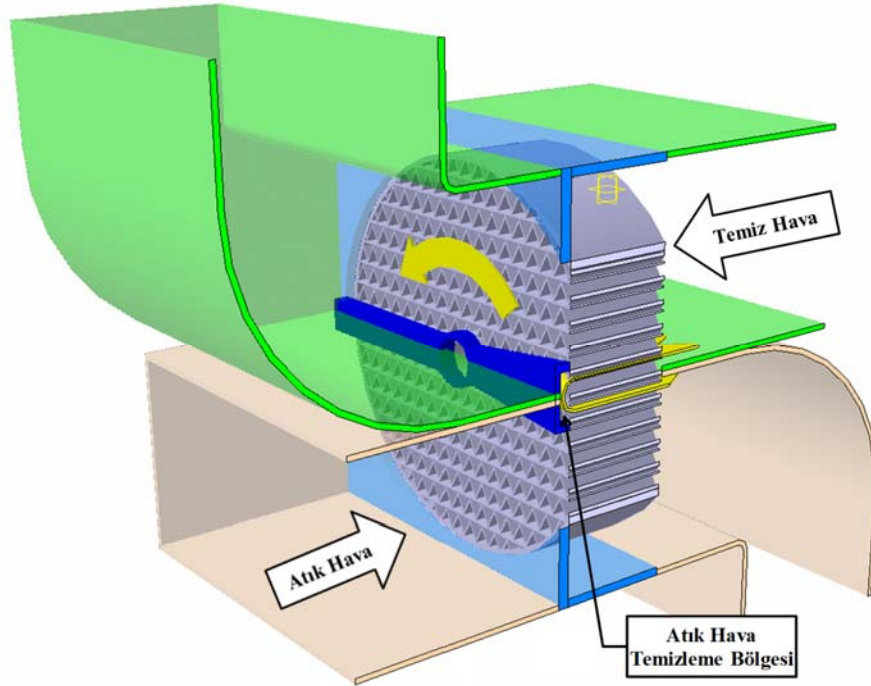
## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Petrol, doğal gaz, kömür, hidrolik, nükleer, güneş ve rüzgar gibi başlıca enerji kaynaklarından, bazılarının sınırlı ve birçoğunun da insanların kullanabileceği duruma getirilmesinin oldukça pahalı olduğu bilinmektedir. Dolayısı ile tasarruf edilen enerjinin en ucuz enerji olduğu bilincine varmak ve her alanda kullandığımız enerjiden tasarruf etmek ülke ekonomisine büyük katkılar sağlayacaktır. Dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji tasarrufu amacına yönelik birçok çalışma yapılmaktadır [1-3]. Atık ısıdan faydalanarak enerji tasarrufu sağlanabilecek alanlardan birisi de iklimlendirme sistemleridir. İklimlendirilen bir ortamın konfor şartlarının sağlanması için buralardaki iç havanın tamamının ya da bir bölümünün dışarı atılması ve yerine taze dış havanın verilmesi gerekmektedir. Dışarıya atılan kirli havanın sıcaklığı konfor şartlarına yakın iken, dışarıdan alınan havanın sıcaklığı konfor şartlarından uzaktır. Dışarıdan alınan taze havanın iklimlendirilen ortama gönderilmeden önce, sıcaklık ve nem olarak konfor şartlarına uygun hale getirilmesi gerekmektedir. İklimlendirme sistemlerinde döner tip rejeneratör kullanmak suretiyle atık ısıdan yararlanma, kışın ısıtılan ortamdaki atılan hava ile taze havayı ısıtmak ve yazın da soğutulan ortamdaki atılan hava ile taze havayı soğutmak şeklinde gerçekleştirilir. Böylece dışarıya atılan havanın duyulur ve gizli ısılarından faydalanmak suretiyle %80'lere varan enerji tasarrufu sağlanması mümkün olmaktadır.

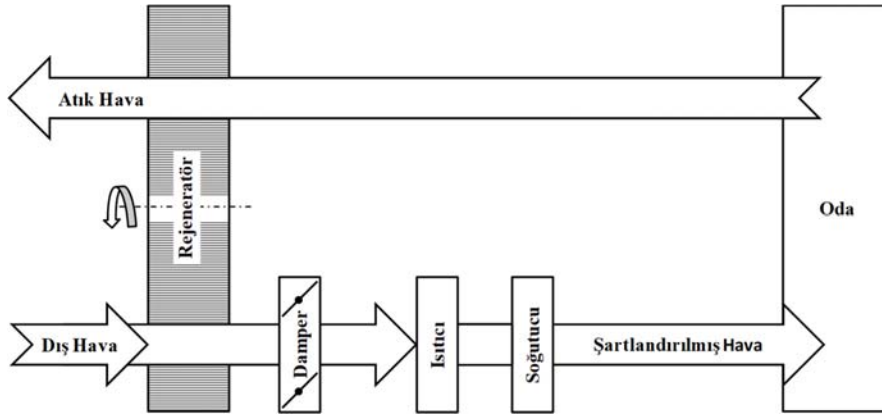
Sabit ve döner tip olmak üzere iki gruba ayrılabilen rejeneratif ısı eşanjörlerinde, ısının rejeneratör duvarında depolandıktan sonra bir akışkandan diğerine aktarılması söz

konusudur. Şekil 1'de modeli görülen döner tip rejeneratörlerde ısının depolandığı matris olarak adlandırılan kütle belirli bir devirde dönmektedir. Rejeneratör matrisi metalik malzemeden, genellikle de alüminyumdan imal edilir. Bunun dışında nem alma özelliğine sahip matris malzemeleri de kullanılmaktadır. Matrisin bir yarısından sıcak akışkan, diğer yarısından da soğuk akışkan geçmektedir. Matrisi oluşturan küçük hücre kanalları önce sıcak akışkan bölgesinde kalmakta, daha sonra soğuk akışkan bölgesine geçmektedir. Böylece matriste depolanan ısı periyodik olarak sıcak akışkandan soğuk akışkana aktarılmış olmaktadır. Döner tip rejeneratörlerde nem alma özelliğinin de bulunabilmesi ve dolayısıyla daha yüksek etkinlik değerine ulaşılabilmesi nedeniyle iklimlendirme sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında tercih edilmektedir.

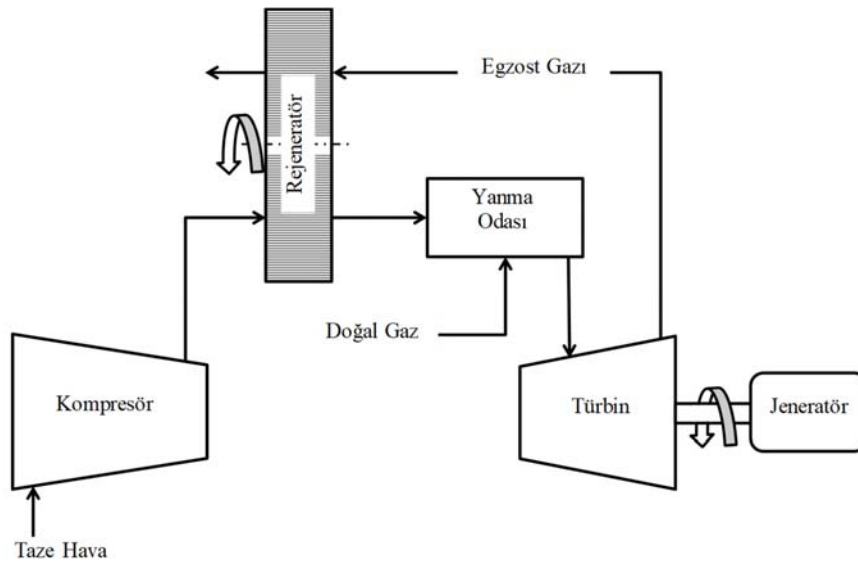
Şekil 2 ve Şekil 3'te görüldüğü gibi döner tip rejeneratörler otel ve hastane iklimlendirme sistemlerinin yanı sıra, güç santralleri ve çeşitli endüstriyel uygulamalarda enerji geri kazanımı amacıyla uzun yıllardan bu yana kullanılmaktadır. Rejeneratörler hakkında ilk teorik çalışmalar Nusselt [4], Hausen [5] ve Schumann [6] tarafından yapılmıştır. Literatürde yer alan çalışmalarda döner tip rejeneratörler için geliştirilen matematiksel modeller analitik, nümerik ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak çözülmüştür. Geliştirilen matematiksel modeller rejeneratörün nem alma özelliğinin olup olmaması durumuna göre de farklılık göstermektedir. Matematiksel modellerin birçoğunda, yapılan kabullere bağlı olarak basitleştirilmiş rejeneratör diferansiyel denklemler ortaya çıkmakta ve sınır şartları da buna göre oluşturulmaktadır.



Şekil 1. Döner tip rejeneratör (Rotary type regenerator)



Şekil 2. Döner tip rejeneratörün klima sisteminde kullanımı (The use of rotary type regenerator in air conditioning system)



Şekil 3. Döner tip rejeneratörün güç santralinde kullanımı (The use of rotary type regenerator in a gas turbine power plant)

Matematiksel modellerin oluşturulmasında yapılan kabullerden birisi, bir periyottan diğer periyoda geçildiği anda sıcak hava yerine tamamen soğuk havanın, soğuk havanın yerine de tamamen sıcak havanın geçtiğidir. Gerçekte ise bu böyle değildir. Willmott ve Hinchliffe [7] yaptıkları çalışmada, periyotlar arası geçişte kanallarda kalan hava nedeniyle rejeneratör etkinliğinin özellikle yüksek devirlerde %2-3 oranında azaldığını ortaya koymuşlardır. Romie [8] tarafından yapılan çalışmada daimi rejimde rejeneratör diferansiyel denklemlerinin analitik olarak çözümü için çeşitli parametreler tanımlanmış ve bu parametrelere göre oluşturulan tablolar yardımıyla boyutlandırma yapılabileceği vurgulanmıştır. Atthey [9] tarafından rejeneratif ısı eşanjörlerinin ısıl analizi için yaklaşık bir yöntem önerilmiştir. Bu yöntemde de yine döner tip rejeneratörde akışkan ve duvar için belirli kabuller altında basitleştirilmiş diferansiyel denklemler kullanılmıştır. Analitik olarak elde edilen sonuçlar nümerik yöntemlerle karşılaştırılmıştır. Döner tip rejeneratörlerde giriş sıcaklıklarının sabit olduğu varsayımı üzerine çeşitli çözümler üretilmiştir. Romie [10] yaptığı çalışmada

rejeneratöre giren sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıklarının değişken olması durumunda çıkış sıcaklıklarının ne şekilde etkileneceği üzerinde durmuş ve bunun için önerilen diferansiyel denklemlerin çözüm metodunu açıklamıştır. Döner tip rejeneratörlerdeki ısı transferi, duvardaki ısı iletiminin dikkate alınması ve alınmaması durumlarına göre Skiepkó [11] tarafından incelenmiş, elde edilen diferansiyel denklemler analitik olarak çözülmüş ve rejeneratör duvarında akış yönündeki ısı iletiminin gaz çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Worsøpe-Schmidt [12] tarafından ise döner tip rejeneratörlerde temizleme bölgesinin rejeneratör verimini ne yönde etkilediği araştırılmış ve sonlu farklar yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlardan ampirik eşitlikler çıkarılmıştır.

Döner tip rejeneratörlerde hava veya gaz sızıntılarının performans üzerine etkileri Shah ve Skiepkó [13] tarafından araştırılmış ve sızıntıların %5 ila %10 arasında bir performans kaybına neden olduğu sonucuna varılmıştır. Büyükalaca ve Yılmaz [14] tarafından yapılan çalışmada

döner tip rejeneratör etkinliğinin devir sayısı ile değişimi hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiş ve iklimlendirme sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında yaklaşık 3 rpm'den sonra rejeneratör etkinliğinde önemli bir değişim olmadığı belirlenmiştir. Ghodsipour ve Sadrameli [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise döner tip rejeneratörler için geliştirilen basit matematiksel model analitik yöntemlerle çözülmüş ve aynı zamanda deneysel bir çalışma yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Rejeneratör performansını etkileyen en önemli üç parametrenin devir sayısı ile sıcak ve soğuk akışkan debisi olduğu belirtilmiştir. Sanaye vd. [16], iklimlendirme sistemlerinde kullanılan döner tip rejeneratörler için optimum çalışma şartlarının belirlenmesi amacıyla teorik ve deneysel çalışma yapmışlar ve sıcak ve soğuk akışkan debilerinin rejeneratör etkinliğini nasıl değiştirdiğini araştırmışlar, belirli bir devirden sonra rejeneratör etkinliğinin değişmediği sonucuna varmışlardır. Seo vd. [17] tarafından yapılan çalışmada, döner tip rejeneratörler için basitleştirilmiş diferansiyel denklemler çözülmüş ve rejeneratör etkinliği için ampirik bir eşitlik sunulmuştur. Bu eşitlikten elde edilen değerler ile literatürdeki değerler arasında %5 civarında bir fark olduğu belirtilmiştir. Döner tip rejeneratör etkinliğini belirlemek amacıyla Akbari vd.'nin [18] yaptığı deneysel çalışmada, sıcak akışkan giriş sıcaklığının rejeneratör etkinliği üzerindeki etkili parametre olduğu sonucuna varılmıştır.

Otel ve hastane gibi büyük mekânların iklimlendirilmesinde sıcaklık yanında nem kontrolünün de yapılması gerekmektedir. Nem kontrolü yapılmayan mekânlarda zaman içinde birçok problem çıkabilmektedir [19]. Mekânların sıcaklık kontrolü klasik buhar sıkıştırma ısı pompası sistemleri ile yapılabilir [20], ancak nem kontrolü sıcaklık kontrolü kadar kolay olmayabilir [21]. İklimlendirilen ortamdaki dışarıya atılan havanın nem tutma özelliği olan döner tip rejeneratörler kullanılabilir. Literatürde nem almalı rejeneratörler ile ilgili birçok çalışma bulmak mümkündür. Banks [22] tarafından yapılan çalışmada, nem alma özelliği olan rejeneratörlerdeki ısı ve kütle transferi problemi için geliştirilen basitleştirilmiş diferansiyel denklemler analitik yöntemle çözülmüş ve çeşitli parametrelerin rejeneratör performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aly ve Fathalah [23] yaptıkları çalışmada nem almalı döner tip rejeneratörlerin teorik analizini nümerik olarak sonlu farklar yöntemiyle yapmışlar ve bunların iklimlendirme ve kurutma sistemlerinde etkin bir şekilde kullanılabilmesini göstermişlerdir. Nem almalı döner tip rejeneratör için ısı ve kütle transferi analizinde Sphaier ve Worek [24] ise sonlu hacimler yöntemini kullanmışlardır. Çalışmada elde edilen sonuçlar diğer nümerik yöntemler ve deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış, sonuçların birbiri ile uyum için olduğu görülmüştür. Yamaguchi ve Saito [25] tarafından yapılan çalışmada da nem almalı döner tip rejeneratörlerin iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasının önemi vurgulanmış, rejeneratör etkinliği teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Rejeneratör etkinliğinin hava giriş sıcaklığı,

hava hızı, rejeneratör dönme hızı, matris malzemesi gibi parametrelerle nasıl değiştiği araştırılmış, elde edilen teorik ve deneysel sonuçların uyumlu olduğu belirtilmiştir. Kang vd. [26] tarafından nem almalı döner tip rejeneratörler için verilen basitleştirilmiş diferansiyel denklemler, hem analitik hem de nümerik yöntemlerle çözülmüş, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve rejeneratör performansını etkileyen en önemli parametrelerin matris malzemesinin nem alma kapasitesi, ısı tutma kapasitesi, akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer katsayısı ve havanın nem durumu olduğu belirtilmiştir. Chung vd.'nin [27] yaptığı çalışmada da nem almalı plastik döner tip rejeneratörde hava kaçakları dikkate alınarak rejeneratörün performans özellikleri ve optimum tasarımı için sayısal analiz yapılmıştır. Çalışmada en uygun devir sayısının 8 rpm olabileceği belirlenmiş, daha yüksek devirlerde kaçaklardan dolayı performansta düşme olacağı belirtilmiştir. Nem almalı döner tip rejeneratörlerde temizleme bölgesi olması durumu dikkate alınarak geliştirilen bir matematiksel model yardımıyla nem ve sıcaklık dağılımı açısından temizleme bölgesinin optimum bir değeri olduğu ortaya konmuştur [28]. O'Connor vd. [29] tarafından yapılan çalışmada, nem almalı döner tip rejeneratör için farklı bir tasarım geliştirilmiş ve deneysel olarak sistem analiz edilmiştir. Buna göre önerilen sistemde basınç kayıplarının daha az ve dolayısı ile enerji tüketiminin de klasik sisteme göre daha az olabileceği ortaya konmuştur.

Bilgisayarların gelişimine paralel olarak, analitik çözümleri mümkün olmayan matematiksel modellerin nümerik yöntemlerle çözümü mümkün hale gelmiştir. Döner tip rejeneratör problemlerinin çözümü için geliştirilen ve belirli özel şartlar altında basitleştirilmiş olan diferansiyel denklemler hem analitik hem de nümerik yöntemler kullanılarak çözülebilir. Ancak, döner tip rejeneratörler için basitleştirici kabuller yapılmadan oluşturulan genel matematiksel modellerin analitik çözümü mümkün olmayıp, bunlar sayısal yöntemlerle çözülebilmektedir. Sayısal yöntem olarak da sonlu farklar, sonlu elemanlar veya sonlu hacimler yöntemi kullanılabilir. Holmberg [30] tarafından yapılan çalışmada döner tip nem almalı rejeneratörler için basitleştirilmiş ısı ve kütle transferi diferansiyel denklemleri sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Döner tip rejeneratörlerin etkinliğinin nümerik yöntemlerle hesaplanması konusunda bir başka çalışma da Li [31] tarafından yapılmıştır. Burada duvarın akış yönündeki ısı iletim katsayısı da dikkate alınmış ve bunun rejeneratör etkinliğini nasıl değiştirdiği araştırılmıştır. Söz konusu çalışmada akışkan ve duvarın ısı özelliklerinin sıcaklıkla değiştiği kabulü yapılarak rejeneratör diferansiyel denklemleri çözülmüştür. Mioralli ve Ganzarolli [32] tarafından yapılan çalışmada döner tip rejeneratör etkinliğinin sabit basınç kaybı ile değişimi incelenmiştir. Bunun için oluşturulan matematiksel model sayısal yöntemlerle çözülmüş, rejeneratörün akış alanı oranına göre etkinliğin bir maksimum değeri olduğu belirlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak döner tip rejeneratör etkinliğinin hesaplanması amacıyla Kaydan ve Hajidavalloo [33] tarafından yapılan çalışmada, döner tip rejeneratör modeli Fluent ortamında çözülmüş ve

rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıkları üç boyutlu model üzerinde gösterilmiş, buna bağlı olarak rejeneratör etkinliğinin çeşitli parametrelere göre değişimi açıklanmıştır. Alhusseny ve Turan [34] ise döner tip rejeneratörü gözenekli bir yapı olarak ele almışlar ve üç boyutlu modelini oluşturarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile analiz etmişlerdir. Özdemir ve Serincan [35] tarafından yapılan çalışmada ise baca gazı kükürt giderme ünitesinde kullanılan bir döner tip rejeneratörün termal ve akış özelliklerini belirlemek amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli sunulmuştur.

Literatürde yer alan çalışmalarda döner tip rejeneratör problemlerinin çözümü için geliştirilen matematiksel modellerin çözümünde, sınır şartı olarak sıcak ve soğuk periyotlarda rejeneratöre giren akışkanın sıcaklık değeri verilmiştir. Yani sıcak akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı boyutsuz olarak  $T_a^* = 1$ , soğuk akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı ise boyutsuz olarak  $T_a^* = 0$  olarak verilmektedir. Ancak sıcak periyottan soğuk periyoda veya soğuk periyottan sıcak periyoda geçiş noktalarında ise boyutsuz akışkan sıcaklığının hangi değerde alınacağını belirli olmadığı görülmüştür. Bu çalışmada literatürde kullanılan sınır şartı, bir diğer sınır şartı karşılaştırılmıştır. Buna göre sıcak periyottan soğuk periyoda ya da soğuk periyottan sıcak periyoda geçiş noktalarında, sınır şartı olarak akışkan sıcaklığını vermenin doğru olmadığı, bunun yerine geçiş noktalarında akışkanın akış yönünde iletimle ısı transferi olmadığı varsayımının daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür.

## 2. MATEMATİKSEL MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

Rejeneratörlerdeki ısı transferi geçici rejimde olmaktadır. Dolayısıyla rejeneratördeki ısı transferinin doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için buna uygun kabullerin yapılması gerekir. Literatürde yer alan birçok çalışmada, rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çıkarılmasında genellikle aşağıdaki kabuller yapılmıştır [8, 10, 17, 30, 31]:

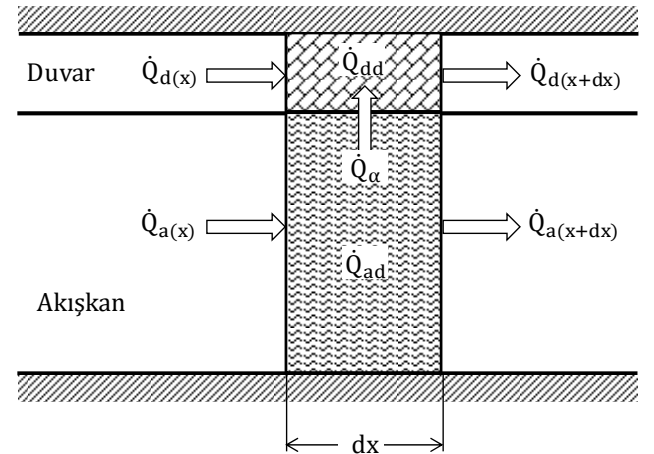
- Matris ve akışkanın ısı özellikleri sıcaklıkla değişmemektedir.
- Matrisin ısı iletim katsayısı akışa dik yönde sonsuzdur.
- Matrisin ısı iletim katsayısı akış yönünde sıfırdır.
- Akışkanın ısı kapasitesi matrisin ısı kapasitesine göre ihmal edilebilecek mertebededir.
- Akışkan giriş sıcaklığı sabit ve üniformdur.
- Akışkanın hızı sabit ve üniformdur.
- Sıcak veya soğuk periyot geçişlerinde sıcak ve soğuk akışkan birbirine karışmamaktadır.
- Akışkanın akış yönündeki ısı iletimi ihmal edilebilecek düzeydedir.

Bu kabuller altında elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri, analitik ve nümerik olarak birçok araştırmacı tarafından çözülmüştür. Rejeneratör diferansiyel denklemlerinin elde edilmesinde basitleştirici bazı kabullerin yapılmaması durumunda, analitik çözüm

mümkün olmamaktadır. Basitleştirici kabullerle elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri serilerle analitik olarak çözülmüş, akışkan ve duvar sıcaklıkları için kapalı fonksiyonlar elde edilmiştir. Bu çalışmada ise rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çıkarılmasında, akışkan ve duvarda akış yönündeki iletimle ısı transferi de dikkate alınarak, aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Rejeneratörün dış yüzeyi tamamen yalıtılmıştır.
- Rejeneratördeki akışkanın fiziksel ve ısı özellikleri rejeneratör boyunca değişmemektedir.
- Akışa dik yönde duvarın ısı direnci ihmal edilmiştir.
- Duvarın ısı özellikleri sabittir.
- Bir periyottan diğerine geçerken akışkanlar birbirine karışmamaktadır.
- Soğuk ve sıcak taraftaki akışkanın ısı kapasiteleri birbirine eşittir.
- Soğuk ve sıcak tarafta akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer katsayısı sabit ve üniformdur.
- Sıcak ve soğuk periyotlarda rejeneratörden geçen akışkanın kütle debisi sabit ve matris kanalcıklarına eşit olarak dağılmaktadır.
- Sıcak ve soğuk periyotlarda akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı zamanla değişmemektedir.

Bu kabullere göre elde edilen, rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemleri analitik yöntemlerle çözmek mümkün değildir. Bu denklemlerin çözümünde nümerik yöntemlerden sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri önce boyutsuz hale getirilmiş daha sonra da denklemler sonlu farklarla ifade edilmiştir. Benzer şekilde sınır şartları da boyutsuz halde yazılmıştır. Şekil 4'te döner tip rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklığını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemlerin çıkarılmasında kullanılan birim hacim elemanı gösterilmiştir.



Şekil 4. Döner tip rejeneratör birim hacim elemanı (Control volume element of rotary type regenerator)

Birim hacim elemanına termodinamiğin birinci yasası ve süreklilik denklemi uygulandığında, döner tip

rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemler boyutsuz olarak Eş. 1 ve Eş. 2'de görüldüğü gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial T_a^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_a^*}{\partial x^*} - \frac{Fo_a}{R} \frac{\partial^2 T_a^*}{\partial x^{*2}} + Ntu \cdot T_a^* = Ntu \cdot T_d^* \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_d^*}{\partial t^*} - Fo_d \frac{\partial^2 T_d^*}{\partial x^{*2}} + \frac{Ntu}{C_r^*} T_d^* = \frac{Ntu}{C_r^*} T_a^* \quad (2)$$

Eşitliklerdeki boyutsuz parametreler Eş. 3 – Eş. 11'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$t^* = t/t_0 \quad (3)$$

$$x^* = x/L \quad (4)$$

$$T_a^* = (T_a - T_{gmin}) / (T_{gmax} - T_{gmin}) \quad (5)$$

$$T_d^* = (T_d - T_{gmin}) / (T_{gmax} - T_{gmin}) \quad (6)$$

$$R = (\dot{m}t_0) / (\rho_a A_a L) \quad (7)$$

$$Ntu = (\alpha F) / (\dot{m}Cp_a) \quad (8)$$

$$Fo_a = (a_a t_0) / L^2 \quad (9)$$

$$Fo_d = (a_d t_0) / L^2 \quad (10)$$

$$C_r^* = (\rho_d A_d C_d L) / (\dot{m}Cp_a t_0) \quad (11)$$

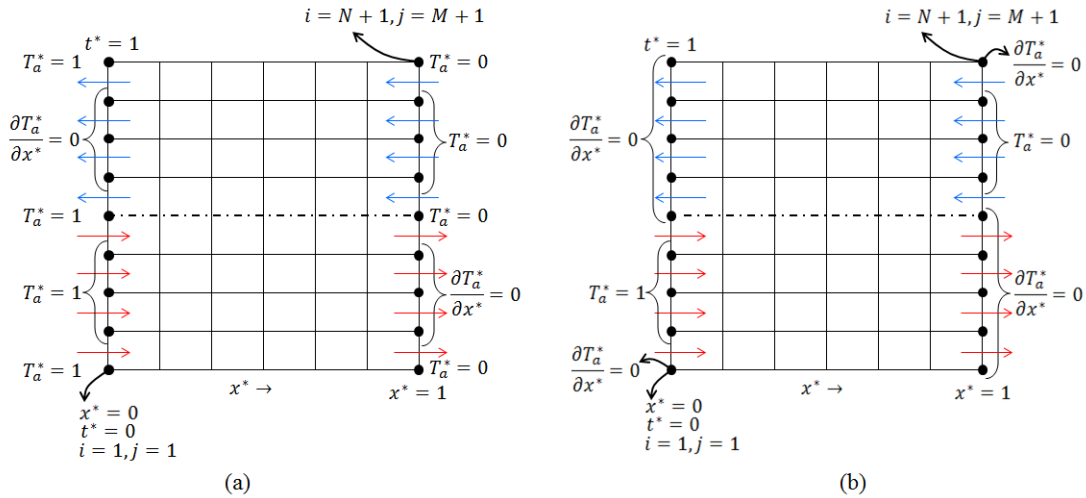
Bu çalışmada kullanılan matematiksel model ve modelin boyutsuzlaştırılması Ünal [36] tarafından yapılan çalışma referans alınarak gerçekleştirilmiştir.

Eş. 1'in birinci tarafı akışkan sıcaklığına, ikinci tarafı ise duvar sıcaklığına bağlıdır. Eş. 2'nin ise birinci tarafında duvar sıcaklığı ikinci tarafında akışkan sıcaklığı yer almaktadır. Bu iki diferansiyel denklemin birlikte çözülmesiyle rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıkları

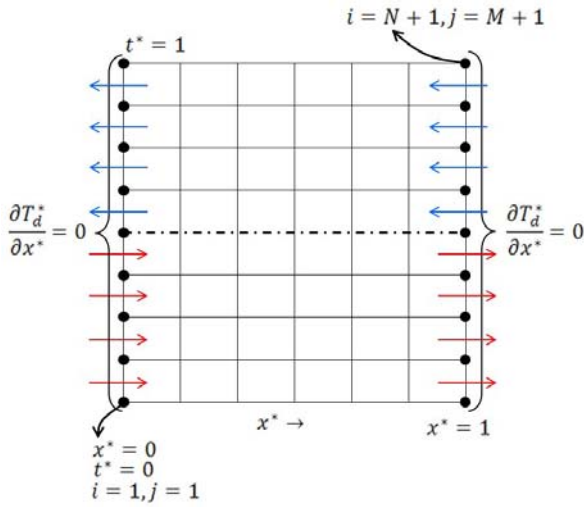
boyutsuz olarak bulunabilir. Boyutsuz hale getirilen diferansiyel denklemlerin çözülebilmesi için sınır şartlarının da boyutsuz olarak ifade edilmesi gerekmektedir. Akışkan sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan Eş. 1 ve duvar sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan Eş. 2'nin her ikisi de ikinci mertebeden kısmi diferansiyel denklemlerdir. Söz konusu kısmi diferansiyel denklemler  $x^*$ 'a bağlı ikinci mertebeden türevler içermektedir. Ayrıca her iki diferansiyel denklemde de  $t^*$ 'a bağlı birinci mertebeden türev ifadeleri vardır. Dolayısıyla Eş. 1'in çözülebilmesi için  $x^*$ 'a bağlı iki adet sınır şartı ve  $t^*$ 'a bağlı bir adet sınır şartı gerekmektedir. Aynı şekilde Eş. 2'nin çözülebilmesi için de  $x^*$ 'a bağlı iki adet ve  $t^*$ 'a bağlı bir adet sınır şartına ihtiyaç vardır. Şekil 5'te görüldüğü gibi Eş. 1 ile verilen diferansiyel denklemin çözülebilmesi için, soğuk ve sıcak periyotların her ikisinde de akışkan sıcaklığı için  $x^*$ 'a bağlı olarak verilmesi gereken sınır şartlarından birincisi rejeneratör girişinde, diğeri ise rejeneratör çıkışında verilmiştir. Şekil 5a'da akışkan için sınır şartı olarak, bir periyottan diğer periyoda geçiş noktalarında doğrudan akışkan sıcaklığı  $T_a^* = 1$  veya  $T_a^* = 0$  olarak verilmiştir. Bu sınır şartına göre elde edilen sonuçları kıyaslamak üzere farklı bir sınır şartı olarak da Şekil 5b'de görülen, sıcak ve soğuk periyot geçiş noktalarında akışkanda iletimle ısı transferinin olmadığı kabulüne dayanan  $\partial T_a^* / \partial x^* = 0$  eşitliği kullanılmıştır.

Rejeneratör duvarındaki sıcaklık dağılımını bulmak için ise Eş. 2 ile verilen diferansiyel denklem Şekil 6'da görülen sınır şartları kullanılarak çözülmüştür. Rejeneratör matrisi giriş ve çıkışında iletimle ısı transferi olmadığı varsayımı yapılmış ve buna göre sınır şartı olarak  $\partial T_d^* / \partial x^* = 0$  eşitliği kullanılmıştır.

Döner tip rejeneratörde akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamak için Eş. 1 ve Eş. 2 ile verilen rejeneratör diferansiyel denklemlerinin sonlu farklarla yazılmış hali Eş. 12 ve Eş. 13'te verilmiştir. Akışkan ve duvar için verilen sınır şartları da sonlu farklarla ifade edildikten sonra oluşan denklem takımları çözülerek akışkan ve duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır.



Şekil 5. Döner tip rejeneratörde akışkan için sınır şartları (Boundary conditions for fluid in rotary type regenerator)



**Şekil 6.** Döner tip rejeneratörde duvar için sınır şartları  
(Boundary conditions for wall in rotary type regenerator)

$$\frac{1}{R} \left( \frac{T_a^*(i,j+1) - T_a^*(i,j)}{\Delta t^*} \right) + \left( \frac{[T_a^*(i+1,j+1) + T_a^*(i+1,j)]}{4\Delta x^*} - \frac{[T_a^*(i-1,j+1) + T_a^*(i-1,j)]}{4\Delta x^*} \right) - \frac{Fo_a}{R} \left( \frac{[T_a^*(i+1,j+1) + T_a^*(i+1,j)] - 2[T_a^*(i,j+1) + T_a^*(i,j)] + [T_a^*(i-1,j+1) + T_a^*(i-1,j)]}{2\Delta x^{*2}} \right) + Ntu \left( \frac{T_a^*(i,j+1) + T_a^*(i,j)}{2} \right) = Ntu \left( \frac{T_d^*(i,j+1) + T_d^*(i,j)}{2} \right) \quad (12)$$

$$\left( \frac{T_d^*(i,j+1) - T_d^*(i,j)}{\Delta t^*} \right) - Fo_d \left( \frac{[T_d^*(i+1,j+1) + T_d^*(i+1,j)] - 2[T_d^*(i,j+1) + T_d^*(i,j)] + [T_d^*(i-1,j+1) + T_d^*(i-1,j)]}{2\Delta x^{*2}} \right) + \frac{Ntu}{c_r^*} \left( \frac{T_d^*(i,j+1) + T_d^*(i,j)}{2} \right) = \frac{Ntu}{c_r^*} \left( \frac{T_a^*(i,j+1) + T_a^*(i,j)}{2} \right) \quad (13)$$

Şekil 5 ve Şekil 6’da akışkan ve duvar sıcaklıkları için verilen sonlu farklar ağı yapısına göre, yatay ekseninde boyutsuz rejeneratör uzunluğu  $x^*$ , düşey ekseninde ise boyutsuz zaman  $t^*$  yer almaktadır.  $x^*$  yönündeki her bir nokta "i" harfi ile,  $t^*$  yönündeki noktalar ise "j" harfi ile gösterilmiştir. Boyutsuz rejeneratör uzunluğu N adet parçaya ve bir periyoda karşılık gelen boyutsuz zaman da M adet parçaya bölünerek sonlu farklar ağı oluşturulmuştur. Eş. 12 ve Eş. 13 ile verilen sonlu farklar denklemleri, ilgili sınır şartları da kullanılarak üçlü bant matrisi olarak düzenlenmiş ve elde edilen matrisin çözümü sonucunda her bir noktadaki akışkan ve duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır.

Eş. 12 ve Eş. 13’te sonlu farklarla ifade edilen rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümü için, başlangıç değeri olarak sonlu farklar ağı üzerinde yer alan bütün noktadaki boyutsuz akışkan ve duvar sıcaklıkları  $T_a^* = 0,5$  ve  $T_d^* = 0,5$  şeklinde alınmıştır. Akışkan için verilen sonlu farklar denklemini ağı üzerindeki her bir noktada uyguladığımızda karşımıza üçlü bant matrisi şeklinde lineer denklem takımı çıkmaktadır. Bu denklem takımı Gaus eliminasyon yöntemi kullanılarak çözülmüş ve yeni akışkan sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bulunan bu yeni akışkan sıcaklıkları rejeneratör duvar sıcaklığını hesaplamaya yarayan Eş. 13’ün sağ tarafında yer alan akışkan sıcaklığı için bilinen değer olarak kullanılmıştır. Eş. 13 ile verilen denklem de yukarıda açıklanan yöntemle çözülmüş ve bu şekilde başlangıçta kabul edilen akışkan ve duvar sıcaklıkları, hesaplanan yeni akışkan ve duvar sıcaklıkları ile karşılaştırılmış, elde edilen sonuçlar belirli bir hata mertebesine ulaşmaya kadar iterasyona devam edilmiştir. Böylece ağı üzerinde yer alan her bir noktadaki akışkan ve duvar sıcaklığı hesaplanmıştır.

Rejeneratördeki sıcaklık dağılımı belirlendikten sonra, rejeneratör çıkışındaki sıcaklıkların zamana göre ortalaması alınarak rejeneratör etkinliği hesaplanmıştır. Rejeneratör etkinliği, rejeneratörde bir akışkandan diğerine gerçekte transfer edilen ısının ( $\dot{Q}$ ), yüzey alanın sonsuz olması durumunda transfer edilebilecek maksimum ısıya ( $\dot{Q}_{max}$ ) oranı olarak tanımlanır. Buna göre rejeneratör etkinliği  $\varepsilon = \dot{Q}/\dot{Q}_{max}$  şeklinde ifade edilebilir. Sıcak akışkandan rejeneratör matrisine gerçekte transfer edilen ısı  $\dot{Q} = \dot{m}Cp_a(T_{gmax} - \bar{T}_c)$  ve transfer edilebilecek maksimum ısı da  $\dot{Q}_{max} = \dot{m}Cp_a(T_{gmax} - T_{gmin})$  şeklinde ifade edilebileceğinden rejeneratör etkinliği  $\varepsilon = 1 - \bar{T}_c^*$  formülü yardımıyla hesaplanabilir. Burada rejeneratör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana göre ortalama değeri ise Eş. 14’te görüldüğü gibi hesaplanabilir.

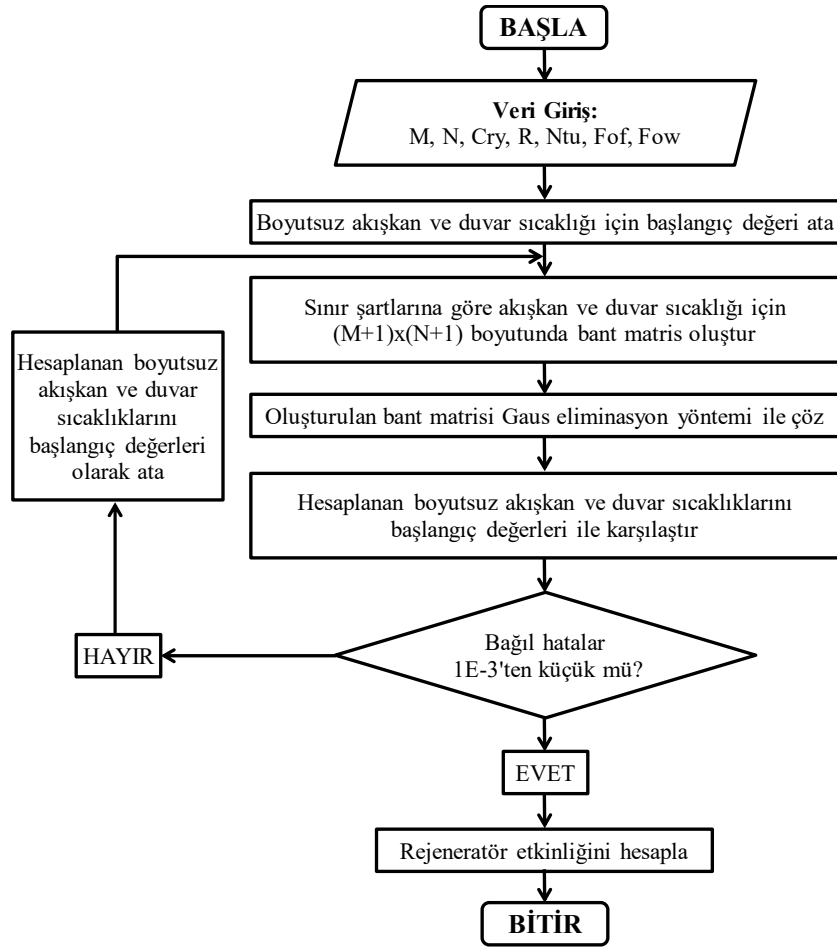
$$\bar{T}_c^* = \frac{1}{0,5} \int_{t^*=0}^{t^*=0,5} T_{a(N+1,j)}^* dt^* \quad (14)$$

Sonlu farklar yöntemi kullanılarak yapılan hesaplamalar, MATLAB ortamında yazılan program ile gerçekleştirilmiş olup, hesap adımlarını gösteren akış diyagramı Şekil 7’de verilmiştir.

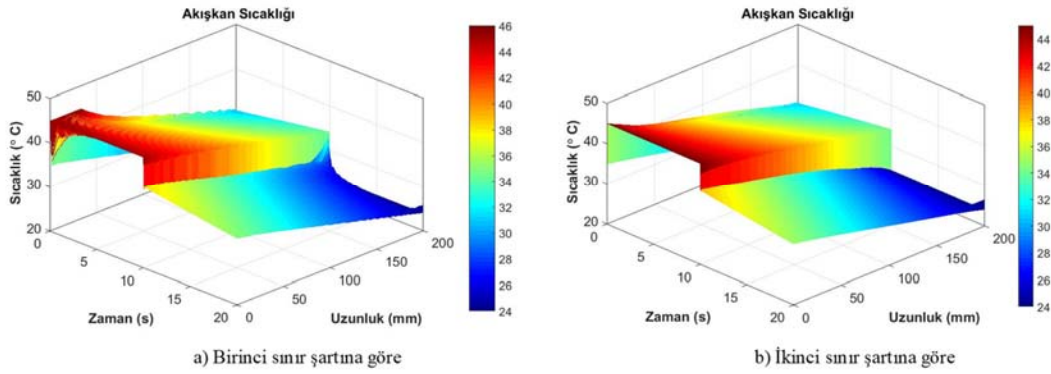
### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Döner tip rejeneratörlerde soğuk ve sıcak periyotlarda akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklıkları bilinmektedir. Ancak, soğuk periyottan sıcak periyoda ya da sıcak periyottan soğuk periyoda geçiş noktalarındaki sıcaklık değerlerinin ne olacağı belirli değildir. Bu çalışmada Eş. 12 ve Eş. 13’te sonlu farklarla ifade edilen rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümü için Şekil 5a ve Şekil 5b’de görüldüğü gibi iki farklı sınır kullanılarak çözümler yapılmış ve periyotlar arası geçiş noktalarındaki sıcaklıkların nasıl hesaplanması gerektiği açıklanmaya çalışılmıştır. Sonlu farklar yöntemi ile elde edilen sonuçların kıyaslanabilmesi için, Büyükalaca ve Doğruyol [37]





Şekil 7. Matematiksel modelin sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözümü için akış şeması (Flow chart for solving mathematical model using finite difference method)



Şekil 8. Akışkan sıcaklığının sınır şartına göre değişimi (Variation of fluid temperature according to boundary conditions)

tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmadan alınan veriler kullanılmıştır. Buna göre rejeneratör matrisinin 0,35mm kalınlığında alüminyum levhadan imal edildiği ve bu levhalara Şekil 1’de görüldüğü gibi yüksekliği 3,44mm olan eşkenar üçgen kanal şekli verildiği varsayılmıştır. Rejeneratör çapı 690mm ve uzunluğu da 200mm, rejeneratörden geçen taze ve atık hava debileri eşit ve 0,92 m<sup>3</sup>/s, rejeneratör devri ise 3 rpm olarak alınmıştır. Rejeneratöre giren taze hava ve atık hava sıcaklıkları ise

24°C ve 45°C’dir. Bu değerlere göre Eş. 1 ve Eş. 2’de görülen boyutsuz parametreler  $Ntu = 3,52$ ,  $R = 869,2$ ,  $C_r^* = 1,7952$ ,  $FO_a = 0,0109$  ve  $FO_d = 0,0345$  olarak hesaplanmıştır.

Eş. 12 ve Eş. 13’te görülen rejeneratör diferansiyel denklemlerinin, Şekil 5a ve Şekil 5b’de verilen iki farklı sınır şartına bağlı olarak çözülmesi sonucunda elde edilen değerlere göre, akışkan sıcaklığının bir periyotluk zaman

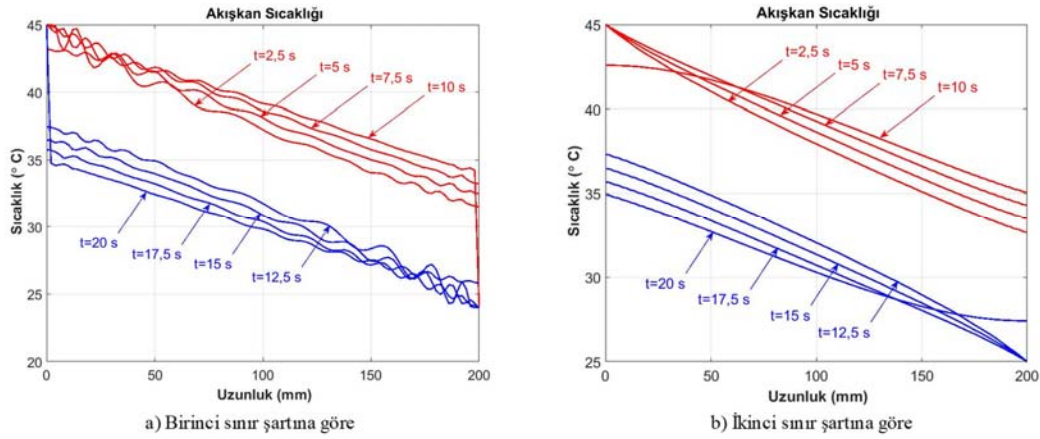
diliminde ve rejeneratör uzunluğunca değişimi Şekil 8a ve Şekil 8b’de verilmiştir.

Şekil 8a’da birinci sınır şartına göre, yani periyotlar arası geçiş noktalarında doğrudan akışkan sıcaklığının verilmesi durumunda elde edilen sıcaklık dağılımının düzgün olmadığı, özellikle soğuk ve sıcak periyot geçiş noktalarında sıcaklıkta önemli dalgalanmaların olduğu görülmektedir. Buna karşılık Şekil 8b’de ise ikinci sınır şartına göre, yani periyotlar arası geçiş noktalarında akışkanda akış yönünde iletimle ısı transferi olmadığı kabulüne göre elde edilen sıcaklık dağılımlarının oldukça düzgün olduğu görülmektedir. Bu durumu Şekil 9a ve Şekil 9b’de, rejeneratör boyunca sıcaklık değişimine bakıldığında daha net bir şekilde görmek mümkündür.

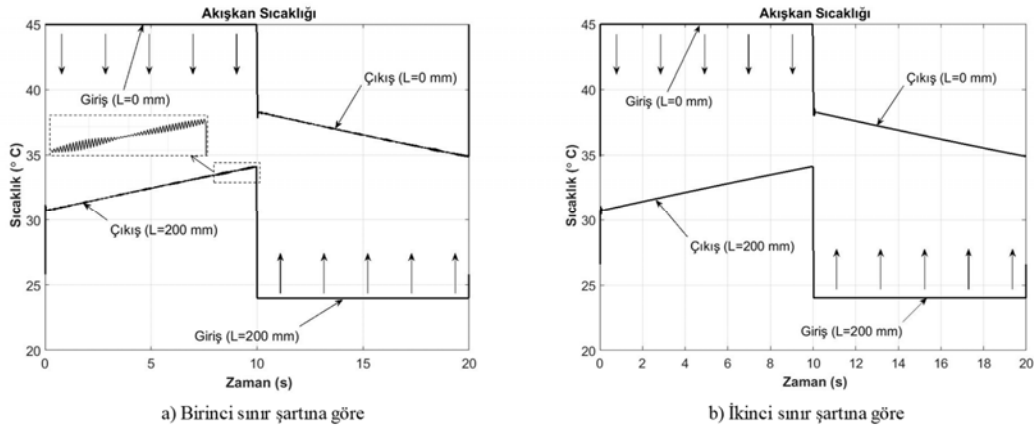
Şekil 9a ve Şekil 9b’de rejeneratördeki akışkan sıcaklığının belirli zaman aralıklarında rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. Şekil 5a’daki birinci sınır şartına göre elde edilen sıcaklık dağılımında dalgalanmaların olduğu, buna karşılık Şekil 5b’deki ikinci sınır şartına göre elde edilen sıcaklık değerlerinin gayet düzgün bir dağılım gösterdiği, ayrıca  $t=10$  s ve  $t=20$  s için verilen sıcaklık dağılımında, yani sıcak periyottan soğuk periyoda veya soğuk periyottan sıcak periyoda geçiş noktalarında, sınır şartında bir zorlama

olduğu anlaşılmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre,  $t=10$  s için verilen sıcaklık dağılımında  $L=200$  mm’de  $T=24^\circ\text{C}$  ve benzer şekilde  $t=20$  s için verilen sıcaklık dağılımında  $L=0$  mm’de  $T=45^\circ\text{C}$  olduğu görülmektedir. Bu değerler bir periyottan diğer periyoda geçiş noktalarında sınır şartı olarak verilmiştir. Fakat hemen bir adım ötede sıcaklık birdenbire değişmekte ve  $t=10$  s için  $T=34^\circ\text{C}$ ,  $t=20$  s için  $T=35^\circ\text{C}$  civarında olmaktadır. Verilen şartlara göre bu kısa aralıkta bu kadar hızlı bir değişimin olması mümkün olmadığı aşikardır.

Şekil 10a ve Şekil 10b’de de rejeneratör giriş ve çıkışında, akışkan sıcaklığının zamanla değişimi görülmektedir. Şekil 10a’da birinci sınır şartına göre elde edilen sonuçlar verilmiştir. Grafikten de görüldüğü gibi soğuk ve sıcak periyotta rejeneratör çıkışındaki akışkan sıcaklığında oldukça fazla dalgalanma olmaktadır. Şekil 10b’de ise ikinci sınır şartına göre elde edilen sıcaklık dağılımının oldukça düzgün olduğu görülmektedir. Birinci ve ikinci sınır şartına göre Eş. 14 kullanılarak hesaplanan rejeneratör etkinlik değerleri sırasıyla %59,82 ve %59,79 şeklindedir. Büyükalaca ve Doğruyol [37] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada rejeneratör etkinliği %58 olarak bulunmuştur. Ayrıca söz konusu deneysel çalışmada, soğuk



Şekil 9. Akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi (Variation of fluid temperature through the regenerator)



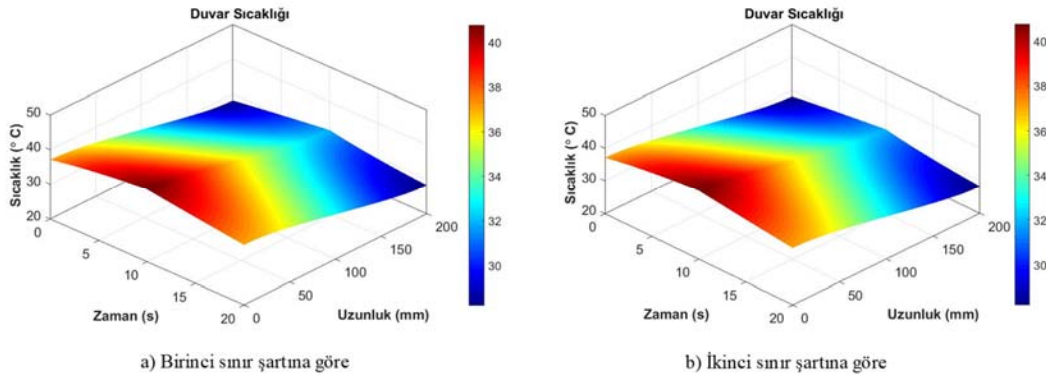
Şekil 10. Rejeneratör giriş ve çıkışında akışkan sıcaklığının zamanla değişimi (Variation of fluid temperature over time at regenerator inlet and outlet)

periyotta rejeneratöre  $24^{\circ}\text{C}$ 'de giren akışkan rejeneratörden  $37^{\circ}\text{C}$ 'de çıkmış, sıcak periyotta ise rejeneratöre  $45^{\circ}\text{C}$ 'de giren akışkan rejeneratörden  $33^{\circ}\text{C}$ 'de çıkmıştır. Bu çalışmada ise, soğuk periyotta rejeneratöre  $24^{\circ}\text{C}$ 'de girdiği kabul edilen akışkanın rejeneratör çıkışındaki ortalama sıcaklığı birinci sınır şartı için  $32,43^{\circ}\text{C}$ , ikinci sınır şartı için ise  $32,45^{\circ}\text{C}$  olarak hesaplanmıştır. Sıcak periyotta ise rejeneratöre  $45^{\circ}\text{C}$ 'de giren havanın çıkıştaki ortalama sıcaklığı birinci sınır şartı için  $36,55^{\circ}\text{C}$  ikinci sınır şartı için ise  $36,62^{\circ}\text{C}$  olarak hesaplanmıştır. Bu değerler taşınım ısı transferi katsayısı  $\alpha$ 'nın rejeneratör boyunca sabit olduğu kabulüne göre elde edilmiştir. Ancak her bir noktadaki sıcaklığın dolayısı ile yerel Nusselt sayılarının dikkate alınması durumunda, her iki sınır şartına göre elde edilen etkinlik ve sıcaklık değeri arasındaki farkın artacağı söylenebilir. Eş. 12 ve Eş. 13 ile verilen diferansiyel denklemlerin birlikte çözümünde, akışkan için Şekil 5a ve Şekil 5b'de gösterilen sınır şartları kullanılmış, duvar için ise Şekil 6'da görülen ortak sınır şartı kullanılmıştır. Buna göre akışkan için verilen birinci ve ikinci sınır şartına göre, duvar sıcaklığının bir periyotluk zaman diliminde ve rejeneratör uzunluğuna değişimi de Şekil 11a ve Şekil 11b'de görüldüğü gibidir. Her iki sınır şartına göre elde edilen duvar sıcaklık değerlerinde bir miktar değişiklik görülse de sıcaklık dağılımı oldukça düzgündür. Bu durumu Şekil 12a ve Şekil 12b'de, rejeneratör boyunca sıcaklık değişimine bakıldığında da görmek mümkündür. Duvar sıcaklığının

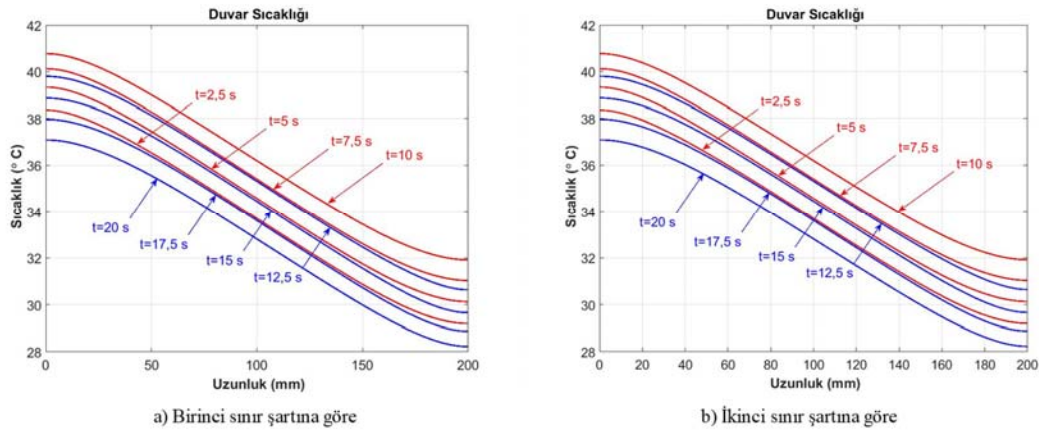
zamanla arttığı, rejeneratör boyunca yani uzunlukla ise azaldığı görülmektedir. Şekil 13a ve Şekil 13b'de ise rejeneratör giriş ve çıkışında, duvar sıcaklığının zamanla değişimi verilmiştir. Bu grafiklerden de görüldüğü gibi akışkan için verilen her iki sınır şartına göre, rejeneratör giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerinin zamanla değişiminin oldukça düzgün olduğu söylenebilir. Eş. 1 ve Eş. 2 ile verilen döner tip rejeneratör diferansiyel denklemlerinin sonlu farklarla çözümünde kullanılacak sınır şartlarının önemi elde edilen sıcaklık dağılımı grafiklerinden anlaşılmaktadır. Rejeneratörde soğuk periyottan sıcak periyoda ya da sıcak periyottan soğuk periyoda geçiş noktalarında tanımlanan sınır şartının uygun bir şekilde belirlenmesi ve sonlu farklarla çözüm için buna göre uygun denklemlerin yazılması gerekmektedir. Elde edilen sonuçlara göre geçiş noktalarında akışkan için doğrudan sıcaklık değerinin verilmesi yerine, bu noktalarda akışkanın akış yönünde iletim ısı transferinin olmadığı kabulünün daha uygun olduğu görülmüştür.

#### 4. SİMGELER (SYMBOLS)

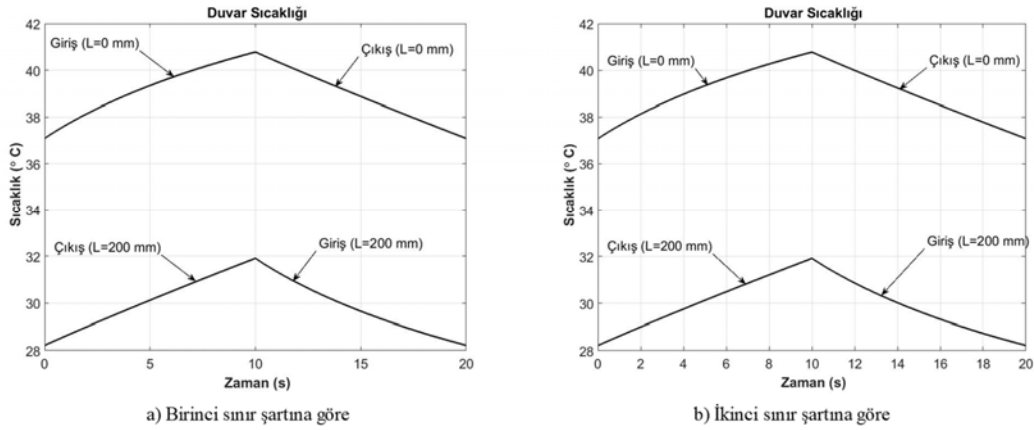
- $A$  : Kesit alan ( $\text{m}^2$ )  
 $a$  : Isıl yayılım katsayısı ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $C$  : Duvar özgül ısı kapasitesi ( $\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$ )  
 $C_p$  : Akışkan özgül ısı kapasitesi ( $\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$ )  
 $C_r^*$  : Isıl kapasite oranı



Şekil 11. Duvar sıcaklığının sınır şartına göre değişimi (Variation of wall temperature according to boundary conditions)



Şekil 12. Duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi (Variation of wall temperature through the regenerator)



**Şekil 13.** Rejeneratör giriş ve çıkışında duvar sıcaklığının zamanla değişimi  
(Variation of wall temperature over time at regenerator inlet and outlet)

- $F$  : Isı transfer yüzey alanı ( $m^2$ )  
 $F_o$  : Fourier sayısı  
 $L$  : Rejeneratör uzunluğu (m)  
 $\dot{m}$  : Akışkan kütle debisi (kg/s)  
 $Ntu$  : Transfer birimi sayısı  
 $\dot{Q}$  : Isı enerjisi (W)  
 $R$  : Kütle oranı  
 $T$  : Sıcaklık ( $^{\circ}C$ )  
 $t$  : Zaman (s)  
 $t_0$  : Periyot (s)  
 $\alpha$  : Isı transfer katsayısı ( $W/m^2^{\circ}C$ )  
 $\rho$  : Yoğunluk ( $kg/m^3$ )

#### 4.1. Alt indisler (Subscripts)

- $a$  : Akışkan  
 $d$  : Duvar

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan çeşitli tipteki döner tip rejeneratörlerin matematiksel modellerinde birçok basitleştirici kabuller yapılmış ve buna göre analitik çözümler elde edilebilmiştir. Literatürde analitik çözümler yanında sayısal yöntemler kullanılarak da çözümler geliştirilmiştir. Bu çalışmada da döner tip rejeneratörler için oluşturulan matematiksel modelin sonlu farklarla çözümü için, iki farklı sınır şartı kullanılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Buna göre sıcak periyottan soğuk periyoda ya da soğuk periyottan sıcak periyoda geçiş noktalarında, sınır şartı olarak akışkan sıcaklığını vermenin doğru olmadığı görülmüştür. Bunun yerine bir periyottan diğer periyoda geçiş noktalarında, akışkanda akış yönünde iletimle ısı transferi olmadığı varsayımının daha doğru sonuçlar verdiği elde edilen sıcaklık dağılımı grafiklerinden anlaşılmaktadır.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Kaşka Ö., Bor O., Tokgöz N., Energy and exergy analysis of an organic Rankine-Brayton combined cycle, Journal of the Faculty of Engineering and

Architecture of Gazi University, 33 (4), 1201-1213, 2018.

2. Bulut H., Demirtaş Y., Beyazıt N.İ., Investigation of the effect of different materials on thermal performance of earth - air heat exchanger (EAHX), Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 33 (4), 1505-1516, 2018.
3. Yıllancı A., Performance analysis of a photovoltaic panel cooled by thermoelectric effect, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 35 (2), 619-634, 2020.
4. Nusselt W., Die theorie des winderhitzers, Zeitschrift Verein Deutscher Ingenieure, 71, 85-91, 1927.
5. Hausen H., Über die theorie des wärmeaustausches in regeneratoren, Zeitschrift Angewandte Math.Mech., 9, 173-200, 1929.
6. Schumann T.E.W., A liquid flowing through a porous prism, Heat Transfer, J.Franklin Inst., 405-416, 1929.
7. Willmott A.J., Hichliffe C., The effect of gas heat storage upon the performance of the thermal regenerator, Int. Journal of Heat Mass Transfer, 19, 821-826, 1976.
8. Romie F.E., Periodic thermal storage: The regenerator, Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, 101, 726-731, 1979.
9. Atthey D.R., An approximate thermal analysis for a regenerative heat exchanger, Int. Journal of Heat Mass Transfer, 31 (7), 1431-1441, 1988.
10. Romie F.E., Transient response of rotary regenerators, Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, 110, 836-840, 1988.
11. Skiepko T., The effect of matrix longitudinal heat conduction on the temperature fields in the rotary heat exchanger, Int. Journal of Heat Mass Transfer, 31 (11), 2227-2238, 1988.
12. Worsøe-Schmidt P., Effect of fresh air purging on the efficiency of energy recovery from exhaust air in rotary regenerators, Int. Journal of Refrigeration, 14, 233-239, 1991.
13. Shah R.K., Skiepko T., Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator, Applied Thermal Engineering, 19, 685-705, 1999.

14. Büyükalaca O., Yılmaz T., Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchangers, *Heat and Mass Transfer*, 38, 441-447, 2002.
15. Ghodsipour N., Sadrameli M., Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 23, 571-580, 2003.
16. Sanaye S., Jafari S., Ghaebi H., Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm, *Energy and Buildings*, 40, 1637-1642, 2008.
17. Seo J.W., Lee D.Y., Kim D.S., A simple effectiveness model for heat wheels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120, 1358-1364, 2018.
18. Akbari A., Kouravand S., Chegini G., Experimental analysis of a rotary heat exchanger for waste heat recovery from the exhaust gas of dryer, *Applied Thermal Engineering*, 138, 668-674, 2018.
19. Edis E., Kuş H., Determination of hygrothermal performance of building envelope by computer simulation, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 29 (2), 311-320, 2014.
20. Ünal Ş., Erdiñç M.T., Kutlu Ç., Thermodynamic analysis of a refrigeration system with double evaporators and ejector, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (4), 1039-1047, 2016.
21. Cihan E., Kavasogulları B., Demir H., The design and performance improvement of liquid desiccant dehumidification system, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (3), 709-717, 2017.
22. Banks P.J., Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part 1-Basis, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, 107, 222-229, 1985.
23. Aly S.E., Fathalah K.A., Waste heat driven radially cooled rotary dehumidifier (RCRD), *Energy Conversion and Management*, 35 (10), 887-907, 1994.
24. Sphaier L.A., Worek W.M., Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3415-3430, 2004.
25. Yamaguchi S., Saito K., Numerical and experimental performance analysis of rotary desiccant wheels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 51-60, 2013.
26. Kang H., Lee G., Lee D.Y., Explicit analytic solution for heat and mass transfer in a desiccant wheel using a simplified model, *Energy*, 93, 2559-2567, 2015.
27. Chung H.J., Lee J.S., Changhyun Baek, Hoon Kang, Yongchan Kim, Numerical analysis of the performance characteristics and optimal design of a plastic rotary regenerator considering leakage and adsorption, *Applied Thermal Engineering*, 109, 227-237, 2016.
28. Mandegari M.A., Farzad S., Angrisani G., Pahlavanzadeh H., Study of purge angle effects on the desiccant wheel performance, *Energy Conversion and Management*, 137, 12-20, 2017.
29. O'Connor D., Calautit J.K., Hughes B.R., A novel design of a rotary desiccant system for reduced dehumidification regeneration air temperature, *Energy Procedia*, 142, 253-258, 2017.
30. Holmberg R.B., Combined heat and mass transfer in regenerators with hygroscopic materials, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, 101, 205-210, 1979.
31. Li C.H., A numerical finite difference method for performance evaluation of a periodic-flow heat exchanger, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, 105, 611-617, 1983.
32. Mioralli P.C., Ganzarolli M.M., Thermal analysis of a rotary regenerator with fixed pressure drop or fixed pumping power, *Applied Thermal Engineering*, 52, 187-197, 2013.
33. Kaydan A.H., Hajidavalloo E., Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant, *Applied Thermal Engineering*, 73, 399-407, 2014.
34. Alhusseny A., Turan A., An effective engineering computational procedure to analyze and design rotary regenerators using a porous media approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 593-605, 2016.
35. Özdemir K., Serincan M.F., A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system, *Applied Thermal Engineering*, 143, 988-1002, 2018.
36. Ünal Ş., Numerical calculation of the effectiveness of rotary regenerators, PhD Thesis, Çukurova University, Institute of Natural and Applied Sciences Department of Mechanical Engineering, Adana, 1996.
37. Büyükalaca O., Doğruyol E., The influence of the rotation speed of a rotary regenerator on performance, *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, 22, 315-322, 1998.

