

Elektrikli Araçlar İçin Bir Şasi Dinamometresi Tasarımı

Haluk Altay 

Türk Havacılık ve Uzay Sanayii, Teknopark
İstanbul, 34906 Pendik İstanbul

Haydar Livatyalı 

Yıldız Teknik Üniversitesi, Mekatronik
Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş
İstanbul

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 03-01-2021

Kabul: 23-12-2021

*Sorumlu Yazar: Haluk ALTAY

Email: halukalty@gmail.com

Bu makalede, hafif elektrikli araçların performansının ve enerji tüketimlerinin ölçülmesi için geliştirilen bir şasi dinamometresi tasarımı sunulmuştur. Dinamometre taşınabilir bir mekanik platform üzerinde kurulmuş ve öncelikle bu platformu oluşturan parçaların analizleri ve optimizasyonları yapılmıştır. Ardından dinamometrede test edilecek araç için matematiksel model oluşturulmuş, sürüş senaryoları planlanmış ve bu sürüş senaryolarının şasi dinamometresi modelinde benzetimleri yapılarak başarımları elde edilmiştir. Bu sistem sayesinde ölçüm verileri kullanılarak motor tarafından üretilip sisteme aktarılan devir ve tork değerleri elde edilmiş, aracın belirlenen sürüş senaryolarında ne kadar enerji tükettiği ve performansı bulunmuştur. Geliştirilen sistem ile azami 800 kg ağırlığında ve 100 N-m tork üretebilen ve 150 km/sa hıza çıkabilen elektrikli araçların yol testi yapılabilmektedir.

Anahtar kelimeler: Şasi Dinamometresi, Elektrikli Araç Performans Analizleri, Araç Matematiksel Modeli, Sürüş Senaryosu, Pist Verisi

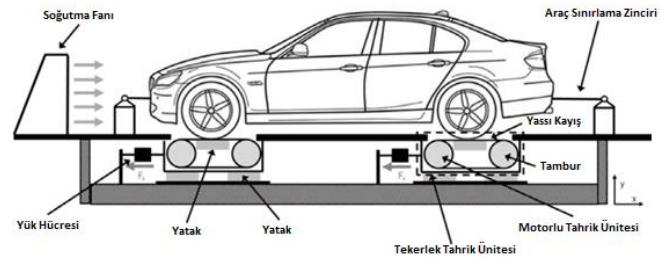
Atıf şekli/How to cite: Altay, H., Livatyalı, H., Elektrikli Araçlar İçin Bir Şasi Dinamometresi Tasarımı, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 17-28.

1. GİRİŞ

Elektrikli araçlar enerji tasarrufu, çevreyi koruması ve teknoloji sayesinde otomobillerin gelişim eğilimlerine yön veren, yeni ulaşım araçları haline geldi. Elektrikli araç araştırmalarının derinleşmesiyle birlikte, bazı temel teknolojiler önemli hale geldi. Araç teknolojisinin gelişmesinde en önemli etmenlerden biri araç üzerinde yapılan testlerdir. Araçların laboratuvar ortamında test edilmesi ile enerji tüketimleri ve başarımları değerlendirilmeleri yola çıkmadan yapılabilmektedir. Test sonuçlarının güvenilirliği çok fazla sayıda parametrenin ölçülmesi ve deneysel verilerin doğru bir şekilde kaydedilip işlenmesine bağlıdır. Bunun için birçok donanıma sahip araç test stantlarına ihtiyaç duyulmaktadır [1]. Araştırmalarla araçların laboratuvar ortamında test edilmeleri ile hedeflenen amaca ulaşım ulaşılmadıkları kontrol edilmektedir. Bu testler yeni geliştirilen prototipler üzerinde yapılabileceği gibi üretim aşamasında kalite denetimi için de yapılabilir [2]. Örnek bir şasi dinamometresi Şekil 1'de gösterilmektedir.

Şasi dinamometreleri araçların belirlenen sürüş çevrimindeki fiziksel benzetimleri için tercih edilir. Maliyet olarak diğer ölçüm yöntemlerine göre oldukça yüksektir. Fakat özellikle elektrikli araçların enerji tüketimi testleri için en sağlıklı yöntemdir. Şasi dinamometresi sayesinde araç üzerine etkiyen yükler dinamik olarak uygulanarak aracın ne kadar tahrik

üretmesi gerektiği bulunmaktadır. Elektrikli araçların başarımları testlerinde SAE, EVAmerica, JEVS ve KS'in farklı standartları mevcuttur [4]. Bu standartlardaki ana hedef dinamometrede araç hızına ve zamana bağlı sürüş çevrimlerinin direnç kuvvetlerini simüle ederek aracın enerji tüketimine, batarya durumuna ve performansına yönelik verilerin elde edilmesine dayanmaktadır.



Şekil 1: Şasi Dinamometresi Örneği [3]

Bu çalışmada Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü'nün yurtiçi ve yurtdışındaki verimlilik yarışları için ürettiği Şekil 2'de gösterilen elektrikli prototip araç, geliştirilen şasi dinamometresi için test aracı olarak kullanılmıştır. Aracın yarıştığı pist koşullarının simülasyonu yapıp buradan çıkan enerji tüketimi ve performans sonuçlarına göre enerji optimizasyonu için yarış stratejisi belirlenmiştir.



Şekil 2: YTÜ AESK tarafından tasarlanan ve testlerde kullanılan elektrikli araç

2. LİTERATÖR TARAMASI

Günümüzde araçların yakıt tüketimi, verimliliği ve performansı üreticiler arasında en önemli tasarım ölçütleri haline gelmiştir. Araçların tasarım yaşam çevriminde ilk aşama olan kavramsal tasarım sürecinden başlayıp üretime kadar olan tüm aşamalarında uygulanan testler ile istenilen başarımla ve yakıt tüketimi değerlerine ulaşılması şasi dinamoetreleri ile sağlanmaktadır. Şasi dinamoetrelerinin tasarımında birçok varyasyon vardır fakat hepsi ortak bazı temel özelliklere sahiptir [5]. En kolay ölçme yöntemi tambur üzerinde döndürülen tekerleklerden iletilen güç ile yapılandır. Bu sistem en yaygın kullanılmaktadır ve taşınabilir özelliktedir. Hafif tip araç testleri çoğunlukla bir şasi dinamoetresi üzerinde önceden tanımlanmış bir test çevrimine göre yapılır. Bu test aynı zamanda gerçek sürüş koşullarının da bir benzetimidir [6].

Literatürde özellikle elektrikli ve hibrit elektrikli araçların benzetim modellerinin doğrulanmasında dinamoetre yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Benzetim modellerinde kullanılan parametrelerin doğru bir şekilde tahmin edilmesi oldukça kritiktir. Örneğin batarya modelindeki kapasite ve tüketim parametrelerinin yüksek doğrulukla tahmini şasi dinamoetresi üzerinde farklı test senaryoları ile elde edilir [7]. Hibrit güç aktarma sisteminin performansı araç donanımı döngüsü (VHIL) içerisinde olan şasi dinamoetresi ile model tabanlı testler ile bulunmuştur [8]. Bu yaklaşım ile araçların tasarım süreçleri ile eşzamanlı olarak testleri de gerçekleştirilmektedir. Elektrikli araçların model tabanlı tasarım ve test süreçlerinde şasi dinamoetreleri oldukça önemli bir yere sahiptir. Model döngüsü (MIL), yazılım döngüsü (SIL), donanım döngüsü (HIL) karmaşık bir sistemin geliştirme süresini önemli ölçüde azaltmak için etkili bir tasarım araçları olduklarını kanıtlamıştır ve bu nedenle vaz geçilmez kabul edilmektedir [9-11]. Literatürde son zamanlardaki Ar-Ge yaklaşımı çok sayıda optimal enerji yönetimi stratejisini içermektedir [12,13]. Enerji yönetimi stratejisinin kontrol yöntemleri arasında

genetik algoritma [14] ve model öngörülmesi kontrol [15] bulunmaktadır. Bu teknikler, bir benzetim ortamında değerlendirildiğinde bazı önemli enerji verimliliği iyileştirmelerini kanıtlaya da, şasi dinamoetresindeki gibi yol bilgilerini içeren gerçek zamanlı bir çözüm sunmamaktadır [16,17].

Şasi dinamoetresi hızlanma direnci, yol dirençleri, aerodinamik sürtünme ve atalet kayıpları dâhil olmak üzere gerçek ortamda aracın yaşadığı kayıpların tamamının benzetimini yapar [18]. Araç yola çıkmadan önce, “test yatağı” olarak adlandırılan şasi dinamoetresi ile araç geliştirme sürecinde kritik bir adım olarak testlerin kontrollü bir ortamda tekrar tekrar yapılmasını sağlar.

Şasi dinamoetresi testleri şu şekilde yapılmaktadır: Araca hareket veren tekerler cihazın tamburları üzerine bindirilir. Aracın motoru çalıştırılır ve yavaş yavaş hızlandırılır. Tekerlekler yerde sabit tamburlar üzerinde döner. Cihazın tamburlara bağlı fren tertibatı yardımıyla aracın tekerleklerini döndürmesi programlandığı seviyede zorlaştırılır. Bu şekilde araç motorunun istenilen devirlerde ve yüklerle zorlanması sağlanır. Şasi dinamoetresi testlerinde önemli bir diğer konu ise sürüş çevrimleridir. Bu çevrimler genel olarak araçların bir programa göre hız ve ivmelerde çalıştırılmasını temsil eder. Yakıt tüketimi ve çevre kirliliğinin kontrol altında tutmak amaçlı yapılır ve farklı araçların kıyaslanmasına imkân tanır.

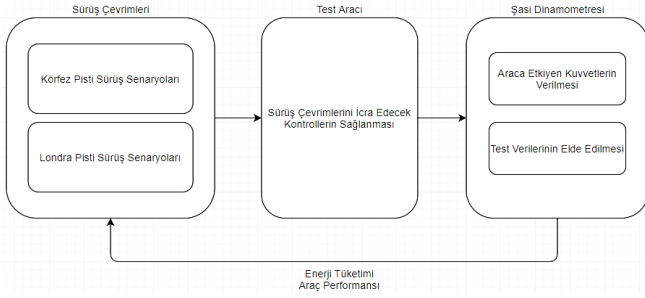
Sektörde yapılan araştırmalar sonucunda şasi dinamoetrelerinin genellikle yurtdışından ithal edildikleri gözlemlenmiştir. Türkiye’de dinamoetre test düzeneğini yapan ve bunu iç piyasaya satışını yapan çok az firma bulunmaktadır. Çoğu küçük ölçekli bu firmalar ithal sistemlerle rekabet edememektedirler.

3. SİSTEM TASARIMI

Şasi dinamoetresi sistemi üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlardan ilki aracın sürüşünün gerçekleştirileceği ortam olan sürüş çevrimleri, ikincisi aracın kendisi ve üçüncüsü ise dinamoetredir. Bu sistemin mimarisi Şekil 3’te gösterilmektedir.

Şasi dinamoetresi için sistem mimarisi ve çalışma prensibi şu şekilde tanımlanmaktadır: Aracın yarışacağı Körfez ve Londra pistleri için sürüş senaryoları pistlerin verilerine göre hazırlanmalıdır. Bu senaryoların icra edilmesi için araçta ve dinamoetrede gerekli düzenlemeler yapılmalıdır. Araçla test senaryoları güvenli bir şekilde icra edilmelidir. Test sırasında dinamoetre, araca etkileyen pistten kaynaklı yükleri doğru bir şekilde sağlamalıdır. Test boyunca çıktılar ve test koşulları kaydedilmelidir. Bu sürecin çıktılarını olan enerji tüketimi ve araç performansı, sürüş çevrimlerinde daha etkin

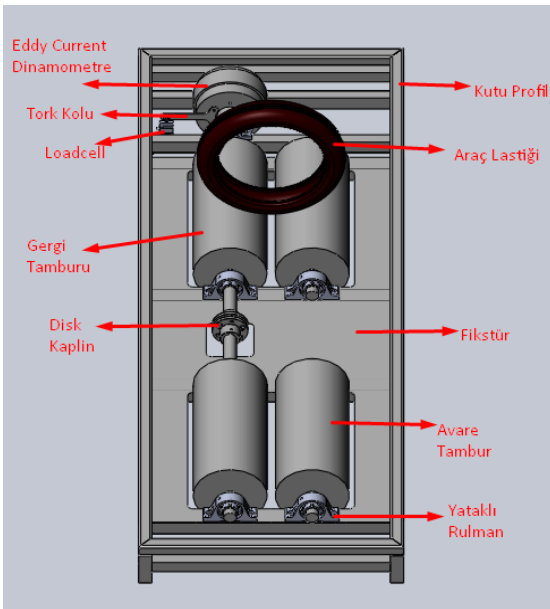
senaryolar üretebilmek için bir geri beslemeli olmalıdır. Bu çalışma yöntemi ile araç için enerji eniyilemesi ve araç performansının en üst seviyeye çıkartılması mümkün olmaktadır.



Şekil 3: Şasi Dinamometresi Sistem Mimarisi

4. MEKANİK TASARIM

Şasi dinamometresi için geliştirilen platform; ana taşıyıcı olan karkas, aracı üzerinde hareket ettiren tambur çifti, tamburlar arası aktarımı sağlayan kaplin, tamburların karkasa konumlandırılması için gereken fikstür, tamburların dönmesini sağlayan rulmanlı yataklar, araca gereken yüklemeyi yapmak için girdap (Eddy) akımı esaslı elektrikli fren (dinamometre), dinamometrenin yükünü ölçmek için kullanılan yük hücresi ve dinamometre ile yük hücresi arasında bağlantıyı sağlayan tork kolunu içermektedir. Elektrikli araçlar için geliştirilen şasi dinamometresinin üç boyutlu yapısal tasarımı Şekil 4'te gösterilmektedir. Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen şasi dinamometresinin her bir alt parçasının tasarımı ve analizleri alt başlıklarda anlatılmaktadır.



Şekil 4: Şasi Dinamometresi 3-B Tasarımı

4.1. Yapı

Şasi dinamometresinin ana taşıyıcısı olan karkas yapı, elektrikli aracın üzerinde güvenilir bir şekilde test yapılabilmesi ve istenildiğinde taşınabilmesi düşünülerek tasarlanmıştır. Yapı 2,7 m uzunluğunda ve 1 m genişliğinde 60*60 mm kare çelik kutu profillerden oluşmaktadır. Yapının laboratuvar zemininde rahatlıkla hareket ettirilebilmesi için alt kısma 6 adet teker takılmıştır. Ayrıca sistemin çalışma esnasında titreşime karşı hareketsiz kalmasını sağlayan sabitleme elemanları kullanılmıştır.

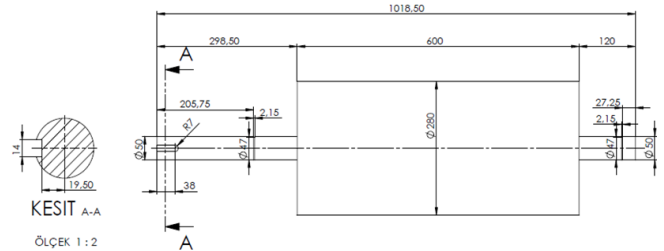
4.2. Tambur

Şasi dinamometresi üzerinde dönen tekerleri mesnetmek ve yüklemek için tasarlanan tamburlar dikışsız çelik borudan imal edilmiştir. Tamburların rulmanlı yataklara yerleştirilip dönmesini sağlayan CK45 (~SAE 1045) çeliğinden millerinin tasarımı ise yapılan kontrol analizleri ile güvenli bulunmuştur. Sistemde sağda ve solda ikişerli takım halinde toplam dört adet tambur bulunmaktadır. Bunlardan ikisi tahrikli ve frenli iken diğer ikisi avare mesnet tamburlardır.

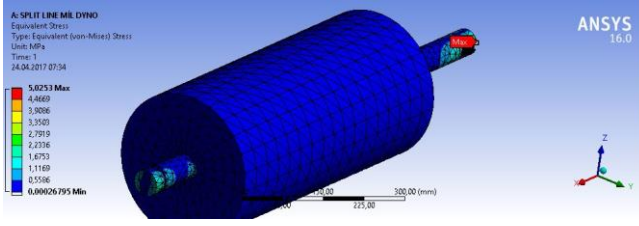
Tamburların çapı aracın hızı ve teker çapı ile ilişkilidir. Bu ilişki;

$$w = \frac{v}{r} = \frac{33,33}{0,239} = 139,45(Hz) = 876,19(rad/s) \quad (1)$$

Denklemlerde V aracın tambur üzerinde yapılacak testlerde ulaşacağı maksimum hızını, r araç tekerinin yarıçapını, w açısal hızı ifade etmektedir. Tekerlerin tamburlar üzerinde senkronize dönebilmesi için tamburların açısal hızı ile araç tekerlerinin açısal hızı eşit olmalıdır. Yukarıdaki hesaplama göre en uygun tambur çapı 0,28 m olarak bulunmuştur. Tasarımı yapılan tamburların diğer ölçüleri Şekil 5'te gösterilmektedir. Tamburun statik gerilme ve sehim analizleri sonlu elemanlar yöntemi ile ANSYS® v.16 programında doğrulanmış ve örnek eşdeğer Von Mises gerilme dağılımı Şekil 6'da gösterilmiştir. Analizlerin sonucuna göre tasarımı yapılan tamburların üzerine bineceği azami yüklere dayanabileceği görülmüştür.

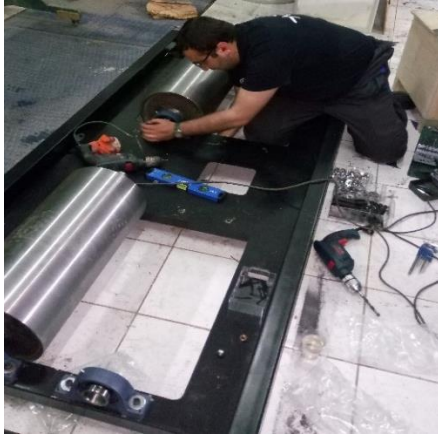


Şekil 5: Tamburun 2-B görünüşü



Şekil 6: Tambur Kuvvet Analizi

Tamburların çalışma esnasında yanal kuvvetlere karşı rulmanlı yataklarda etkin çalışabilmesi için tambur millerine segmanlar yerleştirilmiştir. Tamburların montajı Şekil 7’de gösterilmektedir.



Şekil 7: Tambur Montajı

4.3. Dinamometre

Motorların farklı devirlerde ürettiği torku ve efektif gücü işe ve elektrik enerjisine dönüştürerek yutan makinelere elektrikli dinamometre denmektedir. Test düzeneğinde 100 N-m reaktif anma torku üretebilen TJ-POD-10 girdap akımı dinamometresi modeli seçilmiştir.

4.4. Tork Kolu

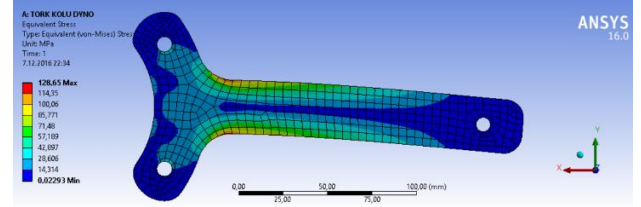
Dinamometre ile yük hücresi arasındaki bağlantıyı sağlayan parçadır. Tork kolunun uzunluğu aşağıdaki matematiksel bağıntı ile bulunmaktadır.

$$x = \frac{\tau}{F} = \frac{100}{550} = 0,18 \text{ m} \quad (2)$$

Denklem-2’de x tork kolunun uzunluğunu, τ dinamometrenin sahip olduğu azami torkunu ve F yük hücresinin kuvvet değerini ifade etmektedir.

CK45 çeliğinden kullanılan tork kolunun statik kuvvet altındaki gerilme analizi yine SEY ile kontrol edilmiş ve eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 8’de gösterilmiştir. Buna göre tasarımı yapılan tork kolunun dinamometreden gelen anlık ve azami

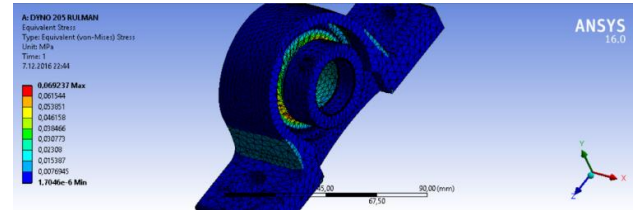
kuvvetlere dayanabildiği görülmektedir. Ayrıca analizlerde emniyet katsayısı literatürde önerildiği şekilde 3 ila 6 arasında alınmıştır.



Şekil 8: Tork kolu gerilme analizi sonuçları

4.5. Rulmanlı Yataklar

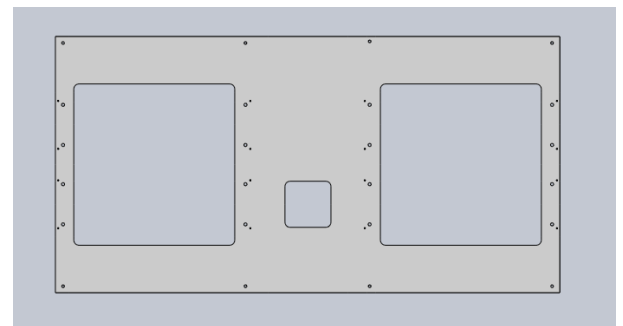
Rulmanlar yüklerin büyüklüğü, kaçıklığı tolere edebilmesi, hassasiyet, hız, sürtünme, rijitlik, eksenal hareket serbestliği gibi özelliklere bakılarak seçilmiştir. Şasi dinamometresindeki farklı tasarımlara göre SKF marka UCP 207 serisi 20, 30 ve 50 mm çapında rulmanlar kullanılmıştır. Rulmanlı yatak yuvası için yapılan statik gerilme analizi sonuçları Şekil 9’da gösterilmektedir. Seçilen rulmanlı yatakların tamburlardan gelen anlık ve azami kuvvetlere dayanabileceği hesaplanmıştır.



Şekil 9: Rulmanlı yatak Kuvvet Analizi

4.6. Fikstür

Profiller ve tamburların hizalaması için bir alüminyum sac fikstür tasarlanmıştır. Bu tasarımda rulmanlı yatakların hizalanmasına göre delik çapı ve yerleri belirlenmiştir. Fikstürün üç boyutlu tasarımı Şekil 10’da gösterilmektedir. Fikstür tasarımında tamburlar, tamburlar arasında tahrik aktarımı yapan kaplin konumları için hizalama göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 10: Fikstürün 2-B çizimi

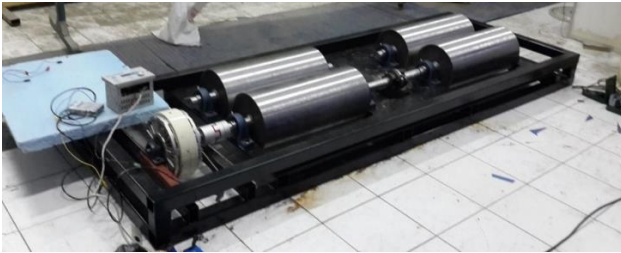
4.7. Disk Kaplin

Güç aktarma elemanı olan kaplinlerin özellikle bu çalışmada disk türünde seçilmesinin yüksek derecede saptırma ayarlama, yüksek burulma katılığı, dönüş açısının iletim doğruluğu, yanlış ayarlamalarda meydana gelecek kuvvetleri sömürmesi ve geri tepmenin neredeyse sıfıra yakın olması gibi bazı sebepleri bulunmaktadır. Tambur millerinin çapı ve maksimum devir sayılarına göre Özgüleş marka CD76 modeli seçilmiştir [1].

4.8. Yük Hücresi

Yük hücresi (load cell), fiziksel bir kuvveti elektrik sinyaline dönüştüren bir algılayıcıdır. Yük hücresinde dönüşüm dolaylı ve iki aşamada olur. Mekanik bir düzenleme ile algılanan kuvvet bir genleme-ölçerin (strain gage) şeklini değiştirir. Genleme-ölçerde kuvvet sonucu ortaya çıkan birim şekil değişimi (genleme) ile ince telin etkin elektriksel direnci değişir ve bu direnç değişimi bir voltaj değişimi olarak ölçülür. Bu çalışmada dinamometreden tork koluyla iletilen kuvvetin dikey doluşu düşünülerek S tipi yük hücresi kullanılmasına karar verilmiştir.

Bu çalışmada tasarımı ve analizi yapılan parçaların tasarlanmış, imal edilmiş ve montajı yapılmış hali Şekil 11’de, detaylı teknik özellikleri ise Tablo 1’de gösterilmiştir.



Şekil 11: Şasi Dinamometresi Montajı

Tablo 1: Şasi Dinamometresinin Teknik Özellikleri

Teknik Özellikler	Açıklama
Dinamometre Boyutları (mm)	2700*1000*195
Tambur Genişliği (mm)	600
Tamburlar Arası Mesafe (mm)	600
Tambur Çapı (mm)	280
Ağırlık (kg)	550
Maksimum Tork (N-m)	100
Maksimum Hız (rpm)	1800
Soğutma akışkanı	Hava

5. ELEKTRONİK TASARIM

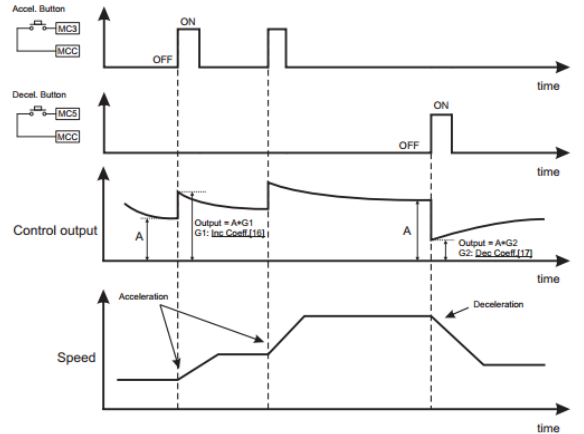
5.1. Kontrolcü

Elektronik alt-sistem ile ilgili olarak iki farklı çalışma yapılmıştır. Bunlardan ilki dinamometrenin kontrolcüsünün revize edilmesi, ikincisi yük hücresi kalibrasyonu ve verilerin okunmasıdır. Dinamometre kontrolcüsü doğru frenleme kuvveti sağlayabilmek için kritik önemdedir. Dinamometre kontrolcüsüne giriş olarak 220 V doğru akım verilmektedir. Çıkışında ise isteğe bağlı olarak akım, gerilim, doluluk oranında değerler verebilmektedir. Gerilim kontrolü yapmak daha sağlıklı ve ölçüm konusunda kolay olduğundan gerilim kontrolü yöntemi tercih edilmiştir. Gerilim çıkışı 0-24 V aralığındadır. Kontrolcüde gerilim (V) frenleme etkisi (N-m) kalibrasyonu kritiktir. Bu sebeple çok sayıda ölçüm denemesi gerçekleştirildi. Dinamometrenin gerilim kontrolcüsünün çalışma eğrileri Şekil 12’de gösterilmektedir. Sistemde aracın sürüş senaryoları ölçümler sonunda çıkan bu ilişkiye göre icra edilmekte, sürüşün gerçekleşeceği pistte araca etkimesi beklenen direnç yükleri dinamometre tarafından araç tekerlerine uygulanmıştır.

Test sırasında araca etkimesi istenen yükleri uygulayabilmek için hem potansiyometre hem de buton ile voltaj kontrolü gerçekleştirilmiştir. Gelecekteki çalışmalarda buton kontrolünün iptal edilmesi ve bir mikroişlemciyle bilgisayar üzerinden gerçek zamanlı kontrol hedeflenmektedir.

5.2. Yük Hücresinin Kalibrasyonu ve Veri Okuma

Yük hücresinin çalışması dirençler üzerindeki gerilim farkına dayanan Wheatstone köprüsü esasına dayanır. Bu sistemin yük hücrelerinde tercih edilme sebebi yüksek hassasiyetli direnç değişimi (birim şekil değiştirme) ölçümü yapabilmesidir. Yük hücresi kalibrasyonu Şekil 13’te gösterilen ESIT marka TR-3 transmitter cihazında yapılmaktadır.



Şekil 12: Dinamometre Kontrolcüsü Çalışma Eğrileri

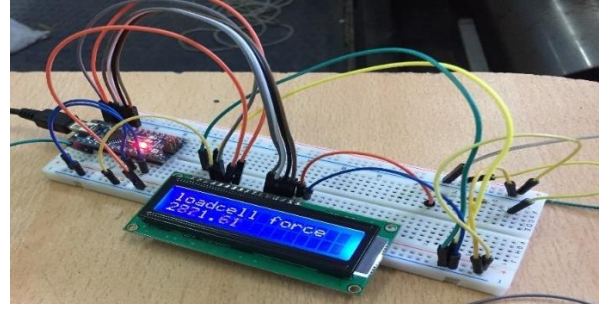


Şekil 13: TR-3 Transmitter Cihazı

Transmitter cihazı yük hücresinin mV seviyelerindeki çıkışını yükseltir ve aynı zamanda filtreleme yaparak doğru bir şekilde okuma sağlamaktadır. Doğru kalibrasyon ölçek katsayısı (scale factor) ve sapma (bias) gibi değerlerin bulunmasını içeren zor bir konudur. Yük hücresi kalibrasyonu için TR-3 transmitter cihazında izlenen yol aşağıdaki gibidir. Yük hücresine kalibrasyon yapılırken ağırlığı bilinen cisimler (kontrollü kuvvet ve gerilme değerleri) ile birim şekil değişimi sağlanmıştır.

- Adım mV seçimi için transmitter üzerinden 1-2 nolu anahtardan yük hücresi mV seçilir.
- Sviçler "offset" konumuna alınır. Kantarın üstü boşaltılır (herhangi bir yük olmamalıdır).
- "Fine" tuşuna 3 saniye basılı tutulur. "Run" ledinin daha yüksek frekansta yandığı görülür. Uygun klemenslere ölçü aleti bağlanır.
- Sistem 4-20 mA çalışacaksa + ve - tuşlarıyla 4 mA ayarlanır. 0-10 volt çalışacaksa 0 volta ayarlanır.
- "Gain" (kazanç) konumuna alınır. (3 on - 4 off olmalıdır.)
- Kantara kapasitesi kadar ya da kapasitesine yakın ağırlıklar konur. Olması gereken gerilim (V) veya akım (mA) değeri hesaplanır. Artı (+) ve eksi (-) tuşlarını kullanarak uygun değerlere ayarlanır.
- Transmitter besleme voltajı 5 saniyeliğine kesilir, sonra tekrar açılır. "Dip switch"lerin en son kaldığı konum önemli değildir.

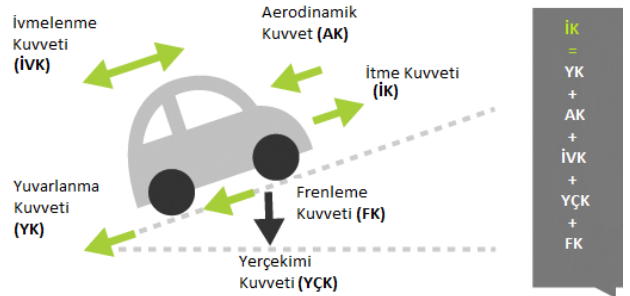
Yük hücresinin değerlerini anlamlı hale getirmek için işlemciye ADC üzerinde veri okuma yaptırmak gerekir. Bu çalışma kapsamında Arduino Pro Mini kullanılarak yük hücresinin kalibre edilmiş değerleri dönüşüm kodu üzerinden kuvvete çevrilmiştir. Şekil 14'te LCD ekran üzerine yük hücresine uygulanan kuvvet gösterilmektedir.



Şekil 14: Yük Hücresinden Veri Okuma

6. ELEKTRİKLİ ARACIN MATEMATİKSEL MODELİ

Şasi dinamometresi testleri için kullanılan Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü'nün (YTÜ AESK) tasarlayıp imal ettiği prototip elektrikli araç MATLAB/SIMULINK programında modellenmiştir. Literatürde araç fiziksel modelleriyle ilgili çok daha ayrıntılı ve karmaşık örnekler olsa da bu sistemde tüm model bileşenleri olabildiğince basitleştirilmiştir. Seyir esnasında araç üzerine etkiyen kuvvetler Şekil 15'te gösterilmiştir ve aşağıdaki matematiksel bağıntı ile ifade edilir.

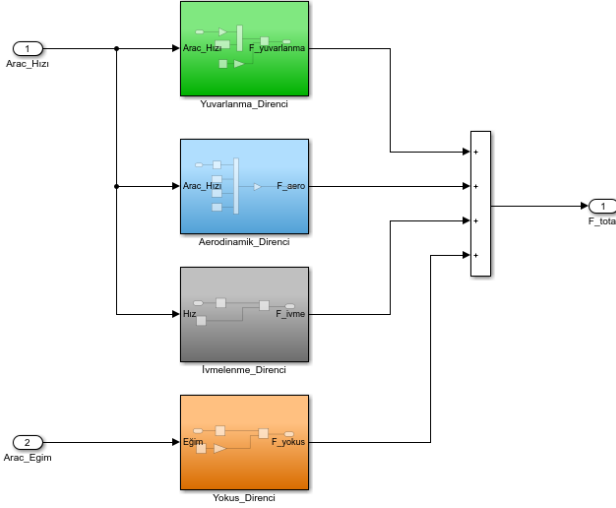


Şekil 15 16: Araç Üzerine Etkiyen Kuvvetler

$$F_{net} = ma$$

$$= F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - R_{xf} - R_{xr} - mgsin(\alpha) \quad (3)$$

Denklem-3'te F_{xf} ön lastiklerdeki boyamsal itici lastik kuvvetini, F_{xr} arka lastiklerdeki teğetsel (araca göre eksenel) itici lastik kuvvetini, F_{aero} aerodinamik sürüklenme kuvvetini, R_{xf} ön lastiklerdeki yuvarlanma direncini, R_{xr} arka lastiklerdeki yuvarlanma direncini, m aracın kütlesini, g yerçekimi ivmesini ve α aracın seyahat ettiği yolun eğim açısını ifade etmektedir. Aracın üzerine etkiyen kuvvetlerin modeli Şekil 16'da gösterilmektedir. Şasi dinamometresinde frenleme kuvveti olarak verilen aracın üzerine etkiyen yuvarlanma, aerodinamik, ivmelenme ve yokuş direnci modellenmiştir. Aracın hızı ve eğimi bloklar için girdi olurken blokların çıktısı olarak kuvvet tanımlanmıştır.



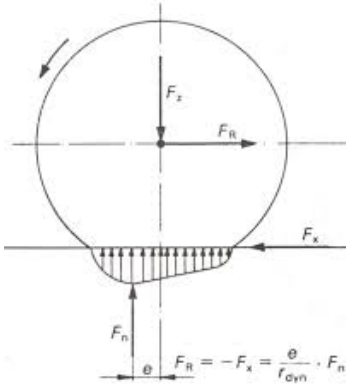
Şekil 16: Aracın Üzerine Etkiyen Kuvvet Modeli

6.1. Yuvarlanma Direnç Kuvveti

Araç tekerlerinin hareket halinde yuvarlanırken şekil değiştirmesinden kaynaklanan direnç kuvvetidir. Şekil 17’de araç hareket ederken yoldan kaynaklı sürtünme ile oluşan yuvarlanma kuvveti gösterilmektedir. Literatürde radyal X araç lastiklerinde f_R büyüklüğü aynı zamanda aşağıdaki matematiksel bağıntı ile ifade edilmektedir.

$$f_R = 0,0136 + 4 * 10^{-8} * v^2 \quad (4)$$

Denklem-4’te v aracın hızını, f_R yuvarlanma direnci katsayısını ifade etmektedir.



Şekil 17: Tekerlek yuvarlanma Direnç Kuvvetinin Gösterimi

Bu matematiksel bağıntı araç hızının azami 150 km/h olması durumunda geçerlidir. Bu çalışmada kullanılan aracın azami hızı 120 km/h olarak belirlendiğinden bu bağıntı geçerli olmaktadır. Örnek olarak aracın 60 km/h sabit hızda ilerlediği düşünülürse:

$$G = m * g = 270 * 9,81 = 2648,7 [N] \quad (5)$$

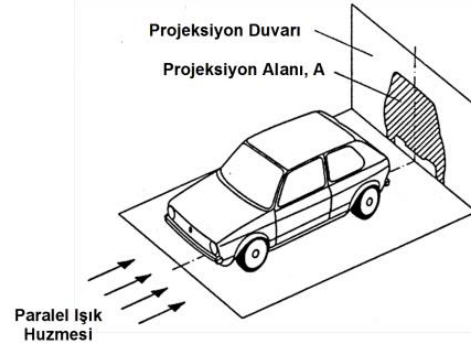
$$v = 60 \text{ km/h} = 16,66 \text{ m/sn}, f_R = 0.013611 \quad (6)$$

$$F_R = f_R * G = 0,013611 * 2648,7 = 36,051 [N] \quad (7)$$

olarak hesaplanmıştır. Yukarıdaki denklemlerde G aracın ağırlığını, m aracın kütesini ve g yerçekimi ivmesini, v araç hızını, f_R yuvarlanma direnci katsayısını ve F_R yuvarlanma direnç kuvvetini ifade etmektedir.

6.2. Aerodinamik Direnç Kuvveti

Aerodinamik direnç kuvveti aracın gövde tasarımından kaynaklanan ve seyir esnasında hava ile temasından oluşan sürüklenme direnç kuvvetidir. Şekil 18’de gösterilen kesit alanı YTÜ-AESK verilerine göre $1,205 \text{ m}^2$ olarak alınmıştır.



Şekil 18: Araç Kesit Alanının Gösterimi

Sürüklenme katsayısı C_d ise 0,18 olarak alınmıştır. Aracın aerodinamik direnç kuvveti aşağıdaki matematiksel bağıntıda belirtilmektedir.

$$\begin{aligned} F_{aero} &= \frac{1}{2} \times \rho_L \times v^2 \times A \times C_d \\ &= \frac{1}{2} \times 1,226 \times 16,66^2 \times 1,205 \times 0,18 \\ &= 49,24 [N] \end{aligned} \quad (8)$$

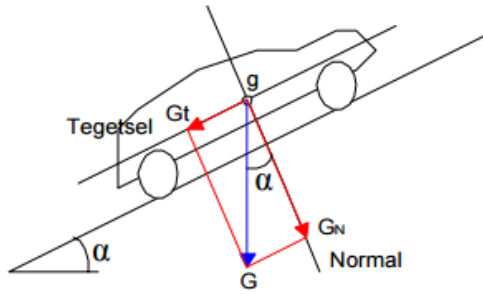
Denklem-8’de ρ_L havanın yoğunluğunu, v aracın hızını, A aracın izdüşüm alanını ve C_d aracın hava direnci katsayısını ifade etmektedir.

6.3. Yokuş Direnci

Yokuş direnci aracın sürüş esnasında yolun eğiminden kaynaklanan dirençtir (Şekil 19). Aracın sürüş çevrimlerinden olan Shell Eco Marathon Londra pisti verilerine bakarak azami eğimin 5° olduğu görülmektedir. Diğer sürüş çevrimi olan TÜBİTAK Efficiency Challenge Körfez Pisti verilerine göre herhangi bir eğim bulunmamaktadır. Bu verilere göre araca etkiyen yokuş direnci aşağıdaki matematiksel bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$G_t = G * \sin \alpha = 2648,7 * \sin 5^\circ = 230,85 [N] \quad (9)$$

Denklemler-9'da G_t yokuş direnci kuvvetini, G aracın ağırlığını, α yolun eğim açısını ifade etmektedir.



Şekil 19: Araç Yokuş Direnci Gösterimi

6.4. İvmelenme Direnç Kuvveti

Bir aracın ataletsel bileşenlerinden dolayı ivmelenmesi sırasında aşılması gereken bir dirençtir.

$$F_a = m * a = 270 * 0,55 = 148,5 [N] \quad (10)$$

Bu denklemde F_a aracın ivmelenme direnç kuvvetini, m aracın kütlesini ve a aracın ivmesini ifade etmektedir.

7. TEST VE DOĞRULAMA

Şasi dinamometresinde aracın test koşullarını belirleyen sürüş çevrimlerinin aracın kullanılacağı yolu tam temsil etmesi kritik derecede önemlidir. Sürüş çevrimleri genel olarak araçların zamana ve pistteki direnç yüklerine göre değişen hız ve ivmelerde çalıştırılmasını temsil eder. Farklı araçların veya tasarımların enerji tüketimi ve araç performansı açılarından kıyaslanmasına imkân tanır. Bu çalışmada araç için iki farklı sürüş çevrimi (senaryosu) tasarlanmıştır. Bunlar aracın yarıştığı Shell Eco Marathon Londra pisti ve TÜBİTAK Efficiency Challenge Körfez pisti verilerine göre hazırlanmıştır. Örnek olarak Körfez pisti verileri Şekil 20'de gösterilmektedir ve bu pistte aracın verileri 34 farklı noktada okunmaktadır.

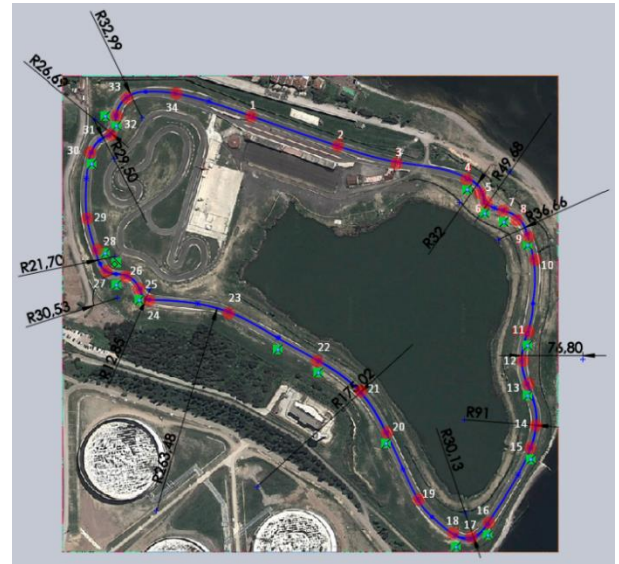
Şekil 21'de gösterildiği gibi sürüş çevrimleri modeli ve araca etkiyen kuvvetlerin modeli oluşturularak yapılacak olan test sonuçları izlenilmektedir. Körfez pisti verilerine göre sürüş çevrimi yapıldığında senaryolar arasında optimum hızın 60-65 km/h olduğu görülmüştür. Araç burada 60 km/h saat hızına ulaşıncaya kadar ivmelenmektedir ve daha sonra yarış kuralları gereği minimum enerji

harcama prensibiyle optimum hızı ulaştıktan sonra sabit 60 km/h hızla gitmektedir. Sürüş senaryolarının MATLAB/SIMULINK ortamındaki benzetim modeli Şekil 22'de gösterilmektedir.

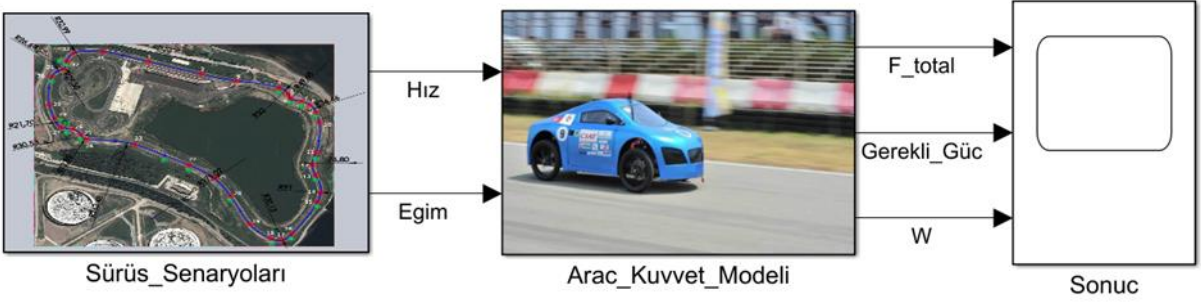
Sürüş senaryoları incelendiğinde,

- Körfez Senaryo-1'de araç 60 km/h hızla 32,5 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 60 km/h hızın etrafında artış azalış gösteren bir çevrim test edilmiştir.
- Körfez Senaryo-2'de araç 56 km/h hızla 104 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 56 km/h hızla devam edip toplam 3483 saniyede hız 45 km/h hızla doğru azalmaya başlar ve böylece tamamlanır.
- Körfez Senaryo-3'te araç 60 km/h hızla 62 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 60 km/h hızın etrafında artış azalış gösteren bir çevrim test edilmiştir.
- Shell Eco Marathon yarışları için Londra pisti düşünülerek hazırlanan Londra Senaryo'da 30 km/h hızla 30 sn'de ulaşan araç daha sonra sabit hızla yarışa devam etmektedir.

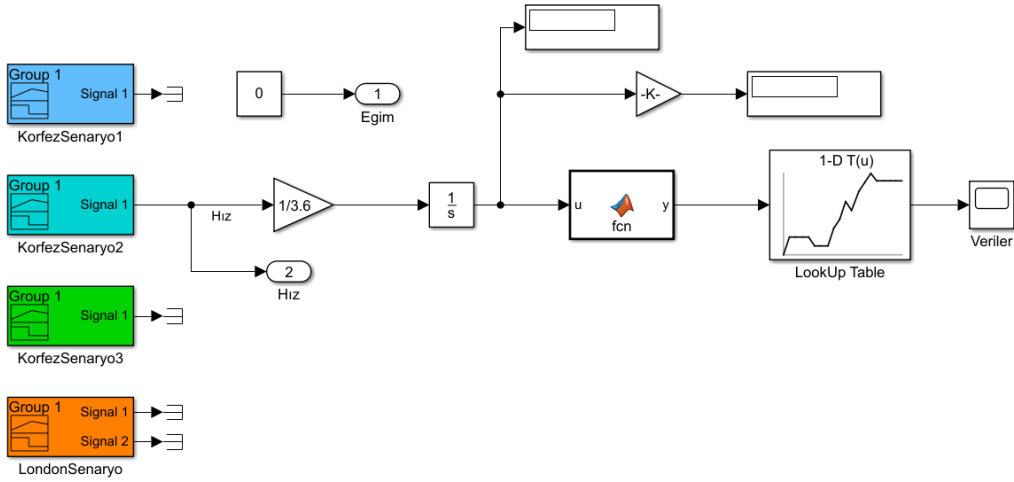
Şasi dinamometresi montajı gerçekleştirildikten sonra elektrikli prototip aracın sürüş çevrimlerindeki senaryolarını test etmek için platforma güvenli bir şekilde yerleştirilmiştir. Sistemin arkadan itişli prototip elektrikli aracı ile birlikte testleri Şekil 23'te gösterilmektedir.



Şekil 20: Körfez Pisti Sürüş Çevrimi



Şekil 21: Aracın Test Modeli



Şekil 22: Sürüş Senaryoları Modeli

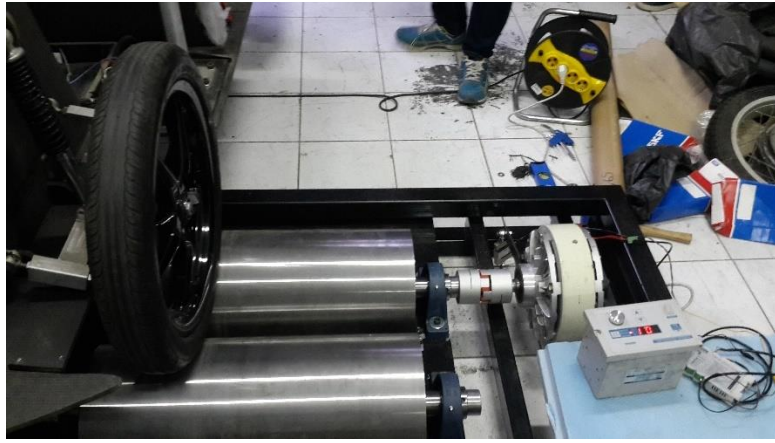
Çalışmada sonuç veri olarak lastiklerden aktarılan hız ve tork değerleri ölçülmüş, tüketilen güç hesaplanmıştır. Aracın performans grafiği Şekil 24'te gösterilmektedir. Buna göre araç düşük hızlarda %55 civarında bir verime sahip iken 60 km/h hızı çıkıp sabit hız ile devam ettiğinde %95 civarında bir verimliliğe sahiptir. Bu performans grafiğinden yola çıkarak pist üzerinde sürüş senaryoları güncellenmiştir.

Ek olarak çalışma sonucunda araca etkileyen direnç yükleri belirlenmiştir ve böylece sürüş boyunca gerçekleşmesi beklenen enerji tüketimi bulunmuştur. Uzun süren test ve sürüş senaryoları sonucunda pist üzerinde yol boyunca ortaya çıkan güç tüketimi Şekil 25'te gösterilmektedir. Bu eğrinin zamana göre integrasyonu ile elde edilen enerji tüketimi sonuçlarına göre araç kalkıştan 60 km/h hızı ulaşıncaya kadar harcanan toplam enerjinin sabit hızla giderken harcanan enerjiye göre oldukça fazla olduğu görülmüştür. Körfez pisti enerji tüketimi verilerine göre elektrikli araç pistte bir turda ortalama 22 W-h enerji tüketmektedir.

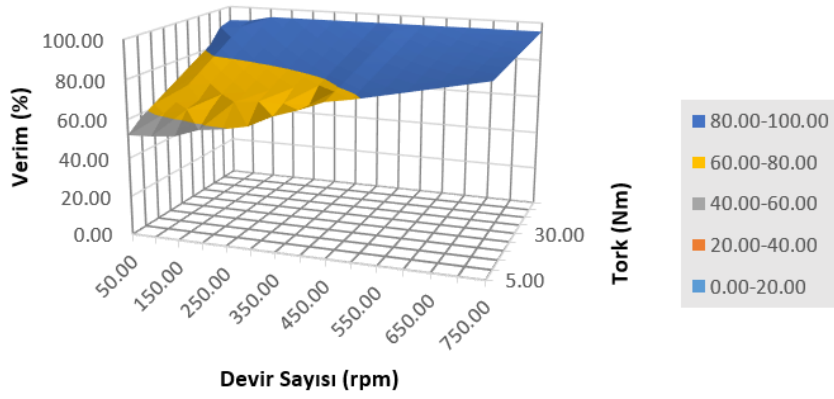
7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, elektrikli araç testlerinde performansın ve enerji tüketiminin belirlenebilmesi için hazırlanmış olan bir elektro-mekanik sistem, bir matematiksel model ve bu modelin verilerinin üzerinde çalıştığı donanım ile dinamometre kontrolü sağlanıp iki ayrı pist için tasarlanmış birkaç farklı sürüş senaryosu başarı ile gerçekleştirilmiştir. Sonuç verileri olarak araç performansı ve enerji tüketimi elde edilmiştir. Sistem testleri sonucunda araç kalkıştan 30 km/h hızı kadar ivmelenirken yaklaşık %55 verime sahip iken 60 km/h sabit hız ile devam ettiğinde verimliliğin %95'e kadar çıktığı görülmüştür. Buna ek olarak aracın yaklaşık 2 km'lik Körfez pistinde bir tur boyunca 22 W-h enerji tükettiği elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar ile araç tasarımında ve sürüş senaryolarında iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır.

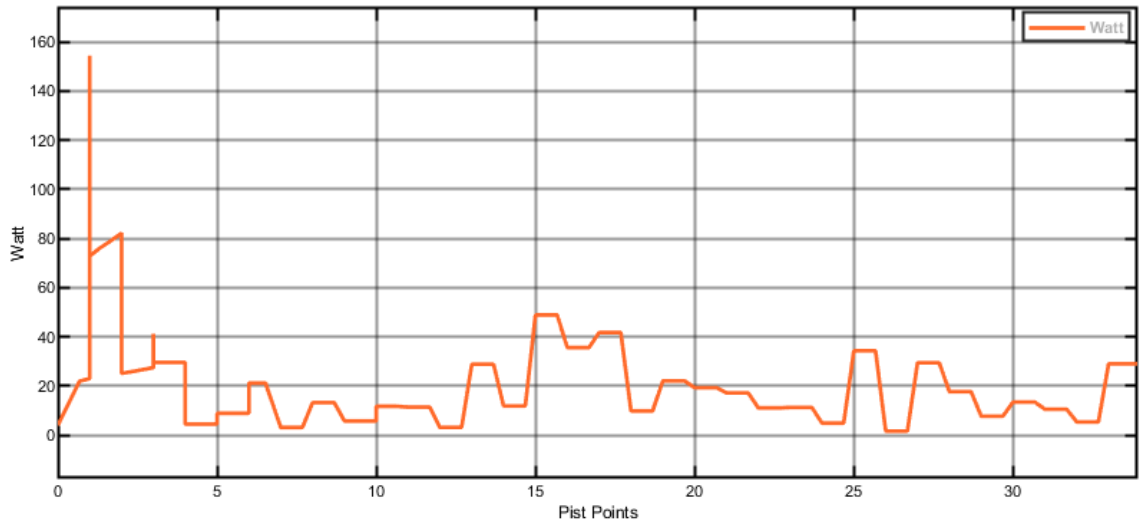
Yapılmış olan test düzeneği piyasada mevcut ünitelere göre kıyaslanamayacak kadar ucuza mal edilmiştir ve geliştirilmeye de oldukça müsaittir. Bu çalışmanın, elektrikli araçlar için geliştirilecek şasi dinamometrelerinin mekanik tasarımı, elektronik ve yazılımlarının yerli üretim çalışmalarına katkı sağlayacağı öngörülmektedir.



Şekil 23:Şasi Dinamometresi ile Elektrikli Araç Testleri



Şekil 24: Araç Performans Grafiği



Şekil 25: Körfez pisti boyunca yola göre güç değişimi

8. GELECEKTEKİ ÇALIŞMALAR

Bu çalışmanın devamında, test sırasında araca etkimesi hesaplanan toplam direnç kuvvetinin dinamometrenin kontrolcüsü ile bütünlük haberleşen anlık bir şekilde tüm pist simülasyonunu gerçekleyen bir düzeneğin yapılması planlanmaktadır. Bu sayede aracın tüm pist simülasyonuna karşılık aracın kontrolcüsü ile enerji optimizasyonu daha doğru bir şekilde yapılması hedeflenmektedir.

A CHASSIS DYNAMOMETER DESIGN FOR ELECTRIC VEHICLES

The design of a chassis dynamometer developed to measure the performance and energy consumption of light-weight electric vehicles is presented. Chassis dynamometer was designed on a mobile mechanical platform and it was analyzed and optimized in system and component levels. Subsequently, a mathematical model was developed for a prototype electric vehicle to be tested in the dynamometer. Driving scenarios to be conducted on the chassis dynamometer were planned. Realistic driving simulations were conducted and the output data was obtained using the chassis dynamometer. By means of this system, the speed and torque values produced by the motor and transmitted to the system were obtained using the measurement data. The energy consumed and vehicle performance in the specified driving scenarios were found. Using the developed system, electric vehicles with a maximum mass of 800 kg and a torque of 100 N-m can be road-tested up to 150 km/hr speed.

Keywords: Chassis Dynamometer, Electric Vehicle Performance Analysis, Vehicle Mathematical Model, Driving Scenario, Track Data.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, başta çalışmanın her aşamasında destek veren Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü (YTÜ AESK) ekibine, çalışma kapsamında malzemelerin alımında ve sistemin imalatında destek veren GESK, SKF, YTÜ Demir İşleri Atölyesi'ne ve 2209/B Sanayi Odaklı Lisans Bitirme Tezi programı kapsamında destek veren TÜBİTAK BİDEB'e teşekkür ederler.

KAYNAKÇA

1. Akçakaya O. (2010). Tekerlekli Araçlar için Dijital Şasi Dinamometresinin Tasarımı ve Uygulaması, Y. Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi
2. Çelik, M. B., Bayır, R., Özdalyan, B. (2007). Bilgisayar Destekli Motor Test Standının Tasarımı ve İmalatı, Teknoloji, 10-2, 131-141.

3. Vogeler, I., Untermaierhofer, R., Petz, R. et al. Separation of Rolling Resistance and Drivetrain Losses at the Flat Belt Dynamometer. ATZ Worldw 122, 46-49 (2020).
4. TÜBİTAK MAM, Elektrikli Araçlar, Kocaeli, 2003.
5. French, M., Stark, A. (2000). Chassis Dynamometers, Experimental Techniques, 45-46.
6. Pelkmans, L., Debal, D. (2006). Comparison of on-road emissions with emissions measured on chassis dynamometer test cycles, Transportation Research Part D:Transport and Environment, 11-4, 233-241.
7. N. Kim, A. Rousseau and E. Rask, "Parameter Estimation for a Lithium-Ion Battery From Chassis Dynamometer Tests," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, no. 6, 4393-4400, June 2016.
8. A. Mayyas, S. Kumar, P. Pisu, J. Rios and P. Jethani, "Model-based design validation for advanced energy management strategies for electrified hybrid power trains using innovative vehicle hardware in the loop (VHIL) approach," in ELSEVIER Applied Energy, vol. 204, 287-302, July 2017.
9. M. Adrián, P.R. Alberto, "Vehicle modelling for real time systems application. The virtual rolling chassis," 2012.
10. WS. Harrison, DM. Tilbury, "A formal characterization and analysis for hardware-in-the-loop and hybrid process simulation during manufacturing system deployment," in International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM), vol.5, no.151, 2011.
11. B. Tabbache, Y. Aboub, K. Marouani, A. Kheloui and M. E. H. Benbouzid, "A simple and effective hardware-in-the-loop simulation platform for urban electric vehicles," 2012 First International Conference on Renewable Energies and Vehicular Technology, Hammamet, 251-255, 2012.
12. L. Serrao, S. Onori and G. Rizzoni, "A Comparative Analysis of Energy Management Strategies for Hybrid Electric Vehicles," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (ASME), May 2011.
13. N. Kim, S. Cha and H. Peng, "Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin's Minimum Principle," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 19, no. 5, 1279-1287, Sept. 2011.
14. [14] Y. Yalian, X. Hu, P. Huanxin and P. Zhiyuan, "Comparison of power-split and parallel hybrid powertrain architectures with a single electric machine: dynamic programming approach," in ELSEVIER Applied Energy, 2016.

15. S. Kermani, S. Delprat, T.M. Guerra, R. Trigui, B. Jeanneret, "Predictive energy management for hybrid vehicle," in Control Engineering Practice, vol. 20, 408-420, 2012.
16. L. Li, B. Yan, C. Yang, Y. Zhang, Z. Chen and G. Jiang, "Application-Oriented Stochastic Energy Management for Plug-in Hybrid Electric Bus With AMT," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, no. 6, 4459-4470, June 2016.
17. X. Zeng and J. Wang, "A Parallel Hybrid Electric Vehicle Energy Management Strategy Using Stochastic Model Predictive Control With Road Grade Preview," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 23, no. 6, 2416-2423, Nov. 2015.
18. A. Mayyas, R. Prucka, I. Haque and P. Pisu, "Model-based automotive system integration: using vehicle hardware in-the-loop simulation for an integration of advanced hybrid electric powertrain," in International Journal of Electric and Hybrid Vehicles (IJEHV), vol.5 no.3, Nov. 2013.