

Ağır hizmet aracı bütünleşik tekerlek poyrasının mekanik dayanımının sayısal ve deneysel olarak incelenmesi

Investigation of mechanical strength of heavy-duty vehicle integrated wheel hub

İbrahim Can GÜLERYÜZ^{1*}

¹Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., Ürün Tasarım ve Geliştirme Bölümü, İzmir, Türkiye.
can.guleryuz@egefren.com.tr

Geliş Tarihi/Received: 27.07.2024
Kabul Tarihi/Accepted: 03.12.2024

Düzeltilme Tarihi/Revision: 28.11.2024

doi: 10.5505/pajes.2024.92800
Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Bu çalışmada, ağır hizmet araçlarında kullanılan bütünleşik yapıdaki tekerlek poyrasının yorulma dayanımının artırılması amacıyla önerilen tasarım değişikliklerinin sayısal ve deneysel sonuçlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Öncelikle çift eksenli yorulma testi standardındaki sınır koşulları göz önünde bulundurularak referans bütünleşik poyra tasarımına ait sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Referans bütünleşik tekerlek poyrası üzerindeki kritik gerilme bölgeleri belirlenmiştir. Referans tekerlek poyrası prototipine uygulanan çift eksenli yorulma testi sonuçları (yorulma testi çevrimi ve hasar bölgeleri) ile sonlu elemanlar analizinde elde edilen sayısal sonuçlar (kritik gerilme bölgeleri ve gerilme değerleri) karşılaştırılmıştır. Sonrasında yorulma dayanımının artırılması amacıyla iki farklı tasarım değişikliği için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Önerilen tasarım değişikliklerinin uyarlandığı prototiplere uygulanan çift eksenli yorulma testleri sonuçları değerlendirilmiştir. Önerilen bütünleşik tekerlek poyrası tasarımı ile referans tasarım karşılaştırıldığında yorulma dayanımı %25 oranında iyileşme elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Bütünleşik tekerlek poyrası, sonlu elemanlar analizi, çift eksenli yorulma testi, ağır hizmet aracı

Abstract

In this study, the effects of the proposed design changes on the numerical and experimental results were investigated to increase the fatigue strength of the integrated wheel hub used in heavy-duty vehicles. Firstly, finite element analysis of the reference integrated wheel hub design was conducted by considering the boundary conditions of biaxial fatigue test standard. Critical hot-spot stress regions on the reference integrated wheel hub have been determined. The results of biaxial fatigue test applied to the reference wheel hub prototype (fatigue test cycle and damage regions) were compared with numerical results (hot-spot stress regions and stress values) obtained in finite element analysis. Afterwards, finite element analyses of two different design changes were carried out to increase the fatigue strength. The results of biaxial fatigue tests applied to the prototypes which the proposed design changes were adapted were evaluated. In comparison of the proposed integrated wheel hub design with the reference design the fatigue strength was improved by 25%.

Keywords: Integrated wheel hub, finite element analysis, biaxial fatigue test, heavy-duty vehicle.

1 Giriş

Günümüzde yaylanmayan araç kütlelerini oluşturan parçaların ağırlığının azaltılmasına yönelik çalışmalar performans, sürüş konforu ve güvenliğinin artırılmasında; yakıt sarfiyatının ve zararlı gaz emisyonlarının azaltılmasında önemli olduğu için birçok araştırmacının ilgisini çeken bir konu olmaktadır. Bilimsel yazındaki yaylanmayan araç kütlelerini oluşturan dingil, kovan, salıncak kolları, kampanalı ve disk frenlerin döküm parçalarının ağırlığının azaltılmasına yönelik sayısal çalışmalar dikkat çekmektedir [1]-[7]. Ağır ticari araçlarda yaylanmayan araç kütlelerinin azaltılmasına yönelik geleneksel fren diski ve tekerlek poyralarının yerini ağırlık ve maliyet avantajı sağlayan bütünleşik yapıdaki fren diski ve poyra tasarımları almaktadır [8]-[10]. Bütünleşik yapıdaki yeni tasarımlarda, bağlantı flanşı fren diski kütlelerini azaltacak şekilde disk sürtünme yüzeylerinin ara düzlemine yakın bir bölgeye taşınmakta olup, tekerlek poyrasının bağlantı ara yüzü fren diskine doğru taşınmaktadır. Tekerlek poyrası malzemesi mekanik özellikler açısından daha üstündür. Geleneksel tasarımda bağlantı civataları fren diski bağlantı flanşındaki deliklerdeki vida

dişleri ile irtibatlıdır. Dişlerin bulunduğu malzemenin mekanik dayanımı nedeniyle servis sırasında diş sıyrma problemi ile fren diskleri hasar görmektedir. Bütünleşik yapıdaki tasarım ile beraber bağlantı flanşındaki vida dişleri bulunan delikler tekerlek poyrası üzerine taşınabilmektedir. Tekerlek poyrası malzemesi servis yüklerine taşımaya daha uygun olduğu için poyra üzerindeki bağlantı bölgesi adacıklı ve daha ince kesitli bir yapıda şekillendirilebilmektedir (Şekil 1). Fren diski tarafındaki ağırlık avantajına, tekerlek poyrasının ince kesitli tasarımı da katkı sağlamaktadır. Bütünleşik yapı, geleneksel fren diski ve tekerlek poyrası çiftine göre toplamda %12.6 (8.3 kg) avantaj sağlamaktadır. Bu nedenle ince cidarlı olarak tasarlanan bütünleşik tekerlek poyrasının mekanik dayanımının sayısal ve deneysel olarak ele alınması gereklidir.

Bilimsel yazındaki ağır hizmet aracı tekerlek poyrası konulu çalışmalar sınırlıdır [8], [11]. Lee ve Lee çalışmasında, tekerlek poyrasındaki rulmanların ısıl ömrünün iyileştirilmesi ve dingil ucu ağırlığının azaltılması amacıyla yeni bir bütünleşik tekerlek poyrası tasarımı önerilmektedir. Önerilen bütünleşik yapıdaki tasarım, test ünitesi üzerinde ve araç seviyesi testleri ile rulman sıcaklığı verileri toplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen

*Yazışılan yazar/Corresponding author

sıcaklık verileri yaygın olarak kullanılmakta olan ağır hizmet aracı tekerlek poyrası tasarımlarının rulman sıcaklıkları ile karşılaştırılmıştır. Önerilen tekerlek poyrası tasarımının SAE J 1095 standardında belirtilen yüklenme koşulları göz önünde bulundurularak, LBF Hub.Strength/Wheel.Strength yazılımı ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz sonucunda parça üzerindeki en kritik bölge tekerlek poyrası üzerindeki bijon oturma yüzeylerinin etrafındaki işleme yüzeyler olarak değerlendirilmiştir. SAE J 1095'e göre standartlaştırılmış yüklenme koşulları göz önünde bulundurularak önerilen tasarımın 10 ton aks yükü için çift eksenli yorulma testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonunda tekerlek poyrası üzerinde gerçekleştirilen penetrant ile çatlak kontrolünde parça üzerinde herhangi bir yapısal hasara rastlanmamıştır [8]. İlgili çalışmada tekerlek poyrasının çift eksenli yorulma analizleri ve testleri ile ilgili detaylara değinilmemiştir.

Ceyhan vd. ağır hizmet araçlarının arka dingillerinde kullanılmakta olan tekerlek poyrasının sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla çift eksenli yorulma analizlerini gerçekleştirmiştir. Sayısal modele tekerlek poyrası ile tekerlek rulmanları, muylu ve ilave dingil ucu dahil edilmiş olup, tekerlek poyrası ile tekerlek rulmanları arasındaki sıkı geçme koşulu tanımlanmıştır. Sayısal analizler süspansiyon (mekanik/havalı), dingil (ön/arka/ilave) ve araç tipi (4x2 çekici/6x2 yol kamyonu) gibi değişkenler göz önünde bulundurularak genişletilmiştir. Tekerlek poyrası üzerindeki kritik bir düğüm noktası üzerindeki hasar değerleri hesaplatılarak farklı süspansiyon ve dingil konfigürasyonlarının yorulma ömrüne olan etkileri değerlendirilmiştir. Sayısal çalışmaya dahil edilen tekerlek poyrası arka dingillerde kullanılan bir tasarım olduğundan ön dingil sınır koşulu için hesaplatılan hasar miktarının diğer konfigürasyonlara göre daha düşük olduğu, ön dingillerde kullanılan tekerlek poyrasının dirençlilik ve yorulma yönünden daha zayıf olduğu raporlanmıştır. Bu nedenle de ön dingillerdeki tekerlek poyralarında sayısal olarak hesaplanan değerlerden daha fazla yapısal hasar beklendiği yorumu yapılmıştır [11]. Sayısal analiz modeline jant, bijon ve bijon somunları gibi parçalar dahil edilmemiştir. Ayrıca bu çalışma sayısal analizler ile sınırlı olup, raporlanan bulguların çift eksenli yorulma testleri ile desteklenmesi gereklidir.

Gülyüz ve Karadeniz çalışmasında ağır hizmet araçlarında kullanılan geleneksel ve bütünlük yapıdaki fren diski ve tekerlek poyrası tasarımlarının zamana bağlı termal analizlerini gerçekleştirilmiştir. Bu termal analizler ile farklı tasarımların fren diski soğuma süresi ve tekerlek poyrası rulman sıcaklığı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Termal analizler öncesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilerek, fren diski ve tekerlek poyrası çiftlerinin ortalama taşınım katsayısı değerleri hesaplatılmıştır. Sayısal ortalama taşınım katsayıları zamana bağlı termal analizlerde sınır koşulu olarak girilmiştir. Geleneksel tasarıma ait sayısal analiz sonuçları atalet dinamometresi üzerinde gerçekleştirilen test sonuçları ile karşılaştırılarak önerilen yöntem doğrulanmıştır. Sonrasında farklı tasarımların fren diski soğuma süresine ve tekerlek poyrası rulman sıcaklığına olan etkileri değerlendirilmiştir [9]. Gülyüz ve Yılmaz çalışmasında ağır hizmet araçlarında yer alan iki ayrı fren diski ve poyra çifti üzerinde atalet dinamometresi üzerinde fren diski soğuma süresi testlerini gerçekleştirmiştir. Bu sayede çalışma kapsamında önerilen termal analiz modelinin genel geçerliliğinin detaylı olarak araştırılmasına olanak sağlamıştır [10]. Bu çalışmaların kapsamı fren diski soğuma başarımları ve

tekerlek rulman sıcaklıklarının araştırılması ile sınırlı tutulmuştur.

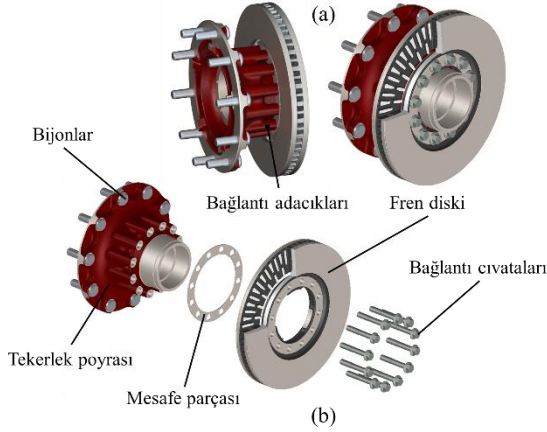
Bilimsel yazında tekerlek poyrası ile irtibatlı olan diğer dingil ucu bileşenleri (jant, tekerlek poyrası rulmanları vb.) ile ilgili çalışmalar dikkat çekmektedir [12]-[16]. Topaç vd. radyal yorulma testlerinde havalandırma deliği etrafında hasar görülen, ağır hizmet araçları için tasarlanmış bir jantın hasar nedenini sonlu elemanlar analizleri ile araştırmıştır. Jant malzemesi modeli fiziki parça üzerinde gerçekleştirilen çekme ve sertlik testlerinden elde edilen ölçümler ile oluşturulmuştur. Radyal yorulma testlerinde hasar görülen bölgelerin sonlu elemanlar analizlerinde gerilme yığılması görülen bölgeler olduğu tespit edilmiştir. Hasar gören jantın yorulma ömrü gerilme-ömür (S-N) yaklaşımı ile elde edilmiştir. Jantın disk bölgesindeki et kalınlığının ve geçiş radyusunun artırılması gibi tasarım değişikliklerinin kritik gerilme bölgesindeki von-Mises gerilmelerini azalttığı ve yorulma ömrü gereksinimini karşıladığı görülmüştür [12], [13].

Ayrın ve Pekedis, alüminyum jantlardan çıkarılan çekme testi numunelerini farklı şekil değişim hızlarında test ederek, Johnson-Cook malzeme modellerini oluşturmuştur. Sonrasında, standart ve şekil değişim hızı etkisinin tanımlı olduğu malzeme modelleri ile darbe analizleri gerçekleştirilerek, darbe testi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil değişim hızı tanımlı olan analizlerin test verileri ile daha uyumlu olduğu görülmüştür [14]. Ceylan ve Aydoğan, binek araçlarda kullanılan bir ısıl işlemlü alüminyum jantın tek eksen yorulma davranışını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada malzeme modeli tanımlaması için fiziki parçalardan çıkartılmış numuneler ile S-N eğrisi elde edilmiştir. Düşük ve yüksek yük altında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Çatlak bölgesi ve çevrimlerinin sonlu elemanlar analizleri ile uyumlu olduğu görülmüştür [15].

Nikhil vd. ağır hizmet araçlarında kullanılan tekerlek poyrası rulmanlarının çift eksenli yorulma testi için özelleştirilmiş bir test yöntemi geliştirmiştir. Hindistan'daki yol profili ve ağır hizmet aracı kullanım koşulları, yatay ve düşey yük dağılımları ve yataklama yüzeylerindeki yüzey gerilmeleri göz önünde bulundurularak, tekerlek poyrası rulmanları için hızlandırılmış, yerel bir test yöntemi önerilmiştir [16].

Bilimsel yazındaki ağır hizmet araçları özelindeki tekerlek poyrası üzerine gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmaların azlığı bu çalışmanın kapsamını güçlendirmektedir. Bu çalışmada ağır hizmet araçları için geliştirilen bütünlük tekerlek poyrasının mekanik dayanımının artırılması amacıyla önerilen tasarım değişikliklerinin parçanın çift eksenli yorulma dayanımı üzerinde etkileri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Ağır hizmet aracı jantlarının çift eksenli yorulma testi standardı sınır koşulları göz önünde bulundurularak bütünlük yapıdaki referans tekerlek poyrasının sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek parça üzerindeki kritik gerilme bölgeleri tespit edilmiştir. Referans tasarımın çift eksenli yorulma testi sonuçları ile sayısal sonuçlar arasındaki ilişki değerlendirilmiştir. Bütünlük yapıdaki tekerlek poyrasının yorulma dayanımının artırılması amacıyla iki farklı tasarım değişikliği önerilerek, bu tasarımlara ait sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Önerilen tasarım değişikliklerinin yansıtıldığı prototiplerin çift eksenli yorulma testleri uygulanarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Çift eksenli yorulma testleri referans tasarım dışında iki farklı bütünlük tekerlek poyrası üzerinde yapılması ile bu çalışma kapsamında önerilen sayısal analiz modelinin geçerliliğinin araştırılmasına imkan sağlamıştır. Çalışmanın genel düzeni şu şekildedir:

Bölüm 2’de çift eksenli yorulma testi standardına göre gerçekleştirilen referans bütünleşik tekerlek poyrasının sonlu elemanlar analizleri ve çift eksenli yorulma testlerine ilişkin detaylar verilmektedir. Sayısal ve deneysel sonuçlar değerlendirilerek, bütünleşik tekerlek poyrasının yorulma ömrünün artırılması için tasarım önerileri paylaşılmaktadır. Bölüm 3 kapsamında bütünleşik yapıdaki tekerlek poyrasının yorulma ömrünün artırılması için önerilen tasarım değişikliklerinin yansıtıldığı sonlu elemanlar analizlerine ve çift eksenli yorulma testlerine ait bulgular değerlendirilmiştir. Bölüm 4 çalışmanın genel sonucunu içermektedir.



Şekil 1. Ağır hizmet aracı bütünleşik poyra ve disk: (a) Montaj görünüşü, (b) patlatılmış görünüş.

Figure 1. Heavy-duty vehicle integrated hub and disc: (a) Assembly view, (b) exploded view.

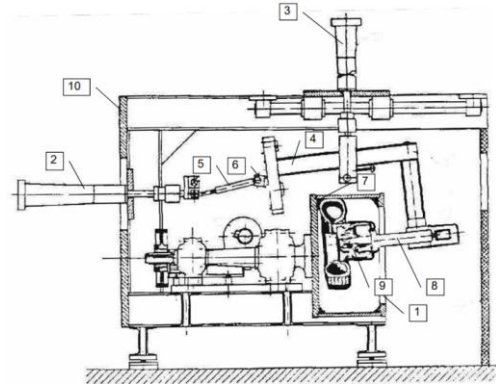
2 Materyal ve metod

2.1 Çift eksenli yorulma testi

Çift eksenli yorulma testi lastik, jant ve tekerlek poyrası grubuna gerçek yol koşullarında etki edebilecek yatay ve düşey kuvvetlerin 98 farklı kombinasyonda tekrarlı bir şekilde uygulanması ile gerçekleştirilen uluslararası kabul gören bir test yöntemidir. Bu test yöntemi Fraunhofer LBF tarafından geliştirilmiş olup, günümüzde Daimler, Volvo, MAN gibi birçok ağır ticari araç üreticisi tarafından tercih edilmektedir [17]. Bu test yöntemi jant dışında tekerlek poyrasının da mekanik dayanımının doğrulanması amacıyla kullanılmaktadır [8], [11]. Çift eksenli yorulma testinde, teker göbeği düşey ve yanal eyleyiciler ile gerçek sürüş koşullarını simüle edecek şekilde yüklenmektedir. Avrupa Jant Üreticileri Birliği (EUWA) tarafından yayınlanan ES 3.23 kamyon jantları için çift eksenli yorulma test standardında tanımlanan test ünitesinin şematik görüntüsü Şekil 2’de verilmektedir. Bu standart jant çapı 17.5” ve üzeri olan kamyon jantlarının testi için geçerlidir. Test ünitesi ana şasiye rulmanlar vasıtasıyla bağlanan bir tamburdan, ana şasi üzerine montajlanan ve yüklemeye şasisine bağlanan yatay ve düşey eyleyicilerden meydana gelmektedir. Yüklemeye şasisi üzerine teker ucu sabitlemesi ile uyumlu araç dingilini temsil eden bir yapı yer almaktadır. Eyleyiciler birbirine dik olarak konumlandırılmış olup, yatay ve düşey yönlere tahrik edilmektedir. Düşey eyleyici, bir mafsal yardımıyla yüklemeye şasisine bağlanırken, ana şasiye sabitlenen yatay eyleyici bir biyel kolu yardımıyla yüklemeye şasisine bağlanmaktadır. Tekerlek eyleyiciler tarafından yüklendiği sırada tamburun içerisinde dönmektedir. Yatay doğrultuda

kuvvet uygulanırken tamburun içerisinde yer alan tambur yan halkası lastiğe reaksiyon uygulamaktadır. Tekerlek, eyleyici kuvvetlerine ve biyel kolunun konumuna göre eğilmeye zorlanmaktadır. Test bilgisayarı tarafından yatay ve düşey yüklerin tanımlı olduğu bir blok hedeflenen test çevrimi tamamlanana kadar tekrarlanmaktadır. Tablo 1’de yatay ve düşey yüklerin tanımlandığı 98 adımdan oluşan temel yüklemeye programı verilmektedir. Temel yüklemeye programını test edilecek jant, lastik ve teker yükü verisine göre belirli bir araca uyarlamak için temel programda yer alan yatay ve düşey yük değerleri (F_H , F_V) Tablo 2’de yer alan yatay ve düşey kuvvet katsayıları (C_H , C_V) ile çarpılmaktadır [18].

Bu çalışmada 4x2 çekici sınıfı bir ağır hizmet aracının ön akslarında kullanılan bütünleşik yapıdaki tekerlek poyrası konu edilmektedir. Bahsedilen tekerlek poyrasının beraber çalıştığı jant ve lastik bilgileri sırasıyla 22.5”x11.75 ve 385/65 R22.5 olarak yer almaktadır. Bu nedenle 45 kN statik teker yüküne karşılık gelen yatay ve düşey kuvvet katsayıları (C_H , C_V) göz önünde bulundurulmuştur. Bu katsayılara göre düzenlenen test yüklemeye programı Tablo 3’de verilmektedir. Çift eksenli yorulma testi 98 adımdan oluşan yüklemeye programının hedeflenen test çevrimine ulaşana kadar tekrarı şeklinde gerçekleştirilmektedir. Çift eksenli yorulma testi ağır ticari araç jant tasarımlarının doğrulanmasında kullanılan bir test yöntemi olduğu için test standardında doğrudan tekerlek poyrası ile ilgili hedef test çevrimi bilgisi yer almamaktadır. ES 3.23 standardındaki 17.5” jant çapından büyük alüminyum alaşımı jantlar için hedeflenen test çevrimi 20 000 km olarak yer almaktadır. Bu test çevriminde jantın tam işlevsel olması ve jant üzerinde sadece tekerlek poyrası temas çapında ES-3.25 ile tariflenen teknik yorulma çatlaklarına izin verilmektedir [18], [19]. Bu nedenle, bu testin tekerlek poyrasının yorulma dayanımını açısından başarılı sayılabilmesi için tekerlek poyrası üzerinde 20 000 km test çevriminde herhangi bir yorulma hasarı görülmemesi hedeflenmiştir. Şekil 3’te bütünleşik fren disk ve tekerlek poyrasının çift eksenli yorulma test ünitesi üzerindeki yerleşimi yer almaktadır.



Şekil 2. Çift eksenli yorulma test ünitesi - şematik görünüm [18]: (1) tambur, (2) yatay eyleyici, (3) düşey eyleyici, (4) yüklemeye şasisi, (5) biyel kolu, (6) bağlantı mafsalı, (7) tambur yan halkası, (8) araç dingili, (9) teker ucu, (10) ana şasi.

Figure 2. Biaxial fatigue test rig - schematical representation [18]: (1) drum, (2) lateral actuator, (3) vertical actuator, (4) loading frame, (5) connecting rod, (6) connecting rod pivot, (7) drum side ring, (8) dummy vehicle axle, (9) wheel end, (10) main frame.

Tablo 1. Çift eksenli yorulma testi temel yüklemeye programı [18].

Table 1. Basic loading program of biaxial fatigue test [18].

Test adımı	Çevrim	F _v [kN]	F _l [kN]	Test adımı	Çevrim	F _v [kN]	F _l [kN]
1	100	37.50	0.00	50	35	25.00	-10.00
2	40	50.00	27.50	51	70	37.50	0.00
3	85	25.00	7.50	52	30	85.00	39.00
4	230	37.50	0.00	53	105	34.00	-7.50
5	40	62.50	29.00	54	30	55.00	25.00
6	40	37.50	0.00	55	40	42.50	10.00
7	30	58.00	32.00	56	25	50.00	28.00
8	95	32.50	-7.50	57	15	25.00	-10.00
9	80	52.50	24.00	58	35	35.00	0.00
10	95	25.00	-7.50	59	25	25.00	-10.00
11	85	50.00	27.50	60	15	40.00	18.00
12	300	37.50	0.00	61	55	30.00	-10.00
13	195	38.75	15.00	62	30	55.00	27.50
14	75	31.00	0.00	63	15	30.00	-10.00
15	75	46.00	21.00	64	80	40.00	0.00
16	55	25.00	-10.00	65	55	30.00	-10.00
17	205	37.50	10.00	66	45	55.00	27.50
18	60	70.00	20.00	67	25	25.00	-10.00
19	80	50.00	23.00	68	60	40.00	0.00
20	55	22.50	-7.50	69	30	25.00	-10.00
21	170	37.50	2.50	70	50	40.00	0.00
22	70	55.00	25.00	71	20	55.00	27.50
23	20	55.00	25.00	72	45	30.00	0.00
24	110	35.00	-3.70	73	50	60.00	27.50
25	30	35.00	10.00	74	130	42.50	0.00
26	25	50.00	30.00	75	65	65.00	12.00
27	150	35.00	-6.20	76	65	65.00	-12.00
28	20	70.00	32.00	77	65	45.00	6.00
29	150	35.00	0.00	78	65	45.00	-6.00
30	50	65.00	30.00	79	65	65.00	0.00
31	130	42.50	0.00	80	65	42.50	0.00
32	65	65.00	12.00	81	65	40.00	0.00
33	65	65.00	-12.00	82	45	25.00	-10.00
34	65	45.00	6.00	83	70	50.00	23.00
35	65	45.00	-6.00	84	240	35.00	10.00
36	65	65.00	0.00	85	40	55.00	25.00
37	65	42.50	0.00	86	4300	54.00	0.00
38	4325	35.00	0.00	87	15	70.00	32.00
39	35	55.00	25.00	88	75	40.00	10.00
40	115	35.00	-10.00	89	105	25.00	-10.00
41	130	40.00	7.50	90	600	35.00	0.00
42	20	40.00	18.00	91	40	40.00	15.00
43	65	32.50	0.00	92	50	40.00	0.00
44	30	40.00	22.50	93	30	50.00	15.00
45	250	32.50	0.00	94	40	35.00	-10.00
46	45	50.00	27.00	95	20	40.00	20.00
47	75	37.50	5.00	96	15	25.00	-10.00
48	35	30.00	-10.00	97	15	45.00	21.00
49	60	37.50	5.00	98	170	37.50	0.00

Tablo 2. Çift eksenli yorulma testi yatay ve düşey kuvvet katsayıları (C_l, C_v) [18].

Table 1. Lateral and vertical force coefficients of biaxial fatigue test (C_l, C_v) [18].

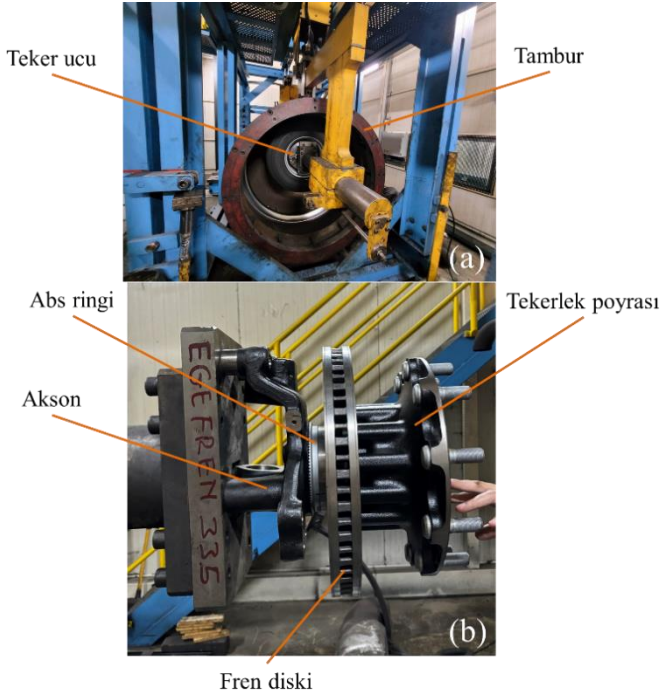
Jant bilgisi	Lastik bilgisi	Statik teker yükü [kN]	C _v	C _l
22.5"x11.75	385/65 R22.5	45.0	1.46	1.41

Tablo 3. 22.5"x11.75 jant ve 385/65 R22.5 lastik bilgisi için hesaplanan çift eksenli yorulma testi yükleme programı.

Table 3. Biaxial fatigue test loading program for 22.5"x11.75 wheel and 385/65 R22.5 tire.

Test adımı	Çevrim	F _{v-45} [kN]	F _{l-45} [kN]
1	100	54.75	0.00
2	40	73.00	38.78
3	85	36.50	10.58
4	230	54.75	0.00
5	40	91.25	40.89
6	40	54.75	0.00
7	30	84.68	45.12
8	95	47.45	-10.58
9	80	76.65	33.84
10	95	36.50	-10.58
11	85	73.00	38.78
12	300	54.75	0.00
13	195	56.58	21.15
14	75	45.26	0.00
15	75	67.16	29.61
16	55	36.50	-14.10
17	205	54.75	14.10
18	60	102.20	28.20
19	80	73.00	32.43
20	55	32.85	-10.58
21	170	54.75	3.53
22	70	80.30	35.25
23	20	80.30	35.25
24	110	51.10	-5.22
25	30	51.10	14.10
26	25	73.00	42.30
27	150	51.10	-8.74
28	20	102.20	45.12
29	150	51.10	0.00
30	50	94.90	42.30
31	130	62.05	0.00
32	65	94.90	16.92
33	65	94.90	-16.92
34	65	65.70	8.46
35	65	65.70	-8.46
36	65	94.90	0.00
37	65	62.05	0.00
38	4325	51.10	0.00
39	35	80.30	35.25
40	115	51.10	-14.10
41	130	58.40	10.58
42	20	58.40	25.38
43	65	47.45	0.00
44	30	58.40	31.73
45	250	47.45	0.00
46	45	73.00	38.07
47	75	54.75	7.05
48	35	43.80	-14.10
49	60	54.75	7.05

Test adımı	Çevrim	F _{v-45} [kN]	F _{l-45} [kN]
50	35	36.50	-14.10
51	70	54.75	0.00
52	30	124.10	54.99
53	105	49.64	-10.58
54	30	80.30	35.25
55	40	62.05	14.10
56	25	73.00	39.48
57	15	36.50	-14.10
58	35	51.10	0.00
59	25	36.50	-14.10
60	15	58.40	25.38
61	55	43.80	-14.10
62	30	80.30	38.78
63	15	43.80	-14.10
64	80	58.40	0.00
65	55	43.80	-14.10
66	45	80.30	38.78
67	25	36.50	-14.10
68	60	58.40	0.00
69	30	36.50	-14.10
70	50	58.40	0.00
71	20	80.30	38.78
72	45	43.80	0.00
73	50	87.60	38.78
74	130	62.05	0.00
75	65	94.90	16.92
76	65	94.90	-16.92
77	65	65.70	8.46
78	65	65.70	-8.46
79	65	94.90	0.00
80	65	62.05	0.00
81	65	58.40	0.00
82	45	36.50	-14.10
83	70	73.00	32.43
84	240	51.10	14.10
85	40	80.30	35.25
86	4300	78.84	0.00
87	15	102.20	45.12
88	75	58.40	14.10
89	105	36.50	-14.10
90	600	51.10	0.00
91	40	58.40	21.15
92	50	58.40	0.00
93	30	73.00	21.15
94	40	51.10	-14.10
95	20	58.40	28.20
96	15	36.50	-14.10
97	15	65.70	29.61
98	170	54.75	0.00



Şekil 3. (a) Çift eksenli yorulma testi ünitesi [17], (b) test düzeni.

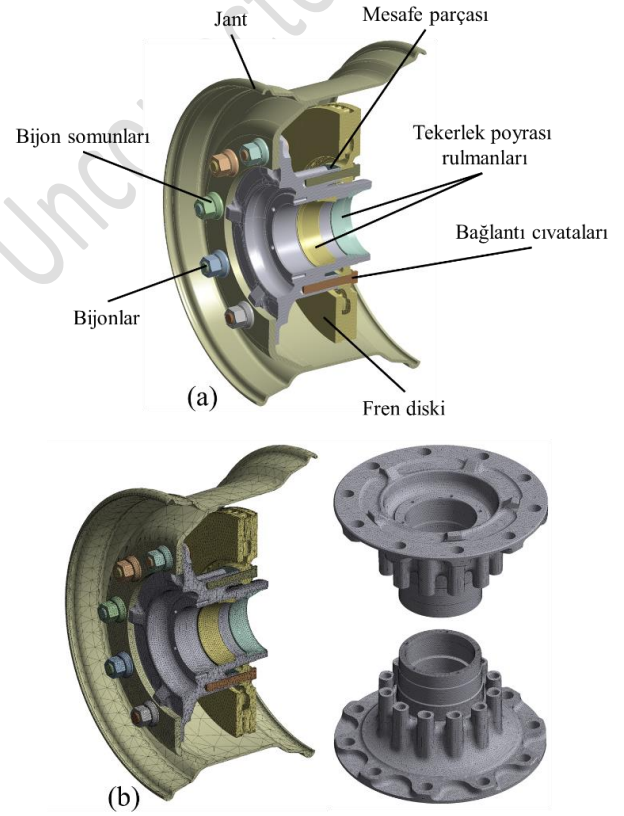
Figure 3. (a) Biaxial fatigue test rig [17], (b) test setup.

2.2 Sonlu Elemanlar (SE) Analizleri

Bu bölümde, Bölüm 2.1’de detayları verilen çift eksenli yorulma testi yöntemi ve tekerlek poyrası ile etkileşimde bulunan diğer teker ucı parçaları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilen sonlu elemanlar (SE) analizlerine ilişkin detaylar verilmektedir. Tekerlek poyrası üzerindeki kritik gerilme bölgelerinin belirlenebilmesi için gerçekleştirilen SE analizleri Ansys Mechanical 2021 R2 yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Mekanik yükler altında parça üzerindeki kritik gerilmelerin tespiti amaçlandığı için SE analiz tipi olarak yapısal analiz seçilmiştir. SE analiz modelinde montaj ve hizmet koşulları göz önünde bulundurularak tekerlek poyrası, fren diski, mesafe parçası, fren diski bağlantı civataları, jant, bijonlar ve bijon somunları, tekerlek poyrası rulmanları, abs sensör ringi ve bağlantı civataları dahil edilmiştir. SE analiz modelinin detayı Şekil 4(a)’da verilmektedir. Rulmanlar tekerlek poyrasına sıkı geçme olarak montajlanmaktadır. Rulmanların tekerlek poyrası üzerinde oluşturduğu ön gerilmenin yansıtılması için ilgili çaplar birbirine girişimli şekilde modellenmiştir. Civatalı bağlantılarda civatalar ve delikler üzerindeki vida dişleri basitleştirilmiştir.

Tekerlek poyrası malzemesi olarak EN-GJS-500 küresel grafitli dökme demir, fren diski malzemesi olarak EN-GJL-150 lamel grafitli dökme demir ve diğer parçalar için yapısal çelik malzeme modeli seçilmiştir. Seçimi yapılan malzemelere ait elastisite modülü (E) ve poisson oranı (v) değerleri Tablo 4’de verilmektedir. Tekerlek poyrası için doğrusal olmayan malzeme modeli tanımlaması için döküm parçalardan çıkarılan numune üzerinde çekme deneyi gerçekleştirilmiştir. Şekil 5’te verilen gerilme - plastik şekil değiştirme eğrisi Ansys Mechanical malzeme kütüphanesine tanımlanmıştır. Tekerlek poyrası dışındaki parçalara doğrusal malzeme modeli tanımlaması gerçekleştirilmiştir.

SE analizi yükleme koşullarının fiziksel testleri yansıtması için parça geometrisinin simetrisi göz önüne alınarak yatay ve dikey kuvvetlerin farklı açısız oryantasyonlarda uygulanması gerekmektedir. Bunun için tekerlek poyrasına göre yatay ve dikey kuvvetlerin tanımlandığı eksen takımı tekerlek dönme ekseninde döndürülmüştür. Dikey ve yatay kuvvetler 90°’lik bir dönme hareketini simüle edecek şekilde yedi farklı analiz adımıyla uygulanmaktadır. SE analizi sekiz adımda gerçekleştirilmiş olup, ilk adımda jant - poyra ve fren diski - poyra civatalı birleşmelerinin sıkı torklarının oluşturduğu civata ön gerilme kuvvetleri; diğer adımlarda farklı oryantasyonlarda uygulanan yatay ve dikey yöndeki test yükleri uygulanmıştır. Şekil 6’da SE analize ait sınır koşulları özetlenmektedir. Fren diski - tekerlek poyrası bağlantı civatalarına ve jant - tekerlek poyrası birleşmesi için bijonlara ön gerilme kuvveti tanımlanarak; diğer analiz adımlarında kilitlenmiştir. İlk analiz adımı civata ön gerilme kuvvetlerine ek olarak, birbirine girişimli şekilde modellenen sıkı geçme birleşmeler kaynaklı ön gerilme çözümlenmeleri de gerçekleştirilmektedir.



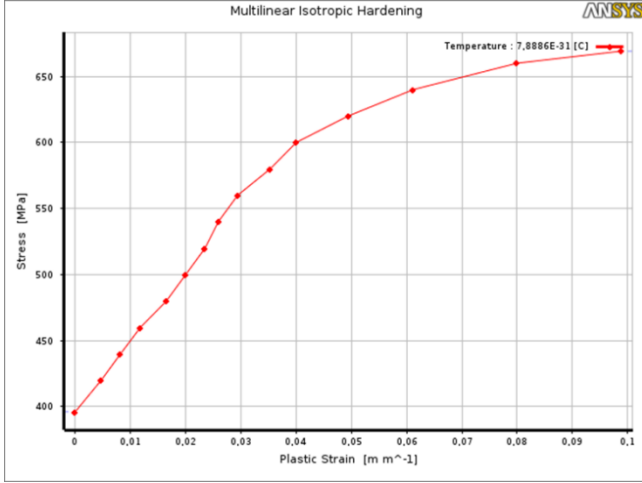
Şekil 4. (a) SE analiz modeli, (b) SE ağ yapısı.

Figure 4. (a) FE analysis model, (b) FE mesh.

Tablo 4. Malzeme özellikleri [5], [20], [21].

Table 4. Material properties [5], [20], [21].

Malzeme	E (GPa)	v (-)
EN-GJS-500	170	0.29
EN-GJL-150	120	0.26
Yapısal çelik	200	0.30



Şekil 5. EN-GJS-500 gerilme – plastik şekil değiştirme eğrisi [5], [20], [21].

Figure 5. EN-GJS-500 stress – plastic strain curve [5], [20], [21].

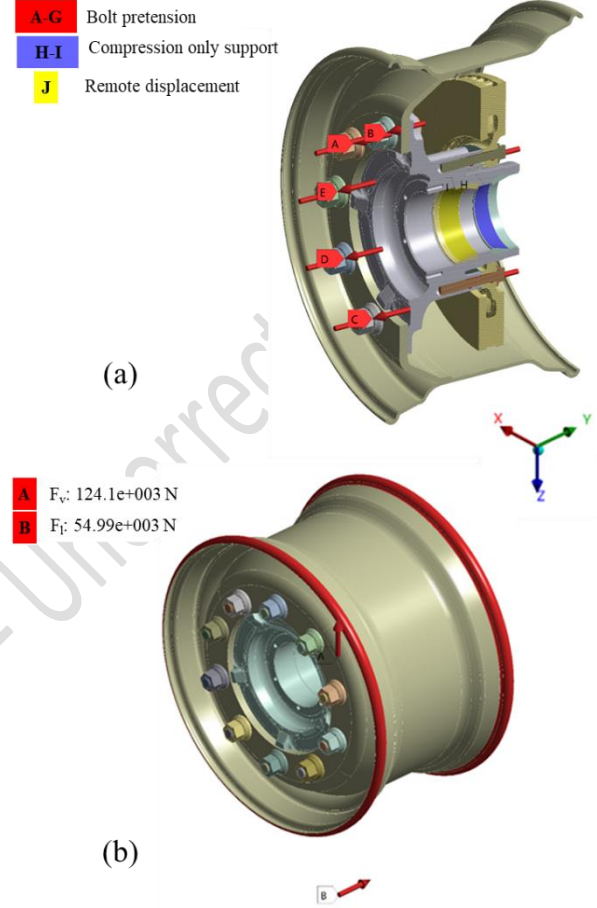
En kötü yükleme durumu senaryosu için Tablo 3’de belirlenen çift eksenli yorulma testi yükleme programının 52. adımıdaki yatay ve dikey kuvvet değerleri ($F_x=54.99$ kN, $F_y=124.1$ kN) göz önünde bulundurulmuştur. Yatay kuvvet; jant üzerindeki jant – lastik oturma ara yüzlerinden, -y doğrultusunda, kuvvet etki merkezi dönme ekseninden tekerlek yuvarlanma yarıçapı kadar mesafede ve eksenel doğrultuda jant orta düzlemi ile çakışık olan bir noktadan uygulanmaktadır. Benzer şekilde dikey kuvvet; jant üzerindeki jant – lastik oturma ara yüzlerinden, -x doğrultusunda, kuvvet etki merkezi dönme eksenini ile jant orta düzleminin kesişim noktasında olacak şekilde uygulanmaktadır. Rulman dış bileziklerinin iç yüzeyleri “compression only support” ile sınırlandırılmıştır. Bu sınır koşulu sadece bası durumuna karşı yönde direnç göstererek parçayı sınırlandırmaktadır. Tekerlek dönme eksenindeki (y doğrultusu) dönme hareketinin sınırlandırılması için dış tarafta yer alan rulman dış bileziğinin iç yüzeyine “remote displacement” tanımlanmıştır.

Fren diski bağlantı civataları – fren diski arasında ve bijon somunları – jant arasında sürtünme katsayısı 0.2 olan sürtünmeli temas (frictional contact) tanımlanmıştır. Bijonlar – bijon somunları, tekerlek poyrası – bağlantı civataları ve bijon kafaları – tekerlek poyrası arasında yapışık temas (bonded contact) tanımlanmıştır. Fren diski – mesafe parçası, mesafe parçası – tekerlek poyrası, tekerlek poyrası – jant ve rulman dış bilezikleri – tekerlek poyrası arasında sürtünme katsayısı 0.3 olan sürtünmeli temas (frictional contact) tanımlanmıştır.

SE analizinin uygun SE ağı eleman boyutu ile gerçekleştirip, gerçekleşmediğini anlaşılabilmesi için referans alınan tekerlek poyrasının ağdan bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 8’de referans tekerlek poyrasının P3 bölgesindeki eşdeğer (von-Mises) gerilme ile SE ağı yüzey eleman boyutu arasındaki ilişki verilmektedir. Buna göre, 4.0 mm’den büyük eleman boyutu tanımlı analizlerde P3 bölgesindeki maksimum gerilme değerlerinin daha düşük olduğu, istenilen çözüm hassasiyetine ulaşıldığı görülmektedir. Eleman boyutu küçültüldüğünde P3 bölgesinde maksimum gerilme değerlerinin 1.5 mm – 4.0 mm eleman boyutu arasında kararlı duruma gelmektedir. 1.5 mm – 4.0 mm eleman boyutu tanımlı analizler arasında P3 bölgesindeki maksimum gerilme farkının %3’ün altında olduğu görülmektedir. Çözüm süresinin düşük tutulabilmesi amacıyla tekerlek poyrası yüzeyleri için uygun olan genel eleman boyutu

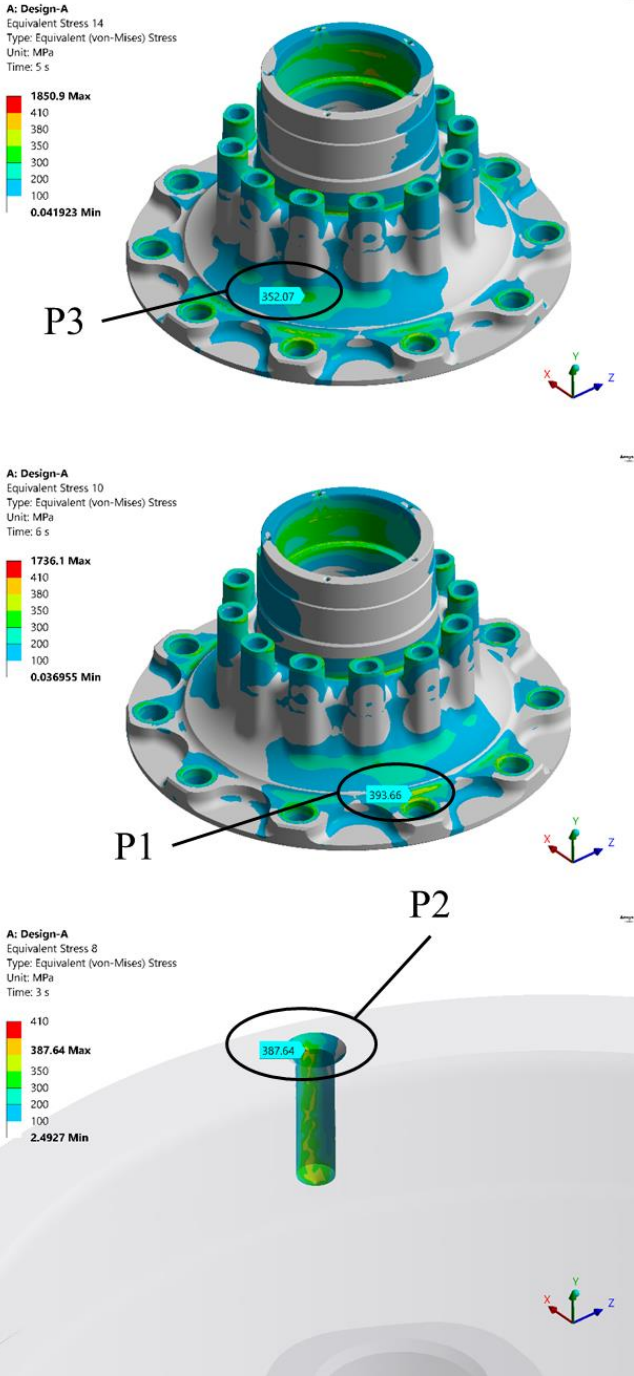
3.0 mm olarak seçilmiştir. 1 370 000 düğüm noktası ve 776 000 elemandan oluşan tetrahedral yapıdaki SE ağı Şekil 4(b)’de yer almaktadır.

Referans alınan tekerlek poyrasının (Tasarım-A) SE analizleri sonucunda parça üzerindeki eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımları elde edilmiştir (Şekil 7).



Şekil 6. SE analizi sınır koşulları: (a) 1. adım, (b) diğer adımlar.

Figure 6. Boundary conditions of FE analysis: (a) 1st step, (b) other steps.



Şekil 7. Referans tekerlek poyrası tasarımına (Tasarım-A) ait eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı.

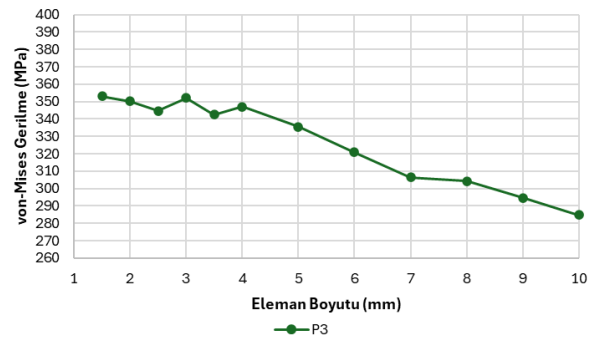
Figure 7. Equivalent (von-Mises) stress distribution of reference wheel hub design (Design-A).

2.3 Tasarım İyileştirme Önerileri

Şekil 7'deki Tasarım-A (referans alınan tasarım) tekerlek poyrasının SE sonuçları incelendiğinde tekerlek poyrası üzerinde gerilme yoğunluğunun arttığı ve mekanik hasar görülmesi beklenen başlıca bölgeler: bijon oturma düzlemine teğet olan işleme radyusu (P1), abs sensör ringi delikleri (P2) ve rotor bağlantı adacıklarının jant bağlantı flanşına bağlandığı geçiş radyusu (P3) olarak değerlendirilmektedir. Tablo 5'te kritik bölgelerdeki eşdeğer (von-Mises) gerilme değerleri

özetlenmektedir. Sayısal değerlere göre en kritik bölge P1 bölgesi olarak yorumlanmaktadır. Lee ve Lee çalışmasında da, tekerlek poyrası üzerindeki en kritik bijon oturma yüzeylerinin etrafındaki işleme yüzeyler olarak değerlendirilmiştir [8].

Bölüm 2.1'de detayları verilen test yöntemi göz önünde bulundurularak gerçekleştirilen çift eksenli yorulma testinin 16 000 km kontrolünde tekerlek poyrası üzerindeki P1 bölgesinde yorulma çatlak tespit edilmiştir. Yorulma testlerinde döküm veya dövme parçalar üzerinde çatlak oluşumunu tespit edebilmek amacıyla test numuneleri tahribatsız muayene yöntemlerinden biri olan penetrant kontrolüne tabi tutularak incelenmektedir. Şekil 9'da penetrant kontrolünde tespit edilen yorulma çatlak görüntüleri verilmektedir. SE analizinde belirlenen diğer kritik gerilme bölgelerinde herhangi bir çatlak veya yorulma hasarı bulgusuna rastlanmamıştır.



Şekil 8. Maksimum eşdeğer (von-Mises) gerilme ile SE ağı eleman boyutu arasındaki ilişki.

Figure 8. Relation between maximum equivalent (von-Mises) stress and element size of FE mesh.

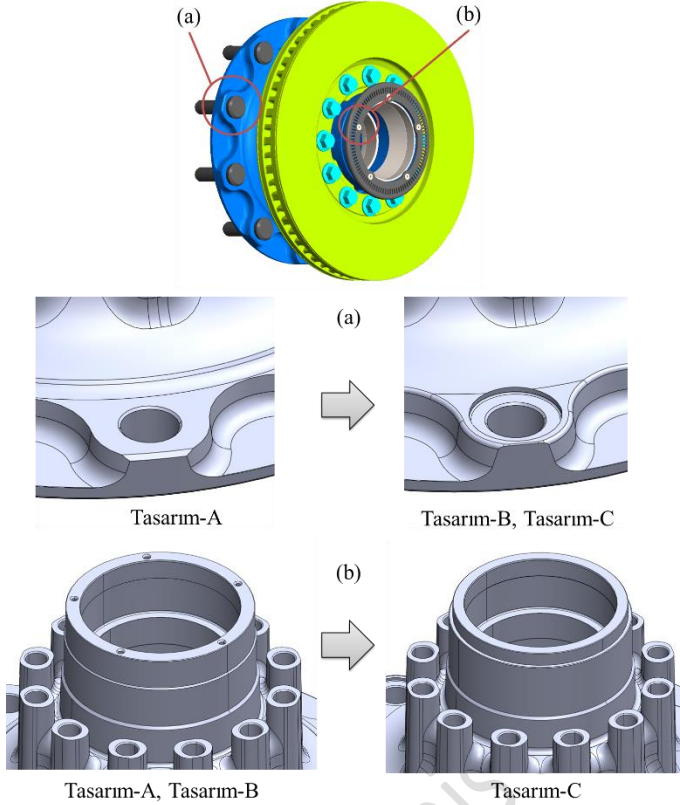


Şekil 9. Tasarım-A tekerlek poyrası üzerinde tespit edilen yorulma çatlak - 16 000 km.

Figure 9. Fatigue crack detected on Design-A wheel hub - 16 000 km.

Çift eksenli yorulma testi hedef çevrimi olan 20 000 km'nin tekerlek poyrası üzerinde herhangi bir yorulma hasarı meydana gelmeden tamamlanması için tekerlek poyrası üzerinde tasarım değişiklikleri gereklidir. Şekil 10'da önerilen tasarım değişiklikleri (Tasarım-B, Tasarım-C) yer almaktadır. Tasarım-B'de Tasarım-A testlerinde çatlak tespit edilen P1

bölgesinin cidar kalınlığının artırılması için bijon oturma düzlemleri rondela yatağı (spot face) formunda olacak şekilde düzenlenmiştir. Tasarım-C kapsamında, abs sensör ringi bağlantısı deliklerindeki kritik gerilmelerin bertaraf edilmesi için tekerlek poyrası - abs sensör ringi bağlantısı cıvatalı birleştirme yerine sıkı geçme birleştirme olacak şekilde düzenlenmiştir. Bu değişikliğe ek olarak Tasarım-B kapsamında önerilen bijon oturma düzlemi bölgesindeki değişiklik de Tasarım-C'ye taşınmıştır. Önerilen iki tasarımın da SE analizleri ve çift eksenli yorulma testleri Bölüm 2.1 ve Bölüm 2.2'deki yöntemeye uygun olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 10. Tasarım iyileştirme önerileri: (a) Bijon bölgesi, (b) Abs ringi montaj bölgesi.

Figure 10. Design improvement proposals: (a) Stud region, (b) Abs ring mounting region.

3 Bulgular ve değerlendirme

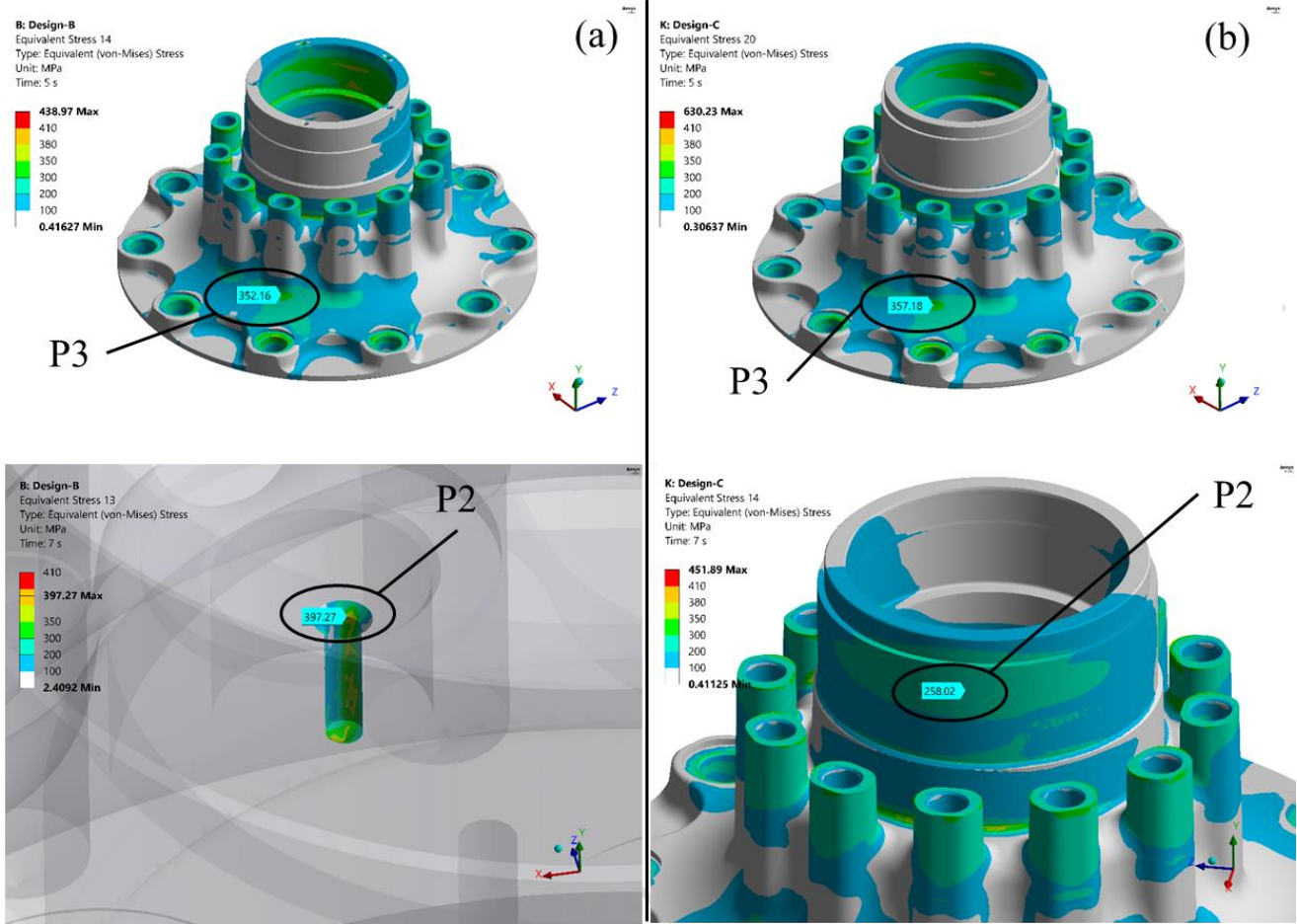
Önerilen iki tasarıma ait eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımları Şekil 11'de verilmektedir. Tüm tasarımlar için ortak olan kritik gerilme bölgeleri abs sensör ringi delikleri/montaj çapı (P2) ve rotor bağlantı adacıklarının jant bağlantı flanşına bağlandığı geçiş radyusu (P3) olarak değerlendirilmiştir. Tasarım-A'nın yorulma testlerinde çatlak görülen bijon oturma düzlemine teğet olan işleme radyusu (P1) bölgesindeki tasarım değişikliği sonrasında önerilen tasarımlarda bu bölgedeki eşdeğer (von-Mises) gerilmelerde önemli bir düşüş elde edildiği için kritik bölge değerlendirmesinden çıkartılmıştır. Sayısal sonuçlar incelendiğinde; Tasarım-B için en kritik bölge

P2 olarak değerlendirilirken, Tasarım-C için en riskli bölge P3 olarak yorumlanmaktadır. Her üç tasarıma ait sayısal gerilme Tablo 5'te karşılaştırmalı olarak yer almaktadır.

Tasarım-B ile gerçekleştirilen çift eksenli yorulma testinin 13 400 km çevriminde gerçekleştirilen penetrant sıvısı kontrolünde abs sensör ringi bağlantı deliklerinde yorulma çatlağı tespit edilmiştir (Şekil 12). Tasarım-B tekerlek poyrasının hasar bölgesi SE analizlerinde tahminlenen en kritik bölge ile uyumlu olduğu görülmektedir. Ancak tekerlek poyrası üzerinde abs sensör ringi bağlantı delikleri iç rulman bölgesindeki montaj ve servis yüklerine karşılık hedef test çevrimini karşılayamamaktadır. Bu nedenle, tekerlek poyrası-abs sensör ringi birleştirmesinin cıvatalı bağlantıdan sıkı geçme bağlantı olarak revize edilmesi gereklidir. Sıkı geçme birleştirmeye uygun olarak düzenlenen tekerlek poyrası tasarımı (Tasarım-C) üzerinde, hedef test çevrimi olan 20 000 km'de herhangi bir hasar veya çatlak tespit edilmemiştir. Tasarım-C üzerinde en kritik gerilme bölgesi 357.18 MPa ile P3 bölgesi olmaktadır. Tasarım-C kapsamında önerilen tasarım değişiklikleri ile hedeflenen test çevriminde tekerlek poyrası üzerinde herhangi bir hasar veya çatlak görülmemiş olup, test başarı ile sonuçlanmıştır. Önerilen tasarım (Tasarım-C) ile ilk revizyon (Tasarım-A) tekerlek poyrası tasarımına göre yorulma ömründe %25 iyileşme elde edilmiştir.

Şekil 13'te her üç tasarıma ait maksimum gerilme değerine karşılık, S-N eğrisi (Wöhler eğrisi) üzerinden hesaplanan yorulma çevrim sayıları yer almaktadır. S-N eğrisi EN-GJS-500-7 malzemesinden çıkarılan 60 numunenin 19 farklı yüklemeye koşulunda ASTM E466-15 standardına göre test edilmesi ile elde edilmiştir [22]. Buna göre, Tasarım-B'deki maksimum gerilme değerindeki %0.9 oranında artışa karşılık olarak, S-N eğrisine göre hesaplanan çevrim sayısının %9.3 oranında azalması beklenmektedir. Tasarım-C'de maksimum gerilme değerinde %9.3 oranındaki iyileşmeye karşılık, S-N eğrisine göre hesaplanan çevrim sayısı %168.4 oranında artış göstermektedir.

Tablo 6'da her bir tasarıma ait maksimum gerilme değerleri, buna karşılık S-N eğrisi yardımıyla hesaplanan yorulma çevrimleri ve çift eksenli yorulma testlerinde elde edilen test çevrimleri karşılaştırılmaktadır. Tasarım-B ve Tasarım-C'nin S-N eğrisine göre hesaplanan çevrim sayılarındaki iyileşme oranları göz önünde bulundurularak ve Tasarım-A'nın çift eksenli yorulma testi sonucu üzerinden; Tasarım-B ve Tasarım-C'nin çift eksenli yorulma çevrimleri hesaplanmıştır. Tasarım-B ve Tasarım-C için hesaplanan çift eksenli yorulma çevrimleri sırasıyla 14 511 km ve 26 938 km olarak hesaplanmaktadır. Tasarım-B için hesaplanan ve gerçekleşen (test sonucu) çift eksenli yorulma çevrimleri arasındaki fark %8.3 olarak elde edilmektedir. Tasarım-C'nin testi hasarsız olarak test çevrim hedefi olan 20 000 km'de tamamlanmıştır. Tasarım-C için hesaplanan çift eksenli yorulma çevrimi hedeflenen test çevriminin üzerinde yer almaktadır. Bu nedenle, Tasarım-B ve Tasarım-C için hesaplanan çift eksenli yorulma çevrimlerinin testler sonucunda ulaşılan test çevrimleri ile uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 11. Önerilen tekerlek poyrası tasarımlarına ait eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımları: (a) Tasarım-B, (b) Tasarım-C.
Figure 11. Equivalent (von-Mises) stress distributions of the proposed wheel hub designs: (a) Design-B, (b) Design-C.



Şekil 12. Tasarım-B tekerlek poyrası üzerinde tespit edilen yorulma çatlakları.

Figure 12. Fatigue crack detected on Design-B wheel hub.

Tablo 5. Sayısal olarak hesaplanan eşdeğer (von-Mises) gerilme değerleri (*hasar bölgesi).

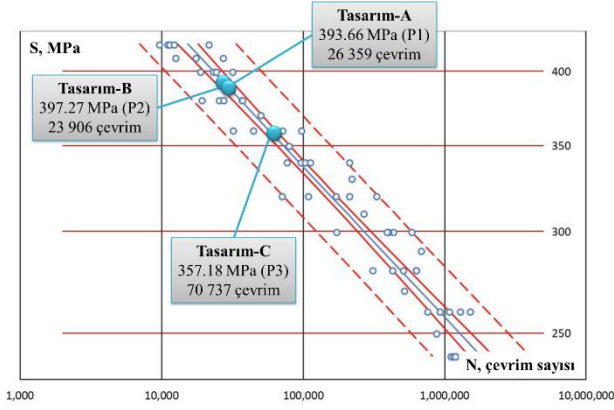
Table 5. Numerically calculated equivalent (von-Mises) stress values (*damage region).

Tasarım Revizyonu	Eşdeğer (von-Mises) Gerilme (MPa)		
	P1	P2	P3
Tasarım-A (Referans)	393.66*	387.64	352.07
Tasarım-B	-	397.27*	352.16
Tasarım-C	-	258.02	357.18

Tablo 6. Sayısal olarak hesaplanan yorulma çevrimleri ile çift eksenli yorulma testi çevrimlerinin karşılaştırılması (**hasarsız tamamlandı).

Table 6. Comparison of numerically calculated fatigue cycles with biaxial fatigue test cycles (**completed without damage).

Tasarım Revizyonu	Eşdeğer (von-Mises) Gerilme (MPa)	Hesaplanan Çevrim Sayısı (S-N eğrisine göre)	Test Çevrimi (km)	
			Hesaplanan	Test Sonucu
Tasarım-A	393.66	26 359	-	16 000
Tasarım-B	397.27 (↑ 0.9 %)	23 906 (↓ 9.3 %)	14 511	13 400
Tasarım-C	357.18 (↓ 9.3 %)	70 737 (↑ 168.4 %)	26 938	20 000**



Şekil 13. Eşdeğer (von-Mises) gerilmelerine karşılık S-N eğrisinden çıkarılan sayısal yorulma çevrimlerinin karşılaştırılması.

Figure 13. Comparison of numerical fatigue cycles extracted from S-N curves with equivalent (von-Mises) stresses.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada, bütünlük yapıdaki tekerlek poyrasının yorulma dayanımının iyileştirilmesi amacıyla önerilen tasarım değişiklikleri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Bu çalışmanın dikkat çekici çıktıları aşağıda özetlenmiştir:

- SE analizleri ile bütünlük yapıdaki tekerlek poyrasının mekanik dayanımı çift eksenli yorulma testleri ile doğrulanmıştır. Çift eksenli yorulma testlerinin referans tekerlek poyrası tasarımı (Tasarım-A) dışında iki farklı bütünlük tekerlek poyrası üzerinde yapılması ile bu çalışma kapsamında önerilen sayısal analiz modelinin geçerliliğini desteklemektedir.
- Tekerlek poyrası malzemesine (EN-GJS-500-7) ait S-N eğrisi göz önünde bulundurularak, sayısal gerilme değerlerine karşılık gelen sayısal çevrim sayıları hesaplanmıştır. İlk revizyon tasarıma (Tasarım-A) göre çevrim sayılarındaki iyileşme oranları ve ilk revizyon tasarımın çift eksenli yorulma testi hasar çevrimi km'si göz önünde bulundurularak, diğer tasarımların çift eksenli yorulma çevrimi km'leri hesaplanmıştır. Hesaplanan ve gerçekleşen çift eksenli yorulma çevrimleri arasındaki fark %8.3 olarak elde edilmiştir.
- Hedeflenen test çevriminin karşılanması için tekerlek poyrası ile abs sensör ringi bağlantısının civatalı birleştirme yerine sıkı geçme birleştirme olarak yeniden tasarlanması gerekmiştir. Bu sayede yataklama bölgesini zayıflatarak bağlantı deliklerindeki kritik gerilmeler bertaraf edilmiştir. Ayrıca tekerlek poyrası üzerindeki bijon oturma düzlemine komşu radyus bölgesinde görülen yorulma çatlakları ile ilgili olarak bu bölgedeki cidar kalınlığının artırılması ve geçişin yumuşatılması için bijon oturma düzlemleri rondela yatağı (spot face) formunda olacak şekilde düzenlenmiştir.
- Önerilen değişikliklerin yansıtıldığı Tasarım-C tekerlek poyrası üzerinde gerçekleştirilen çift eksenli yorulma testlerinde hedef test çevrimi olan 20 000 km herhangi bir mekanik hasar veya yorulma çatlakına rastlanmadan tamamlanmıştır. Bunun sonucunda

önerilen tekerlek poyrası tasarımı (Tasarım-C) ile ilk revizyon (Tasarım-A) tekerlek poyrası tasarımına göre yorulma ömründe %25 iyileşme elde edilmiştir.

- Bu çalışma kapsamında önerilen yöntem ile diğer dingiller (arka/ilave) için bütünlük tekerlek poyrası geliştirme çalışmaları planlanmaktadır.

5 Conclusions

In this study, proposed design changes were investigated for improving the fatigue strength of the integrated wheel hub numerically and experimentally. The remarkable outcomes of this study are summarized below:

- The mechanical strength of the integrated wheel hub with FE analyses was verified by biaxial fatigue tests. Since biaxial fatigue tests were performed on two different integrated wheel hubs apart from the reference wheel hub design (Design-A), it supports the validity of the numerical analysis model proposed in this study.
- Considering S-N curve of wheel hub material (EN-GJS-500-7), numerical cycles were calculated in accordance with numerical stress values. Considering the improvement ratio in cycles compared to the first revision (Design-A) and damage observed cycle of biaxial fatigue test of first revision design, biaxial fatigue test cycle km of the other designs was calculated. The difference between calculated and realized biaxial fatigue cycles was obtained as 8.3%.
- To meet the target test cycle, the wheel hub and abs sensor ring connection had to be redesigned as a shrink-fit joint instead of bolted joint. In this way, critical stresses in the mounting holes were eliminated by weakening the bearing region. Additionally, regarding the fatigue crack observed in the radius region adjacent to the stud mounting face on the wheel hub, the stud mounting face were arranged in the form of spot face to increase the wall thickness in this region and to soften the transition.
- In the biaxial fatigue tests performed on the Design-C wheel hub applied the proposed changes, the target test cycle of 20 000 km was completed without any mechanical damage or fatigue cracks.
- As a result, a 25% improvement in fatigue life was achieved with the proposed wheel hub design (Design-C) compared to the first revision (Design-A) wheel hub design. Within the scope of this study, integrated wheel hub development studies are planned for other axles (rear/tag) with the proposed procedure.

6 Yazar katkı beyanı

Gerçekleştirilen çalışmada Yazar 1 fikrin oluşturulması, ürün tasarımının gerçekleştirilmesi, sonlu elemanlar analizlerinin gerçekleştirilmesi, sonlu elemanlar analizleri ve ürün doğrulama testlerinin sonuçlarının yorumlanması ve makalenin yazımı konularında katkı sunmuştur.

7 Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur. Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

8 Kaynaklar

- [1] Sergent N., Tirovic M., Voveris J., "Design optimization of an opposed piston brake caliper", *Engineering Optimization*, 46.11: 1520-1537, 2014.
- [2] Topaç M.M., Atak M., "Optimal design of a rigid front axle beam for trucks", *1st International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2016)*, Çukurova University, Congress Center, Adana/Türkiye, paper no. 453, 2016.
- [3] Topaç M.M., Kuralay N.S., Bahar I., "Mass and Stress Optimisation of a Multi-Purpose Vehicle Front Axle Differential Housing For Various Driving Conditions", *Duzce University Journal of Science & Technology*, 4: 501-513, 2016.
- [4] Topaç M.M., Bahar E., Kaplan A., et al., "Design of a lower wishbone for a military vehicle independent front suspension using topology optimization", *IDEFIS 2017: 2nd International Defence Industry Symposium*, pp.333-342, 2017.
- [5] Gülyüz İ.C., Yılmaz B., "Lightweight design of a torque plate of Z-cam drum brake for heavy duty vehicles", *International Journal of Automotive Science and Technology*, 3.2: 42-50, 2019.
- [6] Gülyüz İ.C., Yılmaz B., "Ağır Hizmet Araçlarında Kullanılan Z-Kam Kampanalı Fren Tork Plakası Ağırlık Optimizasyonu", *Academic Perspective Procedia*, 2.3: 466-475, 2019.
- [7] Tekbaş U., Gülyüz İ.C., "Ağır Hizmet Araçlarında Kullanılan Hidrolik Disk Fren Kaliper Yuvasının Topoloji Optimizasyonu", *3rd International Symposium on Automotive Science and Technology (ISASTECH 2023)*, Gazi University Faculty of Technology, Ankara/Türkiye, pp.380-393, 2023.
- [8] Lee E., Lee Y., "Design and Validation of the Integrated Wheel Hub", *SAE Technical Paper*, 2011.
- [9] Gülyüz İ.C., Karadeniz Z.H., "Transient thermal analyses of an integrated brake rotor and wheel hub for heavy duty vehicles", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2021.
- [10] Gülyüz İ.C., Yılmaz Ö.C., "Ağır Hizmet Aracı Bütünleşik Fren Diski ve Poyra Çiftinin Soğuma Süresinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi", *Politeknik Dergisi*, 1-1, 2023.
- [11] Ceyhan A., Duruş M., Akarsu C., et al., "Wheel hub fatigue performance under non-constant rotational loading and comparison to eurocycle test", *Procedia Engineering*, 101, 77-84, 2015.
- [12] Ercan S., Ticari Taşıtlarda Kullanılan Jantlarda Dinamik İşletim Yüğü Altında Oluşan Yorulma Ömrünün Bilgisayar Destekli Belirlenmesi, Master's Thesis, Dokuz Eylül University the Graduate School of Natural and Applied Sciences, 2011.
- [13] Topaç M.M., Kuralay N.S., Ercan S., "Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis", *Engineering Failure Analysis*, 20: 67-79, 2012.
- [14] Ayran E., Pekedis M., "Alüminyum Alaşımli Otomobil Jantlarında Deneysel Darbe Testlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Doğrulanması", *Dicle University Journal of Engineering*, 11: 2 663-670, 2020.
- [15] Ceylan O., Aydoğan F., "Validation of A356T6 Automobile Wheel Fatigue Strength Using the Finite Elements Method", *European Mechanical Science*, 6(3): 207-212, 2022.
- [16] Nikhil R. Bakal, Virendra S. Kuwar, Vikram V. Shinde, et al., "Development of India Specific Biaxial Test Cycle for Fatigue Testing of Wheel Rims and Wheel Hub Bearings for Heavy Commercial Vehicles ", *SAE Technical Paper*, 2024.
- [17] Poyraz U., Fatigue failure analysis of a heavy vehicle truck wheels under dynamic loads by rainflow cycle counting method, Master's Thesis, Dokuz Eylül University the Graduate School of Natural and Applied Sciences, 2020.
- [18] Association of European Wheel Manufacturers, "EUWA ES-3.23 Biaxial Fatigue Test for Trucks Wheels", 2017.
- [19] Association of European Wheel Manufacturers, "EUWA ES-3.25 Technical Crack Definition for Wheels", 2017.
- [20] Gülyüz İ.C., Yılmaz B., "Ağır hizmet araçlarında kullanılan disk fren kaliper yuvasının yapısal analizi ve deneysel doğrulanması", *4th International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2019)*, Antalya/Türkiye, 2019.
- [21] Yılmaz Ö.C., Güntay B., Gülyüz İ.C., "Yapısal Döküm Parçaların Yorulma Ömrünü Etkileyen Ana Faktörlerin Ağır Ticari Araç Fren Sistemlerinde İncelenmesi", *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 12(1), 378-387, 2024.
- [22] Lipski A., "Determination of the S-N Curve and the Fatigue Limit by Means of the Thermographic Method for Ductile Cast Iron", *AIP Conf. Proc.*, Bydgoszcz/Poland, 2018.