

KOMBİDEKİ ISI DEĞİŞTİRİCİ KAPASİTESİNE TASARIM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ*

Hasan Avcı**
hasan.avci@demirdokum.com.tr

Dilek Kumlutaş
Prof. Dr.,
Dokuz Eylül Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir
dilek.kumlutas@deu.edu.tr

Ahmet Kapar¹
ahmet.kapar@demirdokum.com.tr

Mustafa Dutucu¹
mustafa.dutucu@demirdokum.com.tr

¹ Türk Demir Döküm Fabrikaları A.Ş.,
AR&GE Merkezi Departmanı, Bilecik

THE EFFECT OF DESIGN PARAMETERS ON THE CAPACITY OF COMBI'S HEAT EXCHANGER

** İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 08.06.2015

Kabul tarihi : 23.06.2015

* 8-11 Nisan 2015 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir'de düzenlenen 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi'nde sunulan bildiri, dergimiz için yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

Avcı, H., Kumlutaş, D., Kapar, A., Dutucu, M. 2015. "Kombideki Isı Değiştirici Kapasitesine Tasarım Parametrelerinin Etkisi," Mühendis ve Makina, cilt 56, sayı 666, s. 38-45.

ÖZ

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 sisteminin doğru bir şekilde sayısal olarak modellenmesi, tasarım sürecini zaman ve maliyet açısından iyileştirecektir.

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

Anahtar Kelimeler: Kombi, ısı değiştirici, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), ANSYS

ABSTRACT

Heat exchangers used inside heat engines become a crucial role on efficiency and thermal performance of combi boilers. It has to be known that how design parameters of heat exchanger have effects over its capacity in order to produce combi boilers in accord with ERP regulations. When these effects are determined, design 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, effects of design parameters of condense boiler's heat exchanger on capacity were evaluated numerically by ANSYS Programme.

Keywords: 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 yoğunlaşmalı 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 üretilebilmektedir. 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 değiştiricilerinin 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

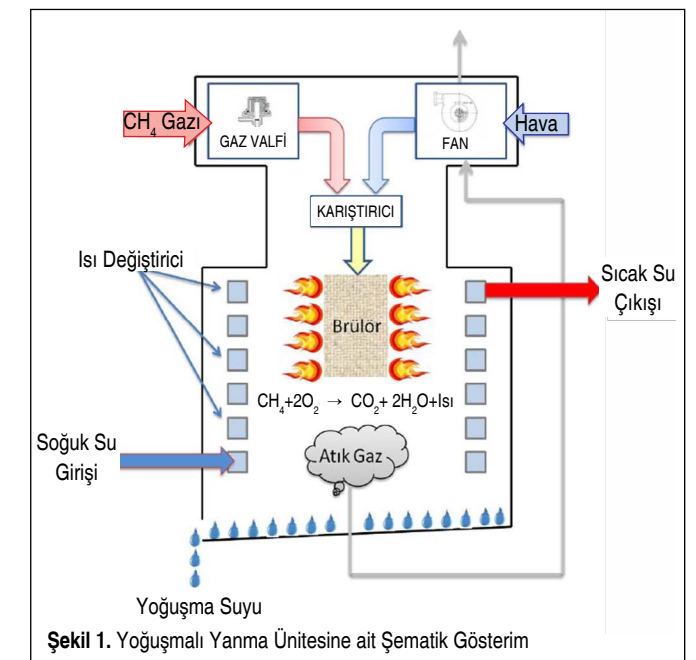
modeller için karşılaştırılmıştır. 2013 yılında H. Bilirgen ve arkadaşları tarafından yapılan diğer bir çalışmada; kanatlar arası boşluğun, kanat kalınlığının, kanat yüksekliğinin ve kanat malzemesinin, çapraz akıştaki tek sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisinde meydana gelen ortalama ısı transferi 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 sisteminin 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.

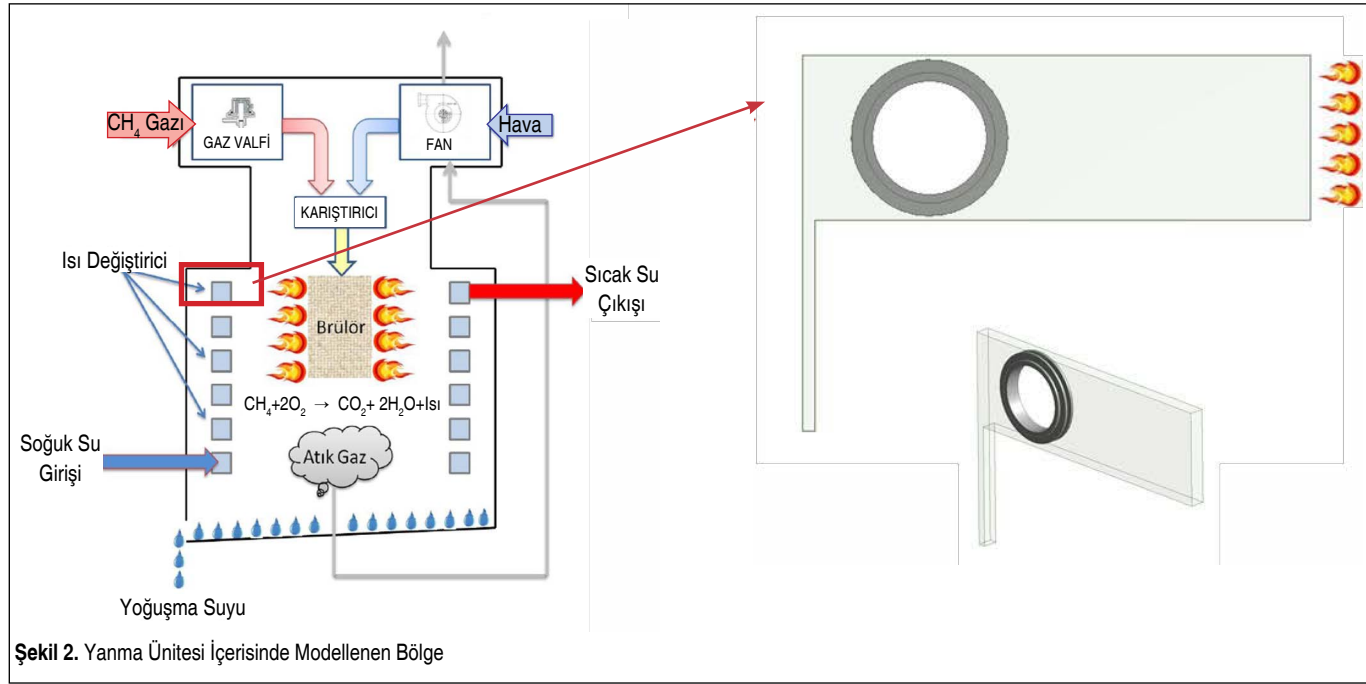
Bu çalışmada; kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe, atık gaz sıcaklığı ve atık gaz hızı olarak beş farklı tasarım parametresi belirlenmiştir. Yoğunlaşmalı bir kombiye ait alüminyum kanatlı borulu ısı değiştiricisinde belirlenen tasarım parametrelerinin kapasiteye etkisi ANSYS programı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

2. SAYISAL ÇALIŞMA

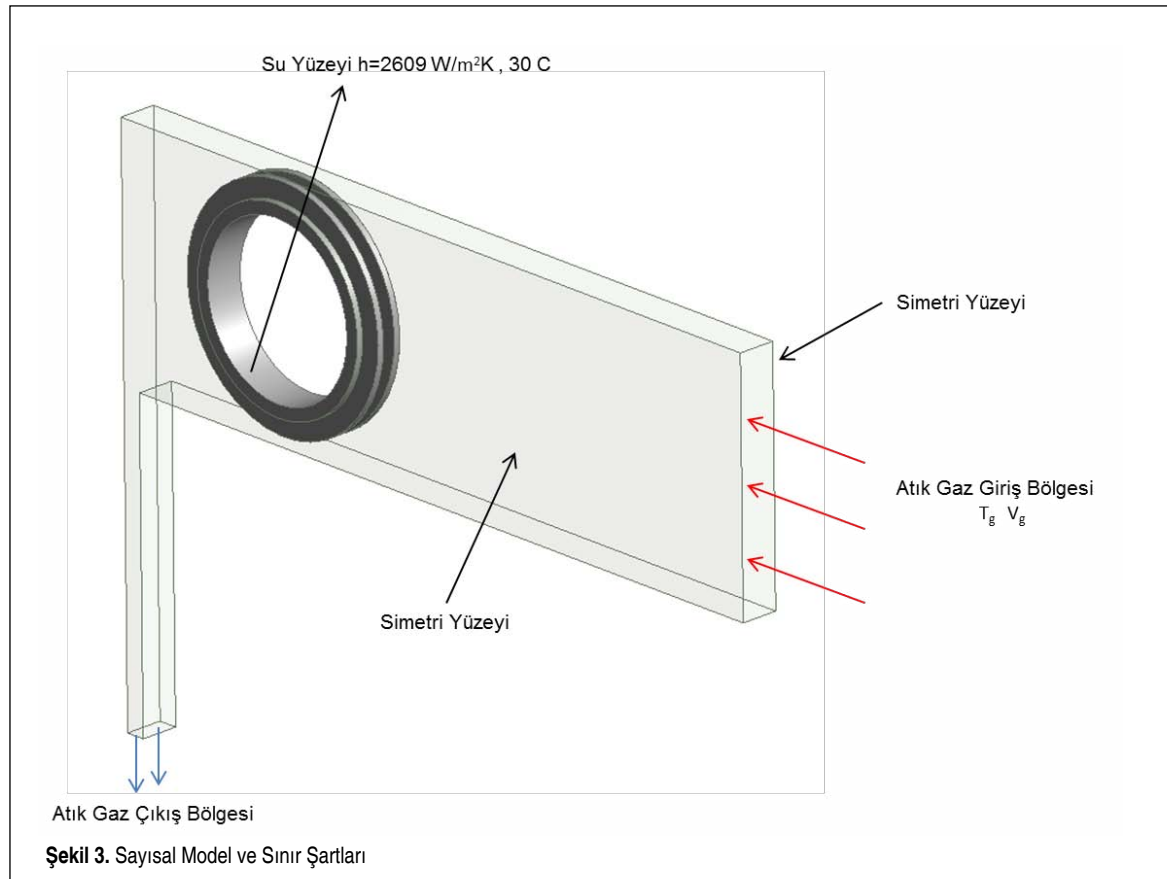
Bu çalışma kapsamında incelenen yoğunlaşmalı yanma ünitesine ait şematik gösterim, Şekil 1'de verilmiştir. CO ve CO₂ emisyonlarının standartların belirlediği limitlerin altında olması gereği nedeni ile yanıcı gaz (Doğalgaz) ve taze hava karıştırıcıda belli oranlarda karıştırılır. Gaz hava karışımı



Şekil 1. Yoğunlaşmalı Yanma Ünitesine ait Şematik Gösterim



Şekil 2. Yanma Ünitesi İçerisinde Modellenen Bölge



Şekil 3. Sayısal Model ve Sınır Şartları

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 yoğuşma sıcaklığı altına indiğinde sıvı

faza dönüşür. Sıvı faza dönen bu suya yoğuşma suyu denilmektedir. Yanma ünitesi drenajından yoğuşma suyu tahliye edilir. Atık gaz son olarak atık gaz borusu ile atmosfere gönderilir.

Tablo 1. Isı Değiştiricisine ait Tasarım Parametre Değerleri

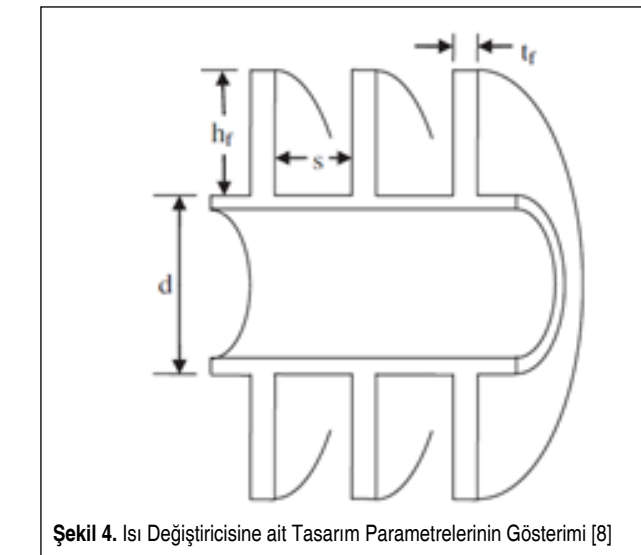
Tasarım Parametresi	Kullanılan Değerler (mm)
Kanat yüksekliği (h_f)	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10
Kanat kalınlığı (t_f)	0.5, 1, 1.5, 2, 2.5
Kanatlar arası boşluk (s)	1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4

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’te 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.

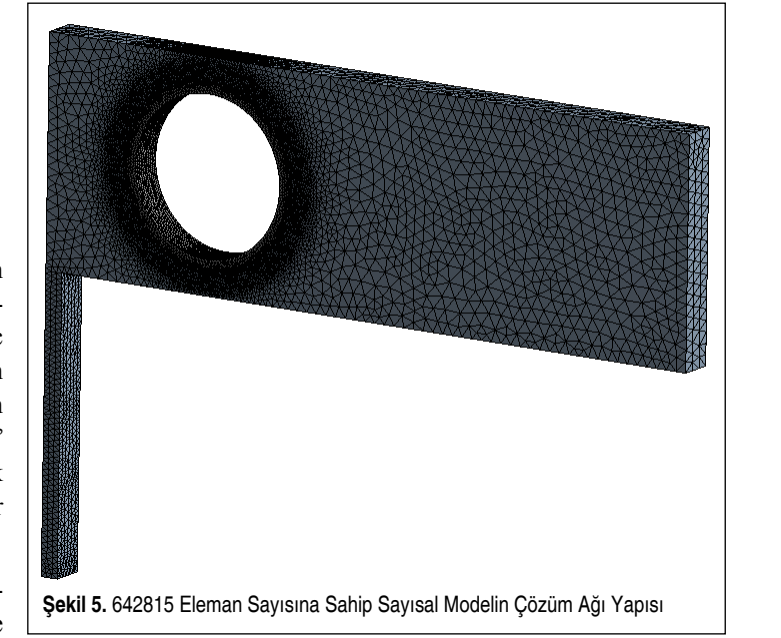
Alüminyum ısı değiştiricisine ait seçilen tasarım parametreleri üç adettir: kanat yüksekliği (h_f), kanat kalınlığı (t_f), ve kanatlar arası boşluk (s) (Şekil 4) [8]. Sayısal çalışmada incelenen bu parametrelere ait değerler, Tablo 1’de verilmiştir. Tasarım parametreleri için kullanılan değerler seçilirken 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).

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).

Sayısal çözüm sırasında, oda sıcaklığındaki 6000 serisi alüminyum malzemesine ait 167 W/mK ısı iletim katsayısı ve



Şekil 4. Isı Değiştiricisine ait Tasarım Parametrelerinin Gösterimi [8]



Şekil 5. 642815 Eleman Sayısına Sahip Sayısal Modelin Çözüm Ağı Yapısı

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’deki suyun yoğunluğu (ρ), özgül ısı (C_p), ısı iletim katsayısı (k) ve dinamik viskozite (μ) değerleri kullanılmıştır.

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

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

$$Nu_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3)$$

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

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 sıcaklığı; ρ , yoğunluğu; C_p , özgül ısı; 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/m³]	C_p [J/kgK]	k [W/mK]	α [m²/s]	ν [m²/s]
850	0.4097	1110	0.0596	13.1×10^{-5}	9.38×10^{-5}

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)

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

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

3. SONUÇ 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 (\bar{Q}_T) olan etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1 Kanat Yüksekliğinin Değişimi

Kanat yüksekliğinin 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, 1 mm kanat kalınlığı şartları altında kanat yüksekliği değişiminin sayısal sonuçlara etkisi Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Kanat Yüksekliği Değişiminin Sayısal Sonuçlar Üzerindeki Etkisi

h_t (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'te 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 görülmektedir. 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'te verilmiştir.

Tablo 5. Kanat Kalınlığı Değişiminin Sayısal Sonuçlar Üzerindeki Etkisi

t_t (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 arttığında, 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 görülmektedir.

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.

Kanat arası boşluk arttıkça, gerçekleşen toplam ısı transferi

Tablo 6. Kanatlar Arası Boşluğun Değişiminin Sayısal Sonuçlar Üzerindeki Etkisi

s (mm)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\bar{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

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.

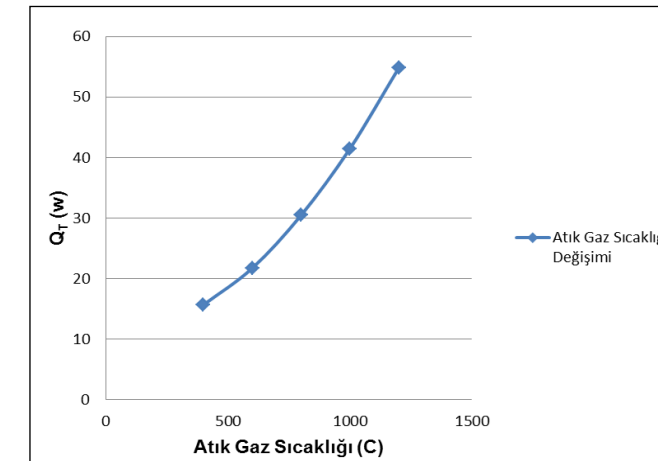
3.4 Atık Gaz Sıcaklığının Değişimi

Atık gaz sıcaklığının değişim etkisinin incelenmesi 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'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, ışınlamla olan ısı transferinin, ısı değiştirici kapasitesi üzerinde önemli rolü olduğunu göstermektedir.

Tablo 7. Atık Gaz Sıcaklığı Değişiminin Sayısal Sonuçlar Üzerindeki Etkisi

T_g (C)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\bar{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

**Şekil 6.** Atık Gaz Sıcaklığı Değişiminin Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Üzerindeki Etkisinin Grafikal 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.

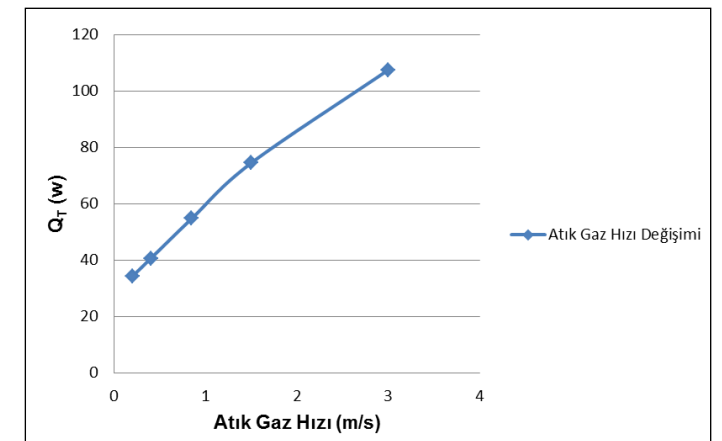
Tablo 8. Atık Gaz Hızı Değişiminin Sayısal Sonuçlar Üzerindeki Etkisi

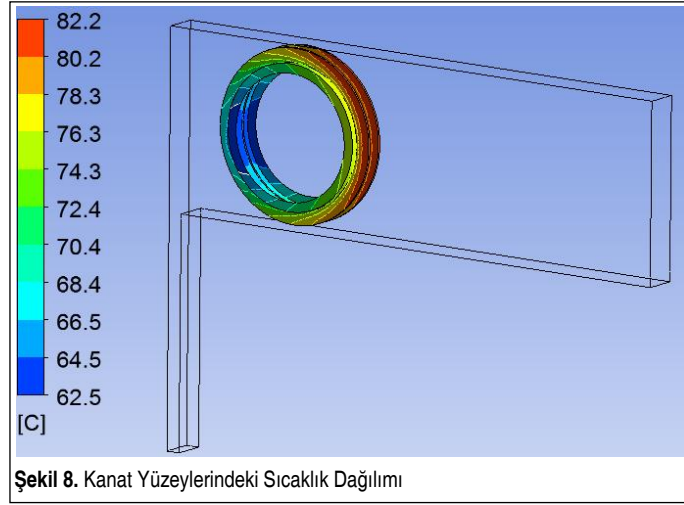
V_g (m/s)	Q_T (W)	T_{maks} (C)	\bar{Q}_T (W/dm ³)
0.2	34.28	62.43	21.26
0.4	40.60	67.51	24.41
0.85	54.79	79.76	31.51
1.5	74.43	97.50	41.49
3	107.43	127.22	61.15

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.

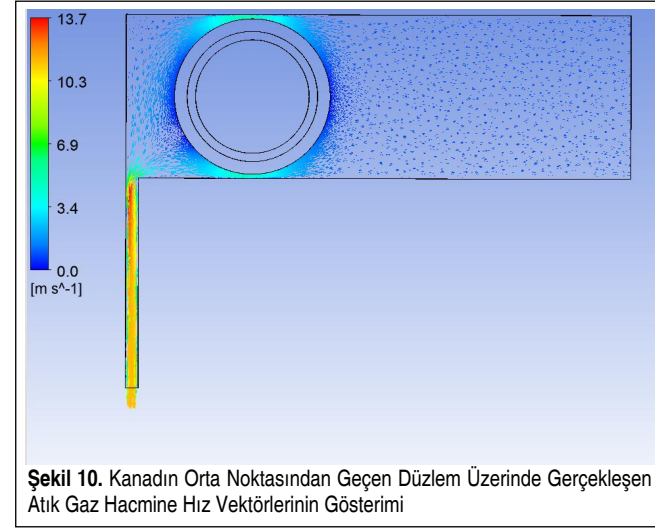
Atık gaz hızı değişiminin gerçekleşen toplam ısı transferinde (Q_T) yarattığı değişim grafik üzerinde incelendiğinde (Şekil 7); atık gaz hızı 0.2 m/s'den 0.4 m/s'ye yükseltildiğinde kapasite %18.4 artmasına karşın, 0.4 m/s'den 0.85 m/s'ye yükseltildiğinde kapasite %35 artmaktadır. Gerçekleşen toplam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

Sayısal çalışmalardan elde edilen veriler incelendiğinde; 1200°C atık gaz sıcaklığı ve 0.85 m/s atık gaz hızı şartları altında, Q_T ve \bar{Q}_T değerlerinin aynı anda yüksek olduğu ısı değiştiricisi tasarım parametre değerleri $h_f = 3$ mm, $s = 3$ mm

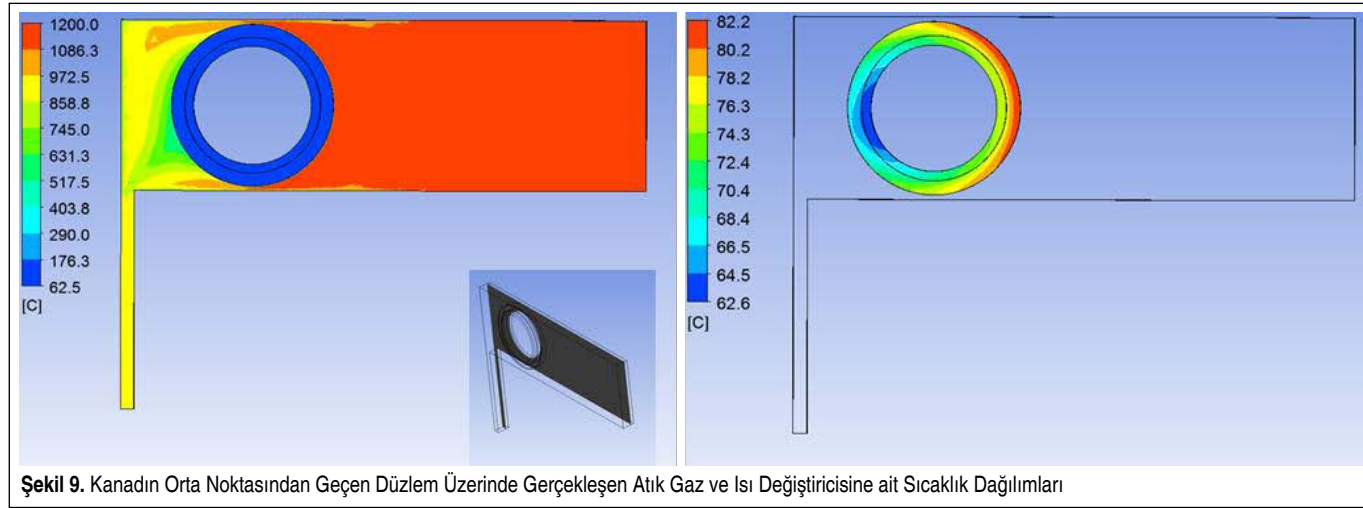
**Şekil 7.** Atık Gaz Hızı Değişiminin Gerçekleşen Toplam Isı Transferi Üzerindeki Etkisinin Grafikal Gösterimi



Şekil 8. Kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 10. Kanadın Orta Noktasından Geçen Düzlem Üzerinde Gerçekleşen Atık Gaz Hacmine Hız Vektörlerinin Gösterimi

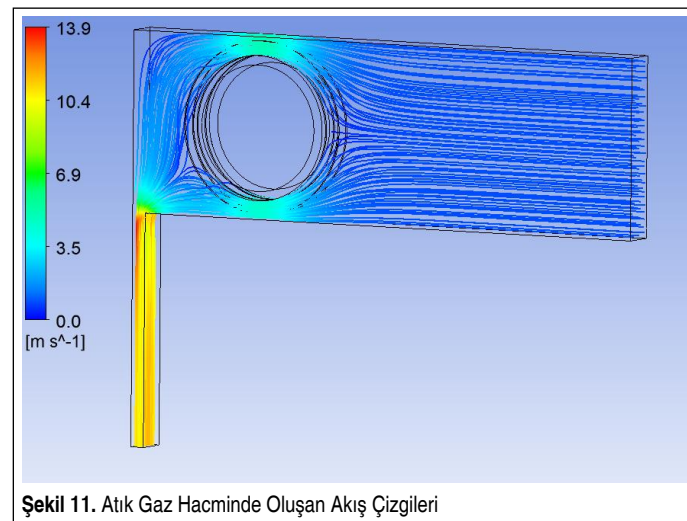


Şekil 9. Kanadın Orta Noktasından Geçen Düzlem Üzerinde Gerçekleşen Atık Gaz ve Isı Değiştiricisine ait Sıcaklık Dağılımları

ve $t_f = 0.5$ mm olarak bulunmuştur. Bu durumda, $\dot{Q}_T = 61.70$ W, $T_{maks} = 82.20^\circ\text{C}$ ve $\dot{Q}_T = 38.64$ W/dm³ 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.

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.

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.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, TÜBİTAK 1501 Destek Programı 3130798 kodlu TEYDEB projesi ile desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

1. Türkeri, A. 2007. "Bireysel ve Merkezi Isıtma Sistemlerinin Tanıtımı ve Karşılaştırılması," VIII. Ulusal Tesisat Kongresi, Doğalgaz Semineri Bildirileri Kitabı, TMMOB MMO Yayını, İzmir, sayfa 181-188.
2. Perrotin, T., Clodic, D. 2003. "Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin and Tube Heat Exchanger in Dry Conditions," International Congress of Refrigeration, 17-22 August 2003, Washington D. C., USA.
3. Wang, C. C., Lee, W. S., Sheu, W. J. 2001. "A Comparative Study of Compact Enhanced Fin and Tube Heat Exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, p. 3565-3573.
4. Du, Y. J., Wang, C. C. 2000. "An Experimental Study of the Air Side Performance of Superslit Fin and Tube Heat Exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, p. 4475-4482.
5. Kim N. H., Youn B., Webb R. L. 1999. "Air Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin and Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements," Journal of Heat Transfer Transactions of The ASME, vol. 121, no. 3, p. 662-667.
6. Tutar, M., Akkoca, A. 2004. "Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Three Dimensional Plate Fin and Tube Heat Exchanger," Numerical Heat Transfer, vol. 46 (3), p. 3001- 3321.
7. Wais, P. 2010. "Fluid Flow Consideration in Fin-Tube Heat Exchanger Optimization," Archives of Thermodynamics, vol. 31, p. 87-104.
8. Bilirgen, H., Dunbar, S., Levy, E. K. 2013. "Numerical Modeling of Finned Heat Exchangers," Applied Thermal Engineering, vol. 61, p. 278-288.
9. Incropera, F. P., Dewitt, D. P. 2000. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, İstanbul.

<http://omys.mmo.org.tr/muhendismakina/>

TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

Mühendis ve Makina Dergisi

Online Makale Yönetimi

ANA SAYFA (GİRİŞ SAYFASI)

YAZAR

HAKEM

EDİTÖR

HOŞGELDİNİZ

YAZAR GİRİŞİ

e-Posta :

Şifre :

[Yeni Kullanıcı](#) | [Şifremi Unuttum](#)

MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ'ne makale gönderilebilmek için sisteme kayıt olmanız gerekmektedir. Kayıt olabilmek için sol kısımda yer alan [Yeni Kullanıcı] bağlantısına tıklayınız.

Daha önce kayıt olduysanız, e-posta adresiniz ve şifrenizi girmeniz yeterlidir.

Şifrenizi hatırlamıyorsanız, şifrenizin e-posta adresinize gönderilebilmesi için [Şifremi Unuttum] bağlantısına tıklayınız.

Sistemle ilgili sorularınızı yayin@mmo.org.tr e-posta adresine gönderebilirsiniz.

makalelerinizi online sistem üzerinden ulaştırabilirsiniz