

MÜHENDİS VE MAKİNA

ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3402

MAYIS 2016 SAYI NUMBER : 676



tmmob makina mühendisleri odası aylık yayın organı

www.tmmob.org.tr/muhendismakina

makale

26

ZEYTİN PİRİNASI/POLYESTER KOMPOZİTİN BASMA YÜKÜ ALTINDAKİ MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ
DETERMINATION OF MECHANICAL PROPERTIES OF OLIVE RESIDUE/POLYESTER COMPOSITE UNDER COMPRESSIVE LOADING
Cenk KILIÇASLAN

32

YATAY EKSENLİ RÜZGÂR TÜRBİNLERİNDE OPTİMUM TÜRBİN PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ-TEORİK YAKLAŞIM
DETERMINATION OF OPTIMUM TURBINE PARAMETERS IN HORIZONTAL AXIS WIND TURBINES-THEORETICAL APPROACH
Erdem KOÇ, Mahmut Can ŞENEL

41

SÜRÜCÜ VE SÜRÜCÜ KOLTUĞU İLE BİRLİKTE MODELLENMİŞ BİR ÇEYREK TAŞIT MODELİ İÇİN H. KONTROLÇÜ TASARIMI
H. CONTROLLER DESIGN FOR A QUARTER VEHICLE MODEL THAT MODELLED WITH DRIVER AND DRIVER SEAT
Mustafa ÇAY

49

KÖMÜR YAKITLI ENERJİ SANTRALLERİNDE BİRİM ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM MALİYETİ
ELECTRICAL ENERGY PRODUCTION COST ANALYSIS OF COAL-FIRED ENERGY PLANTS
Ferhat ARSLAN

56

ALÜMİNYUM ALAŞIMLARINDA SÜRTÜNME KARIŞTIRMA KAYNAĞI VE UYGULAMALARI
FRICTION STIR WELDING AND ITS APPLICATIONS IN ALUMINUM ALLOYS
Selim Sarper YILMAZ, Bekir Sadık ÜNLÜ, Mehmet UZKUT, Deniz ERTÜRK

TMMOB
MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI
AYDA BİR YAYIMLANIR
Yerel Süreli Yayın

Mayıs/May 2016

Cilt/Vol: 57 Sayı/No: 676

Yönetim Yeri - Head Office
Meşrutiyet Cad. No: 19/6
Kızılay - ANKARA
Tel : (+90 312) 425 21 41
Fax : (+90 312) 417 86 21
e-posta : yayin@mmo.org.tr
http://www.mmo.org.tr

MMO Adına Sahibi
Publisher
Ali Ekber ÇAKAR

Sorumlu Yazı İşleri Müdürü
Executive Editor
Yunus YENER

Yayın Sekreteri
Editorial Secretary
Aylin Sıla AYTEMİZ

Yayın Kurulu
Editorial Board
Prof. Dr. Metin AKKÖK
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ
Prof. Dr. L. Berrin ERBAY
Yrd. Doç. Dr. Nilay ALÜFTEKİN
Yrd. Doç. Dr. Tolga TANER
Yılmaz YILDIRIM
Ersoy BEY

Yayın Danışma Kurulu
Editorial Advisory Board
Prof. Dr. C. Erdem İMRAK
Prof. Dr. Erdinç KALUÇ
Prof. Dr. İbrahim Deniz AKÇALI
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR
Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ
Prof. Dr. Hikmet RENDE
Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Prof. Dr. Bülent YEŞİLATA
Prof. Dr. Cemal MERAN
Doç. Dr. Erol KILIÇKAP

Redaksiyon
Redaction
Tarık ÖZBEK

İlan Sorumluları
Advertising Representatives
Rezzan GÖKSOY (Merkez)
Nuray ERHAN (İstanbul Şube)

Kapak ve Sayfa Tasarımı
Cover and Page Design
Muazzez POLAT

Teknik Sorumlu
Technical Manager
Mehmet AYDIN

Baskı

Printed by

Cem Web Ofset Sanayi ve Ticaret Limited Şirketi
Alinteri Bulvarı No: 29 Ostim - Ankara
Tel (0-312) 385 37 27
Basım Tarihi : 16 Mayıs 2016
Baskı Sayısı (tiraj) : 31.000

TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın Organı olan Mühendis ve Makina dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası üyelerine ücretsiz olarak gönderilir. 1957 yılından beri yayımlanan (iki yıl farklı bir isimle yayımlanmıştır) dergimiz **hakemli** bir dergidir. Dergimizle ilgili daha detaylı bilgi alabilmek için <http://www.mmo.org.tr> web adresinden yararlanabilirsiniz. Telefon, faks ya da e-posta: yayin@mmo.org.tr adresinden de bize ulaşabilirsiniz.

Değerli Meslektaşlarımız,

Bu sayımızda 5 makalemiz ile Teknoloji Dünyası, Sanayinin Sorunları ve Analizleri, Basın Açıklaması, İş Güvenliği ve MİEM bölümleri bulunmaktadır.

Dergimizde yer alan ilk makalemiz **Cenk Kılıçarslan** tarafından hazırlanan “Zeytin Pirinası/Polyester Kompozitin Basma Yükü Altındaki Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi” başlıklı çalışmadır. Çalışmada, ülkemizde bol olarak bulunan ve zeytin sıkma işleminden sonra arta kalan zeytin pirinasının polyester matrisli kompozitlerde kullanımı araştırılmıştır. Çalışmanın sunulan ilk kısmında, zeytin çekirdeği parçaları hiçbir kimyasal işleme tabi tutulmadan ve öğütülmeden parçacık olarak kullanılmış, böylece pirinanın primitif kullanımının kompozit malzemenin mekanik değerlerine olan etkisinin etüdü yapılmıştır.

İkinci makalemiz **Mahmut Can Şenel** ve **Erdem Koç** tarafından yazılan “Yatay Eksenli Rüzgar Türbinlerinde Optimum Türbin Parametrelerinin Belirlenmesi-Teorik Yaklaşım” başlıklı çalışmadır. Bu çalışmada, üç kanatlı yatay eksenli rüzgar türbininin aerodinamik tasarım parametreleri teorik olarak analiz edilmiştir. Bu amaçla, enerji dönüşümü esas alınıp kanat eleman teorisi ve aktüatör disk momentum teorisi gibi aerodinamik teoriler değerlendirilerek türbin dinamik davranışı için teorik bir model oluşturulmuştur.

Üçüncü makalemiz **Mustafa Çay**’ın “Sürücü ve Sürücü Koltuğu ile Birlikte Modellenmiş Bir Çeyrek Taşıt Modeli İçin H_{∞} Kontrolcü Tasarımı” çalışmasıdır. Bu çalışmada; sürücü ve sürücü koltuğu ile beraber modellenmiş bir çeyrek taşıt modeli için optimum bir durum geri beslemeli H_{∞} kontrolcü tasarımı araştırılmıştır. Bu amaçla, öncelikle sürücü koltuğu ve temel insan uzuvlarının da modellendiği bir dinamik çeyrek taşıt modeli geliştirilmiştir. Modelin hareket diferansiyel denklemleri türetilmiş ve durum uzayı formatında gösterilmiştir. Önerilen H_{∞} kontrolörün, pasif durum ile karşılaştırılması neticesinde, bozucu girişi olan yol şartlarının sürücü gövdesi üzerindeki etkilerinin azaltılmasında başarılı olduğu görülmüştür.

Ferhat Arslan tarafından yazılan “Kömür Yakıtlı Enerji Santrallerinde Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti” başlıklı dördüncü makalemizde; kömür yakıtlı enerji üretim santrallerinde birim elektrik enerjisi üretim maliyet hesaplarının nasıl yapılacağı santralin ilk yatırım maliyeti, yakıt masrafları ve işletme-bakım maliyetlerinin analiz edilmesi konularını kapsayarak anlatılmış, yatırımların ekonomikliği değerlendirilmiştir.

Son makalemiz **Selim Sarper Yılmaz**, **Bekir Sadık Ünlü**, **Mehmet Uzkut** ve **Deniz Ertürk** tarafından yazılan “Alüminyum Alaşımlarında Sürtünme Karıştırma Kaynağı ve Uygulamaları” başlıklı çalışmadır. Bu çalışmada; geleneksel kaynak metotlarıyla karşılaştırıldığında çok daha az enerji harcayan, son on yıl içerisinde metal birleştirme tekniğindeki en önemli gelişme olarak düşünülen alüminyum ve alaşımlarının sürtünme karıştırma kaynağı ve uygulamaları belirtilmiştir.

Bu sayımızda makaleler dışında Teknoloji Dünyası köşesinde Mechanical Engineering dergisi için **R. P. Siegel** tarafından hazırlanan “Magnetik Rüzgar Gücü” adlı çalışmanın çevirisini, İş Güvenliği bölümünde **Mustafa Yazıcı** tarafından ilgili standartlara değinilerek hazırlanan “Çelik Halat ve Zincir Sapanlar” adlı çalışmayı okuyabilirsiniz. Sanayinin Sorunları ve Analizleri köşesinde **Mustafa Sönmez** tarafından hazırlanan “Sanayide Patınaj: Yatırımlar Artmıyor” adlı çalışmaya ayrıca 28 Nisan Dünya İşçi Sağlığı ve Güvenliği Günü dolayısıyla Makina Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu Başkanı tarafından yapılan basın açıklamasına ulaşabilirsiniz.

Dergimize makale, yazı, reklam ve görüşleriniz ile katkıda bulunabileceğinizi hatırlatır; bir sonraki sayımızda buluşmak üzere iyi okumalar dileriz.

ZEYTİN PİRİNASI/POLYESTER KOMPOZİTİN BASMA YÜKÜ ALTINDAKİ MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Cenk Kılıçaslan

Dr.,
kilicaslancenk@gmail.com

ÖZ

Kompozit malzemelerde genellikle cam elyaf veya karbondan yapılmış fiberler kullanılmaktadır. Bunlar üretimi zor, pahalı ve doğa dostu olmayan malzemelerdir. Kompozit malzemelerde doğada bolca bulunan, ucuz ve zehirli olmayan güçlendirici malzemelerin kullanılması bu noktada önem kazanmaktadır. Bu çalışmanın amacı, ülkemizde bol olarak bulunan ve zeytin sıkma işleminden sonra arta kalan zeytin pirinasının polyester matrisli kompozitlerde kullanımının araştırılmasıdır. Çalışmanın ilk kısmında, zeytin çekirdeği parçaları hiçbir kimyasal işleme tabi tutulmadan ve öğütülmeden parçacık olarak kullanılmış, böylece pirinanın primitif kullanımının kompozit malzemenin mekanik değerlerine olan etkisinin etüdü yapılmıştır. Çalışma kapsamında, %30, %40, %50 ve %60 zeytin çekirdeği oranına sahip silindirik şekilli kompozit malzemeler üretilmiştir. Basma deneyleri 0.001 s⁻¹ gerinim hızında gerçekleştirilmiştir. Kompozit ve saf polyester malzemelerinin gerilme-gerinim eğrileri, elastik modülleri, akma gerilmesi ve yoğunlaşma gerinim değerleri karşılaştırılmıştır. Çalışma sonunda, polyester içindeki zeytin çekirdeği oranının artması ile elastik modülün ve akma gerilmesinin azaldığı, yoğunlaşma geriniminin ise arttığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kompozit, zeytin, pirina, basma

DETERMINATION OF MECHANICAL PROPERTIES OF OLIVE RESIDUE/ POLYESTER COMPOSITE UNDER COMPRESSIVE LOADING

ABSTRACT

E-glass/carbon fibers or hard particles like ceramics were generally used as reinforcement in composite materials. These materials are hard to manufacture, expensive and not environmentally friendly. In this point, it is crucial to use cheap and non-toxic reinforcement materials. The aim of this study is to investigate potential use of olive nut particles in polyester matrix composites. In the presented part of the research, olive nut particles were not subjected to any chemical treatment and not grinded, therefore the primitive usage of olive nut particles on the mechanical properties of composite material was investigated. In this scope, cylindrical composites with olive nut content of 30%, 40%, 50% and 60% were prepared. Compression tests were conducted at strain rate of 0.001 s⁻¹. Stress-strain curves, elastic modulus, yield stress and densification strain of composites and pure polyester were then compared. Elastic modulus and yield stress were seen to decrease while densification strain increased with increasing content of olive nuts in the composites.

Keywords: Composite, olive, olive cake, compression

Geliş tarihi : 06.07.2015
Kabul tarihi : 23.02.2016

Kılıçaslan, C. 2016. “Zeytin Pirinası/Polyester Kompozitin Basma Yüğü Altındaki Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi,” Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 676, s. 26-31.

1. GİRİŞ

Zeytinyağı yapımı ve zeytin ağacı yetiştiriciliği M.Ö. 6000 yılına kadar uzanan ve Akdeniz ülkelerine özgü olan bir tarım kültürüdür. Dünyadaki zeytinyağı üretiminin %97’si İspanya, Yunanistan, Türkiye, İtalya ve Tunus gibi Akdeniz ülkeleri tarafından gerçekleştirilmektedir [1]. 2004-2008 yılları arasında Türkiye’de yıllık ortalama 145.000 ton zeytinyağı üretilmiştir ve ülkemiz dünyada zeytinyağı üreten ülkeler arasında altıncı sırada yer almaktadır [2]. Zeytinlerin sıkılma işleminden sonra geriye sıvı ve katı (zeytin keki-olive cake) olarak iki farklı atık çıkmaktadır. Yüz kilogram zeytin sıkılması sonucu, 20 kg yağ, 30 kg katı atık ve 50 kg sıvı atık elde edilmektedir [3]. Katı atık ülkemizde pirina olarak adlandırılmaktadır. Pirina, kırılmış zeytin çekirdekleri, sıkma artıkları, yaprak, dal vb. gibi atıklardan oluşmaktadır. Yağ dışında ortaya çıkan bu atıkların imhası çevresel problemler yaratmaktadır. Özellikle ülkemizde pirina, ısınma amacıyla kullanılmaktadır. Bu da çevreye zararlı gaz salınımını arttırmaktadır. Bu noktada, ortaya çıkan atıkların endüstride geri dönüşüm ile farklı amaçlar için kullanılması önem kazanmaktadır. Son yıllarda, polimer malzemeler içerisinde selüloz fiberlerin ya da parçacıkların kullanımı araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Birçok çalışmada, Hint keneviri, Hindistan cevizi, keten, ağaç parçacıkları, ananas, bambu gibi selüloz/lignin açısından zengin fiberler ya da parçacıklar kullanılarak polimer matrisli kompozitler üretilmiştir [4]. Selüloz/lignin içerikli kompozitler hakkındaki çalışmalar Bledzki ve Gassan’ın [5] çalışmasında detaylıca özetlenmiştir.

Literatürde zeytin çekirdeği/polimer kompozitler üzerine yapılan çalışmalar mevcuttur. Çalışmalarda, kompozitlerin çoğunlukla mikro-yapıları, elektrik iletkenlikleri, mekanik özellikleri, su absorbe etme özellikleri, termal özellikleri ve aşınma özellikleri incelenmiştir. Burada verilen literatür özetinde yalnızca mekanik özellikler sunulacaktır. Djidjelli ve diğerleri [6], zeytin posası/polyvinyl chloride (PVC) kompozitlerin mekanik özelliklerini incelemişlerdir. Zeytin posası parçacık boyutu yaklaşık 100 µm olacak şekilde öğütülmüştür. Zeytin tozunun bir kısmına herhangi bir kimyasal işlem uygulanmazken diğer bir kısmı benzil klorür kullanılarak kimyasal işleme tabi tutulmuştur. Her iki tip zeytin tozu ile %5, %15, %25 oranlarında kompozitler hazırlanmış ve 10 mm/dk hızında çekme yüklemesi altında test edilmişlerdir. Her iki zeytin tozu ile yapılan kompozitlerin hem toplam uzama hem de kırılma gerilme değerleri saf PVC’nin değerlerinden düşük olarak bulunmuştur. Ayrıca matris içindeki zeytin tozunun oranı arttıkça, bahsedilen değerlerde düşüş gözlenmiştir. Saf PVC’nin kırılma gerilmesi yaklaşık 29 MPa civarındayken, %25 saf kompozitin 14 MPa, %25 benzil klorürlü kompozitin ise 16 MPa civarındadır. Benzil klorür ile yapılan kimyasal işlemin mekanik değerlerde çok fazla etkisinin ol-

madığı görülmüştür. Mousa ve diğerleri [7], zeytin kabuğu/PVC kompozitlerin çekme ve darbe dayanımlarını incelemişlerdir. Zeytin kabuklarını 24 saat boyunca 105 °C’de ısıtılışına tabi tutmuşlar, daha sonra, parçacık boyutu ortalama 100 µm oluncaya kadar öğütmüşlerdir. Kompozit malzemeler 0, 5, 10, 15 ve 20 phr (parts per hundred of rubber) oranında zeytin kabuğu tozu içermekte ve 10 MPa basınç, 180 °C sıcaklık altında dökülmüşlerdir. Çekme testleri sonunda, hem çekme dayanımı gerilmesinin hem de elastiste modülünün artan zeytin kabuğu tozu oranı ile arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak, zeytin kabuğu tozu ile PVC matris arasındaki atomik bağın polar-polar olması, böylece toz parçacıklarının matrise çok daha kuvvetli bir şekilde bağlanması olduğu belirtilmiştir. Darbe testleri sonunda, saf PVC’nin yaklaşık 0,55 J enerji sönümlediği, 5 phr oranlı kompozitte ise enerji sönümleme değerinin 0,2 J’e düştüğü görülmüştür. Zeytin tozu oranı arttıkça, malzemenin enerji sönümleme değeri azalmaya devam etmiştir; ancak bu azalma hızı 15 phr’dan sonra 0,1 J değerinde neredeyse sabit kalmıştır. Ihamouchen ve diğerleri [8], zeytin kabuğu tozu/yüksek yoğunluklu polyethylene (HDPE) matrisli kompozitlerde toza ve matrise uygulanan kimyasal işlemlerin mekanik dayanıma olan etkilerini incelemişlerdir. Zeytin kabuğu tozlarının bir kısmı kimyasal işleme tabi tutulmamış (UT kodlu malzemeler), bir kısmı ise vinyl-triacetoxysilane (VTAS) kullanılarak kimyasal olarak işlenmiştir (TS kodlu malzemeler). Matris malzemesinin bir kısmı ise maleic anhydride grafted polyethylene (MAPE) ile sentezlenmiştir (TP kodlu malzemeler). Tüm üretilen malzemelerin mekanik değerleri saf HDPE’nin mekanik değerleri ile karşılaştırılmıştır. UT malzemelerde çekme dayanım gerilmesi ve (%) uzama miktarları azalırken, elastiste modülleri artmıştır. TS malzemelerde çekme dayanım gerilmesi ve elastiste modülü artarken, (%) uzama miktarları azalmıştır. Silane ile yapılan kimyasal işlemin yüzeyler arası yapışma miktarını artırarak kompozitlerin dayanımını arttırdığı görülmüştür. TP kompozitlerde ise tüm değişkenlerde artış görülmüştür. MAPE ile uygulanan kimyasal işlemin hem yüzeyler arası yapışma kabiliyetini arttırdığı hem de matris malzemesine esneklik kazandırdığı görülmüştür. Gharbi ve diğerleri [9], farklı konsantrasyonlardaki zeytin çekirdeği tozu/polyester kompozitlerin bükülme ve darbe dayanımlarını incelemişlerdir. Zeytin çekirdekleri öğütülmüştür ve partikül boyutları 50-200 µm arasındadır. Tozun bir kısmı silane γ-mercaptopropyltrimethoxysilane (MRPS) ile kimyasal olarak işlenmiştir. Kompozitlerde %0-%60 oranları arasında zeytin tozu kullanılmıştır. Mekanik testler üç nokta eğme ve Charpy darbe test düzenekleri ile yapılmıştır. Üç nokta eğme testleri sonunda bükülme modülünün artan zeytin tozu oranı ile lineer olarak arttığı görülmüştür. Silane ile işlenen kompozitlerin bükülme modülleri işlenmemiş kompozitlerin modüllerinden yüksek olarak bulunmuştur. Örneğin %55 oranındaki kompozitin bükülme modülü matris malzemesinin bükülme modülünden

2,51 kat, aynı orandaki silane ile işlenmiş kompozitin bükülme modülü ise 2,8 kat daha büyük olarak bulunmuştur. Her iki tip kompozitlerin bükülme dayanımlarının ise %30 zeytin tozu oranına kadar yavaşça arttığı, bu değerden sonra ise azaldığı görülmüştür. Charpy testleri sonunda, kompozitlerin enerji sönümleme değerlerinin zeytin tozu oranı arttıkça düştüğü görülmüştür. Örneğin %10 oranındaki kompozitin enerji sönümleme değeri yaklaşık 6 KJ/m²'iken, %55 oranında bu değer yaklaşık 3,5 KJ/m²'ye düşmüştür. Silane ile işlenmiş kompozitlerin enerji sönümleme değerleri işlenmemiş kompozitlerden daha düşük olarak bulunmuştur.

Bu çalışmanın amacı, ülkemizde bol olarak bulunan zeytin pirinasının polyester matrisli kompozitlerde kullanımının araştırılmasıdır. Araştırma kapsamında, literatürde bulunan çalışmalardan farklı olarak zeytin çekirdeği parçaları öğütülmemiştir ve matris malzemesi olarak cam fiber kompozit yapımında kullanılan yüksek mukavemetli polyester kullanılmıştır. Ayrıca şu ana kadar yapılan çalışmalarda, bu kompozitlerin basma yükü altındaki davranışları incelenmemiştir. Bu amaçla, %30, %40, %50 ve %60 zeytin çekirdeği oranına sahip kompozit malzemeler hazırlanmış ve 0.001 s⁻¹ gerinim hızında basma yüklemesine tabi tutulmuşlardır. Kompozit ve saf polyester malzemelerinin gerilme-gerinim eğrileri, elastik modülleri, akma gerilmesi ve yoğunlaşma gerinim değerleri karşılaştırılmıştır.

2. KOMPOZİT MALZEME ÜRETİMİ

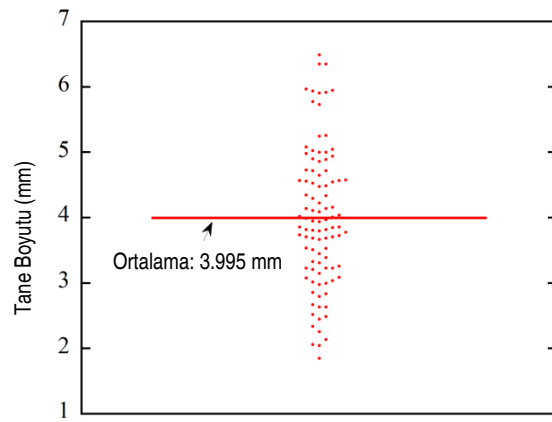
Zeytin pirinası Aydın'da bulunan zeytinyağı sıkma fabrikasından temin edilmiştir. Zeytin pirinası kırılmış zeytin çekirdeği parçaları, zeytin kabukları, yapraklar ve dallar gibi sıkma atıklarından oluşmaktadır. Pirinanın bir kısmı sıcak su dolu kaplara alınmış ve 1 saat boyunca dinlenmeye bırakılmıştır. Her dinlenme işleminden sonra üstte kalan atıklar toplanmış ve dibe çöken malzemeler süzğüden geçirilmiştir. Bu işlem

3-4 kez tekrarlanarak çekirdek parçalarından tüm diğer atık malzemeler ayrılmıştır. Temizlenen çekirdekler oda sıcaklığında 24 saat kurumaya bırakılmıştır. Şekil 1a'da temizlenmiş zeytin çekirdeği parçaları gösterilmektedir. Temizlenen ve kurutulan çekirdek parçalarından 2000 mm³ hacimli tüpleri dolduracak şekilde örnekler alınmış ve çekirdek parçacıklarının ortalama boyutu belirlenmiştir. Şekil 1b'de çekirdek boyutlarının dağılımı gösterilmektedir. Ölçülen çekirdeklerin minimum boyutu 2, maksimum boyutu ise 6,5 mm civarındadır. Ortalama çekirdek boyutu 3,995 mm (~4 mm) olarak hesaplanmıştır.

Kompozit malzemelerde matris olarak CE92N8 kodlu polyester kullanılmıştır. Polyester içerisinde %1 oranında peroksit dondurucu, %0,5 oranında kobalt hızlandırıcı kullanılmıştır. Zeytin çekirdekleri polyester içerisine %30, %40, %50 ve %60 oranlarında karıştırılmıştır. Yüzde 30 çekirdek oranı altında yapılan kompozitlerde homojenlik sağlanamamış, zeytin çekirdeklerinin numune altına çıktığı gözlemlenmiştir (Şekil 2a). Polyester ile karıştırılan zeytin çekirdekleri, düz zemine çift taraflı bant kullanılarak yapıştırılan ve temas yüzeyleri kalıp ayırıcı ile kaplanan PVC kalıplar içerisine dökülerek donmaya bırakılmıştır. Çalışmada kullanılan kalıplar Şekil 2b'de gösterilmektedir. Her bir karışım oranı için üç adet numune üretilmiştir. Numuneler donduktan sonra kalıplardan çıkarılmış ve parlatma işlemine tabi tutulmuştur. Bu işlemde döküm sebebiyle oluşan fazla parçalar 320 dereceli SiC zımpara kâğıtları ile temizlenmiş, daha sonra, numunelerin dış yüzeyleri sırası ile 600 ve 800 dereceli SiC zımparalar kullanılarak düzeltilmiştir. Üretilen numuneler 24 mm çapa (D) ve 15 mm (L) yüksekliğe sahiptir. Hazırlanan numunelerin son halleri Şekil 3'te verilmiştir. Saf polyester numunelerin ortalama yoğunluğu 290 kg m⁻³ olarak bulunmuştur. Kompozitlerin yoğunlukları ise 305-310 kg m⁻³ arasında değişmektedir.



a)



b)

Şekil 1. a) Pirinadan Ayrılmış Zeytin Çekirdeği Parçaları, b) Tane Boyutu Dağılım Grafiği



a)



b)

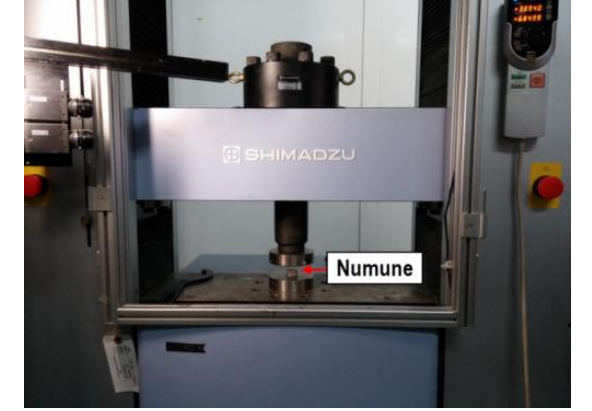
Şekil 2. a) %20 Çekirdek Oranına Sahip Kompozit Numune, b) Döküm Kalıpları



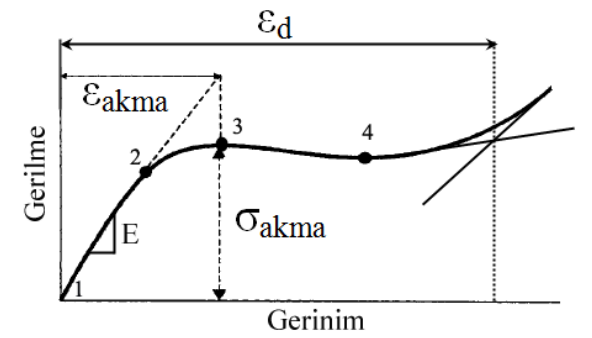
Şekil 3. Saf polyester ve %30, %40, %50, %60 Zeytin Çekirdeği Oranlarına Sahip Kompozit Malzemeler

3. BASMA TESTLERİ

Basma testleri Şekil 4a'da gösterilen 360 kN kapasiteli SHIMADZU AGX-I test cihazında 0.001 s⁻¹ gerinim hızında (0.015 mm s⁻¹ hızına denk gelmektedir) gerçekleştirilmiştir. Test metotları ile ilgili birçok kaynakta L/D oranının 1,5'dan küçük olduğu basma numunelerinde sonuçların basma kafaları ile numune arasındaki sürtünmeden etkilenebileceği belirtilmiştir. Bu nedenle, testten önce her bir numunenin alt ve üst yüzeyleri ince tabaka gres yağı ile kaplanmış ve sürtünme etkisi minimuma indirilmiştir. Şekil 4b'de tipik bir polimerin



a)



b)

Şekil 4. a) Basma Test Sistemi, b) Tipik Polimer Basma Gerilme-Gerinim Grafiği

basma yüklemesi altındaki gerilme-gerinim eğrisi gösterilmektedir. Grafikte gösterilen 1 ve 2 noktaları arasında Hooke Kanunu geçerlidir ve bu kısımdaki eğrinin eğimi malzemenin elastiste modülünü vermektedir. Üç numaralı noktadan sonra deformasyon plastiğe dönüşmektedir. Bu noktadaki maksimum nokta, akma gerilmesi (σ_{akma}) ve bu noktaya karşılık gelen gerinim değeri ise akma gerinimidir (ϵ_{akma}). Nokta 4'ten itibaren gerilme değeri hızla artmaya başlamaktadır. Bu noktadan sonra, Şekil 4b'de gösterildiği şekilde bulunan gerinim ise yoğunlaşma gerinimidir (ϵ_d).

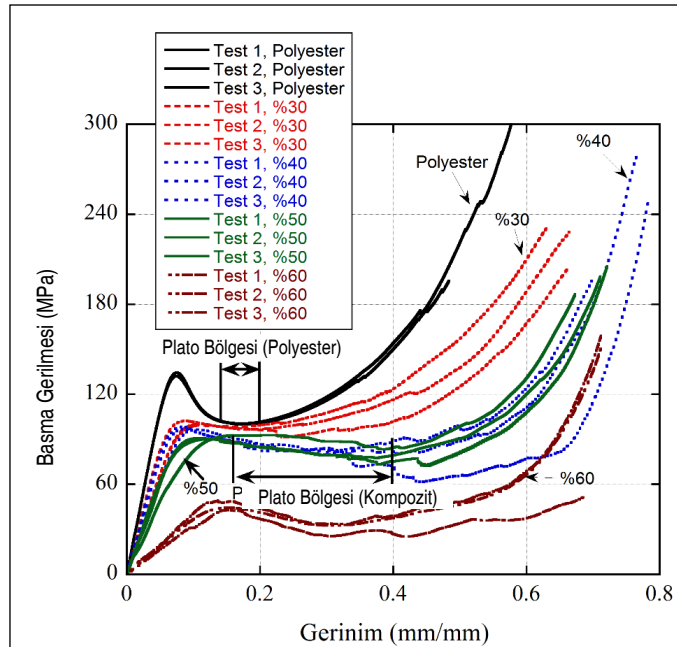
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Polyester ve kompozit malzemelerin basma gerilme-gerinim eğrileri Şekil 5'te gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, her malzemenin üç test sonucu birbiri içerisinde uyumludur. Polyester malzemenin gerilme değeri akma gerilmesinde maksimum noktaya ulaşmış, daha sonra, yumuşama göstererek azalmıştır. Kompozit malzemelerin gerilme değerleri ise maksimum gerilme noktasına ulaştıktan sonra bu gerilme değerinden yoğunlaşma noktasına kadar neredeyse sabit kalmıştır. Bu davranış, %40 ve %50 çekirdek oranına sahip kompozit malzemelerde daha açık olarak görülmektedir. Polyester içerisinde zeytin çekirdeği kullanımının polyester malzemenin plato bölgesinin uzunluğunu arttırdığı görülmüştür (Şekil 5). Polyester malzemenin plato bölgesi uzunluğuna kıyasla bu artış %30, %40, %50 ve %60; kompozitlerde sırasıyla yaklaşık %44, %126, %94 ve %95 oranlarında olmuştur. Gerilmenin maksimum noktaya ulaştıktan sonra 0,6-0,8 gerinim değerlerine kadar sabit kalması, genellikle alüminyum köpük ya da kafesli metalik yapılar gibi enerji sönümleme kapasitesi yüksek olan malzemelerde görülen mekanik bir davranıştır. Zeytin çekirdeği parçalarının polyester gibi sert bir polimere bu özellikleri kazandırması dikkat çekilmesi gereken önemli bir noktadır.

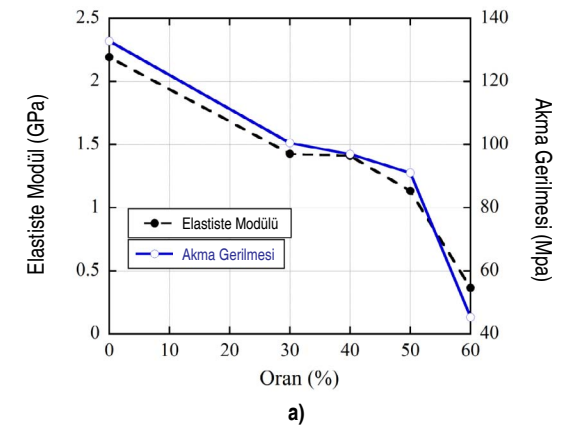
Şekil 6a'da, malzemelerin elastiste modülleri ve akma gerilmelerinin kompozit malzemedeki çekirdek oranı ile değişimleri gösterilmektedir. Polyester malzemenin elastiste modülü ve akma gerilmesi 2,2 GPa ve 133 MPa olarak belirlenmiştir. Yüzde 30, %40, %50 ve %60 çekirdek oranına sahip kom-

pozitlerin elastiste modülleri ve yaklaşık %35, %34, %48 ve %83 oranlarında; akma gerilmeleri ise %24,5, %27, %31,5 ve %66 oranlarında azalmıştır. Şekil 6b'de, malzemelerin akma ve yoğunlaşma gerinimlerinin çekirdek oranı ile değişimleri gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, artan çekirdek oranı akma gerinimi arttırmış ve malzeme esneklik kazanmıştır. Aynı şekilde artan çekirdek oranı ile malzemelerin yoğunlaşma gerinimleri artmıştır. Yoğunlaşma gerinimi en yüksek %40 çekirdek oranına sahip kompozit yapılarda görülmüştür.

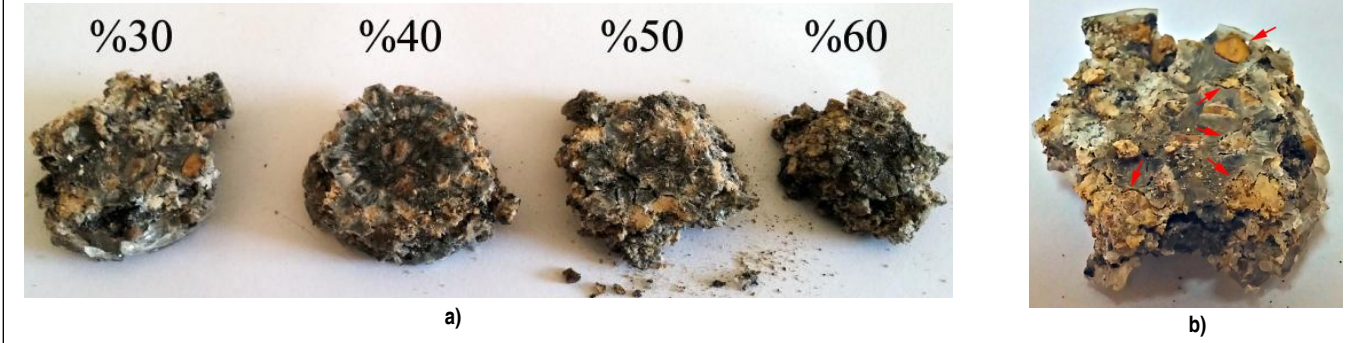
Şekil 7a'da, deforme olmuş kompozit malzemeler gösterilmektedir. Artan çekirdek oranı ile malzemelerin yapı bütünlüğünü koruyamadığı görülmüştür. Özellikle %60 çekirdek oranına sahip kompozit malzeme, basma deneyinden sonra kütesinin yaklaşık %40'ını kaybetmiştir. Deforme olmuş numuneler incelendiğinde, çekirdek parçalarının büyük bir kısmının sıkışarak ezildiği, polyesterin ise parçacıklar şeklinde çekirdek yüzeylerinden ayrıldığı gözlemlenmiştir (Şekil 7b).



Şekil 5. Polyester ve Kompozit Malzemelerin Basma Gerilme-Gerinim Eğrileri



Şekil 6. a) Elastiste Modülü ve Akma gerilmesinin, b) Akma ve Yoğunlaşma Geriniminin Zeytin Çekirdeği Oranı ile Değişimi



Şekil 7. a) Deforme Olmuş Kompozitler, b) Matris ile Zeytin Çekirdeği Arasındaki Ayrılma (%30)

5. SONUÇ

Bu çalışmada, zeytin pirinası/polyester kompozitlerin basma yükü altındaki mekanik özellikleri araştırılmıştır. Araştırma kapsamında, literatürde bulunan çalışmalardan farklı olarak zeytin çekirdeği parçaları öğütülmemiş ve herhangi bir kimyasal işleme tabi tutulmamıştır. Matris malzemesi olarak cam fiber kompozit yapımında kullanılan yüksek mukavemetli polyester kullanılmıştır. Kullanılan zeytin çekirdeği oranı arttıkça, kompozit malzemelerin mekanik dayanımlarında azalma meydana gelmiştir. Ancak çekirdekler polyester malzemeye esneklik kazandırmıştır. Ayrıca %40 ve %50 çekirdek oranına sahip kompozit malzemeler, maksimum gerilme noktasından sonra sabit bir gerilme değerinde ezilmişlerdir. Bu mekanik davranış, enerji sönümleme özelliği yüksek olan metal köpüklere özgüdür. Bunun gibi ümit vaat eden özelliklerinden dolayı, zeytin pirinasının çeşitli matris malzemeleri ile parçacık ya da toz halinde kullanımının araştırılması önem arz etmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya olan katkılarından dolayı Prof. Dr. Mustafa Güden'e ve Prof. Dr. Mehmet Çolakoğlu'na teşekkürlerimi sunarım.

KAYNAKÇA

1. Akgun, N. A., Doymaz, I. 2005. "Modelling of Olive Cake Thin-Layer Drying Process," Journal of Food Engineering, vol. 68, p. 455-461.
2. Öztürk, F., Yalçın, M., Dıraman, H. 2009. "Türkiye Zeytin-yağı Ekonomisine Genel Bir Bakış," Gıda Teknolojileri Elekt-

ronik Dergisi, vol. 4, p. 35-51.

3. Naghmouchi, I., Mutjé, P., Boufi, S. 2014. "Polyvinyl Chloride Composites Filled with Olive Stone Flour: Mechanical, Thermal, and Water Absorption Properties," Journal of Applied Polymer Science, vol. 131.
4. Monteiro, S., Lopes, F., Ferreira, A., Nascimento, D. 2009. "Natural-Fiber Polymer-Matrix Composites: Cheaper, Tougher, and Environmentally Friendly," JOM, vol. 61, p. 17-22.
5. Bledzki, A. K., Gassan, J. 1999. "Composites Reinforced with Cellulose Based Fibres," Progress in Polymer Science, vol. 24, p. 221-274.
6. Djidjelli, H., Benachour, D., Boukerrou, A., Zefouni, O., Martinez-Véga, J., Farenc, J., Kaci, M. 2007. "Thermal, Dielectric and Mechanical Study of Poly(vinyl Chloride)/Olive Pomace Composites," EXPRESS Polymer Letters, vol. 1, p. 846-852.
7. Mousa, A., Heinrich, G. 2010. "Thermoplastic Composites Based on Renewable Natural Resources: Unplasticized PVC/Olive Husk," International Journal of Polymeric Materials, vol. 59, p. 843-853.
8. Ihamouchen, C., Djidjelli, H., Boukerrou, A., Krim, S., Kaci, M., Martinez, J. J. 2012. "Effect of Surface Treatment on the Physicomechanical and Thermal Properties of High-Density Polyethylene/Olive Husk Flour Composites," Journal of Applied Polymer Science, vol. 123, p. 1310-1319.
9. Gharbi, A., Hassen, R. B., Boufi, S. 2014. "Composite Materials from Unsaturated Polyester Resin and Olive Nuts Residue: The Effect of Silane Treatment," Industrial Crops and Products, vol. 62, p. 491-498.

YATAY EKSENLİ RÜZGÂR TÜRBİNLERİNDE OPTİMUM TÜRBİN PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ-TEORİK YAKLAŞIM

Erdem Koç

Prof. Dr.,
Ondokuz Mayıs Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Samsun
erdemkoc@omu.edu.tr

Mahmut Can Şenel*

Arş. Gör.,
Ondokuz Mayıs Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Samsun
mahmutcan.senel@omu.edu.tr

ÖZ

Bu çalışmada, üç kanatlı yatay eksenli rüzgâr türbininin aerodinamik tasarım parametreleri teorik olarak analiz edilmiştir. Bu amaçla, enerji dönüşümü esas alınıp kanat eleman teorisi ve aktüatör disk (açısal) momentum teorisi gibi aerodinamik teoriler değerlendirilerek türbin dinamik davranışı için teorik bir model oluşturulmuştur. Bu modelle, yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde kanatlardan jeneratöre kadar olan bölgede gerçekleşen moment ve güç iletimi incelenip, 2 MW güç kapasiteli bir rüzgâr türbini için kanatların kütlesi (m_R), kanat yarıçapı (R), güç iletiminde dişli çevrim oranı (i) ve rüzgâr hızı (V) gibi temel türbin parametrelerinin optimum büyüklükleri tahmin edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Rüzgâr türbini, güç iletimi, teorik yaklaşım

DETERMINATION OF OPTIMUM TURBINE PARAMETERS IN HORIZONTAL AXIS WIND TURBINES-THEORETICAL APPROACH

ABSTRACT

In this study, aerodynamic design parameters of horizontal axis wind turbines with three blades were analyzed theoretically. For this purpose, a theoretical model was designed by evaluating aerodynamic theories such as blade element theory and actuator disc (angular) momentum theory based on energy conversion for dynamic behavior of a typical turbine. With this model, torque and power transmission from blades to generator were investigated in horizontal axis wind turbines. Hence, optimum magnitudes of turbine parameters such as the mass of blades (m_R), blade radius (R), gear ratio (i) and wind speed (V) were estimated for 2 MW power capacity wind turbine.

Keywords: Wind turbine, power transmission, theoretical approach

* İletişim Yazarı

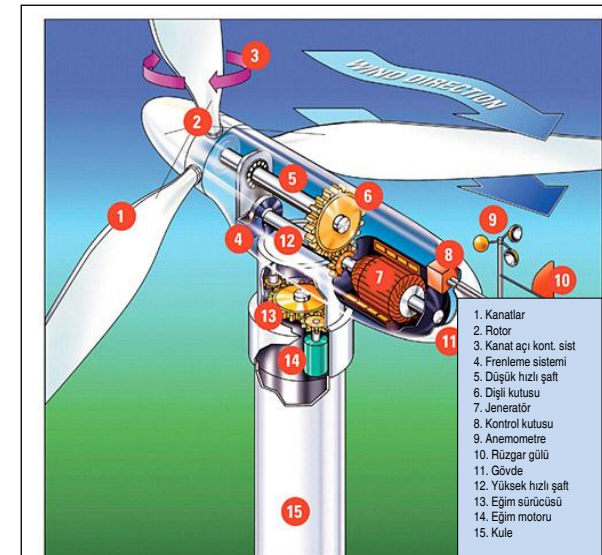
Geliş tarihi : 19.03.2015
Kabul tarihi : 30.03.2016

Koç, E., Şenel, M. C. 2016. "Yatay Eksenli Rüzgâr Türbinlerinde Optimum Türbin Parametrelerinin Belirlenmesi-Teorik Yaklaşım," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 676, s. 32-40.

1. GİRİŞ

Son zamanlarda hava kirliliği ve küresel ısınmadaki artış, birçok ülkeyi yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmaya yönlendirmiştir. Günümüzdeki en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarından biri de rüzgâr enerjisidir [1]. Rüzgâr enerjisi; doğal, temiz ve sonsuz bir enerji kaynağıdır. Rüzgâr enerjisinden elektrik enerjisi üretmek amacıyla rüzgâr türbinleri kullanılmaktadır. Rüzgâr türbinleri, kanatlardaki kinetik enerjiyi öncelikle güç iletim elemanları (dişli kutusu, kavramalar, yüksek ve düşük hızlı şaft) aracılığıyla mekanik enerjiye, daha sonra da jeneratör üzerinden elektrik enerjisine dönüştürmektedir. Ayrıca rüzgâr türbinleri dönme eksenine göre, yatay ve düşey eksenli olarak sınıflandırılabilir [2].

Elektrik enerjisi üretimi amacıyla ilk rüzgâr türbinleri 1891 yılında Dane Poul La Cour tarafından geliştirilmiş olmasına rağmen, 1970’li yıllara kadar rüzgâr türbinleri yaygın bir şekilde kullanılmamıştır. 1970’li yılların başında petrol fiyatlarındaki artış, rüzgâr enerjisinin kullanımını daha cazip hale getirmiştir. 1980’li yılların sonlarında ise rüzgâr enerjisi en hızlı gelişen enerji kaynaklarından biri olmuştur. Son yıllardaki teknolojik gelişmelerle birlikte, yatay eksenli rüzgâr türbinleri daha düşük maliyetli, daha güvenilir ve daha verimli enerji üretim tesisleri haline gelmiştir. Bu sayede, yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin güç kapasitesi 8 MW’a, verimi %40-45’lere ve kanat çapı ise 164 m’ye ulaşmıştır. Günümüzde kullanılan modern yatay eksenli rüzgâr türbinleri temel olarak; kanatlar, göbek, kule, gövde, dişli kutusu, düşük ve yüksek hızlı şaft, jeneratör, kanat açısı (pitch) kontrol sistemi, kontrol kutusu, frenleme sistemi, anemometre, rüzgâr gülü ve eğim (yaw) sürücüsünden oluşmakta olup, tüm bu elemanlar Şekil 1’de verilmiştir [3].



Şekil 1. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbininin Temel Elemanları [2]

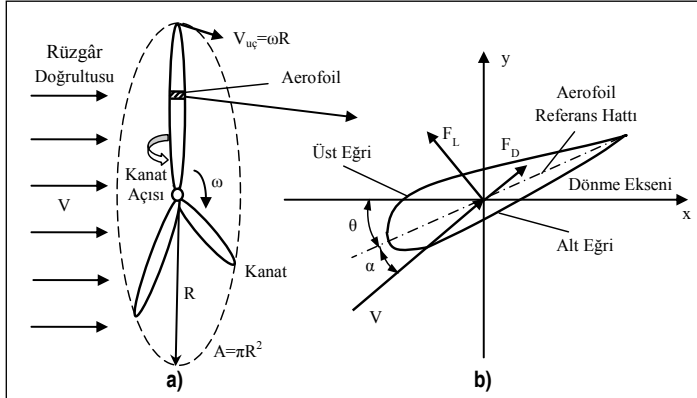
Kanatların en önemli fonksiyonu, moment ve gücün minimum kayıpla transmisyon elemanlarına iletilmesini sağlamaktır. Yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde, kanatlar üzerine etkiyen kuvvet, moment ve gücü araştırmak için çeşitli aerodinamik teoriler geliştirilmiştir. Bunlar; lineer momentum teorisi, aktüatör disk (açısal) momentum teorisi ve kanat eleman teorisidir. Lineer momentum teorisi, akışkan hava kanalı içerisine yerleştirilmiş bir disk üzerine etkiyen kuvvetin belirlenmesini amaçlar. Aktüatör disk momentum teorisi, lineer momentum teorisine benzer olup en önemli fark, akışkan havanın vorteks etkisi oluşturmasıdır. Kanat eleman teorisi ise kanat kesidi (aerofoil) üzerine etkiyen kuvvet ve momentleri belirlemek amacıyla tercih edilmektedir. Bu teoride, aerofoil üzerine etkiyen momentin büyüklüğünün belirlenmesiyle de tüm kanada etkiyen moment kolaylıkla belirlenebilmektedir [4-5]. Bu çalışmada, aerodinamik teorilerden kanat eleman teorisi ve aktüatör disk momentum teorisinden faydalanılmıştır.

Yatay eksenli rüzgâr türbinlerine yönelik literatürde birçok çalışma mevcuttur. Ackermann ve Soder yürüttükleri çalışmada [6], rüzgâr türbini tasarım kriterleri (kanat sayısı, uç hız oranı, güç katsayısı vb.), güç kalitesi, şebeke bağlantısı ve rüzgâr türbini maliyetini içeren genel bir değerlendirme yapmıştır. Morcos çalışmasında [7], Mısır’ın rüzgâr enerji potansiyelini ve yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin aerodinamik performansını araştırmıştır. Maalawi çalışmasında [8], yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin aerodinamik performansını, doğrudan ve Glaurent iterasyon metodunu kullanarak belirlemiş olup, doğrudan metodun hesaplama süresi açısından önemli bir avantaj sağladığı sonucuna ulaşmıştır.

Bu çalışmada, rüzgâr türbinlerindeki enerji dönüşümü esas alınıp aerodinamik teoriler (kanat eleman teorisi, aktüatör disk (açısal) momentum teorisi) değerlendirilerek türbin dinamik davranışı için teorik bir model oluşturulmuştur. Bu modelle, transmisyon elemanları boyunca gerçekleşen moment ve güç iletimi incelenerek 2 MW güç kapasiteli yatay eksenli bir rüzgâr türbini için kanatların optimum kütlesi, optimum kanat yarıçapı, optimum dişli çevrim oranı ve optimum rüzgâr hızı tahmin edilmiştir.

2. RÜZGÂR TÜRBİNİ AERODİNAMİK TASARIM PARAMETRELERİ

Rüzgâr türbinlerinde, aerodinamik tasarım parametrelerinden önce kanat yapısının incelenmesi gerekmektedir. Rüzgâr türbini kanatları, aerofoil olarak tanımlanan özel kanat kesitlerinden oluşmaktadır. Üst eğrisi, alt eğriye göre daha kavisli olan aerofoilde eğriler arasında bir basınç farkı meydana gelmektedir. Yüksek basınçtan alçak basınca doğru olan hava hareketi kaldırma kuvveti oluşturarak aerofoilin ve kanadın hareketi sağlanmaktadır. Rüzgâr türbini kanat ve aerofoil yapısı Şekil 2’de verilmiş olup, burada V , rüzgâr hızı; V_{uc} , kanat



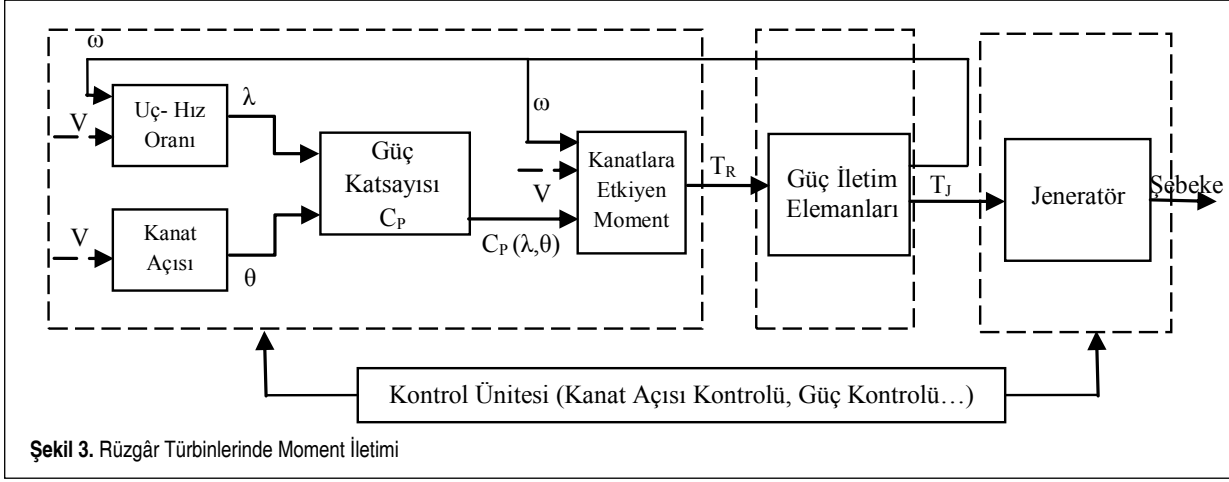
Şekil 2. a) Yatay Eksenli Rüzgâr Türbinlerinde Kanat, b) Aeorofoil Yapısı

Burada R , kanat yarıçapı (m); ω , kanatların açısal hızı (rad/s) ve V , rüzgâr hızıdır (m/s).

b) Güç Katsayısı (C_p): Bu parametre, kanatlar tarafından rüzgârdan elde edilen gücün (N_R) rüzgâr gücüne (N) oranı olarak ifade edilmektedir.

$$C_p = N_R / N = N_R / (0.5 \rho \pi R^2 V^3) \quad (2)$$

Maksimum güç katsayısı (C_{pmaks}), lineer momentum teorisine göre Betz limitini ($C_{pmaks}=0.593$) aşamamaktadır. Üç kanatlı yatay eksenli tipik bir rüzgâr türbini için C_p - λ değişimi Şekil 4'te verilmiştir. Şekilde, iki farklı kanat geometrisi kullanılmış olup, bu kanat geometrileri için optimum uç hız oranı (λ) 10, maksimum güç katsayısı (C_{pmaks}) 0.42-0.43, nominal



Şekil 3. Rüzgâr Türbinlerinde Moment İletimi

uç hızı; ω , kanat açısal hızı; R , kanat yarıçapı; θ , kanat açısı; α , hücum açısı; F_L , kaldırma kuvveti ve F_D , sürüklenme kuvvetidir.

Rüzgâr türbinlerinde moment iletimi, kanatlarda başlamakta olup, aerodinamik tasarım parametrelerinden faydalanılarak gerçekleştirilen moment iletim aşamaları Şekil 3'te verilmiştir. Burada kanatlara etkiyen moment (T_R); rüzgâr hızı (V), güç katsayısı (C_p), uç-hız oranı (λ), kanat açısı (θ) ve kanatların açısal hızına (ω) bağlıdır.

Yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde optimum türbin büyüklüklerinin belirlenmesi amacıyla, yukarıda bahsedilen parametrelerin dışında, eksenel indüksiyon faktörü (a), açısal indüksiyon faktörü (a'), moment (tork) katsayısı (C_Q) ve dişli çevrim oranı (i) gibi parametreler de kullanılabilir olup, bu parametreler aşağıda kısaca izah edilmiştir:

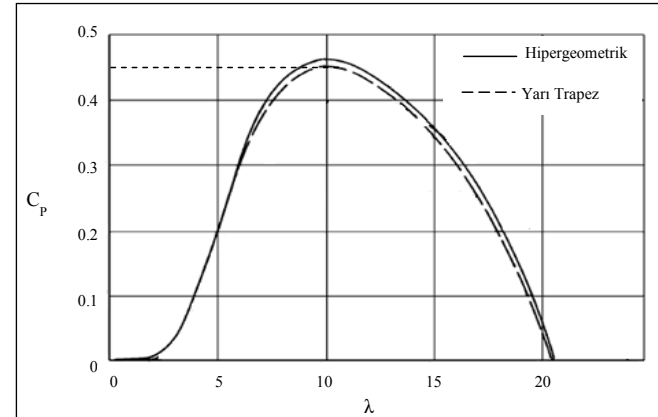
a) Uç-Hız Oranı (λ): Rüzgâr türbinlerindeki temel tasarım parametrelerinden biri olup, kanatların uç hızının (V_{uc}) rüzgâr hızına (V) oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\lambda = V_{uc} / V = \omega R / V \quad (1)$$

rüzgâr hızı 9 m/s olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada da yarı trapez kanat geometrisine sahip üç kanatlı yatay eksenli bir rüzgâr türbini kullanıldığından $C_p=0.42$ ve $\lambda=10$ olarak seçilmiştir.

Moment (tork) katsayısı (C_Q) da rüzgâr türbin tasarımında sıklıkla tercih edilmekte olup, güç katsayısının (C_p) uç-hız oranına (λ) oranı şeklinde ifade edilmektedir [9-10].

$$C_Q = C_p / \lambda \quad (3)$$

Şekil 4. Farklı Kanat Yapılarında C_p - λ Değişimi [5]

c) Tasarım Hızları: Rüzgâr türbininden nominal elektriksel güç üretimi amacıyla türbinin hangi rüzgâr hızında (V) güç üretimine başlayıp hangi rüzgâr hızında güç üretiminin durdurulması gerektiğini belirten hızlardır. Tasarım hızları; türbinin devreye giriş hızı (u_C), nominal hızı (u_R) ve devreden çıkış hızı (u_F) şeklindedir. Rüzgâr türbininde maksimum enerji üretimini yapan minimum hız, nominal hız (u_R) olup, bu hız değeri 8-15 m/s arasında değişmektedir. Rüzgâr türbinlerinde belirli bir rüzgâr hızından sonra elektriksel güç (N_E) üretimi başlamaktadır. Bu hız devreye giriş hızı (u_C) denilmektedir ve bu hız genellikle 2-4 m/s arasındadır. Rüzgâr türbinini, yüksek rüzgâr hızlarından korumak için türbinin kapatıldığı hız devreden çıkış hızı (u_F) denilmektedir. Devreden çıkış hızı genellikle 20-28 m/s arasındadır [11].

d) Eksenel İndüksiyon Faktörü (a): Bu faktör, lineer momentum teorisine dayanarak belirlenmektedir. Eksenel indüksiyon faktörü, Eşitlik 4'teki gibi, kanatların hemen önündeki rüzgâr hızı (V_2) ve kanatlardan yeterince uzaklıktaki rüzgâr hızı (V) arasındaki ilişkiyle karakterize edilmekte olup bu değer, 0.2 ve 0.5 arasında değişmektedir [9].

$$a = (V - V_2) / V \quad (4)$$

e) Açısal İndüksiyon Faktörü (a'): Bu faktör, aktüatör disk momentum teorisine dayanarak teorik olarak belirlenmektedir. Açısal indüksiyon faktörü değeri, 0.002 ve 0.01 arasında değişmektedir. Bu faktör, Eşitlik 5'te verilmiş olup, rüzgârın açısal hızına (Ω) ve kanatların açısal hızına (ω) bağlıdır [9].

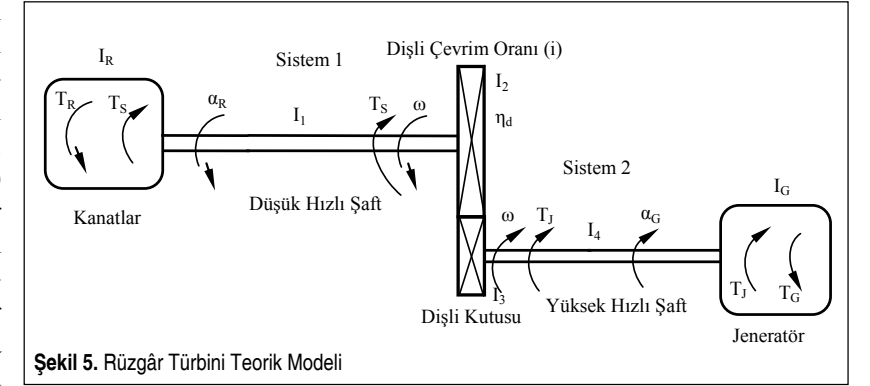
$$a' = \Omega / (2\omega) \quad (5)$$

f) Dişli Çevrim Oranı (i): Bu parametre, yüksek hızlı şaftın açısal hızının (ω_G) düşük hızlı şaftın açısal hızına (ω) oranı veya yüksek hızlı şaftın açısal ivmesinin (α_G) düşük hızlı şaftın açısal ivmesine (α_R) oranı olarak tanımlanmaktadır. Tek kademeli alın dişli sistemleri için dişli çevrim oranı (i) 1:5 iken, tek kademeli planet dişli sistemleri için dişli çevrim oranı (i) 1:12'dir [5].

$$i = \omega_G / \omega = \alpha_G / \alpha_R \quad (6)$$

3. RÜZGÂR TÜRBİNİ TEORİK MODELİ-DİNAMİK DAVRANIŞ

Bu çalışmada, üç kanatlı yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin enerji dönüşümleri esas alınarak teorik yeni bir model oluşturulmuştur (Şekil 5). Oluşturulan teorik modelde yatay eksenli rüzgâr türbini temel olarak; kanatlar, dişli kutusu, düşük hızlı şaft, yüksek hızlı şaft ve jeneratörden oluşmaktadır. Sistemde,



Şekil 5. Rüzgâr Türbini Teorik Modeli

düşük ve yüksek hızlı şaftların (transmisyon millerinin) kütlelerinden dolayı oluşan kütle atalet momenti (I_1 ve I_4) ve dişlilerin kütle atalet momenti (I_2 ve I_3), kanatların kütle atalet momentine (I_R) göre çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Bu teorik yaklaşımda tüm sistem, Sistem 1 ve Sistem 2 olmak üzere iki bölümde analiz edilmiştir. Bundan dolayı moment ve güç hesapları, optimum türbin büyüklüklerini tahmin etmek amacıyla aşağıda gösterildiği gibi gerçekleştirilmiştir [12].

a) Kanatlara Etkiyen Moment: Yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde moment ve güç iletimi kanatlarda başlamaktadır. Kanatlara etkiyen moment (T_R), kanat eleman teorisi ve aktüatör disk momentum teorisine dayanarak belirlenebilmektedir.

Kanat eleman teorisine dayanarak kanatlara etkiyen moment (T_{R1}); rüzgâr hızına (V), kanat yarıçapına (R), hava yoğunluğuna (ρ) ve moment katsayısına (C_Q) bağlı olarak Eşitlik 7'deki gibi tanımlanabilmektedir.

$$T_{R1} = 0.5 \rho \pi R^3 V^2 C_Q \quad (7)$$

Aktüatör disk momentum teorisine dayanarak kanatlar üzerine etkiyen moment (T_{R2}) ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$T_{R2} = a' (1 - a) \rho V \omega R^4 \pi \quad (8)$$

Burada ω , kanatların açısal hızı; a , eksenel indüksiyon faktörü ve a' , açısal indüksiyon faktörüdür.

b) Jeneratör Momenti: Teorik modelde gösterilen Sistem 1 için temel parametreler; kanatlara etkiyen moment (T_R), dişli kutusunun girişindeki moment (T_S), kanatların açısal hızı (ω), dişli verimi (η_d), dişli çevrim oranı (i), kanatların açısal ivmesi (α_R) ve kanatların kütle atalet momenti (I_R) şeklindedir. Bu parametreler kullanılarak Sistem 1 için moment eşitliği;

$$T_R - T_S = I_R \alpha_R \quad (9)$$

Sistem 2 için moment eşitliği;

$$T_J - T_G = I_G \alpha_G \quad (10)$$

olarak elde edilir. Sistem 2 için temel parametreler sırasıyla, jeneratör momenti (T_G), dişli kutusunun çıkışındaki moment (T_J), jeneratörün kütleli atalet momenti (I_G), yüksek hızlı şaftın açısal hızı (ω_G) ve yüksek hızlı şaftın açısal ivmesi (α_G) şeklindedir.

Geliştirilen teorik modele göre, T_J ve T_S arasında $T_J = T_S \eta_d / i$ ilişkisi vardır. Bundan dolayı, jeneratör momenti (T_G), Sistem 1 ve Sistem 2 birlikte değerlendirilerek;

$$T_G = T_R \eta_d / i - I_{es} \alpha_G \quad (11)$$

şeklinde elde edilir. Burada kütleli eşdeğer atalet momenti, $I_{es} = (I_R \eta_d / i^2) + I_G$ eşitliğiyle; dişli verimi ise $\eta_d I_G i^2 / I_R$ eşitliğiyle ifade edilmektedir. Kanatların kütleli atalet momenti olarak $I_R = m_R R_{es}^2$ tanımlanmaktadır. Ayrıca, kanatların ağırlık merkezinden göbeğe olan uzaklık (R_{es}) yaklaşık olarak kanat yarıçapının üçte biri ($R/3$) olarak kabul edilmektedir [13]. Bu durumda, kanatların kütleli atalet momenti $I_R = m_R R^2 / 9$ olarak yazılabilir. η_d ve I_R ifadeleri dikkate alınıp gerekli sadeleştirmeler yapılarak kütleli eşdeğer atalet momenti (I_{es});

$$I_{es} = (2m_R R^2 \eta_d) / (9i^2) \quad (12)$$

olarak belirlenir.

T_{R1} ve I_{es} ifadeleri, Eşitlik 11'e yerleştirilirse, kanat eleman teorisine göre jeneratör momenti (T_{G1});

$$T_{G1} = (R^2 \eta_d / (18i)) \times (9\rho\pi R V^2 C_p - 4m_R \alpha_G / i) \quad (13)$$

şekline dönüşür. Bu eşitlik dikkate alındığında, moment katsayısı (C_p), dişli çevrim oranı (i), yüksek hızlı şaftın açısal ivmesi (α_G), dişli verimi (η_d), kanat yarıçapı (R) ve rüzgâr hızına (V) bağlı olarak T_{G1} belirlenebilmektedir.

Aktüatör disk momentum teorisine dayanarak, T_{R2} ve I_{es} , Eşitlik 11'e yerleştirilirse; η_d , i , R , α_G , V , ω , ρ , m_R , a ve a' ne bağlı olarak jeneratör momenti (T_{G2}) aşağıdaki gibi yeniden tanımlanabilir.

$$T_{G2} = (R^2 \eta_d / i) \times (a' (1-a) \rho V \omega R^2 \pi - 2m_R \alpha_G / (9i)) \quad (14)$$

c) Jeneratör Gücü: Jeneratör gücü (N_G), jeneratör momenti (T_G) ve yüksek hızlı şaftın açısal hızının (ω_G) çarpılmasıyla bulunabilmektedir. Bundan dolayı, kanat eleman teorisine dayanarak jeneratör gücü (N_{G1}) aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$N_{G1} = (R^2 \eta_d \omega_G / (18i)) \times (9\rho\pi R V^2 C_p - 4m_R \alpha_G / i) \quad (15)$$

Benzer şekilde, jeneratör gücü (N_{G2}) aktüatör disk momentum teorisine dayanarak T_{G2} ve ω_G 'nin çarpılmasıyla yeniden ifade edilebilir.

$$N_{G2} = (R^2 \eta_d \omega_G / i) \times (a' (1-a) \rho V \omega R^2 \pi - 2m_R \alpha_G / (9i)) \quad (16)$$

d) Optimum Kanat Yarıçapı: Bu parametre (R_{opt}), kanat eleman teorisine dayanarak T_{G1} 'in R 'ye göre kısmi türevinin alınıp sifıra eşitlenmesiyle ($dT_{G1} / dR = 0$) belirlenmektedir.

$$R_{opt} = 8m_R \alpha_G \lambda / (27\rho\pi V^2 C_p i) \quad (17)$$

Boyutsuz parametrelerle çalışmak, çok geniş bir aralıkta tasarım imkânı sunmaktadır. Bu yüzden, kanat yarıçapı gibi optimum büyüklükler bu çalışmada boyutsuzlaştırılmıştır. R_{opt} boyutsuz formda ($\bar{R}_{opt}$) aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\bar{R}_{opt} = 8\lambda / (27C_p \pi i) \quad (18)$$

Eşitliğin sol tarafı, $\bar{R}_{opt} = R_{opt} \rho V^2 / (m_R \alpha_G)$ şeklinde tanımlanmaktadır.

T_{G2} 'nin R 'ye göre kısmi türevinin alınıp sifıra eşitlenmesiyle ($dT_{G2} / dR = 0$), aktüatör disk momentum teorisine dayanarak optimum kanat yarıçapı (R'_{opt});

$$R'_{opt} = (m_R \alpha_G / (9a' (1-a) \rho V \omega \pi i))^{0.5} \quad (19)$$

şeklindedir. Optimum kanat yarıçapı boyutsuzlaştırılırsa;

$$\bar{R}'_{opt} = (1 / 9a' (1-a) \pi i)^{0.5} \quad (20)$$

şeklinde elde edilir. Boyutsuz kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$), boyutlu parametreler cinsinden $\bar{R}_{opt} = R'_{opt} / (m_R \alpha_G / (\rho V \omega))^{0.5}$ olarak ifade edilebilmektedir.

e) Optimum Dişli Çevrim Oranı: Optimum dişli çevrim oranı (i_{opt}), kanat eleman teorisine dayanarak T_{G1} 'in i 'ye göre kısmi türevinin alınıp sifıra eşitlenmesiyle ($dT_{G1} / di = 0$) belirlenebilir.

$$i_{opt} = ((8m_R \alpha_G \lambda) / (9\rho\pi R V^2 C_p)) \quad (21)$$

T_{G2} 'nin i 'ye göre kısmi türevinin alınıp sifıra eşitlenmesiyle ($dT_{G2} / di = 0$) aktüatör disk momentum teorisine dayanarak optimum dişli çevrim oranı (i'_{opt}) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$i'_{opt} = ((4m_R \alpha_G) / (9a' (1-a) \rho V^2 R \lambda \pi)) \quad (22)$$

f) Türbin Etkinlik Katsayısı: Bu parametre, rüzgâr gücünün ne oranda jeneratöre iletildiğini belirlemek amacıyla geliştirilmiştir. Bu bölümde, farklı yaklaşımlarla yukarıda türetilen jeneratör gücü (N_{G1} , N_{G2}) ifadeleri kullanılarak türbin etkinlik katsayıları (K_{t1} , K_{t2}) tanımlanmıştır.

Türbin etkinlik katsayısı (K_{t1}), kanat eleman teorisine dayanarak $K_{t1} = N_{G1} / N$ tanımıyla;

$$K_{t1} = (RC_p / \lambda - 4m_R \alpha_G / (9\rho\pi V^2 i)) \times (\eta_d \omega_G / (Vi)) \quad (23)$$

şeklinde elde edilir. Burada N , rüzgâr gücü olup, $N = 0.5\rho\pi R^3 V^3$ olarak ifade edilmektedir. Ayrıca, K_{t1} boyutsuz bir parametre

olup, R , C_p , λ , m_R , α_G , ρ , V , i , ω_G ve η_d 'ye bağlıdır.

Benzer şekilde, aktüatör disk momentum teorisine dayanarak $K_{t2} = N_{G2} / N$ tanımıyla K_{t2} aşağıdaki gibi de ifade edilebilmektedir.

$$K_{t2} = (2a' (1-a) \lambda R - 4m_R \alpha_G / (9\rho\pi V^2 i)) \times (\eta_d \omega_G / (Vi)) \quad (24)$$

K_{t2} de boyutsuz bir parametre olup, a' , λ , R , m_R , α_G , ρ , V , i , ω_G ve η_d parametrelerine bağlı olarak ifade edilebilmektedir.

g) Optimum Rüzgâr Hızı: Optimum rüzgâr hızı (V_{opt}), kanat eleman teorisine dayanarak K_{t1} 'in V 'ye göre kısmi türevinin alınıp sifıra eşitlenmesiyle ($dK_{t1} / dV = 0$) belirlenmektedir.

$$V_{opt} = (12m_R \alpha_G \lambda / (9\rho\pi RC_p i))^{0.5} \quad (25)$$

Aktüatör disk momentum teorisine dayanarak, optimum rüzgâr hızı (V'_{opt}) ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$V'_{opt} = (2m_R \alpha_G / (3\pi R \rho a' (1-a) \lambda i))^{0.5} \quad (26)$$

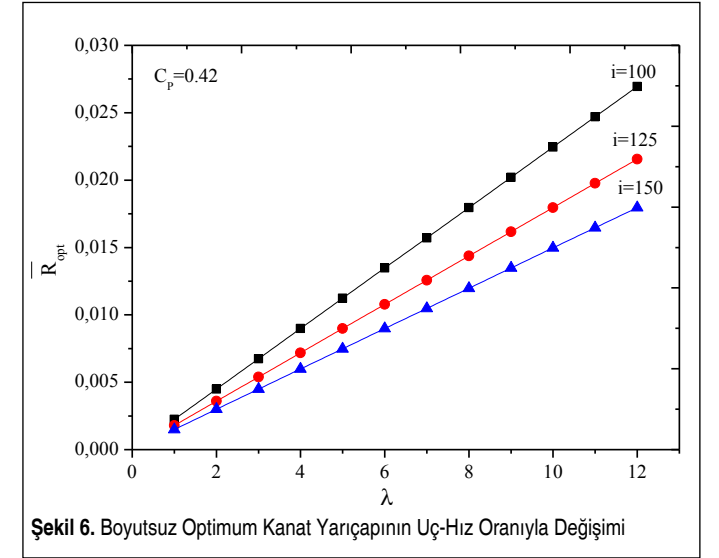
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE İRDELEME

Rüzgâr türbini teorik modeli esas alınıp kanat eleman teorisine ve aktüatör disk momentum teorisine göre belirlenen jeneratör momenti (T_{G1} , T_{G2}) ve jeneratör gücü (N_{G1} , N_{G2}) büyüklükleri karşılaştırıldığına elde edilen sonuçların birbirini doğruladığı, yayımlanan daha önceki çalışmada ortaya konulmuştur [12]. Bu çalışmada ise bu moment ve güç eşitliklerinden faydalanılarak kanat eleman teorisine ve aktüatör disk momentum teorisine göre kanat yarıçapı, dişli çevrim oranı ve rüzgâr hızı gibi optimum rüzgâr türbin parametrelerinin (m_R , R_{opt} , V_{opt} , i_{opt}) eşitlikleri türetilmiştir. Bu eşitliklerden faydalanılarak referans alınan 2 MW güç kapasiteli bir rüzgâr türbini için kanatların optimum kütlesi (m_R), optimum kanat yarıçapı (R_{opt}), optimum dişli çevrim oranı (i_{opt}) ve optimum rüzgâr hızı (V_{opt}) tahmin edilmeye çalışılmıştır [14].

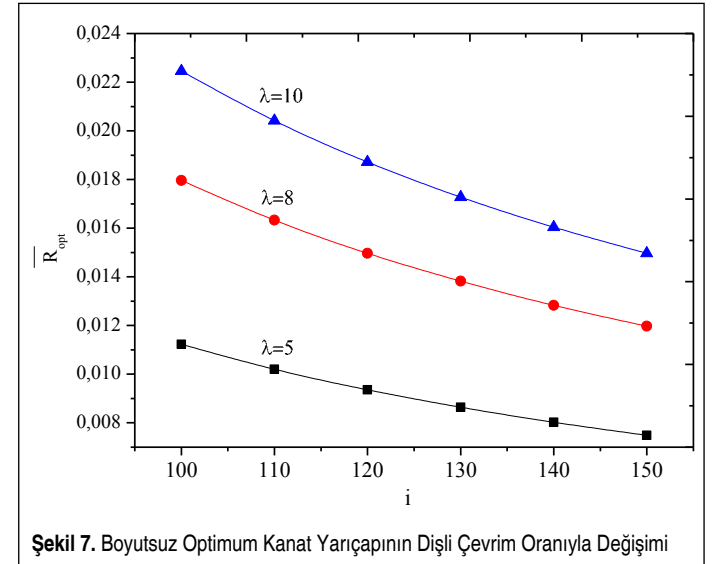
Güç katsayısının (C_p) 0.42 olduğu durum için uç-hız oranındaki (λ) değişimin boyutsuz optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) üzerine olan etkisi Şekil 6'da verilmiştir. Referans alınan 2 MW güç kapasiteli rüzgâr türbininin maksimum güç katsayısı (C_{pmaks}) 0.42 olduğundan bu değer esas alınarak $\bar{R}_{opt}$ belirlenmiş olup, uç-hız oranındaki (λ) artışın $\bar{R}_{opt}$ 'u lineer olarak artırdığı tespit edilmiştir. $i=100$ ve $\lambda=8$ için $\bar{R}_{opt}=0.019$ olmaktadır. $\rho=1.2$ kg/m³, $V=9$ m/s, $m_R=19500$ kg ve $\alpha_G=10$ rad/s² seçilip, $R_{opt} = (\bar{R}_{opt} m_R \alpha_G) / (\rho V^2)$ eşitliği kullanılarak boyutlu optimum kanat yarıçapı (R_{opt}) 38 m olarak bulunmuştur. Bu eşitlikten faydalanılarak aynı boyutsuz parametre ($\bar{R}_{opt}=0.019$) kulla-

nılıp geniş m_R , R , ρ ve α_G aralığında R_{opt} tahmin edilebilmektedir. Kanat eleman teorisine esas alınarak dişli çevrim oranındaki (i) değişimin boyutsuz optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) üzerine etkisi Şekil 7'de verilmiştir. Bu eğride güç katsayısı, $C_p=0.42$ değerinde doğrudan uç-hız oranının bir fonksiyonu olarak değil de deneysel metotlarla belirlenen bir parametre olarak değerlendirilmiştir. Eğriler değerlendirildiğinde dişli çevrim oranındaki (i) artışın $\bar{R}_{opt}$ 'u düşürdüğü belirlenmiştir. Ayrıca düşük uç hız oranlarında (λ), çevrim oranındaki (i) artışın $\bar{R}_{opt}$ 'a etkisinin daha az olduğu tespit edilmiştir. $i=110$ ve $\lambda=10$ olduğu durumda $\bar{R}_{opt} = 0.02$ olmaktadır. $m_R=19500$ kg, $V=9$ m/s, $\rho=1.2$ kg/m³ ve $\alpha_G=10$ rad/s² alınıp $R_{opt} = (\bar{R}_{opt} m_R \alpha_G) / (\rho V^2)$ eşitliği kullanılarak $R_{opt}=40$ m olarak belirlenmiştir [15, 16].

Eksenel indüksiyon faktörü (a) ve açısal indüksiyon fak-



Şekil 6. Boyutsuz Optimum Kanat Yarıçapının Uç-Hız Oranı ile Değişimi

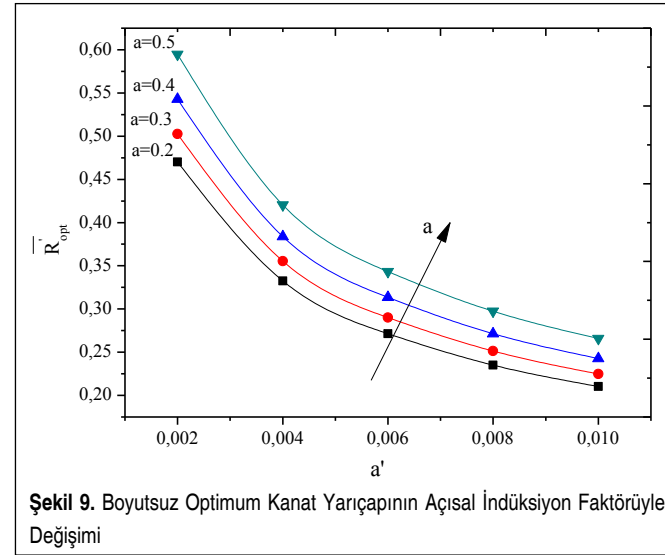


Şekil 7. Boyutsuz Optimum Kanat Yarıçapının Dişli Çevrim Oranı ile Değişimi

törü (a'), sırasıyla lineer momentum teorisi ve aktüatör disk momentum teorisi esas alınarak teorik veya deneysel yöntemlerle belirlenebilen aerodinamik katsayılar olup, a değeri 0.2-0.5 arasında; a' değeri ise 0.002-0.01 arasında değişmektedir [9, 17]. Eksenel indüksiyon faktöründeki (a) değişimin boyutsuz optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) üzerine olan etkisi Şekil 8'de verilmiş olup, a değerindeki artışın $\bar{R}_{opt}$ 'u artırdığı belirlenmiştir. $a=0.2$ ve $a'=0.002$ için $\bar{R}_{opt}=0.47$ olmaktadır. $m_R=19500$ kg, $\alpha=10$ rad/s², $\rho=1.2$ kg/m³, $V=9$ m/s ve $\omega=1.57$ rad/s olarak seçildiğinde boyutlu optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) 39 m olarak belirlenmiştir [14-17]. Kanat eleman teorisi esas alındığında $R_{opt}=40$ m iken, aktüatör disk momentum teorisi esas alındığında $\bar{R}_{opt}=39$ m olmaktadır. Bu durum, iki aerodinamik teori kullanılarak elde edilen sonuçların birbirini doğruladığını göstermektedir. Ayrıca aynı büyüklüklerin (m_R , V_{opt} , ρ , ω) kullanıldığı 2 MW güç kapasiteli rüzgâr türbininin kanat yarıçapı 39.5 m olarak verilmiş olup, elde edilen optimum kanat yarıçapı değerlerinin (R_{opt} , R'_{opt}) literatürdeki değerlerle de tutarlı olduğu belirlenmiştir [14].

Açısal indüksiyon faktöründeki (a') değişimin boyutsuz optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) üzerine olan etkisi incelendiğinde, a' 'deki artışın $\bar{R}_{opt}$ 'u düşürdüğü belirlenmiştir (Şekil 9). Açısal momentum teorisine dayanarak, eksenel indüksiyon faktörü (a) ve açısal indüksiyon faktörü (a') arasında bir ilişki bulunmaktadır [1]. Fakat bu katsayılar, aynı zamanda kanattaki aerofoillerin konumuna bağlı olarak PIV (Particle Image Velocimetry) yöntemiyle deneysel olarak da belirlenebilmektedir [17]. Bu sayede, bu iki parametre bağımsız birer parametre olarak değerlendirilerek parametrelerden biri sabit

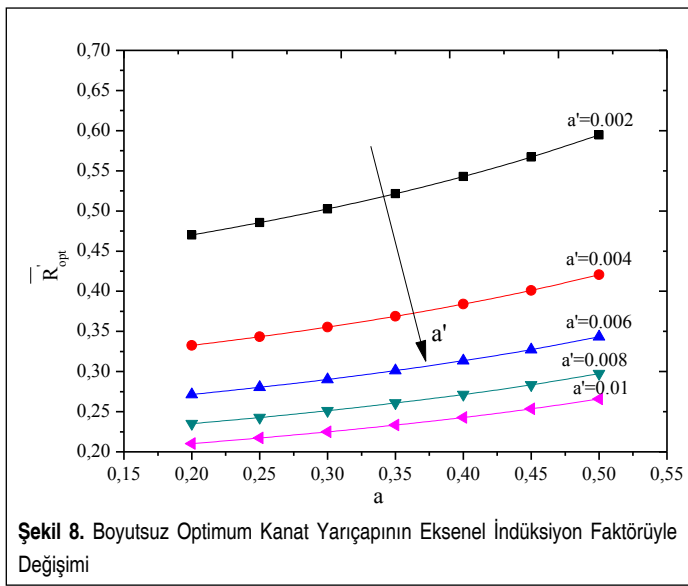
tutulup diğerinin boyutsuz optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) üzerine etkisi incelenebilmektedir. Şekil 9'dan seçilen indüksiyon faktörleriyle ($a'=0.002$, $a'=0.25$) boyutsuz optimum kanat yarıçapı $R'_{opt}=0.49$ olmakta olup, $\rho=1.2$ kg/m³, $V=9$ m/s, $m_R=19500$ kg, $\alpha=10$ rad/s² ve $\omega=1.57$ rad/s için boyutlu kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$) 40 m olarak bulunmaktadır. Belirlenen optimum kanat yarıçapı ($\bar{R}_{opt}$), referans alınan türbin kanat yarıçapına ($R=39.5$ m) çok yakındır. Bu durum da $\bar{R}_{opt}$ eşitliği kullanılarak kanat yarıçapının doğru tahmin edildiğini göstermektedir.



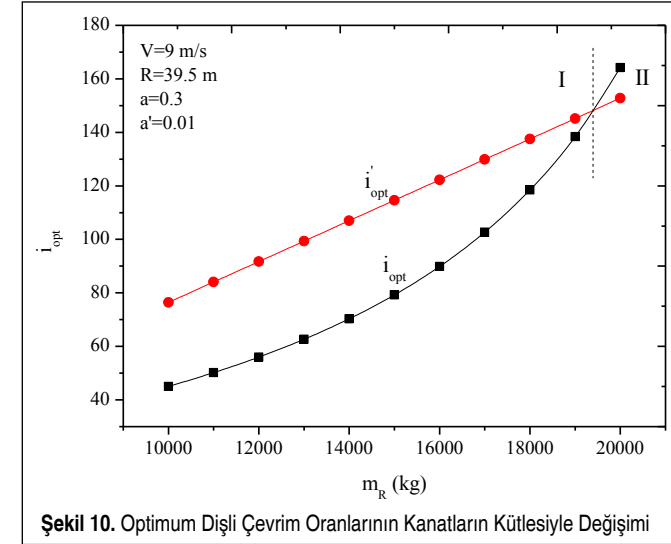
Şekil 9. Boyutsuz Optimum Kanat Yarıçapının Açısal İndüksiyon Faktörüyle Değişimi

Kanatların kütleindeki (m_R) değişimin iki farklı yaklaşımla (kanat eleman teorisi ve aktüatör disk momentum teorisi) belirlenen optimum çevrim oranlarına (i_{opt} ve i'_{opt}) etkisini belirlemek amacıyla Şekil 10 oluşturulmuştur. Şekildeki eğri, iki farklı bölgede analiz edilmiştir. I. bölgede, m_R 'nin artmasıyla i_{opt} ve i'_{opt} 'un arttığı ve bu parametrelerin büyüklüklerinin giderek birbirine yaklaştığı tespit edilmiştir. II. bölgede ise i_{opt} ve i'_{opt} değerleri giderek birbirinden uzaklaşmaktadır. Referans alınan 2 MW güç kapasiteli rüzgâr türbini için temel büyüklükler $m_R=19500$ kg, $R=39.5$ m ve $i=150$ şeklindedir [14]. Eğri üzerinden $m_R=19500$ kg için $i_{opt}=151$ ve $i'_{opt}=150$ olarak bulunmuştur. Referans alınan türbinin dişli çevrim oranıyla (i), optimum dişli çevrim oranının (i_{opt}) birbirine çok yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, uygulanan metodun doğru sonuç verdiğini göstermektedir. Bu dişli çevrim oranı değerine ($i_{opt}=150$) ulaşmak içinse, dişli kutusunda iki kademeli planet dişli sistemi veya üç kademeli helisel alın dişli sisteminin kullanılması önerilmektedir.

Rüzgâr türbinlerinde tasarım hızları, nominal elektriksel güç ($N_{E,R}$) üretimi amacıyla türbinin hangi rüzgâr hızında (V) güç üretimine başlayıp hangi rüzgâr hızında güç üretiminin durdurulması gerektiğini belirten hızlardır. Rüzgâr türbinlerinde



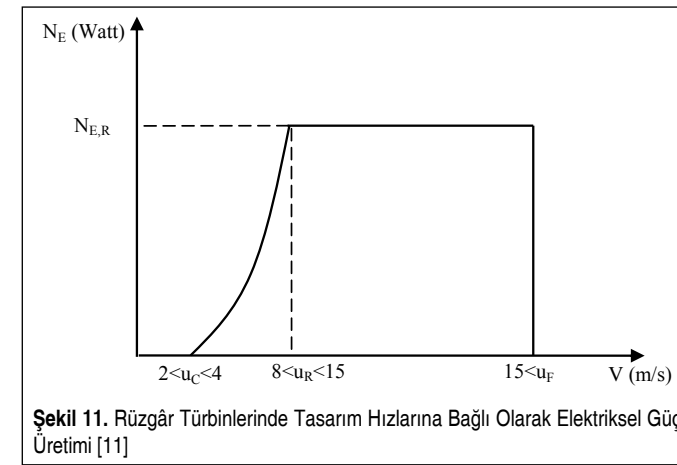
Şekil 8. Boyutsuz Optimum Kanat Yarıçapının Eksenel İndüksiyon Faktörüyle Değişimi



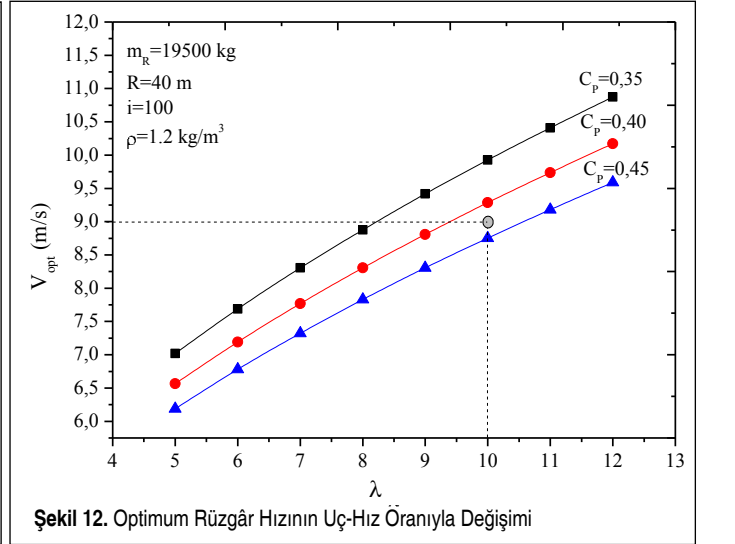
Şekil 10. Optimum Dişli Çevrim Oranlarının Kanatların Kütleyle Değişimi

maksimum elektriksel güç üretiminin ($N_{E,R}$) gerçekleştiği minimum rüzgâr hız değerine, nominal veya optimum hız (u_R) denilmektedir. Türbinde elektriksel güç üretiminin başladığı hız, devreye giriş hızı (u_C); türbinin çalışmasının durdurulduğu maksimum rüzgâr hız değerine ise devreden çıkış hızı (u_F) denilmektedir. Tasarım hızlarına bağlı olarak nominal elektriksel güç üretimi Şekil 11'de verilmiştir [11]. Bu bölümde, güç katsayısı ve uç-hız oranına bağlı olarak bu optimum hız (V_{opt}) değeri, diğer bir ifadeyle, nominal hız değeri (u_R) belirlenmeye çalışılmıştır.

Uç-hız oranı (λ) ve güç katsayısındaki (C_p) değişimin optimum rüzgâr hızı (V_{opt}) üzerine olan etkisi incelendiğinde, λ 'daki artışın V_{opt} 'u arttırdığı, C_p 'deki artışın ise V_{opt} 'u düşürdüğü belirlenmiştir (Şekil 12). Literatürde, üç kanatlı yatay eksenli rüzgâr türbinleri için maksimum güç katsayısı ($C_{p,max}$) 0.42 ve uç-hız oranı (λ) 10 olarak değerlendirilmektedir [5]. Aynı parametre büyüklükleri, Şekil 12'den seçildiğinde (interpolasyonla $C_p=0.42$, $\lambda=10$), optimum rüzgâr hızı (V_{opt}) 9 m/s olarak belirlenmektedir. Bu optimum hız değerinde, üç kanatlı yatay eksenli rüzgâr türbini nominal hıza ulaşmaktadır. Bu tip türbinler için nominal hız (u_R) 8-15 m/s arasında



Şekil 11. Rüzgâr Türbinlerinde Tasarım Hızlarına Bağlı Olarak Elektriksel Güç Üretimi [11]



Şekil 12. Optimum Rüzgâr Hızının Uç-Hız Oranı ile Değişimi

değiştiğinden, teorik yaklaşımla belirlenen optimum rüzgâr hızının (V_{opt}) literatürdeki nominal hız değeriyle (8-15 m/s) uyumlu olduğu tespit edilmiştir [11]. Sonuç olarak, optimum hız ve üstü rüzgâr hızlarında elektriksel gücün maksimum olduğu, optimum hızın altındaki rüzgâr hızlarında ise elektriksel gücün kademeli olarak azaldığı belirlenmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Geliştirilen rüzgâr türbin teorik modeline göre; aerodinamik teorilerden de (kanat eleman teorisi ve aktüatör disk momentum teorisi) faydalanılarak 2 MW güç kapasiteli bir rüzgâr türbini için optimum kanat yarıçapı (R_{opt}), optimum dişli çevrim oranı (i_{opt}) ve optimum rüzgâr hızı (V_{opt}) tahmin edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

1. Üretici kataloglarında belirtilen 2 MW güç kapasiteli yatay eksenli rüzgâr türbini için kanatların kütlesi (m_R) 19500 kg olup, yapılan hesaplamalarda bu güç kapasitesindeki bir rüzgâr türbini için optimum dişli çevrim oranı (i_{opt}) 150-151 olarak belirlenmiştir. Bu çevrim oranına ulaşılması içinse, dişli kutusunda üç kademeli helisel alın dişli sistemi veya iki kademeli planet dişli sistemi kullanılmalıdır.
2. 2 MW güç kapasiteli yatay eksenli bir rüzgâr türbini için kanat yarıçapı (R) kataloglarda 39.5 m olarak belirtilmektedir. Geliştirilen teorik modele göre optimum kanat yarıçapı (R_{opt}) ise yaklaşık 40 m olarak tespit edilmiştir. Bu durum, referans alınan türbinin kanat yarıçapının doğru tahmin edildiğini göstermektedir.
3. Bu teorik yaklaşımla, farklı güç kapasitelerine sahip rüzgâr türbinleri için de optimum kanat yarıçapı (R_{opt}) ve optimum dişli çevrim oranı (i_{opt}) tahmin edilebilmektedir.
4. 2 MW güç kapasiteli yatay eksenli rüzgâr türbini için referans alınan türbin parametrelerine ($C_p=0.42$, $\lambda=10$, $m_R=19500$ kg, $R=39.5$ m) göre optimum rüzgâr hızı veya

nominal hız (V_{opt}) 9 m/s olarak tespit edilmiştir. Literatürde ise üç kanatlı yatay eksenli rüzgâr türbinleri için nominal hız (optimum hız) değeri 8-15 m/s arasında değişmektedir [11]. Sonuç olarak, çalışmada belirlenen optimum rüzgâr hızı (nominal hız) değerinin literatürle uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Optimum hız ve üstü rüzgâr hızlarda, elektriksel güç üretiminin maksimum olduğu, optimum hızın altındaki rüzgâr hızlarında ise elektriksel güç üretiminin kademeli olarak azaldığı belirlenmiştir.

5. Teorik modelin türbin tasarımı için esas alınabileceği çok iddialı olmakla birlikte, rüzgâr türbini temel büyüklüklerinin tahmin edilmesi açısından gerçeğe yakın bir yaklaşım göstermektedir. Teorik model, tasarım için kullanılacak bir model olarak tavsiye edilmektedir.

SEMBOLLER

Latin Harfleri

a	Eksenel indüksiyon faktörü (-)
a'	Açısal indüksiyon faktörü (-)
C_p	Güç katsayısı (-)
$I_{eş}$	Eşdeğer kütleli atalet momenti (kgm^2)
I_G	Jeneratörün kütleli atalet momenti (kgm^2)
I_R	Kanatların kütleli atalet momenti (kgm^2)
i	Dişli çevrim oranı (-)
i_{opt}	Optimum dişli çevrim oranı (-)
K_t	Türbin etkinlik katsayısı (-)
m_R	Kanatların kütlesi (kg)
N	Rüzgâr gücü (W)
N_G	Jeneratör gücü (W)
N_R	Kanatlar tarafından rüzgârdan edinilen güç (W)
R	Kanat yarıçapı (m)
R_{opt}	Optimum kanat yarıçapı (m)
T_G	Jeneratör momenti (Nm)
T_R	Kanatlar tarafından rüzgâr elde edilen moment (Nm)
V	Rüzgâr hızı (m/s)
V_{opt}	Optimum rüzgâr hızı (m/s)

Yunan Harfleri

α_G	Yüksek hızlı şaftın açısal ivmesi (rad/s^2)
α_R	Kanatların açısal ivmesi (rad/s^2)
η_d	Dişli verimi (-)
λ	Uç-hız oranı (-)
ρ	Hava yoğunluğu (kg/m^3)
ω	Kanatların açısal hızı (rad/s)
ω_G	Yüksek hızlı şaftın açısal hızı (rad/s)

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Ondokuz Mayıs Üniversitesi PYO. MUH.1904.11.004 numaralı proje ile desteklenmiştir. Katkılarından dolayı Ondokuz Mayıs Üniversitesi'ne teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

1. **Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E.** 2001. Wind Energy Handbook, John Wiley&Sons, London, England.
2. **Şenel, M. C.** 2012. "Yatay Eksenli Rüzgâr Türbinlerinin Tasarım Esasları-Dinamik Davranış," Yüksek Lisans Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Samsun.
3. **Yılmaz, S.** 2008. "Eğilme-Burulma Bağlısımlı Rüzgâr Türbini Pala Tasarımı," Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
4. **Manwell, J. F., McGowan, J. G., Rogers, A. L.** 2002. Wind Energy Explained, Theory Design and Application, John Wiley&Sons, London, England.
5. **Hau, E.** 2006. Wind Turbines Fundamentals, Technology, Application, Economics, Springer-Verlag, Berlin, Germany.
6. **Ackermann, T., Söder, L.** 2000. "Wind Energy Technology and Current Status: A Review," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 4, no. 5, p. 315-374.
7. **Morcos, V. H.** 1994. "Aerodynamic Performance Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines," Renewable Energy, vol. 4, no. 5, p. 505-518.
8. **Maalawi, K. Y., Badawy, M. T. S.** 2001. "A Direct Method for Evaluating Performance of Horizontal Axis Wind Turbines," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 5, no. 2, p. 175-190.
9. **Hansen, M. O. L.** 2008. Aerodynamics of Wind Turbines, Earthscan, London, England.
10. **Emniyetli, G.** 2007. "Evsel Elektrik İhtiyacının Karşlanması için Rüzgâr Türbini Tasarımı," Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
11. **Güneş, İ. İ.** 2006. "Bir Rüzgâr Türbininin Modellenmesi, Simülasyonu ve Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, Gebze İleri Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
12. **Şenel, M. C., Koç, E.** 2014. "Yatay Eksenli Rüzgâr Türbinlerinin Dinamik Davranışı-Teorik Bir Model," Dicle Üniversitesi Mühendislik Dergisi, cilt 5, sayı 1, s. 69-80.
13. **Morren, J., Pierik, J., Haan, S. W. H.** 2006. "Inertial Response of Variable Speed Wind Turbines," Electric Power Systems Research, vol. 76, no. 11, p. 980-987.
14. **Vestas V80 Wind Turbine**, www.vestas.com/en/media/brochures.aspx, son erişim tarihi: 27. 3. 2014.
15. **González, A. G., Agiriano, I. E., Zulueta, E., Echavarri, F. O., Guede, J. M. P.** 2014. "Pitch Based Wind Turbine Intelligent Speed Setpoint Adjustment Algorithms," Energies, vol. 7, p. 3793-3809.
16. **Johnson, K. E.** 2004. "Adaptive Torque Control of Variable Speed Wind Turbines," National Renewable Energy Laboratory (NREL), Technical Report, Colorado, USA.
17. **Akon, A. F.** 2012. "Measurement of Axial Induction Factor for a Model Wind Turbine," Department of Mechanical Engineering University of Saskatchewan, Master of Science, Saskatchewan, Canada.

SÜRÜCÜ VE SÜRÜCÜ KOLTUĞU İLE BİRLİKTE MODELLENMİŞ BİR ÇEYREK TAŞIT MODELİ İÇİN H_∞ KONTROLCÜ TASARIMI

Mustafa Çay

Altınay Robot Teknolojileri San. ve Tic. A. Ş.,
İstanbul

mucay67@hotmail.com

ÖZ

Bu çalışmada, sürücü ve sürücü koltuğu ile beraber modellenmiş çeyrek taşıt modeli için optimum bir durum geri beslemeli H_∞ kontrolcü tasarımı araştırılmıştır. Kontrolör olarak H_∞ seçilmesinin nedeni, modern bir kontrol yöntemi olmasıdır. Öncelikle, sürücü koltuğu ve temel insan uzuvlarının modellenildiği bir dinamik çeyrek taşıt modeli geliştirilmiştir. Modelin hareket diferansiyel denklemleri türetilmiş ve durum uzayı formatında gösterilmiştir. Doğrusal matris eşitsizliği (DME) tabanlı durum geri beslemeli H_∞ kontrolcü sentezi ve buna bağlı olarak kontrolörün tasarımı yapılmıştır. Yol durumunun benzetimi için sisteme, bozucu yol girişi olarak bant-sınırlı beyaz gürültü uygulanmıştır. Ayrıca sistemin birim basamak cevabı incelenmiştir. Önerilen H_∞ kontrolörün pasif durum ile karşılaştırılması neticesinde, bozucu girişi olan tümsek, çukur vb. yol şartlarının, sürücü gövdesi üzerindeki etkilerinin azaltılmasında başarılı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: H_∞ kontrolcü, yalmip, sedumi, çeyrek taşıt

H_∞ CONTROLLER DESIGN FOR A QUARTER VEHICLE MODEL THAT MODELLED WITH DRIVER AND DRIVER SEAT

ABSTRACT

In this study, an optimal state feedback H_∞ controller design researched for a quarter vehicle that is modelled with driver and driver seat. According to modern control methods, H_∞ selected as a controller. Firstly, a dynamic quarter vehicle model which is modelled with driver seat and basic human limbs developed. Motion differential equations was derived and showed in the form of state-space. Linear matrix inequality (LMI) based state feedback H_∞ controller synthesis was derived and according to this synthesis, designed a controller. For road roughness simulation, band-limited white noise vibration was applied to the system. Also, the response of unit step input was investigated. When we compare the passive and controlled vehicle, it is observed that the recommended H_∞ controller gives successful results for reducing the vibration effects from road conditions like pothole, bump shocks etc. on driver body.

Keywords: H_∞ controller, yalmip, sedumi, quarter vehicle

Geliş tarihi : 17.01.2016

Kabul tarihi : 13.04.2016

1. GİRİŞ

Taşıtlarda sürüş konforunun, yoldan gelen bozucu etkiler nedeniyle değişkenlik göstermesi kaçınılmaz bir sonuçtur. Gerek günümüzdeki rekabet ortamı, gerekse de bu etkilerin sürücü sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri nedeniyle taşıt süspansiyon sistemlerinin iyileştirilmesi her zaman güncelliğini koruyan bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Taşıtlarda aktif titreşim kontrolü için PID, LQR, LQG, H_∞ , H_2 , bulanık mantık (fuzzy logic), μ -sentez vb. kontrolörler kullanılabilir.

H_∞ kontrolcü, 1981 yılından sonra ilerleme kaydeden bir alan olmuştur. Literatürde, sisteme gelen bozucuların sistem cevabı üzerindeki etkisini azaltmanın optimal bir yolu olarak, bozuculardan kontrol edilmek istenen çıkışlara transfer fonksiyonları matrisinin, H_∞ normunu minimum yapma işlemi "standart H_∞ optimal kontrol problemi" olarak tanımlanmaktadır. H_∞ normunu minimum yapan kontrolör algoritmalarının çözümünün yapılabilmesi için yeni sayısal yöntemler ve paket yazılımların geliştirilmesi zorunlu olmuştur [1]. Bu çalışmada da modern bir kontrol yöntemi olması sebebiyle H_∞ kontrolcü üzerine araştırma yapılmıştır.

Onat ve arkadaşları [2], bir çeyrek taşıt modeli geliştirip, bozucu etkilere karşı ayrı ayrı LQR ve H_∞ kontrolcü tasarlamışlardır. Her iki kontrolöründe pasif duruma göre daha üstün olduğunu göstermişlerdir. Ancak taşıta öngörülenden daha fazla yolcu binmesi durumu gibi ağırlıkta artışa neden olabilecek durumlarda, LQR kontrolcünün performansının düştüğünü; ancak H_∞ kontrolcü performansının neredeyse aynı kaldığını ve bu nedenle bu problem için en uygun kontrolörün H_∞ kontrolcü olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Bu çalışmada, sadece taşıt ve tekerlek gövdesi modellenmiş olup, bozucu yol girişinin sürücü üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

Özdemir ve Maden [3], bir çeyrek taşıt modeli geliştirip, bozucu etkilere karşı durum geri beslemeli ve sistemin tüm durumlarının ölçülebildiği kabulü ile gözleyicili bir LQR kontrolör tasarlamışlardır. Kontrolcüsüz sistemin oldukça fazla aşım yapması ve sönümleme zamanının uzun olması sebebiyle, kontrolcü tasarımı araştırılmış olup, kontrolcülü durumun kontrolcüsüz duruma göre daha iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. Bu çalışmada, bozucu yol girişinin sürücü üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

Zhao ve arkadaşları [4], bozucu etkileri altında bir sistem için insan vücuduna etki eden titreşimlerin etkilerinin azaltılabilmesi amacıyla, robust kontrollü, saturasyon ve eyleyicili bir durum geri beslemeli kontrolör tasarımı yapmışlardır.

Azeloğlu ve Sağırılı [5], krenlerde deprem kaynaklı yapısal titreşimlerin azaltılması için H_2 ve H_∞ kontrolörlerin beraber kullanıldığı bir aktif titreşim kontrolü yapmışlardır. Etkisi önceden bilinmeyen deprem olayında H_∞ kontrolörün ilk etkiyi

sönümleme açısından oldukça başarılı olduğunu göstermişlerdir. Ancak, kontrolcü kuvvetlerinin uygulanabilir olmasına rağmen, yüksek olduğunu ve bunun düşürülmesi için çalışma yapılması gerektiğini vurgulamışlardır. Bu çalışmada incelenen konteyner vincinin, yukarıdan kabin içersinden operatör kontrollü olarak çalışması yüksek ihtimalli olup, oluşturulan model, bu kabin ve içersindeki operatöre bozucu etkilerini içerecek şekilde değildir.

Du ve arkadaşları [6], sürücü ve sürücü koltuğunun tam olarak modellendiği bir çeyrek taşıt modeli geliştirmişlerdir. Bozucu yol girişi olarak, gerçeğe yakın bir yaklaşımla, ISO2631' de verilen yol pürüzlülüğünü kullanmışlardır. Buna karşılık, durum geri beslemeli saturasyonlu bir H_∞ kontrolcü ve çıkış geri beslemeli bir statik H_∞ kontrolcü tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu koşullar altında tasarlanmış çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcünün işlevini çok iyi bir şekilde yerine getirdiğini göstermişlerdir.

Çakan [7], karayolu taşıtlarında sürüş konforu ve güvenliğinin arttırılabilmesi için yoldan gelen bozucuların neden olduğu titreşimlerin aktif kontrolü için doğrusal eyleyicili bir yöntem sunmuştur. Bunun için bir çeyrek taşıt modeli oluşturmuş ve kontrolör olarak PID ve Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık Kontrol (YSABM) seçilmiştir. Yoldan gelen farklı fonksiyonlarda bozucuların etkisi altında, bu kontrolcülerin karşılaştırmasını yapmıştır. MATLAB ve ADAMS yazılımları kullanılarak yapılan analizler neticesinde, genel olarak Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık kontrolcünün, PID kontrolcüye göre daha üstün olduğunu göstermiştir. Çalışma, yoldan gelen titreşimlerin sürücü üzerindeki etkilerini incelememektedir.

Gündüz [8], bir çeyrek taşıt modeli geliştirip, aktif süspansiyon sistemine ait üç farklı parametre kümesine sahip durum geri beslemeli LQR kontrolcü tasarlamış ve performans çıktılarını pasif durum çıktıları ile karşılaştırmıştır. Benzer analizleri basit Sky-Hook yöntemini kullanarak da yapmıştır. Çalışmada incelenen farklı değerlerde üç performans kriterinin hepsinin geniş bant frekans aralığında iyileştirilmesinin mümkün olmadığını görmüştür. Geniş bant frekans aralığında en fazla iki parametrenin iyileştirilebildiğini; ancak, dar bant frekans aralıklarında üç performans çıktısının da iyileştirilebildiği sonucuna ulaşmıştır. Sonuç olarak, lineer bir kontrolcü yerine, farklı bant aralıklarında farklı davranabilen non-lineer kontrolcü tasarımı yapılmasıyla çok daha yüksek performanslı sistemler oluşturulabileceğini belirtmiştir.

Arslan ve Uyurlu [9], iki serbestlik dereceli bir çeyrek taşıt modeli geliştirip, kontrolör ile yoldan gelen bozucuları bastırmayı hedeflemişlerdir. H_∞ ve μ -sentez kontrolör tasarlayarak pasif durum ile beraber, frekans ve zaman alanı cevaplarını karşılaştırmışlardır. μ -sentez tabanlı sistemin performansının, H_∞ kontrolörlü veya pasif sistemlere göre daha iyi olduğu so-

nucuna varmışlardır. Yoldan gelen bozucuların, sürücü üzerinde etkileri incelenmemiştir.

Karadeniz ve arkadaşları [10], otonom bir helikopterin bozucu etkiler altında, askıda kalma halini koruyabilmesi için doyumlu eyleyiciye sahip durum geri beslemeli H_∞ kontrolör tasarlamışlardır. Tasarlanan kontrolörün, en kötü durum senaryolarında, bozucu bastırma performansının yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir.

Onat ve arkadaşları [11], bir çeyrek taşıt modeli için süspansiyon parametrelerine bağlı olarak H_∞ kontrol temeline dayalı lineer kazançlı bir kontrolcü tasarlamışlardır. Süspansiyon sapması ve taşıt gövdesinin hızını geri beslemişlerdir. Ayrıca, hem frekans hem de zaman alanında bir non-lineer kontrolcünün tasarlanmasıyla birden fazla performans kriterinin aynı anda iyileştirilebileceğini göstermişlerdir. Frekans cevaplarını incelediklerinde, süspansiyon sapması yerine ivme odaklı kontrolcünün yol tutuş performansı açısından daha iyi olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Çok kötü yol şartlarında ise süspansiyon sapmasını minimize ederek sürücü konfor kayıplarının engellenebileceğini gözlemlemişlerdir.

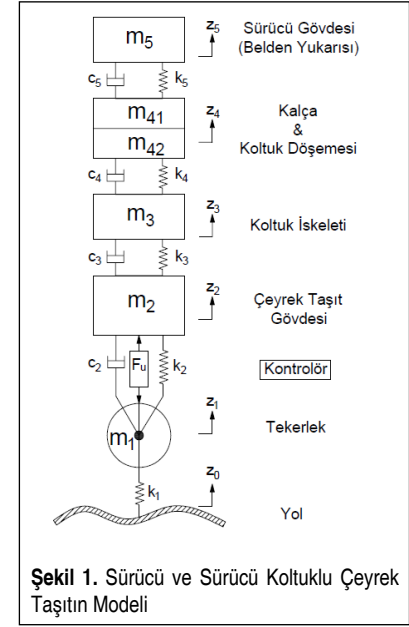
Literatürde birçok çeyrek taşıt modeli incelemesi olmasına rağmen, bu çalışmalarda genellikle taşıt gövdesi incelenmiş olup, bozucu yol etkisinin sürücü üzerindeki etkilerini inceleyen çalışmalar daha azdır. Bu durum, yazarı bu konuda inceleme yapmaya motive etmiştir.

Bu çalışmada, ticari amaçlı bir taşıt (örneğin bir kamyonet) çeyrek modeli, sisteme sürücü ve sürücü koltuğu ilave edilmesi ile biraz daha geliştirilmiş ve yolun bozucu etkilerinin bastırılması için uygun bir durum geri beslemeli H_∞ kontrolör tasarlanmıştır. Sistemin frekans alanı, zaman alanı ve birim basamak cevapları incelenmiştir. Tasarlanan kontrolcünün, amacına uygun olarak, yoldan gelen bozucuların sürücü üzerindeki etkilerini azalttığı ve pasif duruma göre çok daha başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür.

2. MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada, Şekil 1'de görüldüğü üzere, sürücü koltuğu ve sürücüyü de içeren beş serbestlik dereceli bir çeyrek taşıtın titreşim modeli geliştirilmiştir.

Şekil 1'de, model üzerinde görülen m_1 , m_2 , m_3 , m_4 ve m_5 kütleleri sırasıyla, tekerlek, çeyrek taşıt gövdesi, koltuk iskeleti, kalça ve koltuk döşemesi ve sürücü gövdesini (belden yukarısı) belirtmektedir. Burada m_4 kütle, kalça ve koltuk döşemesi kütlelerinin toplamına eşittir. Yani $m_4 = m_{41} + m_{42}$ 'dir. k ve c sabitlerinin her biri sırasıyla görülen kısma ait yay sabitleri ve sönüm katsayılarıdır. Tekerleğin sönüm etkisi ihmal edilmiştir. Tüm kütlelere ait yerdeğiştirmeler sırasıyla z_i indisi



Şekil 1. Sürücü ve Sürücü Koltuklu Çeyrek Taşıtın Modeli

ile gösterilmiştir. F_u , kontrolcü kuvvetini göstermektedir. Özel olarak z_0 parametresi, bozucu yol girişini temsil etmektedir. Problemin çözümü'nün kolaylaştırılması açısından modelde, titreşimin yatay etkileri ihmal edilmiş ve tekerleğe yalnızca dik doğrultuda titreşimler etki ettiği kabul edilmiştir.

Sistemin hareketinin diferansiyel denklemleri Lagrange Yöntemi kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 - k_2 (z_2 - z_1) - c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = k_1 z_0 - F_u \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (z_2 - z_1) - k_3 (z_3 - z_2) + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) = F_u \quad (3)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 + k_3 (z_3 - z_2) - k_4 (z_4 - z_3) + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) - c_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_3) = 0 \quad (4)$$

$$m_4 \ddot{z}_4 + k_4 (z_4 - z_3) - k_5 (z_5 - z_4) + c_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_3) - c_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_4) = 0 \quad (5)$$

$$m_5 \ddot{z}_5 + k_5 (z_5 - z_4) + c_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_4) = 0 \quad (6)$$

Ek'te hareket denklemlerinin türetildiği, sistemin toplam kinetik, toplam potansiyel ve toplam sönüm enerjisi denklemleri mevcuttur. Sistemi durum-uzay formatında gösterebilmek için durum değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$X_1 = z_1$$

$$X_2 = z_2$$

$$X_3 = z_3$$

$$X_4 = z_4$$

$$X_5 = z_5$$

$$X_6 = \dot{z}_1 = \dot{X}_1$$

$$X_7 = \dot{z}_2 = \dot{X}_2$$

$$X_8 = \dot{z}_3 = \dot{X}_3$$

$$X_9 = \dot{z}_4 = \dot{X}_4$$

$$X_{10} = \dot{z}_5 = \dot{X}_5$$

Açık çevrim sistem, durum geri beslemeli H_∞ kontrol problemi için, durum uzay formu (7) ve (8) numaralı eşitliklerde gösterildiği gibidir.

$$\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \quad (7)$$

$$z = C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \quad (8)$$

Bu eşitliklerde $w \in \mathbb{R}^{mxw}$ bozucu girişi, $u \in \mathbb{R}^{mxu}$ kontrol girişi ve $z \in \mathbb{R}^p$ performans çıkışıdır.

A, B₁ ve B₂ matrisleri sırasıyla aşağıda belirtilmektedir.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_1 - k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 & 0 & \frac{-c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2 - k_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & 0 & 0 & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2 - c_3}{m_2} & \frac{c_3}{m_2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_3}{m_3} & \frac{-k_3 - k_4}{m_3} & \frac{k_4}{m_3} & 0 & 0 & \frac{c_3}{m_3} & \frac{-c_3 - c_4}{m_3} & \frac{c_4}{m_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_4}{m_4} & \frac{-k_4 - k_5}{m_4} & \frac{k_5}{m_4} & 0 & 0 & \frac{c_4}{m_4} & \frac{-c_4 - c_5}{m_4} & \frac{c_5}{m_4} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_5}{m_5} & \frac{-k_5}{m_5} & 0 & 0 & 0 & \frac{c_5}{m_5} & \frac{-c_5}{m_5} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (9)$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{m_1} & \frac{-1}{m_2} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

(8) numaralı eşitlikte belirtilen performans çıkışında C₁, çıkış matrisidir ve farklı C₁ kombinasyonları için farklı sonuçlara ulaşılır. Optimize edilmek istenen çıkışa bağlı olarak değişkendir. Genel bir kural olarak, D₁₁ = [0] alınabilmektedir. D₁₂ ise kontrolcü müdahalesini gösteren giriş matrisidir ve optimum kontrolcü için aranan değerler D₁₂ matrisinin değiştirilmesi ile bulunabilmektedir.

Kontrol kanunu $u(t) = Kx(t)$ gibi, durumların doğrusal bir fonksiyonu olduğunda kapalı çevrim sistem şu şekilde belirtilebilir:

$$\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 Kx \quad (10)$$

$$z = C_1 x + D_{11} w + D_{12} Kx \quad (11)$$

Buradan (12) ve (13) numaralı eşitliklerin türetilbileceği açıktır.

$$\dot{x} = (A + B_2 K)x + B_1 w \quad (12)$$

$$z = (C_1 + D_{12} K)x + D_{11} w \quad (13)$$

Böylece T_{zw} , w(t) girişlerden z(t) çıkışlarına transfer fonksiyonları matrisi olmak üzere, H_∞ durum geri beslemeli kontrolcü tasarımı;

a) Kapalı çevrim sistemi iç kararlıdır.

b) $\|T_{zw}\|_{\infty} < \gamma$ olacak şekilde bir denetleyici aranır.

3. DURUM GERİ BESLEMELİ H_∞ KONTROLÇÜ TASARIMI

Problemın çözümünde durum geri beslemeli H_∞ kontrolcü kullanılacaktır. Bu çalışmada, çıkış geri beslemeli kontrolcü yerine durum geri beslemeli kontrolcü kullanılmasının sebebi, problemde esas itibarıyla incelediğimiz sürücünün kafa ve vücut pozisyonunun, bozucu etkileri altında etkin şekilde ölçümünün sağlanıp, geri besleme verilmesinin pek mümkün olmamasından veya çok zor olmasından kaynaklanmaktadır. Durum geri besleme, çıkış geri besleme kadar efektif olmasa da ucuz ve daha kolay bir yöntemdir. Bu çalışmada incelediğimiz problem için nispeten daha uygulanabilir.

H_∞ performans problemi, kapalı çevrim sistemi kararlı kılarak, sistemin girişlerinden çıkışlarına transfer fonksiyonları matrisinin sonsuz normu olan $\|T_{zw}\|_{\infty}$ 'u γ gibi bulunabilecek en küçük pozitif skalerden daha küçük yapacak bir kontrolör bulmaktır [12, 13]. Bir sistemin H_∞ normu;

$$\|G\|_{\infty} = \frac{\|z\|_2}{\|w\|_2} \leq \gamma \quad (14)$$

şeklinde. Buradan H_∞ performans kriterini aşağıdaki forma getirebiliriz.

$$\|z\|_2^2 \leq \gamma^2 \|w\|_2^2 \quad (15)$$

$$z^T z - \gamma^2 w^T w < 0$$

Lyapunov kararlılık kriteri ve H_∞ performans kriterini birlikte değerlendirecek;

$$\dot{V}(xt) + z^T z - \gamma^2 w^T w < 0 \quad (16)$$

eşitsizliğine ulaşabiliriz. Aday Lyapunov fonksiyonu, tanımı gereği $V(xt) = x^T P x$ olduğuna göre, bu ifadenin türevini alırsak;

$$\dot{V}(xt) = \dot{x}^T P x + x^T P \dot{x} \quad (17)$$

olacaktır. (17) eşitliğini kullanarak (16) numaralı kriteri tekrar yazarsak;

$$\dot{x}^T P x + x^T P \dot{x} + z^T z - \gamma^2 w^T w < 0 \quad (18)$$

elde edilebilir. (12) numaralı kapalı çevrim sistem denklemini (18) eşitsizliğinde yerine yazarsak;

$$\begin{aligned} & [(A + B_2 K)x + B_1 w]^T P x + x^T P [(A + B_2 K)x + B_1 w] + \dots \\ & \dots + [(C_1 + D_{12} K)x + D_{11} w]^T [(C_1 + D_{12} K)x + D_{11} w] - \dots \\ & \dots - \gamma^2 w^T w < 0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & (x^T (A + B_2 K)^T + w^T B_1^T) P x + x^T P (A + B_2 K)x + \dots \\ & \dots + x^T P B_1 w + [x^T (C_1 + D_{12} K)^T + w^T D_{11}^T] \dots \\ & \dots [(C_1 + D_{12} K)x + D_{11} w] - \gamma^2 w^T w < 0 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & x^T (A + B_2 K)^T P x + w^T B_1^T P x + x^T P (A + B_2 K)x + \dots \\ & \dots + x^T P B_1 w + x^T (C_1 + D_{12} K)^T (C_1 + D_{12} K)x + \dots \\ & \dots + x^T (C_1 + D_{12} K)^T D_{11} w + w^T D_{11}^T (C_1 + D_{12} K)x + \dots \\ & \dots + w^T D_{11}^T D_{11} w - \gamma^2 w^T w < 0 \end{aligned} \quad (21)$$

eşitsizliği elde edilir. (21) ifadesini kuadratik formdan matris formuna getirirsek aşağıdaki gibi bir ifade elde etmiş oluruz.

$$\begin{bmatrix} x^T & w^T \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Pi_{11} & \Pi_{12} \\ \Pi_{21} & \Pi_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ w \end{bmatrix} < 0 \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{11} &= (A + B_2 K)^T P + P(A + B_2 K) + (C_1 + D_{12} K)^T (C_1 + D_{12} K) \\ \Pi_{12} &= P B_1 + (C_1 + D_{12} K)^T D_{11} \\ \Pi_{21} &= B_1^T P + D_{11}^T (C_1 + D_{12} K) \\ \Pi_{22} &= -\gamma^2 I + D_{11}^T D_{11} \end{aligned}$$

(22) eşitsizliğinin Schur tümleyeni ile sağından ve solundan P⁻¹ ile çarpılması sonucunda;

$$\begin{aligned} & P^{-1}(A + B_2 K)^T + (A + B_2 K)P^{-1} + P^{-1}(C_1 + D_{12} K)^T (C_1 + D_{12} K)P^{-1} - \dots \\ & \dots - (B_1 P^{-1} + P^{-1}(C_1 + D_{12} K)^T D_{11} (\gamma^2 I + D_{11} D_{11}^T)^{-1} (B_1^T + D_{11}^T (C_1 + D_{12} K)P^{-1}) < 0 \end{aligned} \quad (23)$$

elde edilir. $x = P^{-1}$ dönüşümü yapılarak;

$$\begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} \end{bmatrix} < 0 \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{11} &= (A + B_2 K)x + x(A + B_2 K)^T + x(C_1 + D_{12} K)^T (C_1 + D_{12} K)x \\ \Phi_{12} &= B_1 + x(C_1 + D_{12} K)^T D_{11} \\ \Phi_{21} &= B_1^T + D_{11}^T (C_1 + D_{12} K)x \\ \Phi_{22} &= -\gamma^2 I + D_{11}^T D_{11} \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} (A + B_2 K)x + x(A + B_2 K)^T & B_1 \\ B_1^T & -\gamma I \end{bmatrix} + \frac{1}{\gamma I} \left[\frac{x(C_1 + D_{12} K)^T}{D_{11}^T} \right] [(C_1 + D_{12} K)x \quad D_{11}] < 0$$

olmak üzere iki adet DME elde edebiliriz. Yine Schur tümleyeni ile (24) ile belirtilen DME'leri açarsak;

$$\begin{bmatrix} (A + B_2 K)x + x(A + B_2 K)^T & B_1 & x(C_1 + D_{12} K)^T \\ B_1^T & -\gamma I & D_{11}^T \\ (C_1 + D_{12} K)x & D_{11} & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (25)$$

elde edilir. Dışbükeyliği sağlamak için $W = KX$ dönüşümü yapıldığında aşağıdaki DME elde edilir.

$$\begin{bmatrix} AX + XA^T + B_2 W + W^T B_2^T & B_1 & xC_1^T + W^T D_{12}^T \\ B_1^T & -\gamma I & D_{11}^T \\ C_1 X + D_{12} W & D_{11} & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (26)$$

Sonuç itibarıyla, bu DME'yi çözen K ve X matrisleri bulunabiliyorsa, ilgili sistem için bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirilebilir.

4. NÜMERİK SİMÜLASYON ÇALIŞMASI

Bir önceki bölümde elde ettiğimiz durum geri beslemeli H_∞ kontrolörün ne kadar etkin çalıştığını anlayabilmek için, matematik modelini oluşturduğumuz çeyrek taşıt modelini, belirli parametrelerin sayısal değerlerini atayarak inceleyebiliriz.

Taşıt olarak toplam boş ağırlığı 2.5 ton olan bir kamyonet (pickup) analiz edilecektir. İnceleyeceğimiz probleme ait tasarım parametreleri Tablo 1'de görülmektedir. Tablo 1'de görülen insan bedenine ait biyodinamik parametreler ile koltuk döşeme ve iskeletine ait parametreler [4] referansında belirtildiği şekliyle değiştirilmeden kullanılmıştır. Diğer parametreler gerçeğe yakın olacak şekilde seçilmiştir.

Yol girişi olarak genişliği 1x10⁻⁶ m olacak şekilde bozucu sinyal (band-limited white noise) girilmiştir. Sürücü gövdesinin hareketlerinin optimize edilerek, bozucu sinyallerinin bastırılmasına yönelik (8) eşitliğinde verilen performans çıkışı parametrelerinden C₁, D₁₁ ve D₁₂ matrisleri aşağıdaki gibidir:

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{11} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$D_{12} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 4.9 \times 10^{-4} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 4.9 \times 10^{-4}]^T \quad (27)$$

Bu aşamada, kontrolcü tasarımı için Matlab-Simulink yazılımı kullanılmıştır. DME'lerin çözümü için Matlab altında çalışabilen DME çözücüsü YALMIP ve ikinci mertebeden koni programlama modülü SEDUMI kullanılmıştır.

Yarı tanımlı programlama tekniği ile çözüme gidebilmek için

Tablo 1. Sistem Parametrelerinin Sayısal Değerleri

Kütle Parametreleri	Sönüm Parametreleri	Rijitlik Parametreleri
$m_1=55$ kg	-	$k_1=160000$ N/m
$m_2=625$ kg	$c_2=2350$ Ns/m	$k_2=16000$ N/m
$m_3=15$ kg	$c_3=830$ Ns/m	$k_3=31000$ N/m
$m_4=8.8$ kg	$c_4=200$ Ns/m	$k_4=18000$ N/m
$m_5=43.4$ kg	$c_5=1485$ Ns/m	$k_5=44130$ N/m

problem kısıtlarımız, (26) DME'si ve $X>0$ şartı olacaktır. Kodun çözdürülmesi ile kapalı çevrim kontrol kazancı ve γ aşğıdaki gibi elde edilmiştir:

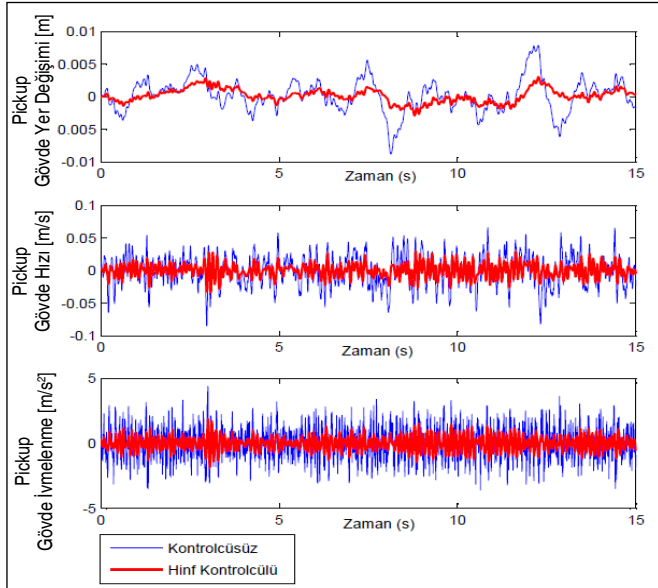
$$\gamma = 11.6808$$

$$K = 1 \times 10^4 \begin{bmatrix} 0.1473 & -2.8769 & 0.2943 & -0.5718 & 3.0339 \\ -0.2064 & -0.4847 & -0.1859 & -0.1713 & -0.0185 \end{bmatrix}_{1 \times 10}$$

Şekil 2'de, kamyonet gövdesine ait yer değiştirme, hız ve ivme cevaplarının zaman alanında grafikleri H_∞ kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak gösterilmiştir.

Şekil 2'de, kontrolcünün, araç gövdesi yer değişimi, hızı ve ivmelenmesi üzerindeki bastırıcı etkisi görülebilmektedir. Özellikle gövde yer değişimi ve ivmelenme açısından kontrolcü, bozucuları etkin şekilde bastırabilmektedir.

Araç süspansiyon sistemlerinin tasarımında güvenlik kadar sürüş konforu da çok önemli bir parametredir. Şekil 3'te, sürücü gövdesi yer değiştirme, hız ve ivme cevaplarının zaman alanında grafikleri H_∞ kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak gösterilmiştir. Taşıt tasarımında, süspansiyon sisteminin sü-

**Şekil 2.** Pickup Gövdesi Yer Değiştirme, Hız ve İvmenin Zaman Alanı Cevabı

rücü konforunu da üst seviyelere taşıması, bu çalışmada incelediğimiz optimizasyon probleminden istenen önemli çıktılardan biridir.

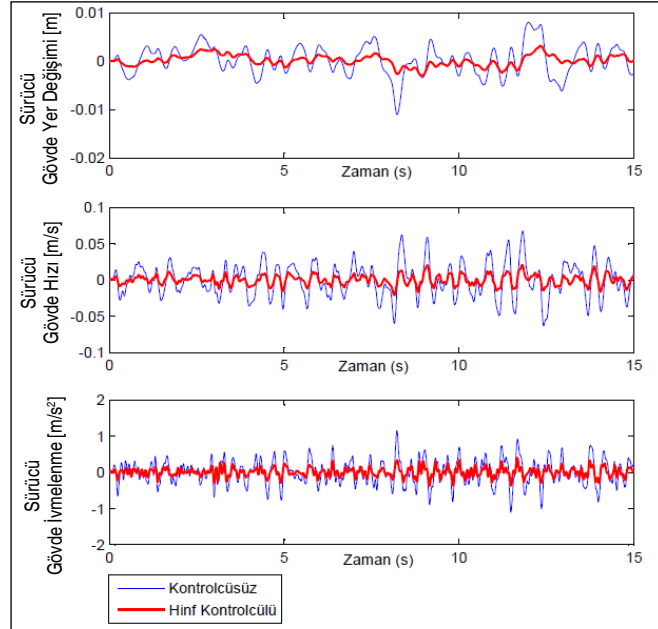
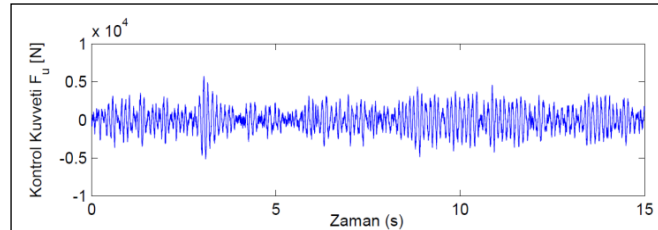
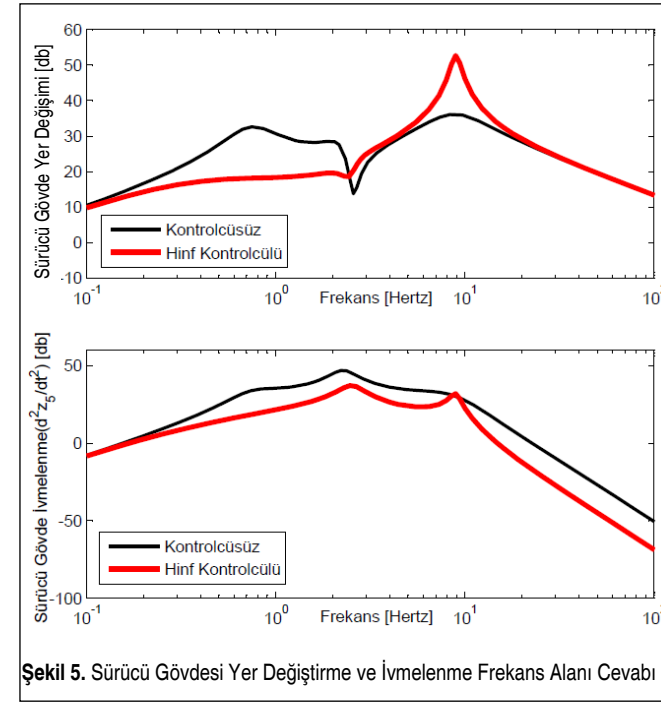
Şekil 3'te görüldüğü gibi, bu problem için tasarladığımız H_∞ kontrolör, sürücü üzerine etkiyen titreşimleri bastırmakta oldukça etkilidir. Bozucunun, yer değiştirme, hız ve ivme üzerinde neden olduğu tepe noktaların bastırılmasında kontrolcünün verimli çalıştığı görülmektedir.

Şekil 4'te, kontrol kuvvetinin zaman alanı cevabı görülmektedir.

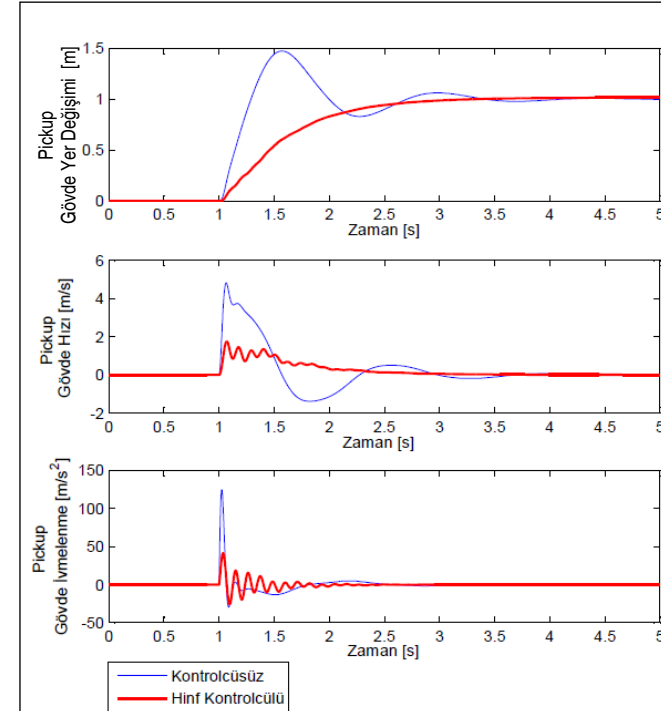
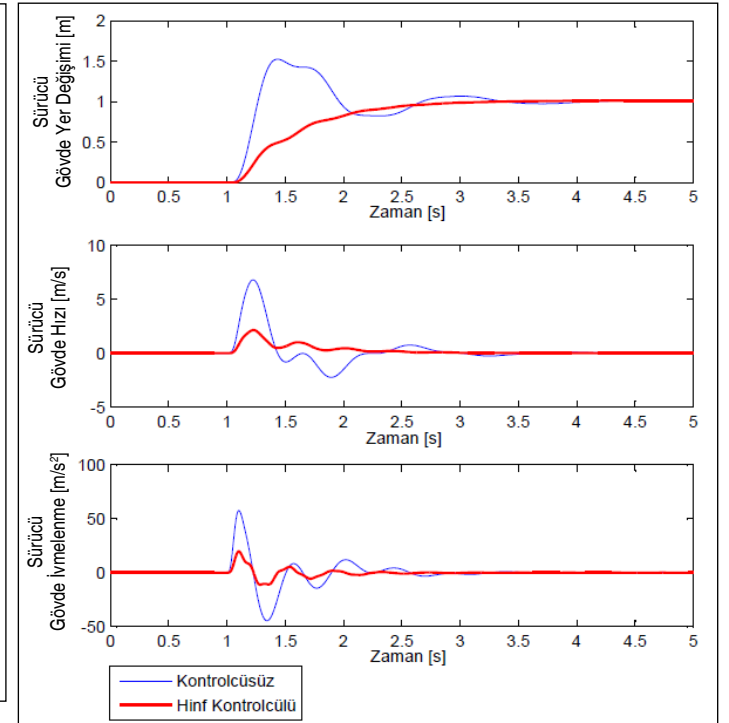
Şekil 4'te görülen kontrol kuvvetlerinin, ele aldığımız problemde incelediğimiz kamyonet cinsi bir taşıtın bozucu titreşimlerinin bastırılabilmesi için uygun büyüklükte kuvvetler olduğunu söylemek mümkündür.

Şekil 5'te ise sürücü gövdesi yer değişimi ve ivmelenmesine ait frekans cevapları gösterilmiştir.

" H_∞ kontrolör tasarımı daha çok frekans alanıyla ilgilidir. Kapalı-çevrim sistemi için iyi bir geçici rejim cevabını garanti

**Şekil 3.** Sürücü Gövdesi Yer Değiştirme, Hız ve İvmenin Zaman Alanı Cevabı**Şekil 4.** Kontrol Kuvvetinin Zaman Alanı Cevabı**Şekil 5.** Sürücü Gövdesi Yer Değiştirme ve İvmelenme Frekans Alanı Cevabı

edemez" [5]. Şekil 5'ten görüldüğü üzere, tasarlanan H_∞ kontrolcünün, hem yerdeğiştirme hem de ivmelenme üzerinde ilk bozucu etkisinin bastırılmasında başarılı olduğu görülmektedir. Genel itibarıyla mod I ve rezonans tepelerinin başarılı şekilde bastırıldığını söyleyebiliriz. Ancak, geniş bir aralıkta tüm frekans yanıtlarına baktığımızda, geçici rejim cevapların-

**Şekil 6.** Pickup Gövdesi Yer Değiştirme, Hız ve İvmenin Zaman Alanında Birim Basamak Girişe Cevabı**Şekil 7.** Sürücü Gövdesi Yer Değiştirme, Hız ve İvmenin Zaman Alanında Birim Basamak Girişe Cevabı

da daha başarılı olan H_2 kontrolör ile birlikte kullanılmak üzere karma bir H_2/H_∞ kontrolcü tasarımı bu problem için daha iyi sonuçlar verebilir. Karma kontrolcü, burada elde ettiğimiz sonuçların biraz daha iyileşmesini sağlayabilir.

Son olarak, tasarımı yapılan durum geri beslemeli H_∞ kontrolörün bozucular üzerindeki etkinliğini ve verimliliğini farklı bir açıdan görebilmek amacıyla, Şekil 6 ve Şekil 7'de sırasıyla, araç ve sürücü gövdesi için sistemin zaman alanında birim basamak girişe cevabı gösterilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, kamyonet cinsi bir ticari aracın, sürücü ve sürücü koltuğu ile beraber bazı biyodinamik parametrelerin de referans alınmasıyla çeyrek taşıt modeli oluşturulmuştur. Bu şekilde oluşturulan modelde, yoldan gelen bozucuların sürücü üzerindeki etkilerini bastırabilmek için modern kontrol teknikleri kullanılarak bir durum geri beslemeli H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Ölçülebilirlik, geri besleme ve maliyet açısından daha uygun olması sebebiyle, çıkış geri beslemeli kontrolcü yerine durum geri beslemeli kontrolcü tercih edilmiştir. Bozucu yol girişi olarak sisteme bant-sınırlı beyaz gürültü uygulanmıştır.

Tasarlanan durum geri beslemeli H_∞ kontrolörün zaman alanında oldukça başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür. Araç gövdesinin yer değiştirmesinin ve hızının bozucu etkilere kar-

şı başarılı şekilde kontrolü sağlanmıştır. Sürücü gövdesinde yer değiştirme, hız ve ivmelenmeye bakıldığında, tüm bozucu etkilerinin etkin bir şekilde bastırıldığı görülmüştür. Frekans alanı cevaplarına bakıldığında, kontrolcünün rezonans tepelerinin bastırılmasında da başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür. Geniş bir bant aralığında frekans alanı cevapları incelendiğinde, kontrolcünün sürücü ivmelenmesinin bastırılabilmesinde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Ancak, sürücü gövde yer değiştirmesinin kontrolünde belirli frekans aralığında başarılı olurken daha geniş bant aralığında kontrolcünün performansı azalmaktadır. Böyle bir sonucun ortaya çıkması, H_∞ kontrolörün iyi bir geçici rejim cevabını garanti etmemesine bağlanmıştır. İncelenen bozucu yol girişi koşullarında, ihtiyaç duyulan kontrol kuvvetlerinin uygulanabilir olduğu sonucuna ulaşılmıştır. İhtiyaç duyulan maksimum kontrol kuvveti F_U , ± 5000 N mertebelerindedir. Birim basamak giriş cevaplarına bakıldığında ise kontrolcünün kısa sürede bozucu etkilerini bastırdığı ve sistemin kararlı hal koşullarını sağlayarak stabil hale geldiği sonucuna ulaşılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlarla bir karşılaştırma yapabilmek için bundan sonraki çalışmalarda, aynı problemin çıkış geri beslemeli bir H_∞ kontrolcü veya H_2/H_∞ karma kontrolcü tasarlanarak incelenmesi önerilmektedir. Böylece, belirli frekans aralıklarında durum geri beslemeli H_∞ kontrolcünün düşen performansının, diğer kontrolcüler kullanıldığında nasıl bir hal alacağı daha iyi anlaşılabilir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında büyük payı olan, bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren saygıdeğer Hocam, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Makina Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol A.B.D. öğretim üyelerinden Yrd. Doç. Dr. Hakan YAZICI'ya ve katkılarından dolayı makina mühendisi Ercan TOKTAY'a teşekkürlerimi sunarım.

KAYNAKÇA

1. Akın, M. 2003. " H_∞ Model Eşleme Probleminin Lineer Matris Eşitsizlikleri Yaklaşımı ile Çözümü," Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
2. Onat, C., Sivrioğlu, S., Yüksek, İ. 2005. "Bir Çeyrek Taşıt Modeli İçin H_∞ Kontrolcü Tasarımı," Mühendis ve Makina, cilt 46, sayı 545, s. 40-46.
3. Özdemir, A., Maden, D. 2013. "Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Araç Modelinin Gözlemleyiciyle Optimal Kontrolü," SAÜ. Fen Bil. Der., cilt 17, sayı 2, s. 181-187.
4. Zhao, Y., Sun, W., Gao, H. 2010. "Robust Control Synthesis for Seat Suspension Systems with Actuator Saturation and Time-Varying Input Delay," Journal of Sound and Vibration, vol. 329, p. 4335-4353.

5. Azeloğlu, C. O., Sağır, A. 2012. "DME Tabanlı Durum Geri-Beslemeli Karma H_2/H_∞ Kontrolörle Krenlerde Yapısal Titreşimlerin Kontrolü," Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi Sigma, cilt 30, s. 281-291.
6. Du, H., Li, W., Zhang, N. 2012. "Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car with Driver Model," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 61, no. 9, November 2012, p. 3893-3908.
7. Çakan, A. 2013. "Karayolu Taşıtları Süspansiyon Sisteminde Aktif Titreşim Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya.
8. Gündüz, S. 2010. "Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
9. Arslan, Ş., Uygurlu, S. 2013. "Bir Aktif Süspansiyon Sistemin μ -Sentez Tabanlı Dayanıklı Kontrolü," Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül 2013, Malatya.
10. Karadeniz, O., Yazıcı, H., Küçükdemiral, İ. B. 2013. "Doymumlu Eyleyiciye Sahip Durum Geri-Beslemeli H_∞ Kontrolör İle Otonom Bir Helikopterin Askıda Kalma Kontrolü," Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül 2013, Malatya.
11. Onat, C., Yüksek, İ., Sivrioğlu, S. 2006. "Bir Aktif Süspansiyon Sistemi İçin H_∞ Kontrol Temeline Dayalı Doğrusal Olmayan Kontrolcü Tasarımı," Mühendis ve Makina, cilt 47, sayı 552, s. 36-43.
12. Peet, M. M. "Introduction to Optimal Control via LMIs," http://control.asu.edu/Courses/MiniCourse/L01_MINI.pdf, son erişim tarihi: 17.1.2016.
13. Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E., Balakrishnan, V. 1994. Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory, ISBN: 0-89871-334-X, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia.

EK

Modele ait Lagrange Denklemi'nden türetilmiş toplam kinetik, toplam potansiyel ve toplam sönüm enerjileri:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{z}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{z}_5^2$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (z_1 - z_0)^2 + \frac{1}{2} k_2 (z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (z_3 - z_2)^2 + \dots$$

$$\dots + \frac{1}{2} k_4 (z_4 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_5 (z_5 - z_4)^2$$

$$E_d = \frac{1}{2} c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_3)^2 + \dots$$

$$\dots + \frac{1}{2} c_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_4)^2$$

KÖMÜR YAKITLI ENERJİ SANTRALLERİNDE BİRİM ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM MALİYETİ

Ferhat Arslan

Eren Holding,

Modern Enerji Elektrik Üretim A.Ş.,

Tekirdağ

arslanferhat4@hotmail.com

ferhat.arslan@modernenerji.com.tr

ÖZ

Enerji santrali proje yatırım kararlarının alınmasında birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önem arz etmektedir. Yatırım kararı alınmadan önce mühendisler, projeleri teknik ve ekonomik açıdan analiz etmekten sorumludurlar. Enerji üretim maliyetlerinin belirlenebilmesi için; santralin ilk yatırım maliyeti, yakıt masrafları ve işletme-bakım maliyetlerinin analiz edilmesi gereklidir. Bu çalışmada, kömür yakıtlı enerji üretim santrallerinde birim elektrik enerjisi üretim maliyet hesaplarının nasıl yapılacağı anlatılarak yatırımların ekonomikliğinin değerlendirilebilmesi sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Enerji maliyeti, ekonomik analiz, yük faktörü

ELECTRICAL ENERGY PRODUCTION COST ANALYSIS OF COAL-FIRED ENERGY PLANTS

ABSTRACT

Electrical energy production cost is very important for energy plants projects investment decisions. Engineers responsible for analyzing project technically and economically, before the investment decision. To determine energy production costs, It is necessary to analyze the investment costs, fuel costs, operation and maintenance costs. In this study, how to make calculation of electrical energy production cost have been described of coal fired energy plants and the evaluation of economics of the investment have been provided.

Keywords: Energy cost, economical analysis, load factor

Geliş tarihi : 14.12.2015

Kabul tarihi : 14.04.2016

Arslan, F. 2016. "Kömür Yakıtlı Enerji Santrallerinde Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 676, s. 49-55.

1. GİRİŞ

Ülkemiz, yerli enerji hammaddeleri içinde önemli bir potansiyele sahip olan düşük kaliteli linyit ve linyite dayalı termik santraller için çok önemli bir kaynaktır. Ülkemizde yaklaşık 1.3 milyar ton taşkömürü, 9 milyar ton linyit rezervi bulunmaktadır. Yürütülmekte olan projeler ve çalışmalar sayesinde bu rezerv 10 milyar tonu geçecektir. Marmara ve Trakya Bölgesi önemli kömür havzalarından biri olup, ülkemiz rezervlerinin yaklaşık %15'ine sahiptir. Çevreye duyarlı yeni yakma teknolojileri kullanılması koşuluyla, Marmara ve Trakya Bölgesi'nde bulunan linyit, ülkemiz enerji bütünlemesine katkı sağlayacak özelliklere sahiptir [1]. Türkiye Kömür İşletmeleri Genel Müdürlüğü'ne ait yayınlarda Türkiye kömür rezervleri ve özelliklerine ait bilgiler yer almaktadır.

Ülkemiz ekonomisini yakından ilgilendiren, yatırım ve üretim maliyetleriyle ekonomik gelişimi, sanayi üretimini ve toplumsal yaşamı olumsuz şekilde etkileyen elektrik enerjisinin temini ve üretimi ile ilgili projelerin yatırım kararları alınmadan önce, ülkemizin yararı açısından detaylı analizlerin yapılmasına ağırlık verilmesi büyük bir önem arz etmektedir [2].

Enerji santrali birim enerji üretim maliyeti, santralin üretim ömrü boyunca yapılan bütün harcamaları kapsar. Kömür yakıtlı enerji santrallerinde elektrik üretimine etki eden faktörler; ilk yatırım masrafları, yakıt masrafları ve işletme-bakım masraflarıdır. Literatürde bu masraflar ve hesaplama yöntemlerini içeren çalışmalar mevcuttur. Aybers ve Şahin [3], termik, hidroelektrik ve nükleer santrallerin birim enerji maliyetleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Ayrıca şebeke yük faktörünün elektrik enerjisi üretimindeki etkisini, verdikleri denklemlerle açıklamışlardır.

Bu çalışmada, kömür yakıtlı enerji santrallerinde birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri ve enerji maliyetine etki eden faktörler anlatılarak elde edilen veriler, grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur.

2. KÖMÜR YAKITLI ENERJİ SANTRALLERİNDE ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM MALİYETİ

Elektrik üretim sistemleri için yapılan masraflar, santralin inşaatına başlama tarihi ile ekonomik ömrün sonuna kadar olan dönemde farklı zamanlarda ve miktarlarda yapılır. Paranın zaman içindeki değeri değiştiğinden, bu periyoda yayılmış olan tüm masrafların karşılaştırılabilmesi için bir referans tarihinin belirlenmesi zorunludur. Genel olarak, santralin üretime başladığı tarih, referans tarihi olarak seçilir ve yapılan tüm yıllık yatırım, yakıt, işletme ve bakım masrafları bu tarihe göre ayarlanır. Bu masraflar toplamına ömür boyu masraflar adı verilir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$C_{pw} = \sum_{t=-L}^n [C_{kt} + C_{ft} + C_{mt}] (1+r)^{-t} \quad (1)$$

C_{pw} : Referans tarihindeki ömür boyu masraflar (\$)

C_{kt} : t yılındaki yıllık yatırım masrafları (\$/yıl)

C_{ft} : t yılındaki yıllık yakıt masrafları (\$/yıl)

C_{mt} : t yılındaki yıllık işletme ve bakım masrafları (\$/yıl)

t : Masrafların yapıldığı yıl

L : Santralin inşaat süresi (yıl)

n : Santralin ekonomik ömrü (yıl)

r : İskonto oranı (%)

Denklem 1, -L ile n süresi arasında yapılan tüm masrafların işletmeye başlama tarihindeki (t = 0) değerini, yani şimdiki değerini verir. Belirlenen ömür boyu masraflar, santralin işletmeye başladığı tarih ile ekonomik ömrü sonuna kadar eşit masraflar serisine dönüştürülür ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır [3].

$$C_{aw} = \frac{C_{pw}}{\sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}} = \frac{\sum_{t=-L}^n [C_{kt} + C_{ft} + C_{mt}] (1+r)^{-t}}{\sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}} \quad (2)$$

C_{aw} : Yıllık eşdeğer masraflar serisi (\$/yıl)

C_{pw} : Ömür boyu yapılan toplam masraflar (\$)

Santralin birim enerji üretim maliyetinin bulunabilmesi için, santralin ömrü boyunca üreteceği elektrik miktarının belirlenmesi gerekir. Yıllık üretilen elektrik miktarının bulunması için yük faktörü (L_f) kullanılır.

Yük faktörü; santralin bir yıl boyunca ürettiği elektriğin, o yıl içindeki kurulu güç ile tüm yıl üretim yapması durumundaki üreteceği elektriğe oranıdır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$L_f = \frac{Et}{8760 \times Nk} \quad (3)$$

Et : t yılında santralin yıllık elektrik üretimi (kWh/yıl)

Nk : Santralin kurulu gücü (kW)

Santralin ömür boyu eşdeğer masraf serisi, ömür boyu elektrik üretimine bölünerek birim elektrik üretim maliyetleri hesaplanır. Üretim maliyeti (g), hesaplamalarda ömür boyu değerler kullanıldığı için, santralin ekonomik ömrü boyunca sabit bir değerde kalacaktır [4].

$$g = \frac{\sum_{t=-L}^n [C_{kt} + C_{ft} + C_{mt}] (1+r)^{-t}}{\sum_{t=1}^n Et (1+r)^{-t}} \quad (4)$$

Diğer bir ifadeyle toplam masraflar;

$$C_{pw} = C_{k_{pw}} + C_y + C_{m_{pw}} \quad (5)$$

$$C_{Aw} = C_{pw} \cdot \left[\frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (6)$$

olarak hesaplanır.

C_{k_{pw}} : Santralin ömrü boyunca toplam yatırım masrafı

C_y : Santralin ömrü boyunca toplam yakıt masrafı

C_{m_{pw}} : Santralin ömrü boyunca toplam işletme ve

bakım masrafları

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti de aşağıdaki denklemle rahatlıkla hesaplanabilir.

$$g = \frac{C_{Aw}}{E} \quad (7)$$

2.1 İlk Yatırım Masrafları

Kurulacak enerji santralinin işletme aşamasına gelinceye ka-

dar yapılan harcamaların tamamıdır. Tüm sistemlerin kapasiteleri ile maliyetleri arasında bir ilişki vardır. Bu ilişkinin ortaya çıkartılması, maliyet hesaplamaları için önemlidir. Özellikle farklı kapasitelerin seçilmesiyle ilgili ekonomik analizler yapılırken, kapasite-maliyet ilişkisi kullanılmak zorundadır.

Enerji santrallerinin tümünde kapasitenin artması ile beraber yatırım maliyetleri de artmaktadır. Fakat yatırım maliyetlerindeki artış, kapasite artışından daha azdır. Büyük kapasitelerde, kapasite ile beraber maliyet artış hızı daha da küçülmektedir [5].

$$I_d = C_s \cdot xN \quad (8)$$

formülü ile aranan kapasitedeki santrale ait yatırım masrafı bulunabilir.

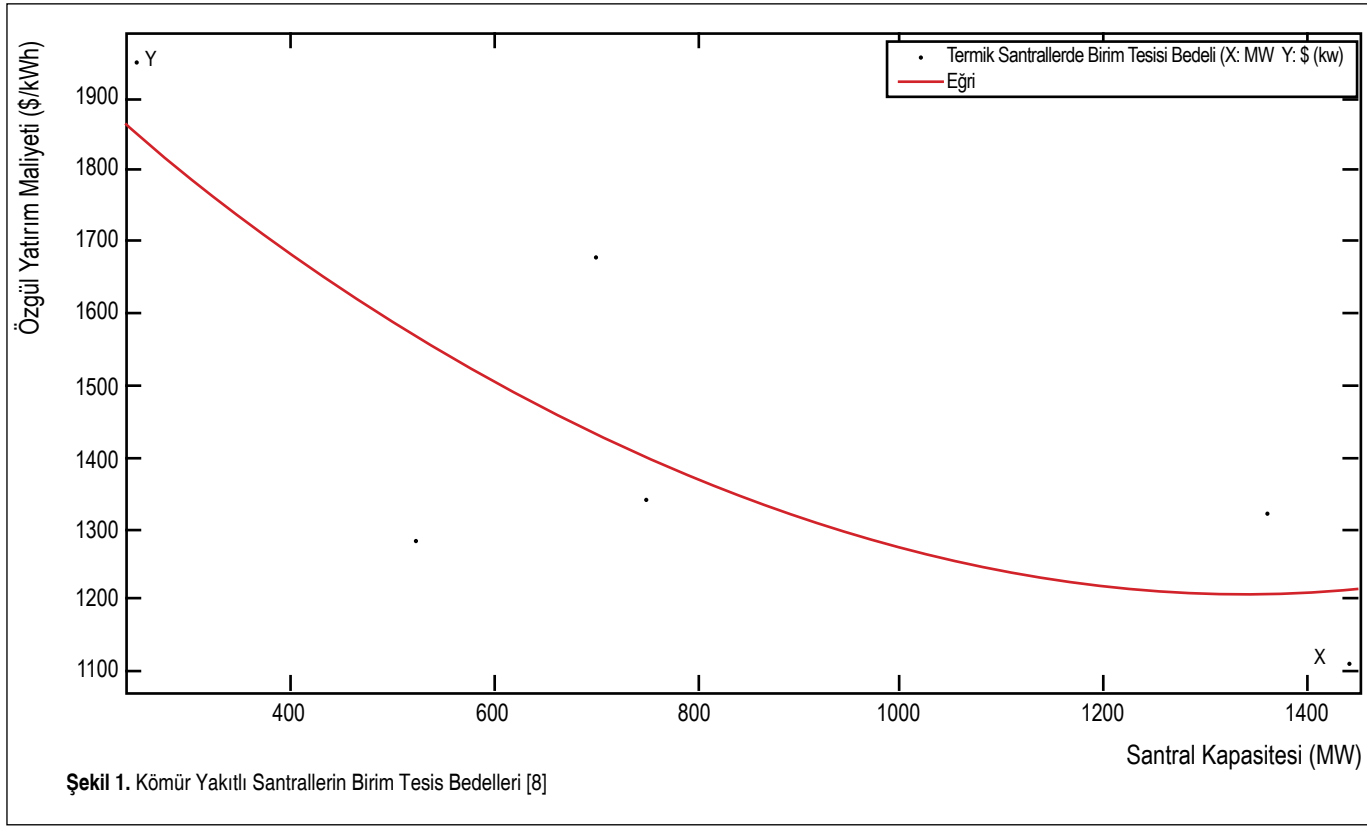
N : Enerji santralinin kapasitesi (kW)

C_s : Santrale ait özgül yatırım maliyeti (\$/kW)

Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir hususta, santralin inşaat süresi boyunca harcama dağılımlarına göre tablolar oluşturarak paranın zaman içindeki değerini etkileyen faktörleri de dikkate almaktır. Yani *I_d* yatırım masrafına inşaat süre-

Tablo 1. Kömür Yakıtlı Santrallerin Yatırım Bedelleri (M\$) [3]

Ülke	Güç MW	r = %5				r = %10			
		İnşaat	Faiz	Diğer	Toplam	İnşaat	Faiz	Diğer	Toplam
Belçika	1 x 750	1252	90	0	1342	1252	187	0	1439
Kanada	4 x 749	1167	110	243	1620	1167	239	149	1555
Danimarka	1 x 385	1005	104	0	1109	1005	218	0	1233
Finlandiya	2 x 500	816	93	81	990	816	107	82	1005
Fransa	2 x 500	1025	105	68	1198	1025	219	68	1312
Almanya	1 x 700	1495	127	63	1685	1495	259	62	1816
İtalya	4 x 610	1739	212	0	1951	1739	451	0	2190
Japonya	4 x 700	1932	165	0	2097	1932	480	0	2412
Hollanda	2 x 600	1072	120	0	1192	1072	254	3	1329
Portekiz	4 x 276	1454	181	112	1747	1454	390	112	1956
İspanya	1 x 500	1752	253	245	2250	1752	632	246	2630
İsveç	1 x 600	1418	195	282	1895	1418	408	282	2108
Türkiye	2 x 461,5	1128	131	108	1367	1128	274	155	1557
İngiltere	1 x 200	1823	145	0	1968	1823	226	0	2049
ABD	2 x 600	1223	284	264	1771	1223	615	237	2075
Çin	2 x 600	815	148	91	1054	815	318	91	1224
Çekoslovakya	1 x 524	1104	137	16	1257	1104	287	4	1395
Macaristan	3 x 400	1650	221	0	1871	1650	462	0	2112
Hindistan	4 x 190	1012	185	51	1248	1012	597	51	1660
Kore	2 x 455	902	108	90	1100	902	225	50	1177
Rusya	3 x 317	545	113	24	682	545	245	3	793



Şekil 1. Kömür Yakıtlı Santrallerin Birim Tesis Bedelleri [8]

si boyunca oluşacak eskalasyon ve faiz etkisini dahil ederek santralin ömrü boyunca toplam yatırım masrafı olan Ck_{pw} değerini hesaplamaktır.

Farklı ülkelerdeki kömür yakıtlı elektrik üretim santrallerine ait ilk yatırım bedelleri Tablo 1'de verilmiştir. Tablo incelendiğinde santrallerin kurulu güçlerinin değişimi yatırım maliyetlerini de etkilemektedir.

Şekil 1'de kömür yakıtlı santrallerde birim tesis bedelini (Cs) gösteren grafik, MATLAB programında eğri uydurma metoduyla, yatırımlarda karşılaştırma yapabilmek amacıyla çizilmiştir.

Grafığın X eksenindeki değerler santral kapasitesini (N) Megawatt olarak, Y eksenindeki değerler ise özgül yatırım masrafını (Cs) \$/kW olarak göstermektedir. Grafikte görüldüğü gibi, santralin kurulu gücü arttıkça, özgül yatırım maliyeti üstel olarak azalmaktadır.

2.2 Yakıt Masrafları

Kömür yakıtlı termik santrallerde yakıt masrafları elektrik enerjisi üretim maliyetinin büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Birim elektrik yakıt maliyeti; santralin karakteristik değeri olan termik verim, yakıtın karakteristik değeri olan alt ısı değeri ve ekonomik faktör olan yakıt fiyatının fonksiyonu olup, sabittir.

Birim elektrik için gerekli yakıt miktarı olarak tanımlanan özgül yakıt tüketimi Denklem (9) ile hesaplanır.

$$b_e = \frac{3600}{\eta_t \cdot H_u} \quad (9)$$

b_e : Özgül yakıt tüketimi (kg/kWh)

H_u : Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)

η_t : Termik verimi (%)

Ülkemizde Zonguldak bölgesinde çıkartılan taşkömürü, bitümlü kömür kategorisinde yer almakta olup, ısı değeri 6.200-7.200 kcal/kg arasında değişmektedir.

Türkiye'deki linyitler standartta belirtilen üst ısı değerinin oldukça altındadır. Ülkemiz linyit rezervleri kalorifik değerleri 1.000 kcal/kg ile 4.200 kcal/kg arasında değişiklik göstermektedir (Şekil 2). Örneğin en büyük rezervin bulunduğu Afşin-Elbistan Havzası'ndaki linyit kömürünün üst ısı değeri 1.000-1.400 kcal/kg, alt ısı değeri 900-1.250 kcal/kg'dır [6].

Tablo 2'de, Türkiye Kömür İşletmeleri Genel Müdürlüğü'nce belirlenen 2016 yılı kömür fiyatları verilmiştir.

Özgül yakıt tüketimi ile yakıt fiyatının çarpımından, birim enerji yakıt maliyeti elde edilir.

$$C_f = Fx b_e \quad (10)$$

C_f : Birim enerji yakıt maliyeti (\$/kWh)

F : Yakıt fiyatı (\$/kg)

Herhangi bir t yılındaki yıllık yakıt masrafı,

$$C_{f_t} = c_f x E \quad (11)$$

E : Santralin yıllık enerji tüketimi (kWh/yıl)

Hesaplamalarda yakıt masrafının geometrik olarak artış gösterdiği kabul edilirse, santralin ömrü boyunca toplam yakıt masrafı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$C_y = \frac{c_{f_t}}{r - e_y} [1 - (1 + e_y)^n \cdot (1 + r)^{-n}] \quad (12)$$

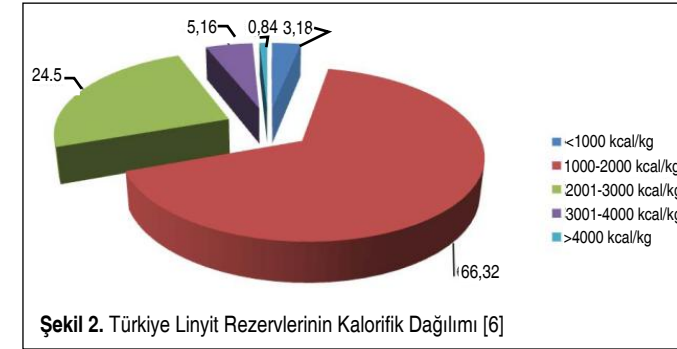
C_y : Santralin yakıt masrafı (\$)

r : İskonto oranı (%)

e_y : Eskalasyon oranı (%)

n : Santral ömrü (yıl)

C_{ft} : Herhangi bir t yılındaki yıllık yakıt masrafı



Şekil 2. Türkiye Linyit Rezervlerinin Kalorifik Dağılımı [6]

2.3 İşletme ve Bakım Masrafları

Santrallerin üretim yapabilmesi için gerekli olan malzeme, işçilik, yönetim masrafları ile planlı ve zorunlu bakım için gerekli olan malzeme ve işçilik masrafları, işletme ve bakım masrafları olarak adlandırılır. Santral tipleri arasında farklılık gösteren bu masraflar, birim güç başına değer olarak (\$/kW-yıl) gösterilir [4].

Teknik karakteristikleri Tablo 3'te verilmiş olan kömür yakıtlı santrallerin işletme ve bakım masrafları görülmektedir.

Kömür yakıtlı santrallerde işletme masraflarının en büyük kısmı, kömür ve kül için taşıma ile depolama masrafıdır. Ayrıca bu masraflara su, yağ ve diğer maddeler, bakım ve tamir, personel aylıkları gibi masraflar da örnek olarak sayılabilir.

Santrallere ait t yılındaki işletme ve bakım masrafları (Cmt) aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$Cmt = cmt \times N \quad (13)$$

Tablo 2. Türkiye Kömür İşletmeleri Kurumu Tarafından Üretilip Satılan KDV Hariç Kömür Fiyatları [7]

MÜESSESE İŞLETME KONTROL MÜDÜRLÜĞÜ		2016 OCAK TL/TON FİYATI
KÜTAHYA TAVŞANLI (GLİ)	Tunçbilek Yıkanmış +18 mm	326,00
	Tunçbilek Yıkanmış +18 mm (Torbalı)	344,00
	Tunçbilek Yıkanmış 10-18 mm	326,00
	Tunçbilek Yıkanmış 10-18 mm (Torbalı)	344,00
	Tunçbilek Yıkanmış 0,5-18 mm Arası	194,00
KLİ	Keles Krible +40 mm	162,00
	Keles Krible +40 mm (Torbalı)	180,00
	Keles Krible 0 – 40 mm	43,00
MANİSA SOMA (ELİ)	S. Kırakdere Yıkanmış +18 mm	326,00
	S. Kırakdere Yıkanmış +18 mm (Torbalı)	344,00
	S. Kırakdere Yıkanmış 10 – 18 mm	326,00
	S. Kırakdere Yıkanmış 10 – 18 mm (Torbalı)	344,00
	S. Kırakdere Yıkanmış 0,5 – 18 mm Arası	189,00
	Briket (Torbalı)	321,00
	Kırakdere Krible +20 mm	367,00
	Kırakdere Krible +20 mm (Torbalı)	385,00
	Kırakdere Krible 0 – 20 mm	146,00
	Soma Deniş Yıkanmış +18 mm	249,00
	Soma Deniş Yıkanmış +18 mm (Torbalı)	267,00
	Soma Deniş Krible 0 – 18 mm	83,00
	Soma Deniş Yıkanmış 0,5 – 10 mm Arası	167,00
ÇLİ	Çan Krible +30 mm	251,00
	Çan Krible +30 mm (Torbalı)	269,00
	Çan Krible 0 – 30 mm Arası	151,00

cmt : t yılındaki yıllık özgül işletme ve bakım masrafları (\$/kW-yıl)

Cmt : t yılındaki işletme ve bakım masrafları(\$/kW)

N : Santral kapasitesi (kW)

Santralin ömrü boyunca toplam işletme ve bakım masrafları aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$C_{m_{pw}} = C_{m_t} \cdot \left[\frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n \cdot i} \right] \quad (14)$$

Tablo 3. Kömür Yakıtlı Santrallerde İşletme ve Bakım Masrafları (\$/kWh-yıl) [3]

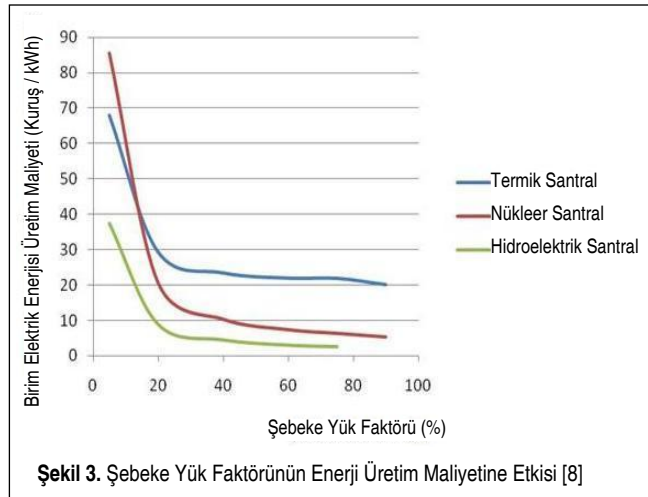
Ülke	Güç (MW _e)	O & M Masrafları	Sabit Masraflar (%) L _r =%75	O & M Masrafları Projeksiyonu			
				2000	2010	2020	2030
Belçika	1 x 750	32	NS	NS			
Kanada	4 x 749	28.3	35	1	1	1	1
Danimarka	1 x 385	47.6	60	1	1	1	1
Finlandiya	2 x 500	35.2	32	1	1	1	1
Fransa	2 x 500	50.6	93	1	1.16	1.36	1.56
Almanya	1 x 700	97.8	85	NS			
İtalya	4 x 610	53.7	70	1	1	1	1
Japonya	4 x 700	51.2	100	1	1	1	1
Hollanda	2 x 600	31	85	1	1	1	1
Portekiz	4 x 276	40.9	50	1	1	1	1
İspanya	1 x 500	37.8	78	1	1	1	1
İsveç	1 x 600	54.7	48	1	1	1	1
Türkiye	2 x 461.5	NS					
İngiltere	1 x 200	85	62	NS			
ABD	2 x 600	67.3	36	1	1	1	1
Çin	2 x 600	31.3	86	1	1.02	1.05	1.09
Çekoslovakya	1 x 524	44	67	1	1.09	1.16	1.16
Hindistan	4 x 190	26.6	90	1	1	1	1
Kore (1)	2 x 455	56.7	100	1	1	1	1
Rusya (2)	3 x 317	(35)	75	NS (3)			

C_{mpw} : Toplam işletme ve bakım masrafları (\$)

3. ŞEBEKE YÜK FAKTÖRÜNÜN BİRİM ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM MALİYETİNE ETKİSİ

Yakıt masrafı, önceki bölümlerde bahsedildiği üzere, $C_{f_i} = c_f \cdot xE$ idi. Buna göre, L_f 'nin değişimi yıllık elektrik tüketimini (E), yıllık enerji tüketiminin değişmesi de yakıt maliyetini dolayısıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetini de değiştirecektir. Termik santrallerde olduğu gibi, nükleer santrallerde de L_f direk olarak yakıt masraflarını, dolayısıyla elektrik enerjisi üretim maliyetini etkilemektedir. Yenilenebilir enerji santrallerinde ise yakıt masrafı söz konusu olmadığından L_f 'nin değişiminden en az etkilenen bu santraller olacaktır.

Şekil 3'te, termik, nükleer ve hidroelektrik santraller için birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin (g), şebeke yük faktörüne (L_f) göre değişimi verilmiştir.

**Şekil 3.** Şebeke Yük Faktörünün Enerji Üretim Maliyetine Etkisi [8]

4. SONUÇ

Bu çalışmada, kömür yakıtlı elektrik üretim santrallerinde birim elektrik enerjisi üretim maliyet hesaplarının nasıl yapılacağı incelenerek santralin ekonomik ömrü boyunca oluşan masraflar ve masraf detayları araştırılmıştır. Grafik ve denk-

lemlerde bu masraflara etki eden faktörler net bir şekilde görülmektedir.

Şebeke yük faktörünün birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerini nasıl etkilediği de detaylı araştırılarak termik, nükleer ve hidroelektrik santraller de karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki bilgileri doğrulamaktadır.

Grafik incelendiğinde, kömür yakıtlı termik santral ve nükleer santral için eşit maliyet yük faktörü $L_f = \%15$ 'tir. $L_f < 15$ olduğunda nükleer santral, kömür yakıtlı termik santralden daha pahalı elektrik üretmeye başlar. Hidroelektrik santralde ise $L_f < 20$ olması takdirde, enerji üretim maliyetinde hızlı bir artış olmaktadır. Her üç santralde de yük faktörünün $\%20$ 'nin altına düşmesi durumunda maliyette hızlı bir şekilde artış olduğu açıkça görülmektedir [8].

Kömür yakıtlı enerji santrali proje yatırımları öncesinde bu hesaplamalar mutlaka yapılmalı ve elde edilen veriler değerlendirildikten sonra yatırım kararı verilmelidir.

SEMBOLLER

N	Güç
C_{pw}	Tesisin ömür boyu yaptığı toplam masraf
$C_f(t)$	Zamana bağımlı yakıt masrafı
$C_m(t)$	Zamana bağımlı işletme-bakım masrafları
C_{aw}	Eşdeğer ve üniform yıllık masraf
r	İskonto oranı
n	Tesis ömrü
t	Zaman
E	Yıllık enerji üretimi
i	Yıllık nominal faiz oranı
e	Yıllık eskalasyon oranı
g	Eşdeğer ve üniform birim enerji maliyeti
F	Yakıt fiyatı
I_d	Tesisin direkt inşaat bedeli

C_s	Özgöl yatırım maliyeti
C_f	Birim enerji yakıt maliyeti
b_e	Özgöl yakıt tüketimi
H_u	Yakıtın alt ısı değeri
η_t	Termik verim
C_{mt}	Özgöl işletme ve bakım masrafları
e_y	Yakıt eskalasyonu
C_{aw}	Yıllık eşdeğer masraf serisi
C_{pw}	Ömür boyu yapılan toplam masraf

KAYNAKÇA

- Şengüler, İ.** 2007. “Ülkemiz Enerji Bütünlemesinde Marmara ve Trakya Bölgesi Kömürlerinin Yeri,” Marmara Enerji Forumu, 7-8 Eylül 2007, İstanbul.
- Karakaş, K.** 2002. "Doğalgaz ile Elektrik Enerjisi Üretimi ve Ekonomik Analizi," Yüksek Lisans Tezi, S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Aybers, N., Şahin, B.** 1995. Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul.
- Erdem, H.** 2004. “Elektrik Üretim Sistemlerinde Kapasite Optimizasyonu,” Sigma Dergisi, sayı 3, s.103-106.
- William R., Park, P. E.** 1973. Cost Engineering Analysis, John Wiley&Sons, New York.
- Stratejik Planlama Koordinasyon Birimi. 2010. Linyit Sektör Raporu, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Türkiye Kömür İşletmeleri Kurumu, Ankara.
- Türkiye Kömür İşletmeleri Genel Müdürlüğü, 2015. “Kömür Satış Fiyatları,” <http://www.tki.gov.tr/Dosyalar/Dosya/komurfiyat.pdf>, son erişim tarihi: 10.02.2015.
- Arslan, F.** 2010. "Enerji Santrallerinde Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetlerinin Karşılaştırılması," Y.T.Ü Makine Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı, Lisans Bitirme Tezi, İstanbul.

ALÜMİNYUM ALAŞIMLARINDA SÜRTÜNME KARIŞTIRMA KAYNAĞI VE UYGULAMALARI

Selim Sarper Yılmaz*

Doç. Dr.,
Celal Bayar Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Malzeme Mühendisliği Bölümü,
Manisa
selim.yilmaz@cbu.edu.tr

Bekir Sadık Ünlü

Doç. Dr.,
Celal Bayar Üniversitesi,
Hasan Ferdi Turgutlu Teknoloji Fakültesi,
Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü,
Manisa
bekir.unlu@cbu.edu.tr

Mehmet Uzkut

Doç. Dr.,
Celal Bayar Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, Manisa
mehmet.uzkut@cbu.edu.tr

Deniz Ertürk

Habaş Sınai ve Tıbbi Gazlar
İstihsal Endüstrisi A.Ş., Aliağa, İzmir
d.denizerturk@gmail.com

ÖZ

Sürtünme karıştırma kaynağının esası, özel olarak tasarlanmış uç ve omuza sahip harcanmayan ve dönen bir takımın karşılıklı olarak alın alına dayanmış levha plakaların içine dalması, dönmesi ve birleştirme çizgisi boyunca ilerlemesine dayanmaktadır. Bu metot son on yıl içerisinde metal birleştirme tekniğindeki en önemli gelişme olarak düşünülmektedir. Bu kaynak yönteminde hiçbir koruyucu gaz kullanılmasına gerek yoktur. Aynı zamanda ilave kaynak dolgu metaline de gerek duyulmaz. Geleneksel kaynak metotlarıyla karşılaştırıldığında çok daha az enerji harcar. Bu çalışmada, alüminyum ve alaşımlarının sürtünme karıştırma kaynağı ve uygulama alanları belirtilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sürtünme karıştırma kaynağı, alüminyum alaşımı, uygulama alanı

ABSTRACT

The friction stir welding is a welding technique where special tools, which have specially designed tip and shoulder, are inserted into metal sheets, rotates and proceeds through joining section. This method was considered the most important development of the last decade in metal joining. No preservative gas is needed in this welding technique. Moreover, there is no need for additional filler material of weld. As compared to the conventional welding techniques, the energy consumption during welding is minimum in the friction-stir welding. Our study addressed the friction stir welding applications of aluminum alloys.

Keywords: Friction-stir welding, aluminum alloy, application area

Geliş tarihi : 12.01.2016
Kabul tarihi : 18.04.2016

Yılmaz, S. S., Ünlü, B. S., Uzkut, M., Ertürk, D. 2016. “Alüminyum Alaşımlarında Sürtünme Karıştırma Kaynağı ve Uygulamaları,” Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 676, s. 56-63.

1. GİRİŞ

Bir malzemenin ekonomik olarak kaynak edilebilirliği, o malzemenin daha yaygın olarak kullanılmasını sağlayan ve o malzemeden parça dizaynını ve üretim yönteminin tayin edilmesini belirleyen bir özelliğidir. Lazer teknolojisindeki yeni ilerlemeler birçok malzemenin kaynak edilebilmesine olanak sağlamış ve değişik uygulamalarda bu malzemelerin kullanılmasını mümkün kılmıştır. Fakat bu kaynak yöntemi Al-alaşımlarının kaynağında ekonomik olarak kullanılamamaktadır. Diğer taraftan, 1990’ların basında geliştirilen ve bir katı hal kaynak yöntemi olan sürtünme karıştırma kaynağı, geleneksel ergitme kaynak işlemleriyle kaynağı güç olan veya mümkün olmayan, özellikle yaşlandırma sertleştirmesine tabi tutulmuş Al-alaşımlarının kaynağında başarıyla kullanılabilmektedir [1, 2].

Bir malzemenin kaynak konstrüksiyonuna uygun olması, diğer bir deyişle, bir malzemenin kaynak işleminin kolaylıkla ve ekonomik olarak yapılabiliyor olması, o malzemenin yaygın olarak kullanılabilmesini sağlar. Bazı istisnaları hariç (7075 alaşımı gibi), ticari olarak ark kaynağı gibi ergitme kaynak yöntemleri ile birleştirilebilse de Al alaşımları kaynak edilmesi güç malzemelerdir. Ergitme kaynak yöntemleri (ark, lazer ve elektron kaynağı) ve bir basınç kaynağı turu olan difüzyon kaynağı gibi bilinen kaynak yöntemleri ile Al alaşımlarının kaynaklarında çeşitli sorunlar bulunmaktadır. Bu sorunlar arasında, vakum ortamında yapılan elektron kaynağı hariç tüm diğer ergitme kaynaklarında porozite (gaz boşluğu) oluşumu, kaynak dikişi ve ısı etkili bölgede (IEB) çatlak oluşumu ve mukavemet düşüşü sayılabilir. Ticari olarak Ti alaşımlarına başarıyla uygulanan katı hal kaynak yöntemlerinden difüzyon kaynağı da yüzeylerindeki kararlı oksit tabakasından dolayı Al alaşımlarına ekonomik olarak uygulanamamaktadır. Ergitme kaynak yöntemleri ile Al alaşımlarının (özellikle çökelme sertleştirmesi yapılmış olan Al alaşımlarının) kaynağında aşırı derecede çatlak ve porozite oluşumu gibi problemler mevcuttur. Bu problemlerden çatlak oluşumunun nedeni, Al alaşımlarının katılaşma sıcaklık aralıklarının geniş olması ve ısıl genleşme katsayılarının yüksek olmasıdır. Günümüzde kullanılan alüminyum ve alüminyum alaşımları; artırılmış mukavemet özellikleri, hafiflikleri, iyi ısıl ve elektrik iletkenlikleri ve korozyona karşı dirençleri nedeniyle gıda endüstrisi, kimya endüstrisi, otomotiv ve gemi inşa endüstrisi, taşıt yapımı, uçak yapım endüstrisi, makine ve cihaz yapımı ile mimari alanda, inşaat sektörü ile uzay ve havacılık endüstrisinde geniş kullanım alanına sahiptirler [3-6]. Özellikle geniş kullanım alanlarına sahip alüminyum ve alaşımlarının kaynağında yeni tekniklerin geliştirilmesi söz konusudur. Son zamanlarda uçak, uzay, gemi, otomotiv sektöründe, gıda depolama elemanları ve radyoaktif atık madde taşıyıcılarının üretiminde kullanılan 2000, 5000, 6000, 7000

ve 8000 serisi alüminyumlarının birleştirilmesinde, sürtünme karıştırma kaynağı yaygın kullanım alanı bulmaktadır [7-9] .

Bir katı hal birleştirme işlemi olan sürtünme karıştırma kaynağı, kaynak konstrüksiyonu güç olan malzemelerin birleştirme işlemleri için kısa kaynak süresi, minimum yüzey hazırlama ve otomasyon kolaylığı gibi kendine özgü avantajlarından dolayı uygun bir alternatif kaynak yöntemidir [10].

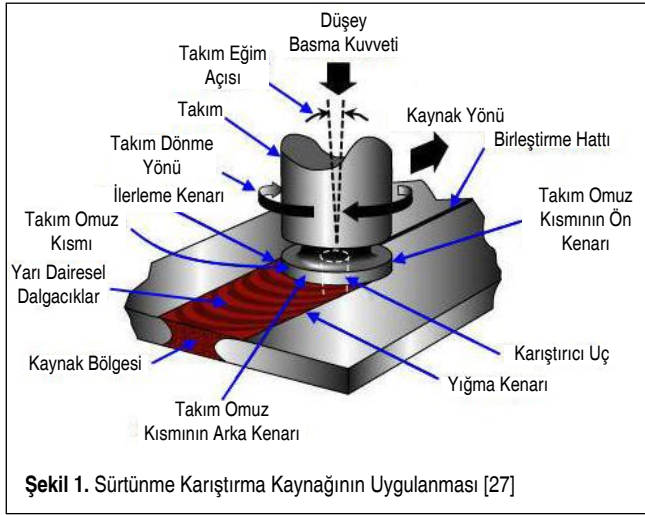
Sürtünme karıştırma kaynağı enerji verimliliği, kaynak gazı çıkarmaması nedeniyle çevre dostu ve çok yönlü olmasından dolayı yeşil teknolojiye uygundur. Aynı zamanda alüminyum, düşük ergime sıcaklığı ve düşük sertliği nedeniyle geleneksel metotlarla kaynağı zor olan bir metaldir. Ayrıca bu metalin oksijene karşı olan ilgisinden dolayı hava ortamında geleneksel ergitme kaynakları ile kaynağı çok zordur [11, 12].

Yöntemin uygulanması sırasında duman ve ışıın oluşmaması, koruyucu gaz, toz ve ilave tele gereksinim duyulmaması, kaynak ağızı hazırlığı gerekmemesi, tüm pozisyonlarda kaynak yapılabilmesi olanağının bulunması ve otomasyona da yatkınlığı gibi daha birçok üstünlüğünün bulunması, yöntemin uygulama alanlarını daha da genişletmektedir [10]. Bu çalışmada, alüminyum ve alaşımlarının sürtünme karıştırma kaynağı, yöntemleri birleştirme türleri ve uygulamaları anlatılmıştır.

2. SÜRTÜNME KARIŞTIRMA KAYNAĞI

İşlem, kaynak yapılacak parçadan daha sert bir malzemeden üretilmiş sürtünme aparatının dönen ucu ile kaynaklanacak parçaların birleşme bölgesinde ısı meydana getirilmesi prensibine dayanır. Karıştırıcı uç, daha geniş çaplı bir metal gövdeye bağlı, daha küçük çaplı bir sonda olarak şekillenmiştir. Karıştırıcı uç birleşme bölgesi içine daldırıldığında geniş çaplı omuz diye tarif edilecek metal kısım birleştirilecek yüzeylere önce bir temas yapar. Karıştırıcı ucun dalma derinliği kaynak nüfuziyeti olarak da söylenebilir. Omzun malzemeye teması kaynak bölgesine ilave bir ısı sağlamanın yanı sıra, yumuşayan bölgeye karıştırıcı ucun kesik koni şeklindeki ucu daldırılır. Isıl olarak yumuşayan metal karıştırıcı uca doğru giderek daralan ancak üst yüzeyde omuz ile temas eden daha geniş bir görünüm arz eder. Karıştırıcı uçtan omuza kadar olan bölgedeki kombine sürtünme ısısı, gömülmüş olan karıştırıcının çevresi ile malzeme üst yüzeyi ve omuzun temas ettiği temas yüzeyinde yumuşamış bir metal oluşturur (Şekil 1).

Karıştırıcı uç çevresinde malzeme akışı, karıştırıcı uç arkasından ise malzeme ile dönen uç arasında izafi bir dönüş meydana gelmektedir. Sürtünme karıştırma kaynağı, kendi kendine oluşan bir birleştirme tekniğidir. Birleşen malzeme, doğal katı faz halledir ve ergime kaynağı hataları içermez. Bu yöntemde, tüketilen bir dolgu malzemesi, koruyucu gaz ve kenarların hazırlanması gerekmez [3-7].

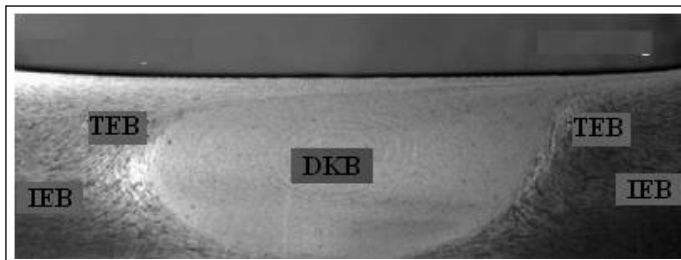


2.1 Kaynak Bölgeleri

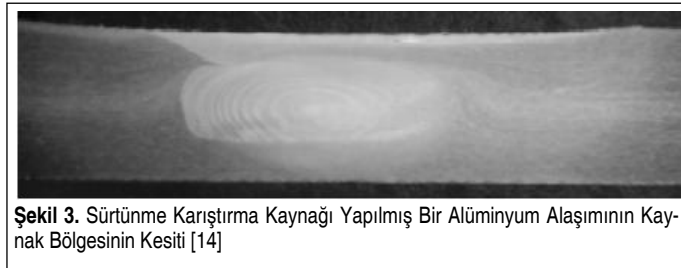
Kaynak bölgesinde oluşan içyapı Şekil 2’de şematik olarak gösterilmiştir. Kaynak bölgesi üç farklı bölgeden oluşmaktadır. Bu bölgeler dinamik olarak yeniden kristalleşen bölge (DKB), termomekanik olarak etkilenen bölge (TEB) ve sıvı hal kaynak yöntemlerinde olduğu gibi ısının tesiri altındaki bölge (ITAB) olarak adlandırılmaktadır [4, 8].

2.1.1 Dinamik Olarak Yeniden Kristalleşen Bölge (DKB)

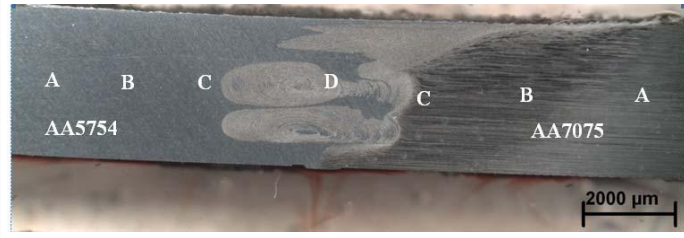
Yoğun plastik deformasyonun olduğu ve yüksek sürtünme sıcaklıklarının meydana geldiği bu bölge, “dinamik olarak yeniden kristalleşen bölge” veya “kaynak merkezi” olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgede dislokasyon yoğunluğu daha düşüktür ve daha ince yönlenmiş tanelerden oluşmaktadır. Benzer tipteki alaşımların bazı SKK uygulamalarında bu bölge, soğan halkalarından oluşan (Şekil 3) bir havuzu andırmak-



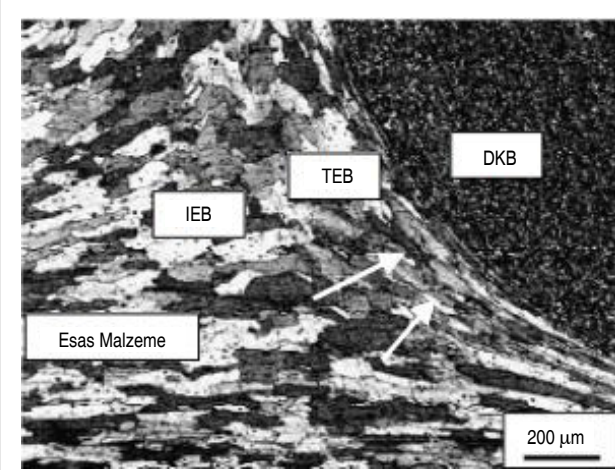
Şekil 2. AA 7075 Çiftinin Kaynak Sonrası Mikro Yapısal Bölgeleri [10]



Şekil 3. Sürünme Karıştırma Kaynağı Yapılmış Bir Alüminyum Alaşımının Kaynak Bölgesinin Kesiti [14]



Şekil 4. Gerçekleşen Deneylerdeki Kaynak Dikişlerinde Oluşan Bölgelerin Görünümü [13]



Şekil 5. Termomekanik Etkilenen Bölge Tanelerinin Uzayarak Yönlenmesi [9]

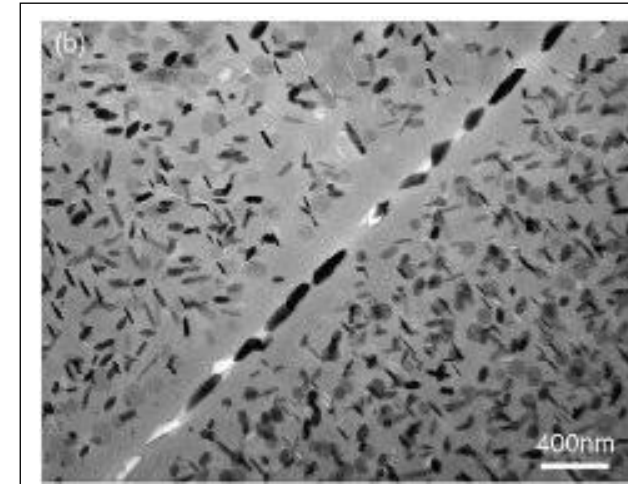
tadır [9]. Benzer olmayan alüminyum alaşımlarında ise bölge, daha düzensiz ve karmaşık bir görünüm sergilemektedir (Şekil 4).

2.1.2 Termomekanik Etkilenen Bölge (TEB)

Dinamik olarak yeniden kristalleşen bölge ile ısıdan etkilenen bölge arasında, yüksek deformasyon ve sıcaklığa maruz kalan bölgeyi temsil etmektedir. Ana metalin tanelerinin kaynak merkezinden bu bölgeye ekstrüze edilmesiyle, yoğun bir dövme olayı meydana gelmektedir. Karıştırma esnasında oluşan ısı, bu bölgenin mikro yapı ve mekanik özelliklerini değiştirir. Bunun sonucunda deformasyona uğrayan taneler, uzamış ve yassılaştırmış taneler haline gelmektedir (Şekil 5).

2.1.3 Isıdan Etkilenen Bölge (IEB)

Kaynak metaline daha yakın, ısıdan etkilenmeyen ana metale komşu olan bölgedir. Bu bölgedeki malzeme, karıştırma esnasında meydana gelen ısıdan etkilenir ve malzemenin yapı ve özelliklerinde kısmi değişimler ortaya çıkar. Bu bölgede plastik deformasyon oluşmaz. Çökeltme sertleşmesi ısı işlemi uygulanan bazı alüminyum alaşımlarında bu bölgenin sıcaklığı 250 °C’yi geçmediği takdirde taneler, esas malzemenin özelliklerini göstermektedir. Fakat 250 °C aşıldığı zaman, bu bölgede tane irileşmesi ve tane sınırlarında çökeltiller oluşmaktadır (Şekil 6) [15].

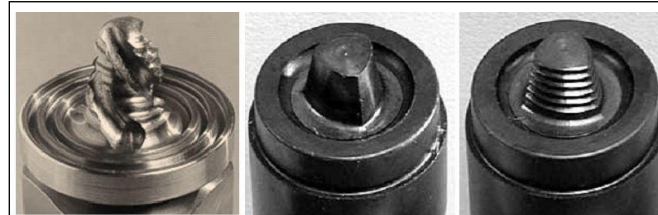


Şekil 6. IEB’de Tane Sınırlarında Toplanan Çökeltiller [9]

2.2 Sürtünme Karıştırma Kaynağında Kullanılan Karıştırıcı Uçlar

Sürtünme karıştırma kaynağının başarılı bir şekilde gerçekleşmesinde kaynak takımının önemi büyüktür. Takım şekli ve boyutu, malzeme akışı, kaynak bölgesindeki ısı oluşumu gibi kaynak bölgesini şekillendiren özellikleri etkilemektedir. Sürünme karıştırma kaynak yöntemi, ilk geliştirildiği yıllarda, kullanılan batıcı uçlar yüzeyine helisel diş açılmış, uzunluğu kaynak edilecek levha kalınlığından biraz kısa silindirik takımlardı. Son yıllarda, sürtünme sonucu açığa çıkan ısı ile akıcı kıvama gelen malzemenin kaynak bölgesinde kalması için takımlar geliştirilmiştir. Şekil 7’de, SKK yönteminde kullanılan farklı profildeki kaynak uçları gösterilmiştir [16].

Sürtünme karıştırma kaynağında, özellikle kalın levhaların birleştirme işlemlerinde, kaynak bölgesinde boşluk oluşumunu gidermede veya azaltmada ve işlem verimliliğini yükseltmede önemli bir faktör, dinamik süpürme hacminin (karıştırıcı ucun dönmesi sırasındaki hacminin) statik hacme oranıdır. Bu oran, batıcı uç yüzeyine değişik profiller işlenerek artırılabilir, dolayısıyla batıcı uç etrafında ve altında malzeme akış yolları genişletilerek malzemenin kaynak dikişi içerisinde kalması desteklenir. Bu amaçla, kalın levhaların kaynağında ince levhalar için geliştirilmiş olan geleneksel silindirik karıştırıcı ucun yerine, hacminin yaklaşık %60≈70’i boşaltılmış olan konik uç kullanılmaktadır. Bu sayede, kaynak esnasında



Şekil 7. SKK Yönteminde Kullanılan Farklı Profildeki Kaynak Uçları [16]

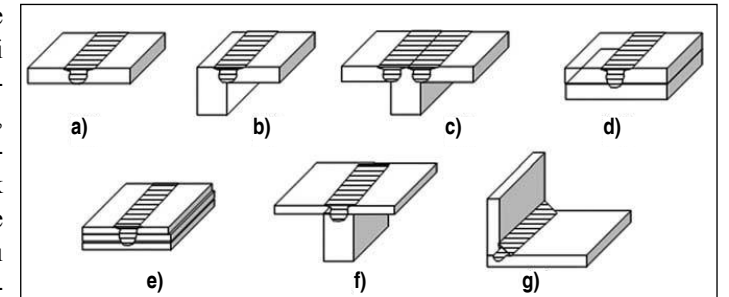
gerekli kuvvet de azaltılmış olur. Batıcı ucun geometrisi ve ebadı kaynaklanacak levhaların kalınlığına ve kaynağın türüne bağlıdır [5].

Sürtünen karıştırma kaynağında uygulanabilir birleştirme türleri; küt alın, bindirme, T-köşe, dış ve iç köşe, boyuna ve çevresel birleştirmelerdir (Şekil 8). Ayrıca bu yöntem, yerçekiminin etkisi olmadığından tüm pozisyonlarda rahatlıkla uygulanabilir [18].

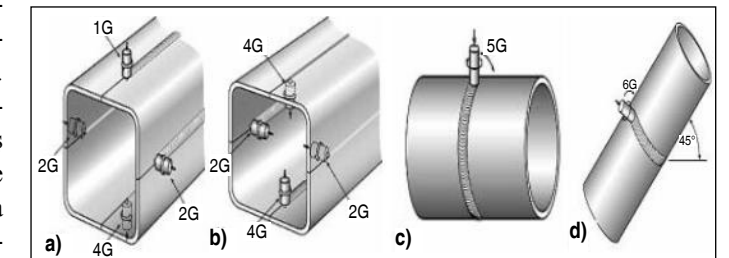
Bu kaynak yöntemi ile düz ve çeşitli profillerdeki sac ve levhaların alın ve bindirme kaynağı yapılabilir. Al-alışımı veya mukavemeti düşük diğer malzemelerden T ve L profillerin üretiminde ve boru bağlantı kaynaklarında da bu yöntem kullanılabilmektedir [19]. Şekil 9’da, sürtünme karıştırma kaynağının çeşitli boru ve profillere uygulaması görülmektedir.

3. BİRLEŞTİRME TÜRLERİ

Birleştirme türleri Şekil 8 ve Şekil 9’da gösterilmiştir.



Şekil 8. Sürünme Karıştırma Kaynağı Alın ve Bindirme Kaynağı Örnekleri: a) Alın Birleştirme, b) Kenar Birleştirme, c) T Alın Birleşim, d) Üst Üste Koyarak Birleştirme, e) Çoklu Üst Üste Koyarak Birleştirme, f) T Üste Koyarak Birleştirme, g) Dolgu Birleştirme [9]



Şekil 9. Sürünme Karıştırma Kaynağının Boru Kaynaklarında Uygulanması [17]

4. YÖNTEMİN ÜSTÜNLÜKLERİ VE SINIRLARI

4.1 Yöntemin Üstünlükleri

Sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin başlıca üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir: Enerji tasarrufu sağlayan basit bir işlem olduğundan, kaynak işlemi ucuzdur. Kaynak işlemi,

dolgu telleri ve gazdan korunan kaynak banyosu gerektirmez. Bütün pozisyonlara uygundur. Gözenek oluşmaz. Hassas kaynak ağız hazırlığına gerek yoktur. Koruyucu gaz ve ek metale gerek yoktur. Sıçrama olmaksızın düz yüzey elde edilebilir. Verimi yüksektir ve çok az bakım ister. Kaynaktan hemen sonra oksit tabakasının kaldırılmasına gerek yoktur. Yüksek bağlantı mukavemetleri ısı işlem yapılarak elde edilir. Klasik ergitme kaynak yöntemlerinden, ince malzemelerin (>0,5mm) kaynağında göstermiş olduğu yüksek kaynak hızıyla; kalın malzemelerin kaynağında ise ergitme kaynak yöntemlerinde ancak iki paso ile yapılan kaynakları tek paso da gerçekleştirebilmesi ile daha üstündür. Bununla beraber, SKK ile çift yönlü (iki paso) kaynak yapmak da mümkündür. Bir katı hal kaynak yöntemi olarak, Al-alaşımlarının ergitme kaynak yöntemlerinde söz konusu olan porozite, çatlak oluşumu, kaynak bölgesinde element kaybı olmaksızın Al-alaşımlarının tümüne uygulanabilir. Kalifiye yetenek gerektirmediği gibi, kaynak sırasında genelde müdahale gerektirmez.

4.2 Yöntemin Sınırları

Sürtünme karıştırma kaynağının belli üstünlüklerinin yanı sıra, bir takım sınırlamaları da bulunmaktadır: Bazı alaşımların tek pasolu kaynağında kaynak hızı diğer mekanize ark kaynaklarından daha düşüktür. %100 nüfuziyet isteniyorsa, parçaların ters çevrilip arka tarafından da kaynak edilmesi gereklidir. Parçaların rijit olarak çok iyi bağlanmaları gerekmektedir. Bu durum, malzemelerde artık gerilmeler oluşturmaktadır. Başlama ve bitiş plakaları kullanılmayan kaynak işlemlerinde, başlangıçta oluşan kalitesiz dikiş görünümü ile kaynak işleminin bitiminde pim yukarı çıkması sonucu anahtar deliği oluşumu görülür. Bu deliğin tamiri yapılabilir. Bu durumun ortadan kaldırılması için geliştirilen, hidrolik olarak geri çekilebilen takımlar mevcuttur; ancak halen pahalı bir uygulamadır. İş parçaları tablaya bağlandığından kaynak donanımının taşınması söz konusu değildir.

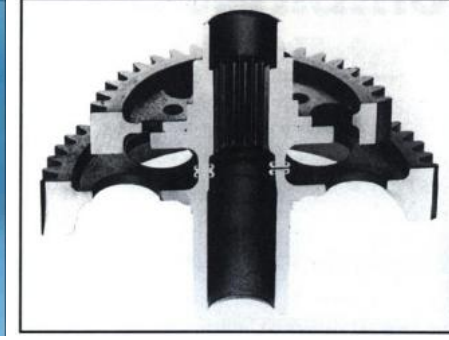
Kaynak edilecek parçaları kontrol altında tutacak, kaynak sı-



Şekil 10. Sürtünme Karıştırma Kaynağının Gemilerde Uygulanması ve Alüminyum Gemi Panellerini Kaynak İçin Kullanılan Sürtünme Karıştırma Kaynak Makinesi [27]



Şekil 12. Jantların ve Vites Kutusu Dişlilerinin Sürtünme Karıştırma Kaynağı ile Birleştirilmesi [24]



Şekil 13. Sürtünme Karıştırma Kaynağı Yöntemi ile Alüminyum Alaşımından İmal Edilmiş Motor Gövdesi ile Olimpiyat Stadında Kullanılan Alüminyum Birleştirme Elemanları [25-26]

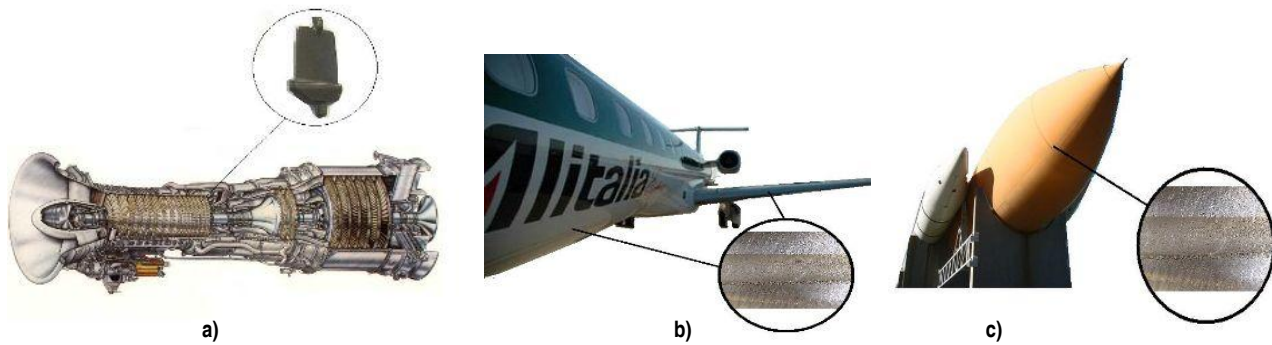


rasında batıcı uç tarafından uygulanan kuvveti karşılayacak ve kaynak edilen malzemelerin kaynak bölgesindeki plastik akış halinde olan kısımlarının dışarı akmasını engelleyecek destek aparatlara ihtiyaç vardır. Yöntemin kullanımı, genellikle doğrusal ve uzun dikişler halinde ekonomik olup, dairesel hareketler yapmak zordur. Robotik sistemlerle bu sorun giderilebilmekte; fakat hâlihazırda pahalı bir çözümdür.

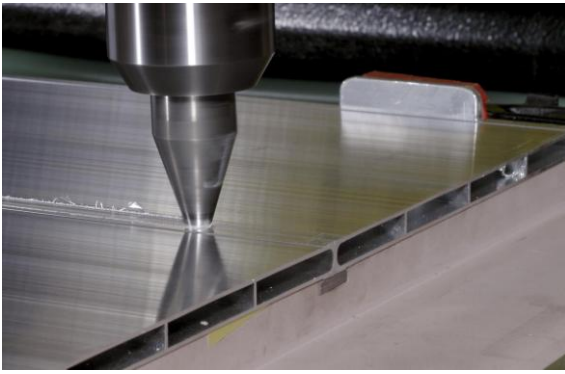
5. SÜRTÜNME KARIŞTIRMA KAYNAĞININ UYGULAMA ALANLARI

Sürtünme karıştırma kaynağı yöntemi birçok üstünlüğü bakımından geleneksel kaynak yöntemlerinin uygulanması sonucu yeterli verimin alınamadığı endüstriyel alanlarda başarı ile uygulanmaktadır. Sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin uygulandığı alanları sıralarsak: Gemi ve denizcilik endüstrisinde; güverte panellerinde, gemilerin yan yüzeylerde, ana gövde ve zeminde, helikopter iniş platformlarında, deniz ve taşımacılık yapılarında kullanılan bir yöntemdir (Şekil 10). Havacılık ve uzay endüstrisinde; kanatlar, uçak gövdesi, yakıt tankları, askeri ve bilimsel roketlerin imalatında uygulanan bir yöntemdir (Şekil 11). Kara taşımacılığında; motor ve şasi

kızaklarının imalatında, tekerlek çerçevelerinin imalatında, hidroformlanmış boruların birleştirmelerinde uygulanmaktadır. SKK yöntemi uygulanmış alüminyum jant ve vites kutusu dişlileri Şekil 12’de gösterilmiştir [8]. Yapı endüstrisinde; alüminyum köprüler, alüminyum bina kaplamaları, pencere çerçeveleri, alüminyum boru hatları, alüminyum reaktörler ve elektronik endüstrisi sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin uygulandığı alanlardandır (Şekil 13). Sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin kullanıldığı diğer endüstri alanları ise buzdolabı panelleri, mutfak ve pişirme eşyaları, gaz tankları ve mobilya imalatlarıdır. Sürtünme karıştırma kaynağı yöntemi ile Alüminyum alaşımdan imal edilmiş bir birleştirme elemanı Şekil 14’te gösterilmiştir [8]. Yüksek hızlı trenler, tren yolunun mevcut yokuşlu yerleri, pis altyapı, tramvaylar, demiryolu tankerleri ve vagonlarda sürtünme karıştırma kaynağı uygulamaları yapılmaktadır (Şekil 15). Sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin ayrıca, zırhlı taşıt yapımında da uygulama alanı bulunmaktadır. Bu amaçla, korozyona dirençli 2XXX, 5XXX, 7XXX serisi paslanmaz alüminyum alaşımlarının kullanıldığı zırhlı personel taşıma araçlarının alt ve yan panellerinin birbirine kaynağı yapılmaktadır. Zırhlı personel taşıyıcı imalatında da bu yöntem kullanılmaktadır.



Şekil 11. Sürtünme Karıştırma Kaynağı Yönteminin Havacılık Sektöründeki Farklı Uygulamaları: a) Türbin Kanatları, b) Uçak Kanat ve Gövde Birleştirmeleri, c) Roket Yakıt Tankı [22]



Şekil 14. Sürtünme Karıştırma Kaynağı Yöntemi ile Alüminyum Alaşımından İmal Edilmiş Bir Birleştirme Elemanı [21]



Şekil 15. Yan ve Çatı Panellerinin Sürtünme Karıştırma Kaynakları ile Birleştirilmiş Hitachi Tarafından İnşa Edilen Banliyö Treni [23]



Şekil 16. Sürtünme Karıştırma Kaynağı Yöntemiyle İmal Edilmiş Zırhlı Personel Taşıyıcı [20]

Bu yöntemle imal edilmiş askeri bir aracın genel görünümü Şekil 16’da verilmiştir.

6. SONUÇ

Endüstrinin birçok dalında uygulama alanı bulan sürtünen eleman ile kaynak yöntemi, getirdiği birçok üstünlük ile diğer ergitme kaynak yöntemlerine göre daha uygun bir yöntem konumuna gelmiştir. Özellikle Al ve Al alaşımları için mekanik özelliklerdeki iyileştirmeler, kaynak sonrası oluşabilecek hatalardaki azalmalar ile de gelecekte otomotiv endüstrisi, gemi inşaatı, uçak ve uzay endüstrisi ve diğer imalat sektörlerinde kullanımı her geçen gün artacaktır.

KAYNAKÇA

1. Toktaş, A. 2006. “Sürtünme Karıştırma Kaynak Yönteminin AA 6063 Alüminyum Alaşımına Uygulanması ve Kaynak Parametrelerinin Malzeme İç Yapısı ile Mekanik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi,” Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.
2. Doğan, S. 2006. “AA 5754 –H12 Alüminyum Alaşımının Sürtünme Karıştırma Kaynağında İşlem Parametrelerinin Mikro yapı ve Mekanik Özelliklere Etkisi,” Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir.
3. Taban, E., Kaluç, E. 2004. “Sürtünen Eleman ile Birleştirme (FSW) Kaynaklı EN AW-5083 Alüminyum Alaşımı Bağlantılarının Mekanik ve Mikro Yapısal Özellikleri,” Metal Dünyası, sayı 137, s. 125 – 130.
4. Avner, S. H. 1974. Introduction to Physical Metallurgy, Ms. Graw Hill, USA.
5. Anderson, T. 2000. “The Advancement of Al within the Welding Fabrication Industry and its Many Product Design Applications,” Svetsaren, vol. 2, p. 3-5.
6. Mathers, G. 2002. The Welding of Aluminium and its Alloys, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK.
7. Sayer, S., Ceyhan, V. 2008. “Sürtünme Karıştırma Kaynağında Karıştırıcı Aparat Dönme Hızlarının Bağlantının Dayanıma Etkisi,” Makine Tek, sayı 123, s. 62 – 70.
8. Pell, M., Steuwer, A., Preuss, M., Withers, P. J. 2003, “Microstructure, Mechanical Properties and Residual Stress as a Function of Welding Speed in Aluminium AA5083 Friction Stir Welding,” Acta Metallurgica, vol. 51, p. 4791-4801.
9. Mishra, R. S., Ma, Z. Y. 2005. “Friction Stir Welding and Processing,” Materials Science and Engineering, vol. 50, issues 1–2, p. 1-78.
10. Şık, A. 2005. “Sürtünme Karıştırma Kaynağı ile Birleştirilen Alüminyum Levhaların Eğme ve Yorulma Özelliklerinin İncelenmesi,” Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Sakarya Üniversitesi, cilt 9, sayı 2, s.12-17.
11. Bradley, G. R., James, M. N. 2000. “Geometry and Microstructure of Metal Inert Gas and Friction Stir Welded Aluminium Alloy 5383-H321,” Dept. of Mechanical and Marine En-

gineering, University of Plymouth, England, www.plymouth.ac.uk, son erişim tarihi: 7.10.2015, p. 1-87.

12. Ericsson, M. 2005. “Fatigue Strength of Friction Stir Welded Joints in Aluminium,” Ph. D. Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden.
13. Yalçın, E., D. 2010. “AA7075 ve AA5754 Alüminyum Alaşımlarının Sürtünme Karıştırma Kaynak Yöntemi ile Kaynak Edilebilirliğinin İncelenmesi,” Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon.
14. Çam, G. 2005. “Sürtünme Karıştırma Kaynağı (SKK): Al-Alaşımları İçin Geliştirilmiş Yeni Bir Kaynak Teknolojisi,” Mühendis ve Makine, cilt 46, sayı 541, s. 40-51.
15. Mahoney, M., Mishra, R. S., Nelson, T., Flintoff, J., Islamgaliev, R., Hovansky, Y., Jata, K. V. (Ed.). 2001. Friction Stir Welding and Processing, TMS, Warrendale, PA, USA, p. 183.
16. Miranda, R. M., Gandra J., Vilaça, P. 2013. “Surface Modification by Friction Based Processes,” In Modern Surface Engineering Treatments, Mahmood Aliofkhazraei (Ed.), ISBN 978-953-51-1149-8. In Tech Science, Technology and Medicine open access publisher.
17. Çam, G. 2003. “Sürtünme Karıştırma Kaynağındaki Gelişmeler,” TMMOB Makine Mühendisleri Odası Kaynak Teknolojisi IV. Ulusal Kongre ve Sergisi, 24-26 Ekim 2003, Kocaeli, ISBN: 975-395-653-3, TMMOB MMO Yayını, Ankara, s. 47-64.
18. Kaluç, E., Taban, E. 2007. Sürtünen Eleman ile Kaynak (FSW) Yöntemi, MMO 2007-460, TMMOB MMO Yayını, Ankara.

19. Külekçi, M. K., Şık, A. 2003. “Sürtünme Karıştırma Kaynağı ile Alüminyum Alaşımı Levhaların Birleştirilmesi ve Elde Edilen Kaynaklı Bağlantıların Özellikleri,” TMMOB Makine Mühendisleri Odası Kaynak Teknolojisi IV. Ulusal Kongre ve Sergisi, 24-26 Ekim 2003, Kocaeli, ISBN: 975-395-653-3, TMMOB MMO Yayını, Ankara, s. 34-44.
20. www.saglammetal.com, son erişim tarihi: 7.10.2015.
21. http://www.bil-bs.besitesdefaultfilesMICROSOUdmicroFS Wnvc_figur_4_metalierie_042011_microsoud.jpg, son erişim tarihi: 7.10.2015.
22. http://www.gatwicktechnologies.com/applications/aerospace, son erişim tarihi: 7.10.2015.
23. www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/friction-stir-welding-a-competitive-new-joining-option-for-aluminium-rolling-stock-manufacturers-october-2002, son erişim tarihi: 7.10.2015.
24. www.bil-ibs.be/fr/soudage-par-friction, son erişim tarihi: 7.10.2015.
25. www.aluminum.matter.org.uk/content/html/eng/default.asp?catid=205&pageip=2144416867, son erişim tarihi: 7.10.2015.
26. www.sapagroup.com/nl/sapa-extrusion-benelux/ontwerpers/aluminium-experience-days/aluminium-experience-day-fsw, son erişim tarihi: 7.10.2015.
27. bilginform.com/surtunme-karistirma-kaynagi.html, son erişim tarihi: 7.10.2015.

DEĞERLİ ÜYELERİMİZE

Bugün, her zamankinden daha fazla siz değerli üyelerimizin örgütlü gücüne ihtiyac duyuyoruz.

İktidarın, kamusal denetimi gerileten uygulamaları, halkın can güvenliğini ortadan kaldırmakla birlikte, Odamızın hizmet alanlarının daralmasına da yol açmaktadır.

Bütün ekonomik zorluklara rağmen, bilimsel gerçeklikler ışığında, mühendislik uygulamalarının önemini ortaya koyan raporlar yayınlama; mesleğimizi geliştirmeye ve toplumu bilinçlendirmeye yönelik bülten, dergi, kitap, broşür vb. yayın çalışmalarımızı sürdürme kararlılığındayız.

Bu nedenle sizlere ve halkımıza verdiğimiz hizmetlerin yanında çok temsili kaldığına inandığımız üyelik aidatlarının ödenmesi konusunda katkılarınızı bekliyoruz.

<https://aidat.mmo.org.tr>