

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

TEKSTİL FABRİKASINDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

İbrahim ATAK

**Danışman
Prof. Dr. Leyla ÖZGENER**

MANİSA-2025

**İBRAHİM
ATAK**

**TEKSTİL FABRİKASINDA
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zeka ve program kullanmadığımı beyan ederim.

İbrahim ATAK



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TEKSTİL FABRİKASINDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

İbrahim ATAĞ

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Leyla ÖZGENER

Bu çalışmada tape üretimi sürecinde tapeye gerekli uzama ve mukavemeti kazandırma işlemi olan tapeyi ısıdırma işleminde kullanılan ekstrüder silindir ile bu silindirin ısıtılması için kullanılan kızgın yağın istenilen sıcaklığa ulaştırıldığı yanma odasının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. İlâveten; sıcaklık, ısıl kapasite, değişik referans nokta sıcaklıkları gibi parametrelerin analiz sonuçları üzerindeki etkileri incelenmiş ve sonuçların sunumu gerçekleştirilmiştir. Böylece sistemin daha verimli hâle gelmesinin olasılığı ve yollarının sunulması gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: (Enerji analizi, ekserji analizi, ekstrüzyon, ekserji, kızgın yağ)

2025, 37 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS IN TEXTILE FACTORY

Ibrahim ATAĞ

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Leyla OZGENER

In this study, energy and exergy analyses were conducted for the extruder cylinder used to the tape, which imparts the necessary elongation and strength to the tape during the tape production process, and for the combustion chamber where the hot oil used to heat this cylinder is brought to the desired temperature. Additionally, the effects of parameters such as temperature, thermal capacity and various reference point temperatures on the analysis results were examined, and the results were presented. This presented the possibilities and methods for improving the system's efficiency.

Keywords: (Energy analysis, exergy analysis, extrusion, exergy, hot oil)

2025, 37 pages

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim sürecinde her zaman ilgisini ve desteğini gösteren ve hissettiren değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Leyla ÖZGENER'e saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez boyunca üzerine çalıştığım sorumlu oldukları sistemle ilgili her sorduğum soruyu sabırla cevaplayan Sayın Birol GÜLGÖNÜL olmak üzere şirketimdeki mesleki büyüklerime ve yönetim kadrosuna teşekkürlerimi sunarım.

Sürecin tümünde hem maddi hem manevi desteklerini bir an bile sakınmayan değerli ve sevgili aileme sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

İbrahim ATAK

Manisa, 2025



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$c_{p,b}$	Baca Gazının Özgöl Isısı (kJ/kgK)
$c_{p,p}$	Plastiğin Özgöl Isısı (kJ/kgK)
$c_{p,y}$	Kızgın Yağın Özgöl Isısı (kJ/kgK)
$\dot{E}$	Enerji Değeri (kW)
$\dot{E}_x$	Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,yak}$	Yakıtın Kimyasal Ekserji Girdi Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,yo}$	Yanma Odası Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,es}$	Ekstrüder Silindiri Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,y}$	Yağın Sağladığı Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,p}$	Plastiğin Kazandığı Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{x,ag}$	Atık Gazın Ekserji Değeri (kW)
$\dot{E}_{yakıt}$	Yakıtın Kimyasal Enerji Girdisi (kW)
h	Özgöl Entalpi (kJ/kg)
$\dot{I}_{yo}$	Yanma Odası Ekserji Yıkım Değeri (kW)
$\dot{I}_{es}$	Ekstrüder Silindiri Ekserji Yıkım Değeri (kW)
$\dot{m}_b$	Baca Gazının Kütlesel Debisi (kg/s)
$\dot{m}_d$	Doğal Gazın Kütlesel Debisi (kg/s)
$\dot{m}_p$	Plastiğin Kütlesel Debisi (kg/s)
$\dot{m}_y$	Termal Yağın Kütlesel Debisi (kg/s)
$\dot{m}_{yakıt}$	Yakıtın Kütlesel Debisi (kg/s)
P_0	Referans Nokta Basıncı (kPa)
$\dot{Q}_y$	Yağa Aktarılan Faydalı Isı (kW)
$\dot{Q}_p$	Plastiğe Aktarılan Faydalı Isı (kW)
s	Özgöl Entropi (kJ/kg.K)
T_0	Referans Nokta Sıcaklığı (°C)
T_b	Baca Gazı Sıcaklığı (K)
T_{kg}	Termal Yağın Kazana Giriş Sıcaklığı (K)
$T_{kç}$	Termal Yağın Kazandan Çıkış Sıcaklığı (K)
T_{sg}	Termal Yağın Ekstrüder Silindire Giriş Sıcaklığı (K)
$T_{sç}$	Termal Yağın Ekstrüder Silindirden Çıkış Sıcaklığı (K)
$T_{tö}$	Tapenin Silindirle Teması Öncesi Sıcaklığı (K)
T_{ts}	Tapenin Silindirle Teması Sonrası Sıcaklığı (K)

ΔT	Yağın Kazana Giriş ve Kazandan Çıkış Sıcaklıkları Farkı (°C)
U	Belirsizlik

Yunan Harfleri

η	Birinci Yasa Verimi (%)
η_{es}	Ekstrüder Silindirin Birinci Yasa Verimi (%)
η_{yo}	Yanma Odasının Birinci Yasa Verimi (%)
ε	İkinci Yasa Verimi (%)
ε_{es}	Ekstrüder Silindirin İkinci Yasa Verimi (%)
ε_{yo}	Yanma Odasının İkinci Yasa Verimi (%)
Ψ	Özgül Ekserji (kW)
Ψ_b	Baca Gazı Özgül Ekserji (kW)
$\Psi_{sç}$	Yağın Ekstrüder Silindirden Çıkıştaki Özgül Ekserji (kW)
Ψ_{sg}	Yağın Ekstrüder Silindire Girişteki Özgül Ekserji (kW)
Ψ_y	Yağa Aktarılan Özgül Ekserji (kW)

Kısaltmalar

AID	Alt Isıl Değer
ES	Ekstrüder Silindiri
KY	Kızgın Yağ
KYÜ	Kızgın Yağ Ünitesi
YO	Yanma Odası

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.	İncelenen Ekstrüder Makinesi Görseli.....	9
Şekil 2.	İncelenen Ekstrüzyon Makinesi Silindir Görseli.....	10
Şekil 3.	Ekstrüder İşlemi Sonrası Bobinvar İşlemine Dair Görsel.....	12
Şekil 4.	Analizi Yapılan Sistemin Kızgın Yağ Ünitesi Kazan Görseli.....	13
Şekil 5.	Analizi Yapılan Sistemin Ekstrüder Silindir Görseli.....	15
Şekil 6.	Kızgın Yağı Silindirlere Taşıyan Yalıtımlı Boruların Görseli.....	16
Şekil 7.	Değişken ΔT Değerlerinde Birinci Yasa Verimleri Grafiği.....	27
Şekil 8.	Değişken ΔT Değerlerinde İkinci Yasa Verimleri Grafiği.....	27
Şekil 9.	Değişken T_0 Değerlerinde İkinci Yasa Verimleri Grafiği.....	34



TABLÖLER DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 1. Analiz İçin Gerekli Parametreler ve Değerler	19
Tablo 2. Belirsizlik Analizi İçin Parametre ve Değerler	24
Tablo 3. Yanma Odası ve Ekstrüder Silindir İçin ΔT 20°C Özelinde Parametre ve Değerler	25
Tablo 4. Yanma Odası İçin Değişken ΔT (15 °C) Özelinde Değerler	26
Tablo 5. Yanma Odası İçin Değişken ΔT (25 °C) Özelinde Değerler	26
Tablo 6. Termal Yağın Kazana Giriş ve Kazandan Çıkışı Esnasındaki Değişken T_0 Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri	31
Tablo 7. Termal Yağın Silindire Giriş ve Silindirden Çıkışı Esnasındaki Değişken T_0 Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri	32
Tablo 8. Tapenin Ekstrüder Silindire Teması Öncesi ve Sonrasının Değişken T_0 Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri	32
Tablo 9. 0 °C ile 25 °C Aralığında 2 °C Farkla Değişken T_0 Sıcaklıklarına Bağlı Ekserji Verimleri	33

İÇİNDEKİLER

ÖZET	IV
ABSTRACT	V
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	VI
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ	X
İÇİNDEKİLER	XI
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	3
3. MATERYAL – YÖNTEM	8
3.1 EKSTRÜZYON PROSESİ	8
3.2 SİLİNDİR VE KIZGIN YAĞ ÜNİTESİNİN TANIMI	10
3.3 KIZGIN YAĞ ÜNİTESİ ÇALIŞMA PRENSİBİ	14
3.3.1 KIZGIN YAĞIN SİLİNDİRE ULAŞMA ESNASINDA İZLEDİĞİ YOL	15
4. ANALİZ	18
4.1 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	18
4.2 BELİRSİZLİK ANALİZİ	23
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	25
6. KAYNAKÇA	36



1 . GİRİŞ

Enerji ihtiyacının arttığı günümüzde enerji kavramı hiç olmadığı kadar önem arz etmektedir. Küreselleşen dünyanın bir parçası olan mühendislere düşen görevlerden biri de enerji üzerine çalışmak ve enerji tasarruf ve verimliliğine katkıda bulunmaktır. Enerjinin bilimi ise termodinamiktir.

İşbu tezde tekstil sektöründe işleyiş yürüten bir sentetik dokuma fabrikasındaki tape üretim hattı silindirlerini ısıtma amaçlı kullanılan kızgın yağ ünitesi inceleme ve çalışma alanı olarak ele alınmıştır. Üretim sahası içindeki ekstrüzyon hattının genel anlamda bir tanımı yapılmış, Termodinamiğin Birinci Yasası (Enerji Analizi) ile Termodinamiğin İkinci Yasası (Ekserji Analizi) özelinde gözlem, inceleme ve analiz çalışmaları yapılmıştır.

Gerek Türkiye gerek tüm dünyada artan enerji tüketim gereksinimi doğal olarak bu enerji tüketiminin daha uygun seviyede ve gelecek nesilleri de düşünecek biçimde olması gereksinimini doğurmuştur. Mühendislik sistemlerinin daha verimli, daha kullanışlı, daha yararlı daha çok katkı sağlayan, iş üreten ve aynı zamanda enerjiyi daha tutumlu harcayan sistemler olması gün geçtikçe önem kazanmaktadır.

Türkiye Cumhuriyeti'nin bütçe açığındaki en büyük kalem enerjiye ayrılan bütçedir. İşbu tez; bu ihtiyacın doğal bir sonucu olarak doğmuş olup enerji ve ekserji analizi üzerinedir.

Enerji terimi gündelik yaşam ve bilimsel toplumda bilinen bir terim olmasına rağmen ekserji terimi çoğunluk için daha yeni ve anlamlandırmaya daha uzak bir terimdir. Ancak; ekserji terimi Termodinamiğin İkinci Yasasının termodinamiğe kazandırdığı kaçınılmaz bir sonuçtur. Enerjinin korunumu ile açıklanmakta güçlük çekilen durumlara yanıt bulunmasını sağlayan terim ekserjidir. İşbu tezde sentetik dokuma fabrikasındaki ekstrüzyon hattındaki kızgın yağ üniteleri termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları çerçevesinde enerji ve ekserji analiziyle irdelenmiştir.

Ayrıca; bu tezin yazım aşamasında tez çalışmasında incelenen kızgın yağ üniteleri hakkında gerek yerli gerek yabancı literatürde çalışmaların az olması, enerji analizleri sonucu enerji tüketiminin daha verimli duruma getirilme olasılığının bulunması ve bunun yerli ve milli sermayeye olabilecek katkı olasılığı, enerjide dışa bağımlı olan ülkemizin ithal ettiği enerjinin daha efektif kullanılmasına yardımcı

olmak, üretimin daha verimli, teorik ve bilimsel yapılabilmesi ve söz konusu sistemdeki aksaklıkların giderilmesi ve mühendislik yöntem ve düşüncesiyle daha verimli ve kullanışlı üretim olasılığı güçlü bir motivasyon kaynağı olmuştur.

Tüm bunlara ek olarak bu tezde sistemin ikinci yasa verimliliğini ölçmek, sistemin enerji ve ekserji hesaplamalarını yapmak, literatürde pek rastlanılmayan bir konuya katkıda bulunmak, enerji ve ekserji verimini hem yanma odası hem ekstrüder silindiri için değişik koşullar üzerinden hesaplayıp değişen referans koşullarındaki birinci ve ikinci yasa verimlerini görmek ve sistemde olası iyileştirme ve maliyeti düşürme amaçlanmıştır.

Bu tez çalışması bir tekstil fabrikasında ekstrüzyon süreci tape üretim hattındaki ekstrüder makinesinin silindirini ısıtmak için kızgın yağ kullanılmasını sağlayan kızgın yağ ünitesi odaklı bir çalışmadır. Bu yönüyle literatürde aynı başlık ve koşula sahip bir tez bulunmamaktadır.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Tsatsaronis (1993) yayınladığı makalede; ekserji kavramına ilk katkıları R. Clausius (1865), P. G. Tait (1868) ve W. Thomson -Lord Kelvin- tarafından yapıldığını ve bu alanda öne çıkan isimlerin ise J . W. Gibbs (1873) ve J. C. Maxwell (1875) olduğunu belirtmiştir [1]

Tsatsaronis (1993) yayınladığı makalede; J. W. Gibbs'in (1873) tarihinde Serbest Enerji kavramını geliştirdiğini belirtmiştir. Stodola (1898) ekserjiye benzer birtakım kavramları güç sistemlerinin analizinde kullanmıştır [1].

Tsatsaronis (1993) yayınladığı makalede; J.H. Keenan (1932) tarafından maliyet amaçlı ekserji hesaplamalarına başlandığı ve ekserji teriminin Z. Rant (1956) tarafından literatüre sokulduğu belirtilmiştir [1].

Ekserji üzerine ülkemizde de birçok çalışma yapılmıştır.

Bu çalışmalardan biri; HVAC sistemlerinde ekserji analizi yapmış olup HVAC sistemlerinde ekserji analizinin önemine, gerekliliğine ve uygulamalarına dikkat çekilmiştir [2].

İlaveten; Özgener vd. yayınladıkları makalede; Balçova Jeotermal Bölgesel Isıtma Sisteminin (BGDHS) bir termo-mekanik ekserji analizini, gerçek sistem verilerini ve bölgesel ısıtma sistemi performansı, enerji ve ekserji verimlilikleri ve ekserji yıkımlarının değerlendirilmesini ele almışlardır. Genel BGHDS'nin hem birinci hem ikinci yasa verimliliklerini iyileştirme için araştırmışlar ve sırasıyla %37,60 ve %42,94 olarak tespit edilmiştir [3].

Aynı zamanda Özgener ve Hepbaşı (2005) çalışmasında; ekserji analiz yöntemini kullanarak Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde tasarlanıp inşa edilmiş 50 m dikey 1 x ¼ inç nominal çaplı U- kıvrımlı zemin ısı değiştiricili güneş destekli, yer altı kaynaklı ısı pompası sera ısıtma sisteminin (SAGHPHGHS) performans özelliklerini araştırmışlar ve bileşenler arasında ekserji taşınması ve SAGSHPHGHS'nin her bir bileşenindeki yıkımları, deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama ölçülen parametreler ile belirlemişlerdir. Yer altı kaynaklı ısı pompası ünitesi ve genel sistem için ısıtma performans katsayılarını sırasıyla 2,64 ve 2,38

olarak elde etmişlerdir. Genel olarak sistemin ekserji verimini ise %67,7 olarak bulunmuştur [4].

Ekserji çalışmalarına bir başka bakış açısı olarak Özgener ve Özgener (2006) yaptıkları çalışmalarında; bir makarna üretim tesisindeki makarna kurutma hattını ele almışlar ve söz konusu bu çalışmada sistemin enerji ve ekserji modellemesini sistem analizi, performans değerlendirmesi ve optimizasyonu için sunmuşlardır. Gerçek sistem verileri kullanılmış, enerji ve ekserji verimliliği hesapları yapılarak tüm sistemin sonuçlarını paylaşmışlardır. Makarna kurutma işleminin ve genel sistemin enerji verimliliği %7,55-77,09 aralığında ve %68,63 olarak belirtmişlerdir. Makarna kurutma işleminin ekserji verimini %72,98-82,15 olarak elde etmişlerdir. En büyük enerji kaybı ve ekserji yıkımının hava sızıntıları nedeniyle kurutma odası duvarlarında olduğunu belirtmişlerdir ve kurutma odası izolasyonunun geliştirilmesi gerekliliği tespit edilmiştir [5].

Ayrıca; Şahin vd. (2007) yaptıkları çalışmada; Kayseri Şeker Fabrikası 2002-2003 yılı verilerini kullanarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının analizlerini yapmışlardır. Termodinamik açıdan kontrol hacmi olarak ele aldıkları şeker üretimi süreçlerini 4 üretim süreci olarak değerlendirmişlerdir. Her bir sürece ait girdi ve çıktıları değerlendirerek her bir durum için birinci ve ikinci yasa analizleri yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre en düşük ekserji verimi %33.7 olarak dördüncü süreç olan şeker kristalleştirme süreci için tespit edilmiştir. Elde ettikleri verimlerin yükseltilmesi için önerilerde bulunmuşlardır [6].

Bu çalışmaların yanı sıra Özgener ve Özgener (2007) yaptıkları çalışmada; rüzgar türbini sistemlerinin ekserji analizini yapmışlardır. Ele alınan rüzgar türbinini Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bulunan küçük ölçekli 1,5 kW rüzgar türbinine denk kabul etmişler ve bu küçük rüzgar türbinlerinden olası maksimum gücü elde etmek için kanatlarının olabilecek en düşük rüzgar hızında dönmeye başlamasının önemini vurgulamışlardır. Üç kanatlı, 3 m çapa sahip, yatay eksenli bir rüzgar türbinin başlangıç performans verilerini saha ölçümleri ile elde etmişlerdir. Eylül 2002 – Kasım 2003 tarihleri arasındaki süre zarfında elde ettikleri veriler ile ortalama teknik kullanılabilirlik, kapasite faktörü ve ekserji verimlilik değerlerini analiz etmişlerdir. Sırasıyla; %94,20, %51,67, %11,58 ve %0-48,72 arasında bulunmuştur. Arıza oranının azaltılabilmesi durumunda sistemde gerçek

kullanılabilirlik, kapasite faktörü ve ekserji verimliliği değerlerinin iyileştirilebilmesinin mümkün olabileceği vurgulanmıştır [7].

Ayrıca; Özgener ve Özgener (2009) yaptıkları çalışmada; jeotermal bölge ısıtma sistemlerinin (JBIS) son ısıtma sezonlarının izleme enerji ve ekserji verimliliği sonuçları ile bunların teknik uygunluk analizlerini yapmışlardır. Afyon ili ve Manisa ilinin Salihli ilçesindeki JBIS'lerdeki sistemlerden elde ettikleri gerçek verilerle çalışmışlardır. JBIS'ler için genel enerji, ekserji ve teknik kullanılabilirlik analizleri gerçekleştirilmiştir [8].

Aynı zamanda; Özgener ve Özgener (2009), güneş seralarındaki kurutma işlemi esnasında ekserji değişimini inceleme ve Dinçer ve Şahin'in (2004) modelini doğrulamak için bu çalışmayı gerçekleştirmişlerdir. Tavsiye edilen modelin farklı kurutma hava sıcaklıklarında gerçek kurutma işlemlerinde uygulanabilirliğini gösteren açıklayıcı örnek bir çalışma düşünmüşlerdir. Çalışmada inceleme İzmir'de pasif olarak ısıtılan güneş serasının kurutma performansdır. İnceleme neticesinde kurutma işleminin ortalama enerji verimliliği %63 ile %73 arasındadır. Şayet; seraların güneş enerjisi kazancı düşük ise seraların ürünlerin ön kurutmasında kullanılabilecekleri belirtmiştir [9].

Ekserji başlıklı yayınlardan biri de Saidur vd. (2010) yazmış oldukları makaledir, bu makalede; enerji ve ekserji kullanımının faydalı kavramları analiz edilmiş ve kazan sistemine uygulanmıştır. Enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla %72,46 ve %24,89 olarak hesaplanmıştır. Bir kazan baca gazından ısı geri kazanımı için geri ödeme süresinin yaklaşık 1 yıl olduğu bulunmuştur. 19 kW motorlu VSD kullanımının geri ödeme süresinin bir kazan fanında enerji tasarrufu için ekonomik olarak uygulanabilir olduğu bulunmuştur [10].

Ülkemizde kızgın yağ üniteleri üzerine yapılmış ilk çalışma Doğan (2012) tarafından yazılmış olan Kızgın Yağ Sistemleri adlı makaledir [11].

Bunun yanı sıra, Akan(2012) yapmış olduğu tez çalışmasında; tekstil sektörü yün iplik kurutma prosesini incelemiştir. Yaptığı incelemeyi kurulu olan deney mekanizması ile gerçekleştirmiş ve üç farklı sıcaklık (80 °C, 90 °C, 100 °C) ve üç farklı basınç (1 bar, 2 bar ve 3 bar) şartları altındaki kurutma sisteminin birinci yasa ve ikinci yasa analizleri yapılmıştır. Yapmış olduğu çalışmanın amacı olarak ise enerji ve ekserji verimliliği bakımından en uygun kurutma koşullarının bulunması

olarak belirlemiştir. Yaptığı çalışmalar sonucunda elde ettiği sonuçlardan hem enerji hem ekserji verimliliği bakımından en verimli durumun 1 bar basınç ve 100 °C sıcaklık koşulları olduğuna varmıştır. Yaptığı çalışma ile en uygun çalışma koşulu için enerji verimi %81-%91 arasında ve ekserji verimi ise %57-%76 arasında değerlere sahiptir. Çalışma sonucunda kurutma koşullarının enerji ve ekserji verimini büyük ölçüde etkilediği belirtilmiştir [12].

Ayrıca, Ataei vd. (2014) yapmış oldukları çalışmada; ısı değiştiricisi ağının düzenlenmesini paralelden karışık seri / paralel olarak değiştirilerek kızgın yağ sistemi için yeni bir sistematik tasarım metodolojisi geliştirilmiştir [13].

Ekserji çalışmalarında bir başka örnek de Tütüncü ve Özgener (2016) yaptıkları çalışmayla çimento fabrikalarında atık ısı geri kazanım sisteminin enerji verimliliği üzerine olan etkisini ve bu sistemi termodinamik olarak incelemişler ve sistemi geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre sistemin ekserji verimliliğini %55,69 bulmuşlardır. Elde ettikleri bu sonuçların atık ısı geri kazanım santrallerinin kurulumunda ve işletilmesinde tasarım ve ekonomik açıdan önemli bir veri oluşturduğu belirtilmiştir [14].

Tekstil sektöründe yapılan ekserji çalışmalarına bir örnek olarak ise Kavak (2018) yazmış olduğu tezde; tekstil terbiye fabrikasının temel çalışma prensibini, enerji tüketim ve kayıplarını genel olarak tanımlamıştır. Bir tekstil terbiye fabrikasındaki kızgın yağ kazanından enerji geri kazanımı uygulaması olarak gövde borulu ısı eşanjörü tasarımı yapmıştır. Tasarlanan ısı değiştiricisinin sisteme uygulanması ile yaklaşık %76 geri kazanım olduğu görülmüştür. Ayrıca ısı değiştiricisinin kanatçıklı borular kullanıldığı ve bu boru tasarımının da ısı geçiş katsayısına %7,5 gibi etkisinin olduğu tespit edilmiştir. Aynı çalışma koşullarına göre, eş eksenli ısı değiştiricisi hesaplaması ve ısı analizinin yapıldığı ve yaklaşık %13 ısı enerji geri kazanımı sağlandığı hesaplanmıştır [15].

Ekstrüzyon işlemi üzerine ekserji analizi çalışmalarına örnek olarak; Doğru (2020) yazmış olduğu tezde; gerçek işletme verisi kullanarak Manisa'da termoplastik elastomer (TPE) yapıda olan malzemeler ile ekstrüzyon üretimi yapan fabrikanın üretim proses adımlarından kurutma prosesinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Söz konusu kurutma sistemi ortam sıcaklığı (0-20°C) ve kurutma havası sıcaklığının (75-105°C) değişikliklerine göre analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan

Çalışmada 20°C'lik dış ortam sıcaklığında ve sisteme 80°C'lik kuru hava verildiğinde sistemin her bir bileşenin ve tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri ile ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Sistemin enerji verimliliği %80,79-88,24 aralığında ve ekserji verimi ise %15,88-41,94 aralığında bulunmuştur. Yapılan analiz hesapları sonucunda en yüksek verimin dış ortam sıcaklığının 0°C ve kurutma havasının ise 75 °C olduğu koşulda tespit edilmiştir. Ayrıyeten, hat bazlı kurutma sistemi yerine merkezi kurutma sistemi yöntemi önerilmiş, bu sistemin değerlendirilmesi durumunda ekserji veriminin %75,9 oranlarına ulaşacağı belirtilmiştir [16].

Ayrıca, Elwardany (2024) yapmış olduğu çalışmada; enerji ve ekserji analizi yolu ile buhar kazanı performansının artırılmasına yönelik araştırmaları analiz ederek, termik santrallerdeki sürdürülebilirlik ve rekabet gücünü artırmadaki önemleri vurgulanmıştır. İnceleme, yanma bölgesi ve ısı değiştirgeci yüzeylerini, çeşitli kazan tasarımlarında geri dnşmszlğn temel kaynakları olarak belirlemektedir. Özellikle ultra süperkritik üniteler olmak üzere daha yüksek basınçlı tasarımlar ekserji yıkımında önemli düşüşler olduğunu göstermiştir. Yanma havası n ısıtması, fazla hava oranları, yakıt özellikleri, ana buhar koşulları ve besleme suyu sıcaklıkları gibi optimizasyon stratejilerinin verimliliği arttırmada önemli rol oynadığını belirtmiştir. Bu inceleme performans kıstasları oluşturmuş ve iyileştirme fırsatlarını belirleyerek literatüre katkıda bulunmuş ve termik santral verimliliğini arttırma, çevresel etkiyi azaltmak için değerli bir etki ve rehberlik sağlamaktadır [17].

3) MATERYAL -YÖNTEM

3.1) EKSTRÜZYON PROSESİ

Ekstrüzyon; bir kabın içindeki metal bloğun kalıp olarak bilinen belirli bir hacme ve geometriye sahip bir açıklıktan akacak şekilde zorlanıldığı bir mühendislik sistemidir. Proses esnasında plomerik malzeme belirli bir sıcaklıkta eritilip belirli basınç altında sabit bir kalıptan dışarı çıkartılır. Plastik şekil verme yöntemlerinden biri olup çubuk, profil, tel, boru, tape vb. ürün çıktılarının üretilmesine olanak sağlar.

Ekstrüzyon prosesi günümüzde gıda, tekstil, elektronik, otomobil sektörleri gibi birçok sektörde rastlanabilir bir mühendislik yöntemidir. Birçok farklı alanda ekstrüzyon süreci ile ilgili literatürde çalışma bulunmaktadır [18].

Bu çalışmada ekstrüder makinede tape üretimi esnasında tafenin geçtiği sıcak silindirlerin ısıtılmasında görev alan kızgın yağın ve bu yağın ısıtıldığı kazanla ısınan kızgın yağın dolaştığı ekstrüder silindirlerinin enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir.

Kalıp; ekstrüzyon hattının en sonunda yer alan, malzemenin sürekli olarak dışarı itildiği ve nihai geometrinin, şeklin alındığı parçadır.

Birtakım ekstrüder makinesi elemanını tanıtmak gerekirse;

Soğutma havuzu diğer adıyla soğutma banyosu ekstrüzyon prosesinde kalıptan çıkan sıcak ve ayrıca henüz yumuşak durumdaki ürünü hızla soğutarak nihai şeklinin ve boyutlarının sabitlenmesini sağlayan ünitedir. Genellikle kalıp çıkışının ardında bulunmaktadır.

Soğutma havuzu sayesinde kalıptan çıkan eriyik madde su kullanılarak soğutularak hızlı bir şekilde ısı kaybeder ve katılaşır. Böylece ürünlerdeki deformasyon riski burada önlenmeye başlanır. Ayrıca malzemenin burada hızlıca soğutulması sonucu malzeme sertleşir ve böylece kalıptan aldığı kesit şeklini korur. Örneği Şekil 1’de gösterilmektedir.



Şekil 1: İncelenen Ekstrüder Makinesi Görseli.

Çekiciler; ürünün havuzun içinden sürekli olarak geçirilmesini ve böylece üretimin devamlılığını sağlar.

Kesme işlemi otomasyona tanımlanılmış, belirli en ve kalınlıklarda gerçekleştirilir. Kesim işlemi için bıçaklar -jiletler- kullanılır.

Silindirler tapeye istenen uzama ve fiksajı verebilmek için üretilen tapeler bobinvarlara geçmeden önce silindirlerin üzerinden Şekil 2’de görüldüğü üzere geçirilir. Aksi durumda tapeye istenen uzama verilememektedir. Fakat burada dikkat çekilmesi gereken husus ise silindirin sıcaklığının belirlenen sıcaklığın üzerine çıkarılmamasıdır. Çünkü plastik esaslı malzeme yüksek sıcaklıkta sünme ve dahi kopma tehlikesi yaşayabilir.



Şekil 2: İncelenen Ekstrüder Makinesi Silindir Görseli.

3.2) SİLİNDİR VE KIZGIN YAĞ ÜNİTESİNİN TANITIMI

Çalışmanın yapıldığı fabrikada ele alınan prosesin çalışma mantığı ve çalışma biçimi yalın şekilde anlatmak gerekmektedir.

İşbu tez çalışmasının yapıldığı şirket sentetik dokuma sektöründe faaliyet göstermektedir. Dokuma eyleminin ilk adımı olan dokuma malzemesi tapanin üretimi ekstrüzyon yöntemi ile yapılmaktadır. Tape üretiminin aşamaları ve süreçte özel kısımları hammadde beslemek ile başlamaktadır. Polipropilen (PP) termoplastik granül ekstrüder hunisine yüklenmektedir. Ardından granüller kovanın içinde

bulunan dönen vida ve ısıtıcılar vasıtasıyla eritilir, karıştırılır ve bunun neticesinde eriyik ve homojen bir plastik kütlesi elde edilir.

Eriyik durumdaki plastik; özel olarak tasarlanmış, yarı bir kalıptan düz bir çizgi şeklinde dışarı ittirilmektedir. Kalıptan çıkan ürün düz film / levha şeklindedir. Bu aşamada yarı ürüne folyo denilmektedir.

Yarı ürün kalıptan çıkmış durumda olduğundan sıcaktır, bu sıcak folyo hemen soğuk suyla dolu soğutma havuzuna daldırılır ve böylece katılaşmaktadır. Burada folyo uygun görülen ölçüde olması için kalibrasyon silindirlerinden geçirilir. İstenen ölçülerde olması için de PLC programlanmış sensörlü ölçü cihazları vasıtasıyla sürekli bir denetime tabi tutulmaktadır.

Katılaştıran film merdaneler tarafından çekilir ki burada mukavemet kazanılması açısından bu işlem önemlidir. Akabinde kesim işlemi için bıçaklara gönderilir ve burada folyo hassas bıçaklar vasıtasıyla ince şeritler hâlinde kesilmektedir.

Dilimlenen her bir tape bu aşamada yüksek sıcaklıktaki silindirlerden geçirilerek mukavemet ve yapısal düzene kavuşturulur. Bu bir gerdirmedir. Böylece mukavemet ve sertlik de son raddeye çıkmaktadır.

Gerdirme işleminin ardından tapeler son şeklinin kalıcı olması ve büzülme eğiliminin azaltılması için ısıtma ve ardından kontrollü soğutma işlemine tabi tutulur. Bu işleme tavlama denilmektedir.

Nihayette yüksek mukavemete sahip tapeler otomatik sarım makineleri tarafından istenen uzunluk ve gerginlikte bobinler hâlinde sarılmaktadırlar. 120 adedi bulan bobinler paletlenip dokuma süreçlerine gönderilir. Şekil 3'te sarım işlemine ait bir görsel sunulmaktadır.



Şekil 3: Ekstrüzyon İşlemi Sonrası Bobinvar İşlemine Dair Görsel.

Kızgın yağ üniteleri; yüksek sıcaklıklarda ısı transferi sağlayan sistemlerdir. KYÜ çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadırlar. KYÜ bileşenleri ve bu bileşenlerin görevleri açıklanacaktır.

Kızgın yağın ısıtıldığı ana bileşen kızgın yağ kazanları / yanma odalarıdır. Yanma odası görseli Şekil 4'te verilmiştir. Sistemin en önemli elemanı olmakla birlikte genellikle doğal gaz, mazot veya biyokütle gibi yakıtlarla çalışan bir brülör vasıtasıyla yağı istenen sıcaklıklara çıkarılmasını sağlar. İşbu tezde kızgın yağ kazanı yakıt olarak doğal gazı kullanmaktadır.

Brülörler ise yakıtın yanmasını sağlayan, kızgın yağ kazanında lüzum olan ısıyı oluşturmak için yakıtı yakan ve yanma gazlarını meydana getiren sistem elemanıdır.

Yağı istenen belirli bir basınç ve debide hareket ve iletimini gerçekleştirmeye yarayan sistem elemanı yağ pompasıdır. Bu sayede yağ iletimini bir döngü hâline getirerek ısı transferini gerçekleştirir.



Şekil 4: Analizi Yapılan Sistemin Kızgın Yağ Ünitesi Kazan Görseli.

Isıtılan yağ genişler ve sistemde bir hacim ve basınç artışı meydana gelmesine yol açar. Bu fiil sonucu meydana gelen termal genişmeyi dengeleyerek sistemin uygun basınç altında çalışmasını ve dengeyi sağlayan sistem elemanıdır.

Ayrıca genişleme tankı hacmi tesisattaki toplam ısı transfer yağının en az %20-30 kadarı olmalıdır [19].

Yağ sirkülasyonu esnasındaki dalgalanmaları azaltarak sistemi stabil hâle getiren, kızgın yağ sisteminde meydana gelme ihtimâli bulunan ani basınç değişikliklerini dengeleyen sistem elemanına denge tankı adı verilmektedir.

Borular ısınan yağın taşınmasını sağlayan, vanalar ise bu taşınım işleme yön ve akma / akmama eylemi tayin eden sistem elemanlarıdır. Yağ; borular ve vanalar aracılığı ile kazan, tüketici cihazlar ve diğer sistem bileşenleri arasında dolaşmaktadır.

Isı değiştiriciler; yağdan ısıyı alıp başka bir akışkana ısıyı transfer eden sistem elemanıdır. Lüzum durumunda su, hava veya başka bir sıvının ısıtılmasını sağlamaktadır.

Sirkülasyon sistemleri ise sürekli olarak kazandan tüketici cihazlara taşınmasını sağlayan sistemdir. Yağın durmaksızın dolaşımını sağlayarak eşit ısı dağılımına olanak verir. Bu bileşenler, kızgın yağ sisteminin verimli, emniyette ve sürekli çalışmasını sağlar. Sirkülasyon sistemi sayesinde sistem sürekli akışlıdır.

3.3) KIZGIN YAĞ ÜNİTESİ ÇALIŞMA PRENSİBİ

Kızgın yağ sistemleri endüstriyel işletmelerde yüksek sıcaklığa sahip akışkan gereksinimini karşılamak için kullanılan sistemlerdir. Kızgın yağ sistemleri sayesinde yüksek sıcaklıklara düşük basınçlarda çıkılabilmektedir.

240 °C'de buhar sıcaklığına karşılık gelen buhar basıncının yaklaşık 33 bar olduğu düşünülürse buharla bu basınçta bir sistem kurmak oldukça pahalı ve işletmesi de zordur. Atmosfer basıncında ya da veya atmosfer basıncının birkaç bar üzerinde 350 / 400 °C sıcaklıkta ısı taşıyabilen termik yağların varlığı kızgın yağ sistemlerinin kurulmasını yaygınlaştırmış ve vazgeçilmez kılmıştır [11].



Şekil 5: Analizi Yapılan Sistemin Ekstrüder Silindir Görseli.

3.3.1) KIZGIN YAĞIN SİLİNDİRE ULAŞMA ESNASINDA İZLEDİĞİ YOL

Kızgın yağ ünitesi kazanında doğal gazın yakılmasıyla yağ sıcaklığı yükseltilmektedir. Doğal gazın yakılması sonucu oluşan ısı; serpantinler (spiral geometriye sahip boru demetleri) içinden geçen termal yağa aktarılır. Tüm bu işlem esnasında ve sonunda - Şekil 5'te görülen silindirleri ısıtmak amaçlı - termal yağ yüksek sıcaklığa, düşük basınçta kızgın yağın termal özellikleri sayesinde ulaştırılır.

Isıtılan yağ; sistemin kalbi olarak nitelendirilebilecek sirkülasyon pompasının yardımıyla kapalı devre tesisat borularına yönlendirilir. Pompa sayesinde yağ; istenen sıcaklık ve devirde sürekli ve kontrollü bir akışa yeteneği kazanır. Kızgın yağın yönlendirilmesi de Şekil 6'da gösterildiği gibi iyi yalıtım yapılmış borular

yardımıyla gerçekleştirilip kızgın yağ ekstrüder makinesinin silindirlere taşınmaktadır.



Şekil 6: Kızgın Yağı Silindirlere Taşıyan Yalıtımlı Boruların Görseli.

Kızgın yağ, silindir ceketlerinin / kanallarının içinden akarken, taşıdığı ısı enerjisini boru çeperleri ve silindir malzemesi aracılığıyla ekstrüder silindirine aktarır. Bu sayede silindir istenilen proses sıcaklığına ulaşır. İstenen sıcaklığa ulaştırılmış silindirlerin üzerinden -temas hâlinde- geçen tapeler ise üretimin verimi için daha önce belirlenmiş olan sıcaklığın altında / üstünde olmayacak şekilde sıcaklıklarını korurlar.

Silindirlerin ısınması sonucu sıcaklığı düşen termal yağ tekrar ısıtılması için kazana dönmektedir. Yağın sıcaklığının artırılması, sirkülasyon pompasının sirkülasyonu sağlaması, boruların akışın taşınımını sağlaması ve silindirlerin tekrar ısıtılması ve dahi tapanin istenen sıcaklığa ulaşmasının sağlanması adımları tekrar yaşanmaktadır. Bu bir çevrim gereğidir.

Isıtılan akışkan genişler. Termal yağlarda da sıcaklıklarının artmasının akabinde basınçlarının artması doğal bir sonuç olarak gözlemlenmektedir. Bu basınç artışının tehlikeli seviyeye gelmemesi adına bir önlem alınmasının gerektiği - mühendislik tasarımının bu prensibe göre yapılmasının gerekliliği - çok açıktır.

Bu sebeple kızgın yağ ünitelerinde genleşme tankı bulunmaktadır. Isınan yağın artan hacmi basıncın yükselmesine sebebiyet verir. Genleşme tankı da tam bu kısımda devreye girmektedir. Genleşme tankı; bu hacim artışını karşılayarak basıncın tehlikeli seviyeye gelmesinin önüne geçer, güvenli bir basınçta kalmasına olanak sağlar.

Ayrıca sisteme entegre sıcaklık kontrol sistemleri sıcaklığını sürekli izler ve brülörü kontrol ederek ekstrüder hattı için lüzum olan hassas sıcaklık ayarının korunmasını sağlamaktadır. İşbu teze konu olan KYÜ’de de Klemsan marka sıcaklık kontrol sistemi kullanılmaktadır.



4. ANALİZ

4.1 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Sistemin enerji ve ekserji analizinin yapılabilmesi için sistem ve sistem sınırları tanımlanmalı, akabinde hesaplamalar öncesi kabul edilen varsayımlar belirtilmelidir.

Sistem: Ekstrüder makinesinin silindirlerini ısıtan kızgın yağ ünitesi ve bu kızgın yağın silindir içinde dolaştığı boru sistemidir.

Sistem sınırları: Analiz; kızgın yağın kızgın yağ ünitesinden silindire pompalanmasından, silindir içinde ısı transferi gerçekleştirmesi ve tekrar kızgın yağ ünitesine dönmesinden meydana gelen bir kapalı çevrim üzerinde yapılacaktır.

Çevresel koşullar: Analiz için bir referans nokta (ölü durum / ölü hâl) oluşturulmuştur.

Varsayımlar:

- Sistem kararlı bir sistemdir.
- Akış sürekli akıştır.
- Isı kayıpları analiz için dikkate alınmamıştır.
- Referans nokta sıcaklığı $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (298,15 K)'dir.
- Referans nokta basıncı $P_0 = 101,325\text{ kPa}$ (1 atm)'dir.
- Boru ve valflerdeki sürtünme ihmâl edilmiştir.
- Kinetik ve Potansiyel ekserjiler ihmâl edilmişlerdir.
- Özgül ısılar sabit kabul edilmiştir.
- $c_{pb} = 1\text{ kJ/(kg.K)}$ alınmıştır.

Analiz için öncesinde sistem ve çevresel parametreler ve akışkanın termodinamik durumlarının hesaplarının belirtilmesinde fayda olacaktır.

Sistem ve çevresel parametreler şunlardır:

Parametreler ve bu parametreler ait değerler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1: Analiz İçin Gerekli Parametreler ve Değerler.

Parametreler	Değerler
T_0	25 °C
P_0	1 atm
$c_{p,y}$	2 kJ/(kg.K)
AID	45000 kJ/kg
$\dot{m}_y$	2,5 kg/s
T_{kg}	193 °C
$T_{kç}$	213 °C
$\dot{m}_d$	0,003 kg/s
T_b	195 °C
$\dot{m}_b$	0,05 kg/s
T_{sg}	180 °C
$T_{sç}$	175 °C
$T_{tö}$	50 °C
T_{ts}	75 °C
$\dot{m}_p$	0,4 kg/s
$c_{p,p}$	1,8 kJ/(kg.K)
$c_{p,b}$	1 (kJ/kg.K)

Çevresel koşullar şu şekildedir:

Referans sıcaklık (T_0) = 25 °C (298,15 K)'dir.

Referans basınç (P_0) = 1 atm (101,325 kPa)'dır.

Akışkanın ve yakıtın özelliklerini yazmak gerekirse;

$$c_{p_y} = 2 \text{ kJ/(kgK)}$$

$$\text{AID} = 45000 \text{ kJ/kg}$$

$\dot{E}_{x,yak} = 48000 \text{ kJ/kg}$ (Bu değer -yakıtın kimyasal ekserjisi genellikle AID'den biraz daha yüksektir- ki; işbu tezde de bu şekilde kabul edilmiştir).

Akışkanın termodinamik parametrelerinin hesabı için bilinmesi gereken formüller şunlardır;

Entalpi için;

1'inci Yasa Analizi için gereklidir. Entalpi (h); sıcaklığa bağlı bir termodinamik özelliktir. Kızgın yağ sistemlerinde basınç etkisi -kızgın yağ (akışkan) sıkıştırılmaz kabul edildiğinden- ihmâl edilebilir.

$$h = c_p(T - T_0) \quad (1)$$

Akışkanın özgül ekserjisini (Ψ) hesaplamak için kullanılması gereken formül;

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

Entropi (s) sıcaklığa bağlıdır, hesabı için kullanılması gereken formül:

$$s = s_0 + c_p \times \ln\left(\frac{T_0}{T}\right) \quad (3)$$

Yukarıda verilmiş olan 0 alt indisine sahip özellikler referans hâlini belirtmektedir.

Yani; h_0 , s_0 ve T_0 sırasıyla referans hâldeki entalpi, entropi ve sıcaklıktır.

Sistemin ölçülen çalışma verileri;

$\dot{m}_y = 2,5 \text{ kg/s}$ (Termal yağın kütleli debisidir)

$T_{kg.} = 193 \text{ }^\circ\text{C}$ (Yanma odasına giren yağın sıcaklığıdır)

$T_{kç} = 213 \text{ }^\circ\text{C}$ (Yanma odasından çıkan yağın sıcaklığıdır)

$\dot{m}_d = 0,003 \text{ kg/s}$ (Doğal gazın kütleli debisidir)

$T_b = 195 \text{ }^\circ\text{C}$ (Baca gazı sıcaklığıdır)

$\dot{m}_b = 0,05 \text{ kg/s}$ (Baca gazı kütleli debisidir)

Ekstrüder silindirin ölçüm verileri;

$T_{sg.} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ (Yağın silindire giriş sıcaklığı)

$T_{sç} = 175 \text{ }^\circ\text{C}$ (Yağın silindirden çıkış sıcaklığı)

$T_{tö} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ (Plastiğin ısıtılma öncesi sıcaklığı)

$T_{ts} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ (Plastiğin ısıtılma sonrası sıcaklığı)

$\dot{m}_p = 0,4 \text{ kg/s}$ (Plastiğin kütleli debisidir)

$c_{p_p} = 1,8 \text{ kJ/(kg.K)}$ (Plastiğin özgül ısısıdır)

Sistemdeki en temel iki tasarım üzerine enerji ve ekserji analizi yapmakla başlanırsa;

Yanma odası için enerji ve ekserji hesabı için uygulanması gereken adımlar;

Yanma odasının enerji analizi yakıtın kimyasal enerji girdisinin hesabı ile başlar:

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} \times AID \quad (4)$$

Yağa aktarılan ısı şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \times c_{p_y} (T_{kç} - T_{kg}) \quad (5)$$

Burada $T_{kç}$ termal yağın kazandan çıkış sıcaklığı iken; T_{kg} ise termal yağın kazana giriş sıcaklığıdır.

Yanma odasının termal (1'inci Yasa Verimi) şu şekildedir:

Verim; yağa aktarılan ısıнын yakıtın kimyasal enerjiye (toplam giren enerji) oranıdır [10].

$$\mu = \frac{\text{yağa aktarılan faydalı ısı}}{\text{yakıtın kimyasal enerji girdisi}} \quad (6)$$

Yanma odası için ekserji analizi yapılmasına dair atılması gereken adımlar:

Ekserji, gerçek bir proseste yıkıma uğrar veya tüketilir. Ekserji tüketimi proses boyunca prosesteki tersinmezlikler nedeniyle yaratılan entropi ile orantılıdır [14].

Yakıtın kimyasal ekserjisi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{x_{yak}} = \dot{m}_{yakıt} \times e_{yakıt} \quad (7)$$

Yağa aktarılan özgül ekserji şu şekilde hesaplanır:

$$\psi_y = c_{p_y} (T - T_0) - T_0 \times c_{p_y} \times \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad (8)$$

Yağa aktarılan ekserji akışının hesabı için:

$$\dot{E}_{x_y} = \dot{m}_y (\psi_{yç} - \psi_{yg}) \quad (9)$$

Baca gazı ekserji hesabı için lüzum olan formül:

$$\psi_b = c_{p_b} (T_b - T_0) - T_0 \times c_{p_b} \times \ln \left(\frac{T_b}{T_0} \right) \quad (10)$$

$c_{p_b} = 1 \text{ kJ/(kg.K)}$ alınmıştır.

Baca gazı ekserjisini bulduktan sonra toplam atık gazın ekserjisini bulmak için bulunan Ψ_b baca gazı özgül ekserji değeri $\dot{m}_b$ baca gazı kütlesek debisi ile çarpılmalıdır.

$$\dot{E}_{x_{ag}} = \dot{m}_b \times \Psi_b \quad (11)$$

Yanma odasının ekserji yıkımı için lüzum olan formül:

$$\dot{I}_{yo} = \dot{E}_{x_{yakıt}} - \dot{E}_{x_y} - \dot{E}_{x_{ag}} \quad (12)$$

Ekstrüder silindiri için enerji ve ekserji hesabı için uygulanması gereken adımlar;

Ekstrüder silindiri enerji analizi yağdan alınan ısının hesabı ile başlar:

Yağdan alınan ısının formülü:

$$\bar{Q}_y = \dot{m}_y \times c_{p_y} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (13)$$

Burada $\dot{m}_y$ yağın kütlesek debisi, c_{p_y} ise yağın özgül ısısıdır. T_{sg} yağın silindire giriş sıcaklığı iken $T_{sç}$ ise yağın silindirden çıkış sıcaklığıdır.

Plastiğe aktarılan faydalı ısı şu şekilde hesaplanır:

$$\bar{Q}_p = \dot{m}_p \times c_{p_p} (T_{ts} - T_{tö}) \quad (14)$$

Burada $\dot{m}_p$ tapenin kütlesek debisi, c_{p_p} ise plastiğin özgül ısısıdır. T_{ts} tapenin silindire temas sonrası sıcaklığı iken $T_{tö}$ ise tapenin silindire temas öncesi sıcaklığıdır.

Ekstrüder silindiri ekserji analizi yağdan alınan ekserjiye dair hesap ile başlar:

Yağdan alınan ekserji için bilinmesi gerekenler ve hesabı için gerekli formüller şu şekildedir:

T_{sg} : 180 °C (Yağın silindire giriş sıcaklığı)

$T_{sç}$: 175 °C (Yağın silindirden çıkış sıcaklığı)

$$\Psi_{yg} = c_{p_y} (T_{sg} - T_0) - T_0 \times c_{p_y} \times \ln \left(\frac{T_{sg}}{T_0} \right) \quad (15)$$

$$\Psi_{yç} = c_{p_y} (T_{sç} - T_0) - T_0 \times c_{p_y} \times \ln \left(\frac{T_{sç}}{T_0} \right) \quad (16)$$

$$\dot{E}_{x_y} = \dot{m}_y (\Psi_{sg} - \Psi_{sç}) \quad (17)$$

Burada Ψ_{sg} yağın ekstrüder silindire girişteki özgül ekserjisi iken $\Psi_{sç}$ ise yağın ekstrüder silindirden çıkışındaki ekserjisidir.

Ekserji yıkımı şu şekilde hesaplanır:

Ekserji yıkımı burada; yağın sağladığı ekserji ile plastiğin kazandığı ekserji arasındaki farktır.

$$\dot{E}_{x_p} = \dot{m}_p(\Psi_{ts} - \Psi_{tö}) \quad (18)$$

$$\Psi_{tö} = c_{pp}(T_{tö} - T_0) - T_0 \times c_{pp} \ln\left(\frac{T_{tö}}{T_0}\right) \quad (19)$$

$$\Psi_{ts} = c_{pp}(T_{ts} - T_0) - T_0 \times c_{pp} \ln\left(\frac{T_{ts}}{T_0}\right) \quad (20)$$

$$\dot{I}_{es} = \dot{E}_{x_y} - \dot{E}_{x_p} \quad (21)$$

Burada Ψ_{ts} tapenin ekstrüder silindire temas sonrası ekserjisini belirtirken $\Psi_{tö}$ değeri ise tapenin ekstrüder silindire temas öncesi özgül ekserjisini vermektedir. $\dot{I}_{es}$ ise ekstrüder silindirdeki ekserji yıkımıdır.

Genel ekserji verimi ise şu şekilde hesaplanır:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{Ekserji Yıkım Değeri}}{\text{Toplam Ekserji Değeri}} \quad (22)$$

İkinci yasa verimini tanımlamadaki amaç tersinir hâl değişimlerine ne kadar yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bağlamda ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda 0 (sıfır), ve en iyi durumda 1 (bir) olacaktır [5, 12].

4.2 BELİRSİZLİK ANALİZİ

Çalışmada yer alan veriler sahada ölçümler sonucu elde edilmiş verilerdir..

Bu ölçümler temelde üç alt başlıktadır:

- Silindire giren ve silindirden çıkan yağın sıcaklıklarını ölçmeye yarayan A sınıfı PT100 model bir yüksek hassasiyete sahip ısı ölçer sensör.
- Tapenin silindire teması öncesi ve sonrası sıcaklıklarının ölçümleri ise Fluke marka VT04 model bir sıcaklık ölçer tabanca iledir.

Tablo 2: Belirsizlik Analizi İçin Parametreler ve Değerler [20, 21].

Özellik	Sıcaklık Ölçer Tabanca	Isı Sensörü
Doğruluk	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ veya $\% \pm 2$ (25 $^{\circ}\text{C}$ 'de) hangisi büyükse	$\pm(0,15+0,002 \cdot T)$
Sıcaklık Ölçüm Aralığı	(-10 $^{\circ}\text{C}$) ile (+250 $^{\circ}\text{C}$) aralığında	(-100 $^{\circ}\text{C}$) ile (+400 $^{\circ}\text{C}$) aralığında
Çalışma Sıcaklığı Aralığı	0 $^{\circ}\text{C}$ ile +50 $^{\circ}\text{C}$ aralığında	(-100 $^{\circ}\text{C}$) ile (+400 $^{\circ}\text{C}$) aralığında
Marka	Fluke VT04	PT100 (A Sınıf)

Yağın ölçüm sıcaklık farkı için belirsizlik analizi için kullanılacak formül:

$$U_{\Delta T_{Yağ}} = \sqrt{(U_{PT100,Önce}^2 - U_{PT100,Sonra}^2)} \quad (23)$$

Burada $U_{PT100,Önce}^2$ yağın kazana giriş öncesi sıcaklık ölçümünün belirsizliği iken $U_{PT100,Sonra}^2$ ise yağın kazandan çıkış sonrası sıcaklık ölçümünün belirsizliğidir.

Tapenin ölçüm sıcaklık farkı için belirsizlik analizi için kullanılacak formül:

$$U_{\Delta T_{Tape}} = \sqrt{(U_{VT04,Önce}^2 - U_{VT04,Sonra}^2)} \quad (24)$$

Burada $U_{VT04,Önce}^2$ tapenin silindire temas öncesi sıcaklık ölçümünün belirsizliği iken $U_{VT04,Sonra}^2$ ise tapenin silindire temas sonrası sıcaklık ölçümünün belirsizliğidir. Hesaplamalar sonucu tape için belirsizlik analizi $U_{\Delta T_{Tape}} = \pm 1,63 \text{ }^{\circ}\text{C}$ iken termal yağ için belirsizlik analizi $U_{\Delta T_{Yağ}} = \pm 0,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

PT100 -A kalite için- 0,15 ve 0,002 katsayıları sabittir [20].

Ayrıca bilinmelidir ki; ölçümlerde kaynaklanması olası hatalar ve belirsizliklerin birkaç nedeni olabilir. Bu nedenler içinde kullanılan cihazların çeşitleri, kalibre edilip edilmemeleri, gözlem ve okuma yapanın dikkatsizliği gibi insani faktörler, çevreye bağlı etkenler, cihazların sağlamlığı ve hâli gibi kalemler sayılabilir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Kızgın yağ ünitesinin yanma odası ve ekstrüder makinesi silindirleri üzerine yapılan enerji ve ekserji analizlerinde Tablo 3'teki değerler hesaplanmıştır;

Tablo 3: Yanma Odası ve Ekstrüder Silindir İçin ΔT (20 °C) Özelinde Parametre ve Değerler.

Parametre	Değer	Parametre	Değer
$\dot{E}_{yak}$	135 kW	Q_y	25 kW
$\bar{Q}_y$	100 kW	Q_p	18 kW
η_{yo}	%74,1	η_{es}	72%
$\dot{E}_{x,yak}$	144 kW	Ψ_{sg}	60,37 kJ/kg
Ψ_{kg}	69,51 kJ/kg	$\Psi_{sç}$	56,99 kJ/kg
$\Psi_{kç}$	84,46 kJ/kg	E_{xy}	8,45 kW
$\dot{E}_{x,y}$	37,375 kW	$\Psi_{pö}$	1,79 kJ/kg
Ψ_b	28,16 kJ/kg	Ψ_{ps}	6,80 kJ/kg
$\dot{E}_{x,ag}$	1,406 kW	E_{xp}	2 kW
$\dot{I}_{yo}$	105,219 kW	I_{es}	6,446 kW
ϵ_{yo}	27%	ϵ_{es}	% 23,72

Yanma odasının 1'inci Yasa Verimi (Enerji Analizi sonucu bulunan Termal Verim) %74,1 olarak hesaplanmıştır. 2'nci Yasa Verimi (Ekserji Analizi sonucu bulunan verim) % 27 olarak hesaplanmıştır.

Ekstrüder makinesinin 1'inci Yasa Verimi (Enerji Analizi sonucu bulunan Termal Verim) %72 olarak hesaplanmıştır. 2'nci Yasa Verimi (Ekserji Analizi sonucu bulunan verim) % 23,72 olarak hesaplanmıştır.

Tüm bu sonuçların bulunması için Denklemler (4-22) kullanılmış ve sonuçlar hesaplanmıştır.

Ayrıca, konunun daha derinleştirilmesi adına iki ayrı işlem daha yapılmak istenmiştir. Bunlar sırasıyla; yanma odasının enerji verimliliğinin Denklem 5'te de açıkça görüleceği üzere yağın kazana giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farka bağlı olması kaynaklı ΔT olarak ifade edilen sıcaklık farkının değiştirilmesidir. Bu çalışmada kazana giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 193 °C ve 213 °C olarak

ölçülmüş ve $\Delta T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ hesaplanmıştır. Ve Denklem (4-22) sırayla uygulanarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Ayrıca; $\Delta T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\Delta T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde iki ayrı ΔT değeri varsayılmıştır. Ve hesaplamalar ayrıca olarak bu değerler üzerinden tekrardan hesaplanmıştır. Buradaki temel amaç ΔT değerinin yanma odasının enerji verimine etkisinin açıkça görülmesidir. Bu nedenle ilk durumda ($\Delta T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) kazana giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla $198\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $213\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak varsayılmıştır. Tekrardan Denklemler (4-22)'in sırayla uygulanması sonucunda Tablo 4'teki değerler hesaplanmıştır.

Tablo 4: Yanma Odası İçin Değişken ΔT ($15\text{ }^{\circ}\text{C}$) Özelinde Değerler.

Parametre	Değer
$\dot{E}_{yak}$	135 kW
$\bar{Q}_y$	75 kW
η_{yo}	%55,6
$\dot{E}_{x,yak}$	144 kW
Ψ_{kg}	71,702 kJ/kg
$\Psi_{kç}$	83,813 kJ/kg
$\dot{E}_{x,y}$	30,28 kW
Ψ_b	28,16 kJ/kg
$\dot{E}_{x,ag}$	1,406 kW
$\dot{I}_{yo}$	112,312 kW
ϵ_{yo}	%22

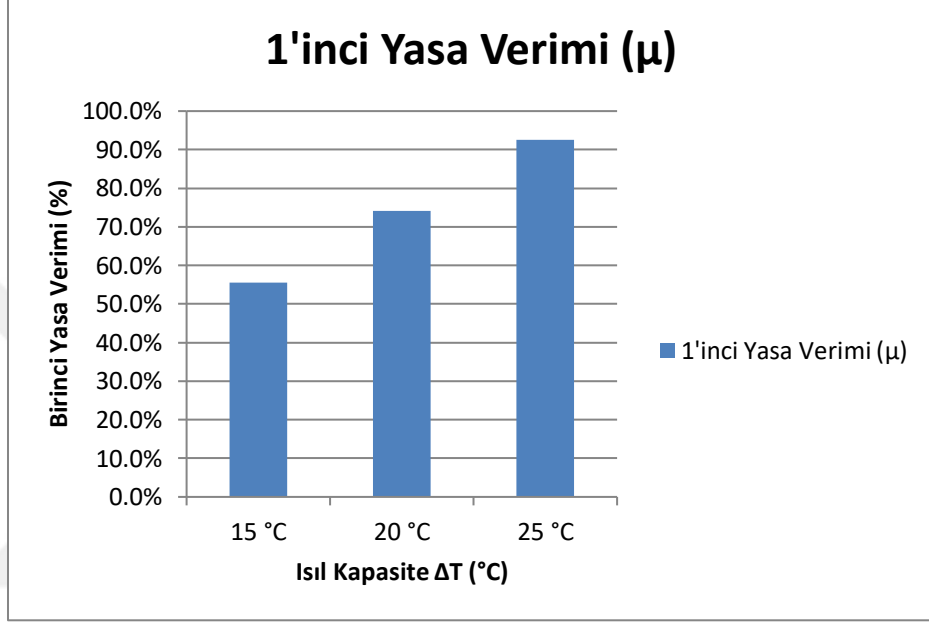
Bu nedenle ilk durumda ($\Delta T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) kazana giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla $190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $215\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak varsayılmıştır. Tekrardan Denklemler (4-22)'in sırayla uygulanması sonucunda Tablo 5'teki değerler hesaplanmıştır.

Tablo 5: Yanma Odası İçin Değişken ΔT ($25\text{ }^{\circ}\text{C}$) Özelinde Değerler.

Parametre	Değer
$\dot{E}_{yak}$	135 kW
$\bar{Q}_y$	125 kW
η_{yo}	%92,6
$\dot{E}_{x,yak}$	144 kW
Ψ_{kg}	67,36 kJ/kg
$\Psi_{kç}$	86 kJ/kg
$\dot{E}_{x,y}$	46,6 kW
Ψ_b	28,16 kJ/kg

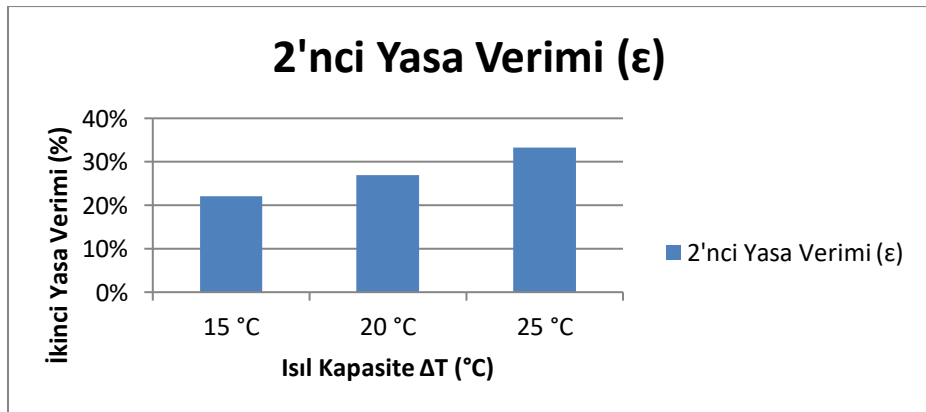
$\dot{E}_{x,ag}$	1,406 kW
$\dot{I}_{yo}$	95,994 kW
ε_{yo}	%33,3

Tüm bu sonuçlar da göstermektedir ki; kazana giriş ve kazandan çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı arttıkça hem 1'inci hem 2'nci Yasa Verimleri artmaktadır. Ayrıca artışlar Şekil 7 ve Şekil 8'de gösterilmektedir:



Şekil 7: Değişken ΔT Değerlerinde Birinci Yasa Verimleri Grafiği.

Şekil 8'deki grafikte de görüleceği üzere ΔT değeri arttıkça (sırasıyla 15 °C, 20 °C ve 25 °C) Birinci Yasa Verimleri de sırasıyla %55,6 , %74,1 ve % 92,6 olarak bulunmuşlardır.



Şekil 8: Değişken ΔT Değerlerinde İkinci Yasa Verimleri Grafiği.

Şekil 8'deki grafikte de görüleceği üzere ΔT değeri arttıkça (sırasıyla 15 °C, 20 °C ve 25 °C) İkinci Yasa Verimleri de sırasıyla %22 , %27 ve % 33,3 olarak bulunmuşlardır.

Buradaki 1'inci Yasa Verimi (Termal Verim) farklılıklarının nedeni; ΔT ısı kapasitelerinin farklı değerleri sahip olmasıdır. Kazana giren termal yağın sıcaklığı ve kazandan çıkan termal yağın sıcaklığı arasındaki fark her ne kadar artarsa 1'inci Yasa Verimi de o derece artmaktadır.

Buradaki sebep yakıtın kimyasal enerji girdisinin (yakıtın kütleli debisi ile alt ısı değeri çarpımının) her üç değerinde de aynı değere (135 kW) sahip olunmasına rağmen yağa aktarılan faydalı ısının her üç durumda da farklılık göstermesindendir.

Farklılığın kaynağı ise termal yağın kazana giriş ve kazandan çıkış sıcaklıklarının her üç durum için de farklı ve yine her bir durum için termal yağın kazana giriş ve kazandan çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın birbirlerinden farklı (sırasıyla 20 °C, 15 °C ve 25 °C) olmasıdır.

İlk durumda yani ölçüm sonuçları neticesinde termal yağın kazana giriş sıcaklığı 193 °C ve termal yağın kazandan çıkış sıcaklığı 213 °C olarak ölçülmüştür. Bu ölçümler sonucunda ΔT 20 °C olarak hesaplanmıştır. Analiz ve Sonuç kısımlarında verilen çözümler için gerekli formül ve işlemler gerçekleştirildiğinde ise 1'inci Yasa Verimi %74,1 olarak hesaplanmıştır.

Birinci Yasa Veriminin ısı kapasiteye bağlı olduğunun daha anlaşılabilir olduğunu göstermek adına ısı kapasite azaltılması / artırılması yoluna gidilmiş ve öncelikle ısı kapasite 5 °C azaltılmıştır. Bu da; termal yağın kazandan çıkış sıcaklığının sabit tutulup termal yağın kazana giriş sıcaklığının 5 °C azaltılması ile meydana getirilmiştir.

Yeni durumda termal yağın kazana giriş sıcaklığı 198 °C ve kazandan çıkış sıcaklığı ise 213 °C olarak varsayılmıştır. Bu durumda ise yağa aktarılan faydalı ısıda 25 kW gibi önemli bir değerde fark meydana gelmiştir. Bu durum ise 1'inci Yasa Veriminin % 55,6 olarak hesaplanması sonucunu doğurmuştur.

Bir diğer senaryoda ise ısı kapasitenin bu kez 5 °C azaltılmaktansa 5 °C artırılması yoluna gidilmiştir. Bu ikinci senaryoda termal yağın kazana giriş sıcaklığı 190 °C ve kazandan çıkış sıcaklığı ise 215 °C olarak varsayılmıştır.

ΔT 'nin 25 °C olması demek ısıtma kapasitenin bu üç durumdaki en büyük sıcaklık farkı ve buna izafen en yüksek termal verim demektir. Çünkü bu durumda yakıtın kimyasal enerji girişi diğer iki durumda da olduğu gibi 135 kW değere sahip olsa da yağa aktarılan faydalı ısı ise 125 kW gibi çok ciddi bir değerdir. Bu durumda da 1'inci Yasa Verimi % 92,6 olarak hesaplanmıştır.

Ekserji analizi özelinde bakılacak olursa da işbu teze konu olan reel ölçümler sonucunda termal yağın kazana giriş ve termal yağın kazandan çıkış sıcaklıkları sırasıyla 193 °C ve 213 °C olarak ölçülmüştür. Bu da ΔT değerinin 20 °C olduğunu göstermektedir.

Bu sıcaklık değerleri ele alındığında ve Analiz ve Sonuç kısımlarında verilen formülasyon ve işlemlerin yapılmasının ardından yağa aktarılan ekserji akışının 37,375 kW olduğu hesaplanmıştır.

Baca gazı ekserji kaybının ise 28,16 kJ/kg olduğu ve baca gazı ekserjisinin toplam atık gazın kütleli debisi ile çarpımı sonucu atık gazın ekserjisinin 1,406 kW olduğu hesaplanmıştır. Bu değer her üç durum için de aynıdır.

Ölçüm sonuçlarında ise tersinmezlik olarak belirtilen I değerinin yanma odası için 105,219 kW olarak hesaplanmıştır. Bilindiği üzere yakıtın kimyasal ekserjisi 144 kW olarak hesaplanmıştır. Böylece bu durumda 2'nci Yasa Verimi %27 olarak hesaplanmıştır.

Ayrıca, enerji analizinde yapıldığı gibi ekserji analizinde de ısıtma kapasitenin öneminin vurgulanması için termal yağın kazandan çıkış sıcaklığı ve termal yağın kazana giriş sıcaklıkları değiştirilerek ΔT sıcaklık farkları da - ki asıl amaç budur - değiştirilmiştir.

Yine ilk durumda sıcaklık farkı gerçekte olduğu gibi 20 °C'den ziyade 5 °C azaltılarak 15 °C'ye düşürülmüştür. Yani yeni değerlerde termal yağın kazana giriş sıcaklığının 198 °C ve termal yağın kazandan çıkış sıcaklığının 213 °C olduğu varsayılmıştır. Bu durum neticesinde ise yağa aktarılan ekserji akışının 30,28 kW olduğu hesaplanmıştır.

Baca gazları sebepli oluşan ekserji kaybı zaten her üç durumda da aynı olduğundan burada atık gazın ekserjisinin 1,406 kW olduğu açıktır.

Varsayılan bu durumda ise tersinmezlik olarak belirtilen I değerinin yanma odası için 112,312 kW olduğu hesaplanmıştır. Böylece bu durumda 2'nci Yasa Verimi % 22 olarak hesaplanmıştır.

Bir diğer durumda ise ısıtılabilir kapasitenin artmasının yani ΔT değerinin artmasının ekserji verimini de arttıracaklarının gösterilmesi adına sıcaklık değerlerinin revizesi yapılmak istenmiştir. Bu işlem adına termal yağın kazana giriş ve termal yağın kazandan çıkış sıcaklıkları değiştirilmiş ve böylece asıl istek olan ΔT 'nin yani yağın kazana giriş ve kazandan çıkış sıcaklıklarının farkının artırıldığı varsayılmıştır. Bu durumda yeni ΔT ise 25 °C olarak varsayılmıştır. Yeni değerleriyle termal yağın kazana giriş ve kazandan çıkış sıcaklıkları sırasıyla 190 °C ve 215 °C olarak varsayılmıştır.

Bu durum neticesinde ise yağa aktarılan ekserji akışının 46,6 kW olduğu hesaplanmıştır.

Baca gazları sebepli oluşan ekserji kaybı daha önce de belirtildiği üzere her üç durumda da aynı olduğundan burada atık gazın ekserjisinin 1,406 kW'tır.

Varsayılan bu yeni durumda ise tersinmezlik olarak belirtilen I değerinin yanma odası için 95,994 kW olduğu hesaplanmıştır. Böylece bu durumda 2'nci Yasa Verimi % 33,3 olarak hesaplanmıştır.

Yukarıda verilen değerler -ölçüm ve akabinde anlaşılabilirlik için varsayılan iki ayrı duruma ait değerler- de göstermektedir ki enerji ve ekserji analizinin dolayısıyla 1'inci Yasa Verimi ve 2'nci Yasa Verimi ile ısıtılabilir kapasite (ΔT) arasındaki oran doğru orantılıdır.

Ekstrüder silindiri için enerji ve ekserji analizi üzerine yorumlarda bulunmak istenmesi takdirde;

Termal yağın ekstrüder makinesi silindirine giriş sıcaklığı 180 °C ve termal yağın ekstrüder makinesi silindirinden çıkış sıcaklığı 175 °C'dur. Bu durumda ekstrüder makinesi silindiri için yağdan alınan ısı 25 kW'dır.

Plastiğe aktarılan faydalı iş 18 kW olarak hesaplanmıştır. Bunun sonucunda ekstrüder makinesi silindiri için 1'inci Yasa Verimi % 72 olarak hesaplanmıştır.

Ekstrüder silindirinin ekserji analizi için ise bulunabilecek yorumlar ise;

Termal yağın ekstrüder makinesi silindirine giriş sıcaklığı ve termal yağın ekstrüder makinesi silindirinden çıkış sıcaklığı sırasıyla 180 °C ve 175 °C'dur.

Bu ölçüm değerleri sonucunda yağın sahip olduğu ekserji 8,45 kW olarak hesaplanmıştır. Plastiğe aktarılan ekserji ise 2 kW olarak hesaplanmıştır. Buradan yola çıkılarak ekstrüder makinesi silindiri için 2'nci Yasa Verimi % 23,72 olarak hesaplanmıştır.

Buradaki ekserjik verimin düşük olmasının ana sebebi termal yağın silindire giriş ve silindirden çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın düşük olmasıdır. Fakat, tape plastik hammadde esaslı bir ürün olduğundan sıcaklık arttırılamamaktadır. Sıcaklığın arttırılması durumunda tape sünme ve ergime meydana gelmektedir. Bu da ne yazık ki tape kopuşlar meydana getirdiğinden olası olmamaktadır.

T₀ referans nokta sıcaklıklarının 0 °C'den 25 °C'ye değin 2'şer °C farkla tekrar ele alınıp ekserji hesaplarının tekrar yapılması, termodinamik parametrelerinin ve nihayetinde ekserjik verimlerinin (ikinci yasa verimi) bulunması da ele alınmıştır.

Buna yönelik olarak üç ayrı durumun da sırasıyla yağın kazana giriş ve çıkışı, yağın silindire giriş ve çıkışı ve plastik tapenin silindire temasından önce ve sonrası ele alınmış ve sırasıyla Tablo 6, Tablo 7 ve Tablo 8'de gösterilmiştir.

Tablo 6: Termal Yağın Kazana Giriş ve Kazandan Çıkışı Esnasındaki Değişken T₀ Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri.

T _{kg} (°C)	T ₀ (°C)	P ₀ (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	T _{kç} (°C)	T ₀ (°C)	P ₀ (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
193	0	101,325	386	1,069	213	0	101,325	426	1,153
193	2	101,325	382	1,054	213	2	101,325	422	1,138
193	4	101,325	378	1,040	213	4	101,325	418	1,124
193	6	101,325	374	1,026	213	6	101,325	414	1,110
193	8	101,325	370	1,011	213	8	101,325	410	1,095
193	10	101,325	366	0,997	213	10	101,325	406	1,081
193	12	101,325	362	0,983	213	12	101,325	402	1,067
193	14	101,325	358	0,969	213	14	101,325	398	1,053
193	16	101,325	354	0,955	213	16	101,325	394	1,039
193	18	101,325	350	0,941	213	18	101,325	390	1,025
193	20	101,325	346	0,928	213	20	101,325	386	1,012
193	22	101,325	342	0,914	213	22	101,325	382	1,000

193	24	101,325	338	0,900	213	24	101,325	378	0,985
193	25	101,325	336	0,894	213	25	101,325	376	0,978

Tablo 7: Termal Yağın Silindire Giriş ve Silindirden Çıkışı Esnasındaki Değişken T_0 Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri.

T_{sg} (°C)	T_0 (°C)	P_0 (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	$T_{sç}$ (°C)	T_0 (°C)	P_0 (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
180	0	101,325	360	1,012	175	0	101,325	350	0,990
180	2	101,325	356	0,999	175	2	101,325	346	0,976
180	4	101,325	352	0,983	175	4	101,325	342	0,961
180	6	101,325	348	0,969	175	6	101,325	338	0,947
180	8	101,325	344	0,955	175	8	101,325	334	0,932
180	10	101,325	340	0,940	175	10	101,325	330	0,918
180	12	101,325	336	0,926	175	12	101,325	326	0,904
180	14	101,325	332	0,912	175	14	101,325	322	0,890
180	16	101,325	328	0,899	175	16	101,325	318	0,876
180	18	101,325	324	0,885	175	18	101,325	314	0,863
180	20	101,325	320	0,871	175	20	101,325	310	0,849
180	22	101,325	316	0,857	175	22	101,325	306	0,835
180	24	101,325	312	0,844	175	24	101,325	302	0,822
180	25	101,325	310	0,837	175	25	101,325	300	0,815

Tablo 8: Tapenin Ekstrüder Silindire Teması Öncesi ve Sonrasının Değişken T_0 Sıcaklıklarında Termodinamik Parametreleri.

T_{pg} (°C)	T_0 (°C)	P_0 (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	$T_{pç}$ (°C)	T_0 (°C)	P_0 (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
50	0	101,325	90,0	0,303	75	0	101,325	135,0	0,437
50	2	101,325	86,4	0,289	75	2	101,325	131,4	0,44
50	4	101,325	82,8	0,276	75	4	101,325	127,8	0,411
50	6	101,325	79,2	0,263	75	6	101,325	124,2	0,398
50	8	101,325	75,6	0,251	75	8	101,325	120,6	0,385
50	10	101,325	72,0	0,238	75	10	101,325	117,0	0,372
50	12	101,325	68,4	0,225	75	12	101,325	113,4	0,359
50	14	101,325	64,8	0,213	75	14	101,325	109,8	0,347
50	16	101,325	61,2	0,200	75	16	101,325	106,2	0,334
50	18	101,325	57,6	0,188	75	18	101,325	102,6	0,322
50	20	101,325	54,0	0,175	75	20	101,325	99,0	0,310
50	22	101,325	50,4	0,163	75	22	101,325	95,4	0,297
50	24	101,325	46,8	0,151	75	24	101,325	91,8	0,285

50	25	101,325	45,0	0,145	75	25	101,325	90,0	0,279
----	----	---------	------	-------	----	----	---------	------	-------

Yukarıda hesaplanan termodinamik bağıntılar sayesinde yanma odası ve ekstrüder silindiri için ayrı ayrı ekserjik verimleri hesaplanabilmektedir.

Hesaplama işlemleri hem yanma odası hem de ekstrüder silindiri için her iki derecede bir (0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24 ve 25 °C için) hesaplanmıştır.

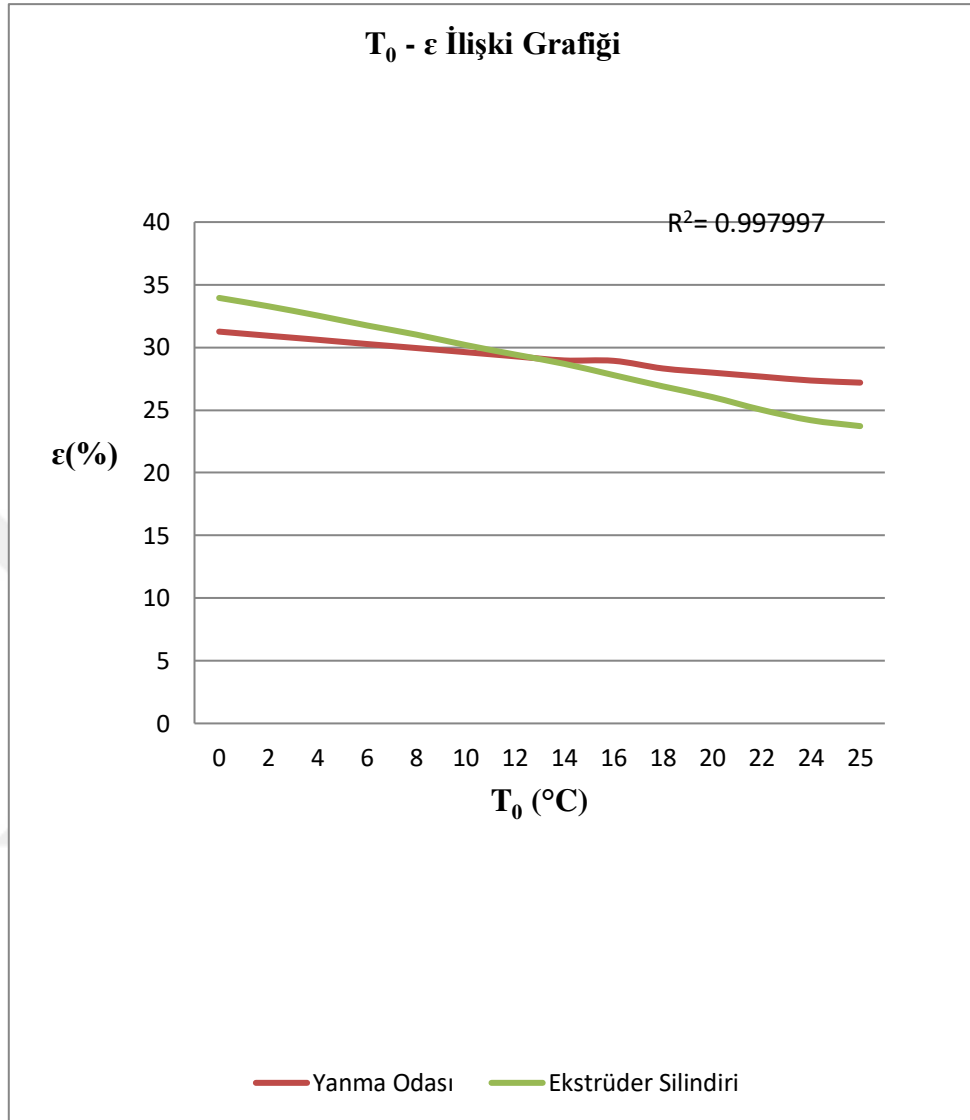
T_0 referans nokta sıcaklık değeri Termodinamiğin 1'inci Yasasından ziyade Termodinamiğin 2'nci Yasası yani bir deyişle ekserji analizi ile bağıntılı olduğundan hesaplamalar da ekserji analizinde yapılmıştır. Enerji analizinde herhangi bir değişiklik meydana gelmemiştir.

Tablo 9: 0 °C ile 25 °C Aralığında 2°C Farkla Değişken T_0 Sıcaklıklarına Bağlı Ekserji Verimleri.

T_0 Değeri (°C)	Yanma Odası İçin			Ekstrüder Silindiri İçin		
	Ex_y (kW)	Ex_{ag} (kW)	ϵ_{yo} (%)	Ex_y (kW)	Ex_p (kW)	ϵ_{es} (%)
0	42,625	2,392	31,26	9,85	3,344	33,95
2	42,2	2,3385	30,93	9,725	3,236	33,28
4	41,80	2,2855	30,61	9,625	3,132	32,54
6	41,35	2,2335	30,27	9,525	3,024	31,75
8	40,95	2,182	29,95	9,4	2,916	31,02
10	40,525	2,1315	29,62	9,3	2,808	30,19
12	40,1	2,0815	29,29	9,175	2,7	29,43
14	39,675	2,0325	28,96	9,05	2,596	28,69
16	39,25	1,984	28,93	8,95	2,488	27,79
18	38,85	1,936	28,32	8,85	2,38	26,89
20	38,425	1,889	27,99	8,725	2,272	26,04
22	38	1,8425	27,67	8,65	2,164	25,02
24	37,6	1,7965	27,36	8,5	2,056	24,19
25	37,375	1,774	27,2	8,45	2,004	23,72

Tablo 9'da da görülmektedir ki; hem yanma odası hem de ekstrüder silindiri için T_0 referans nokta sıcaklık değerinin 0 °C olması durumunda 2'nci Yasa Verimi en üst düzeydedir.

Eğer ekserjik verimler grafiğe dökülürse;



Şekil 9: Değişken T_0 Değerlerinde İkinci Yasa Verimleri Grafiği.

Yanma odasının ekserji analizinde 2'nci Yasa Verimleri maksimum $T_0 = 0^\circ\text{C}$ iken % 31,26 ile hesaplanmıştır. Yanma odasının ekserji analizindeki minimum verim ise $T_0 = 25^\circ\text{C}$ iken % 27,20 ile hesaplanmıştır.

Ekstrüder silindirinin ekserji analizinde 2'nci Yasa Verimlerinin hesaplanması sonucu ise maksimum verim $T_0 = 0^\circ\text{C}$ iken % 33,95 olarak bulunmuştur. Ayrıca, ekstrüder silindirinin ekserji analizindeki minimum verim ise $T_0 = 25^\circ\text{C}$ iken % 23,72 ile hesaplanmıştır.

Tablo 9'daki ekserjik verime dair değerler; hem yanma odası hem de ekstrüder silindiri için değişken T_0 değerleri üzerinden grafiğe döküldüğü vakit Şekil 9'daki grafik meydana gelmektedir.



6. KAYNAKÇA

- [1] Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in energy and combustion science*, 19(3), 227-257.
- [2] Özgener, L., & HEPBAŞLI, A. (2003). HVAC SİSTEMLERİNDE EKSERJİ ANALİZİNİN GEREKLİLİĞİ VE UYGULAMALARI.
- [3] Ozgener, L., Hepbasli, A., & Dincer, I. (2004). Thermo-mechanical exergy analysis of Balcova geothermal district heating system in Izmir, Turkey. *J. Energy Resour. Technol.*, 126(4), 293-301.
- [4] Ozgener, O., & Hepbasli, A. (2005). Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study. *Building and Environment*, 40(8), 1040-1050.
- [5] Ozgener, L., & Ozgener, O. (2006). Exergy analysis of industrial pasta drying process. *International Journal of Energy Research*, 30(15), 1323-1335.
- [6] Şahin, H. M., Acır, A., Baysal, E., & Koçyiğit, E. (2007). ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ METODUYLA KAYSERİ ŞEKER FABRİKASINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(1).
- [7] Ozgener, O., & Ozgener, L. (2007). Exergy and reliability analysis of wind turbine systems: a case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(8), 1811-1826.
- [8] Ozgener, L., & Ozgener, O. (2009). Monitoring of energy exergy efficiencies and exergoeconomic parameters of geothermal district heating systems (GDHSs). *Applied Energy*, 86(9), 1704-1711.
- [9] Ozgener, L., & Ozgener, O. (2009). Exergy analysis of drying process: an experimental study in solar greenhouse. *Drying Technology*, 27(4), 580-586.
- [10] Saidur, R., Ahamed, J. U., & Masjuki, H. H. (2010). Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy policy*, 38(5), 2188-2197.
- [11] Doğan, V. (2012). Kızgın Yağ Sistemleri. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Dergisi. 44-51.
- [12] Akan, A. E. (2012). İplik Kurutma Prosesinin Enerji ve Ekserji Analizi (Yayın No. 328179) [Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi]. Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi.
- [13] Ataei, A., Tahouni, N., Seyedi, S. M. H., Hashemian, S. M., Yoo, C., & Panjeshahi, M. H. (2014). A novel approach to hot oil system design for energy conservation. *Applied thermal engineering*, 66(1-2), 423-434.

- [14] Tütüncü, G., & Özgener, Ö. (2016). ÇİMENTO SEKTÖRÜNDE ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK İNCELEMESİ. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18(53), 205-223.
- [15] Kavak, H. (2018). Tekstil Terbiye Fabrikalarında Enerji Kayıplarının Belirlenmesi ve Kızgın Yağlı Merkezi Kazandan Atık Enerji Geri Kazanım Uygulaması (Yayın No. 540468) [Yüksek Lisans Tezi, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi]. Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi.
- [16] Doğru, A.K. (2020) Enerji ve Ekserji Analiz Metoduyla Termoplastik Vulkanizat Ekstrüzyon Üretim Hatlarının Verimliliğinin Değerlendirilmesi (Yayın No. 650786) [Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi]. Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi.
- [17] Elwardany, M. (2024). Enhancing steam boiler efficiency through comprehensive energy and exergy analysis: A review. *Process Safety and Environmental Protection*, 184, 1222-1250.
- [18] Vashevko, D. S. & Marakhovskii, A. V. (2004). Technology and Equipment for the Extrusion of Plastic Pipes. *International Polymer Science and Technology*, 31(2), 19-22.
- [19] Akbulut, H. (2018) Kızgın Yağlı Isıtma Kazanlarının Bacalarından Çıkan Atık Isının Elektrik Enerjisine Dönüştürülmesi (Yayın No. 631755) [Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Arel Üniversitesi]. Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi.
- [20] International Electrotechnical Commission. (2022). IEC 60751: Industrial Platinum Resistance Thermometers and Platinum Temperature Sensors [Standart].
- [21] Fluke VT04 Ürün Kataloğu (2012). https://media.fluke.com/4e2b33f5-2bd2-4573-b9a4-b10800c5713c_original%20file.pdf