



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Elektrikli bir taşıtın tek vitesli transmisyonunun tasarımı ve optimizasyonu

Design and optimization of the single-speed transmission in an electric vehicle

Yazar(lar) (Author(s)): Regaip MENKÜÇ¹, Tolga TOPGÜL²

ORCID¹: 0000-0002-2108-2418

ORCID²: 0000-0003-1347-9594

To cite to this article: Menküç R. ve Topgül T., “Elektrikli bir taşıtın tek vitesli transmisyonunun tasarımı ve optimizasyonu”, *Journal of Polytechnic*, 26(2): 877-887, (2023).

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Menküç R. ve Topgül T., “Elektrikli bir taşıtın tek vitesli transmisyonunun tasarımı ve optimizasyonu”, *Politeknik Dergisi*, 26(2): 877-887, (2023).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.846990

Elektrikli Bir Taşıtın Tek Vitesli Transmisyonunun Tasarımı ve Optimizasyonu

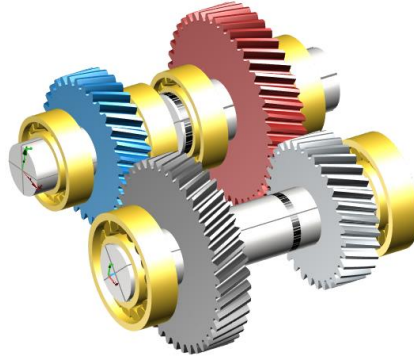
Design and Optimization of the Single-Speed Transmission in an Electric Vehicle

Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Tek vitesli transmisyon tasarımı / Design of the single-speed transmission
- ❖ Optimizasyon / Optimization
- ❖ Diş dibi mukavemeti / Tooth root strength
- ❖ Diş yüzey mukavemeti / Tooth surface strength

Grafik Özet (Graphical Abstract)

Bu çalışmada elektrikli taşıta yönelik tek vitesli bir dişli kutusunun tasarımı ve dişli çiftlerinin mukavemetlerini arttırmaya yönelik optimizasyon çalışması yapılmıştır. / In this study, the design of a single-speed transmission for an electric vehicle and the optimization was carried out to increase the strength of gear pairs.



Şekil. Tasarlanan dişli kutusunun yapısı / Figure. The structure of the designed gearbox

Amaç (Aim)

Bu çalışmanın amacı, enerji kaynağından gelen torku güvenli şekilde aktarabilecek dişli çiftleri oluşturmaktır. / The aim of this study is to create gear pairs that can safely transmit torque from the power plant.

Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Dişli tasarımı ve optimizasyonu KISSsoft yazılımı kullanılarak yapılmıştır. / Gear design and optimization were performed using KISSsoft software.

Özgünlük (Originality)

Belirli çalışma sınırları dikkate alınarak elektrikli taşıta yönelik tek vitesli bir dişli kutusunun tasarımı yapılmış ve dişli çiftlerinin mukavemetlerini arttırmaya yönelik olarak uygun geometrik parametreler KISSsoft dişli tasarım yazılımı kullanılarak optimize edilmiştir. / A single-speed transmission for an electric vehicle has been designed considering specific operating limits, and the appropriate geometric parameters to increase the strength of gear pairs have been optimized using KISSsoft gear design software.

Bulgular (Findings)

Dişli tasarımında geometrik parametrelerin mukavemete etkisi incelenmiş ve optimal dişli çiftleri araştırılmıştır. / In gear design, the effect of geometric parameters on strength was examined and optimal gear pairs were investigated.

Sonuç (Conclusion)

Yapılan optimizasyon çalışmasında dişli mukavemeti artırılmış ve dişli tasarımında geometrik parametrelerin optimizasyonunun önemi vurgulanmıştır. / In the optimization study, the strength of the gear was increased and the importance of the optimization of the geometric parameters in gear design was emphasized.

Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

Elektrikli Bir Taşıtın Tek Vitesli Transmisyonunun Tasarımı ve Optimizasyonu

Araştırma Makalesi / Research Article

Regaip MENKÜÇ*, Tolga TOPGÜL

Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 25.12.2020 ; Kabul/Accepted : 01.05.2022 ; Erken Görünüm/Early View: 03.06.2022)

ÖZ

Bu çalışmada elektrikli bir taşıtın güç aktarma sisteminde kullanılacak tek vitesli dişli kutusunun tasarımı ve mukavemet kontrolleri yapılmıştır. Dişli kutusunun tahriki elektrik motoru tarafından sağlandığından motorun tork-devir karakteristiği referans alınarak mukavemet hesapları yapılmıştır. Dişli çiftlerin çalışması esnasında en sık karşılaşılan sorun olan aşırı gerilmeden kaynaklı kök kırılmalarının oluşmaması için gerilmeler KISSsoft yazılımı ile analiz edilerek optimizasyon yapılmıştır. Analizlerde diş yanak mukavemeti ve diş dibi gerilmeleri üzerinde durulmuştur. Geometrik parametreler ISO 6336 "Düz ve helisel dişlilerin yük kapasitesinin hesaplanması" standardında belirtilen emniyet katsayıları dikkate alınarak çözümler yapılmış ve dişli mukavemeti üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. Sonuçlar, birinci dişli çiftinin 2,5 mm modül, 22° helis açısı ve pinyon dişli çark için 32 diş sayısının optimal olduğunu göstermektedir. İkinci dişli çiftinin optimum parametreleri ise 2,5 mm modül, 20° helis açısı ve 33 diş sayısına sahip pinyon dişli olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tek vitesli transmisyon, diş dibi eğilme gerilmeleri, diş dibi mukavemeti, dişli çark optimizasyonu, KISSsoft.

Design and Optimization of the Single-Speed Transmission in an Electric Vehicle

ABSTRACT

In this study, the design and stress analysis of a single-speed gearbox to be used in the powertrain system of an electric vehicle has been conducted. Since the drive of the gearbox is provided by the electric motor, the stress computations have been performed by considering the torque-speed characteristic of the motor as a reference. To prevent the root fractures caused by excessive tension, which is the most common problem during the operation of gear pairs, the optimization has been performed by the stresses are analyzed with the KISSsoft software. In the analysis, tooth surface strength and root stresses are emphasized. Solutions have been conducted by considering the safety coefficients specified in ISO 6336 "Calculation of load capacity of spur and helical gears" standard for geometric parameters and their effects on gear strength have been observed. The results indicate that a modulus of 2.5 mm, helix angle of 22°, and the number of teeth 32 of the pinion gear are optimal for the first gear pair. The optimum parameters of the second gear pair have been determined as 2.5 mm modulus, 20° helix angle, and pinion gear with 33 teeth.

Keywords: Single-speed transmission, tooth bending stress, tooth root strength, gear optimization, KISSsoft.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde elektrikli taşıtlara yönelik araştırmalar ve prototip geliştirmeye yönelik çalışmalar hız ve öncelik kazanmış durumdadır. Enerji kaynağı olarak yer alan elektrik motorlarının geniş bir devir aralığında kullanılabilmesi ve tork-devir karakteristikleri bu taşıtların önemli avantajları arasında yer almaktadır.

Elektrik motorlarının içten yanmalı motorlardan farklı karakteristiğe sahip olmasının etkisi güç aktarımında da karşımıza çıkmaktadır. Günümüzün elektrikli taşıtlarında geleneksel güç aktarımından farklı olarak genellikle çoğu uygulamada tek vitesli bir dişli kutusu kullanılmaktadır. Gelecekte bu taşıtlar için de çok kademe vites kutusu kullanılması söz konusu olmakla birlikte mevcut durumda en uygun verimlilikle taşıtın güç ihtiyacını

karşılacak elektrik motoru ve batarya sistemi tercih edilmektedir [1]. İçten yanmalı motorlu taşıtlarda kullanılan güç aktarma organlarının elektrikli taşıtın ihtiyacına göre şekillendirilerek kullanılması pratikte kontrol kolaylığı sağlar. Bunun yanı sıra literatürde elektronik diferansiyel sistemlerine yönelik çalışmalar [2, 3] da yer almaktadır.

Taşıtın enerji ihtiyacını karşılayan güç kaynağı ve güç aktarımında kullanılan diğer bileşenler taşıtın tipi, taşıtın kullanım amacı, enerji verimliliği, nihai kullanıcının beklentileri gibi çeşitli etkenlere bağlı olarak şekillenir. Örneğin söz konusu bir otobüs ise, genellikle belirli boyutlar içerisinde en fazla kabin içi hacmin sağlanması hedeflenir. Bu amaçla çoğu kez güç kaynağı ve aktarma grubu taşıtın arka kısmına ve kabinin altına konumlandırılır. Yapılan bu çalışmada tasarım aşamasındaki bir elektrikli otobüsün elektrik motoru ile diferansiyeli arasında kullanılacak tek vitesli

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : rmenkuc@gazi.edu.tr

transmisyonundaki dişlilerin boyutlandırılması ve optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

Güç aktarımında kullanılan dişli çarklar, girişteki güç ve hareketi ihtiyaca göre hareket yönünü veya devri değiştirerek aktaran geçmişi çok eskilere dayanan makine elemanlarıdır. Otomotiv ve havacılık başta olmak üzere hemen hemen her makinede kullanım alanı bulmaktadır. Çalışma alanı, ilettiği tork-devir, hareket iletim şekli, çalışma koşulları gibi parametrelere bağlı olarak farklı şekil ve malzemelerde dişli çarklar ortaya çıkmıştır.

Dişli çarklar konusundaki ihtiyaçlar teknolojiye bağlı gelişime bağlı olarak değişmiştir. Havacılık, otomotiv, uzay çalışmaları, savunma sanayi gibi alanlarda statik ve dinamik özellikleri daha iyi olan dişlilere ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüzde dişliler üzerinde yapılan araştırmaların genel amacı yüksek devirli, düşük titreşim ve gürültülü, uzun ömürlü, yüksek tork aktarma kapasitesine sahip dişli çarklar tasarlamak ve üretmektir. Üretim yöntemi [4], ısıl işlem süreci [5], malzeme [6] ve tasarım geliştirme [7, 8] dişli çarklar üzerinde yapılan çalışmalardır.

Tasarım ve analiz yöntemlerinin gelişmesi dişli çark hesaplarını hızlandırmış ve arttırmıştır. Matematiksel modeli esas alan bilgisayar destekli yazılımlar sayesinde diş profili üzerinde yapılan değişimlerin statik ve dinamik olarak çarklar üzerindeki etkileri hızlı şekilde analiz edilebilmekte ve dişli çarkların üretimi öncesinde optimizasyon çalışmalarına olanak sağlamaktadır [9].

Dişli çarklarda geometrik parametrelerin seçiminde, çalışma alanları büyük önem arz etmektedir. Optimizasyon çalışmaları yapılırken bu veriler göz önüne alınarak dişli çarkta ihtiyaç olan mukavemet iyileştirilmesi yapılmaktadır. Tüm çalışma faaliyetlerine engel olacağından dişli çarklarda tek bir dişin bile eksikliği büyük öneme sahiptir. Kapelevich ve Shekhtman [10], birlikte çalışan dişli çiftlerinin mukavemet değerlerinin eşit olması gerektiğini savunmuştur. Çalışmalarında pinyon ve çarklar için diş dibi mukavemeti ve eğilme gerilmelerinin dengelenmesi gerektiği ifade edilmiştir.

Tork altındaki dişliler, temas eden dişlerin yüzeylerinde meydana gelen temas gerilmesi ve diş dibinde oluşan eğilme gerilmesi olmak üzere iki çeşit gerilmeye maruz kalırlar. Dişli çarkların, diş diplerinde ortaya çıkan eğilme gerilmesi özellikle sertleştirilmiş dişlilerde dişliyi kırmaya zorlamaktadır. Dişli mekanizmalarındaki en önemli hasar türü diş dibi kırılmasıdır [11]. Dişli çarklarda diş dibi gerilmeleri; modül, helis açısı, profil kaydırma, diş genişliği, üretim kalitesi, diş sayısı, diş dibi kavisi gibi dişli parametreleriyle doğrudan ilişkilidir. Bunun yanı sıra kullanıldığı çalışma alanı, üretim süreçleri, ısıl işlem, mil ve yataklarımlar dişli gerilmelerini etkileyen diğer faktörlerdir [12].

Kapelevich ve McNamara [13], evolvent dişli tasarımı ve analizi için alternatif bir yöntem geliştirmişlerdir. Doğrudan dişli tasarımı olarak adlandırdıkları bu yöntemde standart takım ölçüleri ve üretimdeki sınırlar

ikinci plana alınarak tasarıma başlarken öncelikle dişli ve diş geometrisi tanımlanmaktadır. Dişli çiftin iletim oranı, merkezler arası mesafesi, montaj hacmi dikkate alınarak tasarımın ölçüleri ve diş sayısı belirlenmektedir. Kullanılan güç kaynağı ve çalışma alanı dikkate alınarak da gerekli mukavemeti gösterebilecek diş profili belirlenmektedir. Araştırmacılar geliştirdikleri yöntemin temel olarak geleneksel bir yöntem olduğunu belirtmişlerdir. Geleneksel yöntemde üretim süreçleri ile kesici takım geometrisi kararından önce dişli oranı, merkez mesafesi ve güç kaynağı parametrelerine göre diş profili, diş sayısı ve ölçülerinin saptandığı çalışmada belirtilmiştir. Standart dışı takım ihtiyacının maliyeti yükseltmesine rağmen bazı uygulamalarda metal malzeme ile yapılan standart tasarımın bu yöntem ile aynı şartlarda çalışabilecek farklı bir malzemeye sahip dişliye dönüştürülebilmesi maliyeti düşürmektedir. Geliştirilen alternatif yöntemle yük kapasitesinin %15-30 oranında arttığı, ağırlık ve boyutların %10-20 oranında azaldığı ifade edilmiştir. Ayrıca çalışma parametrelerinde sağlanan iyileşmeyle birlikte verimlilik ve çalışma ömrünün arttığı sonucuna varılmıştır.

Diş dibi gerilmeleri sınır ve sonlu eleman metoduyla hesaplanabilir. Bununla birlikte farklı diş standartları, bugün hesaplamalarda halen Lewis denklemini dikkate almaktadır [14-16]. Sonlu elemanlar yönteminin dişli gerilmelerinin araştırılmasında ilk uygulamasından bu yana farklı sonlu eleman modelleri denenmiştir. Sankar ve Nataraj [12], diş dibi geometrisi üzerine yaptıkları çalışmada dairesel diş dibi geometrisini trokoidal geometri ile karşılaştırmıştır. Sonlu elemanlar analizinden edinilen verilere göre diş dibi ve temas gerilmeleri bakımından dairesel dip geometrisinin üstün olduğu belirtilmiştir.

Dong ve arkadaşları [17] sonlu elemanlar yöntemi ve genetik algoritma kullanarak yük kapasitesini arttırmak için bir optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon çalışmasıyla elde edilen profilin %20 oranında diş dibindeki gerilmeleri azalttığını tespit etmişlerdir.

Kognole [18], mühendislik parametrelerini dikkate alarak dişli geometrilerinde iyileştirme sağlamış ve dişli çiftlerinin yüzey mukavemeti ve diş dibi gerilmelerini incelemiştir.

Bozca [19], bir otomobilin vites kutusundaki dişlilerin diş dibi gerilmelerini azaltmaya yönelik optimizasyon çalışması yapmıştır. Çalışmada basınç açısı ile kavrama oranı arasındaki ters orantıya vurgu yapılarak kavrama oranındaki %28,58-%32,30'luk artışın diş dibi gerilmelerini %19,82-%21,87 oranında azalttığı ifade edilmiştir.

Kütük ve Yıldırım [20], çalışmalarında ağır yük dişlilerindeki hareket iletimini değerlendirmişlerdir. Yapılan performans analizlerinde dişin yük altında esnemesinden kaynaklı iletim hatalarının olduğunu tespit etmişlerdir. Diş başı daraltma işlemi yaparak profil optimizasyonunun performans üzerindeki etkilerini incelemiştir. Profili optimize edilmiş helis dişlilerin

ideal hareket iletimi için daha uygun bir seçim olduğu çalışmalarında ifade edilmiştir.

Prabhakaran ve arkadaşları [15], dişli hatalarını azaltmak ve tasarımı iyileştirmek amacıyla gerilme analizleri üzerinde çalışmışlardır. 15Ni2Cr1Mo28 çelik malzemeye sahip dişli çark sonlu elemanlar analiz programı ile farklı dişli parametreleri için analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Lewis eşitliği ve AGMA standardına ait eşitlikle kıyaslanmıştır.

Menküc ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada [21], bir dişli çiftinin profil modifikasyonunun titreşim ve gürültü üzerindeki etkisi ele alınmış ve optimum profil modifikasyon parametreleri KISSsoft yazılımı ile analiz edilmiştir. Çalışmada sonuç olarak gürültü seviyesi 81,5 dB (A) olan bir referans dişliye uygulanan mikro optimizasyon uygulamasıyla bu değer 71,57 dB (A) seviyesine kadar azaltıldığı ifade edilmiştir.

Menküc ve Topgül tarafından yapılan çalışmada [22], evolvent diş profiline sahip dişli çarklarda basınç açısına bağlı olarak özgül kayma hızları, diş dibi ve yüzey mukavemetleri, temas durumları ve gürültü seviyeleri KISSsoft yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan analizde elde edilen sonuca göre araştırmacılar mukavemete kıyasla gürültünün nispeten daha önemsiz olduğu ağır iş makinelerinde yüksek basınç açılı dişli çarkların kullanılabilceğini, yükün daha az olduğu ve sessiz çalışma koşulları için düşük basınç açısının tercih edilebileceğini ifade etmişlerdir.

Dişli tasarımında bilgisayar destekli yazılım uygulamaları geometrik parametrelerin, çalışma parametreleri ve dişli mukavemeti üzerinde farklı etkilere sahip olması nedeniyle optimizasyon çalışmalarında ön plana çıkmaktadır. Dişlilerde makro optimizasyon seviyesi; modül, helis açısı, basınç açısı ve diş genişliği gibi parametreleri kapsarken, mikro optimizasyon seviyesi ise diş profili ve geometrisinde yapılan değişiklikleri ifade eder. Bu çalışmada KISSsoft yazılımı kullanılarak makro seviyede optimizasyon yapılarak bir elektrik motorundan tahrik alan ve otobüsün çekiş tekerleğine torku aktaran bir dişli kutusunun tasarımı ve mukavemet kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan dişli kutusu, otobüsün arka kısmında bulunan motor ve diferansiyel arasında çalışacağından motor ve diferansiyel arasındaki montaj hacmi dişli kutusunun tasarımında geometrik ölçü sınırlarını oluşturmuştur. Ayrıca motor çıkışı ile diferansiyel girişinin aynı eksen üzerinde bulunması sebebiyle dişli kutusu tasarımında hareket aktarımının aynı eksen üzerinde yapılması bir diğer tasarım gerekliliği olarak dikkate alınmıştır. Tasarımda yapılan hesaplar ve analizler, taşıtın güç ihtiyacına göre belirlenmiş olan ve bu değer referans alındığı toplam redüksiyon oranına göre yapılmıştır.

2. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

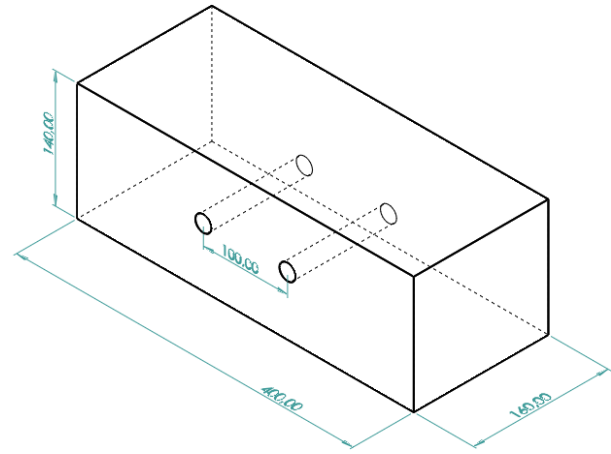
Çizelge 1'de elektrikli otobüsün güç aktarımında kullanılacak tek vitesli transmisyonun tasarım girdileri verilmiştir. Şekil 1'de ise; vites kutusu boyutlarının

sınırları verilmiştir. Dişlilerin çalışacağı eksenler düşey düzlem yerine yatay düzleme yerleştirilerek hacim optimizasyonu için serbestliğin artırılması hedeflenmiştir.

Çizelge 1. Vites kutusu tasarım girdileri (Gearbox design inputs)

Diş profili	Evolvent
Dişli çeşidi	Silindirik dış alın dişli
Malzeme	18NiCrMo7-6
Yağ	ISO-VG 320
Kalite (ISO 1328:2013)	4
1. Dişli çifti redüksiyon oranı	$\cong 1,325$
2. Dişli çifti redüksiyon oranı	$\cong 1,325$
Dişli kutusu redüksiyon oranı	$\cong 1,75$
Güç kaynağı	150 kW / 3500 rpm

Şekil 1'de yer alan ölçüler, tasarımı yapılan elektrikli otobüsün motor ve diferansiyelinin konumu dikkate alınarak belirlenmiştir. Şekilde görülen ölçüler içerisindeki dikey eksen ölçüsü dişli çapının maksimum değerini ve eksenler arası mesafeyi sınırlanmaktadır. Ayrıca eksenler arası mesafe redüksiyon oranından da etkilenmektedir. Bu sebeple dişli kutusu tasarımında eksenler arası mesafe bu girdiler hesaba katılarak 100 mm olarak kabul edilmiştir.

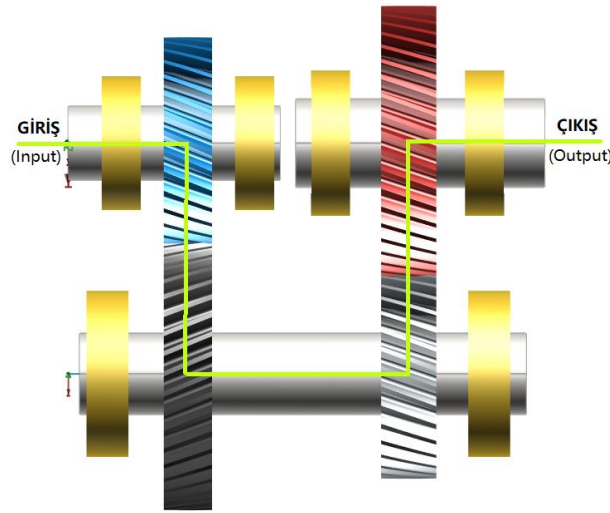


Şekil 1. Vites kutusu boyutlarının sınır hacmi (The boundary volume of gearbox dimensions)

Yapılan çalışmada tasarım ve optimizasyon yöntemi olarak, belirtilen geometrik sınırlarda, ihtiyaç olan iletim oranını sağlayan tüm dişli çiftleri elde edilerek malzeme ve güç kaynağı değerlerine göre mukavemet kontrolü yapılarak ince yakınsama yöntemi kullanılmıştır. Yazılımdan elde edilen uygun geometrideki tüm dişli varyasyonları ISO standartlarında belirtilen mukavemet şartlarını sağlayabilecek bir çözüm bölgesi oluşturmak adına aşamalı olarak daraltılmıştır. Uygun geometri ve mukavemet değerlerini sağlayan dişli varyasyonları gürültü seviyesi, iletim hatası, özgül kayma hızı, üretilebilirlik ve standart takım ölçüleri, eksenel yükler,

hafiflik ve mukavemet açısından yeniden değerlendirilerek çalışma alanına en uygun dişli çifti elde edilmiştir.

Şekil 2’de dişli kutusunun hareket aktarımının şematik görüntüsü verilmiştir. Elektrik motorundan dişli kutusunun giriş miline aktarılan hareket, birinci dişli çifti üzerinden tork arttırılarak ara mile iletilmektedir. Ara milin diğer ucunda ve mile sabitlenmiş olan pinyon dişli, eşlenik çalıştığı dişli üzerinden hareketi çıkış miline aktararak toplam redüksiyonu (1,75/1) sağlamaktadır. Giriş miline bağlı dişli ve ara milin ilk dişlisinden oluşan birinci dişli çiftinin (DÇ1) aktardığı tork, ikinci dişli çiftinin (DÇ2) giriş değerlerini belirlediğinden ikinci dişli çifti daha yüksek tork taşımakta ve gerilmeler daha yüksek olmaktadır. Tasarımda dişli genişlik kontrolü ile bu durum dikkate alınmıştır. 160 mm olarak belirtilen iletim eksenindeki tasarım ölçüsü (dişli kutusunun eni), ortalama 20 mm rulman ve 5 mm ara boşluklar olarak değerlendirildiğinde toplam dişli genişliği için kullanılacak ölçü 45 mm olarak hesaplanmıştır. Her iki dişli çifti için de hesaplamalarda diş genişliği 21 mm ile başlanmış, 3 mm ikinci dişli çifti için tolerans bırakılmıştır. Diş genişliğinin artması yük kapasitesi ile beraber eksenel yükleri de arttırdığından gerekli dayanımı gösterebilecek minimum değerde seçilmesi gerekmektedir. Diş genişliğinin modül ile oranı literatürde genişlik faktörü olarak tanımlanmış ve bu oranın 6-18 aralığında seçilmesi önerilmiştir [23, 24]. Tasarımda “diş genişliği/modül” oranı için literatürdeki örnekler [24-27] dikkate alınmıştır.



Şekil 2. Tasarımı yapılan dişli kutusundaki hareket aktarım şeması (Motion transmission in the designed gearbox)

3. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Tasarımı yapılan dişli kutusu elektrikli taşıta yönelik olarak dizayn edildiğinden tek bir vitesten oluşmakta ve hareket aktarımı aynı eksen üzerinden gerçekleşmektedir. Vites kutusunun giriş-çıkış eksenlerinin aynı olması nedeniyle iki dişli çifti

kullanılmıştır. Bu nedenle redüksiyon oranı iki aşamalı aktarımla sağlandığından 1. dişli çifti (DÇ1) ve 2. dişli çiftinde (DÇ2) yer alan dişli çarklar ayrı ayrı analiz edilmiştir.

3.1 DÇ1 (GP1)

Birinci dişli çifti, giriş milindeki hareketi $1,325 \pm \%2$ oranında ara mile aktarmak üzere tasarlanmıştır. Malzeme ve yağlama bilgileri belirtilen evolvent dişli çiftinin modül ve helis açısının tayini bu bölümün ilk adımını oluşturmaktadır. Referans ölçüler dikkate alınarak 100 mm sabit eksenler arası mesafede 20° basınç açısı ve 21 mm diş genişliği ilk adımda tasarım sabitleri olarak belirlenmiştir. Profil kaydırma oranı, kullanılacak tüm dişli varyasyonlarını elde edebilmek için en geniş aralıkta hesaplamalara dahil edilmiştir. Kullanılan KISSsoft yazılımı ile 1-8 mm modül ve $0-30^\circ$ helis açısı aralığında belirtilen şartlarda yapılan çözümde 5457 dişli varyasyonu elde edilmiştir. Diş dibi kesilmesinin olduğu ve özgül kaymanın 3 değerini aştığı 1134 dişli varyasyonu bu çözüm bölgesine dahil edilmeden elenmiştir.

Şekil 3’de modül ve helis açısının diş dibi mukavemeti üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Diş dibi gerilmesi için emniyet katsayısı renk skalası ile grafiğe dahil edilmiştir. Grafikte yatay eksenle belirtilen modülün artmasıyla birim diş büyüme ve diş dibi mukavemeti artmaktadır. Dikey eksenle gösterilen helis açısının artmasıyla profil kavramaya ek olarak oluşan helis kavrama sayesinde yük birden fazla diş tarafından taşınmakta ve diş dibi mukavemetinin artmasına katkı sağlamaktadır.

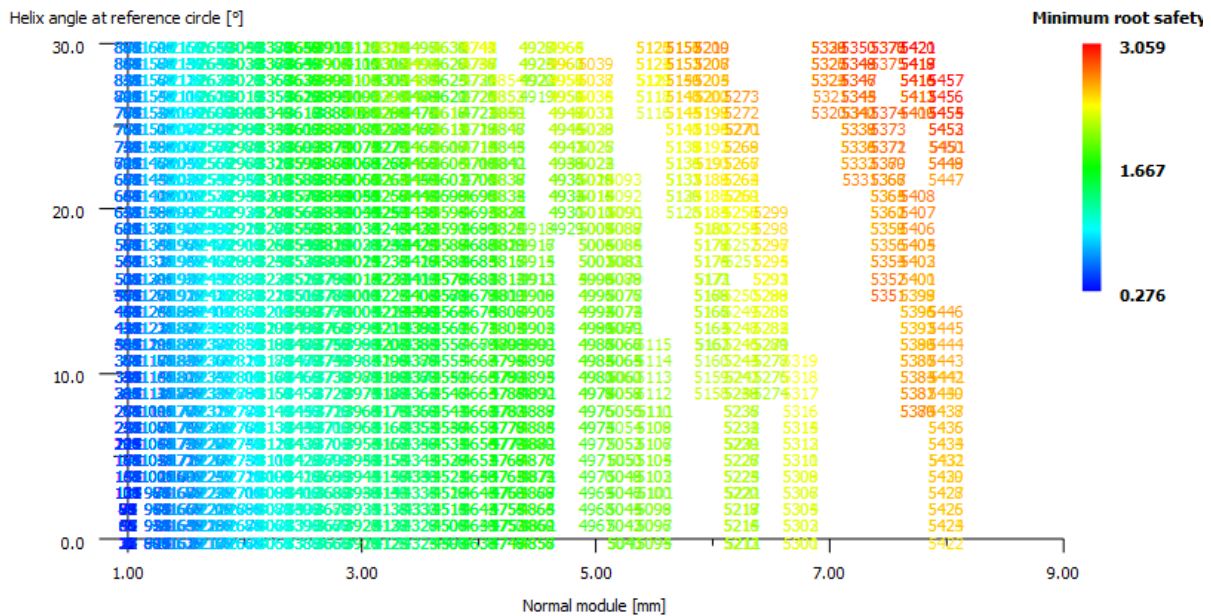
Şekil 4’de elde edilen çözüm bölgesi Şekil 3’de olduğu gibi modül ve helis açısına göre oluşturulmuş ve yüzey mukavemeti için emniyet katsayısı renk skalasıyla gösterilmiştir. Yüzey mukavemeti, diş dibi mukavemetinin aksine modül artışıyla beraber, diş sayısının düşmesinden ötürü azalmıştır. Diş sayısındaki azalma sürekli temasta olan diş sayısını azaltmakta ve yükün tek bir diş tarafından taşındığı yüzey bölgelerinde aşırı yüklenmelerden dolayı mikro çatlaklar oluşmasına sebep olmaktadır. Helis açısının artması kademeli yüklenme ve yük paylaşımına katkı sağlayarak diş yüzey mukavemetini arttırmaktadır.

Modül ve helis açısı değişimine göre oluşturulan dişli çifti varyasyonları arasında ISO standartlarında belirtilen minimum mukavemet şartlarını sağlayabilen dişli çiftleri çözüm bölgesi olarak ayrılmıştır. ISO 6336 standartlarında diş dibi eğilme gerilmeleri için hesaplanan minimum emniyet katsayısının 1,4 ve yüzey mukavemeti için minimum emniyet katsayısının 1,0 olması önerilmiştir. Grafikler incelendiğinde belirtilen şartları sağlayan birçok çözümün mevcut olduğu görülmektedir. Her iki grafikte de (Şekil 3 ve 4) var olan kırmızı ve turuncu bölgeler diş dibi ve yüzey mukavemeti için yeterli şartları sağlamaktadır. Şekil 5’te minimum emniyet katsayılarına göre sınırlandırılmış genel çözüm verilmiştir. Diş dibi ve yüzey mukavemeti için çizilen sınır çizgilerin pozitif bölgesinde kalan alan çözüm bölgesini oluşturmuştur. Bu bölgede oluşan 87 adet dişli

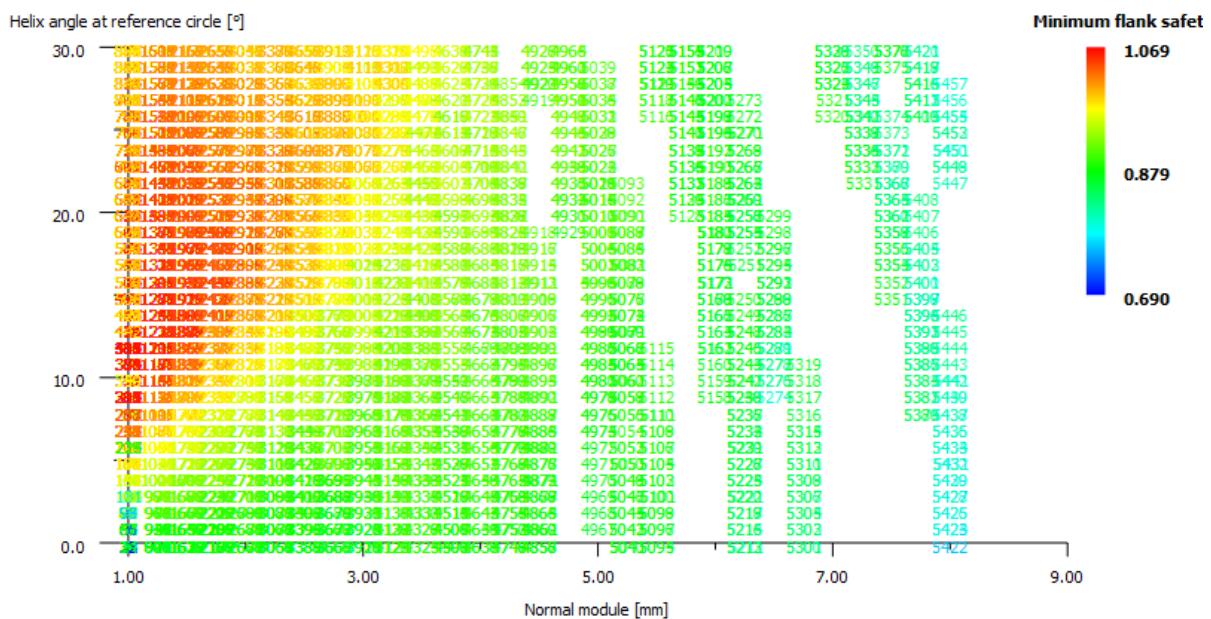
çifti, tasarımı yapılan dişli kutusunun birinci dişli çifti için kullanılacak dişli varyasyonlarını ihtiva etmektedir.

Dişli çarkların hareket iletimi esnasında diş profilleri iki boyutta noktasal temas halindedir. Bu temas noktalarındaki teğetsel hız farkları kayma hızı olarak adlandırılmaktadır. Kayma hızının temas noktasındaki teğetsel hızı oranı özgül kaymayı ifade etmektedir. Diş temas noktaları arasındaki hız farkının fazla olması mukavemet açısından olumsuz bir etkiye sahiptir [28, 29]. Dönme noktası olan bölüm dairesinde kayma hızı sıfırken bu bölgeden uzaklaştıkça kayma hızı artmaktadır. Bu durum kayma hızından kaynaklı aşınmaların diş dibi ve diş üstü bölgelerinde daha fazla

olduğunun göstergesidir. Dişli mukavemetinde kritik önem taşıyan bu bölgelerin özgül kayma açısından değerlendirilmesi tasarımda önem arz etmektedir. Elde edilen çözüm bölgesinde 0,7-2,1 aralığında hesaplanan özgül kayma hızları $|\zeta_{max}| \leq |1|$ sınır şartı uygulanarak tekrar değerlendirilmiş ve 87 dişli varyasyonu 21'e indirilmiştir. Şekil 6'da daraltılmış yeni çözüm bölgesi gösterilmiştir. Grafikte yatay ve düşey eksenler emniyet katsayılarını belirlerken helis açısından dolayı açığa çıkan ekstenel kuvvetler renk skalasında gösterilmiştir. Çizelge 2'de çözüm bölgesindeki dişli çiftlerinin çalışma parametreleri ve mukavemet değerleri verilmiştir. Çözüm bölgesinin modül değeri 2,25-2,75 mm aralığında elde edilmiştir. Helis açısı minimum 22° değerinde



Şekil 3. Modül ve helis açısının diş dibi mukavemetine etkisi (Effect of the module and the helix angle on the root strength)



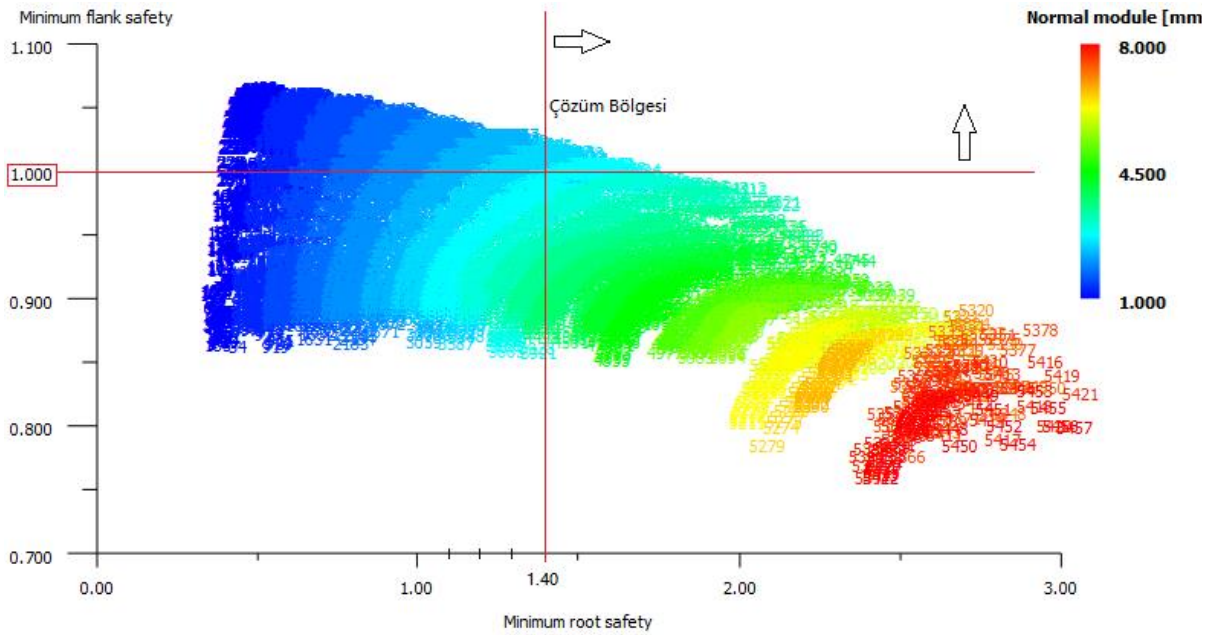
Şekil 4. Modül ve helis açısının yüzey mukavemetine etkisi (Effect of the module and the helix angle on the surface strength)

belirlenen sınır şartlarını sağlamaktadır. Eksenel yüklerin artması rulmanların taşıyacağı yükü arttıracığından ve dişli kutusu ömrünü etkileyen parametre olması sebebiyle olabildiğince küçük seçilebilmesi istenilen bir durumdur. 3586 numaralı çözüm, 22° helis açısına sahip dişli çiftiyle en düşük eksenel yüklere maruz kalan dişli çiftidir. Ayrıca 2,5 mm modül standart takım ölçülerine uyması sebebiyle üretim maliyetleri açısından avantaj sağlamaktadır. Kilogram başına düşen iletilebilecek tork miktarı ortalamanın üzerinde bir değere sahiptir. Gürültü seviyesi diğer varyasyonlara kıyasla daha yüksek olmasına rağmen diğer olumlu

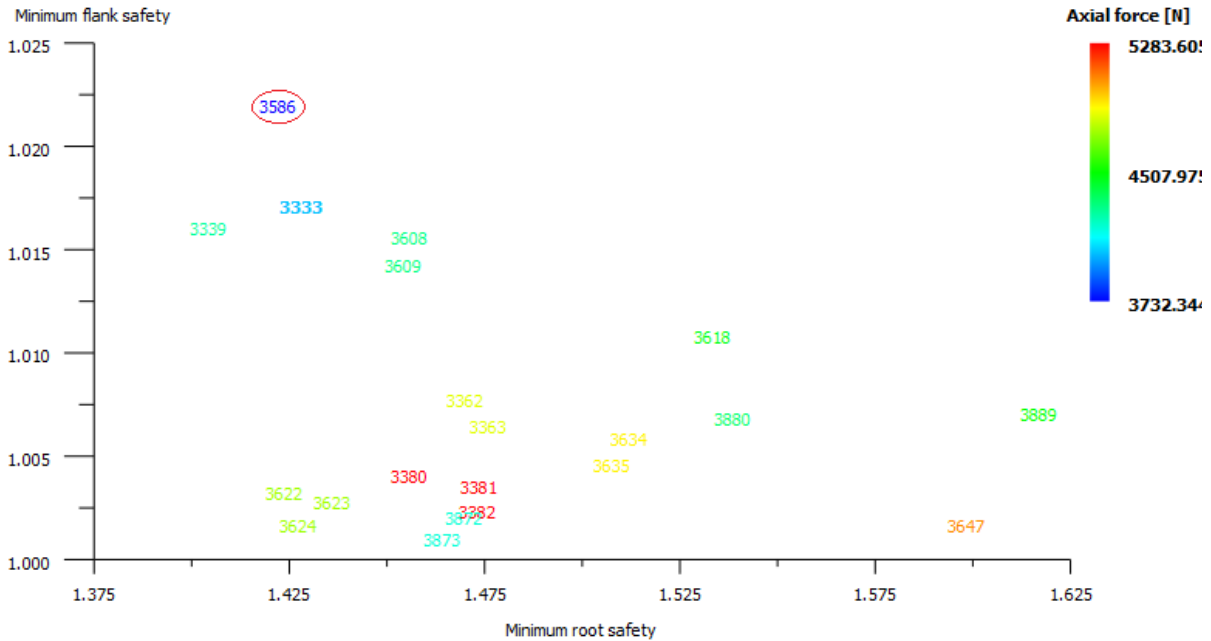
taraf lar göz önüne alındığında kabul edilebilir seviyededir. Bu nedenle DÇ1 için 3586 numaralı çözüm optimum seçenek olarak değerlendirilmiştir.

3.2 DÇ2 (GP2)

Vites kutusunda yer alan 2. dişli çifti ara milin çıkış hattında konumlandırılmış pinyon dişli ve onun eşlenik çalıştığı çıkış mili üzerindeki dişliden oluşmaktadır. Ara mildeki hareketi çıkış miline aktaran ikinci dişli çifti,



Şekil 5. ISO 6336'ya göre çözüm bölgesinin daraltılması (Restriction of the solution region according to ISO 6336)



Şekil 6. ISO 6336'ya göre yeniden değerlendirilerek çözüm bölgesinin daraltılması (Restriction of the solution region by re-evaluating according to ISO 6336)

Çizelge 2. DÇ1'in çözüm bölgesindeki dişli çiftlerinin çalışma parametreleri ve mukavemet verileri (Working parameters and strength data of gear pairs in the solution region of GP1)

Çözüm No	m (mm)	α (°)	β (°)	x_1	x_2	ζ_{f1}	ζ_{f2}	i	S_{Fmin}	S_{Hmin}	F_a (N)	V_α (m/s)	η	W (kg)	T_{max}/W (Nm/kg)	dB(A)
3333	2,25	20	24	-0,11	-0,31	-1,00	-1,00	1,343	1,428	1,017	4024	3,89	0,9936	2,61	152,4	78,64
3339	2,25	20	25	-0,04	-0,20	-0,91	-0,91	1,314	1,404	1,016	4272	3,73	0,9938	2,60	153,6	78,53
3362	2,25	20	28	-0,16	-0,12	-1,00	-0,77	1,324	1,470	1,008	4851	3,72	0,9938	2,61	154,1	78,09
3363	2,25	20	28	-0,06	-0,22	-0,87	-0,87	1,324	1,476	1,007	4851	3,69	0,9938	2,60	153,9	78,10
3380	2,25	20	30	-0,15	0,14	-0,99	-0,59	1,333	1,456	1,004	5284	3,92	0,9939	2,61	151,5	77,94
3381	2,25	20	30	-0,05	0,04	-0,87	-0,68	1,333	1,473	1,004	5284	3,60	0,9940	2,61	151,5	77,94
3382	2,25	20	30	0,05	-0,06	-0,76	-0,76	1,333	1,473	1,003	5284	3,55	0,9941	2,60	151,4	77,96
3586	2,50	20	22	0,11	-0,01	-0,96	-0,96	1,313	1,422	1,022	3732	4,01	0,9935	2,60	156,0	79,18
3608	2,50	20	25	0,08	0,20	-0,99	-0,76	1,323	1,456	1,016	4313	3,91	0,9937	2,60	156,8	78,84
3609	2,50	20	25	0,18	0,10	-0,86	-0,86	1,323	1,454	1,014	4313	3,88	0,9937	2,60	156,6	78,85
3618	2,50	20	26	0,04	-0,10	-0,96	-0,96	1,323	1,533	1,011	4474	4,02	0,9934	2,60	155,6	78,52
3622	2,50	20	27	0,18	0,58	-0,92	-0,55	1,333	1,424	1,003	4749	4,02	0,9938	2,61	151,4	78,83
3623	2,50	20	27	0,28	0,48	-0,81	-0,63	1,333	1,436	1,003	4749	3,69	0,9940	2,61	151,5	78,84
3624	2,50	20	27	0,38	0,38	-0,71	-0,71	1,333	1,427	1,002	4749	3,62	0,9940	2,60	151,3	78,85
3634	2,50	20	28	0,12	0,25	-0,91	-0,70	1,333	1,512	1,006	4911	3,84	0,9937	2,61	152,4	78,46
3635	2,50	20	28	0,22	0,15	-0,79	-0,79	1,333	1,507	1,005	4911	3,79	0,9938	2,60	152,2	78,47
3647	2,50	20	29	0,06	-0,07	-0,89	-0,89	1,333	1,598	1,002	5072	3,95	0,9935	2,60	151,4	78,13
3872	2,75	20	24	0,32	0,52	-0,90	-0,69	1,321	1,470	1,002	4182	3,97	0,9936	2,60	153,0	79,45
3873	2,75	20	24	0,42	0,42	-0,79	-0,79	1,321	1,464	1,001	4182	3,90	0,9936	2,59	152,9	79,46
3880	2,75	20	25	0,29	0,24	-0,87	-0,87	1,321	1,538	1,007	4345	4,08	0,9934	2,59	154,7	79,07
3889	2,75	20	26	0,16	0,05	-0,97	-0,97	1,321	1,617	1,007	4507	4,24	0,9931	2,59	154,8	78,71

birinci dişli çiftine oranla daha yüksek tork ilettiğinden bu dişli çifti üzerinde oluşan gerilmeler daha yüksek olmaktadır. DÇ2 için yapılan ilk çözüm, başlangıçta kabul edilen 21 mm diş genişliği için gerçekleştirilmiştir. ISO standartlarında belirlenen minimum emniyet katsayıları bu çözümde sağlanamamıştır. Yüksek modül bölgelerinde yeterli diş dibi dayanımı gözlemlenirken, çözümün hiçbir bölgesinde yeterli yüzey dayanımı elde edilememiştir. Tasarımın geometrik ölçülerinin belirlenmesi sürecinde bu durum dikkate alınarak dişli genişlikleri için planlanan tolerans değer bu dişli çiftinde hesaba katılmıştır. Diş genişliği 24 mm'ye çıkartılarak çözüm tekrarlanmıştır. Çözümde elde edilen 5415 farklı dişli varyasyonu modül ve emniyet katsayılarına göre Şekil 7'de gösterilmiştir. Çalışmada dikkate alınan ISO 6336 standardında belirtilen minimum emniyet katsayıları grafikte eksenlere dik çizilen kırmızı çizgiler ile sınırlandırılmıştır. Diş genişliğinin artırılması ile diş dibi ve yüzey dayanımında iyileşme sağlasa da diş dibi ve yüzey mukavemeti açısından yeterli dayanımı gösterecek dişli varyasyonu elde edilememiş, her iki çizginin pozitif tarafında oluşturduğu bölgelerin kesişimi ile oluşan çözüm bölgesinde çözüm elemanı oluşmamıştır. Grafikte diş dibi ve yüzey mukavemetinin farklı modül bölgelerinde yükselme eğilimi gösterdiği

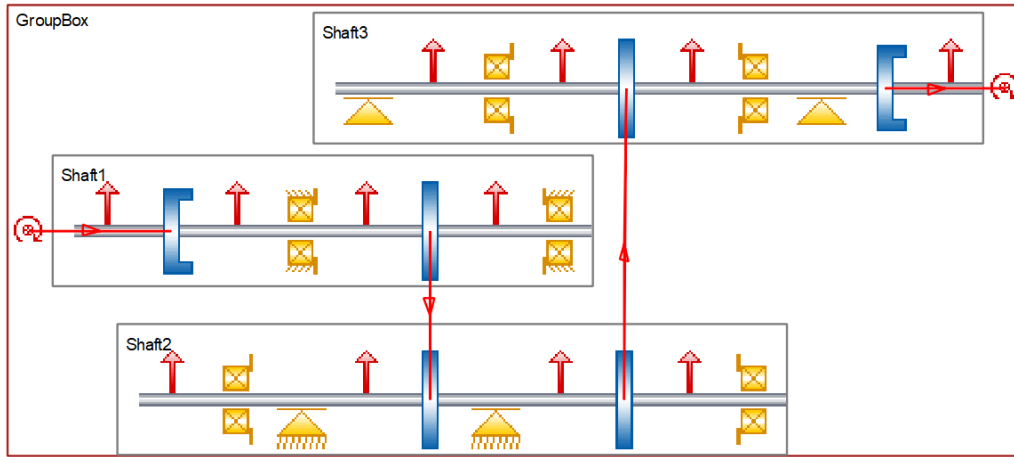
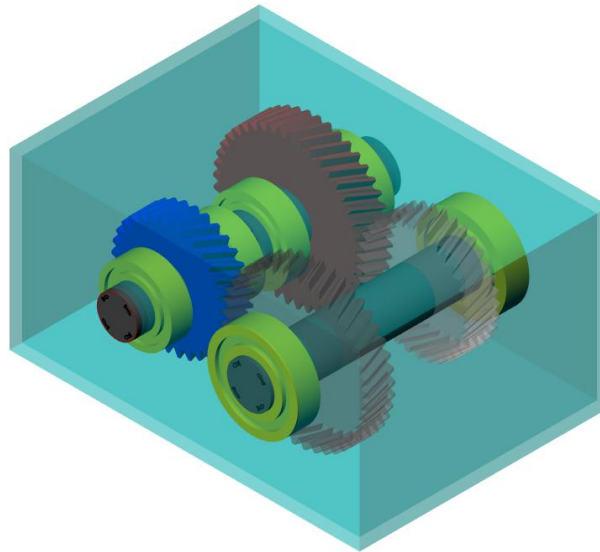
açıktır. Dişli çarklarda değişken parametrelerin, dişli çiftlerin çalışma parametreleri ve dayanımları üzerindeki bu gibi farklı etkileri tasarım sürecindeki optimizasyon çalışmalarının önemini göstermektedir.

Emniyet katsayılarının minimum değerlerinin sınırladığı çözüm bölgesi, %10 tolerans kabulü yapılarak basınç açısının da değişken olarak kabul edildiği ikinci bir çözüme dahil edilmiştir. Yeni oluşturulan çözüm bölgesi grafikte yeşil çizgiler ile sınırlandırılmıştır. Bu bölgeye dahil olan dişli varyasyonları, 2,25-4 mm modül aralığı ve 14-30° helis açısı aralığındadır. Merkez mesafeleri, iletim oranı, diş genişliği gibi diğer parametreler sabit tutularak modül ve helis açısı için belirtilen çözüm bölgesi aralığında ve 20-30° basınç açısı aralığı dahilinde çözüm tekrarlanmıştır. Çözüm sonucunda elde edilen 5305 dişli varyasyonu Şekil 8'de gösterilmiştir. Basınç açısının artması, yüzeye etki eden Hertz basıncını azaltması sebebiyle yüzey dayanımı iyileşmiştir. Basınç açısının artması diş dibini kalınlaştırarak bu bölgede oluşan gerilmeleri azaltmaktadır.

Çözüm bölgesinde oluşan dişli çiftlerinin listesi Çizelge 3'de verilmiştir. Yeterli dayanım şartlarını sağlayan tüm varyasyonlar 30° basınç açısı değerinde oluşmuştur. 1689 ve 1690 numaralı çözümler incelendiğinde, çözüm

Çizelge 3. DÇ2'nin çözüm bölgesindeki dişli çiftlerinin çalışma parametreleri ve mukavemet verileri (Working parameters and strength data of gear pairs in the solution region of GP2)

Çözüm No	m (mm)	α (°)	β (°)	x_1	x_2	ζ_{f1}	ζ_{f2}	i	S_{Fmin}	S_{Hmin}	F_a (N)	V_a (m/s)	η	W (kg)	T_{max}/W (Nm/kg)	dB(A)
1689	2,50	30,00	20	-0,46	-0,48	-0,55	-0,44	1,333	1,412	1,000	4336	2,46	0,995	2,98	174,37	80,04
1690	2,50	30,00	20	-0,36	-0,58	-0,49	-0,49	1,333	1,424	1,000	4336	2,37	0,995	2,97	174,31	80,05
1722	2,50	30,00	23	-0,05	-0,14	-0,42	-0,42	1,313	1,399	0,997	5108	2,27	0,995	2,97	174,12	79,66
1732	2,50	30,00	24	-0,38	-0,11	-0,55	-0,34	1,313	1,441	0,996	5318	2,61	0,995	2,98	173,15	79,42
1733	2,50	30,00	24	-0,28	-0,21	-0,49	-0,39	1,313	1,451	0,995	5318	2,40	0,995	2,97	173,29	79,43
1734	2,50	30,00	24	-0,18	-0,31	-0,43	-0,43	1,313	1,456	0,995	5318	2,29	0,995	2,97	173,28	79,43
2401	2,75	30,00	22	-0,07	0,30	-0,56	-0,35	1,310	1,439	0,995	4913	2,78	0,994	2,97	173,05	79,98
2402	2,75	30,00	22	0,03	0,20	-0,50	-0,40	1,310	1,445	0,994	4913	2,55	0,994	2,97	173,23	79,98
2403	2,75	30,00	22	0,13	0,10	-0,45	-0,45	1,310	1,448	0,994	4913	2,44	0,994	2,96	173,24	79,99
2410	2,75	30,00	23	-0,18	0,15	-0,58	-0,36	1,310	1,489	0,995	5124	2,81	0,994	2,97	173,07	79,72
2411	2,75	30,00	23	-0,08	0,05	-0,52	-0,41	1,310	1,498	0,995	5124	2,58	0,994	2,97	173,24	79,73
2412	2,75	30,00	23	0,02	-0,05	-0,46	-0,46	1,310	1,503	0,994	5124	2,47	0,994	2,96	173,25	79,73

**Şekil 9.** Tasarımı yapılan dişli kutusunun hareket aktarım şeması (Motion transmission diagram of the designed gearbox)**Şekil 10.** Dişli kutusunun nihai hali (The final version of the gearbox)

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, elektrikli bir taşıtın tahrik tekerleğine aktarılan torku arttırmak için kullanılacak dişli kutusunun tasarımı ve mukavemet kontrolleri yapılmıştır. Elektrik motorunun çıkış mili ile diferansiyel arasında çalışacak olan dişli kutusunun hareket eksenini değiştirmeden iletimi sağlaması tasarım gerekliliği olarak dikkate alınmıştır. Motor ile diferansiyel arasındaki (referans alınan) montaj alanı tasarımın geometrik sınırlarını oluşturmuştur. Her iki dişli çifti için de değişken parametreler, kabul edilebilir en geniş aralıkta çözüme dahil edilmiş ve ISO 6336'da belirlenen sınırlar çerçevesinde çözüm aşamalı olarak daraltılmıştır.

Dişli çiftlerin tasarımında değişken olarak kabul edilen geometrik parametrelerin, çalışma parametreleri ve dişli mukavemeti üzerinde farklı negatif ve pozitif etkilere sahip olduğu analizlerde gözlemlenmiştir. Modülün artışı diş dibinde dayanımı artırırken, kavrama oranını düşürmesi sebebiyle yüzey dayanımında negatif etkiye sahiptir. Helis açısının tanımlanmasıyla oluşan helis kavrama oranı, diş başına düşen yükü azaltarak incelenen her iki mukavemet durumu için pozitif etki göstermiştir. Buna karşılık aksel yönde, yatakları zorlayan bir kuvvet oluşmasına sebep olmaktadır. Basınç açısındaki artış, diş dibinin kalınlaşması sebebiyle bu bölgede oluşan gerilmelerin azalmasına katkı sağlarken, Hertz basıncının azalmasıdaki etkisi ile yüzey mukavemetini arttırmıştır. Basınç açısındaki artışla beraber çalışma gürültüsünün de arttığı görülmüştür.

DÇ1 için yapılan modül ve helis açısı kontrolünde ISO standartlarını sağlayan ortak çözüm bölgesi oluşurken DÇ2 için uygun çözüm elde edilememiştir. Kaynaktan gelen hareketin torkunun giriş milinden ara mile geçerken redüksiyon oranına bağlı olarak artması nedeniyle ikinci dişli çiftinin maruz kaldığı yük daha fazladır. Bu nedenle geometrik sınırlar da dikkate alarak DÇ2'nin mukavemetini arttırmak için basınç açısı kontrolü yapılmıştır. Mukavemet şartlarını %10 toleransla sağlayan varyasyonlar için 20°, 25° ve 30° basınç açıları tekrar çözüm yapılmıştır. Yeterli emniyet katsayısının elde edildiği çözümler sadece 30° basınç açısında elde edilmiştir. Çizelge 1 ve Çizelge 2'de gösterilen dişli varyasyonları tasarım amacını yerine getirebilecek dişli çiftlerini ifade etmektedir. Üretilirlik, maliyet, ergonomi ve mukavemet açısından çözüm bölgeleri tekrar değerlendirilerek kullanılacak alana bağlı optimal dişli çiftleri belirlenmiştir. DÇ1 parametreleri 2,5 mm modül, helis açısı 22° ve pinyon diş sayısı 32 olarak belirlenmiştir. DÇ2'de basınç açısı arttırılmış ve diğer parametreler 2,5 mm modül, helis açısı 20° ve pinyon diş sayısı 33 olarak belirlenmiştir.

Yapılan analizlerde doğrulanmış olan bu durum eşlenik çalışacak dişli çarkların tasarımında, optimizasyon çalışmalarının önemini vurgulamaktadır. Tasarımın mükemmeliyet sınırlarının dişli sistemin çalışma alanından bağımsız belirlenemeyeceğini göstermektedir.

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Regaip MENKÜÇ: Literatür araştırması, metodoloji, yazılım uygulamaları, sonuçların analizi ve makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

Tolga TOPGÜL: Metodoloji, danışmanlık ve makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., Ebrahimi, K. M., "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", *CRC Press Taylor&Francis Group*, Florida, (2018).
- [2] Eren, S., "Elektrikli araç elektronik diferansiyel denetleyici tasarımı ve performans analizi", *Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2019).
- [3] Çelik, İ. and Sonugür, G., "The test of electric vehicle with electronic differential system in different road conditions", *Journal of Polytechnic*, Early View, (2022).
- [4] Skoglund, P., Litstrom, O., Flodin, A., "Improvement of powder metallurgy gears for engines and transmissions", *SAE Technical Paper*, 2013-32-9102, (2013).
- [5] Berdiev, D. M. and Yusupov, A. A., "Improving the wear resistance of gear teeth by cyclic quenching with inductive heating", *Russian Engineering Research*, 40: 473-475, (2020).
- [6] Kumar, A., Patnaik, A., Bhat, I. K., "Parametric analysis of tribological for gear materials behaviour and mechanical study of cobalt metal powder filled Al-7075 alloy composites", *Materials Today: Proceedings*, 27: 2787-2800, (2020).
- [7] Sandooja, A. and Jadhav, S., "Analysis of gear geometry and durability with asymmetric pressure angle", *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 5: 546-558, (2012).
- [8] Yazar, M. ve Özdemir, A., "Eliptik düz dişlilerin bilgisayar destekli tasarımı ve CNC tel erozyon ile imalatı", *Politeknik Dergisi*, 13: 245-253, (2010).
- [9] Fetvacı, M. C., "Profil kaydırmalı silindirik evolvent dişli çarkların matematik modellenmesi", *Politeknik Dergisi*, 23(4): 1339-1346, (2020).
- [10] Kapelevich, A. L. and Shekhtman, Y. V., "Direct gear design: bending stress minimization", *Gear Technology*, 44-47, (2003).
- [11] Bibel, G. D., Reddy, S. K., Savage, M., Handschuh, R. F., "Effects of rim thickness on spur gear bending stress", *Journal of Mechanical Design*, 116: 1157-1162, (1994).
- [12] Sankar, S. and Nataraj, M., "Profile modification-a design approach for increasing the tooth strength in spur gear", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 55: 1-10, (2011).

- [13] Kapelevich, A. L. and McNamara, T. M., "Direct gear design® for automotive applications", *SAE Technical Paper*, 2005-01-1817, (2005).
- [14] Pek, M. A., "Stress analyses of polymer gears using finite element method", *Phd Thesis*, Suleyman Demirel University, Isparta, (2002).
- [15] Prabhakaran, S., Balaji, D. S., Kumar, R. P., "Bending stress analysis of a spur gear for material steel 15ni2cr1mo28", *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12(19): 5636-5641, (2017).
- [16] Osakue, E. E. and Anetor, L., "Revised Lewis bending stress capacity model", *The Open Mechanical Engineering Journal*, 14(1): 1-14, (2020).
- [17] Dong, P., Zuo, S., Du, S., Tenberge, P., Wang, S., Xu, X., Wang, X., "Optimum design of the tooth root profile for improving bending capacity", *Mechanism and Machine Theory*, 151: 103910, (2020).
- [18] Kognole, S., "Optimizing the geometric parameters of new gear pair using existing gear pairs", *SAE Technical Paper*, 2014-01-1770, (2014).
- [19] Bozca, M., "Optimisation of effective design parameters for an automotive transmission gearbox to reduce tooth bending stress", *Modern Mechanical Engineering*, 7: 35-36, (2017).
- [20] Kütük, M. ve Yıldırım, N., "Ağır yük düz ve helis dişlilerin performans analizi ve profil optimizasyonu", *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 96-102, (2003).
- [21] Menküç, R., Uysal, L. K., Topgül, T., "Effect of profile modification on noise in involute gear pair", *International Journal of Automotive Science and Technology*, 5(2): 79-84, (2021).
- [22] Menküç, R. ve Topgül, T., "Dişli çarklarda basınç açısının özgül kayma hızı, kavrama oranı ve gürültüye etkisi", *International Symposium on Automotive Science and Technology*, 8-10 Eylül 2021 Ankara, Türkiye, (2021).
- [23] Dudley, D. W., "Practical Gear Design", *McGraw Hill Book*, New York, (1954).
- [24] Akkurt, M. "Makine Elemanları Cilt: 2", *Birsen Yayınevi*, İstanbul, (2012).
- [25] Miler, D., Žeželj, D., Lončar, A., Vučković, K., "Multi-objective spur gear pair optimization focused on volume and efficiency", *Mechanism and Machine Theory*, 125: 185-195, (2018).
- [26] Kim, S. C., Moon, S. G., Sohn, J. H., Park, Y. J., Choi, C. H., Lee, G. H., "Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error", *Mechanism and Machine Theory*, 144: 103634, (2020).
- [27] Gologlu, C. and Zeyveli, M., "A genetic approach to automate preliminary design of gear drives", *Computers and Industrial Engineering*, 57(3): 1043-1051, (2009).
- [28] Younes, E. B., Changenet, C., Bruyère, J., Rigaud, E., Perret-Liaudet, J., "Multi-objective optimization of gear unit design to improve efficiency and transmission error", *Mechanism and Machine Theory*, 167: 104499, (2022).
- [29] Fan, J., "Bestimmung des moduls bei zahnradgetrieben", *Master Thesis*, Mittweida University of Applied Sciences, Mittweida, (2015).