

13. Uluslararası

13th International



Yanma Sempozyumu

Combustion Symposium

09 - 11 Eylül 2015, Bursa

September 09th - 11th 2015, Bursa

POSTER BİLDİRİLER



Bilimsel İletişim

Prof. Dr. Ali Sürmen

Bursa Teknik Üniversitesi

Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Bölümü

Tel : +90 224 314 18 61

GSM : +90 532 334 61 12

ali.surmen@btu.edu.tr

Organizasyon

Burkon Turizm & Kongre

T. +90224 444 9 443 kongre@burkon.com

KAZANLARDA YAKIT ve YANMA HAVASINA BAĞLI YANMA GAZLARININ ÖZELLİKLERİNDEKİ DEĞİŞİM

Okan KON, Bedri YÜKSEL

Balıkesir Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Çağış Kampüsü / Balıkesir
okan@balikesir.edu.tr, byuksel@balikesir.edu.tr

Özet: Çalışmada, binaların ısı merkezlerindeki kazanlarda kömür, doğal gaz ve fuel-oil yakıtları kullanılması durumunda, farklı yanma havası sıcaklığı ve bağıl nemine bağlı yanma gazlarının yanma sonucu su buharı kısmi basıncı ve çığ noktası sıcaklığı gibi özelliklerindeki değişimler incelenmiştir. Farklı kömür, doğal gaz ve fuel-oil tüketimine bağlı olarak yanma sonucu oluşacak su buharı ile CO₂ ve SO₂ emisyon miktarları hesaplanmıştır. Ayrıca yakıt tüketimine bağlı su buharı ile CO₂ ve SO₂ emisyonları için regresyon analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yakıtlar, Yanma, Baca Gazı, Su Buharı

CHANGES OF PROPERTIES IN COMBUSTION GASES DUE FUEL AND COMBUSTION AIR

Abstract: In this study, some changes in properties of combustion gases due to the different combustion air temperature and relative humidity, such as partial pressure of water vapor that occurs after combustion and dew point temperature are examined, in the case of usage of coal, natural gas and fuel-oil in boilers of heat power station. The amount of CO₂ and SO₂ emissions, and the water vapor that occurs due to the combustion are calculated for different coal, natural gas and fuel oil consumption. Also, regression analyses are made for both water vapor, and CO₂ and SO₂ emissions depending on the fuel consumption.

Keywords: Fuels, Combustion, Fuel Gas, Water Vapor

1.GİRİŞ

Hava kirliliği, doğal olaylar, sosyal ve ekonomik etkinlikler sonucu is, duman, toz, gaz, buhar ve aerosol biçimindeki kirlleticilerle havanın doğal biçimi ve yapısının olumsuz yönde etkilenmesi olarak tanımlanabilir. Hava kirliliğinin başta gelen kaynağı yakma sistemleridir. Kentsel alanlarda, hava kirliliğine neden olan yakma sistemleri arasında kazanlar önemli yer tutmaktadır [1].

Kazanlardan kaynaklanan hava kirliliği; yakılan yakıt miktarına, yakıtın kirlilme ve yanma özelliklerine, yakma sistemleri ve işletme koşullarına, kirlitici emisyonların atmosfere verilme biçimlerine, topografik ve meteorolojik koşullara bağlı olarak değişmektedir [1].

Kazan ısı veriminde artış sağlamak için, baca gazı ile oluşan ısı kayıpları sınırlamak gerekir. Baca gazlarının tekrar kullanılmasıyla oldukça büyük enerji tasarrufu sağlanabilir. Elde edilecek enerji gerek aynı sistem için gerekse farklı sistemler için kullanılacak en ekonomik kaynaktır. Baca gazları ile olan duyulur ısı kayıpları duman çıkış sıcaklığı ile orantılıdır. Gizli ısı kayıpları ise yakıt içindeki suyun buhar haline dönüşerek bacadan atılması ile ilgilidir [2].

Baca gazlarındaki gizli ısı kaybı; baca gazlarında bulunan su buharının taşıdığı ısıdan meydana gelen kayıptır. Bu kayıp enerjii geri kazandırmak için baca gazları çığ noktası sıcaklığı altına kadar düşürülüp buhar yoğunlaştırılır ve elde edilen ısı sistemde kullanılır [3].

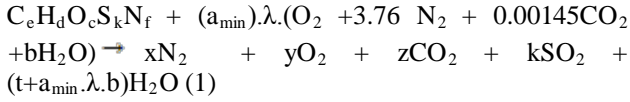
Çiğ noktası yanma ürünlerinin içindeki su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklıktır. Yoğuşma, baca gazlarındaki suyun kısmi basıncının, o sıcaklıktaki suyun buhar basıncının üzerine çıktığı anda başlar. Baca gazları genelde çiğ noktasının üzerinde atılması gerekir [3].

Baca gazı bileşenlerinden olan su buharının, buharlaşabilmesi için gizli ısı kullanılmakta ve kullanılan gizli ısı miktarı ise yakıtın alt ve üst ısıl değerleri farkını meydana getirmektedir [4].

Çalışmada, binaların ısı merkezlerdeki kazanlarda yakıt olarak kullanılan kömür, doğal gaz ve fuel-oil için 5, 15 ve 25 °C sıcaklık ile % 30, 60 ve 90 bağıl nemdeki yanma havası oranlarına bağlı yanma gazlarının yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı ve çiğ noktası sıcaklığı gibi özelliklerindeki değişim incelenmiştir. Kömür için 1000, 2000, 5000, 10000 ve 20000 kg; doğal gaz için 100, 200, 500, 1000 ve 2000 Nm³; fuel-oil için 100, 200, 500, 1000 ve 2000 litre tüketimine bağlı olarak yanma sonu oluşacak su buharı miktarları hesaplanmıştır. Yakıt tüketimine bağlı yanma sonu oluşacak kömür için CO₂ ile SO₂, doğal gaz için CO₂ ve fuel-oil için CO₂ ile SO₂ emisyonu miktarları tespit edilmiştir. Ek olarak yakıt tüketimine bağlı su buharı ve CO₂ ve SO₂ emisyonlarının nasıl değiştiğini gösteren doğrusal denklemler elde edilerek regresyon analizleri yapılmıştır.

2.MATERYAL VE METOD

Yakıtın kimyasal bileşimi ve ortam havasına bağlı yanma denklemi [5,6];



Burada a_{min}, yakıtın yanması için gerekli minimum oksijen miktarını gösteren katsayı, λ hava fazlalık katsayısı ve t ise yanma sonu oluşan su buharı için katsayısıdır. Minimum a katsayısı için denklem [5];

$$a_{\min} = n_C + (n_H/4) + n_S - 0.5 \cdot n_O \quad (2)$$

dir. Burada, karbon (C), hidrojen (H), kükürt (S) ve oksijen (O) için n mol sayısıdır.

Örnek bina içindeki havanın su buharının (nemin) kısmi basıncı [7];

$$P_{v,hava} = \Phi_{hava} \cdot P_{doyma} \cdot T_{ort} \quad (3)$$

dir. Burada, Φ_{hava} örnek bina içindeki havanın bağıl nemi, P_{doyma,Tort}; örnek bina içi ortalama sıcaklıkta (T_{ort}) havadaki nemin doyma basıncıdır.

Havadaki su buharının mol miktarı [7];

$$n_{v,hava} = (P_{v,hava}/P_{toplam}) \cdot n_{toplam} \quad (4)$$

dir. Yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı [7];

$$P_{v,ysü} = (n_{v,ysü}/n_{ysü}) \cdot P_{ysü} \quad (5)$$

dir. Burada, n_{v,ysü} yanma sonu ürünlerdeki su buharı mol miktarı, n_{ysü} yanma sonu ürünlerin toplam mol miktarı ve P_{ysü} yanma sonu ürünlerin basıncıdır. Yanma sonu ürünlerin (yanma sonu ürünlerinin sabit basınçta soğutulduğunda su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklık) çiğ noktası sıcaklığı [7,8];

$$T_{\text{çn}} = T_{\text{doyma,Pvysü}} \quad (6)$$

dir. Burada, T_{doyma,Pvysü} nemli havanın doyma basıncındaki sıcaklığıdır [7]. Tablo 1'de kömür, doğal gaz ve fuel-oil için kimyasal formül, fiyat, alt ısıl değer, hava fazlalık katsayısı, yoğunluk ve yanma havası için minimum katsayısı gibi özellikler verilmiştir.

Tablo 1. Yakıtlar ve Özellikleri [8,9,10,11]

Parametre	Kömür	Doğal Gaz	Fuel-Oil
Kimyasal Formül	C _{7.074} H _{5.149} O _{0.521} S _{0.01} N _{0.086}	C _{1.269} H _{4.516} O _{0.024} N _{0.012}	C _{7.3125} H _{10.407} O _{0.04} S _{0.026} N _{0.02}
Fiyat	0.2265 \$/kg	0.4794 \$/Nm ³	1.3245 \$/Nm ³
Alt Isıl Değer	29.295 10 ⁶ J/kg	34.526 10 ⁶ J/m ³	40.594 10 ⁶ J/kg
Verim	0.65	0.93	0.80
Hava Fazlalık Katsayısı	2.0	1.1	1.3
Yoğunluk (kg/m³)	1200	0.76	950
Yanma Havası için a_{min}	8.1108	2.3860	9.9203

3.BULGULAR

Tablo 2'de 5, 15 ile 25 °C ortam sıcaklığı ve % 30, 60, 90 ortam bağıl nem değeri için hesaplamalarda kullanılan; havanın su buharı kısmi basıncı ile kmol miktarı ve yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı ile çiğ noktası sıcaklığını gösteren parametreler verilmiştir. Tablo 3'de yanma denklemlerinde kullanılan katsayıların değerleri verilmiştir. 5, 15, 25 °C ortam sıcaklıkları ile % 30, 60 ve 90 ortam bağıl nem değeri için Şekil 1'de kömür tüketimine bağlı, Şekil 2'de doğal gaz tüketimine bağlı, Şekil 3'de fuel-oil tüketimine bağlı H₂O buharı miktarları gösterilmiştir. Kömür tüketimine bağlı Şekil 4'de CO₂ emisyonu, Şekil 5'de SO₂ emisyonu

verilmiştir. Şekil 6'da doğal gaz tüketimine bağlı CO₂emisyonu gösterilmiştir. Fuel-oil tüketimine bağlı Şekil 7'de CO₂emisyonu ve Şekil 8'de SO₂ emisyonu gösterilmiştir.

Tablo 2. Yanma Hesaplarında Kullanılan Parametreler ve Hesaplanan Değerleri

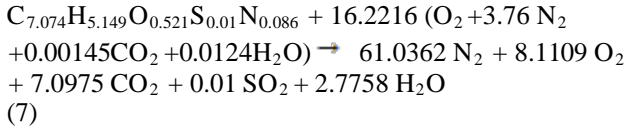
Yanma Havaısı Sıcaklığı (°C)												
Yanma Havaısı Bağlı Nemi (%)	Havanın Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,hava}$) (kPa)	Havadaki Su Buharının Mol Miktarı ($n_{v,hava}$) (kmol)	5		15				25			
			Yanma Sonu Ürünlerin Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,ysü}$) (kPa)	Yanma Sonu Ürünlerin Çiğ Noktası Sıcaklığı ($T_{çn}$) (°C)	Havanın Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,hava}$) (kPa)	Havadaki Su Buharının Mol Miktarı ($n_{v,hava}$) (kmol)	Yanma Sonu Ürünlerin Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,ysü}$) (kPa)	Yanma Sonu Ürünlerin Çiğ Noktası Sıcaklığı ($T_{çn}$) (°C)	Havanın Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,hava}$) (kPa)	Havadaki Su Buharının Mol Miktarı ($n_{v,hava}$) (kmol)	Yanma Sonu Ürünlerin Su Buharı Kısmi Basıncı ($P_{v,ysü}$) (kPa)	Yanma Sonu Ürünlerin Çiğ Noktası Sıcaklığı ($T_{çn}$) (°C)
Kömür												
30	0.262	0.201	3.559	26.807	0.512	0.396	3.799	27.979	0.951	0.733	4.212	29.791
60	0.523	0.404	3.809	28.026	1.023	0.788	4.279	30.055	1.901	1.480	5.115	33.222
90	0.785	0.599	4.049	29.151	1.535	1.184	4.760	31.938	2.852	2.241	6.019	35.900
Doğal Gaz												
30	0.262	0.033	16.970	56.370	0.512	0.064	17.164	56.605	0.951	0.119	17.498	57.012
60	0.523	0.065	17.172	56.615	1.023	0.128	17.552	57.078	1.901	0.239	18.227	57.900
90	0.785	0.097	17.365	56.851	1.535	0.192	17.940	57.551	2.852	0.361	18.951	58.782
Fuel-oil												
30	0.262	0.160	8.466	42.423	0.512	0.315	8.689	42.915	0.951	0.583	9.073	43.763
60	0.523	0.321	8.698	42.935	1.023	0.627	9.135	43.901	1.901	1.177	9.913	45.618
90	0.785	0.477	8.291	43.428	1.535	0.941	9.582	44.887	2.852	1.775	10.745	47.025

Tüm yakıtlar için yanma havası su buharı kısmi basıncının 0.262-2.852 kPa arasında değiştiği hesaplanmıştır. Havadaki su buharı mol miktarının, kömür için 0.201-2.241 kmol arasında, doğal gaz için 0.033-0.361 kmol ve fuel-oil için 0.160-1.775 kmol arasında, yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı kömür için 3.559-6.019 kPa arasında, doğal gaz için 16.970-18.951 kPa ve fuel-oil için 8.466-10.745 kPa arasında, yanma sonu ürünlerin çığ noktası sıcaklığının kömür için 26.8-35.9 °C arasında, doğal gaz için 56.4-58.8 °C ve fuel-oil için 42.4-47.0 °C arasında değiştiği hesaplanmıştır. Tüm yakıtlar için, yanma havası su buharı kısmi basıncı, havadaki su buharı mol miktarı, yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı ve yanma sonu ürünlerin çığ noktası sıcaklığının en düşük değeri 5 °C ortam sıcaklığı ile % 30 bağıl nemde ve en yüksek değeri ise 25 °C ortam sıcaklığı ile % 90 bağıl nemde meydana geldiği görülmüştür.

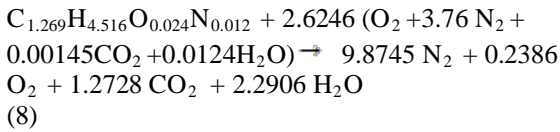
Tablo 3. Yanma Denkleminde Kullanılan Katsayıların Değerleri

x	y	z	k	t
Kömür				
61.0362	8.1109	7.0975	0.010	2.5745
Doğal Gaz				
9.8745	0.2386	1.2728	---	2.2580
Fuel-oil				
48.5005	2.9762	7.3312	0.026	5.2035

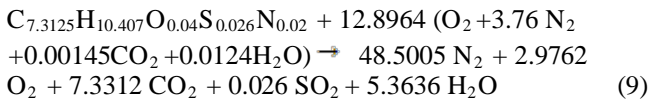
5 °C sıcaklığı ile % 30 nemindeki yanma havası ve kömür için yanma denklemi:



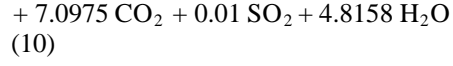
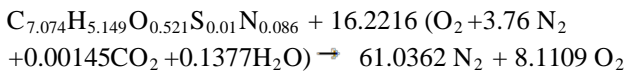
5 °C sıcaklığı ile % 30 nemindeki yanma havası ve doğal gaz için yanma denklemi:



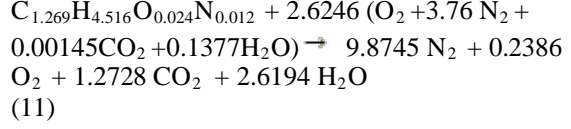
5 °C sıcaklığı ile % 30 nemindeki yanma havası ve fuel-oil için yanma denklemi:



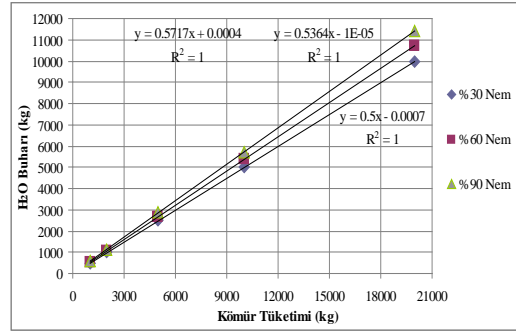
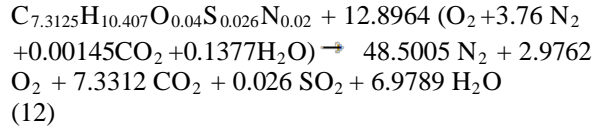
25 °C sıcaklığı ile % 90 nemindeki yanma havası ve kömür için yanma denklemi:



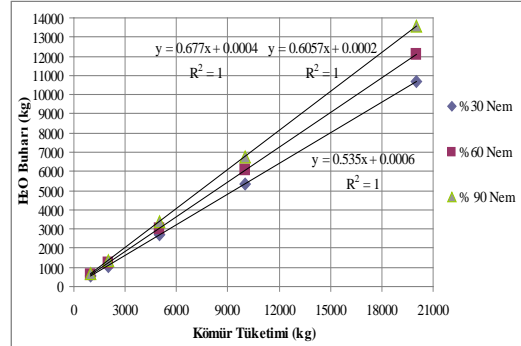
25 °C sıcaklığı ile % 90 nemindeki yanma havası ve doğal gaz için yanma denklemi:



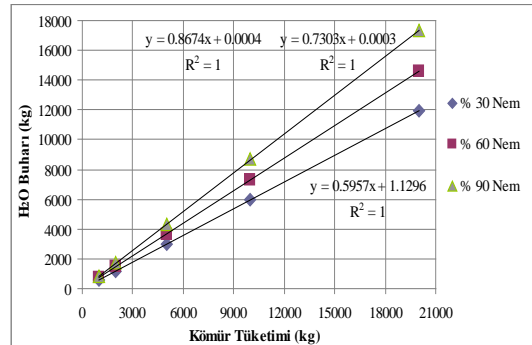
25 °C sıcaklığı ile % 90 nemindeki yanma havası ve fuel-oil için yanma denklemi:



(a)

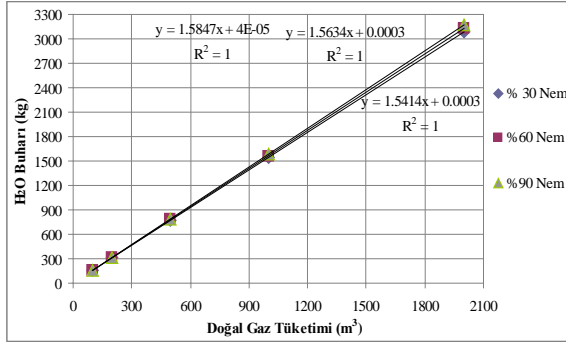


(b)

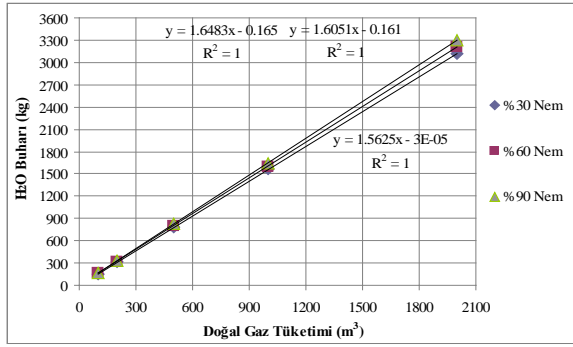


(c)

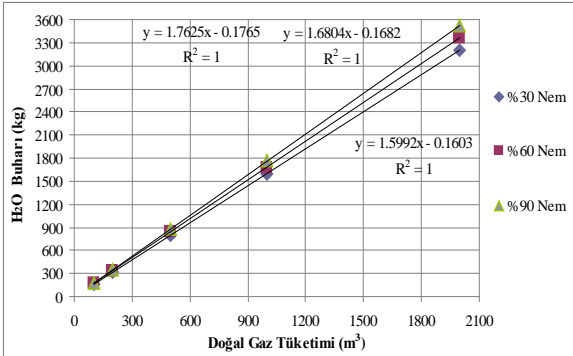
Şekil 1. (a) 5⁰C (b) 15⁰C (c) 25⁰C yanma havası sıcaklığı ve % 30, % 60 ve % 90 bağıl nemi için kömür tüketimine bağlı H₂O buharı



(a)

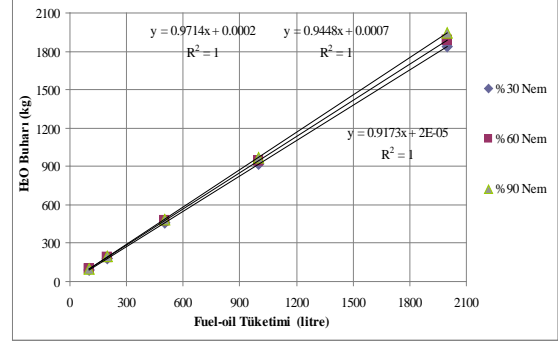


(b)

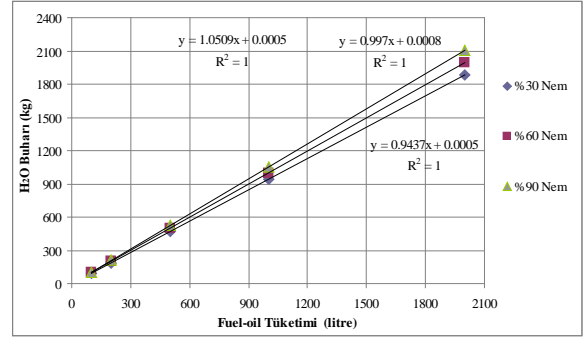


(c)

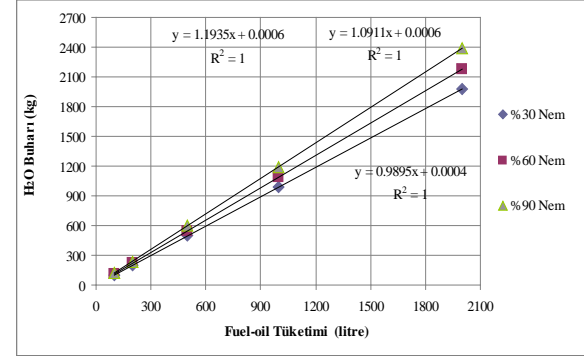
Şekil 2. (a) 5⁰C (b) 15⁰C (c) 25⁰C yanma havası sıcaklığı ve % 30, % 60 ve % 90 ortam bağıl nemi için doğal gaz tüketimine bağlı H₂O buharı



(a)



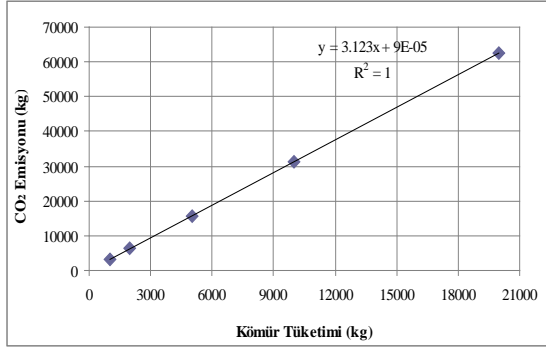
(b)



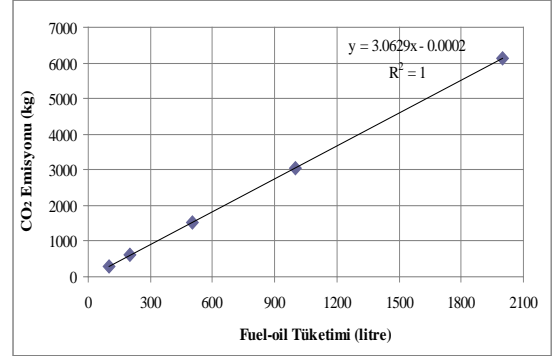
(c)

Şekil 3. (a) 5⁰C (b) 15⁰C (c) 25⁰C yanma havası sıcaklığı ve % 30, % 60 ve % 90 ortam bağıl nemi için fuel-oil tüketimine bağlı H₂O buharı

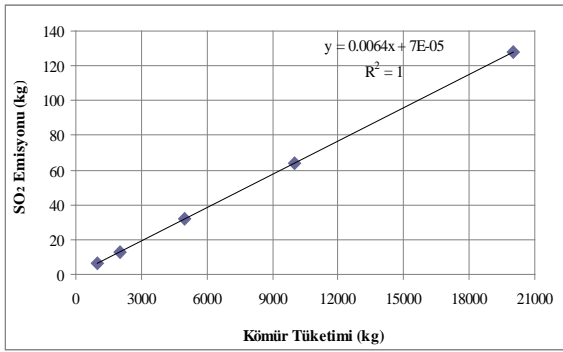
Şekil 1, Şekil 2 ve Şekil 3'te görüldüğü gibi, yakıt tüketimine bağlı olarak, kömür için 500.0-17348.2 kg arasında, doğal gaz için 154.1-3525.3 kg ve fuel-oil için 91.7-2387.0 kg arasında yanma sonu su buharı miktarı değiştiği hesaplanmıştır. Tüm yakıtlar için; yanma sonu ürünlerin yakıt tüketimine bağlı su buharı miktarının en düşük değeri 5⁰C ortam sıcaklığı ile % 30 bağıl nemde ve en yüksek değeri ise 25⁰C ortam sıcaklığı ile % 90 bağıl nemde meydana gelmektedir.



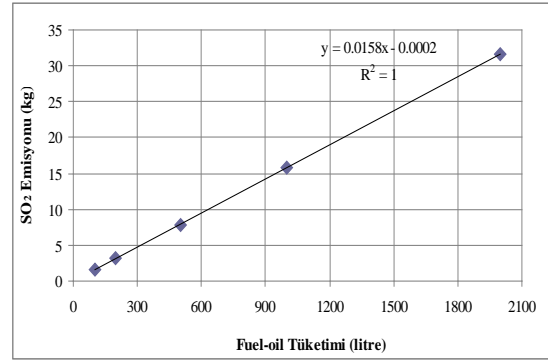
Şekil 4. Kömür tüketimine bağlı CO₂ emisyonu



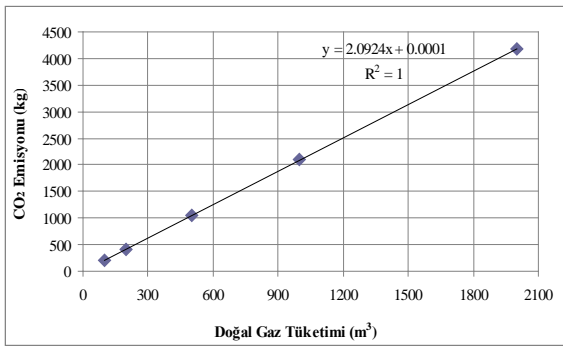
Şekil 7. Fuel-oil tüketimine bağlı CO₂ emisyonu



Şekil 5. Kömür tüketimine bağlı SO₂ emisyonu



Şekil 8. Fuel-oil tüketimine bağlı SO₂ emisyonu



Şekil 6. Doğal Gaz tüketimine bağlı CO₂ emisyonu

Şekil 4, Şekil 5, Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de görüleceği gibi, yakıt tüketimine bağlı olarak kömür için CO₂ emisyonu 3123.1-62461.0 kg arasında ve SO₂ emisyonu 6.4-128.1 kg arasında, doğal gaz için CO₂ emisyonu 209.2-4184.8 kg arasında son olarak fuel-oil için CO₂ emisyonu 306.3-6125.7 kg arasında ve SO₂ emisyonu 1.6-31.6 kg yanma sonu emisyon miktarı değiştiği hesaplanmıştır.

Tablo 4'de farklı yanma havası sıcaklığı ve bağlı nemi için kömür tüketimine bağlı, Tablo 5'de doğal gaz tüketimine bağlı, Tablo 6'da fuel-oil tüketimine bağlı H₂O buharının regresyon denklemleri ve katsayıları verilmiştir. Tablo 7' ise farklı yakıtlar için yakıt tüketimine bağlı CO₂ ve SO₂ emisyonun regresyon denklemleri ve katsayıları gösterilmiştir.

Tablo 4. Farklı Yanma Havası Sıcaklığı ve Bağlı Nemi için Kömür Tüketimine Bağlı H₂O Buharının Regresyon Denklemleri ve Katsayıları

Yanma Havası Bağlı Nemi	Denklem	R ²
5 °C Yanma Havası Sıcaklığı		
% 30	SB=0.5000 (KT)-0.0007	1
% 60	SB=0.5364 (KT)-1E-05	1
% 90	SB=0.5717 (KT)+0.0004	1
15 °C Yanma Havası Sıcaklığı		
% 30	SB=0.5350 (KT)+0.0006	1
% 60	SB=0.6057 (KT)+0.0002	1
% 90	SB=0.6770 (KT)-0.0004	1
25 °C Yanma Havası Sıcaklığı		
% 30	SB=0.5957 (KT)+1.1296	1
% 60	SB=0.7303 (KT)+0.0003	1
% 90	SB=0.8674 (KT)+0.0004	1

Not: (SB) Su Buharını Miktarını (kg), (KT) Kömür Tüketimini göstermektedir (kg).

Tablo 5.Farklı Yanma Hava Sıcaklığı ve Bağlı Nemi için Doğal Gaz Tüketimine Bağlı H₂O Buharının Regresyon Denklemleri ve Katsayıları

Yanma Hava Sıcaklığı	Denklemler	R ²
5 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=1.5414 (DGT)+0.0003	1
% 60	SB=1.5634 (DGT)+0.0003	1
% 90	SB=1.5847 (DGT)+4E-05	1
15 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=1.5625 (DGT)-3E-05	1
% 60	SB=1.6051 (DGT)-0.161	1
% 90	SB=1.6483 (DGT)-0.165	1
25 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=1.5992 (DGT)-0.1603	1
% 60	SB=1.6804 (DGT)-0.1682	1
% 90	SB=1.7625 (DGT)-0.1765	1

Not: (SB) Su Buharını Miktarını (kg), (DGT) Doğal Gaz Tüketimini göstermektedir (Nm³).

Tablo 6. Farklı Yanma Hava Sıcaklığı ve Bağlı Nemi için Fuel-oil Tüketimine Bağlı H₂O Buharının Regresyon Denklemleri ve Katsayıları

Yanma Hava Sıcaklığı	Denklemler	R ²
5 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=0.9173 (FT)+2E-05	1
% 60	SB=0.9448 (FT)+0.0007	1
% 90	SB=0.9714 (FT)+0.0002	1
15 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=0.9437 (FT)+0.0005	1
% 60	SB=0.9970 (FT)-0.0008	1
% 90	SB=1.0509 (FT)+0.0005	1
25 °C Yanma Hava Sıcaklığı		
% 30	SB=0.9895 (FT)+0.0004	1
% 60	SB=1.0911 (FT)+0.0006	1
% 90	SB=1.1935 (FT)+0.0006	1

Not: (SB) Su Buharını Miktarını (kg), (FT) Fuel-oil Tüketimini göstermektedir (litre).

Tablo 7. Farklı Yakıtlar için Yakıt Tüketimine Bağlı CO₂ ve SO₂ Emisyonunun Regresyon Denklemleri ve Katsayıları

Emisyon	Denklemler	R ²
Kömür		
CO ₂	COE=3.1230(KT)-9E-05	1
SO ₂	SOE=0.0064(KT)+7E-05	1
Doğal Gaz		
CO ₂	COE=2.0924 (DGT)+0.0001	1
Fuel-oil		
CO ₂	COE=3.0629 (FT)-0.0002	1
SO ₂	SOE=0.0158 (FT)-0.0002	1

Not: (COE) Karbondioksit CO₂ Emisyonu Miktarını (kg), (SOE) Kükürtdioksit SO₂ Emisyonu Miktarını (kg) göstermektedir.

4.SONUÇLAR

Farklı yakıt ve yanma havası özelliklerine bağlı yanma sonu ürünleri için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için yanma havası su buharı kısmi basıncı ortam sıcaklık ve bağlı nemi arttıkça artmaktadır. Tüm yakıtlar için yanma havası su buharı kısmi basıncının 0.262-2.852 kPa arasında değiştiği hesaplanmıştır.
- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için havadaki su buharı mol miktarı; ortam sıcaklık ve bağlı nemi arttıkça artmaktadır. Havadaki su buharı mol miktarının, kömür için 0.201-2.241 kmol arasında, doğal gaz için 0.033-0.361 kmol ve fuel-oil için 0.160-1.775 kmol arasında değiştiği hesaplanmıştır.
- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı yanma havası sıcaklık ve bağlı nemi arttıkça artmaktadır. Yanma sonu ürünlerin su buharı kısmi basıncı kömür için 3.559-6.019 kPa arasında, doğal gaz için 16.970-18.951 kPa ve fuel-oil için 8.466-10.745 kPa arasında değiştiği hesaplanmıştır.
- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için yanma sonu ürünlerin çığ noktası sıcaklığı; yanma havası sıcaklık ve bağlı nemi arttıkça artmaktadır. Yanma sonu ürünlerin çığ noktası sıcaklığının kömür için 26.8-35.9 °C arasında, doğal gaz için 56.4-58.8 °C ve fuel-oil için 42.4-47.0 °C arasında değiştiği hesaplanmıştır.

Farklı yakıt miktarı ve yanma havası özelliklerine bağlı yanma sonu su buharı ve emisyon miktarı için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için yakıt tüketimi ve yanma havası sıcaklık ile bağlı nemi arttıkça su buharı miktarı artmaktadır. Kömür için 500.0-17348.2 kg arasında, doğal gaz için 154.1-3525.3 kg ve fuel-oil için 91.7-2387.0 kg arasında yanma sonu su buharı miktarı değiştiği hesaplanmıştır.

Farklı yakıt miktarına bağlı CO₂ ve SO₂ emisyon miktarı için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Kömür, doğal gaz ve fuel-oil için yakıt tüketimi arttıkça CO₂ ve SO₂ miktarı artmaktadır. Kömür için CO₂ emisyonu 3123.1-62461.0 kg arasında

ve SO₂ emisyonu 6.4-128.1 kg arasında, doğal gaz için CO₂ emisyonu 209.2-4184.8 kg arasında son olarak fuel-oil için CO₂ emisyonu 306.3-6125.7 kg arasında ve SO₂ emisyonu 1.6-31.6 kg yanma sonu emisyon miktarı değiştiği hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, yanma havası sıcaklığı ile bağlı nemi ve yakıt tüketimine bağlı olarak yanma sonu su buharı miktarının en yüksek değeri kömürde meydana gelirken en düşük değeri fuel-oil de meydana gelmektedir. Yakıt tüketimine bağlı olarak CO₂ emisyonu miktarı ise en yüksek kömürde meydana gelirken en düşük miktarı doğal gaz da meydana gelmektedir. Son olarak yakıt tüketimine bağlı olarak SO₂ emisyonu miktarı en yüksek kömürde meydana gelirken doğal gazda SO₂ emisyonu görülmemektedir.

Farklı yakıt tüketim miktarı ve yanma havası özelliklerine bağlı yanma sonu su buharı ve emisyon miktarları için Regresyon denklemleri birinci dereceden doğrusal denklem olarak elde edilirken ve Regresyon katsayıları ise (R²) 1.0 olarak hesaplanmıştır.

5. KAYNAKLAR

[1] Yıldırım K., “Kömürlü Kalorifer Kazanlarında Yanma, Isıl Verim, Kapasite ve Emisyon Testlerinin Yapılabileceği Bir Kazan Test Merkezi Tasarımı ve Kurulması”, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 1989.

[2] Aras H.; “Doğal Gaz Yakan Sistemlerde Baca Gazından Isı Geri Kazanımı”, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir 1991.

[3] Terhan M.; “Atatürk Üniversitesi Isıtma Sistemi Kazan Bacalarında Isı Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması”, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum, 2010.

[4] Aslan M.; “Kalorifer Kazanlarının Termoekonomik Analizle Optimizasyonu”, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Bursa, 2007.

[5] Yalçın S. E., “Buhar Kazanlarının Eksergoekonomik Çözümlemesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2006.

[6] Özkan D. B., Onan C.; “Optimum of Insulation Thickness for Different Glazing Areas in Buildings for Various Climatic Regions in Turkey”, Applied Energy 88, 4, 1311-1342, 2011.

[7] Çengel Y. A., Boles M. A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Türkçesi: Derbentli T., Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2002.

[8] Doğal Gaz-LPG Tesisatı ve Bacalar, ISISAN Yayınları No: 345

[9] Çay, Y., Gürel, A. E.; “Determination of Optimum Insulation Thickness, Energy Savings and Environmental Impact for Different Climatic Regions of Turkey”, Environmental Progress & Sustainable Energy, 32, 2, 365-372, 2013.

[10] TS 2177, “Fuel-oil Standardı”, Ekim 2006.

[11] Telli K.; “Yakıtlar ve Yanma”, Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No:17, Isparta, 1984.

İKİ ZAMANLI MOTORLARDA EMME ve EGZOZ STROĞUNUN AKIŞ ANALİZİ

Edip YALÇIN¹, Gökhan COŞKUN¹, Üsame DEMİR¹, Vedat DEMİRTAŞ^{2,*},
Hakan Serhad SOYHAN¹

¹Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya/Türkiye

²Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya/Türkiye

*Sorumlu yazar: vedaddemirtas@gmail.com

Özet

Efektif güç açısından motorlardaki dolgu veriminin önemi büyüktür. İki zamanlı motorlar incelendiğinde, iş zamanı sonuna doğru piston ÜÖN'dan AÖN'ya inerken öncelikle egzoz portu açılmakta ve daha sonra emme portu açılarak silindire taze dolgu girmeye başlamaktadır. Silindir içerisindeki artık gazların süpürülüp egzozdan dışarı atılması bakımından bu istenilen bir durumdur. Fakat güç kaybı yaşanmaması açısından emme ve egzoz portlarının konumu ve açılıp kapanma zamanları çok iyi belirlenmelidir. Bu çalışmada, örnek bir iki zamanlı motorun HAD yazılımlarından biri olan Fluent paket programı kullanarak 3 boyutlu, soğuk akış analizi yapılmış ve krank milinin değişen pozisyonlarına göre silindir içerisindeki ve egzoz portu yakınındaki gaz hareketliliği zamana bağlı olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: İki zamanlı motorlar, HAD analizi ve Efektif güç

THE FLOW ANALYSIS OF INTAKE AND EXHAUST STROKE IN TWO-STROKE ENGINES

Abstract

Charge efficiency in internal combustion engines is of crucial importance regarding the effective power requirement of engines. When the two-stroke engines were examined, piston descends from TDC to BDC toward the end of the power stroke. Meanwhile, the exhaust port opens first and then does the intake port, allowing for the fresh charge to enter into the cylinder. This is a desired situation in terms of sweeping the residual gas out of the cylinder. But the location and thus the opening and closing time of intake and exhaust ports must be well defined to prevent loss of power. In this study, three dimensional cold flow analysis of two-stroke engine was performed by using the CFD code Fluent and a crankcase position-based time dependent gas exchange process near the exhaust port was examined.

Keywords: Two-stroke engines, the CFD analysis and Effective power

1. Giriş

İnsanlığın en önemli buluşlarından biri olan pistonlu içten yanmalı motorlar günümüzde hayatın vazgeçilmez bir parçası haline gelmiştir. 1800'lü yılların sonlarına doğru kullanılmaya başlayan ve kullanımı hızla artan pistonlu içten yanmalı motorların gelişimi halen devam etmektedir [1-8].

Pistonlu içten yanmalı motorları özelliklerine göre birçok teknik alanda sınıflandırmak mümkündür. Bu sınıflandırma teknik alanlarından biri de bir işin krank

milinin kaç turunda meydana geldiği ile ilgilidir. Buna göre içten yanmalı motorlar iki zamanlı ve dört zamanlı olarak ikiye ayrılmaktadır [6-9].

İki zamanlı motorların, daha yaygın olan dört zamanlı motorlardan farkı pistonun lineer hareketinde dört yerine iki stoğa sahip olmasıdır. Dolayısıyla iki zamanlı motorlarda pistonun aşağı doğru olan güç stroğunun

sonunda ve yukarı doğru olan sıkıştırma stroğunun başında belli bir krank dönme açısında (takriben 120°) emme ve egzoz zamanları gerçekleşmektedir. Genellikle, bahçe bakım makinelerinde kullanılan küçük yapıdaki benzin motorlar ile gemi vb gibi 2000 hp üzerinde bir güce ihtiyaç duyululan araçlarda kullanılan dizel motorları iki zamanlı motorlar olarak tercih edilmektedir [1-3, 9-10].

Motorlarda verim silindir içine alınan hava-yakıt karışımının oranı, yanmış gazların silindir içerisinden atılması ile artmakta ya da azalmaktadır. İki zamanlı motorlarda emme ve egzoz zamanı aynı anda olduğundan silindir içerisine alınan hava-yakıt karışımı egzozdan direkt (çiğ) olarak atılabilmektedir [10-15]. Yapılan çalışmada iki zamanlı bir motorun emme zamanında alınan hava-yakıt karışımının, egzoz portu çıkışındaki davranışları bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent programı ile incelenmiştir.

2. İki Zamanlı Motorlarda HAD Analizi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) temel olarak akışkan davranışlarının etkili olduğu problemlerin, sayısal metot ve algoritma ile bilgisayar üzerinde çözümlenerek analiz edildiği bir yöntemdir. Karmaşık geometriler, viskozite, sıcaklık farkları vb. gibi etkenler klasik akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerine uygulandığında çözüm çok zorlaşmaktadır. Klasik akışkanlar dinamiğinde ancak düz levhalar, dairesel kesitli borular idealize edilmiş basit geometrilerde sonuca ulaşılabilir. Geriye kalan gerçek problemlerin çözümünden sonuç elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğine başvurmak gereklidir. Bunun için akış bölgesi akışa ait temel diferansiyel denklemleri simüle eden küçük, düzgün elemanlardan ve düğümlerden oluşan ağ yapısına ayrılmaktadır ve bu küçük elemanlardan iterasyonlarla adım adım bütün çözüme varılır. HAD otomotiv endüstrisinden uzay ve havacılığa, elektroniğe, çevre, enerji ve medikal uygulamalara kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir [16-20].

Simülasyonu gerçekleştirmek için korunum denklemlerinin kullanımına ihtiyaç vardır. Silindir içerisindeki akışım bağlı olduğu temel denklemler, reaksiyona girmeyen akışım, süreklilik denklemleriyle birlikte sıcaklığın gaz yoğunluğu yerel değerleri, basınçla ilgili ana bir denklem ile enerji tasarrufu için kütlelerinin korunması ve durgunluk entalpisi veya belirli iç enerji denklemi için momentum korunumu için Navier-Stokes denklemleri vardır. Akışkanların reaksiyonu durumunda ek denklemler kimyasal türleri ve reaksiyon oranı derişimleri için gereklidir [17,21]. Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} p U_j = 0 \quad (1)$$

Navier – Stokes Denklemi;

$$\frac{\partial p}{\partial t} \rho U_j + \frac{\partial}{\partial x_j} p U_j U_i = - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_j} \sigma_{ij} \quad (2)$$

Burada birimler sırasıyla, ρ, U, P, σ_{ij} yoğunluk, hız, statik basınç ve viskoz gerilme tensörü olarak tanımlanır.

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \delta_{ij} \quad (3)$$

Yukarıdaki denklem sıvılar için Newton tipi akışkan olup, μ akışkan için moleküler viskoziteyi, δ_{ij} ise “Kronecker delta fonksiyonu” nu tanımlamaktadır. $\delta_{ij} = 1$ ise $i=j$, $\delta_{ij} = 0$ ise $i \neq j$ ‘dir. Durgunluk entalpisi iç, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı ile tanımlanır;

$$h_s = e + \frac{U_i U_i}{2} + \frac{P}{\rho} \quad (4)$$

Mutlak sıcaklık T ise;

$$h_s = C_p T + \frac{U_i U_i}{2} \quad (5)$$

C_p sabit basınç altında belirli bir ısı olarak kabul edilir ve denklem düzenlenirse;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial t} \rho U_j h_s = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \frac{\partial h_s}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu l - \frac{1}{\sigma_h} \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{U_i U_i}{2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \mu U_j \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \quad (6)$$

ifadesi elde edilir. Burada σ_h Prandtl sayısını ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafındaki son üç terim ısı içindeki mekanik enerjinin viskoz dönüşümü temsil ederek ihmal edilebilir küçük mevcut koşullar sağlamaktadır. Bu analiz için gerekli mükemmel gaz denklemi;

$$P = \rho R T \quad (7)$$

olup bu denklemde R gaz sabitini ifade etmektedir. Tüm transport denklemleri yukarıda verilen skaler büyüklükler bu tür konsantrasyonlar ve diğer süreçler için aşağıdaki denklem kullanılmıştır:

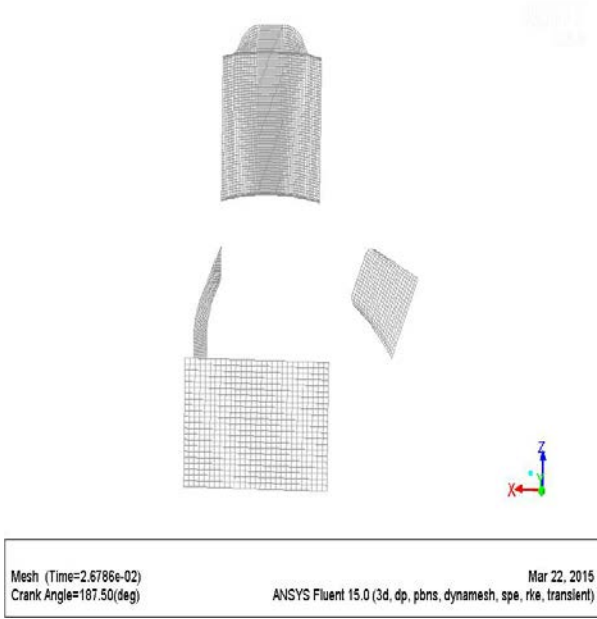
$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \phi + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho U_j \phi = \frac{\partial}{\partial x_j} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} + S_\phi \quad (8)$$

Burada $S_\phi T_b$ için, ϕ skaler bir büyüklüğü, Γ_ϕ difüzyon katsayısını belirtmektedir.

3. 3D Silindir Modelinin Simülasyonu

Daha önce belirlenmiş olan geometride ağ yapısı oluşturulan modelin (Şekil 1) simülasyonunu gerçekleştirmek için sınır değerlerinin girilmesi gereklidir. Giriş kısmı (inlet-box) için 132.11 Pa, 293 K ve Species sekmesinde 1 oranında CO₂. Bu değerler silindir içerisine alınan akışkanın başlangıç şartlarıdır.

Çıkış kısmı (outlet) içinse 0 Pa, 293 K ve species ile karışım 0 olarak girilir.



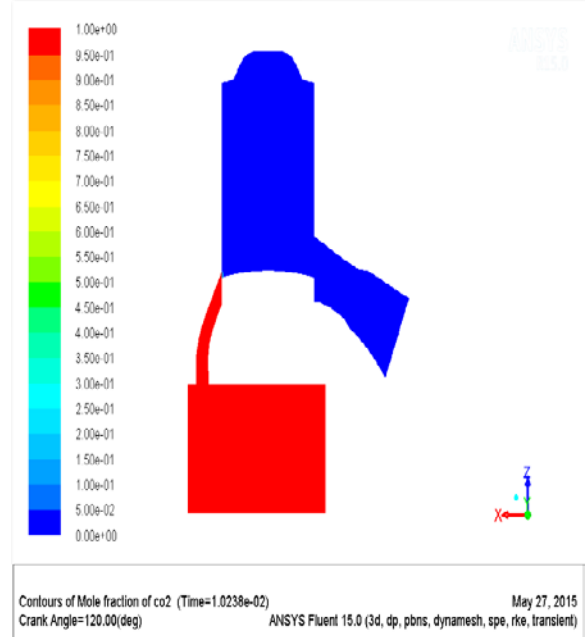
Şekil 1. 3D modelin ağ yapısı

Akışkan olarak CO₂ kullanılmakta ve analiz zamana bağlı olarak (transient) gerçekleştirilmektedir. Realizable k-ε türbülans modeli seçilerek 700 Rpm için 900 iterasyon yapılmıştır. Buna göre simülasyon sonucunda silindir içerisindeki CO₂'nin mol kesri, hız ve basınç dağılımı belirli krank derecesi aralıklarla tespit edilmiş ve görüntüleri kaydedilmiştir.

4. Bulgular

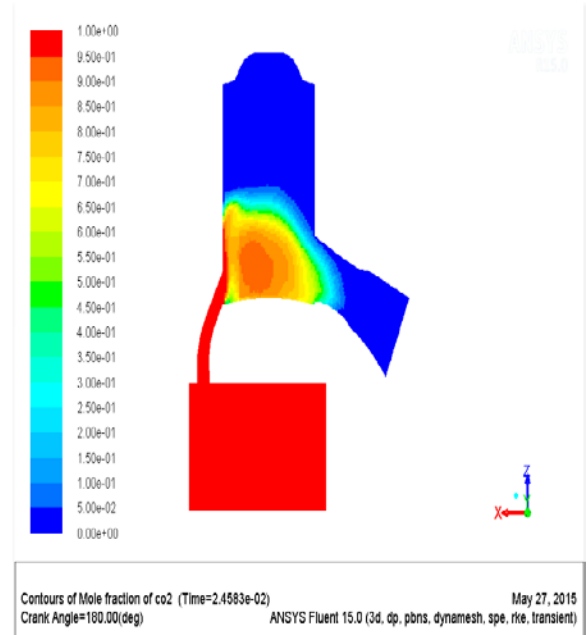
a. CO₂'nin Silindir İçerisindeki Mol Kesri Dağılımı

Yapılan analizler sonucunda silindir içerisindeki CO₂'nin mol kesrinin dağılımı, krank mili açısı cinsinden tespit edilmiştir. Şekil 2.'de, krank mili 120°'deyken silindir içerisindeki CO₂'nin mol kesri dağılımı görülmektedir. Bu pozisyonda, emme portu daha henüz tam olarak açılmamış fakat egzoz portu tam olarak açık konumdadır. Buna göre silindir içerisinde herhangi bir kütle dağılımı mevcut değilken, karter kısmında yoğun bir CO₂ mol kesri söz konusudur.

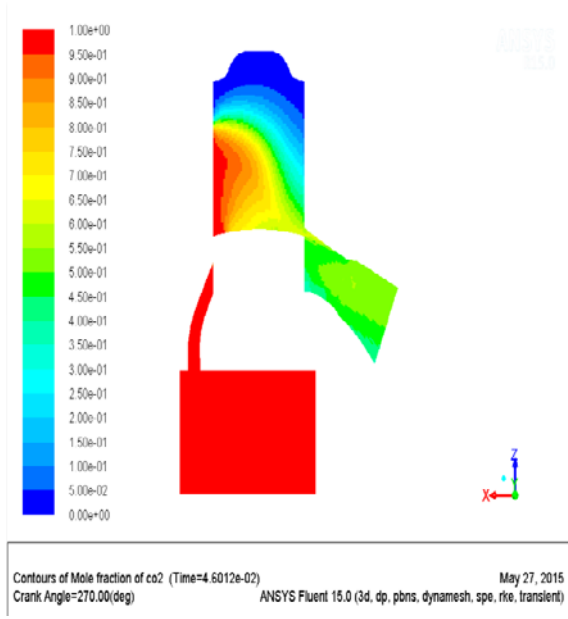


Şekil 2. Krank mili yaklaşık 120° 'deyken CO₂'in mol kesri dağılımı

Krank açısının pozisyonuna bağlı olarak pistonun ilerlemesiyle daha sonra emme portu da açılır ve silindir içerisine hızlı bir CO₂ dağılımı gerçekleşmektedir. Hatta Şekil 3'te görüldüğü üzere silindire giren kütle bir kısmı silindiri süpürerek egzoz kısmından atmosfere atılmaktadır. Bu işlem krank milinin pozisyonuna göre yaklaşık egzoz portu kapatılana kadar devam etmektedir (Şekil 4.). Dolayısıyla kayıp bir dolgudan ve buna bağlı olarak kayıp bir güçten bahsedilebilir. Bu yüzden iki zamanlı içten yanmalı motorlarda emme ve egzoz portunun yeri ve zamanı çok iyi tespit edilmelidir.



Şekil 3. Krank mili yaklaşık 180° 'deyken CO₂'in mol kesri dağılımı

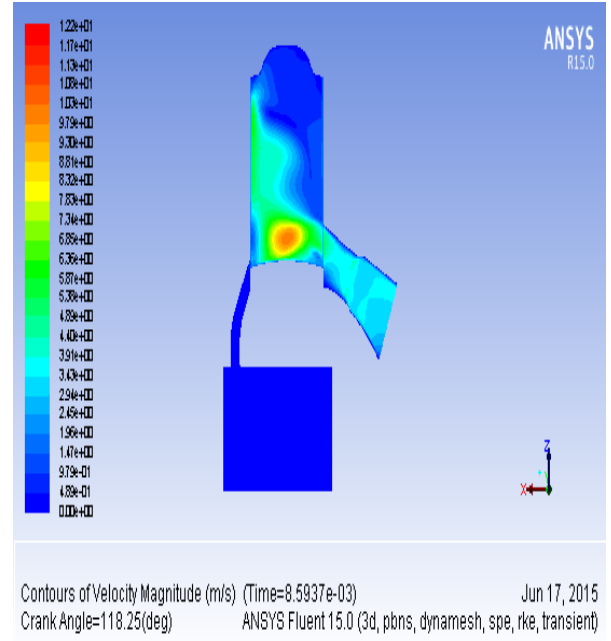


Şekil 4. Krank mili yaklaşık 270° 'deyken CO₂'in mol kesri dağılımı

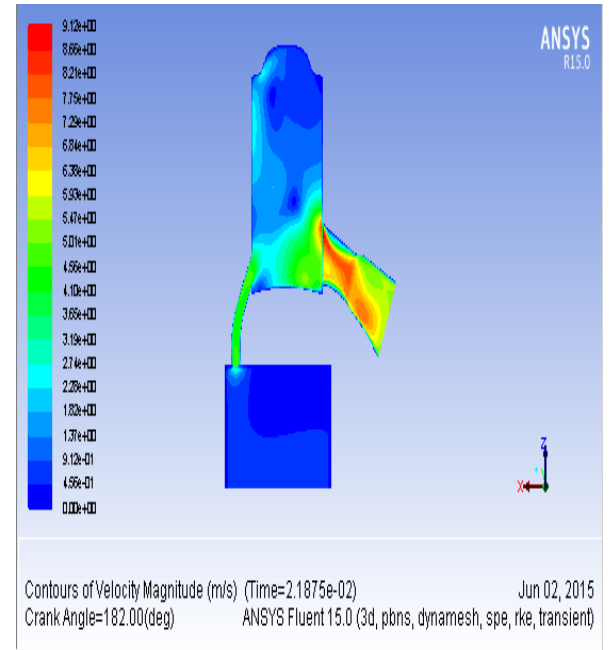
b. Silindir İçerisindeki Hız Dağılımı

Krank milinin ÜÖN'dan AÖN'ya ilerlemesiyle öncelikle egzoz portu açılır ve daha sonra ise Şekil 5.'te görüldüğü üzere emme portu açılmaya başlar. Şekil 5.'te emme protunun açılmaya başlamasıyla silindire giren gaz hızının dağılımı görülmektedir. Bu pozisyonda emme portu daha tam olarak açılmadığından ve piston hızla aşağıya doğru indiğinden karter içerisindeki gazın hız hareketliliği çok daha fazladır. Bir süre sonra emme portu tamamen açılmakta ve silindire giren gaz miktarı daha çok ve daha hızlı olmaktadır. Buna bağlı olarak Şekil 6'da krank mili yaklaşık 180°deyken meydana gelen gaz hızındaki değişmeye bakıldığında karterdeki gaz hızının 0'a yaklaştığı ve buna karşın silindir içerisindeki, özellikle de egzoz portu yakınlarındaki gaz hızının fazla olduğu görülmektedir. Dolayısıyla buradan hızlı bir gaz çıkışının olduğu söylenebilir.

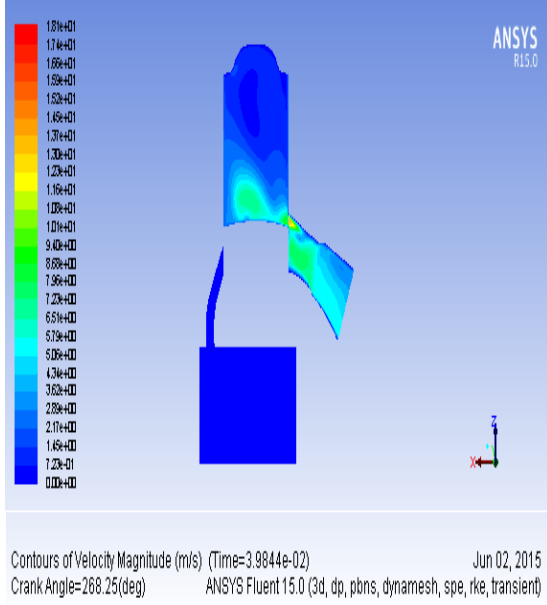
Karterden silindire giren gazın egzoz zamanı sonunda kalan artık gazları temizlemesi bakımından bu istenilen bir durumdur. Fakat bunun çok fazla olması efektif gücü olumsuz yönde etkileyebilir. Şekil 7'de ise piston AÖN'dan ÜÖN'ya gitmeye başlamış ve emme portu tamamen egzoz portu ise kısmen kapatılmıştır.



Şekil 5. Krank mili yaklaşık 120°deyken silindir içerisindeki gaz hızının dağılımı



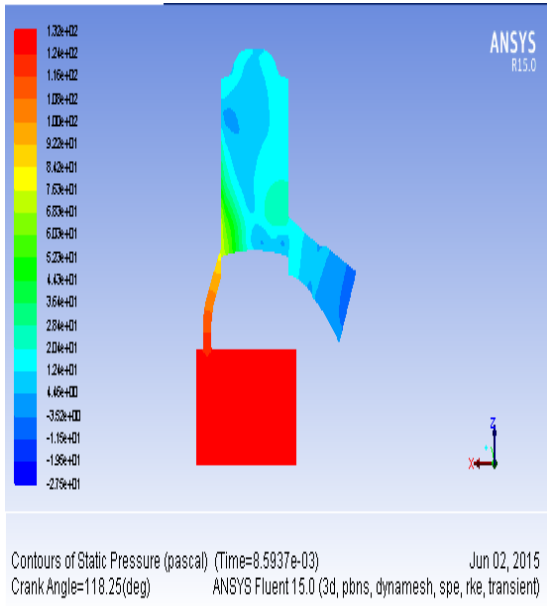
Şekil 6. Krank mili yaklaşık 180°deyken silindir içerisindeki gaz hızının dağılımı



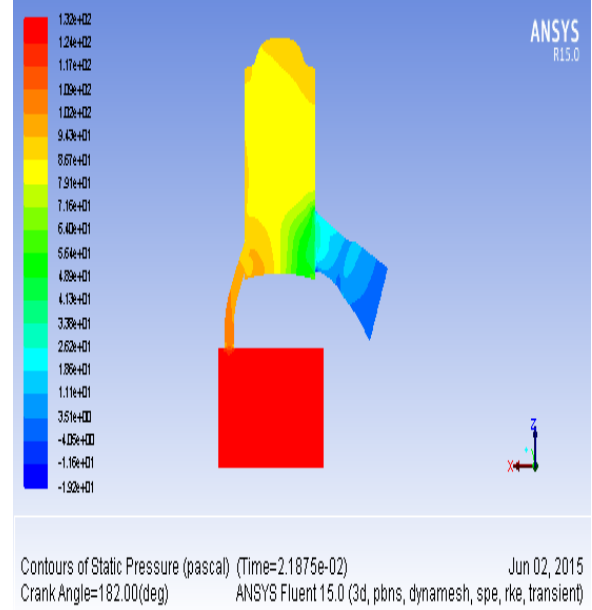
Şekil 7. Krank mili yaklaşık 270°'deyken silindir içerisindeki gaz hızının dağılımı

c. Silindir İçerisindeki Basınç Dağılımı

Basınç dağılımı açısından silindir içerisindeki gaz hareketliliği incelenecek olursa pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya inerken kartere daha önce alınmış olan dolgunun basıncı hızla artmaktadır (Şekil 8.). Pistonun AÖN'ya yaklaşmasıyla egzoz portundan sonra emme portu açılmasıyla karterdeki gaz hızla silindire dolmaktadır. Şekil 9'da krank mili 180°'deyken iş zamanı sonuna doğru silindir içerisindeki azalan basıncın, taze dolgunun girmesiyle bir miktar arttığı görülmektedir. Fakat bu pozisyon için bile karterdeki basınç miktarı hala çok yüksektir.

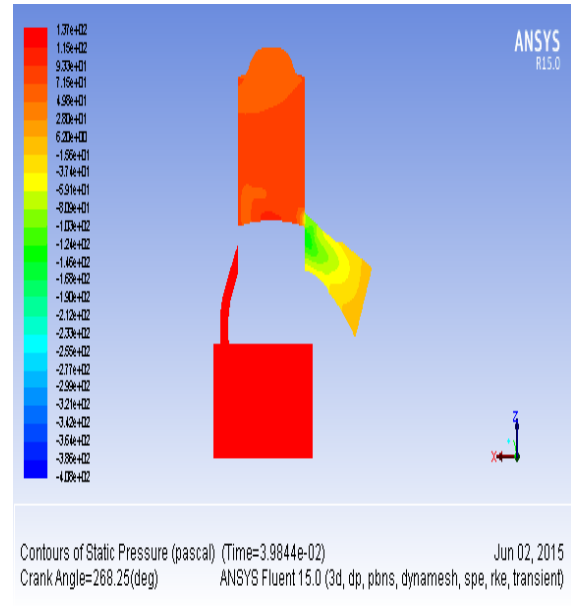


Şekil 8. Krank mili yaklaşık 120°'deyken silindire giren gaz basıncındaki değişim



Şekil 9. Krank mili yaklaşık 180°'deyken silindire giren gaz basıncındaki değişim

Pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya ilerlemesiyle emme portunun kapanması ve silindir hacminin küçülmesine bağlı olarak gaz basıncı da hızla artmaktadır. Lakin agzoz portu kapanmadığı sürece silindir içerisinde bir miktar basınç kaybı olmaktadır (Şekil 10.). Motor performansı açısından egzoz zamanlaması çok önemlidir. Aksi durumda efektif güç bu durumdan olumsuz olarak etkilenebilir.



Şekil 10. Krank mili yaklaşık 270°'deyken silindire giren gaz basıncındaki değişim

5. Sonuç ve Öneriler

Yapılan çalışmada iki zamanlı bir motorda emme ve egzoz zamanlamasının HAD ile soğuk akış analizi zamana bağlı olarak incelenmiştir. İki zamanlı bir motorda iş zamanı sonunda piston ÜÖN'dan AÖN'ya inerken öncelikle egzoz portu açılmakta ve silindirin içerisindeki yanmış gazlar dışarı atılmaktadır. Daha sonra emme portu açılmakta ve artık gazların süpürülerek silindirin yeni bir çevrime hazırlanması sağlanmaktadır.

Emme ve egzoz stroğunun yeri ve zamanı motor performansı açısından büyük önem taşımaktadır. Gereğinden fazla uzatılan egzoz zamanı motorun güç kaybetmesine ve yakıt sarfiyatının artmasına sebep olabilir. Gerçekleştirilen analizlerde artık gazların yeterince süpürülmesine rağmen pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya uzunca bir süre hareket etmesine rağmen açık kalan egzoz portu yoluyla önemli miktarda dolgu kaybı olduğu tespit edilmiştir. Bazı motor devirleri için bu zamanlama faydalı olabilirken, aynı zamanlama diğer devirlerde zararlı olabilmektedir. Dolayısıyla değişen motor yük ve devrine göre de bu zamanlamanın optimize edilmesi gereklidir. Bu sayede motor performansı ve yakıt tüketiminin iyileştirilmesi mümkün olabilir.

Kaynaklar

- [1] Heywood, J. B., Internal combustion engine fundamentals, Mc. Graw Hill Publishing Company, Newyork, 102-104, 1988.
- [2] Ferguson, C. R. and Kirkpatrick, A. T., Internal combustion engine applied termosciences, Second edition. John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- [3] Heisler, H., Vehicle and engine technology, Elsevier Limited, 2 Updated edition, USA, 1998.
- [4] Dekanski, C.W., Bloor, M.I.G., Wilson, M.J., A parametric model of a 2-stroke engine for design and analysis, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 137, Issues 3-4, 411-425, 1996.
- [5] Illán, F., Alarcón, M., Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine, Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issue 16, 2469-2475, 2010.
- [6] Pulkrabek, W. W., Engineering fundamentals of the internal combustion engine, Second edition. Prentice Hall, New Jersey, 2003.
- [7] Stone, R., Introduction to internal combustion engines, Second edition. The Macmillanm Press Ltd., 1992.
- [8] Taylor, C. F., The internal combustion engine in theory and practice, The MIT Press, Volume 1, U.S.A, 652-653, 1985.
- [9] Licht, L. C., Combustion engine processes, McGraw Hill, 6th Edition, Revised edition, 1967.
- [10] Xu, S., Wang, Y., Zhu, T., Xu, T., Tao, C., Numerical analysis of two-stroke free piston engine operating on HCCI combustion, Applied Energy, Volume

88, Issue 11, 3712-3725, 2011.

- [11] Leersum, J. van, A numerical model of a high performance two-stroke engine, Applied Numerical Mathematics, Volume 27, Issue 1, 83-108, 1998.
- [12] Chehroudi, B. and Schuh, D., Intake-port flow behavior in a motored and fired two-stroke research engine, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 10, Issue 1, 86-100, 1995.
- [13] Stuecke, P. and Egbers, C., Visualization of scavenging flow in the design of small two-stroke engines, Optics & Laser Technology, Volume 38, Issues 4-6, 272-276, 2006.
- [14] Wahla, N., Tither, D., Naude, P., A research investigation to identify the key players in the two-stroke engine industry, Technovation, Volume 18, Issue 2, 133-140, 1998.
- [15] Mikalsen, R., Roskilly, A.P., The design and simulation of a two-stroke free-piston compression ignition engine for electrical power generation, Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issues 5-6, 589-600, 2008.
- [16] Peters, N., Turbulent combustion, Cambridge University Press, United Kingdom, 2004.
- [17] Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method, 1th Edition. Longman Scientific & Technical, Newyork, 1995.
- [18] Wu, Y., Wang, Y., Zhen, X., Guan, S., Wang, J., Three-dimensional CFD (computational fluid dynamics) analysis of scavenging process in a two-stroke free-piston engine, Energy, Volume 68, 15, 167-173, 2014.
- [19] Mikalsen, R. and Roskilly, A.P., Performance simulation of a spark ignited free-piston engine generator, Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issues 14-15, 1726-1733, 2008.
- [20] Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., Liu, L., A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 19, 385-401, 2013.
- [21] Demir, Ü., İçten yanmalı motorlarda yanma modellenmesinde 0 ve 3 boyutlu simülasyon yazılımlarının performans değerlendirmesi, Yüksek lisans tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.

KARAMANOĞLU MEHMETBEY ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİNİN KAZAN BACALARINDAN ATILAN ATIK ISININ GERİ KAZANIMI

Gamze KARANFİL^{1,2}, Mahir GÜLEN²

¹Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Karaman
²Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya
e-mail: gamzekaranfil86@gmail.com

ÖZET

Bacadan atılan atık gazlar, genellikle içindeki su buharının çığlenme noktasının çok üzerindeki bir sıcaklıkta bacadan atılır. Atık ısının bir kısmının geri kazanılmasının, kazan verimini arttıracacağı ve yakıt tasarrufu sağlayacağı bilinen bir gerçektir. Yapılan çalışmada Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezindeki kazan bacalarından atılan atık ısının geri kazanım potansiyeli araştırılmıştır. Bacalardan yaklaşık 140 °C'de atılan baca gazlarının $\lambda=1.15$ hava fazlalık katsayısındaki kayıp enerjisi yıllık olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde atık ısı geri kazanımı, bir reküperatör vasıtasıyla yanma havası ön ısıtıcısı olarak gerçekleştirilebileceği tespit edilmiştir. Önerilen sistem ile bir yılda 26460 m³ yakıt tasarrufu sağlanabileceği hesaplanmıştır.

RECOVERY OF WASTE HEAT EMITTED FORM BOİLER FLUE AT THE HEAT POWER STATION OF KARAMANOĞLU MEHMETBEY UNIVERSITY

SUMMARY

In general the waste gases emitted from the chimney are released to atmosphere at over temperature of the dew point of water vapor in waste gases. It is well known that recovering a portion of the waste heat will enhance the efficiency of boilers and will provide fuel savings. In the existent study, the potential of recovering waste heat emitted by the boiler chimney in Karamanoğlu Mehmetbey University heat center was investigated. Loss energy at excess air coefficient ($\lambda=1.15$) of the released exhaust gases about at 140 °C was determined as annually. As a result of the calculation, it was determined that recovery of the waste heat can be employed as combustion air preheater by means of a recuperator. It was stated that 26460 m³ of fuel savings per year can be achieved with the suggested system.

1. GİRİŞ

Enerjinin verimli kullanımı; bütün dünyada üzerinde önemle durulan konulardan bir tanesidir [1]. Kullanılan enerji kaynaklarının sürekli olarak azalması, büyük bir ivme ile gelişen teknoloji ve dünya nüfusundaki artış enerji talebini arttırmakta ve bunun sonucu yükselen birim enerji fiyatları, enerjinin giderek daha verimli kullanımını gerektirmektedir. Bu nedenle, enerji kayıplarının azaltılması ve enerji verimliliğinin iyileştirilmesi, gitgide büyüyen bir önem arz etmektedir [2]. Enerji verimliliği; aynı miktar ve kalitedeki üretimin daha az enerji tüketerek gerçekleştirilmesidir [3].

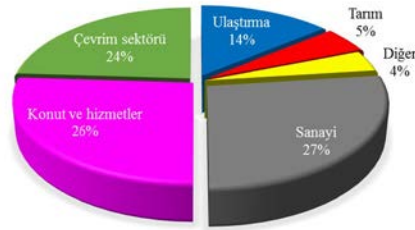
Enerji tasarrufu, enerjinin gereksiz kullanım sahalarını belirlemek ve bunları minimum düzeye indirmek ya da tamamen ortadan kaldırmak için alınan önlemleri içerir. Bu amaçla, proses gereği çeşitli şekillerde ortama atılan enerjilerin geri kazanılması; tasarım, proses geliştirme ve daha yaratıcı kullanımlarla sağlanacak tasarruflar; istenmeyen kaçakların önlenmesiyle sağlanacak tasarruflar; ilk bakışta küçük gibi görünen ancak büyük enerji kayıplarına sebep olan uygulamaların değiştirilmesi; bakımın etkinleştirilmesi, verimin artırılması gibi tedbirler alınmalıdır [4].

Atık ısı geri kazanımı, enerji verimliliğini arttırmak için alınabilecek önlemlerin başında gelmektedir. Atık ısı geri kazanımı; birincil enerji tüketimini azaltarak ülke ekonomisine önemli ölçüde katkı sağlamakla kalmaz, yerli kaynaklar daha verimli kullanıldığı için rezerv ömürlerini artırır, enerji açısından dışarıya olan bağımlılığı azaltır, ihracatı azaltacağı için ihracat-ithalat dengesine olumlu katkı yapar, enerji kullanım kaynaklı çevreye atılan emisyon miktarlarını ve aynı zamanda termal ve kimyasal kirlenmeleri azaltır, özellikle bölgesel ısıtma için konforlu, ucuz, güvenilir enerji sağlar, sanayinin üretim maliyetlerini azaltarak rekabet gücünü artırır, öte yandan yeni iş sahaları ve imkânlarını artırarak istihdam sağlar [5].

Türkiye’de enerjinin yaklaşık %51’i sanayide, %26’i konutlarda, %14’si ulaşımda, %5’i tarımda ve %4’de enerji dışı kullanılmaktadır. Konut sektöründe kullanılan enerjinin büyüklüğü, dikkati yakma sistemlerine yani kazanlara çekmiştir (Şekil 1).

Kazanlarda enerji verimliliği, yanmanın mükemmelliğine ve yanma sonucu açığa çıkan ısı

enerjisinin kazan içindeki akışkana transfer oranına; baca gazları emisyonları ise yine yanmanın kalitesine, ocak ve brülör tasarımına, ayrıca kullanılan yakıt içerisindeki kirleticilere bağlı olmaktadır.



Şekil 1. Türkiye’de enerjinin sektörlere göre dağılımı
(Kaynak: ETKB)

Geleneksel bir buhar kazanında üretilen enerjinin yaklaşık %16–20 kadarı baca gazlarıyla sistemden ayrılır. Bu oranın çok yüksek olması nedeniyle ısı geri kazanım sistemlerindeki gelişmeler için baca kayıpları üzerinde durulmalıdır [6].

Baca gazı ısı kayıplarını azaltmak için yapılması gereken şunlardır:

- İdeal hava fazlalık katsayısının üzerinde olan hava fazlalığını önlemek,
- Isı transfer yüzeylerini temiz tutmak,
- Ekonomizer veya reküperatör kullanarak baca gazı ısısını besleme suyu veya yanma havası ısıtmada kullanmak,
- Hava filtresini belirli dönemlerde kontrol etmek [7].

Baca gazı ısı kayıpları, ekonomizer (su ısıtıcısı) veya reküperatör (hava ön ısıtıcısı) kullanılarak azaltılabilir. Her iki sistem de, kayıp enerjiyi geri kazanmada büyük bir potansiyele sahiptir [8]. Gaz yakıtlı enerji üretim sistemlerindeki baca atık ısılarının, en yüksek verimde geri kazanılıp kullanımını gerçekleştirerek yaklaşık %30 oranında yakıt tasarrufu sağlanabilir [9].

2. KARAMANOĞLU MEHMETBEY ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİ

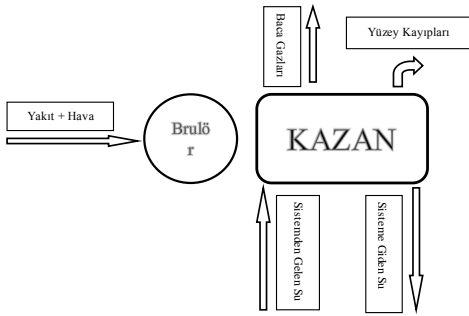
Yapılan çalışmada Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezindeki kazan bacalarından atılan atık ısının geri kazanımı ve kazanılan bu

Açıklama [E1]: Baca kaybının %20 olduğu durumda %30 yakıt tasarrufu nasıl sağlanabilir.

Açıklama [K2]: Yukarıda bahsedilen baca kaybı toplam üretilen enerjinin % 20si olarak belirtilmiştir. Burada bahsedilen %30 ise kullanılan yakıt miktarından elde edilecek tasarruftur.

enerjinin kullanım potansiyeli araştırılmıştır. Şekil 2’de Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesindeki ısı merkezinde kullanılan buhar kazanının şematik gösterimi verilmiştir.

Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezinde yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Isı merkezinin 2014 yılında saatlik doğalgaz yakıt tüketim verilerinin ortalaması alındığında yıllık toplam yakıt tüketiminin yaklaşık 1 512 000 Sm^3 olduğu hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken sistemin yılda ortalama 3780 saat çalıştığı düşünülmüştür.



Şekil 2. Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesindeki ısı merkezinde kullanılan buhar kazanının şematik gösterimi

Hesaplamalarda kullanılan doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri için ENERYA Karaman Gaz Dağıtım A.Ş. 'den alınan veriler Tablo 1’de gösterildiği gibidir. Alınan bu verilere göre kullanılan doğalgazın kapalı formülü $\text{C}_{1.0449}\text{H}_{4.0048}\text{N}_{0.064}\text{O}_{0.0090}$ olarak belirlenmiştir.

Tablo 1. Isı merkezinde yakılan doğal gazın hacimsel yüzde değerleri ve özellikleri

Kullanılan Doğalgazın Değerleri	
C1 (Methane)	91,229
C2 (Ethane)	3,391
C3 (Propan)	1,169
I-C4 (I-Butan)	0,183
N-C4 (N-Butan)	0,242
I-C5 (I-Pentane)	0,070
N-C5 (N-Pentane)	0,051
C6+ (Hexan)	0,064
N_2 (Azot)	3,156
CO_2 (Karbondiyoksit)	0,445
Üst ısı değer (kcal/Sm^3)	9233,97
Alt ısı değer (kcal/Sm^3)	8364,26

Özgül ağırlık	0,610
Yoğunluk (kg/Sm^3)	0,748
Atmosfer basıncı (bar)	0,902

Isı merkezinde kullanılan brülöre giren hava-yakıt karışımı oranı tam yanmanın sağlanması için otomatik olarak ayarlanmaktadır. Tam yanmanın sağlanması için hava, teorik değerinden fazla miktarda brülöre verilir. Ancak, bu miktarın gereğinden fazla verilmesinin de yanma mükemmeliyetinden uzaklaşılması ve yanma veriminin düşmesi gibi dezavantajları vardır. Bu nedenle, yakıtın tam yanmasını sağlayan optimum hava fazlalık katsayısını $\lambda=1.15$ alınarak, baca gazı miktarları, baca gazlarının mol oranları ve baca gazı sıcaklığına bağlı olarak baca gazı bileşenlerinin molar özgül ısıları hesaplanmıştır.

Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezindeki kullanılan yakıtın, havanın ve bacadan atılan gazın mol kütleleri ve kütleli debileri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Yakıtın, havanın ve baca gazının mol kütleleri ve kütleli debileri

	Mol Kütleleri (kg/kmol)	Kütle (kg/h)
Yakıt	17,58	299
Hava	28,84	2685
Baca gazı	27,88	2984

3. METOD ve ÖNERİLER

Yapılan çalışmada Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezindeki kazan bacalarından sıcak gazla atılan enerjinin geri kazanımı için kullanılabilecek sistemler araştırılmıştır.

Uygun sistemlerin araştırılabilmesi için öncelikle, mevcut sistemin ısı verimliliği hesaplanmıştır. Geleneksel olarak yakıtın enerjisi, yakıt miktarı ile yakıtın alt ısı değerinin çarpımı olarak kabul edilir.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot H_u \quad (1)$$

Kazana giren yakıtın enerjisi % 100 kabul edilirse, kazanlarda enerji denkliği şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q}_y = \Delta \dot{E}_S + \dot{E}_B + \dot{E}_K \quad (2)$$

Burada ΔE_S , kazandan suya aktarılan enerji; E_B , baca gazı kayıpları ve E_K , kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir. Genellikle, **cevreye olan ısı kaybının** % 0,5–1 arasında olduğu kabul edilir [10].

Kazan kayıpları içinde en önemli yeri baca gazı kayıpları oluşturur. Baca gazı kaybı özellikle atılan baca gazının sıcaklığına bağlıdır.

Ekonomizer ve reküparatörler atık ısıyı geri kazanma ekipmanlarının başında gelirler. Ekonomizerlerde baca gazı, kanatlı borulardan oluşan bir ısı değiştiricisinde soğutulur ve geri kazanılan ısı, kazana giden besiy suyunun ısıya aktarılır. Böylelikle, dışarı atılan ısı geri kazanılmış ve kazanın ısı verimliliği ciddi bir oranda artmış olur. Kazanlarda yakma havasının reküparatörler vasıtasıyla geri kazanılan ısıyla ısıtılması ile kazan verimini arttırmak mümkündür. Reküparatörler ile geri kazanılan ısı, kazanda yakma havası olarak kullanılan taze havaya verilebilmesinin yanı sıra, ısıtma, pişirme ve kurutma gibi amaçlar için kullanılacak havaya da verilebilir.

Bu bilgiler ışığında, Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezinin kazan bacalarından baca gazları atılan atık ısının geri kazanımı için ekonomizer ve reküparatör sistemlerinin uygunluğu araştırılmış ve ekonomik analizleri yapılmıştır.

İlk olarak, kazana giden besiy suyunun ısıtılması için tasarlanan bir ekonomizer sistemi düşünelim. Bu sistem ile hem **kazandan 140 °C sıcaklık ile çıkan baca gazı** ile atılan atık ısı geri kazanılmış olacak hem de kazana giren besiy suyu ısıtılarak tüketilecek yakıt miktarı azaltılmış olacaktır. Brüt kapasitesi 56 kW olan bir ekonomizer kullanılarak, saatte 9 Sm³ doğalgazın geri kazanılabileceği hesaplanmıştır. **Geri kazanılan yakıt ile % 2.25 yakıt tasarrufu sağlanabilecektir.** Bu tasarrufun yıllık ekonomik değeri 34020 TL'dir.

Önerilecek ikinci sistem olan reküparatör ile kazan verimini arttıracak şekilde yakma havasının ısıtılmasını düşünelim. **Kazandan çıkan 140 °C'deki baca gazı reküparatöre girdiğinde, burada baca gazlarının 100 °C'ye kadar soğutulurken, kısım ortalama 5 °C olan dış hava sıcaklığının 50 °C'ye kadar ısıtılmasıyla saatte ortalama 7 Sm³ yakıt geri kazanılır.** Söz konusu tasarrufun yıllık parasal değeri ise 26460 TL olarak hesaplanmıştır.

4. SONUÇLAR

Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezindeki kazan bacalarından 140 °C'de atılan baca gazlarının atık enerjisinin geri kazanılmasıyla ilgili olan çalışmalardan elde edilen sonuçlar şu şekildedir:

- Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezinin yıllık yakıt tüketimi ortalama 1 512 000 Sm³ civarındadır.

- **Baca gazı sıcaklığının 140 °C olduğu** ve hava fazlalık katsayısı $\lambda=1.15$ için sistemdeki kazan bacalarından atılan ısı % 7,69'dur. Atmosfere atılan atık ısı miktarı ise 4070,9 GJ/yıl'dır.
- Ekonomizer kullanılarak besiy suyunun azaltılması ile tasarruf edilen doğalgaz miktarı **saatte 9 Sm³'tür.** Bu tasarrufun parasal değeri ise 34020 TL'dir. Böyle bir sistemin kurulmasının geri ödeme süresi 2,07 yıl olarak hesaplanmıştır.
- Kazandan 140 °C'de çıkan baca gazlarıyla kazana gelen besiy suyunun ısıtılması ile % 0,4 verim artışı sağlayacağı belirlenmiştir.
- Reküparatör kullanılarak yakma havasının ön ısıtılması ile tasarruf edilen yakıt miktarı **saatte 7 Sm³'tür.** Bu tasarrufun yıllık ekonomik değeri ise 26460 TL'dir. Böyle bir sistemin kurulmasının geri ödeme süresi 7,5 ay olarak hesaplanmıştır.

Yapılan çalışmada, Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi ısı merkezinin kazanından atılan baca gazlarının atık ısısının geri kazanılması için iki adet sistem önerilmiş ve bu sistemler için ekonomik analiz yapılmıştır. Her iki sistemin de geri ödeme süreleri ve fayda/maliyet oranları göz önüne alındığında, ihtiyaç doğrultusunda yapılabilirliğinin mümkün olduğu görülmektedir. Bu tip ısı geri kazanım sistemlerinin gerek sanayi alanında gerekse konutlarda yaygınlaştırılması durumunda, doğaya salınan zararlı gazların azaltılmasıyla küresel ısınmanın yavaşlatılacağı, enerji kaynakları rezervlerinin ömrünün arttırılacağı, enerji ihtiyacının ülke ekonomisine olan yükünün hafifletileceği ve daha da önemlisi gelecek nesillere daha temiz ve yaşanabilir bir dünya bırakılmasına büyük bir katkı sağlayacağı bir gerçektir.

KAYNAKLAR

- [1] Mc Allister, S. Chen, J. Fernandez ve A.C. Pello, Thermo dynamics of Combustion, Fundamentals of Combustion Processes, 1st Edition, Springer, USA, 18–20, 2011.
- [2] V. Enç, M. Kasırga, Depo Gazı Enerji Üretim Tesisi Baca Gazı Atık Isısının Seralarda Değerlendirilmesi: İstanbul Örneği, Tarih Kültür ve Sanat Araştırmaları Dergisi 2147–0626, 2012.
- [3] N. Özgür, Enerji Verimliliği Ve Suyun Verimli Kullanılması, 2008.
- [4] M. Terhan, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Isıtma Sistemi Kazan Bacalarında Isı Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması, Fen Bilimleri Enstitüsü, Atatürk Üniversitesi
- [5] Erdem, H. H. (2010). R6.1 Termik Santral Atılan Enerji El Kitabı, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi İstanbul.

Açıklama [K3]: Kullanılan yakıtın birim fiyatı ortalama 1 TL/m³ olduğu için aynı değerler çıkmaktadır.

Açıklama [E4]: Özette 26460 m³ olarak verilmiş. Hangisi doğru.

[6] Willems D., 2006. Advanced system controls and energy savings for industrial boilers. Transactions of the Citrus Engineering Conference, 52, 11-22.

[7] Şanlı, A., Sayın C. ve Kılıçaslan İ., 2006. Buhar kazanlarında değişken hızlı sürücü (DHS) uygulanmasının verime etkisi. 9. Uluslar arası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale.

[8] Sinanoğlu, U., Esen D.O. ve Karakaş E., 1996. Enerji ekonomisi açısından geri kazanım sistemleri. TMMOB 1. Enerji Sempozyumu, Ankara.

[9] Alkan, A., Sayın C. ve Kılıçaslan İ., 2006. Yakma havası on ısıtılmasının kazan verimine etkisi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale.

[10] Comaklı, K., 2003. Ataturk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji Ve Ekserji Analizi. Doktora Tezi, Ataturk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.