



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

KOMBİDEKİ ISI DEĞİŞTİRİCİ KAPASİTESİNE TASARIM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ

HASAN AVCI
TÜRK DEMİRDÖKÜM

DİLEK KUMLUTAŞ
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

AHMET KAPAR
MUSTAFA DUTUCU
TÜRK DEMİRDÖKÜM



KOMBİDEKİ ISI DEĞİŞTİRİCİ KAPASİTESİNE TASARIM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ

Hasan AVCI
Dilek KUMLUTAŞ
Ahmet KAPAR
Mustafa DUTUCU

ÖZET

Kombilerin ısı performansında ve enerji verimliliği üzerinde, yanma ünitelerinin içerisinde kullanılan ısı değiştiricileri önemli bir rol oynamaktadır. ERP (Energy Related Products, Enerji İlişkili Ürünler) regülasyonlarına uygun kombilerin üretilebilmesi için ısı değiştirici tasarım parametrelerinin ısı değiştirici kapasitesi üzerindeki etkilerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu etkilerin belirlenmesi sırasında, kombinin yanma ünitesi içerisindeki ısı sistemin doğru bir şekilde sayısal olarak modellenmesi, tasarım sürecini zaman ve maliyet açısından iyileştirecektir.

Bu çalışmada; yoğunmalı bir kombiye ait ısı değiştiricisinde belirlenen tasarım parametrelerinin kapasiteye etkisi, ANSYS programı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kombi, Isı Değiştirici, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ANSYS

ABSTRACT

Heat exchangers used inside heat engines become a crucial role on energy efficiency and thermal performance of combi boilers. It has to be known that how design parameters of the heat exchanger have effects over its capacity in order to produce combi boilers in accord with ERP (Energy Related Products) regulations. When these effects are determined, design process is to be improved in terms of time and cost owing to the fact that heat engine's thermal system inside the combi boiler is modelled numerically and correctly.

In this study, the effects of determined design parameters belonging to the condense combi boiler's heat exchanger on the capacity were evaluated numerically by using ANSYS Programme.

Key Words: Combi; Heat Exchanger, Computational Fluid Dynamics (CFD), ANSYS.

1. GİRİŞ

Yaşam alanlarında ve konutlarda ısıtma ve sıcak su temini için ısı üretimi, dağıtımı ve tüketiminin aynı bağımsız bölüm içerisinde yapılmasına bireysel ısıtma denir [1]. Bireysel ısıtma sistemi olan kombilerin, ülkemizde ve Avrupa'da yaygınlaşan doğalgaz altyapısı sayesinde kullanımları artmaktadır.

Avrupa birliği ülkelerinde, 2015 Eylül ayından itibaren ERP regülasyonlarına göre yoğunlaşmış kombi satışı yasaklanacaktır. Bu nedenle, enerji verimliliği yüksek ısıtma cihazlarının geliştirilmesi çalışmaları önem kazanmıştır. Kombi üreticilerinin, mevcut ve tasarlanacak yeni ürünlerini bu yasal yönetmeliklere uygun hale getirebilmesi için birçok mühendislik çalışmaları yapması gerekmektedir.

Kombilerin ısı performansında ve enerji verimliliği üzerinde, yanma ünitelerinin içerisinde kullanılan ısı değiştiricileri önemli bir rol oynamaktadır. Yanma reaksiyonunun gerçekleştiği ortamlarda kullanılan ısı değiştiricileri farklı tiplerde olabileceği gibi bakır, alüminyum ve paslanmaz çelik malzemelerden üretilmektedir. Atık gaz olarak bilinen yanmış gaz ortamından suya aktarılan toplam ısı transferi ve gerçekleşen basınç düşümleri, ısı değiştirici geometrisine göre değişim göstermektedir. Son zamanlarda, yüksek kapasite ve enerji verimliliğine sahip kombilerin yanma ünitelerinde kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.

Kanatlı boruya ait kesit geometrileri, toplam ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde önemli etkiye sahiptir. Finli borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımı sırasında, akışkan hacimlerin arasında maksimum ısı transferi sağlanması durumuna karşın minimum basınç düşümü istenmektedir. Literatürde, çeşitli kanat tiplerindeki kanatlı borulu ısı değiştirgeçerlerinin hava tarafında gerçekleşen ısı transferini ve ısı performansını inceleyen birçok deneysel çalışma mevcuttur [2-6]. Bu çalışmalarda, sadece belirli deney şartları altında ve sınırlı sayıda kanat-boru geometrileri ile yapılan deneysel sonuçlardan elde edilen veriler kullanılarak korelasyonlar geliştirilmiştir.

Kanat geometrilerinin gerçekleşen ısı transferi ve akış dağılımlarına göre optimum tasarımı, deneysel çalışmalarla birlikte sayısal çalışmalarda kullanılması gerekmektedir. Kanatlı borulu ısı değiştirici tasarımı hakkında literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, 2010 yılında Piotr Wais tarafından gerçekleştirilmiş detaylı bir çalışma bulunmaktadır [7]. Radyal kanatlı borulu ısı değiştirici optimizasyon çalışmasında, farklı akış hızı değerlerinin ve kanat profili değişikliğinin performansa olan etkisi incelenmiştir. Kanatlı boru ile hava arasındaki ısı transferi karakteristiğinin geliştirilmesi için farklı hava hızı değerlerine ve farklı kanat şekillerine sahip üç boyutlu modeller oluşturulmuştur. Çıkış hacmindeki hava akış debisindeki ağırlıklı sıcaklık ortalamaları hesaplanarak farklı modeller için karşılaştırılmıştır. 2013 yılında H. Bilirgen ve arkadaşları tarafından yapılan diğer bir çalışmada; kanatlar arası boşluğun, kanat kalınlığının, kanat yüksekliğinin ve kanat malzemesinin, çapraz akıştaki tek sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisinde meydana gelen ortalama ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri, ANSYS programı ile sayısal olarak incelenmiştir [8].

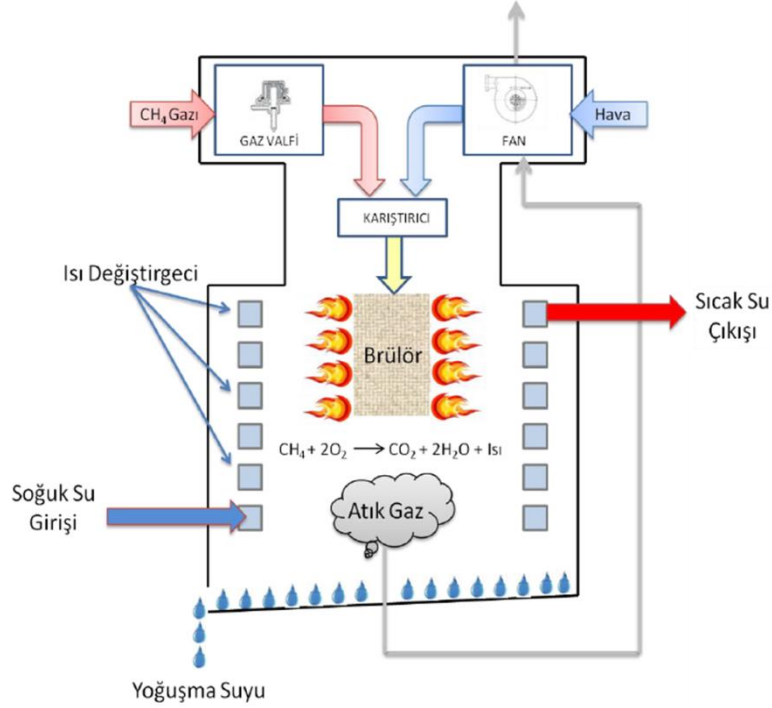
Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, kanatlı borulu ısı değiştiricilerine ait tasarım parametrelerinin optimum değerleri, uygulama alanına göre farklılık göstermektedir. Bu yüzden, ısı değiştiricisine ait tasarım parametrelerinin incelenmesi çalışmalarında, kombinin yanma ünitesi içerisindeki ısı sistemin doğru bir şekilde sayısal olarak modellenmesi önemlidir. Literatürde yanma ünitesi içerisinde gerçekleşen, kanatlı borulu ısı değiştiricisine ait tasarım parametreleri değişiminin kapasite üzerine olan etkisini inceleyen çalışma bulunmamaktadır.

Bu çalışmada; kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe, atık gaz sıcaklığı ve atık gaz hızı olarak beş farklı tasarım parametresi belirlenmiştir. Yoğuşmalı bir kombiye ait alüminyum kanatlı borulu ısı değiştiricisinde belirlenen tasarım parametrelerinin kapasiteye etkisi ANSYS programı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

2. SAYISAL ÇALIŞMA

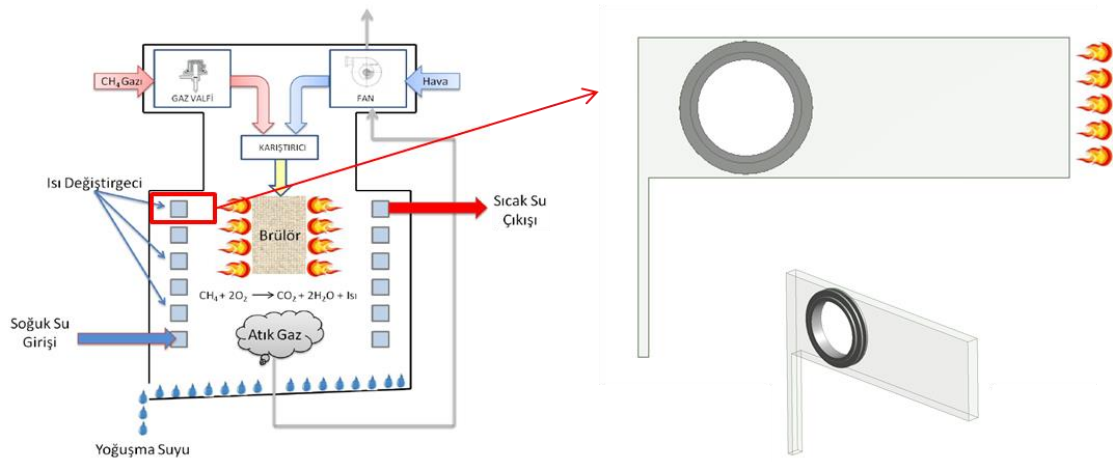
Bu çalışma kapsamında incelenen yoğunlaşmalı yanma ünitesine ait şematik gösterim Şekil 1' de verilmiştir. CO ve CO₂ emisyonlarının standartların belirlediği limitlerin altında olması gereği nedeni ile yanıcı gaz (Doğalgaz) ve taze hava karıştırıcıda belli oranlarda karıştırılır. Gaz hava karışımı brülörde yakılır. Yanma reaksiyonu sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi, iletim, taşınım ve ışınım yolu ile ısı değiştiricisinden suya transfer edilir. Atık gazda bulunan su buharı gizli ısıyı kaybederek yoğunlaşma sıcaklığı altına indiğinde sıvı faza dönüşür. Sıvı faza dönen bu suya yoğunlaşma suyu denilmektedir.

Yanma ünitesi drenajından yoğuşma suyu tahliye edilir. Atık gaz son olarak atık gaz borusu ile atmosfere gönderilir.

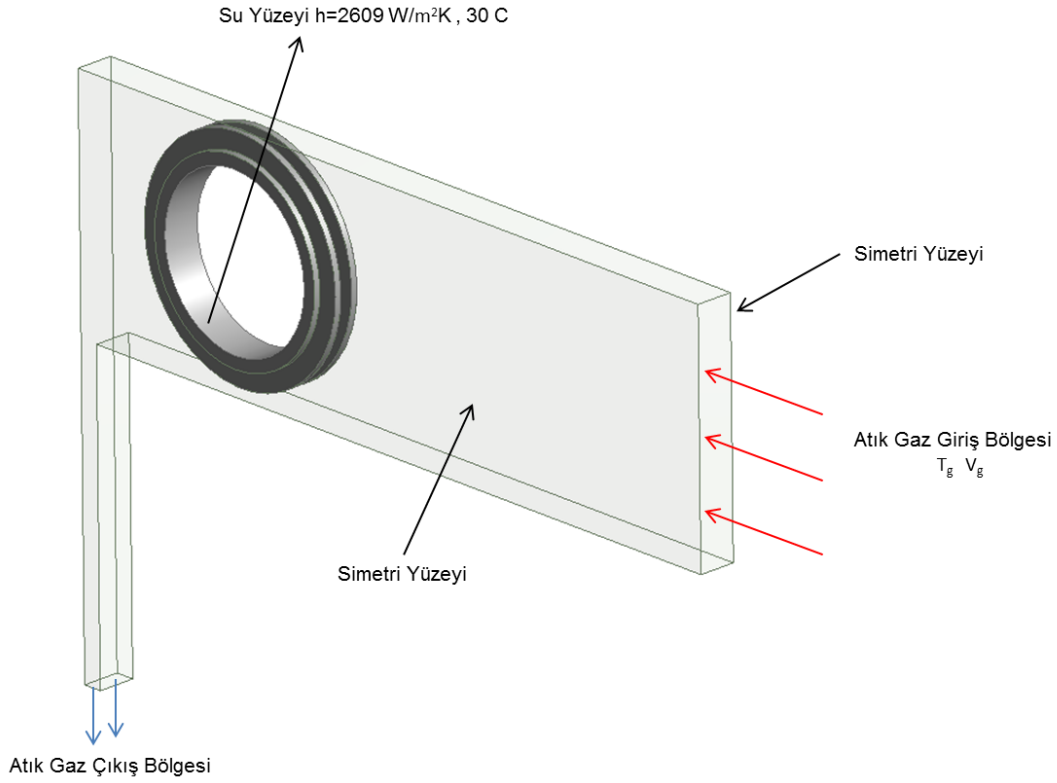


Şekil 1. Yoğuşmalı yanma ünitesine ait şematik gösterim

Yanma ünitesi içerisinde ısı değiştiricisinden suya aktarılan toplam ısı transferinin diğer bir deyişle kapasitenin belirlenebilmesi için Şekil 2’ de verilen bölge, sayısal olarak üç boyutlu modellenmiştir. Bu bölge, brülörde oluşan atık gazın ısı değiştirici üzerinden geçerek çıkışa yöneldiği kısımdan oluşmaktadır. Şekil 3’ de verilen sayısal modelde, “atık gaz” gaz hacmi ve “kanatlı borulu ısı değiştirici” katı hacim olarak modellenmiş olup ısı değiştirici içerisindeki su hacmi, sınır şartı olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2. Yanma ünitesi içerisinde modellenen bölge



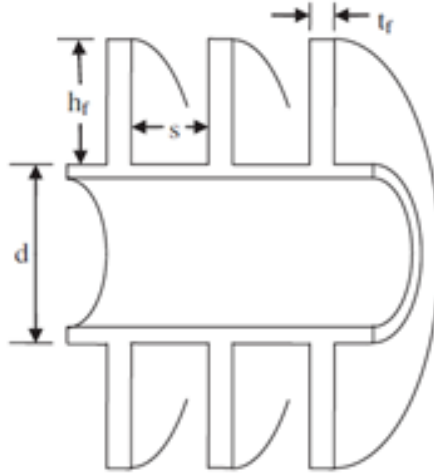
Şekil 3. Sayısal model ve sınır şartları

Alüminyum ısı değiştiricisine ait seçilen tasarım parametreleri üç adet olup kanat yüksekliği (h_f), kanat kalınlığı (t_f), ve kanatlar arası boşluk (s) tur (Şekil 4) [8]. Sayısal çalışmada incelenen bu parametrelere ait değerler, Tablo 1’de verilmiştir. Tasarım parametreleri için kullanılan değerler seçilirken üretilebilirlik kriterleri göz önünde bulundurulmuştur. Hesaplanan her model için, ısı değiştirici iç çapı (27 mm) ve boru et kalınlığı (2 mm) sabit değer alınmıştır (dış çap, $d=31$ mm).

Tablo 1. Isı değiştiricisine ait tasarım parametre değerleri

Tasarım Parametresi	Kullanılan Değerler (mm)
Kanat yüksekliği (h_f)	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10
Kanat kalınlığı (t_f)	0.5, 1, 1.5, 2, 2.5
Kanatlar arası boşluk (s)	1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4

Model oluşturulduktan sonra sayısal analizler için bir sonraki adım, modeli çözüm ağına ayırma işlemidir. Farklı ağ yapısı oluşturma teknikleri birlikte kullanılarak sayısal modele ait uygun çözüm ağı oluşturulmuştur. Sayısal modellere ait çözüm ağlarının eleman sayıları 318462 ile 1276328 değerleri arasında değişmektedir (Şekil 5).



Şekil 4. Isı değiştiricisine ait tasarım parametrelerinin gösterimi [8]



Şekil 5. 642815 eleman sayısına sahip sayısal modelin çözüm ağı yapısı

Sayısal çözüm sırasında, oda sıcaklığındaki 6000 serisi alüminyum malzemesine ait 167 W/mK ısı iletim katsayısı ve 0.42 yayma katsayı değerleri ısı değiştirici modeli için girilmiştir. Boru iç yüzeyine sınır şartı olarak, 30 C sıcaklık ve 2609 W/m²K taşınım katsayısı tanımlanmıştır. Taşınım katsayısı, 17 lt/dk su debisi için Denklem 1, 2, 3, 4 kullanılarak hesaplanmıştır [9] . 30 C' de ki suyun yoğunluğu (ρ) , özgöl ısısı (C_p), ısı iletim katsayısı (k) ve dinamik viskozite (μ) değerleri kullanılmıştır.

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (1)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2)$$

$$Nu_D = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad (3)$$

$$h_{su} = Nu_D \times \frac{k}{D} \quad (4)$$

Atık gaz hacmi için sayısal çözüm sırasında, havanın bazı termofiziksel özellikleri kullanılmaktadır. Havanın özellikleri, yanma ünitesinin giriş ve çıkışındaki deneysel olarak belirlenen atık gaz sıcaklıklarının ortalaması alınarak hesaplanan film sıcaklığındaki değerler olarak kabul edilmiştir. Tablo 2’de havanın termofiziksel özellikleri belirtilmiştir. T_f film sıcaklığını, ρ yoğunluğu, C_p özgül ısıyı, k ısı iletim katsayısını, α ısı yayılım katsayısını ve ν kinematik viskoziteyi ifade etmektedir [9].

Tablo 2. Havanın termofiziksel özellikleri [9]

T_f [K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]	k [W/mK]	α [m ² /s]	ν [m ² /s]
850	0.4097	1110	0.0596	13.1×10^{-5}	9.38×10^{-5}

Yapılan hesaplamalar ve kabuller doğrultusunda sayısal modellere ait sınır şartları belirlenmiş olup Şekil 3’ de şematik olarak gösterilmiştir. Atık gaz giriş sıcaklığı (T_g) ve hızı (V_g) da tasarım parametresi olarak seçilmiş olup sayısal çalışmalarda kullanılan değerler Tablo 3’ de verilmiştir.

Tablo 3. Atık gaz giriş bölgesine ait tasarım parametre değerleri

Tasarım Parametresi	Kullanılan Değerler
Atık gaz sıcaklığı (T_g)	1200, 1000, 800, 600, 400 (C)
Atık gaz hızı (V_g)	0.2, 0.4, 0.85, 1.5, 3 (m/s)

Literatür araştırmaları ve önceki çalışmalarımızdan kazandığımız deneyimler sonucunda, sayısal modelimizin çözümünde; sürekli rejim, ışınım etkileri, yerçekimi etkisiyle oluşan doğal taşınım, fan etkisiyle oluşan zorlanmış taşınım ve türbülanslı akış türü koşulları göz önünde bulundurulmuştur.

3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Yapılan sayısal analizlerin değerlendirilmesi sonucunda her bir parametrenin, boru iç yüzeyinde gerçekleşen toplam ısı transferine (Q_T), kanatlar üzerindeki maksimum sıcaklığa (T_{maks}) ve ısı değiştirici birim hacminde gerçekleşen toplam ısı transferine (\dot{Q}_T) olan etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1. Kanat Yüksekliğinin Değişimi

Kanat yüksekliğinin değişim etkisinin incelenebilmesi için diğer dört parametre sabit tutulmuştur. 1200 C atık gaz sıcaklığı, 0.85 m/s atık gaz hızı, 2 mm kanatlar arası boşluk, 1 mm kanat kalınlığı şartları altında kanat yüksekliği değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 4’ de verilmiştir.

Tablo 4. Kanat yüksekliği değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

h_f (mm)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\bar{Q}_T (W/dm ³)
1	42.95	64.91	30.97
2	48.50	72.18	31.24
3	54.79	79.76	31.51
4	61.73	87.67	31.78
5	69.20	95.92	32.05
6	76.96	104.18	32.33
7	84.94	113.43	32.60
8	93.20	122.77	32.87
9	101.78	132.59	33.15
10	110.71	142.94	33.42

Tablo 4’de görüldüğü gibi kanat yüksekliği arttıkça gerçekleşen toplam ısı transferi artmaktadır. Ancak, ısı değiştiricisinin birim hacmi başına gerçekleşen toplam ısı transferi aynı oranda artmamaktadır. Isı değiştirici tasarımında maliyetin de etkili bir parametre olduğu düşünülürse sadece kanat yüksekliği değişimi ile istenilen güçte ve uygun maliyetli bir tasarım gerçekleştirilmesi zor gözükmektedir. 1 mm kanat yüksekliği artışı sabit 0.27 W/dm³ \bar{Q}_T artışı sağlamaktadır.

3.2. Kanat Kalınlığı Değişimi

Kanat kalınlığının değişim etkisinin incelenmesi için diğer dört parametre sabit tutulmuştur. 1200 C atık gaz sıcaklığı, 0.85 m/s atık gaz hızı, 2 mm kanatlar arası boşluk, 3 mm kanat yüksekliği şartları altında kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 5’ de verilmiştir.

Tablo 5. Kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

t_f (mm)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\bar{Q}_T (W/dm ³)
0.5	48.64	87.45	38.72
1	54.79	79.77	31.51
1.5	61.14	75.47	27.00
2	67.67	74.02	24.87
2.5	74.39	73.36	24.95

Kanat kalınlığı arttıkça gerçekleşen toplam ısı transferi artmasına karşın kanat yüzeyindeki maksimum sıcaklık azalmaktadır. Kanat kalınlığı 2 mm ye kadar artığında birim hacimde gerçekleşen toplam ısı transferi de yüksek oranda düşmektedir. Birim hacimde gerçekleşen toplam ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda 0.5 - 1 mm arasındaki kanat kalınlıkları uygun değerler olarak gözükmektedir.

3.3. Kanatlar Arası Boşluğun Değişimi

Kanat arası boşluğun değişim etkisinin incelenmesi için diğer dört parametre sabit tutulmuştur. 1200 C atık gaz sıcaklığı, 0.85 m/s atık gaz hızı, 1 mm kanat kalınlığı, 3 mm kanat yüksekliği şartları altında kanatlar arası boşluğun değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 6’ da verilmiştir.

Tablo 6. Kanatlar arası boşluğun değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

s (mm)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\dot{Q}_T (W/dm ³)
1	45.73	89.15	33.62
1.5	50.32	84.05	32.56
2	54.79	79.76	31.51
2.5	59.05	76.30	30.47
3	63.00	73.89	29.44
3.5	66.73	73.06	28.43
4	70.34	74.26	27.42

Kanat arası boşluk artıkça gerçekleşen toplam ısı transferi artmasına karşın kanat yüzeyindeki maksimum sıcaklık ve birim hacimde gerçekleşen toplam ısı transferi azalmaktadır. Birim hacimde gerçekleşen toplam ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda 2 - 3 mm arasındaki kanat boşlukları uygun değerler olarak görülmektedir.

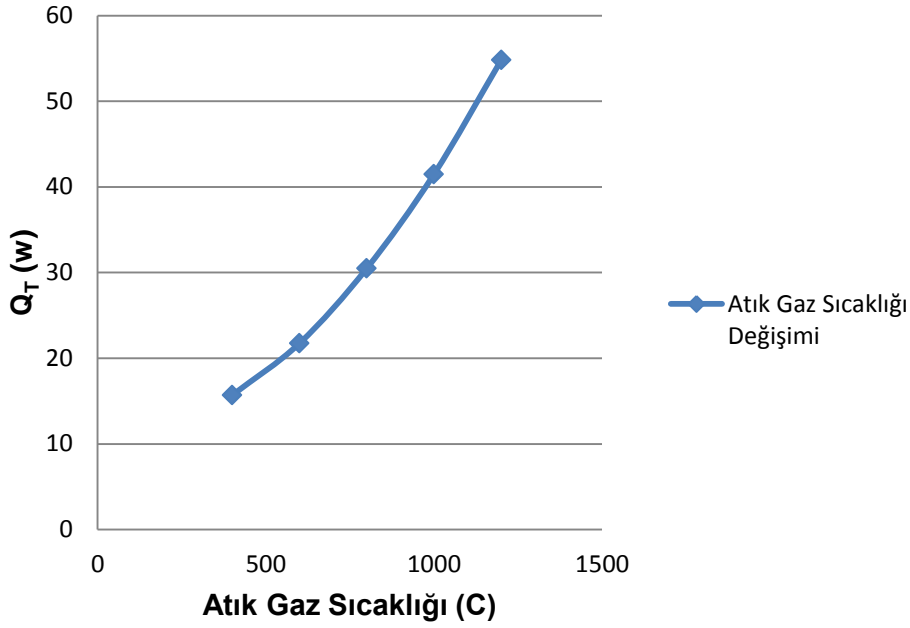
3.4. Atık Gaz Sıcaklığının Değişimi

Atık gaz sıcaklığının değişim etkisinin incelenebilmesi için diğer dört parametre sabit tutulmuştur. 1 mm kanat kalınlığı, 3 mm kanat yüksekliği, 2 mm kanatlar arası boşluk ve 0.85 m/s atık gaz hızı şartları altında atık gaz sıcaklığı değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 7' de verilmiştir.

Tablo 7. Atık gaz sıcaklığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

T_g (C)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\dot{Q}_T (W/dm ³)
400	15.69	38.93	5.74
600	21.74	48.34	10.95
800	30.48	58.27	17.05
1000	41.47	68.70	23.93
1200	54.79	79.76	31.51

Tablo 7' de görüldüğü gibi atık gaz sıcaklığı, kapasite üzerinde en büyük etki yaratan tasarım parametresidir. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen verilere göre brülörde oluşan alevin tepe noktası bölgesinde bu sıcaklıkların 1000 C -1200 C arasında değiştiği görülmüştür. Bu çalışmada, sayısal karşılaştırma yapıldığı için sıcaklık değişiminin kapasiteye etkisi oransal olarak belirlenebilmiştir. Atık gaz giriş sıcaklık değeri yükseldikçe gerçekleşen toplam ısı transferi artan oranda yükselmiştir (Şekil 6). Bu sonuç, ışınlama olan ısı transferinin, ısı değiştirici kapasitesi üzerinde önemli rolü olduğunu göstermektedir.



Şekil 6. Atık gaz sıcaklık değişiminin gerçekleşen toplam ısı transferi üzerindeki etkisinin grafiksel gösterimi

3.5. Atık Gaz Hızının Değişimi

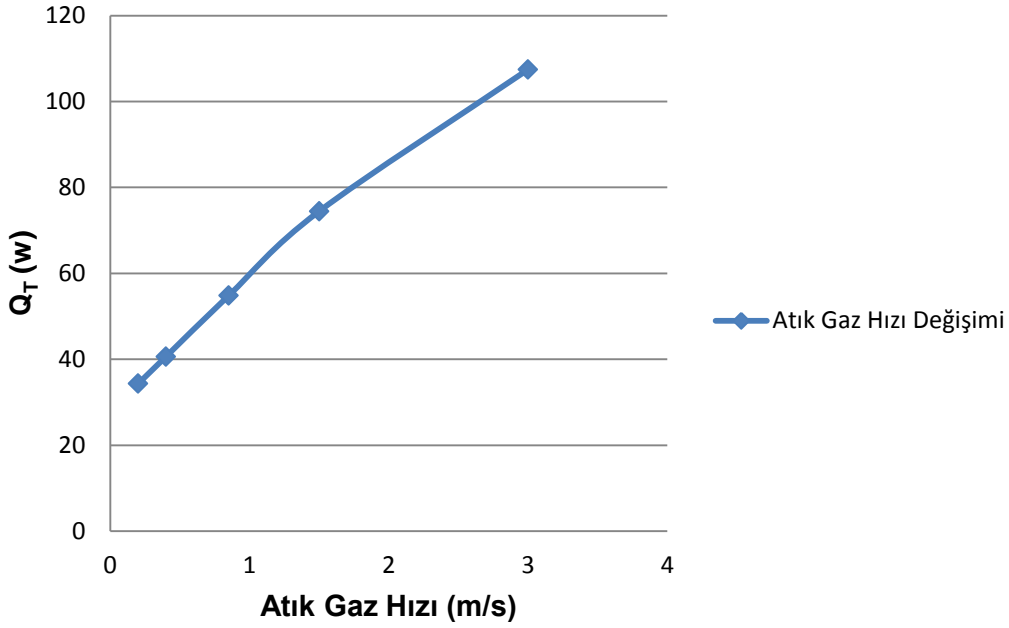
Atık gaz hızının değişim etkisinin incelenmesi için diğer dört parametre sabit tutulmuştur. 1 mm kanat kalınlığı, 3 mm kanat yüksekliği, 2 mm kanatlar arası boşluk ve 1200 C atık gaz sıcaklığı şartları altında atık gaz hızı değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 8' de verilmiştir.

Tablo 8. Atık gaz hızı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

V _g (m/s)	Q _T (W)	T _{maks} (C)	Q̇ _T (W/dm ³)
0.2	34.28	62.43	21.26
0.4	40.60	67.51	24.41
0.85	54.79	79.76	31.51
1.5	74.43	97.50	41.49
3	107.43	127.22	61.15

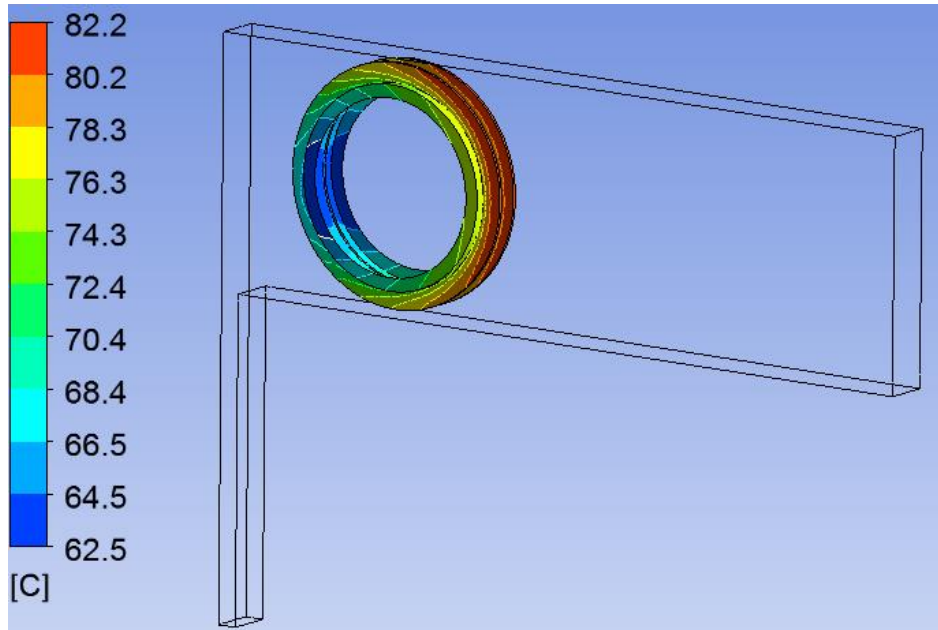
Atık gaz hızının da atık gaz sıcaklığı gibi kapasite üzerinde etkisinin yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu hız değişimi, yanma ünitesinde kullanılan fan tipi ve karakteristiği ile doğrudan ilişkilidir. Yüksek atık gaz hızlarının elde edilebilmesi için yüksek debiye sahip fanlar kullanılması gereklidir. Bu durum, ısı transferini artırmış olsa da emisyon ve işletme maliyeti gibi farklı sorunları beraberinde getirmektedir.

Atık gaz hızı değişiminin gerçekleşen toplam ısı transferinde (Q_T) yarattığı değişim grafik üzerinde incelendiğinde (Şekil 7); atık gaz hızı 0.2 m/s' den 0.4 m/s' ye yükseltildiğinde kapasite %18.4 artmasına karşın, 0.4 m/s' den 0.85 m/s' ye yükseltildiğinde kapasite %35 artmaktadır. Gerçekleşen toplam ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda 0.4 – 1.5 m/s arasındaki atık gaz hızları uygun değerler olarak gözükmektedir.

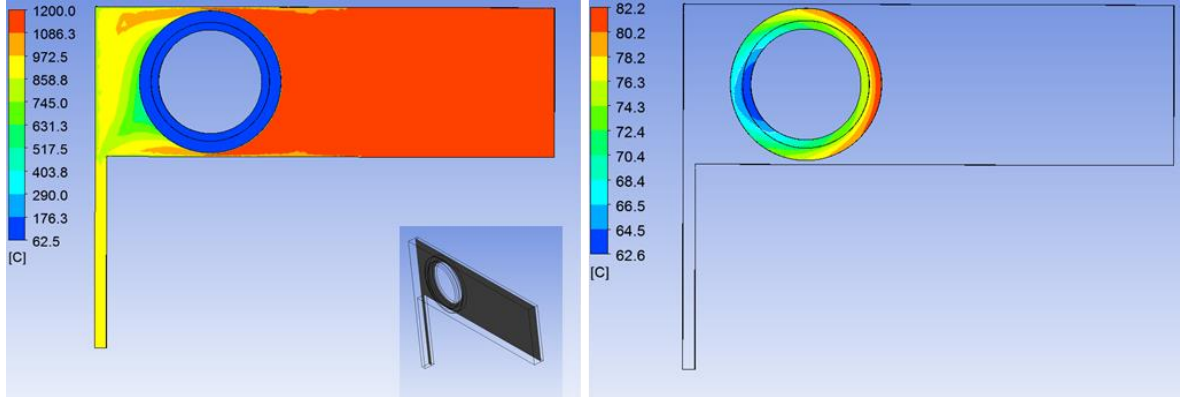


Şekil 7. Atık gaz hızı değişiminin gerçekleşen toplam ısı transferi üzerindeki etkisinin grafiksel gösterimi

Sayısal çalışmalardan elde edilen veriler incelendiğinde; 1200 C atık gaz sıcaklığı ve 0.85 m/s atık gaz hızı şartları altında, Q_T ve \dot{Q}_T değerlerin aynı anda yüksek olduğu ısı değiştiricisi tasarım parametre değerleri $h_i=3\text{mm}$, $s=3\text{ mm}$ ve $t_f=0.5\text{ mm}$ olarak bulunmuştur. Bu durumda, $Q_T=61.70\text{ W}$, $T_{\text{maks}}=82.20\text{ C}$ ve $\dot{Q}_T=38.64\text{ W/dm}^3$ olarak belirlenmiştir. Isı değiştirici dış yüzeylerinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı Şekil 8’ de verilmiştir. Şekil 9’ da ise kanadın orta noktasından geçen düzlem üzerinde gerçekleşen atık gaz ve ısı değiştiricisine ait sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Kanadın brülöre bakan kısımlarında sıcaklık 82 C’ lere çıkarken arka kısmında 68 C’ ye kadar düşmektedir. Kanadın arka kısmında atık gaz sıcaklıkları 502 C’ lere kadar düşüş göstermektedir.

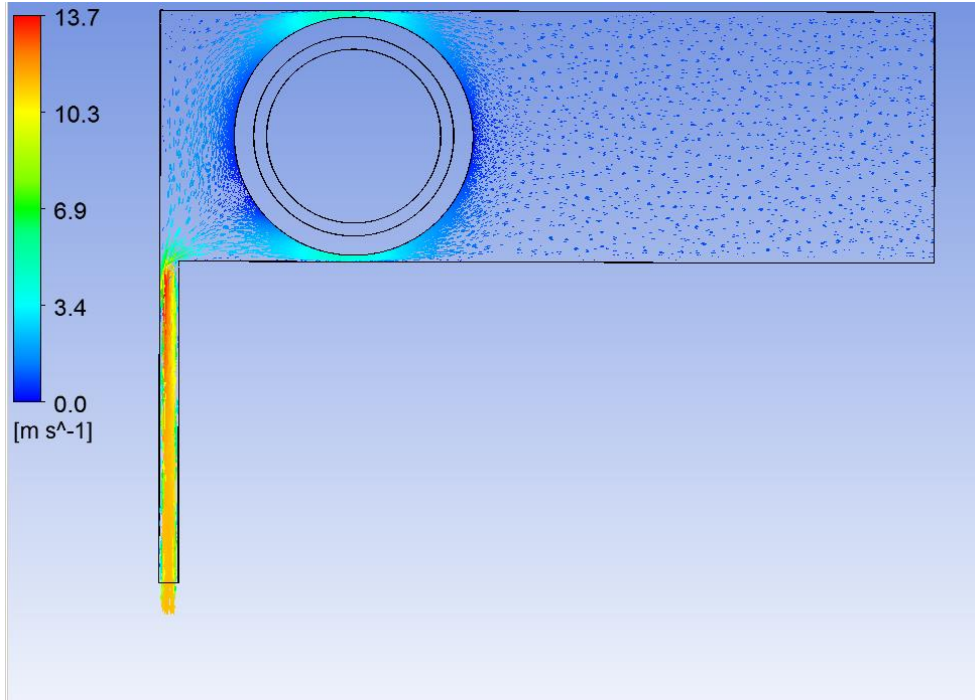


Şekil 8. Kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı



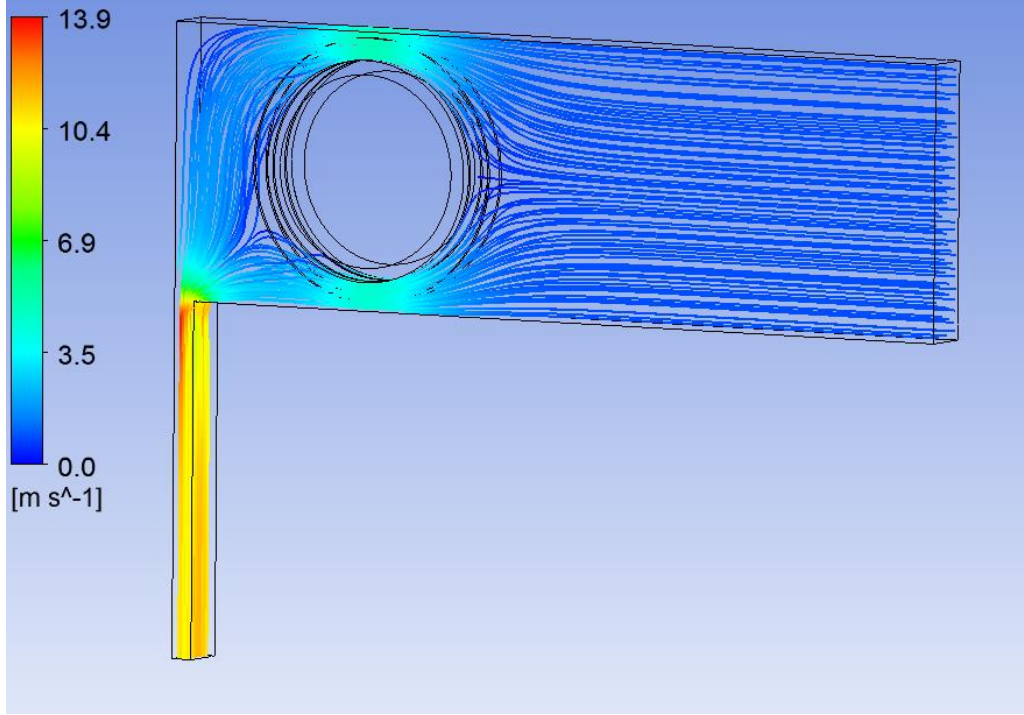
Şekil 9. Kanadın orta noktasından geçen düzlem üzerinde gerçekleşen atık gaz ve ısı değiştiricisine ait sıcaklık dağılımları

Aynı düzlem üzerinde gerçekleşen atık gaz hacmine ait hız vektörlerinin gösterimi Şekil 10' da verilmiştir. Şekil 10' da görüldüğü gibi kanat yüzeylerine yakın bölgelerde atık gaz hızı 3.5 m/s hız değerlerine çıkmaktadır. Kanadın arka tarafındaki düşük sıcaklık bölgelerinde (Şekil 9) durgun atık gaz hareketleri gözlenmektedir. Bu yüzden bu bölgede yeterli ısı transferi gerçekleşmemektedir.



Şekil 10. Kanadın orta noktasından geçen düzlem üzerinde gerçekleşen atık gaz hacmine hız vektörlerinin gösterimi

Sayısal çalışmalar sonucunda atık gaz hacminde oluşan akış çizgileri Şekil 11’ de verilmiştir.



Şekil 11. Atık gaz hacminde oluşan akış çizgileri

Sonuç olarak bu çalışmada, belirlenen tasarım parametrelerinin ısı değiştirici kapasitesi üzerine olan etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan incelemeler, tasarım sırasında kıyaslama açısından doğru yön gösterse bile, sayısal çalışmaların mutlaka deneysel çalışmalar ile doğrulanması gerekmektedir. Bundan sonraki çalışmalarımızda bu konu üzerine yoğunlaşılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] TÜRKERİ, A., “Bireysel ve Merkezi Isıtma Sistemlerinin Tanıtımı ve Karşılaştırılması”, VIII. Ulusal Tesisat Kongresi, Doğalgaz Semineri Bildirileri Kitabı, 181-188, 2007.
- [2] PERROTIN T., CLODIC D., “Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin and Tube Heat Exchanger in Dry Conditions”, International Congress of Refrigeration, 2003.
- [3] WANG C. C., LEE W. S., SHEU W. J., “A Comparative Study of Compact Enhanced Fin and Tube Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 3565-3573, 2001.
- [4] DU Y. J., WANG C. C., “An Experimental Study of The Air Side Performance of Superslit Fin and Tube Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 4475-4482, 2000.
- [5] KIM N. H., YOUN B., WEBB R. L., “Air Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin and Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements”, ASME Transaction, 121, 1999.
- [6] TUTAR M., AKKOCA A., “Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Three Dimensional Plate Fin and Tube Heat Exchanger”, Numerical Heat Transfer, 3001-3321, 2004.
- [7] WAIS P., “Fluid Flow Consideration in Fin-Tube Heat Exchanger Optimization”, Archives of Thermodynamics, 31, 87-104, 2010.
- [8] BILIRGEN H., DUNBAR S., LEVY E. K., “Numerical Modeling Of Finned Heat Exchangers”, Applied Thermal Engineering, 61, 278-288, 2013.



- [9] INCROPERA F.P., DEWITT D.P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Çevirenler: T. DERBENTLİ, O.F. GENÇELİ, A. GÜNGÖR, A. HEPBAŞLI, Z. İLKEN, N. ÖZBALTA, F. ÖZGÜÇ, C. PARMAKSIZOĞLU, Y. URALCAN, Literatür Yayınları, 2000.

ÖZGEÇMİŞ

Hasan AVCI

1984 yılı Edirne doğumludur. 2007 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2011 yılında aynı üniversitede Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. 2010-2013 yılları arasında Vestel Beyaz Eşya A.Ş. firmasının Teknoloji Geliştirme ve Endüstriyel Tasarım departmanında mekanik/termal tasarım mühendisi olarak çalışmıştır. 2013 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasının Ar&Ge Merkezinde inovasyon mühendisi olarak çalışmaktadır.

Dilek KUMLUTAŞ

İzmir doğumludur. 1990 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversite'nin Enerji Anabilim dalında 1994 yılında Yüksek Lisans, 1999 yılında Doktora Eğitimini tamamlamıştır. 1990-1999 yılları arasında Araştırma Görevlisi, 1999-2007 yılları arasında Yardımcı Doçent, 2007-2013 Doçent olarak görev yapmıştır. 2013 yılından beri Makina Bölümü'nde Profesör olarak çalışmaktadır.

Ahmet KAPAR

1976 Eskişehir doğumludur. 1998 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2000 yılında aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Anabilim dalında Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. 1998-2000 yılları arasında Tepe Grubuna bağlı Bil Mobilya A.Ş. de Mekanik Bakım Mühendisi, 2002-2005 yılları arasında Türk DemirDöküm (DD) Fabrikaları A.Ş.'de Üretim Mühendisi, 2006-2007 yılları arasında Demirdöküm Ar&Ge'de Şofben Ürün Geliştirme Mühendisi, 2008-2010 yılları arasında Vaillant Grup bünyesindeki DemirDöküm Ar&Ge'de Kombi Ürün Geliştirme Mühendisi, 2010-2012 yılları arasında DD Ar&Ge'de Kalite İyileştirme Yöneticisi olarak çalışmıştır. 2012 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki DD Ar&Ge merkezinde, Vaillant Gruba ait Uluslararası Ürün Geliştirme Projelerinde Proje Yöneticisi olarak çalışmaktadır.

Mustafa DUTUCU

1984 Karabük doğumludur. 2007 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2009-2011 yılları arasında Kardemir A.Ş.'de Mekanik Bakım ve Onarım Mühendisi olarak çalışmıştır. 2011-2012 yılları arasında Erse Makine'de imalat mühendisi ve 2012-2014 yılları arasında Petlas A.Ş.'de Ar&Ge departmanında Ürün Geliştirme ve Proses Mühendisi olarak çalışmıştır. 2014 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasında Ar&Ge Merkezinde tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır. Karabük Üniversitesi'nde Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.

