



biomedical simulation
manufacturing
 research solution ecology biomimetics information solar energy electrical robotics artificial intelligence
 data ecology architecture wind energy analys software ethics
From theory to practise
 machine learning computer ecology analog innovation knowledge
science
 human robotics design analys cad/cam digital ethics technology ecology
 smart buildings optimization data mechatronic human simulation construction smart materials ecology
 mechanical electronic object hardware mechatronic digital smart materials ecology
inovation
 computational mechatronic human digital smart materials ecology application

Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi

International Journal of Technological Sciences

Yayımcı / Publisher

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Editör / Editor in Chief

Dr. Nihat YILMAZ

Yardımcı Editörler / Vice Editors

Dr. Önder KIZILKAN

Dr. Ergün KORKMAZ

Editör Kurulu / Editorial Board

Dr. Önder KIZILKAN

Dr. İsmail Serkan ÜNCÜ

Dr. Ergün KORKMAZ

Dr. Fatih YILMAZ

Dr. Cengiz ÖZEL

Dr. Serap ERGÜN

Dr. Okan BİNGÖL

Yayın Danışma Kurulu/Editorial Advisory Board

Dr. Hiroshi YAMAGUCHI, Doshisha University, Japan

Dr. Ömer Necati CORA, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Türkiye

Dr. İbrahim DİNÇER, Ontario Tech University, Canada

Dr. Mehmet Akif EZAN, Dokuz Eylül Üniversitesi, Türkiye

Dr. Mustafa Reşit USAL, Süleyman Demirel Üniversitesi, Türkiye

Dr. Nabi İBADOV, Warsaw University of Technology, Poland

Dr. Deeb Alashgar, Kyoto University, Japan

Dr. Murat Öztürk, Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Türkiye

Dr. Ramazan KÖSE, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi, Türkiye

Dr. Mustafa AY, Marmara Üniversitesi, Türkiye

Dr. Farrukh Khalid, Indian Institute of Technology Guwahati, India

Dr. Tahir Ratlamwala, National Uni. of Sciences and Tech., Pakistan

Dr. Shoaib Khanmohammadi, Kermanshah University of Tech., Iran

Grafik Tasarım / Graphic Design

Sinan İLKAZ

Teknik Sorumlu / Technical Manager

Nejat TÜKENMEZ

Mizanpaj / Make-up

Dr. Serpil ÇELİK TOKER

Dergi Adresi / Journal Address

Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi Editörlüğü

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Teknoloji Fakültesi

32260, Batı Kampüsü, Isparta, Türkiye

Tel: +90 246 2111569

Fax : +90 246 2111984

E-posta/E-mail: utbd@isparta.edu.tr

Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi tarafından yılda 3 sayı elektronik olarak yayınlanmaktadır.
International Journal of Technological Sciences is published three times a year electronically by Isparta University of Applied Sciences.

Cilt / Volume: 16

Sayı/Issue: 1

Nisan/April 2024

e - ISSN : 1309-1220



İÇİNDEKİLER / CONTENTS

Sayfa No / Page No

Araştırma Makalesi / Research Article

Dynamic effects of piezoelectric fan on the natural convection in a vertical channel Düşey kanalda piezoelektrik fanın doğal taşınım üzerindeki dinamik etkileri	1-10
Özgün Alkım Boz, Serhan Küçüka, Mehmet Akif Ezan	
A384 Alüminyum alaşımının basınçlı dökümde farklı kalıp tasarımı için döküm simülasyonu Casting simulation for different mold design in pressure casting of A384 Aluminum alloy	11-19
Emre Acar, Murat Koru	
Güç sistemlerinde otomatik gerilim regülatörü-sekonder gerilim kontrolü ile küçük sinyal kararlılığının incelenmesi Investigation of small signal stability with automatic voltage regulation-secondary voltage control in power systems	20-26
Mehmet Kenan Döşoğlu, Enes Kaymaz	
Alt soğutma çevrimli bir ısı pompasının termodinamik analizi Thermodynamic analysis of a heat pump with sub-cooler cycle	27-32
Arif Emre Özgür, Yaşar Koçaslan	



Research Article/Araştırma Makalesi

Dynamic effects of piezoelectric fan on the natural convection in a vertical channel

Özgün Alkım Boz¹, Serhan Küçüka², Mehmet Akif Ezan^{1,2,3}¹Dokuz Eylül University, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Buca, Izmir, Türkiye²Dokuz Eylül University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Buca, Izmir, Türkiye³Dokuz Eylül University, Energy Application and Research Center (EUAM), Buca, Izmir, Türkiye

Keywords

Piezoelectric fan
Oscillating fan
Natural convection
Vortex generation

Article history:

Received: 27.03.2024

Accepted: 09.05.2024

Abstract: In this study, the dynamic heat transfer characteristics of a piezoelectric fan (piezo fan) placed in a vertical channel with constant temperature side walls were investigated numerically. One of the piezo fan's ends is fixed like a cantilever fan, and the other end performs oscillation motion at four different amplitudes and three different frequencies. The operating amplitude of the fan has been varied in such a way as to investigate the temperature distributions, pressure variations, and dynamic mechanisms of the vortices inside the channel. Numerical studies were carried out using a 2-dimensional model in the COMSOL Multiphysics software. Pure natural convection inside the channel is considered as a reference case. The piezo fan's movement creates high-speed vortices along the flow direction, pushing them onto wall surfaces. Such complex convective mechanisms positively affect heat transfer through the hot wall. Each case's local and average heat transfer coefficients and Nusselt numbers are compared. As a result, the piezoelectric fan operating with 12 mm amplitude and 20 Hz frequency was determined to be the most effective design with a heat transfer improvement of 169% compared to the natural convection. For the highest amplitude and frequency, the increment in the mass flow rate is up to 180%.

To Cite/Atıf için:

Boz Ö.A. Küçüka S., Ezan M.A. Dynamic effects of piezoelectric fan on the natural convection in a vertical channel. International Journal of Technological Sciences, 16(1), 1-10, 2024.

Düşey kanalda piezoelektrik fanın doğal taşınım üzerindeki dinamik etkileri

Anahtar Kelimeler

Piezoelektrik fan
Salınımlı fan
Doğal taşınım
Girdap oluşumu

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 27.03.2024

Kabul Tarihi: 09.05.2024

Öz: Bu çalışmada yanal duvarları sabit sıcaklıkta tutulan düşey bir kanal içerisine yerleştirilen piezoelektrik fanın (piezo fan) dinamik ısı transfer karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Piezofanın bir ucu konsol fan gibi sabitlenmiş olup, diğer ucu dört farklı genlik ve üç farklı frekansta salınım hareketi gerçekleştirmektedir. Kanal içindeki sıcaklık dağılımları, basınç değişimleri ve girdapların dinamik mekanizmaları araştırılacak şekilde fanın genliği farklılaştırılmıştır. Sayısal çalışmalar COMSOL Multiphysics yazılımında 2 boyutlu model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kanal içerisindeki doğal taşınım referans durum olarak ele alınmıştır. Piezo fanın hareketi, akış yönü boyunca yüksek hızda girdaplar oluşturarak bunları duvar yüzeylerine itmektir. Bu tür karmaşık taşınım mekanizmaları ısıtılan duvardan gerçekleşen ısı transferini olumlu yönde etkilemektedir. Ele alınan tüm durumlar için yerel ve ortalama ısı transfer katsayıları ve Nusselt sayıları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Sonuç olarak 12 mm genlik ve 20 Hz frekansta çalışan piezoelektrik fanın, doğal taşınımına göre %169 ısı transfer iyileştirmesi ile en etkili tasarım olduğu belirlenmiştir. En yüksek genlik ve frekans için kütleli debideki artış ise %180 olarak elde edilmiştir.

1. Introduction

One of the methods to increase the heat transfer from a hot surface is placing a piezo fan in front of the heated wall, as piezo fan oscillation creates vortices and

enhances the convective heat transfer. Piezoelectric fans have a flexible blade supported at one end and a piezoelectric part attached. Applying electrical current to the piezo part vibrates the blade at the resonant frequency. This vibration causes high-amplitude

* İlgili yazar/Corresponding author: mehmet.ezan@deu.edu.tr

oscillations at the free end so that the fan creates vortices on both sides of the blade that rotate in opposite directions [1]. The vortices rotating in the opposite direction cause the downstream free flow velocity to increase. The distance between the vortices increases when the free flow velocity increases. The two critical parameters affecting the heat transfer are the amplitude and frequency of the piezo fan. The flow rate of the air is proportional to the width and thickness of the piezoelectric fan, but it is not affected by its length [2].

In the literature, piezo fans are mostly located in the channel flow to improve the heat transfer rate. Wait et al. [3] studied the airflow induced by the piezo fan oscillations. They studied with two different resonance values. It is obtained that operating the piezo fan at high frequencies reduces efficiency while increasing energy consumption. The effect of piezo fan length on the flow field is also investigated in the same study. The transient and steady-state fluid motion around the fan blade is presented in detail. Operating in high resonance modes increases power consumption and decreases airflow. Lin [4] experimentally and numerically investigated the effect of the flow field around a piezo fan on heat transfer. The piezo fan was positioned vertically and horizontally on the heated surface. On both sides of the oscillating blade, oppositely moving and screw-like streamlines were observed. When the fan is placed vertically on the heated surface, improvement in heat transfer is observed to be between 60% and 240%. The enhancement is between 80% and 260% for horizontally located fans. Lin [5] used a cylindrical surface and placed eighteen thermocouples to measure the temperature variation across the surface. As a result, the piezo fan increased the heat transfer coefficient at different points by 20% to 240%, and the average surface temperature decreased by 20°C. Park et al. [6] conducted a 3-dimensional simulation of the oscillating movements of a piezo fan placed in the middle of a channel with airflow. The piezoelectric fan adversely affects the axial flow rate and slows the fluid at high speeds. In contrast, the piezoelectric fan increases the flow rate in the axial direction at low speeds. Tiwari and Yeom [7] operated the piezoelectric fan at a frequency of 90.3 Hz and an amplitude of 11.8 mm. The heat transfer in a horizontal channel of 22.5 mm × 22.5 mm is investigated experimentally and numerically. The heated surface is 22 mm wide and 52 mm long and is placed on the channel floor in front of the piezo fan. A piezoelectric fan made from nickel and the flexible blade material Bi-Morph with a length of 20 mm is used in the channel. Numerical studies were carried out using the ANSYS Fluent software. It has been found that the form of vortex structures is the key factor affecting the heat transfer rate of the hot surface in the channel.

The highest heat transfer enhancement, 102%, is obtained when the piezo fan is placed in front of the heated surface. Chen et al. (2020) [8] studied the effect of a piezoelectric fan on heat transfer inside a horizontal channel. Uniform heat flux is defined on the channel surface. Firstly, the piezoelectric fan frequency was selected as 43 Hz, and Reynolds numbers of 8500, 13700, and 19100 were tested. The highest heat transfer rate was achieved at the Reynolds number of 19100. As a second step, at $Re = 19100$, the frequencies of 43 Hz, 35 Hz, and 0 Hz were examined to determine the influence of frequency. The highest heat transfer rate was observed in the case of the piezo fan operating with a 43 Hz frequency. In recent studies, Hasan et al. [8]-[9] numerically studied the effect of piezo fans on heat transfer in horizontal and vertical channels. Hasan et al. [8] placed a piezoelectric fan on a hot surface with a laminar flow inside a horizontal air channel. Maximum heat transfer enhancement was obtained to be 231%. Hasan et al. [9] investigated the effect of a piezo fan in the middle of a vertical channel. It was stated that there were improvements of up to 127% in heat transfer when the piezo fan was used in a channel with natural convection. However, in the case of forced convection, the piezo fan limits the increase in heat transfer by dragging the vortices.

Under appropriate design and working conditions, Piezo fans induce more enhanced heat transfer than natural convection. A significant increase in heat transfer coefficients can be achieved depending on the amplitude and frequency of the piezo fan. This study investigates the effects of piezo fans in the vertical channel on heat transfer in different operating situations, along with the effects of natural convection. Numerous studies exist on the impact of various positions of the piezo fan relative to the heated surface. In this study, numerical analysis of the piezo fan placed in the vertical direction on the channel axis was performed at different frequencies and amplitudes, and the variation of the heat transfer depending on the amplitude and frequency was investigated. As a novelty, the current study considers both the vortex structures, local and average heat transfer characteristics and proposes a Nusselt correlations in terms of the dimensionless Reynolds number defined regarding the tip speed of the blade.

2. Materials & Method

This section defines the problem with related initial and boundary conditions, and then the solution methodology and validation are represented.

properties. The displacement function used for a rectangular and fixed cross-section cantilever fan is given as [11]:

$$X_{pz}(y) = \psi A_{pz} \left\{ [\sin(\beta_{pz} l_{pz}) - \sinh(\beta_{pz} l_{pz})] [\sin(\beta_{pz} y_{pz}) - \sinh(\beta_{pz} y_{pz})] + [\cos(\beta_{pz} l_{pz}) - \cosh(\beta_{pz} l_{pz})] [\cos(\beta_{pz} y_{pz}) - \cosh(\beta_{pz} y_{pz})] \right\} \quad (5)$$

where l_{pz} represents the length of the piezo fan and A_c represents the cross-sectional area. ψ is the dimensionless drive coefficient related to the driving intensity applied to the piezo fan blade from the outside. It can be set by changing the electrical voltage intensity applied to the piezo fan material. β_{pz} is a characteristic coefficient dependent on material properties as [9]:

$$\beta_{pz} = \sqrt[4]{\frac{2\pi f m_{pz}}{l_{pz}^4 E_{pz}}} \quad (6)$$

The displacement of the piezo fan blade with respect to time varies depending on the applied electrical voltage. For sinusoidal voltage variation, the harmonic displacement of each point is given as [9]:

$$x_{pz}(y, t) = X_{pz}(y) \sin(2\pi f t) \quad (7)$$

The velocity variation of each point by taking its derivative in time as [9]:

$$u_{pz}(y, t) = X_{pz}(y) 2\pi f \cos(2\pi f t) \quad (8)$$

2.4. Mesh Structure

The equations described above were analyzed using the finite element method with the COMSOL Multiphysics software. The interaction between the moving fan surface and the surrounding fluid (*air*) is defined using the Fluid Structural Interaction (FSI) module. The geometry of the fan distorts depending on the oscillation, so the mesh structure is re-formed at each time step. The ALE method solves the flow in the mesh structure that changes shape over time. The mesh structure around the fan blade at the beginning of the movement is shown in Figure 2. The mesh intensity is much tighter adjacent to the piezoelectric fan since the meshes are compressed and deformed in the direction of movement.

Preliminary analyses are conducted to observe the influence of mesh structure and time step size on the mass and energy conservation of the model. The time step was taken in the literature at different values between 1/40 and 1/400 of the period [11,12]. In the current study, the initial time step was taken as 0.001 s, corresponding to 1/100 of a period for a frequency of 10 Hz and 1/50 for a period for a 20 Hz frequency. The

software adaptively modifies the time step size. As the progress proceeds and the convergence improves, the program dynamically increases the time step size to complete the simulation faster.

Numerical results were obtained for three different mesh structures, with 13692 for the coarse condition, 21816 for the normal, and 29710 for the fine mesh structure. In the sample case studied, the piezo fan in the channel oscillates with an amplitude of 15 Hz and 12 mm. Initially, the air in the channel is at a temperature of 20°C and is stagnant. The variation of the average fluid temperature at the channel outlet in time is given in Figure 3. The outlet temperature is initially equal to the initial temperature (20°C). After an irregular transition period, the outlet temperature settles towards a stable value with narrow fluctuations. The variations in outlet temperature have similar characteristics for the three mesh structures, yet it is clear that coarse mesh is insufficient to capture the process accurately. The normal and fine mesh structures, on the other hand, overlap. As the heavy mesh structure causes computational difficulties and extends the simulation time, the normal mesh structure is selected for the rest of the simulations.

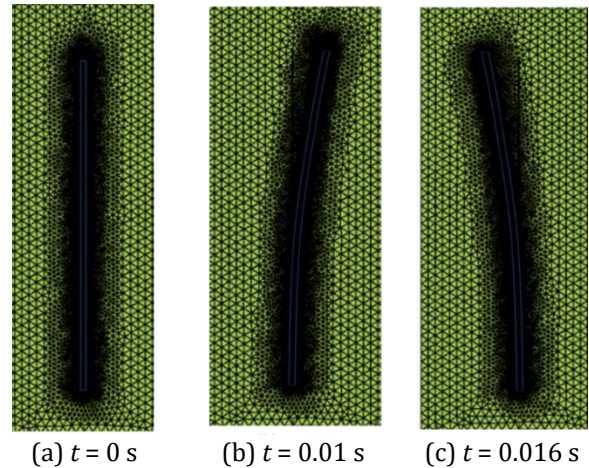


Figure 2. The mesh structure around the piezo fan and its deformation with the movement of the blade ($f = 15 \text{ Hz}$ $2A = 12 \text{ mm}$)

2.5. Validation

The validity of the developed mode is tested by considering the numerical and experimental studies of Acikalin and Garimella [13]. Figure 4 shows the geometry and boundary conditions of the validation study. 650 W/m² of uniform heat flux is defined on the hot surface, and the piezo fan oscillates at 62.5 Hz and 10 mm amplitude in the middle of the hot surface. The local heat transfer coefficient variation on the hot wall is compared against the experimental and numerical results from the literature. Figure 5 compares the

current predictions against the results taken from the literature. The results of the numerical studies are similar to those of other studies, and a maximum discrepancy of $\pm 11.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ is obtained compared to the experimental study.

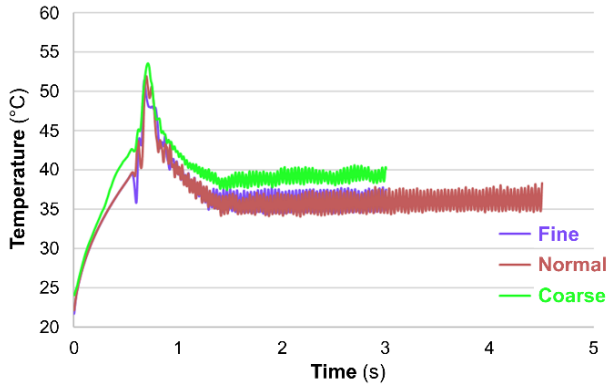


Figure 3. Effect of mesh structure on the variation of average fluid outlet temperature with time

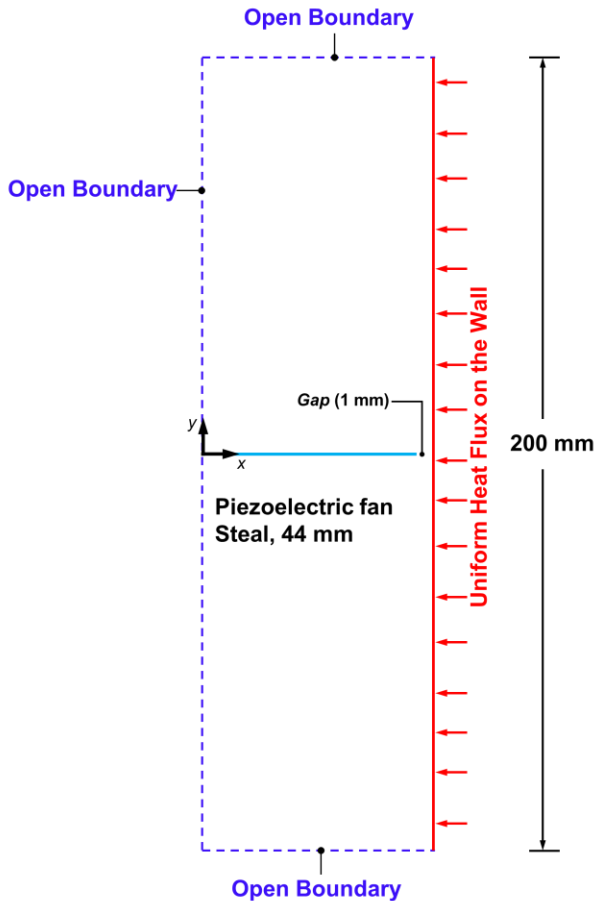


Figure 4. The geometry and boundary conditions of the validation study [13,14]

2.6. Data Reduction

The local heat transfer coefficient on the heated walls of the channel is defined in terms of the heat flux and the temperature difference as

$$h = \frac{q''}{(T_h - T_i)} \quad (9)$$

In order to evaluate the oscillation effect, the average speed of the piezo fan tip is taken into account. Accordingly, the Reynolds number is defined as

$$Re_{tip} = \frac{u_{tip} W}{\nu} \quad (10)$$

The Strouhal number is defined in terms of the frequency and the mean velocity at the channel section as

$$St = \frac{f 2A}{U_{mean}} \quad (11)$$

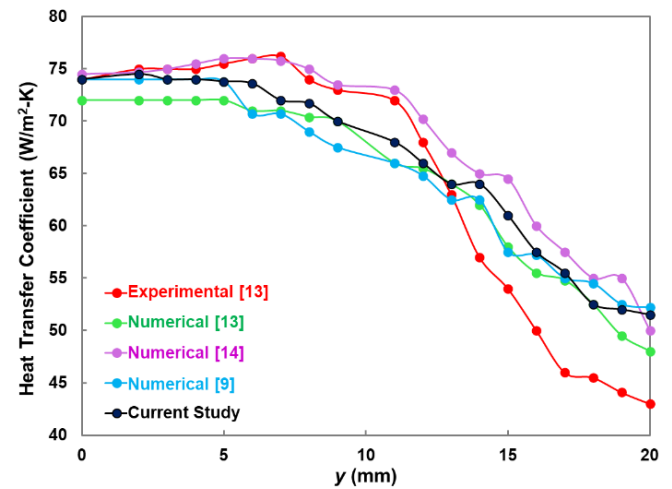


Figure 5. Comparison of predicted results with the literature [10,13,14]

The Nusselt number defines the dimensionless heat transfer on the channel wall as

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} w}{k} \quad (12)$$

where \bar{h} is the average heat transfer coefficient on the heated wall and is evaluated from local variations of the heat transfer coefficient as defined in Eq. (9).

3. Results & Discussions

In this section, numerical mass flow and heat transfer results are obtained by operating the piezo fan at different amplitudes and frequencies. The effect of piezo fan oscillation on flow and heat transfer is

parametrically investigated. Depending on the material and the geometry of the blade, the piezo fan frequency is defined to be 5 Hz, 10 Hz, and 20 Hz. On the other hand, the blade's amplitude varies from $2A = 6$ mm to $2A = 12$ mm. The mesh intensity should be denser at higher amplitudes to accurately compute the pressure and velocity variations around the blade. Such an attempt not only exponentially increases the time for numerical simulations but also adversely affects the convergence of the simulation and significantly reduces the accuracy of the predicted results. Considering the mentioned limitations, the amplitude is limited to $2A = 12$ mm. Including the pure natural convection case (NC), a total of 13 cases are studied. For each case, the simulations proceed until the cyclic steady state is obtained. The transient and steady vortex structures are discussed in detail in the first sub-section. The parametric thermal and hydrodynamic results, including the local variations, are given in the second sub-section. The time for the total internal energy in the channel to reach an approximately constant value is taken as the steady state time.

3.1. Vortex Structures inside the Channel

Figure 6 represents the evolution of the velocity field and vortices for $f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm. For a piezo fan oscillating with a frequency of $f = 20$ Hz, the cycle time is 0.05 s; that is, four instances of $t_1 = 0.0078$ s, $t_2 = 0.0249$ s, $t_3 = 0.0332$ s and $t_4 = 0.0506$ s are selected to provide a complete understanding of the tip vortex behavior of the blade while moving to the right and left. Notice that the red arrows in Figure 6(a) represent the direction of the blade movement. It is observed that while the blade is moving to the right, a tip vortex with a counterclockwise direction is developed at the rear of the blade. On the contrary, a clockwise vortex is developed while the blade moves to the left. The oscillating piezo fan continuously develops counter-current vortices on the blade's tip. With the effect of local forces and natural convection, they move towards the channel outlet along the y -direction.

The movement of the vortices along the upward direction inside the channel is shown in Figure 7 at $t = 2$ s, for the same frequency and amplitude as in Figure 6, i.e., $f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm. The vortices form at the tip of the piezo fan and move towards the outlet of the channel in the positive y -direction. The highest velocity is observed at the tip of the piezo fan, and the velocity magnitude reduces towards the outlet.

Figure 8 shows the vortex shedding developed by the oscillated piezo fan along the channel throughout a period of the piezo fan motion. Here, the results are provided from $t = 2$ to $t = 2.05$ s. One should infer that

the strong vortices adjacent to the blade tip weaken towards the channel outlet.

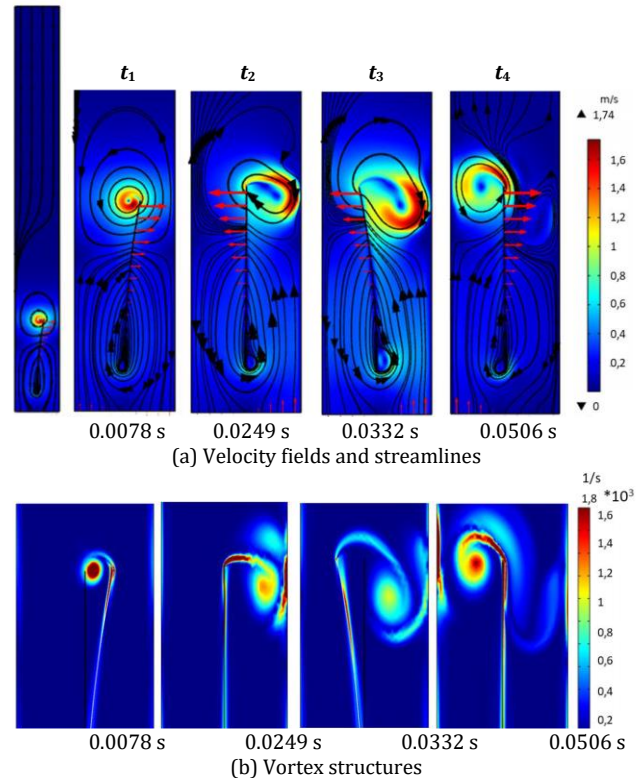


Figure 6. Evolution of velocity fields and vortex structures around the piezo fan in the first period for $f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm

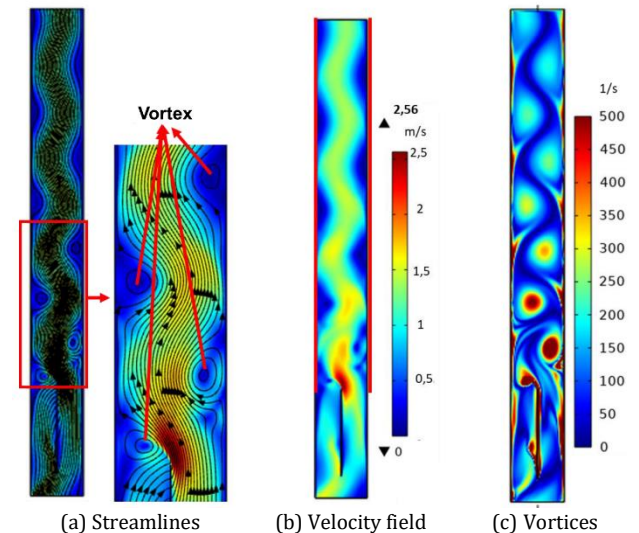


Figure 7. Vortex structures inside the channel at $t = 2$ s for $f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm

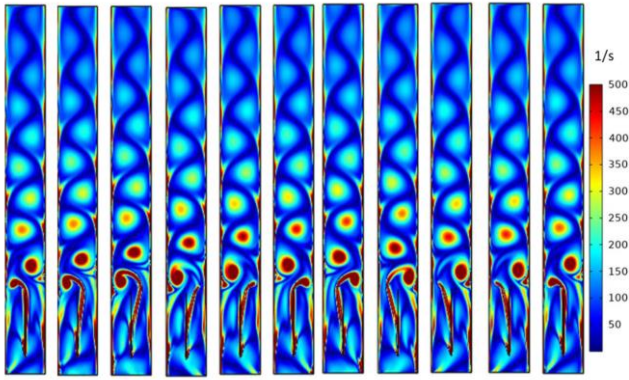


Figure 8. Evolution of the vortex structures in a periodic of the piezo fan ($f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm)

Figure 9 shows the pressure variations around the piezo fan during the first period of oscillation. Arrows indicate the direction of the blade motion. The blade pushes the air through left and right at $t = 1.982$ s and $t = 2$ s, respectively. It is observed that pressure increases in the direction of the movement, and at the rear side of the blade, there is a low-pressure region. Vortex develops due to the low pressure at the rear side, and pressure difference plays a key role in the formation and growth of vortices.

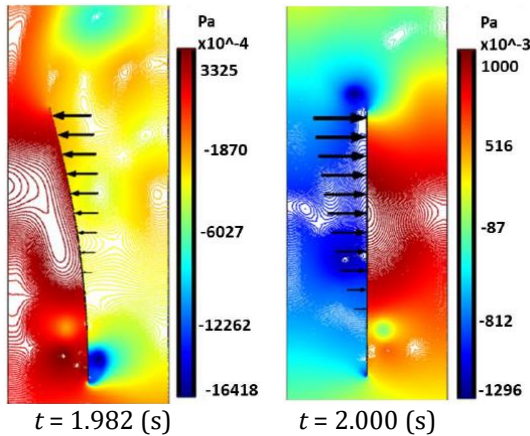


Figure 9. Evolution of the vortex structures in a periodic of the piezo fan ($f = 20$ Hz and $2A = 12$ mm)

3.2. Parametric Results

A total of 13 simulations were conducted in the current study. The selected parameters and main outputs of the simulations are listed in Table 1. For each case, the fan tip velocity, air mass flow rate per unit depth, the mean outlet velocity, the heat transfer per unit depth, and the average outlet temperature at the outlet section are evaluated. Notice that the tip velocity of the piezo fan and the mass flow rate of air significantly improve as the frequency and amplitude of the piezo fan increase. Increased convection enhances the extracted heat from the heated surfaces, and using a piezo fan increases the heat transfer. In the natural convection case, the heat

transfer rate is 144.9 W/m. For instance, for a piezo fan with a frequency of 20 Hz and an amplitude of 12 mm, the heat transfer rate reaches 389.6 W/m with an increase of 169% compared to the natural convection case. In this sub-section, some local variations are provided to discuss the influence of piezo fan motion on the heat transfer characteristics.

Table 1. Variation of mass flow, heat transfer rate, mean outlet velocity, and temperature of air for different frequencies and amplitudes

f (Hz)	$2A$ (mm)	u_{tip} (m/s)	\dot{m}' (kg/ms)	u_{outlet} (m/s)	q' (W/m)	T_{outlet} (°C)
NC	-	-	0.00982	0.3398	144.9	34.7
10	6	0.12	0.01038	0.3592	165.4	35.6
10	8	0.16	0.01202	0.4157	198.5	36.4
10	10	0.20	0.01337	0.4628	224.7	36.7
10	12	0.24	0.01465	0.5055	249.7	37
15	6	0.18	0.01131	0.3914	173.5	35.2
15	8	0.24	0.01363	0.4716	210.8	35.4
15	10	0.30	0.01805	0.6243	259.6	34.3
15	12	0.36	0.02108	0.7303	315	34.9
20	6	0.24	0.01275	0.4411	180.6	34
20	8	0.32	0.01584	0.5482	239.4	35
20	10	0.40	0.02219	0.7677	311.8	34
20	12	0.48	0.02775	0.9601	389.6	34

In Figure 10, the velocity and temperature variations at the outlet section of the channel are provided at $t = 2$ s. Piezo fan motion improves the maximum fluid velocity more than three times and slightly shifts the mean fluid temperature. The temperature distribution is given in Figure 10(c). One should notice that the piezo fan motion disturbs the boundary layer along the flow direction, and consequently, the temperature variation given in Figure 10(b) becomes flattened.

The variation of the heat convection coefficient along the channel surface is shown in Figure 11. At the point where the hot surface starts, the sudden temperature change in the boundary layer causes the heat transfer coefficient to reach the highest value. The heat transfer coefficient exponentially reduces due to the growing boundary layer in the pure natural convection case. Piezo fan motion, on the other hand, breaks the boundary layer development so that the heat transfer coefficient makes fluctuations along the channel height. Increasing the amplitude increases the fluctuations and shifts the variations. Along the flow direction, the heat transfer coefficient decreases due to the development of the boundary layer weakening the vortices.

Table 2 presents the effects of the piezo fan operated at different amplitudes and frequencies on the heat transfer coefficient and dimensionless numbers. Dimensionless Reynolds, Nusselt, and Strouhal numbers are provided to generalize the outputs. One may notice that the influence of amplitude becomes more apparent in higher oscillating frequencies. At 10 Hz, compared to the baseline case, i.e., NC, the maximum

increment in the Nusselt number is 72.3%, and the increment reaches 168.9% for the same amplitude at 20 Hz. One may presume that considerable power is required to drive the piezofan to achieve such enhancements in heat transfer. Yet the power consumption of the piezo fan is in the order of 1 mW/m for the current simulations. Wait et al. [15] and Kimber et al. [16] also reported the same order of power consumption for piezo fans with similar materials. Considering the enhancements in the heat transfer rates per unit depth of the channel summarized in Table 1, the piezo fan's power consumption could be considered negligible.

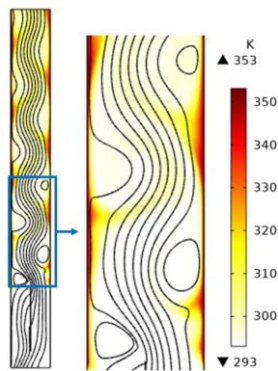
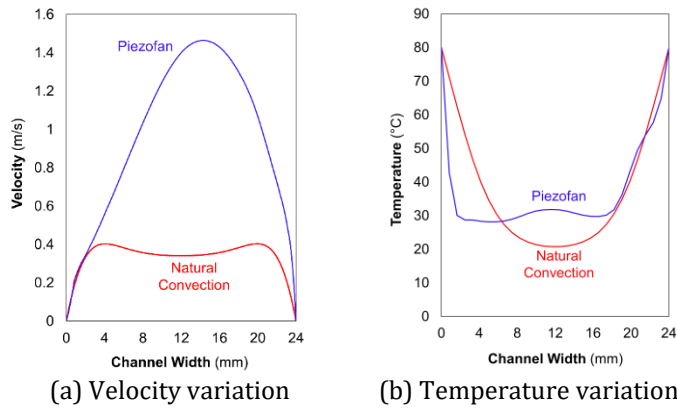


Fig. 10. Effect of the piezo fan on velocity and temperature variations along the channel width ($f = 20$ Hz, $2A = 12$ mm)

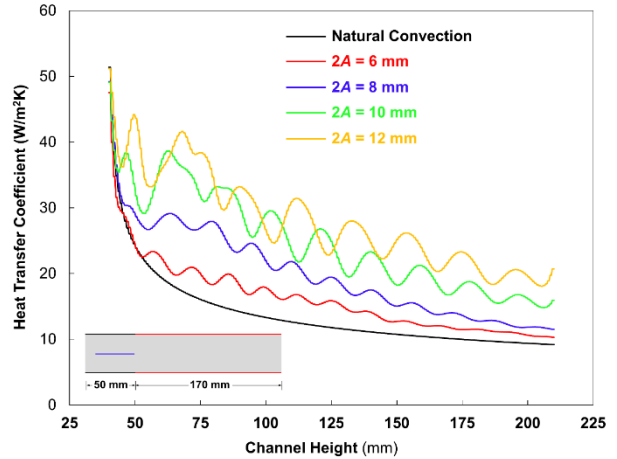


Figure 11. Variation of heat transfer coefficient along the channel height ($f = 15$ Hz, $t = 3$ s)

Table 2. Reduced results with nondimensional parameters

f (Hz)	$2A$ (mm)	Re	\bar{h} (W/m^2K)	Nu	St	% Increment
NC	-	-	7.1	6.8	-	-
10	6	185.6	8.1	7.8	0.167	14.1
10	8	247.4	9.7	9.3	0.192	37.0
10	10	309.3	11.0	10.6	0.216	55.1
10	12	371.1	12.2	11.8	0.237	72.3
15	6	278.4	8.5	8.2	0.229	19.7
15	8	371.1	10.3	9.9	0.254	45.5
15	10	463.9	12.7	12.2	0.240	79.2
15	12	556.7	15.4	14.8	0.246	117.4
20	6	371.1	8.9	8.5	0.272	24.6
20	8	494.8	11.7	11.3	0.291	65.2
20	10	618.6	15.3	14.7	0.260	115.2
20	12	742.3	19.1	18.3	0.249	168.9

Figure 12 shows the variation of the average Nusselt number depending on the Reynolds number, which is defined according to the piezo fan tip velocity. The Nusselt number corresponding to the natural convection state in the case of no piezo fan placed in the channel was calculated as 6.80. The variation of the average Nusselt number on the channel surfaces with the Reynolds number is approximately linear, and a regression curve is proposed. It should be noted that four amplitudes are stated with different colors to highlight the effect of amplitude at the same Reynolds number. Results show that increasing the amplitude is more effective than increasing the frequency of the Nusselt number. The results can be used as a first approximation to evaluate the effect of amplitude and frequency while designing a thermal system, including a piezo fan.

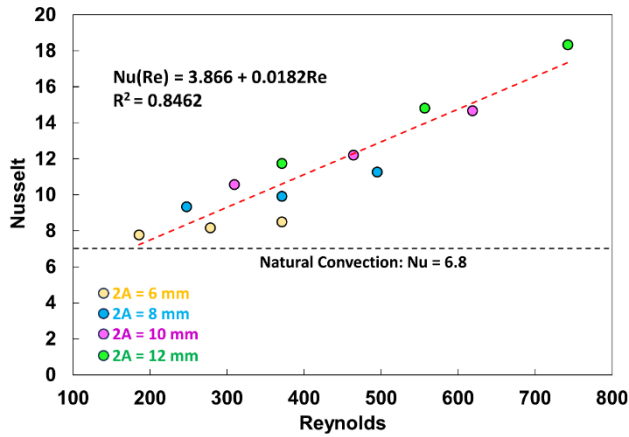


Figure 12. Variation of Nusselt number with Reynolds number

4. Conclusions

This study reveals the impacts of piezo fan’s amplitude and frequency on the vortex structures and cooling performance. As a contribution to the literature, the current study highlights both the vortex structures, local and average heat transfer characteristics and proposes a Nusselt correlations in terms of the dimensionless Reynolds number defined regarding the tip speed of the blade. The following conclusions are evaluated:

- Increased amplitude and frequency facilitated greater air displacement and enhanced air mixing. The maximum increment in the flow rate is more than 180%.
- Increasing the amplitude at a lower frequency, i.e., 10 Hz, increases the outlet temperature. At higher frequencies, i.e., 20 Hz, a variation in the amplitude does not significantly alter the outlet temperature.
- The steady-state convection coefficient was calculated as 7.1 W/m²K for natural convection. With a frequency of 20 Hz and an amplitude of 12 mm, the enhancement in heat transfer coefficient is 169%.

As a further study, 3D analyses are suggested to comprehensively examine the effect of the piezoelectric fan motion on flow and heat transfer. Exploring diverse channel geometries with non-uniform thermal boundary conditions holds promise in advancing understanding, particularly in the context of electronic device applications.

Nomenclature

- A_{pz} : Piezo fan cross-sectional area (mm²)
 c_p : Specific heat (J/kgK)
 E_{pz} : Young’s modulus (Pa)

- f : Frequency (Hz)
 g : Gravitational acceleration (m/s²)
 h : Heat transfer coefficient (W/m²K)
 \bar{h} : Average heat transfer coefficient (W/m²K)
 I : The second moment of area of piezo fan (m⁴)
 k : Thermal conductivity (W/mK)
 l_h : Length of the heated surface (mm)
 l_i : Length of the adiabatic surface (mm)
 l_{pz} : Length of the piezo fan (mm)
 \dot{m}' : The mass flow rate per unit depth (kg/ms)
 m_{pz} : Piezo fan mass (kg)
 Nu : Nusselt number ($\frac{\bar{h}w}{k}$)
 p : Pressure (Pa)
 Re : Reynolds number ($\frac{u_{tip}w}{\vartheta}$)
 t : Time (s)
 T : Temperature (K)
 u : x -component of the velocity (m/s)
 v : y -component of the velocity (m/s)
 q' : Heat transfer rate per unit depth (W/m)
 q'' : Heat flux (W/m²)
 w : Channel width (mm)
 x, y : Cartesian coordinates
 $x_{pz}(y, t)$: Instant amplitude of the piezo fan vertical orientation (m)
 $X_{pz}(y)$: Maximum piezo fan displacement at arbitrary y -location (m)

Subscripts

- init : Initial
o : Outlet
i : Inlet
a : Air
avg : Average
pz : Piezo fan
ref : Reference
h : Heated surface
disp : Displacement

Greek symbols

- β : Characteristic coefficient
 ψ : Dimensionless drive coefficient
 ϑ : Kinematic viscosity (m²/s)
 ρ : Density (kg/m³)
 Δ : Change or difference
 μ : Dynamic viscosity (Ns/m²)

Abbreviations

- ALE : Arbitrary Lagrangian-Eulerian
FSI : Fluid Structure Interaction
NC : Natural convection

References

- [1] Choi M, Lee SY, Kim YH. On the flow around a vibrating cantilever pair with different phase

- angles. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 34, 146-157, 2012.
- [2] Liu SF, Huang RT, Sheu WJ, Wang CC. Heat transfer by a piezoelectric fan on a flat surface subject to the influence of horizontal/vertical arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(11-12), 2565-2570, 2009.
- [3] Wait SM, Basak S, Garimella SV, Raman A. Piezoelectric fans using higher flexural modes for electronics cooling applications. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 30(1), 119-128, 2007.
- [4] Lin CN. Analysis of three-dimensional heat and fluid flow induced by piezoelectric fan. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(11-12), 3043-3053, 2012.
- [5] Lin CN. Heat transfer enhancement analysis of a cylindrical surface by a piezoelectric fan. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 693-703, 2013.
- [6] Park SH, Oh MH, Kim YH, Choi M. Effects of freestream on piezoelectric fan performance. *Journal of Fluids and Structures*, 87, 302-318, 2019.
- [7] Tiwari J, Yeom T. Enhancement of channel-flow convection heat transfer using piezoelectric fans. *Applied Thermal Engineering*, 191, 116917, 2021.
- [8] Chen Y, Peng D, Liu Y. Heat transfer enhancement of turbulent channel flow using a piezoelectric fan. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147, 118964, 2020.
- [9] Hasan SI, Küçüka S, Ezan MA. Thermo-fluidic analysis of a single piezo fan in longitudinal channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 129, 105651, 2021.
- [10] Hasan SI, Küçüka S, Ezan MA. Cooling performance of a piezo fan oscillating in a vertical channel with natural convection. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 141, 106602, 2023.
- [11] Sufian SF, Fairuz ZM, Zubair M, Abdullah MZ. Mohamed JJ. Thermal analysis of dual piezoelectric fans for cooling multi-LED packages. *Microelectronics Reliability*, 54(8), 1534-1543, 2014.
- [12] Sufian SF, Abdullah MZ. Heat transfer enhancement of LEDs with a combination of piezoelectric fans and a heat sink. *Microelectronics Reliability*, 68, 39-50, 2017.
- [13] Acikalin T, Garimella SV. Analysis and prediction of the thermal performance of piezoelectrically actuated fans. *Heat Transfer Engineering*, 30(6), 487-498, 2009.
- [14] Lei T, Jing-Zhou Z, Xiao-Ming T. Numerical investigation of convective heat transfer on a vertical surface due to resonating cantilever beam. *International Journal of Thermal Sciences*, 80, 93-107, 2014.
- [15] Wait SM, Basak S, Garimella SV, Raman A. Piezoelectric fans using higher flexural modes for electronics cooling applications. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 30(1), 2007.
- [16] Kimber M, Suzuki K, Kitsunai N, Seki K, Garimella SV. Pressure and flow rate performance of piezoelectric fans. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 32(4), 766-775, 2009.



Araştırma Makalesi/Research Article

A384 Alüminyum alaşımının basınçlı dökümde farklı kalıp tasarımı için döküm simülasyonu

Emre Acar ¹, Murat Koru ²

¹ Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı , 32200, Isparta

² Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 32200, Isparta

Anahtar Kelimeler

Basınçlı döküm
Sonlu Elemanlar Metodu (FEM)
Flow 3D
A384 Alüminyum Alaşımı,
Sonlu Farklar Metodu (FDM)

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 27.02.2024
Kabul Tarihi: 23.10.2024

Öz: Sonlu farklar metodu (FDM) ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılarak bilgisayar programı yardımıyla döküm prosesi benzer şartları oluşturulmaktadır. Döküm simülasyonu yöntemi ile döküm prosesinde karşılaşılabilecek muhtemel sonuçlar hesaplanarak simülasyon ortamında görsel olarak gösterilmektedir. Piyasada bu amaçlar için geliştirilmiş çeşitli programlar mevcuttur. Bu çalışmada Flow-3D simülasyon programı kullanılmıştır. A384 Al. alaşımının yüksek basınçlı döküm prosesinde çekme numunesi için optimum kalıp tasarımının belirlenmesi amaçlanmıştır. Çekme numunesinin halihazırda bulunan kalıp tasarımı ile yapılan simülasyonlar ile; dolun süresi(s) , katılma süresi(s), max dolun hızı(m/s) ve micro-porozite(%) sonuçları incelenmiştir. Yapılan bu inceleme sonucunda micro-porozite(%) sonuçlarının düşürülmesine yönelik olarak 5 farklı yolluk tasarımı için Kalıp Sıcaklığı 413 (K), Döküm Sıcaklığı 900 (K), İkinci Faz Hızı 1 (m/s) seçilerek belirlenen simülasyon giriş parametreleri ile simülasyon işlemleri yapılmıştır. Son olarak elde edilen simülasyon sonuçları değerlendirilerek optimum ürün elde edilebilecek kalıp tasarımı belirtilmiştir.

Atıf için/To Cite:

Acar, E. Koru, M. A384 Alüminyum alaşımının basınçlı dökümde farklı kalıp tasarımı için döküm simülasyonu. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 16(1), 11-19, 2024.

Casting simulation for different mold design in pressure casting of A384 Aluminum alloy

Keywords

Die casting
Finite Element Method (FEM)
Flow 3D
A384 Aluminum Alloy,
Finite Difference Method (FDM)

Article history:

Received: 27.02.2024
Accepted: 23.10.2024

Abstract: Finite Difference Method (FDM) and Finite Element Method (FEM) are used to create similar conditions of the casting process using a computer program. The casting simulation method calculates the possible results of the casting process and displays them visually in the simulation environment. There are several programs developed for this purpose on the market. The Flow-3D simulation program was used in this study. The aim is to determine the optimum mold design for the tensile test specimen in the high-pressure casting process of A384 Al alloy. The results of filling time (s), solidification time (s), maximum filling speed (m/s) and micro-porosity (%) were examined with the simulations made with the existing mold design of the drawing sample. As a result of this investigation, simulation processes were carried out with the simulation input parameters determined by selecting mold temperature 413 (K), casting temperature 900 (K), second phase speed 1 (m/s) for 5 different runner designs in order to reduce the microporosity (%) results. Finally, the simulation results obtained were evaluated and the mold design that can obtain the optimum product was determined.

1. Giriş

Teknolojinin her geçen gün ilerlediği günümüzde imalat sektörü de bundan payını almaktadır. Basınçlı döküm ile imalat yapılan sektörlerde enjeksiyon kalıbının üretim maliyetinin yüksek olduğu bilinmektedir. Geleneksel döküm sürecinde tasarım aşamasında optimum

koşulların sağlanması mümkün olmamakta iken günümüz teknolojisinde bilgisayar ortamında yapılan tasarım ve simülasyon programları sayesinde optimum koşulların sağlanması tasarım aşamasında oluşturulabilmektedir [1-2]. Simülasyon çalışmalarına örnek olarak literatürde Jin ve Kang tarafından yapılan bir çalışmada Ansys Flatron-CFD kullanılarak döküm

* İlgili yazar/Corresponding author: acar.emre.10@gmail.com

prosesinin dolun adımını simüle etmeye çalışmışlardır. Başka bir çalışmada ise yüksek basınçlı döküm yöntemiyle yakıt hücresi plakasının üretimi sırasında hem proses parametrelerinin hem de vakum uygulamasının parçadaki porozite oluşumuna olan etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada A380 alüminyum alaşımı için 923,973,1003 K döküm sıcaklığı ve farklı enjeksiyon hızlarını enjeksiyon parametreleri olarak belirlemişer ve deneysel çalışmanın öncesinde aynı parametrelerle Magma Soft programını kullanarak simülasyon çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları simülasyon çalışmalarından alınan sonuçlar ile deneysel çalışmalardan alınan sonuçların paralellik gösterdiğini çalışmalarında ifade etmişlerdir [3-4, 5].



Şekil 1. Genel akış diyagramı [6]

Bu ve benzer durum senaryolarının tasarımını önceden sağlamak üzere günümüzde çeşitli simülasyon programları kullanılmaktadır. Endüstriyel olarak da bu tarz simülasyon programları günümüz imalat sanayisinde günden güne değeri artmaktadır.

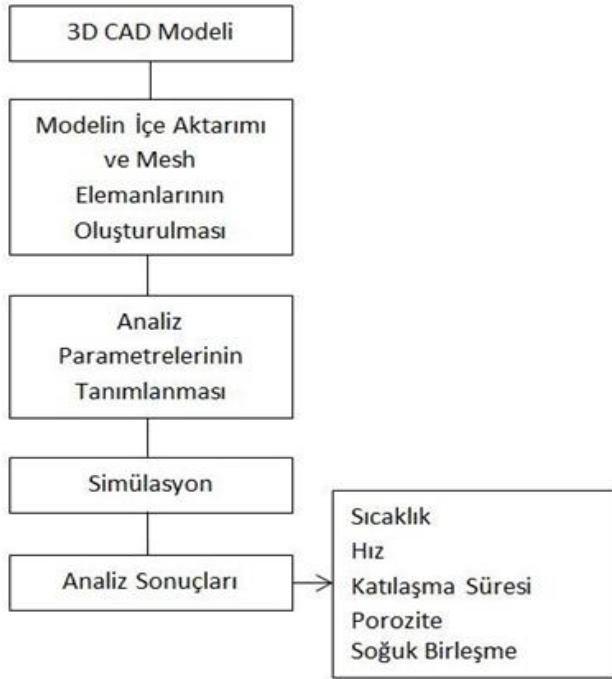
Döküm simülasyonunda ise döküm için bilgisayar yardımıyla bir program tarafından benzer şartlar oluşturularak döküm işlemi simüle edilmektedir. Döküm simülasyon programları hesaplama yaparken sonlu farklar metodu (FDM) ve sonlu elemanlar yöntemini (FEM) kullanmaktadır. Çok sayıda simülasyon programının mevcut olması, farklı ihtiyaçlara uygun çözümler sunmaları açısından oldukça önemli. "Flow-3D", akışkanlar dinamiği simülasyonları için kullanılırken, "ProCast" ve "NovaCast" döküm simülasyonları için öne çıkıyor. "MagmaSoft" döküm işlemlerinin optimize edilmesinde kullanılırken, "Vulcan", "SolidCast" dökümhane süreçlerini simüle etmek için tercih edilir. Şekil 1'de yukarıda bahse konu programlar için genel akış diyagramı görülmektedir.

Döküm simülasyon programları ile döküm esnasında oluşabilecek hataların önceden tespitinin yapılması amaçlanmaktadır.Çünkü basınçlı döküm yönteminde yapılacak küçük hataların üretim kalitesi ve ürün maliyeti açısından negatif sonuçları olabilmektedir. Ülkemizde alüminyum tüketimi Şekil 2'de görüldüğü gibi gün geçtikte daha fazla artmaktadır. Bu tüketimin temek hammadde girdisinin %93'ü 2021 verileri itibariyle ithalat yoluyla gerçekleştirildiği 2022 yılında ise hammadde girdilerinde düşüş olduğu görülmektedir [7]. Parça kalitesi üzerinde doğrudan etkisi olan birçok faktör bulunmaktadır. Bunlar arasında kalıp sıcaklıkları, döküm sıcaklıkları, enjeksiyon basıncı, dolun hızları, kalıp tasarımı (örneğin, yolluk ve hava cepleri gibi), ve vakum uygulaması önemli rol oynar [8-11]. Karmaşık yapılar sahip olan ürün imalatında bilhassa kalıp tasarımı iyi bir mühendislik becerisi ve bilgi gerektirmektedir [12-16]. Tüm bu hususlar dikkate alındığında döküm süreci simüle edilerek belirlenen tasarım ve parametreler ile dolun/katılma süreci ve süreleri ,son hava, mikro porozite, çekme boşlukları gibi döküm hatalarının tesbiti mümkün olmaktadır. Bu sayede döküm hatalarını henüz tasarım aşamasında görebilmek ve gerekli revizyonların tasarım aşamasındayken yapılması olanağı oluşmaktadır [17-19].



Şekil 2. Türkiye İşlenmemiş Alüminyum Tüketimi [7]

Şekil 3'de bulunan akış diyagramında, döküm simülasyon programlarının uygulama adımları görülmektedir.



Şekil 3. İş akış diyagramı [6]

Döküm simülasyon programı ile program içeriğinde bulunan tüm kalıplar için (kabuk kalıba döküm, kum kalıba döküm, alçak ve yüksek basınçlı döküm vb.) döküm simülasyonu gerçekleştirilebilmektedir.

Bahse konu döküm simülasyon programları ile gerçekleştirilen simülasyonlardan çeşitli veriler elde edilebilmektedir. Bu programların en faydalı ve doğru bir şekilde çalışabilmeleri için veri girişlerinin titizlikle gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Simülasyondan elde edilen verileri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz;

- Ergimiş metalin dolum esnasındaki hızı ve sıcaklığı,
- Muhtemel soğuk birleşme noktaları,
- Dolum süreleri,
- Muhtemel kalıp aşınma noktaları,
- Ergimiş metalin dolum ve katılma sırasındaki sıcaklık değişimleri,
- Katılma süreleri,
- Dolum sonucu oluşan hava sıkışma noktaları,
- Porozite miktarları,

- Muhtemel çekme boşluğu oluşabilecek noktalar.

Yapılan bu çalışma ile diğer simülasyon çalışmalarından farklı olarak, hali hazırda bulunan bir kalıbın hem optimum döküm parametrelerinin belirlenmesi ve yeni yolluk tasarımı ile mekanik özelliklerin nasıl arttırılabileceği simülasyon yöntemi kullanılarak araştırılmıştır.

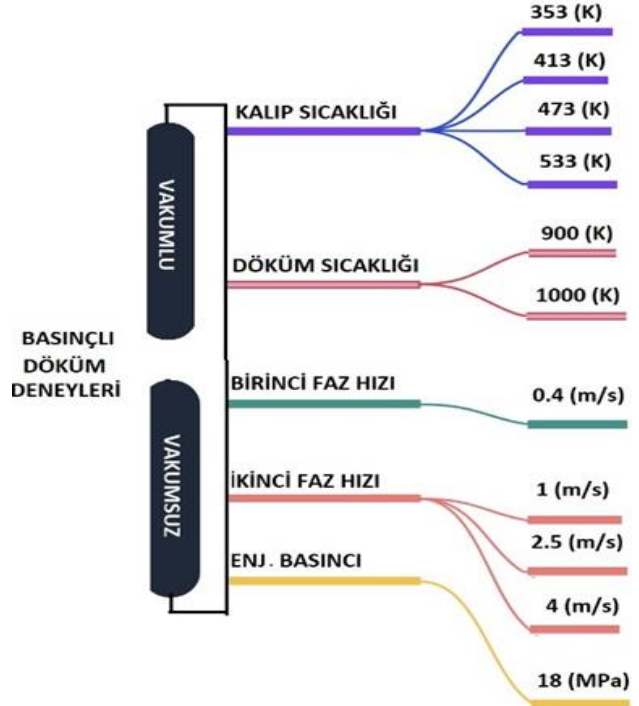
2. Materyal ve Metot

Flow-3D simülasyon programı ile dolum, katılma, son hava, soğuk birleşme, kalıp aşınması ve porozite gibi sonuçlar alınabilmektedir. Simülasyon işlemi gerçekleştirildikten ve bu sonuçlar elde edildikten sonra yorumlanması ve buna göre gerek duyulan yerlerde düzeltme yapılarak optimum döküm parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada ise farklı olarak altı farklı yolluk dizaynı yapılmış ve bunun sayesinde doğru yolluk dizaynının ne kadar önemli olduğunun gösterilmesi amaçlanmıştır.

2.1. Dolum Simülasyonu

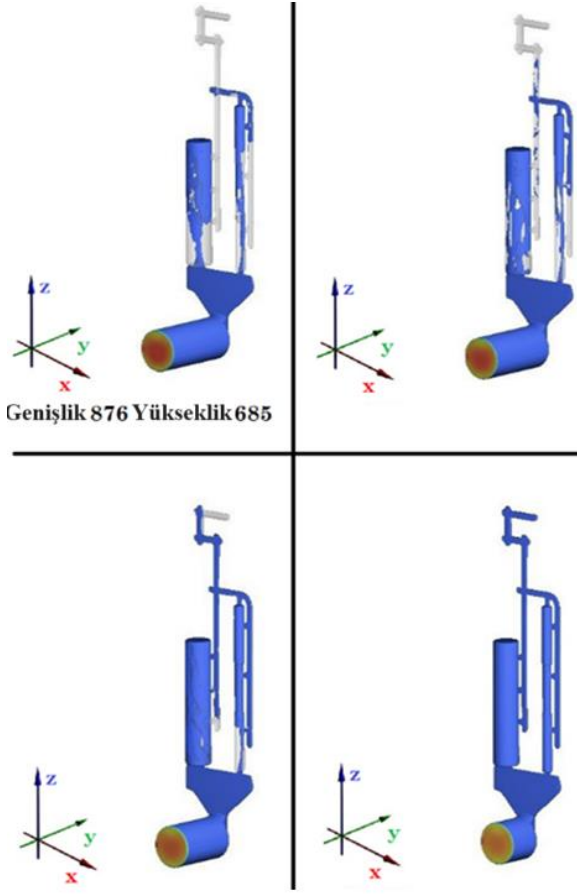
Flow-3D ile zamana bağlı olarak döküm simülasyonu yapılabilmektedir. Simülasyon sonuçları isteğe bağlı olarak veri, resim, video şeklinde alınabilmektedir.

Yapılan çalışmada Flow-3D programı ile halihazırda bulunan kalıp modeli referans alınarak Şekil 4.'de belirtilmiş olan döküm parametreleri kullanılarak toplamda 48 farklı dolum simülasyonu oluşturulmuştur.



Şekil 4. Simülasyon Parametreleri

Şekil 5'de ise halihazırda bulunan kalıp tasarımı üzerinden yapılan dolum simülasyonu sonuçları görülmektedir.



Şekil 5. Dolum Simülasyonu

Flow-3D programı ile yapılan dolum simülasyonlarında daha önce yapılan çalışmalarda dikkate alınarak ikinci fazın başlama noktasını dolum ağzı olarak belirlenmiştir.

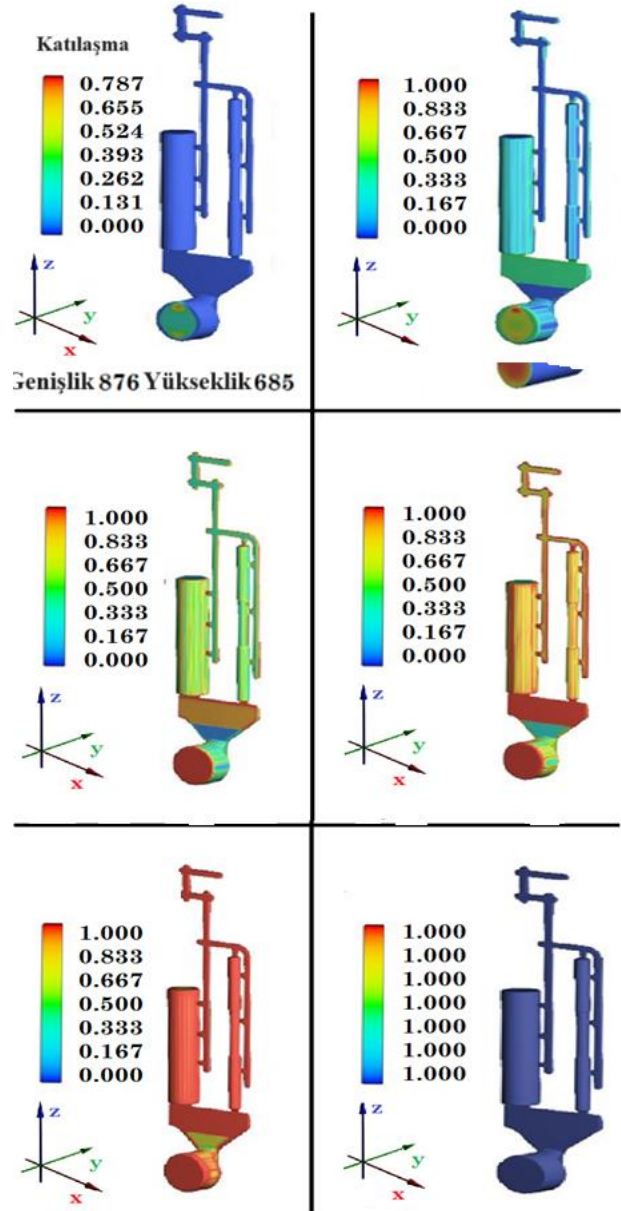
Flow-3D programı ile yapılan dolum simülasyonlarında daha önce yapılan çalışmalarda dikkate alınarak ikinci fazın başlama noktasını dolum ağzı olarak belirlenmiştir[20].

Simülasyon incelendiğinde sıvı metal dolum nozulundan en yüksek hız seviyesine ulaşarak önce kalıbın üst kısmına çarpmakta ve daha sonra türbülans oluşturarak kalıbın diğer kısımlarını doldurmaktadır.

Flow3D programından elde edilen bu sonuçlar literatürde incelendiğinde, Frommer tarafından 1932 yılında önerilen kalıp dolmu teorisi ile uyumlu olduğu görülmektedir. Bu teoriye göre, kalıp dolumu sırasında erimiş sıvı metal, dolum nozulundan en yüksek hız seviyesine ulaşarak önce kalıbın üst kısmına çarpar ve daha sonra türbülans ve girdaplar oluşturarak yukarıdan aşağıya doğru kalıbın diğer kısımlarını doldurur[21-22, 23].

2.2. Katılaşma Simülasyonu

Katılaşma simülasyonu, parçanın katılaşma süresini, ilk ve son katılan kısımlarını gösteren bir simülasyon sonucudur. Bu simülasyon sonucuna bakılarak, katılaşması gereğinden fazla uzun süren kısımlar belirlenerek bu kısımlara gerekli şekilde soğutucu uygulaması yapılabilir. Böylelikle döküm sürecinin toplam süresi kısaltılarak zamandan tasarruf edilmesinin yanı sıra, doğru bir katılaşma sağlanarak yüksek kaliteli parçalar üretilmesi sağlanabilir.

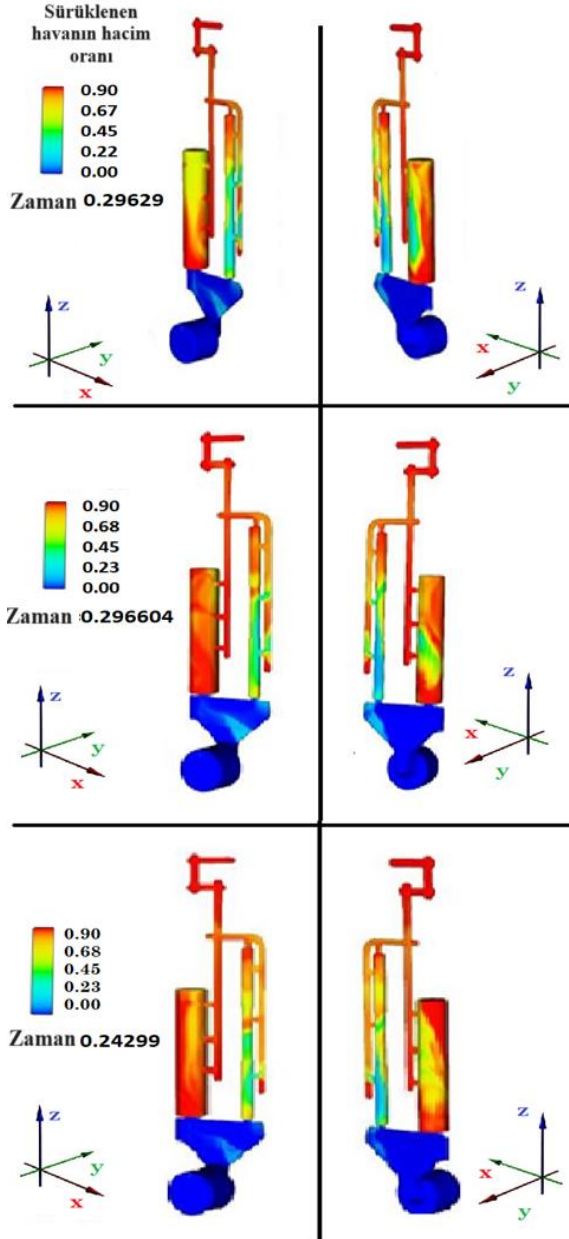


Şekil 6. Katılaşma Simülasyonu

Şekil 6'da birinci yolluk tasarımı için vakumsuz katılaşma simülasyonu sonuçları görülmektedir.

2.3. Son Hava Simülasyonu

Son hava simülasyonu, dolum anında kalıp boşluğunda bulunan havanın dolum sonucunda parçanın hangi bölgelerinde sıkışacağını gösteren simülasyondur. Böylelikle gerekli önlemler alınarak modele ek hava cepleri eklenebilir ve sıkışan hava sonucu oluşacak porozite ve hava boşluklarının önüne geçilmiş olunur. Şekil 7’de son hava simülasyonu sonuçları görülmektedir.



Şekil 7. Son Hava Simülasyonu

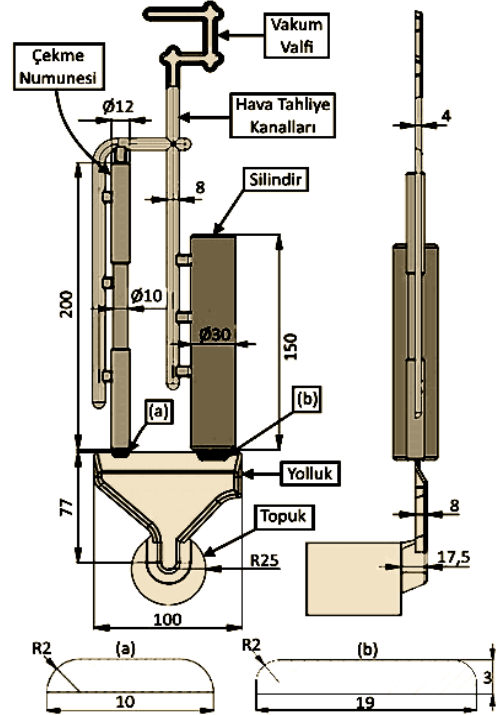
3. Bulgular

Yapılan simülasyon sonuçları bir bütün olarak incelendiğinde elde edilen sonuçlar Tablo 1 de

gösterildiği şekildedir. Basınç 18(MPa), kalıp sıcaklığı olarak 353,413,473 ve 533 (K), döküm sıcaklığı olarak 900 ve 1000(K) ve son olarak giriş parametrelerimizden olan ikinci faz hızları olarak 1, 2.5 ve 4 (m/s) seçilerek simülasyon işlemleri Model 1.1 için başlatılmıştır. Sonuç parametreleri olarak dolum süreleri, katılma süreleri, dolum ağızında oluşan max dolum hızı ve mikro-porozite sonuçları belirlenmiştir. Yapılan çalışma açısından en önemli parametrenin mikro-porozite sonuçları olduğu ve yolluk tasarımının bu sonuçlara olumlu şekilde etki edecek şekilde yapılması gerektiği bilinmelidir.

3.1. Farklı Yolluk Tasarımları

Hali hazırdaki Model 1 isimli kalıp yolluk tasarımı (Şekil 8.) ile A384 alüminyum malzemesi kullanılarak yapılan simülasyonlara alternatif olması açısından toplamda beş farklı yolluk tasarımı yapılarak sabit bir kalıp sıcaklığı, sabit bir döküm sıcaklığı, sabit bir basınç alınarak ikinci faz hızının da tek bir değerde olduğu simülasyon çalışması yapılarak sonuçlar incelenmiştir. Tablo 2’de Döküm Sıcaklığı 900 (K), Kalıp Sıcaklığı 413 (K), İkinci Faz Hızı 1 (m/s) seçilerek belirlenen simülasyon giriş parametreleri ile model numaraları verilen farklı yolluk tasarımları için yapılan sonuçlar verilmektedir.



Şekil 8. Model 1 Kalıp Yolluk Tasarımı

Tablo 1. Model 1 İçin Yapılan Simülasyon Parametre ve Sonuçları

Basınç (Mpa)		18								
Döküm Sıcaklığı (K)		900				1000				
Kalıp Sıcaklığı (K)		353	413	473	533	353	413	473	533	
Dolum Süreleri (s)										
İkinci Faz Hızı (m/s)	1	Vakumlu	0.294	0.294	0.295	0.294	0.295	0.295	0.295	0.295
		Vakumsuz	0.296	0.296	0.295	0.295	0.296	0.296	0.295	0.294
	2.5	Vakumlu	0.249	0.241	0.249	0.249	0.25	0.249	0.25	0.25
		Vakumsuz	0.244	0.243	0.243	0.243	0.252	0.243	0.242	0.242
	4	Vakumlu	0.238	0.229	0.238	0.238	0.238	0.238	0.238	0.238
		Vakumsuz	0.231	0.231	0.231	0.23	0.24	0.23	0.23	0.23
Katılma Süreleri (s)										
İkinci Faz Hızı (m/s)	1	Vakumlu	8.35	9.86	11.98	15.31	9.67	11.48	14	17.97
		Vakumsuz	4.39	5.27	6.4	7.94	8	9.83	12.26	15.93
	2.5	Vakumlu	8.28	9.78	11.88	15.22	9.61	11.38	13.97	17.9
		Vakumsuz	4.77	5.65	6.72	10.2	4.61	10.22	12.9	16.44
	4	Vakumlu	8.31	9.74	11.90	15.22	9.57	11.34	13.94	17.89
		Vakumsuz	4.89	5.76	8.12	11.79	8.63	10.38	12.91	16.58
Max Dolum Hızı (m/s)										
İkinci Faz Hızı (m/s)	1	Vakumlu	54.1	49.1	48.7	51.4	47.7	48	48.6	49.3
		Vakumsuz	61.9	50.9	46.5	53.1	55.9	47.8	48.7	63.3
	2.5	Vakumlu	129.1	124.9	127.8	126.9	127.2	123.6	133.2	125.2
		Vakumsuz	144.3	145.8	127.8	130.7	121.2	123.6	127.5	129.3
	4	Vakumlu	210.9	207	202.6	202.9	201.5	208.3	205	215.4
		Vakumsuz	251.7	244.4	248.3	208.3	232.1	216.4	208.2	214.2
Micro-Porozite (%)										
İkinci Faz Hızı (m/s)	1	Vakumlu	1.14	0.92	0.75	0.73	0.91	0.78	0.73	0.7
		Vakumsuz	1.26	1.15	0.96	0.81	0.78	0.76	0.76	0.71
	2.5	Vakumlu	1.29	0.9	0.81	0.7	0.84	0.75	0.77	0.74
		Vakumsuz	0.81	0.83	0.75	0.68	1.2	0.81	0.77	0.71
	4	Vakumlu	1.02	0.97	0.76	0.73	0.95	0.75	0.76	0.69
		Vakumsuz	1.15	1.08	0.71	0.89	0.96	0.85	0.79	0.7

Tablo 2. Farklı Yolluk Tasarımı Simülasyon Sonuçları

Basınç (Mpa)		18					
Döküm Sıcaklığı (K)		900					
Kalıp Sıcaklığı (K)		413					
Yolluk Tasarım Modelleri		1	2	3	4	5	6
Dolum Süreleri	Vakumlu	0.294	0.251	0.25	0.25	0.251	0.251
	Vakumsuz	0.296	0.252	0.251	0.251	0.252	0.25
Katılma Süreleri	Vakumlu	9.86	9.76	9.74	9.74	9.7	9.75
	Vakumsuz	5.27	9.75	9.77	9.73	9.77	9.7
Max Dolum Hızı	Vakumlu	49.1	30.6	36.6	39.3	31.3	41.6
	Vakumsuz	50.9	36.7	33.3	34.2	30.2	37.9
Micro-Porozite	Vakumlu	0.92	0.9	0.81	0.85	0.85	0.9
	Vakumsuz	1.15	0.84	0.93	0.87	0.9	0.89

Tablo 2’de Döküm Sıcaklığı 900 (K), Kalıp Sıcaklığı 413 (K), İkinci Faz Hızı 1 (m/s) seçilerek belirlenen simülasyon giriş parametreleri ile model numaraları verilen farklı yolluk tasarımları için yapılan sonuçlar verilmektedir.

Simülasyon sonuçları dolun ve katılma süreleri açısından kayda değer bir değişlik göstermemektedir. Literatür incelendiğinde; yapılan yolluk ve hava tahliye kanalları revizyon çalışmaları tüm tasarımlarımız için kabul edilebilir değerlerdedir. [4-5,15-16, 24]

Çalışmamız açısından en önemli faktörün mikro-porozite olması sebebiyle yapılan farklı yolluk sistemlerinin mikro-poroziteye etkisi incelemek maksadıyla katılma sonrası modellerin görselleri Flow 3D ‘den alınmıştır.

Literatürde farklı basınçlı döküm parametrelerinde gerçekleştirilen çalışmalarda enjeksiyon ve vakum uygulamasına bağlı olarak porozite oranları % 1-11 arasında olduğu tespit edilmiştir.[4-5, 25]

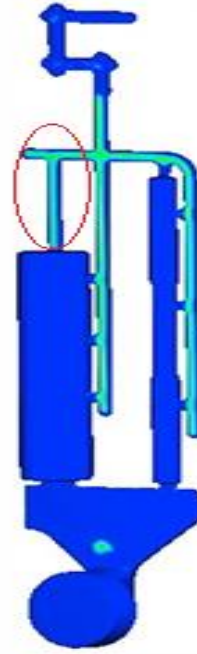
Yapılan çalışma ile farklı kalıp tasarımları ile üretimi yapılan malzemenin mekanik özelliklerine etkisi incelenmiş ve porozitenin % 1 ‘in altında değerler ile optimum parça imalatı için kalıp tasarımda yapılabilecek revizyonlar incelenmiştir.

4. Tartışma ve Sonuç

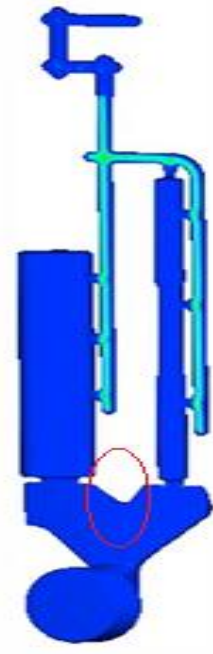
Yapılan simülasyon sonuçları incelendiğinde halihazırda bulunan kalıp yolluk tasarımının revize edilmesi gerekliliği görülmektedir. 48 adet farklı parametrelerde yapılan dolun simülasyon sonuçları incelendiğinde sağ ve sol olmak üzere iki kolda dolun yapılmakta olduğu ve bu iki koldaki dolun aynı oranda oluşmadığı ve bunun sonucu olarak hızlı dolun gerçekleşen taraftan diğer tarafa geri besleme oluştuğu, bununda sonuçları olumsuz yönde etkileyeceği bilinmektedir.

Halihazırda ki yolluk tasarımında ki sorunların çözümü üzerine yapılan yeni yolluk tasarımları, sabit bir parametre kullanılarak yapılan simülasyonlar ile karşılaştırılmıştır.

Simülasyon sonuçları incelendiğinde mikro-porozitenin vakumlu simülasyon sonucunda en düşük Model 3’te çıktığı vakumsuz simülasyon sonucunda ise Model 2’de en düşük değer gözükmetedir.

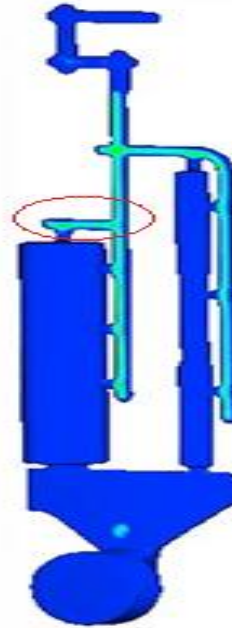


Şekil 9. Model 2

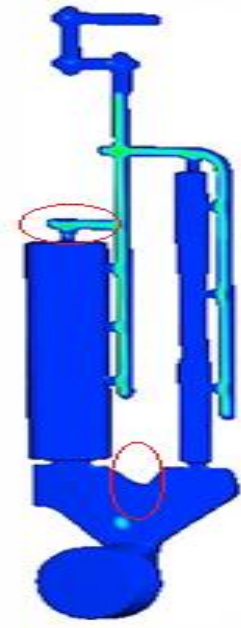


Şekil 10. Model 3

Vakumlu ve vakumsuz olarak tüm sonuçlara bakıldığında Model 2 ve Model 6’da mikro-porozite sonuçları vakumlu uygulamada düşük çıkması beklenirken vakumsuz simülasyon sonuçları düşük olarak ortaya çıkmıştır. Bu iki tasarımda ki ortak noktaya bakıldığında silindir parçası üzerinde eklemeye yapılan hava tahliye kanalları olduğu görülmektedir.



Şekil 11. Model 4

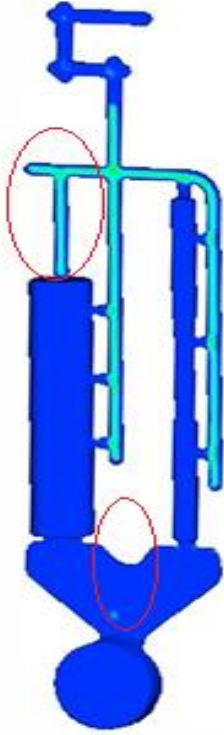


Şekil 12. Model 5

Model 4 ve Model 5 arasında kıyaslama yapıldığında vakumlu simülasyon sonucu aynı olmakla birlikte vakumsuz simülasyon sonucu olarak ise yolluk revizesi yapılan Model 5'de mikro-porozite yüksek çıktığı gözlenmiştir.

Micro-porozitesi en düşük model olan Model 3 incelendiğinde orjinal tasarımımız olan Model 1'den farklı olarak sadece yolluk revizesi bulunmaktadır.

Model 3 tasarımına ek olarak hava tahliye kanalları eklenen Model 5 ve Model 6'da vakumlu simülasyon sonuçları mikro-porozite sonuçlarını Model 1'e göre düşük mikro-porozite değerleri vermekle birlikte Model 3'e göre yüksek mikro-porozite değerleri gözükmemektedir.



Şekil 13. Model 6

Yapılan simülasyon sonuçları kalıp maliyeti, imalat süreci ve incelendiğinde; parça imalat sürecinin vakum uygulaması ile yapılması durumunda Şekil 10. 'da görülen Model 3 referans alınarak gerekli kalıp tasarımının yapılmasının uygun olacağı, imalat sürecinin vakum uygulaması olmadan yapılması durumunda ise Şekil 11. 'de görülen Model 4 referans alınarak gerekli kalıp tasarımının yapılmasının uygun olacağı değerlendirilmektedir.

Kaynaklar

[1] Arda İ., Kayıkcı, R. (2006). Döküm simülasyonu nedir? Ne değildir? Metal Dünyası, 154, 144-148.

- [2] Kim, E.S., Lee, K.H., Moon, Y.H., (2000) A feasibility study of the partial squeeze and vacuum die casting process. Journal of Materials Processing Technology. 105, 42-48.
- [3] Aksoylu, B., Ensari, M.C. (2005). Basınçlı (Enjeksiyon) dökümde vakum uygulaması. Metal Dünyası, 148, 143-147.
- [4] Jin, C.K., Kang, C.G. (2011). Fabrication process analysis and experimental verification for aluminum bipolar plates in fuel cells by vacuum die-casting. Journal of Power Source, 196, 8241-8249.
- [5] Jin, C.K., Kang, C.G. (2012). Fabrication by vacuum die casting and simulation of aluminum bipolar plates with micro-channels on both sides for proton exchange membrane (PEM) fuel cells. International Journal of Hydrogen Energy. 32, 1661-1676.
- [6] Marques, M.J. (2006). CAE Techniques for casting optimization. Instituto de Engenharia Mecanica e Gestao Industrial.
- [7] Anonim, 2023. TALSAD Dünyada ve Türkiyede Alüminyum Sektör Raporu 2022 -Özet DİE yayını, 15s., Ankara.
- [8] Imwinkelried, T., Homberger, H. (2001). Mould fill simulation to improve the quality of a component. Magnesium Industry, 39-43.
- [9] Çolak, M., Kayıkcı, R. (2005). Döküm simülasyon programları üzerine bir değerlendirme. Metal Dünyası, 189, 2-4.
- [10] Arda, İ., Kayıkcı, R. (2006). Döküm simülasyonu nedir? Ne değildir? Metal Dünyası, 154, 144-148.
- [11] Savaş, Ö., Kayıkcı, R., Cüceloğlu, E. (2005). Alüminyum-Silisyum alaşımlarının dökümünde mikro porozite probleminin incelenmesi. Metal Dünyası, 144, 119-123.
- [12] Boydak, Ö., (2007). An Experimental and a numerical investigation of a high pressure die casting aluminium alloy. Boğaziçi Ü., Graduate program in mechanical engineering, Degree of Master, 121 s., İstanbul.
- [13] Gözen A., (2007). Basınçlı döküm kalıplarında yolluk sistemlerinin tasarımı ve simülasyonunun incelenmesi. Yıldız teknik Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, makine müh. Anabilim dalı, 107 s., İstanbul.
- [14] Uludağ, A., (2007) Basınçlı döküm yönteminde kalıp sistem tasarımı ve simülasyon analizi, Yıldız teknik Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, makine müh. Anabilim dalı, 91 s., İstanbul.
- [15] Seo, P.K., Kim, D.U., Kang, C.G., 2007a. The effect of the gate shape on the micro structural characteristic of the grain size of Al-Si alloy in the semi-solid die casting process. Materials Science and Engineering, A445-446, 20-30.
- [16] Seo, P.K., Kim, H.C., Kang, C.G., 2007b. Numerical integration design process to development of suspension parts by semi-solid die casting process.

- Journal of Materials Processing Technology, 183, 18-32.
- [17] Yan, H., Zhuang, W., Hu, Y., Zhang, Q., Jin, H. (2007). Numerical simulation of AZ91D alloy automobile plug in pressure die casting process. Journal of Materials Processing Technology, 187-188, 349-353.
- [18] Flender, E., Hartmann, G. (2008). Modeling and simulation in high pressure die casting. Metalworld, 10-17.
- [19] Yüksel, S., Göloğlu C. (2009). Metal enjeksiyon kalıplamada yolluk tasarımı sistematığı. 5. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük Üniversitesi, Karabük.
- [20] Koru, M. & Serçe, O. (2015). Yüksek Basınçlı Döküm Prosesinde Enjeksiyon Parametrelerine Bağlı Olarak Döküm Simülasyon . Cumhuriyet Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi , 36 (5) , 10-23 . DOI: 10.17776/csj.51962
- [21] Çiğdemoğlu, M., 1972. Basınçlı Döküm Cilt 1. Makine Mühendisleri Odası Yayınları No:77, 142s İstanbul.
- [22] Doehler, H.H. (1974). Basınçlı Döküm. Çeviren, Bayvas, M.Ş., Mesleki ve Teknik Öğretim Kitapları, Etüd Ve Programlama Dairesi Yayınları No:80, Erkek Teknik Yüksek Öğretmen Okulu Matbaası, 514s, Ankara.
- [23] Vinarçık, J.E. (2003). High Integrity Die Casting Processes. John Wiley&Sons, 223p, New York.
- [24] Papia, J.P. (1994). Contact heat transfer coefficient in aluminum alloy die casting: an experimental and numerical investigation. Ph.D. Thesis, The Ohio State University, 285p.
- [25] Huang, Y. J., Hu, B. H., Pinwill, I., Zhou, W., Taplin, D.M.R., 2000. Effect of process settings on the porosity levels of AM60B magnesium die castings. Materials and Manufacturing Process, Vol. 15, No:1, pp 97-105.



Orijinal Makale/Research Article

Güç sistemlerinde otomatik gerilim regülatörü-sekonder gerilim kontrolü ile küçük sinyal kararlılığının incelenmesi

Mehmet Kenan Döşoğlu¹, Enes Kaymaz²

^{1,2}Düzce Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Düzce, Türkiye

Anahtar Kelimeler

Güç sistemleri
Otomatik gerilim regülatörü
Sekonder gerilim kontrolü
PSAT

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 14.02.2024
Kabul Tarihi: 11.07.2024

Öz: Güç sistemlerinde geçici kararlılık esnasında sistemde oluşan bozunumların kısa sürede düzeltilmesi önemli bir konudur. Bunun için hem generatör hem de baraların koordineli bir şekilde kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolü kullanılarak çok makineli bir güç sisteminde küçük sinyal kararlılığı analizi incelenmiştir. Generatörün denetlenmesinde otomatik gerilim regülatörü kullanılırken, arızaya bağlı olarak belirlenen pilot baranın denetiminde sekonder gerilim kontrolü kullanılmaktadır. Sistemin açışal hız değişiminin yanı sıra küçük sinyal kararlılığı için de çeşitli sonuçlar irdelenmiştir. Karşılaştırmalar, otomatik gerilim regülatörü-sekonder gerilim kontrolünün kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlara göre yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre otomatik gerilim regülatörü-sekonder gerilim kontrolünün koordineli bir şekilde kullanılması ile sistemin daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Atıf için/To Cite:

Döşoğlu M. K. Kaymaz E. Güç sistemlerinde otomatik gerilim regülatörü-sekonder gerilim kontrolü ile küçük sinyal kararlılığının incelenmesi. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 16(1), 20-26, 2024.

Investigation of small signal stability with automatic voltage regulation-secondary voltage control in power systems

Keywords

Power systems
Secondary voltage control
Automatic voltage regulator
PSAT

Article history:

Received: 14.02.2024
Accepted: 11.07.2024

Abstract: It is an important issue to correct the disturbances that occur in the system during transient stability in power systems in a short time. For this, both the generator and the buses must be controlled in a coordinated manner. In this study, small signal stability analysis in a multi-machine power system was examined using automatic voltage regulator and secondary voltage control. While automatic voltage regulator is used to control the generator, secondary voltage control is used to control the pilot bus determined depending on the fault. Various results have been examined for the small signal stability as well as the angular speed change of the system. Comparisons are made according to the situations in which automatic voltage regulator-secondary voltage control is used and not used. According to the results obtained, it has been determined that the system gives better results by using the automatic voltage regulator-secondary voltage control in a coordinated manner.

1. Giriş

Çok makineli güç sistemlerinde oluşabilecek geçici kararlılık durumlarında sistemde kullanılan parametrelerde kararsızlık ve salınımların artması gibi problemler ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, sistem kararlılığının sağlanması amacıyla çeşitli denetleyici modelleri tercih edilmektedir. Bu denetleyici modellerinden bir tanesi de otomatik gerilim

regülatörüdür. Otomatik gerilim regülatörünün güç sistemlerinde kullanımı ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma yer almaktadır. Güç sistemlerinin geçici kararlılık çalışmalarında gerçekleştirilen sistem denetiminde, güç sistemi kararlı kılıcısı ile birlikte otomatik gerilim regülatörü kullanılmaktadır. Sonsuz makineli ve çok makineli güç sistemlerinde kullanılan otomatik gerilim regülatörü, sistem kararlılığını sağlamanın yanı sıra geçici durum esnasında sistemi

* İlgili yazar/Corresponding author: kenandosoglu@duzce.edu.tr

kompanze etmektedir [1,2]. Otomatik gerilim regülatörünün senkron generatörlerde diğer bir önemli kullanımı ise küçük sinyal kararlılığı analizidir. Senkron generatörde otomatik gerilim regülatörü kullanımının baskın makine, katılım faktörü, salınım durumları ve özdeğer analizlerinde kararlılık açısından etkili sonuçlar verdiği ilgili çalışmalarda görülmektedir [3,4]. Bazı durumlarda senkron generatörde güç sistemi kararlı kılıcı ve türbin yöneticisi modellerinin kullanımı yetersiz kalabilmektedir. Özellikle de geçici kararlılık durumlarında, güç elektroniği tabanlı kompanzasyon sistemleri ile birlikte senkron generatörü desteklemek için otomatik gerilim regülatörü tercih edilmektedir [5,6].

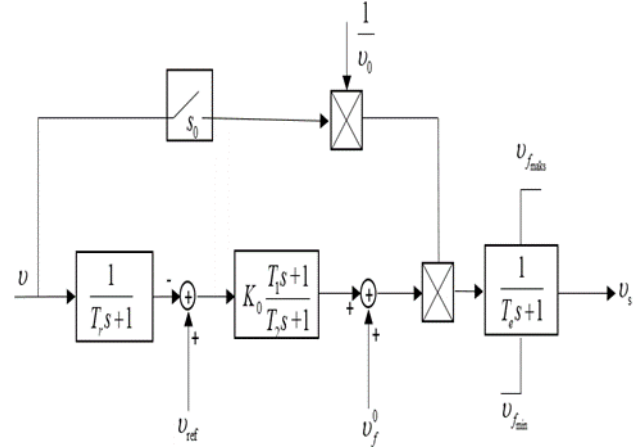
Bu çalışmada kullanılan sekonder gerilim kontrolü ise otomatik gerilim regülatörüne bağlı olarak referans olarak belirlenen pilot baranın kontrolünü gerçekleştirmektedir. Güç sistemlerinde sekonder gerilim kontrolü ile ilgili çok sayıda çalışma yer almaktadır. Güç sistemlerinin karmaşık yapısı nedeniyle, pilot baranın arıza durumlarına göre belirlenmesi için sekonder gerilim kontrolü kullanılmaktadır. Pilot baraya bağlı olarak optimum parametrelerin belirlenmesinde sekonder gerilim kontrolü etkili olmaktadır [7,8]. Otomatik gerilim regülatörünün kontrolünde kullanılan sekonder gerilim kontrolü ile gerilim ve reaktif güç kontrolü için güç sistemi kararlı kılıcı modelleri tercih edilmektedir. Böylece, istenilen düzeyde gerilim ve reaktif güç kontrolü sağlanmaktadır [9,10]. Güç sistemlerinde ani yük değişimlerine karşı gerilim profilini düzenlemek için uygun reaktif güce ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için çok makineli güç sistemlerinde sekonder gerilim kontrolü ile birlikte senkron fazör ölçüm yöntemleri de kullanılmaktadır [11,12].

Sekonder gerilim kontrolünün geçici kararlılık durumları için kullanımının uygun olduğu yöntemlerden bir tanesi de küçük sinyal kararlılığı analizidir. Yapılan bu çalışmada, otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolü kullanılarak 3 makineli 9 baralı güç sisteminde küçük sinyal kararlılığının incelenmesi amaçlanmıştır. Çok makineli güç sisteminde otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılması ile birçok parametre küçük sinyal kararlılığı açısından detaylı olarak incelenmiştir. Her iki modelin de etkili sonuçlar verdiği görülmüştür.

Bu çalışmada, Bölüm 2'de otomatik gerilim regülatörü ele alınırken, Bölüm 3'te sekonder gerilim kontrolü ve Bölüm 4'te küçük sinyal kararlılığı detaylı olarak açıklanmıştır. Bölüm 5'te benzetim çalışmasına yer verilirken, Bölüm 6'da benzetim çalışması sonuçları gösterilmiştir. Son bölümde ise sonuç kısmı irdelenmiştir.

2. Otomatik Gerilim Regülatörü

Otomatik gerilim regülatörünün çok makineli güç sistemlerinde kullanılmasının en önemli nedeni, senkron generatörü istenilen gerilim değerinde tutabilmektir. Bir geri beslemeli kontrol sistemi, sürekli olarak çıkışını güncelleyerek istenilen gerilim değeri ile karşılaştırma yapmaktadır. Karşılaştırmalarda farklılıklar var ise bir hata sinyali göndererek gerilimi değiştirmektedir. Senkron generatörlerde, 3 farklı tip otomatik gerilim regülatörü kullanılmaktadır. Bu çalışmanın analiz kısmında öncelikli olarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu yüzden, bu çalışma için otomatik gerilim regülatörü 3 modelinin belirlenmiştir. Otomatik gerilim regülatörü 3 modelinin kontrol yapısı Şekil 1'de gösterilmiştir [13].



Şekil 1. Otomatik gerilim regülatörü 3 modelinin kontrol yapısı.

Otomatik Gerilim Regülatörü 3 modelinin diğer modellere göre daha kapsamlı bir kontrol yapısı bulunmaktadır. Bu çalışmada kullanılan otomatik gerilim regülatörünün ana amacı bağlı olduğu senkron generatörü belirli bir sabit gerilimde tutmaktır. Otomatik gerilim regülatörünün içerisinde kullanılan bloklar ve transfor fonksiyonları sayesinde çıkış sürekli olarak değişir. Buna bağlı olarak ölçülen gerilim ile referans gerilimin karşılaştırması yapılır.

3. Sekonder Gerilim Kontrolü

Senkron generatörlerde denetleyici olarak kullanılan sekonder gerilim kontrolü merkezi alan ve küme kontrolünden oluşmaktadır. Bunun yanı sıra çok makineli güç sisteminde belirlenen barada pilot bara uygulaması da bulunmaktadır. Hem senkron generatör hem de pilot bara kontrolü eş zamanlı olarak gerçekleştirilmektedir. Bu kontrolde otomatik gerilim regülatörü kullanılmaktadır. Pilot baradan alınan bilgiler ise sekonder gerilim kontrolünü oluşturan merkezi alan ve küme kontrolünden geçmektedir. Geçici kararlılık esnasında, sistem kararlılığının

sağlanması amacıyla senkron generatör sekonder gerilim kontrolü vasıtasıyla uygun sinyaller gönderilmektedir. Merkezi alan ve küme kontrolünde sınırlandırıcı blokları tercih edilmektedir. Bunun yanı sıra bu modellemede Oransal Integral (PI) kullanılmaktadır [14].

4. Küçük Sinyal Kararlılığı

Küçük sinyal kararlılığı analizi, çok makineli güç sistemlerinde elektromekanik salınımların çalışma modları açısından çok önemlidir. Generatörlerin bireysel olarak çalışması ve diğer gruplar halinde çalışmasında salınım durumları kontrol edilmektedir. Küçük sinyal kararlılığını sağlamak için çalışma modlarının en uygun şekilde seçilmesi gerekmektedir. Senkron generatörlerde kullanılan denetleyicilerin sönümlenme işlemleri çalışma modlarına bağlı olarak gerçekleşmektedir. Bunun değerlendirilmesinde özdeğerler kullanılmaktadır. Sönümlenme ifadesinin hesaplanmasında kullanılan özdeğer (λ) ifadesi Denklem 1'de gösterilmiştir.

$$\lambda = \sigma \pm j\omega \quad (1)$$

Özdeğerler iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım, gerçek kısım (σ) sönümlenme durumunu gösterirken; ikinci kısım sanal kısım ($j\omega$) sönümlenme durumunu göstermektedir. Bunun yanı sıra, özdeğer hesaplamasında salınım frekansı ve sönümlenme oranları da dikkate alınmaktadır. Salınım frekansı (ϕ) ve sönümlenme oranı (ζ) ifadeleri, Denklem 2 ve Denklem 3'te gösterilmiştir.

$$\phi = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{-\sigma}{\sqrt{\sigma^2 + \omega^2}} \quad (3)$$

Özdeğer hesaplamasında kullanılan bir diğer önemli ifade katılım faktörüdür. Sistemin frekansa göre çalışma modlarının belirlenmesinde katılım faktörü kullanılmaktadır. Özellikle de yerel alan ve bölgeler arası çalışma modlarında sistemde kullanılan özvektörlerin ne kadarlık kısımda katkı yaptığını göstermektedir [15,16].

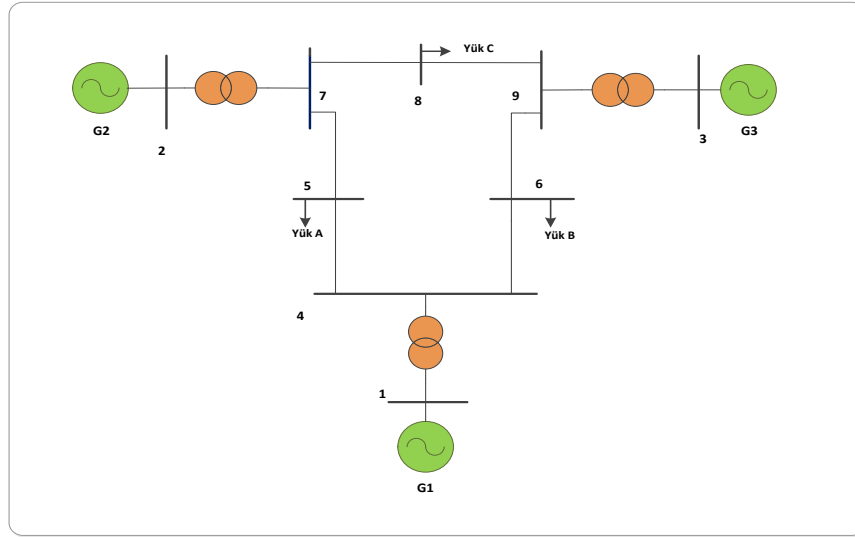
5. Benzetim Çalışması

Bu çalışmada analizi yapılan 3 makineli 9 baralı sistem Şekil 2'de gösterilmiştir [17]. Bu test sisteminde 1 numaralı bara salınım barası, 2 ve 3 numaralı baralar generatör barası olarak kullanılırken, 4, 5, 6, 7, 8 ve 9 numaralı baralar yük barası olarak kullanılmıştır. Sistemde otomatik gerilim regülatörü generatörlere

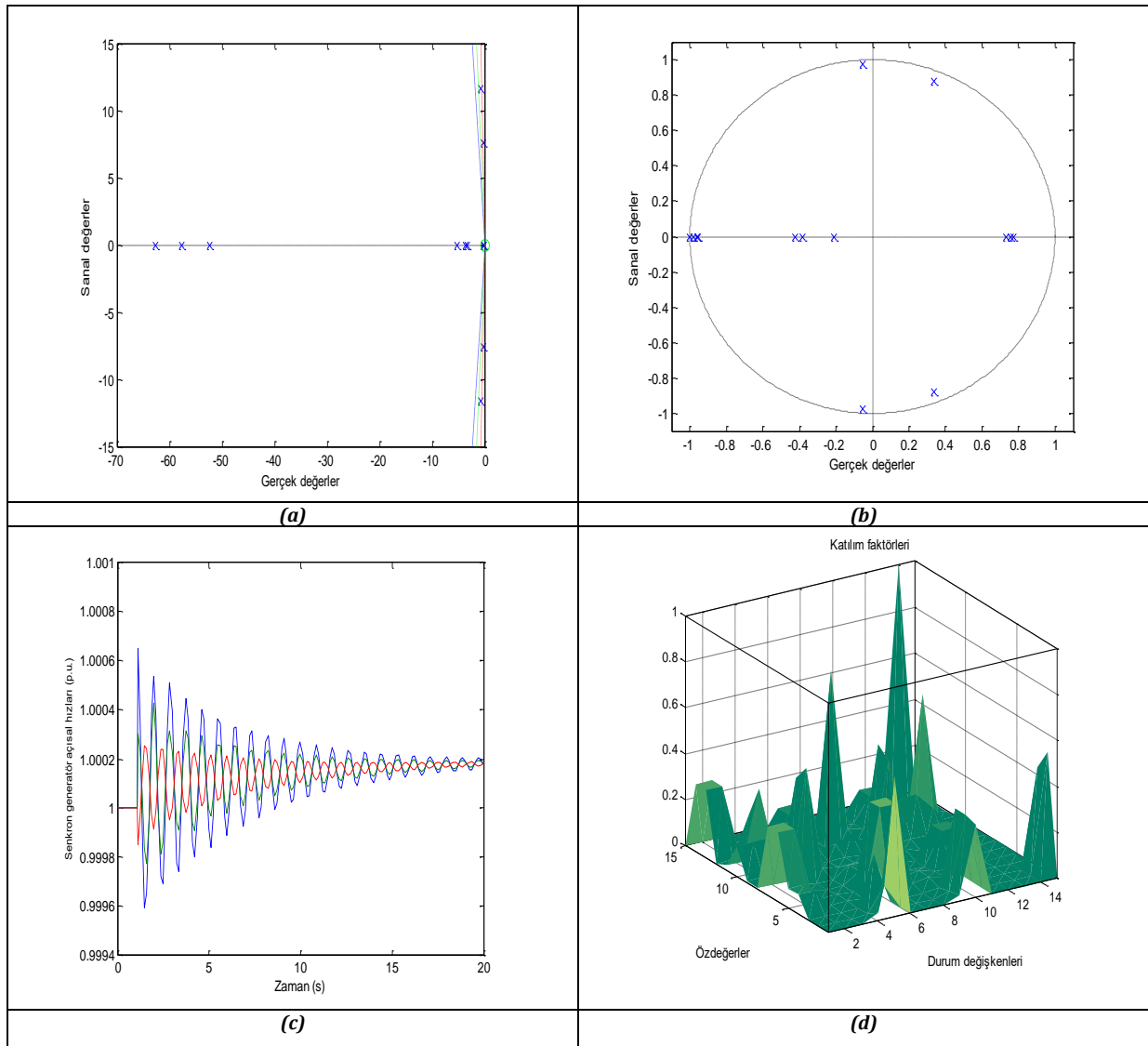
bağlanırken, sekonder gerilim kontrolü 2 ve 3 numaralı generatör baralarında gerçekleştirilmiştir. Sekonder gerilim kontrolünde kullanılan pilot bara için 6 numaralı bara seçilmiştir. Sistemde 2 ile 7 numaralı baralar arasında ve 3 ile 9 numaralı baralar arasında transformatörler kullanılmıştır. Bu çalışmada 5 ile 7 numaralı baralar arasında kullanılan kesicinin belli bir süre devre dışı kalıp tekrar devreye girmesi ile geçici durum oluşturulmuştur. Geçici durum süresi 1 ile 1.1 saniyeler arasındadır. Bu çalışmada sadece farklı otomatik gerilim regülatörü modelin kullanılması ile analiz öncesinde denemeler yapılmıştır. Bu denemeler sonucunda en iyi sonuç veren otomatik gerilim regülatörü 3 modeli tercih edilmiştir. Benzetim çalışmasında 2 farklı durum analiz edilmiştir. Birinci durumda güç sisteminde otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durum için karşılaştırmalar yapılırken, ikinci durumda otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanıldığı duruma ait karşılaştırmalar detaylı olarak incelenmiştir.

6. Benzetim Çalışması Sonuçları

PSAT programı kullanılarak yapılan analizlerde benzetim çalışmasında öncelikli olarak yük akışı analizi yapılarak bara gerilim profile en düşük olan bara belirlenmiştir. Bu bara pilot bara olarak isimlendirilmiştir. Daha sonra zaman alanı ile geçici kararlılık analizi incelenmiştir. Bu analizden sonra özdeğer analizi sonuçları elde edilmiştir. Bu analizler tablolar ile gösterilmiştir. 3 makineli 9 baralı güç sisteminde otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durum analizleri ilk aşamada incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 3 makineli 9 baralı system



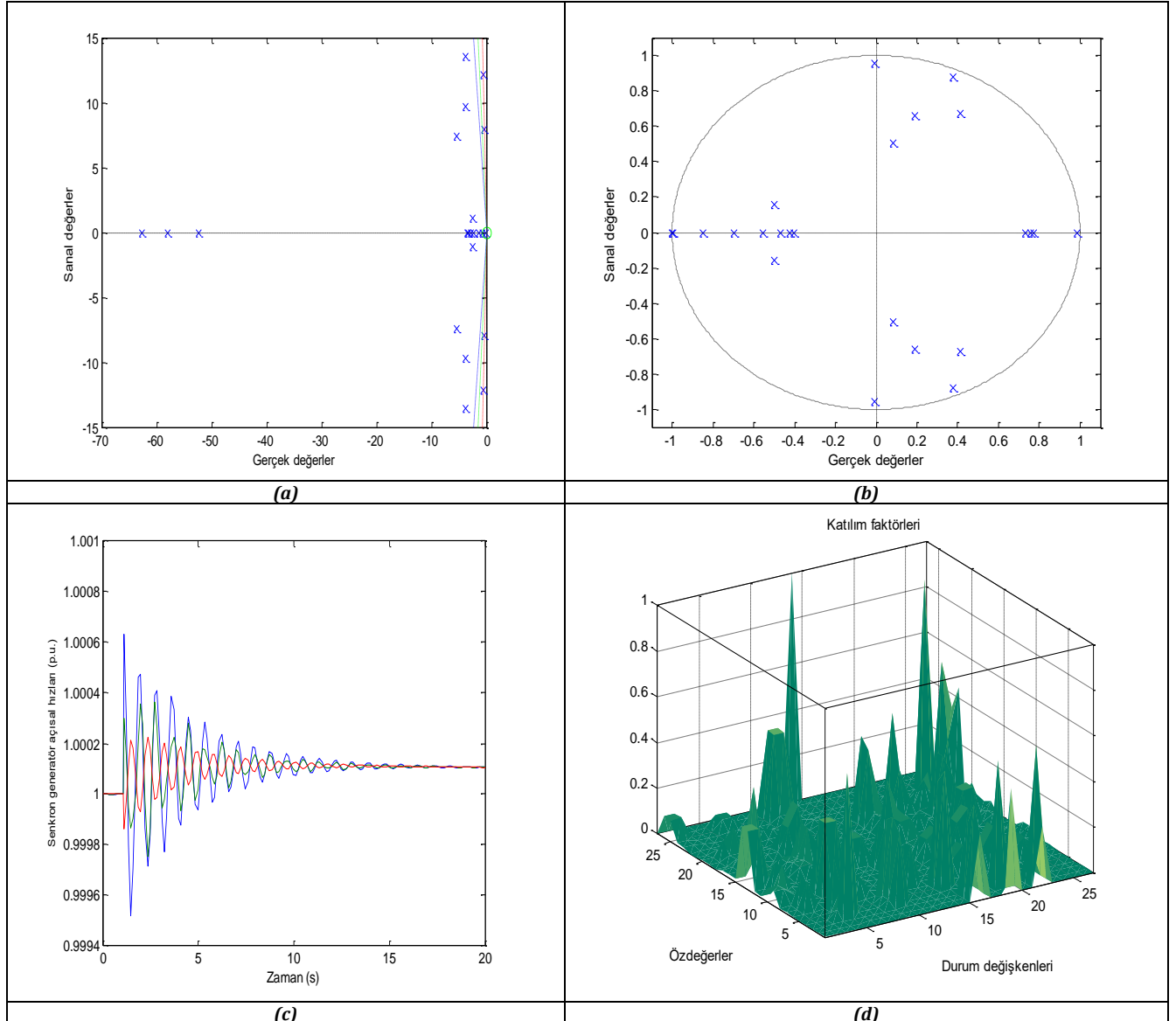
Şekil 3. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolü kullanılmadığı durumda elde edilen sonuçlar.

Elde edilen sonuçlarda, 3.a gerçek değer ve sanal değerlerde sistem parametrelerinin kararlı olduğu bölgeyi gösterirken; 3.b tüm parametrelerin gerçek değer ve sanal değerlerde kararlı ve kararsız olduğu durumları göstermektedir. Şekil 2.c otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda senkron generatörlerin açısal hız değerlerini sunmaktadır. Şekil 2.d ise özdeğerler, durum değişkenleri ve katılım faktörleri arasındaki ilişkiyi göstermektedir. 15 durum değişkeninden 11 tanesinin gerçek ekseninde, 2 tanesinin sıfır ekseninde ve 2 tanesinin de sanal ekseninde olduğu görülmektedir. Senkron generatörün açısal hız değişimlerinde ise sistemin geç sürede kararlı hale geldiği görülmektedir. Senkron generator açısal hız değişimlerinin otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda yaklaşık olarak 21.5 saniyede

kararlı hale geldiği görülmektedir. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda elde edilen küçük sinyal kararlılığı sonuçları Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo1. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda bulunan küçük sinyal kararlılığı sonuçları

Özdeğerler (λ)	Sönüm Yüzdesi	Frekans	Baskın değerler	Çalışma modları
-0.77171 ± 11.6309	6.62	1.8552	SG delta 2, SG omega 2	Yerel alan
-0.207491 ± 7.5749	2.74	1.206	SG delta 1, SG omega 1	Yerel alan



Şekil 4. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolü kullanıldığı durumda elde edilen sonuçlar

Tablo 1'e göre otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda baskın makineler senkron generatör 1 ve 2'nin açılı ve açılma hız değerleri olmaktadır. Çalışma modu ise her iki özdeğerde yerel alan olmaktadır. Senkron generatörlerde otomatik gerilim regülatörü kullanılmıştır. Sekonder gerilim kontrolünde pilot bara 6 numaralı bara olurken, merkezi alan kontrolü ve küme kontrolü 2 ile 3 numaralı senkron generatöre uygulanmıştır. Bu durumda elde edilen sonuçlar Şekil 4'te detaylı olarak gösterilmiştir. Şekil 4.a ve Şekil 4. b'de parametrelerin sayısının arttığı görülmektedir. Buna benzer olarak, Şekil 4.d'de özdeğer sayısı ve durum değişkeni sayısının arttığı görülmektedir. Toplamda 27 adet olan değişkenlerden 25 tanesinin sanal eksende olduğu görülmektedir. 2 tane değer gerçek eksende olduğu ve 0 değişkenin sıfır ekseninde olduğu görülmektedir. Senkron generatör açılma hız değişimlerinde de sistemin kısa süre içerisinde kararlı hale geldiği görülmektedir. Senkron generator açılma hız değişimlerinin otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumda yaklaşık olarak 19 saniyede kararlı hale geldiği görülmektedir. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanıldığı durumda bulunan küçük sinyal kararlılığı sonuçları Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo2. Otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanıldığı durumda bulunan küçük sinyal kararlılığı sonuçları

Özdeğerler (λ)	Sönüm Yüzdesi	Frekans	Baskın değerler	Çalışma modları
-0.54903 ±12.1381	4.52	1.9318	SG delta 2, SG omega 2	Yerel alan
-0.3698 ±7.9084	4.67	1.26	SG delta 1, SG omega 1	Yerel alan

Tablo 2'de otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanıldığı durumda baskın makinelerin otomatik gerilim regülatörü ve sekonder gerilim kontrolünün kullanılmadığı durumdakine benzer şekilde, senkron generatör 1 ve 2'nin açılı ve açılma hız değerleri olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra, çalışma modu ise her iki özdeğer sonucuna göre yerel alan olmaktadır.

7. Sonuçlar

Çok makineli güç sistemlerinde kararsızlık durumlarını ortadan kaldırmak için yaygın olarak kullanılan denetleyicilerden bir tanesi otomatik gerilim regülatörüdür. Otomatik gerilim regülatörünün geçici

kararlılık esnasındaki etkisini arttırmak için bu çalışmada ek olarak sekonder gerilim kontrolü de tercih edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, küçük sinyal kararlılığında otomatik gerilim kontrolü ve sekonder gerilim kontrolünün birlikte kullanılması ile sistemin özdeğerler açısından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Dahası senkron generatör açılma hız değişiminde de görüldüğü gibi otomatik gerilim kontrolü ve sekonder gerilim kontrolünün beraber kullanılması ile sistemin kısa zaman içerisinde kararlı hale geldiği görülürken, sistemde oluşan salınımların da kısa süre içerisinde sönümlendiği tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışma ile, senkron generatörlerde kullanılan diğer denetleyici modelleri ile farklı test sisteminde sekonder gerilim kontrolünün birlikte kullanılması ile çeşitli analizlerin yapılabileceği ortaya çıkarılmıştır.

Kaynaklar

- [1] Kumar, A. (2020). Nonlinear AVR for power system stabilisers robust phase compensation design. *IET Generation, Transmission & Distribution*, 14(21), 4927-4935.
- [2] Dudgeon, G. J., Leithead, W. E., Dysko, A., o'Reilly, J., & McDonald, J. R. (2007). The effective role of AVR and PSS in power systems: Frequency response analysis. *IEEE Transactions on Power Systems*, 22(4), 1986-1994.
- [3] Rommes, J., Martins, N., & Freitas, F. D. (2009). Computing rightmost eigenvalues for small-signal stability assessment of large-scale power systems. *IEEE transactions on power systems*, 25(2), 929-938.
- [4] Salim, R. H., & Ramos, R. A. (2012). A model-based approach for small-signal stability assessment of unbalanced power systems. *IEEE transactions on power systems*, 27(4), 2006-2014.
- [5] Keskes, S., Bouchiba, N., Sallem, S., Chrifi-Alaoui, L., & Kammoun, M. B. A. (2017, May). Transient stability enhancement and voltage regulation in SMIB power system using SVC with PI controller. In *2017 6th International Conference on Systems and Control (ICSC)* (pp. 115-120). IEEE.
- [6] Morsali, J., Kazemzadeh, R., Azizian, M. R., & Morsali, H. (2012, May). Novel coordination of dual-channel PSS, AVR and TCSC damping controller to enhance power system overall stability. In *20th Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE2012)* (pp. 552-557). IEEE.
- [7] Abdalla, O. H., Ghany, A. A., & Fayek, H. H. (2016, December). Coordinated PID secondary voltage control of a power system based on genetic algorithm. In *2016 Eighteenth International Middle East Power Systems Conference (MEPCON)* (pp. 214-219). IEEE.

- [8] Florez, J., Tapia, A., Criado, R., & Griajalba, J. M. (1994). Secondary voltage control based on a robust multivariable PI controller. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 16(3), 167-173.
- [9] Tapia, R., Aguilar, O., Minor, H., & Santiago, C. (2012). Power system stabilizer and secondary voltage regulator tuning for multi-machine power systems. *Electric Power Components and Systems*, 40(16), 1751-1767.
- [10] Döşoğlu M. K., & Kaymaz E. (2023). Güç sistemlerinde farklı güç sistemi kararlı kılıcısı modellerin sekonder gerilim kontrolü üzerindeki etkileri. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 15(2), 49-58.
- [11] Su, H. Y., & Liu, C. W. (2013). An adaptive PMU-based secondary voltage control scheme. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 4(3), 1514-1522.
- [12] Mohammadi-Ivatloo, B., & Hosseini, S. H. (2008, May). Optimal PMU placement for power system observability considering secondary voltage control. In *2008 Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering* (pp. 000365-000368). IEEE.
- [13] S. Essallah, A. Buallegue, ve A. Khedher, "Integration of Automatic Voltage Regulator and Power System Stabilizer: Small-Signal Stability in DFIG-Based Wind Farms," *J. Mod. Power Syst. Clean Energy*, c. 7, sayı 5, ss. 1115-1128, 2019.
- [14] Pillai, A. G., Thomas, P. C., Sreeranjini, K., Baby, S., Joseph, T., & Sreedharan, S. (2013, June). Transient stability analysis of wind integrated power systems with storage using central area controller. In *2013 Annual International Conference on Emerging Research Areas and 2013 International Conference on Microelectronics, Communications and Renewable Energy* (pp. 1-5). IEEE.
- [15] Kundur P (1994) Power system stability and control. McGraw Hill, New York.
- [16] Essallah S., Buallegue A., Khedher A., "Integration of Automatic Voltage Regulator and Power System Stabilizer: Small-Signal Stability in DFIG-Based Wind Farms," *J. Mod. Power Syst. Clean Energy*, c. 7, sayı 5, ss. 1115-1128, 2019.
- [17] Milano, F. (2005). An open source power system analysis toolbox. *IEEE Transactions on Power systems*, 20(3), 1199-1206.

Orijinal Makale/Research Article

Alt soğutma çevrimli bir ısı pompasının termodinamik analizi

Arif Emre Özgür¹, Yaşar Koçaslan²

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makina Müh. Bölümü, 32260, Isparta, Türkiye

²Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Ens., Makina Müh. Anabilim Dalı, 32260, Isparta, Türkiye

Anahtar Kelimeler

R32
Alt soğutma
Isı pompası
Enerji analizi
Alternatif

Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 17.04.2024
Kabul Tarihi: 04.12.2024

Öz: Bu çalışmada, R32 soğutkanlı bir ısı pompasının etkinliğini arttırmak için alternatif bir çevrimin termodinamik analizi sunulmuştur. Ana çevrim ve alt çevrim parametrelerinin değiştirilmesi ile sistemin genel performansının değişimi sunulmuştur. Soğutkanın yoğuşma sıcaklığı 35°C ila 50 °C, buharlaşma sıcaklığı ise -25 °C ila 0°C aralığında değiştirilmiştir. Alt çevrimin yoğuşma sıcaklığı, ana çevrim ile aynı değer olarak belirlenirken, alt çevrimin buharlaşma sıcaklığı üç farklı değer (-10 °C, 0 °C ve 10°C) ile değişken olarak seçilmiştir. Sistemin termodinamik modeli oluşturulmuştur. Modelin çözümü ve soğutkanın termodinamik özellikleri bir bilgisayar yazılımı ile elde edilmiştir. Ana çevrim ile alt çevrimdeki soğutkan kütleli debi oranları (r_m) 4 ila 20 arasında değişken olarak seçilmiştir. Debi oranı arttıkça, sistemin ısıtma tesir katsayısı yataya yakın bir değişim göstermiştir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığının düşmesi ile alternatif çevrimin ısıtma tesir katsayısında, standart çevrime oranla, artış olduğu görülmüştür. Alternatif çevrimin, standart ısı pompası çevrimine göre %5-10 aralığında ısıtma performansının artış sağladığı tespit edilmiştir.

Atıf için/To Cite:

Özgür A. E. Koçaslan Y. Alt soğutma çevrimli bir ısı pompasının termodinamik analizi. Ulusallararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 16(1), 27-32, 2024.

Thermodynamic analysis of a heat pump with sub-cooler cycle

Keywords

R32
Sub-cooler
Heat pump
Energy analysis
Alternative

Article history:

Received: 17.04.2024
Accepted: 04.12.2024

Abstract: In this study, thermodynamic analysis of an alternative cycle to increase the efficiency of an R32 refrigerant heat pump is presented. The change in the overall performance of the system by changing the main cycle and sub-cooler parameters is presented. The condensation temperature of the refrigerant was varied between 35°C and 50°C, and the evaporation temperature was varied between -25°C and 0°C. While the condensation temperature of the sub-cooler was determined as the same value as the main cycle, the evaporation temperature of the sub-cooler was selected as variable with three different values (-10 °C, 0 °C and 10°C). The thermodynamic model of the system was created. The solution of the model and the thermophysical properties of the refrigerant were obtained with a computer software. The refrigerant mass flow rates (r_m) in the main cycle and sub-cycle were selected as variable between 4 and 20. As the flow rate increased, the heating effect coefficient of the system showed a change close to horizontal. It has been observed that as the evaporation temperature of the refrigerant decreases, the heating effect coefficient of the alternative cycle increases compared to the standard cycle. It has been determined that the alternative cycle provides an increase in heating performance of 5-10% compared to the standard heat pump cycle.

1. Giriş

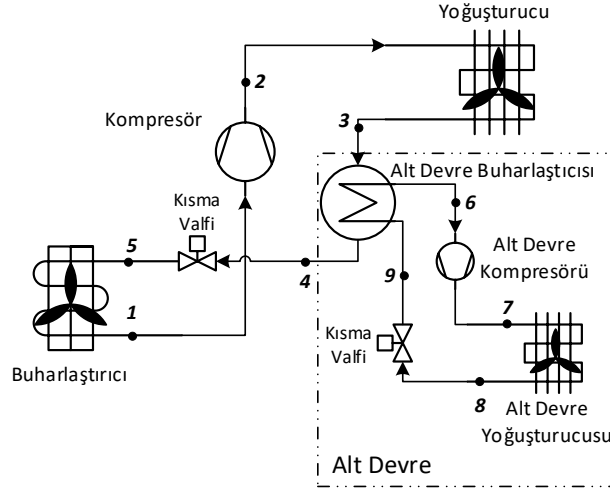
Binalardaki konfor gereksinimlerinin, sürdürülebilir sistemlerle karşılanması beklenmektedir. Bina enerji etkinliğinin geliştirilmesine yönelik çalışmalar hız kazanmıştır. Isı pompaları, sürdürülebilir bina uygulamaları için bir çözümdür. Hava, toprak ve su gibi kaynaklardaki ısı enerjisinin, efektif olarak bina ısıtmasında kullanılması, fosil yakıt kullanımını azaltmaktadır. Bu sürdürülebilir ısı enerjisi depolarını ana kaynak olarak kullanması sebebiyle ısı pompaları, temiz ve tükenmez bir çözüm olarak kabul edilmektedir. Isı pompasının kompresörünün kullandığı enerji, sürdürülebilirlik açısından odaklanması gereken bir başlıktır. Isı pompalarının performans katsayılarında elde edilecek artışlar ile ısı pompaları daha da efektif bir uygulama olacaktır. Bu amaçla alternatif çevrimler üzerine çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Bununla birlikte alternatif soğutkanların kullanımına yönelik düzenlemeler de mevcuttur. Avrupa Birliği (AB), ısı pompası sistemlerinde, 2025'den sonra, 750'den daha yüksek küresel ısınma potansiyeline (KIP) sahip soğutkan kullanımını yasaklamaktadır. Bu sebeple R32 soğutkanı, 675 KIP değeri ile bir alternatif teşkil etmektedir. R32 soğutkanı alevlenebilir (hafif yanıcı) bir maddedir. Bu sebeple güvenlik kodu olarak A2L etiketine sahiptir. Sağlık açısından zararlı olarak sınıflandırılmıştır [1]. Bu çevresel ve güvenlik özelliklerine rağmen, AB regülasyonlarının Florlu Sera Gazlarının kullanımına getirdiği kısıtlamalara karşı bir çözüm olarak tanımlanabilmektedir. Alternatifi olduğu kabul edilen R-410A soğutkanı için belirtilen KIP değerinin 2100 civarında olması, 675 KIP değerine sahip bir soğutkanın, alternatif bir çözüm olarak tanımlanmasına yol açmaktadır.

Song vd. tarafından yapılan bir çalışmada, transkritik bir sistem yapısına, bir alt soğutma (sub-cooler) çevrimi uygulanmıştır. Teorik bir model oluşturulmuş ve simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Standart bir çevrime, alt soğutma çevrimi eklenerek, performans katsayısında %12.7'lik bir artış gözlemlendiği ifade edilmiştir [2]. Kritik altı çevrimlerde ise alt soğutucu uygulaması olarak çok farklı stratejiler belirlenmiştir. Alt soğutma sistemi olarak termoelektrik uygulamasının araştırıldığı çok sayıda araştırma mevcuttur. Termoelektrik sistemin alt soğutma çözümü olarak tercih edildiği uygulamalar, genellikle, transkritik çevrimlerdir. Bu çözümün, sistem performansına olumlu katkısı olduğu rapor edilmektedir. Fakat sıcak günlerde, termoelektrik sistemin daha yüksek elektriksel gerilimler ile çalıştırılması gerekmektedir. Bunun sonucunda, sistem performansında önemli gerilemelere sebep olduğu da ifade edilmektedir [3]. Alt soğutma uygulaması olarak literatürde rastlanılan bir başka strateji ise buhar enjeksiyonudur. Isı pompasının yoğunlaştırıcısından

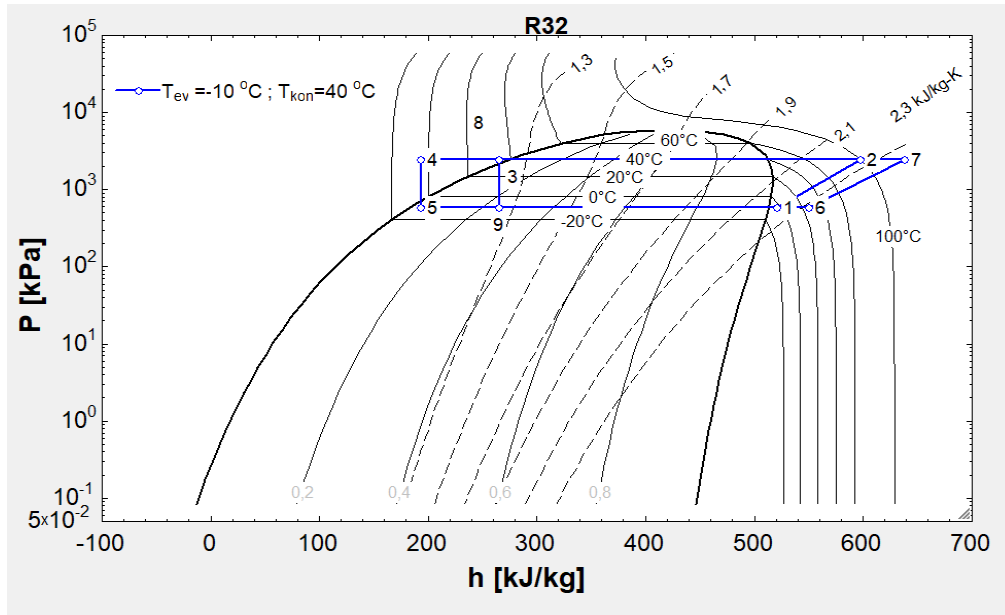
çıkan soğutkanın sınırlı bir kısmı, ara genişleme valfinden geçirilerek, yoğunlaştırıcı çıkışındaki sıvı soğutkan soğutulur. Böylece soğutma kapasitesi arttırılır. Ara soğutucuda buharlaşan soğutkan ise kompresöre, ara genişleme basıncında enjekte edilir. Sistemde tek bir kompresör yer almaktadır. Bu tercihin performansa etkisi sınırlı olduğu değerlendirilmiş ve ejektörün kısma valfi olarak yer aldığı, değiştirilmiş çevrimler analiz edilmiştir. R32 için yapılan analizler, değiştirilmiş çevrimin % 2.2 ila % 2.4 aralığında, ısıtma tesir katsayısında artış sağladığı ifade edilmiştir [4]. Buhar enjeksiyonuna ek olarak, iki fazlı akış enjeksiyonu şeklinde çalışmalar da yapılmıştır. R32 soğutkanın sahip olduğu yüksek kompresör çıkış sıcaklığını azaltmak, ısıtma kapasitesini ve performans katsayısını arttırmak için yapılan bir çalışmada, ısıtma kapasitesinde %6.2, performans katsayısında %2 oranında artış sağlanabildiği tespit edilmiştir [5]. Ana çevrimde gerçekleştirilen buhar enjeksiyonu uygulamasının, bir ara soğutma (sub-cooler) uygulaması şeklinde de gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu şekilde gerçekleştirilen bir çalışmada, ısı pompası performans katsayısının %4.1 oranına kadar iyileştirilebildiği rapor edilmiştir [6]. Bu çalışmada ise ejektör ve termoelektrik gibi işletmesi güç ve dezavantajlı olabilen tercihler yerine, bir alt soğutma devresine sahip ve soğutkan olarak R32 kullanan alternatif bir çevrimin termodinamik analizi sunulmuştur. Literatürde, flaş gaz enjeksiyonsuz bir alt soğutma uygulamasında, R32 soğutkanın tercih edildiği başka bir çalışma mevcut değildir.

2. Termodinamik Analiz

İncelenen sistemin şematik çizimi Şekil 1'de gösterilmiştir. Şekil 1'den de görüleceği üzere, standart bir buhar sıkıştırıcı çevrimin (ana çevrim) yoğunlaştırıcısı, alt soğutma çevriminin (alt çevrim) buharlaştırıcısı ile birleştirilmiştir. Ana çevrimin yoğunlaştırıcısını terk eden soğutkanın sıcaklığı, alt çevrim tarafından daha düşük bir değere çekilir. Böylelikle alışılmıştan fazla bir aşırı soğutma kapasitesi elde edilir. Bu sayede ana çevrimin soğutma kapasitesi arttırılır. Alt çevrimde buharlaştırılan soğutkan, kompresör tarafından alt çevrim yoğunlaştırıcısına gönderilir. Hem ana hem de alt çevrim yoğunlaştırıcılarından elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasının toplam ısıtma kapasitesini oluşturur. Bu aşırı soğutma kapasitesi ve çevrimler, Şekil 2'de verilen R-32 basınç-entalpi diyagramında, bir durum için gösterilmiştir. Şekil 2'de ana çevrim 1-2-3-4-5 numaraları, alt çevrim ise 6-7-8-9 numaraları ile gösterilmiştir. 8 ve 3 noktaları çakışıktır. Şekil 2'de çizilen çevrim, kompresörün izentropik verimi 0.82, ana ve alt çevrimdeki soğutkanın buharlaşma sıcaklıkları -10 °C, yoğunlaşma sıcaklıkları ise 40 °C olduğu durum için çizilmiştir.



Şekil 1. Alt soğutma çevrimli ısı pompası sistemi



Şekil 2. Alt soğutma çevrimli ısı pompası çevrimi

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için bazı basitleştirici kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda listelenmiştir:

- Borularda ve bağlantı noktalarındaki sürtünme ve ısı kayıpları ile denklemlerdeki kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir.
- Akış ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [5]

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

- Ana çevrim soğutkan kütleli debisi $\dot{m}_1 = 2 \text{ kg/s}$, alt devredeki soğutkan kütleli debisi $\dot{m}_2 = 0.1 - 0.5 \text{ kg/s}$ aralığında değişken olarak seçilmiştir.

$r_m = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}$ ana döngüde dolaşan akışkanın kütleli debisinin, alt devre döngüsünde dolaşan akışkanın

kütleli debisine oranıdır ve 4 ile 20 arasında değişken olarak seçilmiştir.

- Ana ve alt çevrim yoğurturucu sıcaklıkları $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $50 \text{ }^\circ\text{C}$, aralığında değişken olarak belirlenmiştir.
- Ana ve alt çevrim buharlaştırıcı sıcaklıkları $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $0 \text{ }^\circ\text{C}$ aralığında değişken olarak belirlenmiştir.
- Aşırı soğutma sıcaklığı $5 \text{ }^\circ\text{C}$, aşırı kızdırma sıcaklığı ise $4 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir.
- Kompresör izentropik verimi, her iki çevrim için $\eta_k = 0.82$ olarak belirlenmiştir.
- Alt devre buharlaştırıcı etkinlik katsayısı $\eta_{adb} = 0.80$ olarak seçilmiştir.

Kompresörlerin izentropik verimleri kullanılarak, kompresör çıkışındaki gerçek şartlardaki soğutkanın entalpileri (h_2 ve h_7) elde edilir.

$$\eta_{K1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$\eta_{K2} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (3)$$

6 noktasının sıcaklığını belirlemek için alt devre buharlaştırıcısı etkinliği kullanılır ve bu terim aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\eta_{ADB} = \frac{T_6 - T_9}{T_3 - T_9} \quad (4)$$

Çevrimdeki bileşenler için ilgili kabuller dikkate alınarak, termodinamiğin birinci ve ikinci yasa denklemleri uygulanmıştır. Oluşturulan modelin detayları Tablo 1, 2, 3 ve 4'te sunulmuştur. Bu model

sonucunda çevrimlerin birinci ve ikinci yasa verimleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$ITK_{IP} = \frac{\dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2}}{W_1 + W_2} \quad (5)$$

$$ITK_{SÇ} = \frac{\dot{Q}_{K1}}{W_1} \quad (6)$$

$$\eta_{II,IP} = \frac{\dot{m}_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_4) + \dot{m}_2(\varepsilon_7 - \varepsilon_8)}{W_1 + W_2} \quad (7)$$

$$\eta_{II,SÇ} = \frac{\dot{m}_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_4)}{W_1} \quad (8)$$

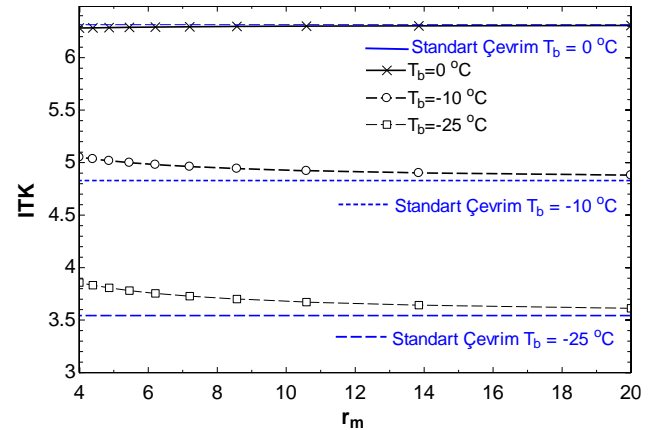
Denklemlerin çözümü ve akışkanların termodinamik özelliklerinin belirlenmesi, Engineering Equation Solver adlı yazılım kullanılmıştır [6]. Belirlenen sınır şartlarında parametrik analizler gerçekleştirilerek, alt soğutma uygulamasının sistem performansına etkisi araştırılmıştır.

Tablo 1. Çevrimdeki Bileşenleri Enerji ve Ekserji Balans Denklemleri

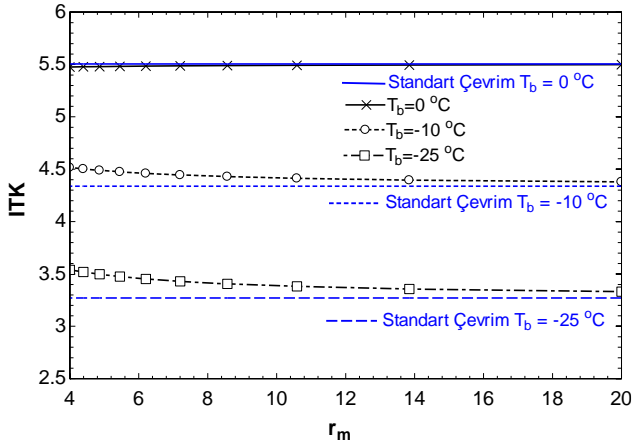
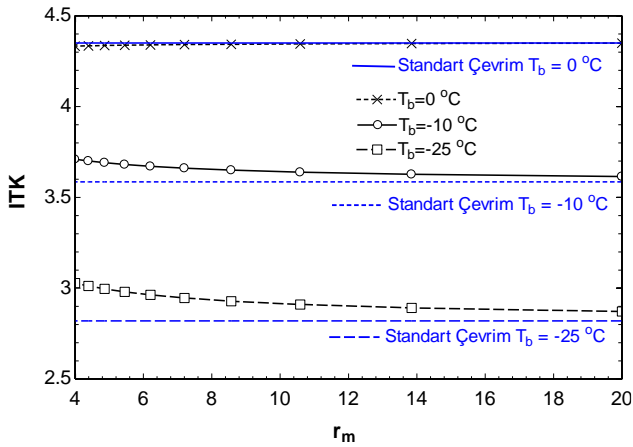
Bileşen	Enerji balansı	Ekserji balansı
Kompresör 1	$\dot{W}_{k1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$\dot{m}_1\varepsilon_1 + \dot{W}_{k1} = \dot{m}_1\varepsilon_2 + I_k$ (9)
Kompresör 2	$\dot{W}_{k2} = \dot{m}_2(h_7 - h_6)$	$\dot{m}_2\varepsilon_6 + \dot{W}_{k2} = \dot{m}_2\varepsilon_7 + I_k$ (10)
Yoğuşturucu 1	$\dot{Q}_{y1} = \dot{m}_1(h_2 - h_3)$	$\dot{m}_1\varepsilon_2 = \dot{E}_{QY1} + \dot{m}_1\varepsilon_3 + I_{Y1}$ (11)
Yoğuşturucu 2	$\dot{Q}_{y2} = \dot{m}_2(h_7 - h_8)$	$\dot{m}_2\varepsilon_7 = \dot{E}_{QY2} + \dot{m}_2\varepsilon_8 + I_{Y2}$ (12)
Genleşme Valfi 1	$h_4 = h_5$	$\dot{m}_1\varepsilon_4 = \dot{m}_1\varepsilon_5 + I_{gv1}$ (13)
Genleşme Valfi 2	$h_8 = h_9$	$\dot{m}_2\varepsilon_8 = \dot{m}_2\varepsilon_9 + I_{gv2}$ (14)
Buharlaştırıcı 1	$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_1(h_1 - h_5)$	$\dot{m}_1\varepsilon_5 + \dot{E}_{QE1} = \dot{m}_1\varepsilon_1 + I_{EV1}$ (15)
Buharlaştırıcı 2	$\dot{Q}_{ev2} = \dot{m}_2(h_6 - h_9)$	$\dot{m}_2\varepsilon_9 + \dot{E}_{QE2} = \dot{m}_2\varepsilon_6 + I_{E2}$ (16)

5. Sonuçlar

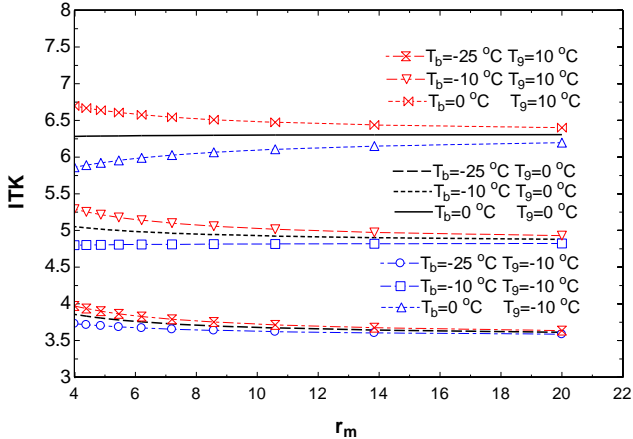
Standart çevrimin ve alt soğutmalı çevrimin ısıtma tesir katsayılarının r_m oranı ile değişimleri, farklı buharlaşma ve farklı yoğuşma sıcaklıkları için Şekil 3, 4 ve 5'te verilmiştir. En yüksek performans katsayıları 0 °C buharlaşma sıcaklığında elde edilmiştir. Sabit yoğuşma sıcaklığında artan buharlaşma sıcaklığı, ısıtma tesir katsayısını azaltmaktadır. Performanstaki değişimler incelendiğinde, buharlaşma sıcaklığının ve r_m oranının azalmasının, alt soğutmalı çevrimli sistemin yaklaşık %8.4 daha iyi performans sergilediği görülmektedir. Kondenser sıcaklığının artışı ise iki çevrim arasındaki performans farkının kısmen azalması yönünde etki yaptığı ifade edilebilir. Artan r_m oranı ile de iki çevrim arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Şekil 3, 4 ve 5'ten görülmektedir ki düşük buharlaşma sıcaklığının mevcut olduğu uygulamalar için alt soğutma çevriminin sisteme eklenmesi enerji performansı için önemli bir kazanım sağlamaktadır. Düşük dış hava sıcaklıklarının mevcut olduğu ısı pompası uygulamaları için enerji etkin bir uygulamadır.



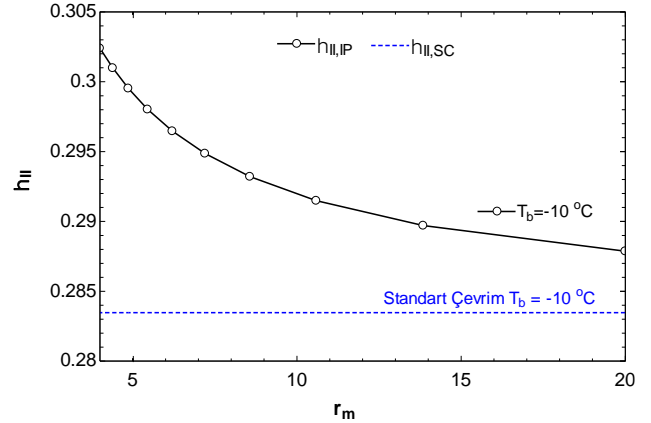
Şekil 3. 35 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4. 40 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimiŞekil 5. 50 °C yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Sistemin enerji performansının, ana ve alt çevrimin buharlaşma sıcaklıkları (T_b ve T_9) ve farklı debi oranları ile değişimleri Şekil 6'da verilmiştir. T_9 değerinin yüksek değerlerinde, sistem performansı r_m ile daha fazla değişim göstermiştir.

Şekil 6. Sabit yoğuşma sıcaklığı için ITK'nın r_m ve ana ve alt çevrim buharlaşma sıcaklıkları ile değişimi

-10 °C buharlaşma sıcaklığı için ikinci yasa verimlerinin r_m ile değişimi Şekil 7'de sunulmuştur. Buradan görüldüğü üzere, artan r_m ile alternatif çevrimin ikinci yasa veriminde azalma görülmektedir. Bu değişim, birinci yasa performansının değişimi ile uyum göstermektedir. Şekil 7'den görüldüğü üzere, sistemin ikinci yasa veriminde, alt soğutma çevrimi kullanılarak %6.6 artış sağlanmaktadır.

Şekil 7. Sabit yoğuşma sıcaklığı -10 °C buharlaşma sıcaklığı için ikinci yasa verimlerinin r_m ile değişimi.

6. Bulgular

Isı pompası sistemleri temiz ve tükenmez ısıtma çözümleri olarak kabul görmektedir. Emisyon sınırlamalarının önem kazandığı günümüzde, düşük emisyonlu veya neredeyse sıfır emisyonlu çözümlere duyulan gereksinim hızla artmaktadır. Isı pompaları hem çevrimde kullanılan soğutkanların sürdürülebilir olması hem de enerji performanslarının artışı ile bu gereksinimlere cevap verebilecek sistemlerdir. Bu sebeple sistemlerin enerji ve ekserji performanslarını arttıran çalışmalar hızla artmaktadır.

Bu çalışmada, 2025 yılı itibari kullanımı ön plana çıkması beklenen, görece düşük küresel ısınma potansiyeline sahip ve güvenlik gereksinimlerini karşılayan R-32 soğutkanının kullanıldığı bir ısı pompasının, alt soğutma çevrimi ile performansındaki değişimler araştırılmıştır. Alt soğutma çevrimi uygulamasının, ısı pompasının enerji performansında %5 ila %10, ekserji performansında ise yaklaşık %6.6 artış sağladığı görülmüştür. Özellikle merkezi olarak işletilen büyük kapasiteli ısı pompası uygulamalarında, alt soğutma çevriminin önemli bir fırsat olacağı değerlendirilmektedir. Isı pompalarında doğal soğutkanların kullanımı ve enerji performanslarının iyileştirilmesine yönelik çalışmaların, gelecekte daha çok önem arz edeceği öngörülmektedir. Ülkemizin sıfır emisyon hedefine ulaşması için benzeri çalışmaların deneysel olarak gerçekleştirilmesi de önem arz eden bir konudur.

Kaynaklar

- [1] Anonim (2020). R32 Yeni Nesil Soğutucu Akışkan Andaç, http://www.daikinakademi.com/Media/file/Pdf/Yen_Nesil_Sogutucu_Akiskan_R32.pdf (Son erişim tarihi: 17.06.2022).
- [2] Song Y, Cui C, Li M, Cao F. Investigation on the effects of the optimal medium-temperature on the system performance in a transcritical CO₂ system with a dedicated transcritical CO₂ subcooler. *Applied Thermal Engineering*, 168, 9-10, 2020.
- [3] Alvaro C, Patricia A, Miguel A, Daniel S, Ramon C, David A. Experimental evaluation of a transcritical CO₂ refrigeration facility working with an internal heat exchanger and a thermoelectric subcooler: Performance assessment and comparative. *International Journal of Refrigeration*, 141, 66-75, 2022.
- [4] Hongjie Q, Fuya L, Jianlin Y. Performance Analysis of a Novel Hybrid Vapor Injection Cycle with Subcooler and Flash Tank for Air-Source Heat Pumps. *International Journal of Refrigeration* 74, 540–549, 2017.
- [5] Dongwoo K, Dong CL, Minwoo L, Hyun JC, Yongchan K. Energy performance evaluation of two-phase injection heat pump employing low-GWP refrigerant R32 under various outdoor conditions. *Energy* 214, 119098, 2021.
- [6] Il YC, HyeongJoon S, Dongwoo K, Yongchan K. Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes. *Energy* 112, 179-187, 2016.
- [7] Cengel YA, Boles MA. *Thermodynamics An Engineering Approach*. 8th Ed. McGraw-Hill Education, New York, USA, 2015.
- [8] Klein SA. Engineering Equation Solver. V11.199-3D, 2021.

Simgeler ve Kısaltmalar Dizini

CO ₂	Karbondioksit	
KIP	Küresel Isınma Potansiyeli	
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı	
EES	Engineering Equation Solver	
ITK _{IP}	Alternatif Çevrim Isıtma Tesir Katsayısı	
ITK _{SC}	Standart Çevrim Isıtma Tesir Katsayısı	
<i>h</i>	Özgül entalpi	(kJ/kg)
<i>I</i>	Tersinmezlik	(kW)
\dot{m}_1	Ana çevrim soğutkan debisi	(kg/s)
\dot{m}_2	Alt çevrim soğutkan debisi	(kg/s)
\dot{Q}_{y1}	Ana çevrim yoğuşturucu gücü	(kW)
\dot{Q}_{y2}	Alt çevrim yoğuşturucu gücü	(kW)
<i>s</i>	Özgül entropi	(kJ/kg.K)
\dot{W}_{k1}	Ana çevrim kompresör gücü	(kW)
\dot{W}_{k2}	Alt çevrim kompresör gücü	(kW)
ε	Özgül akış ekserjisi	(kJ/kg)
η_{ADB}	Isı değiştirici etkinliği	(-)
η_K	Kompresör adyabatik verimi	(-)
T ₀	Referans çevre sıcaklığı	(K)