



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Salıncak Kolu Burçlarının Çıkma Yükünü Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi

Ayhan AKGÜNOĞLU ^{a,*}, Fehmi ERZİNCANLI ^b

^a Makine Mühendisliği Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Düzce Üniversitesi, Düzce, TÜRKİYE

^b Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Düzce Üniversitesi, Düzce, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: ayhan.akgunoglu@gmail.com.tr

ÖZET

Salıncak burçlarına, çaplama işlemi ve ardından kumlama işlemi uygulanmıştır. Yüzey pürüzlülük ve sıklık değerleri ölçülen burçlar çıkma işlemine tabi tutularak çıkma mukavemetleri belirlenmiştir. Benzetim için Solid Works programı kullanılarak modellenmiş ve programın simülasyon kısmında çözdürülmüştür. Çelik salıncak ile alüminyum burç arasında ki sürtünme katsayısı 0,61 iken 8681,7 Newton, 0,3 iken 4102, 2 olarak bulunmuştur. Analizde ideal 179 mikron sıklığında iken çıkan von mises gerilmesi 317,8 ve 370,4 mPa malzemelerin akma gerilmeleri ortalamalarında çıkarak burcun yerinden çıkma kuvvetleri hakkında muhakeme yapmamızı sağlıklı hale getirmiştir. Analizlere bakıldığında sıklık değerleri kadar sürtünme katsayısının da etkili olduğu ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çıkma kuvveti, Pürüzlülük, Burç-yatak, Çaplama, Salıncak kolu

Wishbone Arm Of The Bushes Loading Output Affective Investigation Of The Parameters

ABSTRACT

Surface roughness and firmness values were determined by bending the measured bushings. It was modeled using the Solid Works program for simulation and solved in the simulation part of the program. The coefficient of friction between the steel bushing and the aluminum bushing was 0.61, while the 8681.7 Newtons were 0.3 and 4102, 2, respectively. In the analysis, von mises stress, which was obtained at an ideal 179 micron, made it healthy for us to make reasoning about the displacement force of the bushing by averaging the yield stresses of 317,8 and 370,4 mPa materials. When the analyzes were examined, it was found that the coefficient of friction was as effective as the tightness values.

Keywords: Tensile strength, Roughness, Bushing-bed, Shrinkage, Wishbone arm

I. GİRİŞ

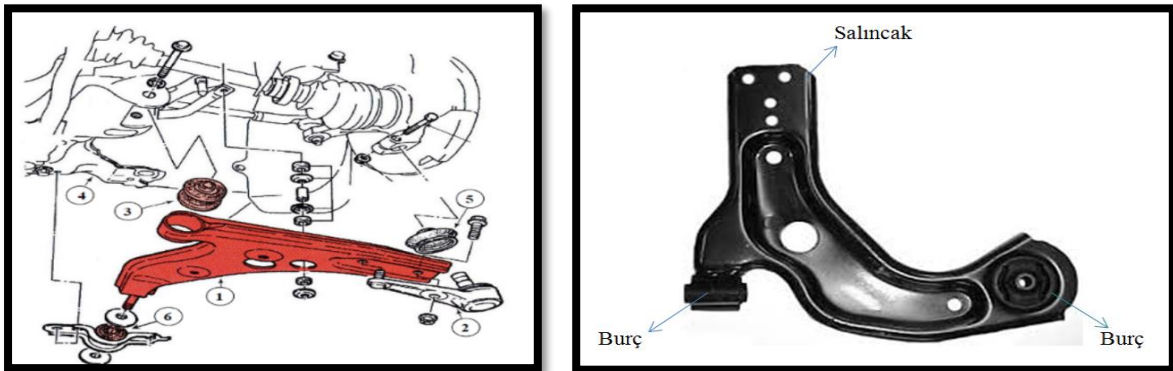
Süspansiyon sistemi genel olarak motorlu araçlarda şok ve titreşimleri emmek için yapılmış parçaların bütününe verilen addır. Sistemin çalışma prensibi, lastiklerle yol arasındaki sürtünmeyi ayarlayarak virajları hatasız bir şekilde almaya dayanır. Aracı savrulmaktan, yan yatmaktan, takla atmaktan kurtaran hayati bir sistemdir. Günümüz araçları yüksek hızlara güvenli ve rahat bir şekilde ulaşması ve konforlu sürüş şartları sağlaması kaliteli tasarlanmış süspansiyon sistemleriyle ortaya çıkmıştır. [1]

Şekil 1’de aracın virajdan dönerken çekilen resminde gayet güvenli, rahat ve yüksek performans ile dönüş yaptığı görülmektedir. Sağdaki otomobil resminde ise aracın gidiş hattını üstteki düz çizgi, alttaki ise yolun alçaklık yüksekliklerinden kaynaklanan tekerin karşıladığı tepki izlerinin yönlerini göstermektedir.



Şekil 1. Bmw-7 aracının yol tutuş performans görüntüsü ve araç ile teker hareket farkı [2]

Salıncak kolu parçası, otomobilde ön tekerleklerin şaseye bağlantısını sağlayan elemanlardır. Salıncak kolu şaseye burçlar vasıtasıyla araç sürüş ekseninde dönme serbestliği verilerek monte edilmektedir [3]. Otomobillerde bulunan parçalar arasında oldukça önemli olan otomobil salıncığının da kendi içerisinde önemli parçaları bulunmaktadır. Araba salıncak burcu da bu parçalardan birisidir. Araba salıncığının daha iyi bir şekilde çalışmasını sağlayan salıncak burcu aynı zamanda salıncak fişegi olarak da bilinmektedir. Kullanılan yerler ve görevleri itibariyle farklı alt bileşenler içerebilen ve çeşitli geometrilere sahip olabilen burçlar, temel itibariyle iç burç, dış burç ve burçların arasını dolduran kauçuk malzemeden oluşan tek katmanlı burçlardır. Şekil 2’de otomobillerin ön süspansiyon sisteminde kullanılan salıncak parçası gösterilmiştir.



Şekil 2. Bir aracın ön salıncak ve ön süspansiyon sistemi 1.Salıncak, 2.Salıncak roteli, 3 ve 6 Burçlar, 4.Aracın Gövdesi, 5.Rotil köprüsü [4]

Bir süspansiyon sisteminin tasarlanabilmesi için taşıtın bütün süspansiyon parametrelerine nasıl tepkiler verdiğinin iyi bilinmesi gereklidir. Aslında süspansiyon tasarımında iki hedef vardır; bunlardan birincisi yolcunun fiziksel ve ruhsal yapısında etkilenmeyi veya zedelenmeyi en aza indirecek konforun sağlanması, diğeri ise taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin değişmemesi, yani seyir karakteristiğinin iyi olmasıdır. [5]. Modern taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinin aslında çok karmaşık sistemler olması gerekmektedir. Bunun sebebi ise süspansiyon sisteminin hem araç hareketsiz haldeyken statik koşullara uygun davranış gösterme gerekliliği, hem de araç hareketli iken, yol düzensizlikleri, eğimler, viraj manevraları, araç hızı, rüzgar, araç içindeki yüklerin ataletleri ve bunların olabilecek bütün kombinasyonları gibi dinamik değişkenlere adapte olması gerekliliğidir [5]. Tüm araçlar salıncak ya da gergi kollarına sahiptir. Salıncak ve gergi kolları tekerleklerin aşağı-yukarı hareketine izin verirken, diğere yönlerdeki istenmeyen hareketlerini engeller [4]. İleri teknolojiler kullanılarak, taşıtlar günümüzde konfor, yol tutuşu ve sürüş keyfi bir arada düşünülerek tasarlanmaktadır. [6].

Mantaras ve arkadaşları (2004), MacPherson tip süspansiyon sisteminin üç boyutlu modelini yapmışlardır. Geliştirilen model ile taşıtın yol tutuşunu etkileyen kaster, kamber ve dönüş açısı gibi ana parametreler hesaplanmıştır [7]. Zhao ve arkadaşları (2006), dört çubuk bağlantılı Ackermann tip direksiyon mekanizması üzerinde bir çalışma yapmışlardır. [8]. Eskandari ve arkadaşları (2008), Mac Pherson tip ön süspansiyon sistemine sahip orta sınıf bir yolcu taşıtının ön süspansiyon sisteminde bir takım değişiklikler yaparak onun yol tutuşu performansını iyileştirmeyi amaçlamışlardır. [9]. Demir ve arkadaşları (2013), ön düzen açılarının, yük transferlerinin, devrilme direncinin, tahrik kuvvetlerinin, içe/dışa savrulma ve nötr yönlendirme karakteristiği gösteren taşıtları nasıl etkilediğini incelemiştir. Çalışmanın sonucuna göre taşıtın içe/dışa savrulma karakteristiğini taşıtın yük eğilimi belirlemektedir [10]. Salıncak ve üzerindeki burçların ekipman kullanmanın haricinde kullanım sırasında oluşan zorlanmalar ile yerinden çıkmaması istenir. Yine yapılan bu çalışmada kullanılan burçlara, ön sıkıştırma işlemi yani çaplama işlemi ve ardından kumlama işlemi uygulanmıştır. Yüzey pürüzlülük ve sıklık değerleri ölçülen burçlar çıkma işlemine tabi tutularak çıkma mukavemetleri belirlenmiştir. Bu değerler ile çıkmaya karşı oluşan mukavemet analizini yapmak için test ortamı Solid Works programı kullanılarak modellenmiş ve programın simülasyon kısmında çözdürülmüştür. Analizleri ve testleri yapılan direksiyon ve süspansiyon sisteminin elamanı olan BMW 5-6 ve 7 serilerinde kullanılan Şekil 3'te ki salıncak denge kolları ve burçları görülmektedir.



Şekil 3. Çıkma testine tabi tutulan ve Solid Works programında tasarımı yapılan salıncak denge kolu

II. MALZEME ve YÖNTEM

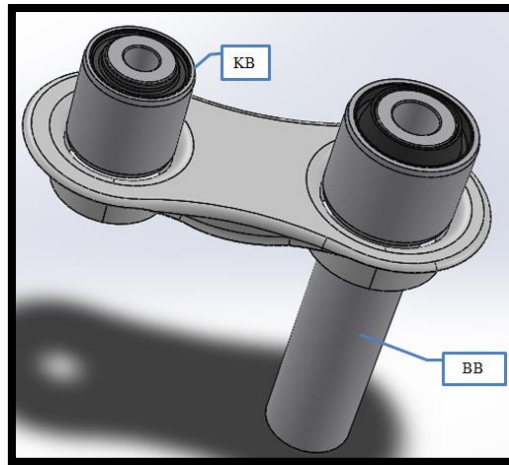
A. BURÇ-SALINCAK YATAĞI ÇAPLARININ EŞLEŞMELERİNİN BELİRLENMESİ

Çeşitli yöntemlerle farklı yüzey formları kazandırılarak üzerine farklı çaplardaki burçların takılması için talaşlı imalat, kesme-bükme gibi işlemlerden geçirilir ve hesaplanan yatak çapları değerlerine getirilirler. Normal Delik ve Mil sisteminde ki geçme toleransları verilmiştir. Burç ve salıncak için de bir geçme işlemine (boşluklu, belirsiz, sıkı) karar verilir. Uluslararası standart olarak belirlenmiş olan tablolardan yararlanılarak salıncak ve burç arasında ki çap eşleşmesi hakkında bir kanaate varılabilir. Salıncak ve burcun öncelikle çalışacağı yer düşünülür ve sınıfına karar verilir. Burç ve salıncak için ise salıncığın üzerinde ki yatağından ancak büyük kuvvetler ile zorlamayla çıkarılarak değiştirilebilir olmalıdır. Dolayısıyla tolerans niteliği orta sınıf hassasiyetli seçilir. Geçme bölgesi de sıkı ve belirsiz geçme olarak seçilebilir. Değiştirilebilir olan malzeme burç olduğu içinde salıncak gövdesi üzerinde ki deliğe uyacak olan burç olduğu için Normal Delik sistemine bakılır.

Tasarım programında hazırlanan modellerin analizlerde ki sonuçlarını ayırt etmek için analiz ortamında kullanılan salıncak denge kolu ve burcun çapı oluşturulan analize isim olarak verilmiştir. Bunlar ISO Delik Toleransları (ISO 286-2) tolerans tablosuna göre düzenlenmiştir. Tabloda 30-50 çapları arasında H7 toleransı en küçük ölçüsü 0, en büyük ölçüsü 0,025 mm olarak okunmaktadır. Burçlar için ise mil toleranslarından m6,s6,u6 ve z9 için gövde ile arasında olan sıkı geçme şartları oluşturulmuştur. Bu toleranslar sonucunda oluşan maksimum ve minimum sıklık ölçüleri Tablo 1’de verilmiştir. Şekil 4’de ise analizde kullanılan kodlamaların anlamları verilmiştir. ‘KB’ Küçük burç ve ‘BB’ ise büyük burç anlamına gelmektedir.

Tablo 1. Burç ve salıncak kodları ve çap örnekleri.

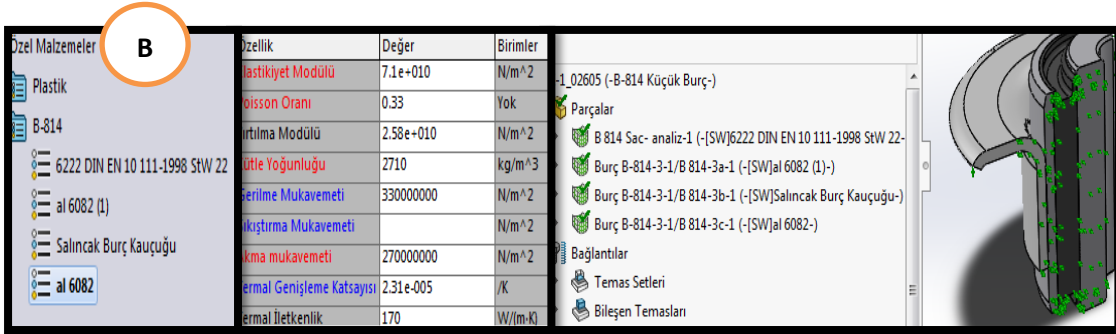
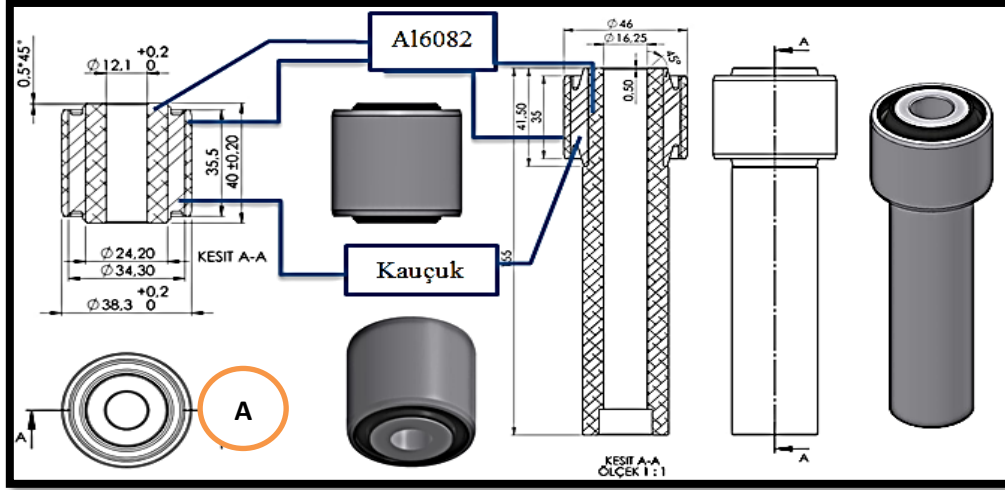
Kod	Burç Çapı (mm)	Salıncak Çapı (mm)
KB_H7-s6 38 38059 maks	38,059	38,0
BB_H7-s6 46 46059 maks	46,059	46
KB_H7-s6 38025 38059 min	38,059	38,025
BB_H7-s6 46,025 46059 min	46,059	46,025



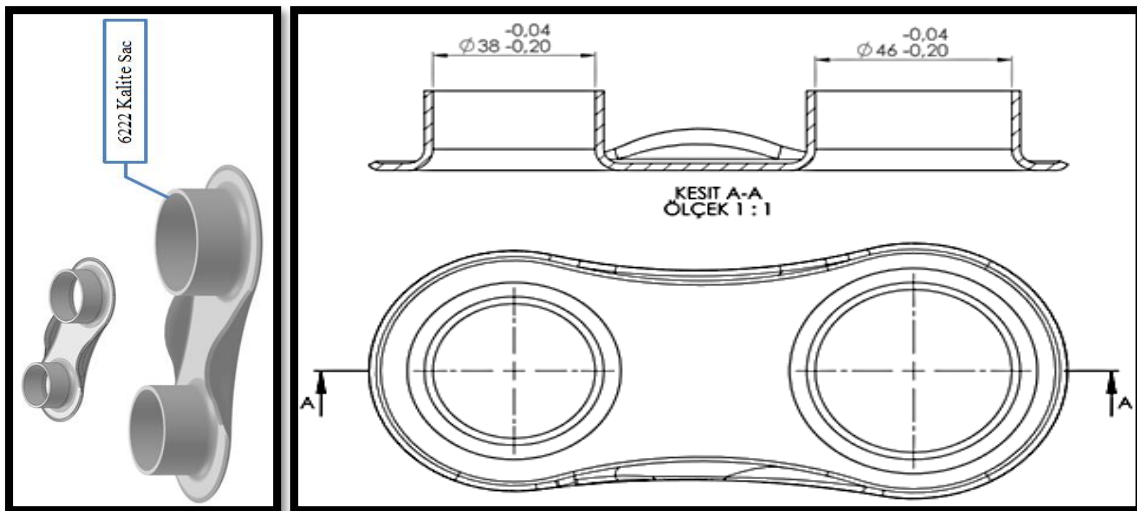
Şekil 4. Analiz öncesi burçların salıncak denge kolu üzerinde duruşu.

B. SALINCAK-BURÇLARIN MODELLENMESİ VE MALZEME ATAMA

Tersine mühendislik (*reverse - engineering*) yöntemi ile birinci ve ikinci burç ölçülerine göre Solid Works programında 3B (üç boyutlu) bilgisayar destekli katı modeli Şekil 5(a)'da görüldüğü gibi analiz için tasarımı oluşturulmuştur. Solid Works programında malzeme atama işlemi Şekil 5(b)'de verilmiştir. Şekil 6'da ise salıncak denge kolunun tasarımı görülmektedir.



Şekil 5. (a) K-1 ve K-2 nolu burçların üç boyutlu bilgisayar destekli katı modeli (b) Malzeme atamaları



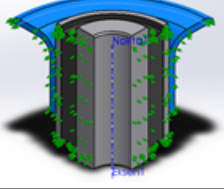
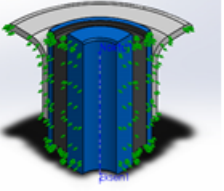
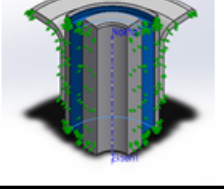
Şekil 6. Salıncak denge kolunun üç boyutlu (3b) bilgisayar destekli katı modeli.

Burç yapımında kullanılan metalik malzemeler boru şeklinde olup dışta ve içte olmak üzere iki adettir. St37, Al6082 ve 6222 benzeri alaşımlı metallere üretilen dikişli dış boru her hangi bir ısı işleme tabi tutulmuyor. Çekme testinin laboratuvarında elde edilen sonuçların tekrarlanabilirliği için boyutlar standartlaştırılmıştır. Mekanik özelliklerini belirlemek için standart çekme çubuklarından et kalınlığı 2-3 mm, genişliği 12,5 mm olan dış boru malzemeleri, iç boru ve gövde malzemeleri kopma testlerine tabi tutulmuştur. Elde edilen mekanik test sonuçları Tablo 2’de verilmiştir. Tabloda ki değerlere göre malzeme değerleri malzeme özelliklerine atanmıştır. Şekil 7’de malzeme atamaları ayrıntılı görülmektedir.

Tablo 2. Burç ve salıncak malzemelerinin mekanik özellikleri.

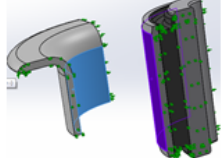
Malzeme Cinsi	Çekme Dayanımı (MPa)	Çekme Uzaması (mm)	(0,2)Akma Dayanımı (Mpa)	Kopma Uzaması (mm)	Elastik Modül (Mpa)	Poisson Oranı	Kütle Yoğunluğu g/cm ³
St 37	360	3,26	235	7,82	19500	0,30	5,6
Al 6082	203	1,67	185	9,65	72000	0,33	2,7
	196	3,14	153	4,48			
6222	247	11,44	156	18,95	210000	0,28	7,6
	235	13,20	148	24,06			
Kauçuk	4,013	-	-	-	1335	0,495	0,9

Daha sonra modelin malzeme içerikleri girilir. Burçların dış boru ve iç boruları Al 6082 olan malzeme kullanılmaktadır. Kauçuk malzemesi için ise 60-70 Shore A sertliğine sahip kauçuk kullanılmaktadır. Kauçuğun mekanik dayanımı için araştırmalar literatürden yapılmıştır [11].

Model Referansı	Özellikler
(B.Şaç-Denge Kolu Sacı) 	Ad: 6222 DINEN 10 111-1998 StW 22 Akma mukavemeti: 152 N/mm ² [60] Çekme mukavemeti: 440 N/mm ² Elastik modül: 210.000 N/mm ² Poisson oranı: 0,28 Kütle yoğunluğu: 7,6 g/cm ³
(Burç B -3 a-Burç İç Malzemesi), (Burç B -3c- Burç Dış Malzemesi) 	Ad: al6082 Akma mukavemeti: 270 N/mm ² [59] Çekme mukavemeti: 330 N/mm ² Elastik modül: 72.000 N/mm ² Poisson oranı: 0,33 Kütle yoğunluğu: 2,7 g/cm ³ Yırtılma modülü: 25.800 N/mm ²
(Burç B -3b-Kauçuk Malzemesi) 	Ad: Salıncak Burç Kauçuğu (80%Smr+20%Sbr) Çekme mukavemeti: 4,013 N/mm ² Elastik modül: 1,335 N/mm ² [61] Poisson oranı: 0,495 Kütle yoğunluğu: 0,9 g/cm ³

Şekil 7. B denge kolunun ve burcunun mekanik özellikleri.

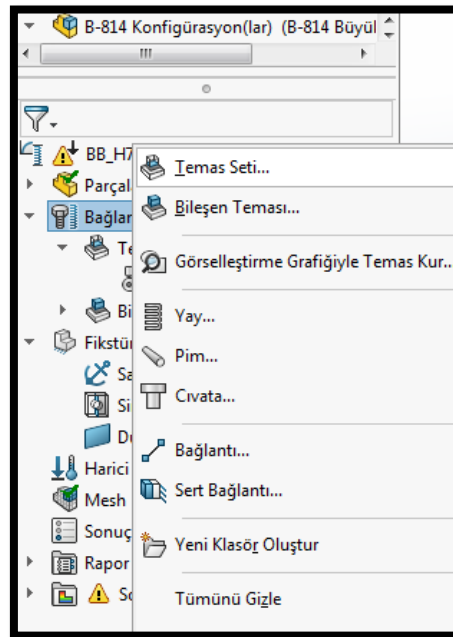
Malzeme tanımlamaları girildikten sonra Şekil 8’de görülen temas seti-1’de burç ile sac salıncak arasında temas çifti ayarı iki yüzey arasında yapılmış ve sürtünme değeri veri olarak Şekil 8’deki değer kutusuna girilmiştir. Temas seti yüzeyleri için kullanılan gövdeler için ise bileşenin teması yapılarak burcun üç parçası kendi içerisinde sürtünmesiz hale getirilmiş ve tek parça olarak tanımlanmıştır. Dolayısıyla analiz sırasında uyumlu mesh olarak işlem görecektir. Salıncak denge kolu gövdesi sacı da tek parça olarak bulunmaktadır.

Temas	Temas Resmi	Temas Özellikleri
Temas Seti-1		<p>Tip: Temas çifti Objeler: 2 yüzler Sürtünme Değeri: 0.3 ve 0,61 Gelişmiş: Yüzeyden yüzeye</p>

Şekil 8. Salıncak denge kolunun KB ve BB'nun temas ve birleşim temas seti.

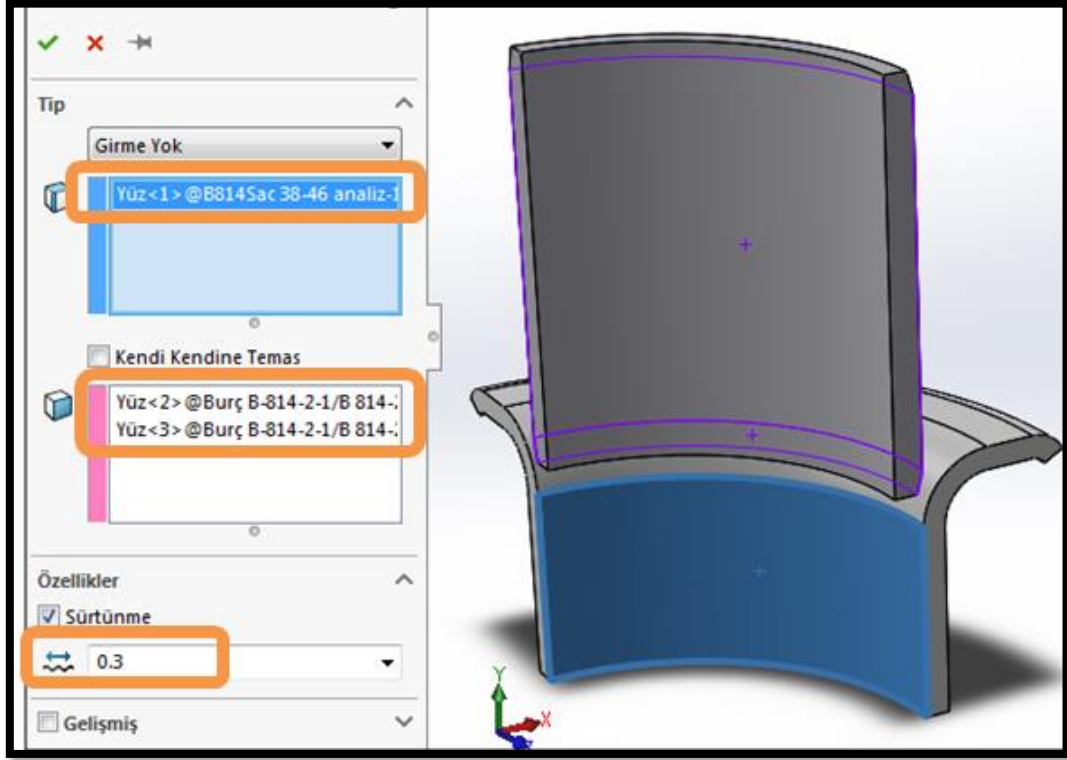
C. BURÇLAR VE SALINCAK DENGE KOLUNUN ANALİZİNİN HAZIRLANMASI

Tersine mühendislik ile tam ölçülerine göre üç boyutlu tasarımı Solid Works programı ile oluşturulan sac salıncak denge kolunun birimleri programa simülasyon belge ayarı olarak girilmiştir. Bunlar metrik sistemde; uzunluk mesafeleri milimetre, sıcaklık celsius, açısal hız hertz, basınç/gerilim ise newton/milimetrekare (MPa) olarak belirlenmiştir. Simülasyon etüdü oluşturulurken analiz tipi statik, mesh tipi katı mesh, termal etki sıfır gerilimde iken 25 santigrat derece olarak ayarlanmıştır. Program içerisinde yatak ve geçme yaptığı gövde, referans tanımlamaları için tam simetrik hale getirilmiştir. Tam simetrik hale getirilen montaj modeli için referans nokta, eksen ve yüzeylerine kuvvet tanımlamaları yapılmıştır. Programda yeni analiz etüdü oluştur komutuyla açılan sayfada doğrusal olmayan statik analiz tipi seçilir ve ismi girildikten sonra onay verilerek analiz ortamı oluşturulur. Şekil 9’da analiz tipi seçimi görülmektedir.



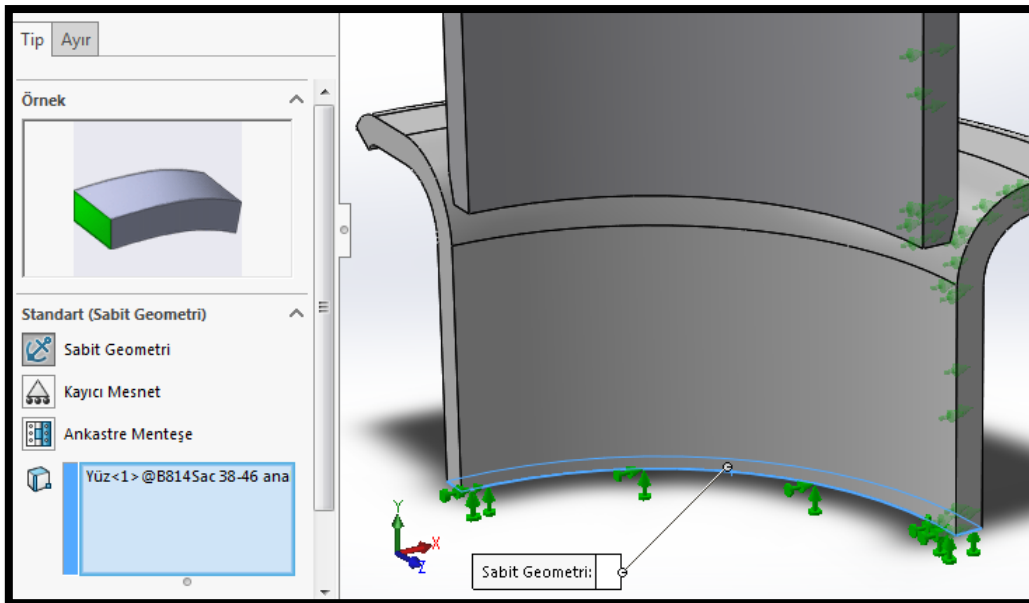
Şekil 9. Analizde kullanılacak sac salıncak denge kolunun tam simetrik hali ve baskı kuvveti yönleri.

Şekil 10’da temas eden yüzeylerin seçimi ve sürtünme katsayısının girilmesi görülmektedir.



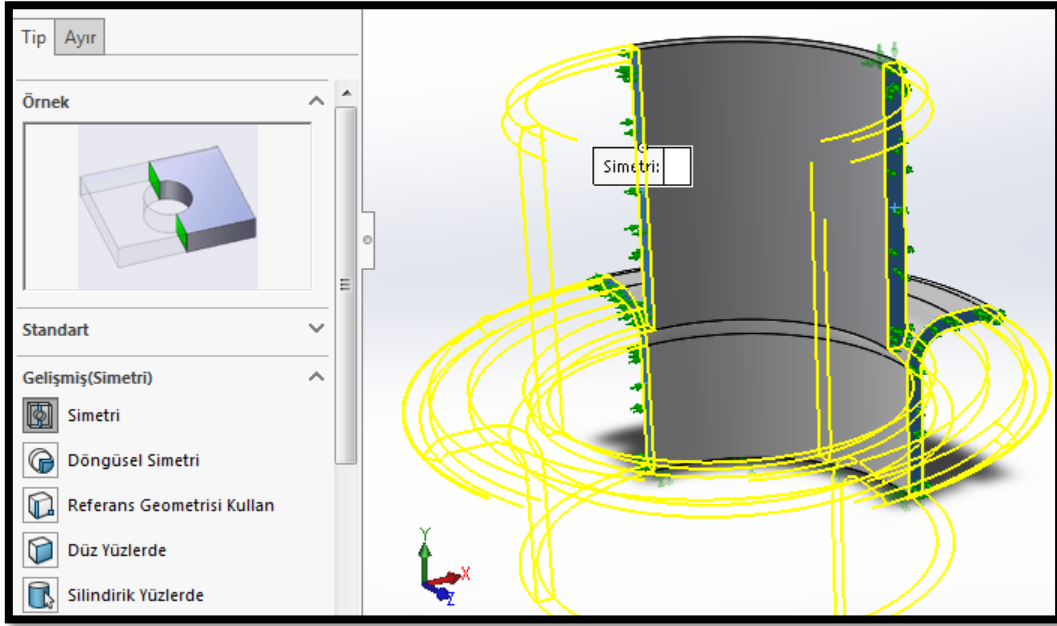
Şekil 10. Analizde temas eden yüzeylerin seçimi ve sürtünme katsayısı girilmesi.

Araç üzerinde montajlanan burçları tutan salıncak denge kolu sabit olarak bulunmaktadır. Analiz ortamında da sabit halde tanımlamak için Şekil 11’de görülen fikstür seçimleri parametrelerinden sabit geometri seçilir. Daha sonra burcun zorlanma yönüne dik olacak şekilde salıncak denge kolunun taban yüzeyi seçilir. Seçimin yapılması Şekil 11’de görülmektedir.



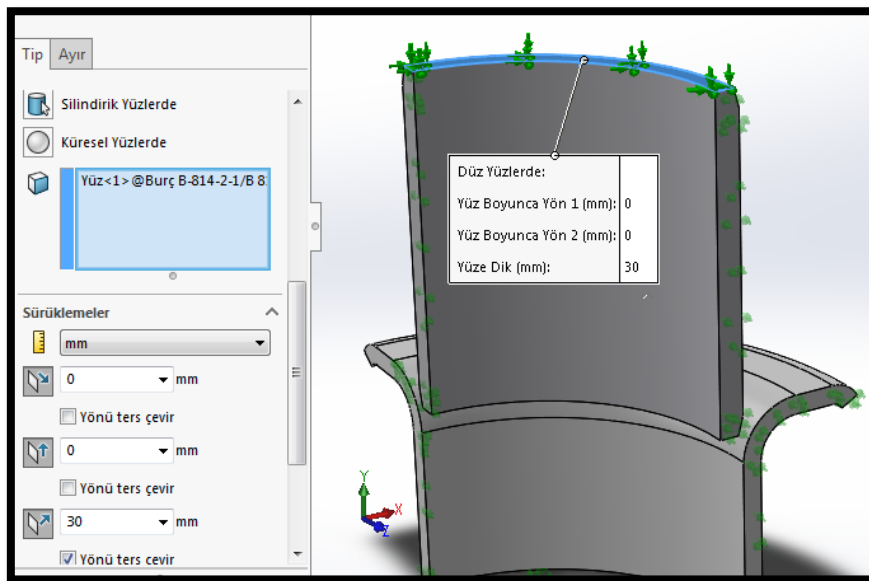
Şekil 11. Sabit Yüzeyin Seçilmesi.

Daha sonra yine fikstür seçimlerinden gelişmiş fikstürler seçilerek parametreler sayfası açılır. Burada analizin kolay yapılabilir olması açısından simetri seçimi yapılarak gövde de simetrik olan yüzeylerin seçimi yapılarak onay verilir. Şekil 12’de simetrik yüzeylerin seçimi görülmektedir.



Şekil 12. Simetri yüzeylerinin seçilmesi.

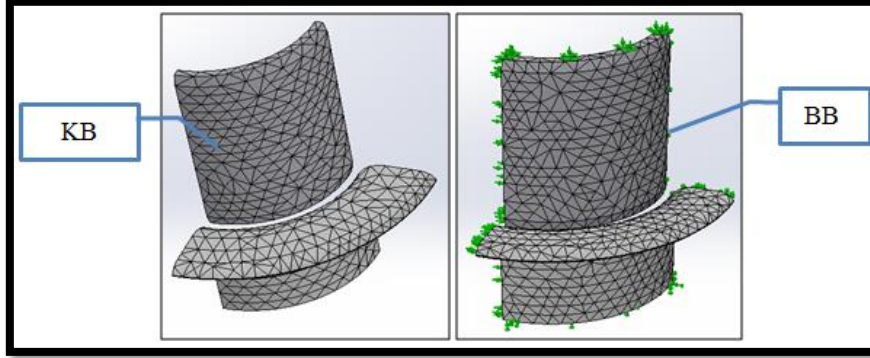
Ardından yine gelişmiş fikstürler seçimi yapılarak, açılan pencerede uygulanacak kuvvet ve yönlerinin seçimi için düz yüzeyler seçimi yapılır. Burada salıncak denge kolundan geçecek olan burcun üst düz olan yüzeyi seçilir. Bu yüzey gerçek testler sırasında burcun çıkma kuvvetinin ölçümü için kullanılan, kuvvet uygulanarak burcun gövdeden çıkarıldığı yüzeydir. Seçim tamamlandıktan sonra mm. ölçü birimli olarak x,y, ve z doğrultuları için ölçü tanımlama satırları seçilir. Burada burcun hareket edeceği yöne; 30 mm hareket edeceği yazılarak analizin çalışma stratejileri belirlenmiş olur. Şekil 13’de yüzeyin seçimi kuvvetin doğrultusu ve ölçü miktarları görülmektedir.



Şekil 13. Düz yüzlerde kuvvet oluşturulması ve hareket yönlerinde ölçü tanımlanması.

D. SONLU ELAMANLAR YÖNTEMİNİN UYGULANMASI

Solid Works programında yapılan analiz sırasında Ağ Örgüsü (Mesh) ataması yapılmıştır. Mesh metodu Solid Works yazılımında unsur ağacında mesh oluştur ile açılan özellikler bölümünde kalın veya ince ayarlı, standart, eğrilik tabanlı mesh, karışık eğrilik tabanlı mesh, ölçüleri ve kenar adedi seçilebilir haldedir. Oluşturulan KB kodlu tam simetrik burçta ise katı mesh, eğrilik tabanlı, jakoben (şekli bozulmuş eleman) nokta seçimiyle 4 noktalı, maksimum 3 mm, minimum 0.6 mm eleman boyutlu, matematiksel modeli de 7679 düğüm noktalı, 3855 elemanlı olarak atanmıştır. Şekil 14'te mesh modeller görülmektedir.



Şekil 14. B_01 Kodlu salıncak denge kolunun KB ve BB kodlu burç ve sac salıncağın sonlu elemanlar statik analizi için matematiksel modeli

E. ÇAPLAMA MİKTARI VE ÇAPLAMA SONRASI KAUÇUK PARAMETRELERİNİN ÇIKMA DEĞERLERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Çaplama işleminde tek katmanlı kauçuk-metal bir burcun tasarımında, burcun çalışması sırasında maruz kalacağı yüklemeler göz önüne alınarak sürekli bası yükleri altında kalmasını sağlamak amacıyla uygulanan ön sıkıştırma işleminin, burcun radyal katılık değeri ve parça ömrü üzerine etkisi vardır. Ön sıkıştırma, kauçuk-metal malzeme içeren burçlarda kauçuk malzeme üzerine bir ön yükleme yapılarak, parça ömrü boyunca sürekli bası yükü altında kalmasını sağlamak ve böylece parça ömrünü artırmaya yönelik bir uygulamadır. Burçlar ilk üretildikleri dış çaptan, daha küçük çaplara sıkıştırılır. Örneğin bir burç çalışması sırasında iç burç hareketi olarak 0,4mm bir harekete maruz kalacaksa, Ø25mm üretim dış çapına sahip bir burcu, Ø24mm ye sıkıştırarak ön sıkıştırmak, parça çalışması sırasında sürekli olarak bası yükü altında çalışmasını sağlamak için yeterli olacaktır. İkinci bir ön sıkıştırma metodu ise iç burcun iç çapını büyüterek yine burcun kompleksine bir ön sıkıştırma uygulamaktır. Burç geometrisine ya da üretim toleranslarına göre dıştan-içe ya da içten-dışa ön sıkıştırma metodu seçilir [12]. Dış borunun çapı 0,1 ve 0,3 mm arasında da daraltma yönünde çaplama işlemine tabi tutulmuştur. Daha sonra çap verisi simülasyon için programda kullanılmıştır. Ayrıca Daha sonra oluşturulan sıklık değerleri ile salıncakların burç yataklarından çıkma testleriyle burçların yataklara yaptıkları temas basınçları ölçülmüştür. Çıkan sonuçlara göre eşleşen geçme ölçüleri sıklık değerleri aralığında iken çıkma değerleri de yakın çıkmaktadır. Tablo 3'de görülmektedir.

Tablo 3. Salıncak ve burç malzeme cinsine bağlı sıklık değerlerine göre çıkma kuvvetleri

ÜRÜN İSMİ	SALINCAK MALZEME CİNSİ	AKMA DAYANIMI (Mpa)	BURÇ MALZEME CİNSİ	AKMA DAYANIMI (Mpa)	SIKILIK (mm)	BURÇ ÇIKMA YÜKÜ(N)
M-835	6222	152	Al 6082	185	0.15	1109
M-836	6222	152	Al 6082	185	0.1	1078
M-837	C1040	644	Al 6082	185	0.3	2078
M-838	C1040	644	Al 6082	185	0.2	1975

F. BURÇ-SALINCAK ÇAPLARINDA YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİLERİ

Çaplama işlemine tabi tutulan burçlarda yüzey pürüzleri ezilebilmektedirler. Çaplama işleminden sonra yeniden burçlar kumlama işlemine tabi tutulabilirler. Kumlama işleminden sonra dış çap ölçüleri boyut toleranslarına getirilmiştir.

Sıkı geçme bağlantılar, mil ve göbek çifti arasında kuvvet iletimini sürtünmeye bağlı olarak sağlamaktadırlar. Sıkı geçme bağlantılar, uygulamasının kolay olmasından ve konstrüksiyonun da sağladığı avantajlardan dolayı tercih edilmektedir. Göbek üst toleransının milin alt toleransından daha küçük olması sonucu, geçme yapıldıktan sonra, mil ve göbek arasında bir basınç meydana gelmektedir. Bu basınç, sürtünmenin ve buna bağlı olarak tork iletiminin temelini oluşturmaktadır. Bu basıncın (p) maksimum ne kadar olacağı ise kalın cidarlı basınçlı tüpler teorisine dayanarak hesaplanmaktadır [13]. Eşitlik 1’de $p = \text{Basınç}$, $Z_{\min} = \text{Tork iletimi için gerekli minimum sıklık}$, $D_F = \text{Geçme Çapı}$, $E_G = \text{Göbek Elastik Modülü}$, $D_G = \text{Göbek Dış Çapı}$, $E_M = \text{Mil elastik Modülü}$, $D_M = \text{İçi Boş Miller İçin Mil İç Çapı}$, $V_M = \text{Mil poisson oranı}$ olarak verilmiştir.

$$p = \frac{Z_{\min}}{D_F \left[\frac{1}{E_G} \left(\frac{D_G^2 + D_F^2}{D_G^2 - D_F^2} + V_G \right) + \frac{1}{E_M} \left(\frac{D_F^2 + D_M^2}{D_F^2 - D_M^2} + V_M \right) \right]} \quad (1)$$

Tork iletiminin gerçekleşmesi için mil ve göbek yüzeyleri arasında bir sürtünme kuvveti oluşması gerekir. Sıkı geçme bağlantısı ile bir torkun (T) iletilebilmesi için sürtünme katsayısı μ olan yüzeyler arasında bir basınç ve bu basıncın oluşabilmesi için minimum sıklığın oluşması gerekir. Burada, gereken minimum yüzey basıncının (p_{\min}) (Eş. 2) oluşması için gerekli olan sıklık, Z_{\min} olmak üzere Eşitlik 3’de göbek için K_G ve mil için K_M katılık değerleri tanımlanarak kısaltılabilir [13].

$$p_{\min} = \frac{Z_{\min}}{\mu \cdot \pi \cdot D_F^2 l_F} \quad (2)$$

$$K_G = \frac{1}{E_G} \left(\frac{D_G^2 + D_F^2}{D_G^2 - D_F^2} + V_G \right) \quad (3)$$

$$K_M = \frac{1}{E_M} \left(\frac{D_F^2 + D_M^2}{D_F^2 - D_M^2} + V_M \right) \quad (4)$$

$$Z_{\min} = p_{\min} \cdot D_F (K_G + K_M) \quad (5)$$

Geçme bağlantılarında tork iletimleri sırasında oluşan basınç yüzeylere uyguladığı basınç ile malzemeyi yorup kırılabilir. Bu nedenle malzemeye uygulanan basıncın emniyetli bir şekilde tork iletebilmesi için Eşitlik 6 ortaya çıkacaktır. Tork iletimi için minimum yüzey basıncı ve göbek dış çapının boyutsal ölçüleri önemli yer teşkil etmektedir [14]. Eşitlik (6)'da T= Tork, p_{min} = Minimum yüzey basıncı, D_F = Geçme Çapı, l_f = Geçme uzunluğu olarak ifade edilmiştir.

$$T = p_{min} \cdot \pi \cdot D_F^2 l_f \quad (6)$$

Dobromitski ve arkadaşı (1986), aksenal yüklere maruz kalmış bir mil ve göbeğin aşınma yorgunluğuna maruz bırakarak gerilim dağılımını hesaplamıştır. Bu çalışmada hem kontak bağlantı hem de sürtünme nedeniyle oluşan kayma gerilme sonlu elemanlar metoduyla modellenmişlerdir [14].

G. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİNİN KULLANILMASI

Sonlu eleman analiz yazılımları arasında lineer (doğrusal), non-lineer (doğrusal olmayan), implicit (kapalı sonlu) ve explicit (açık sonlu) olma yönünden farklılıklar vardır. Kimi programlar ise bazı konularda özel olarak geliştirilmiştir. Önceki bölümlerde incelenen ön süspansiyon sistemlerine de bağlı olarak değişen farklı açılarda bulunabilen salıncaklar ve ona bağlı olan burçların çıkmaya karşı gösterdiği dayanma gücü sonlu elemanlar analizi ile incelenecektir.

Simülasyon sırasında temas yüzeyleri arasında sürtünme parametresi oluşturulmuştur. Sürtünme parametresi için programda 0 (sıfır) ile 1 (bir) arasında değer girilebilmektedir. Parametre sıfır olduğunda sürtünmenin azalması, bir'e yakınlıkla ise kayma azalmaktadır ve programa da belirlenen değerler programa girilmiştir.

H. EŞDEĞER (VON MİSES) GERİLİM ANALİZİ

Solid Works 'teki Von Mises kuvvetinden bahsetmek gereklidir. Bu kriter, malzeme üzerindeki yüklerin emniyet katsayısıyla olan ilişkisiyle ilgilidir. Maksimum Von Mises gerilim kriteri, aynı zamanda Yırtılma-enerji teorisi ya da Maksimum bozulma enerjisi teorisi olarak da adlandırılan Von Mises-Hencky teorisine dayalıdır. Von Mises gerilmesi, malzemeye uygulanan yük sonucunda aksenal gerilimlerin karelerinin toplamının yarısı artı her bir yüzeydeki kayma gerilmelerinin kareleri toplamının 3 ile çarpımının karekökü olarak ifade edilmektedir.

Yani kısaca malzemeye uygulanan yüklerin, malzemenin geometrisi sonucu oluşturduğu aksenal alanlara bölünüp bulunan gerilmelerin ortalama bir değeridir.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{xy}^2)}{2}} \quad (7)$$

Teori; Von Mises gerilimi, gerilim limitine eşit olduğunda bir sünek malzemenin belirli bir konumda akmaya başlayacağını ifade eder. Çoğu durumda akma mukavemeti, gerilim limiti olarak kullanılır. Bununla birlikte Solid Works yazılımı, nihai çekmeyi kullanmamıza ya da kendi gerilim limitinizi ayarlamamıza olanak sağlar.

$$\sigma_{VonMises} \geq \sigma_{limiti} \quad (8)$$

Akma mukavemeti, sıcaklığa bağımlı bir özelliktir. Akma mukavemetinin bu belirtilen değeri, bileşenin sıcaklığını göz önünde bulundurmalıdır. Bir konumdaki güvenlik faktörü şu şekilde hesaplanır:

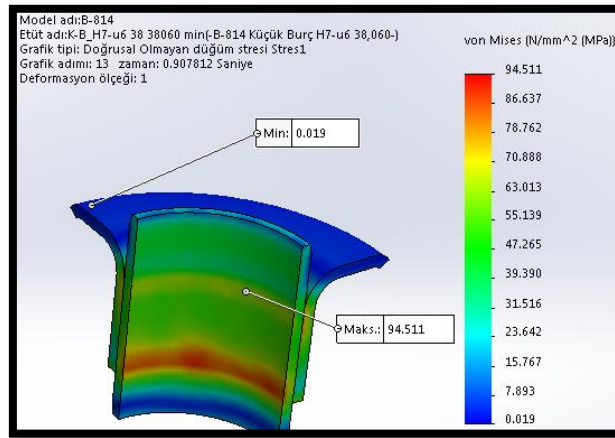
$$\text{Güvenlik Faktörü (FOS)} = \sigma \text{ limiti} / \sigma \text{ VonMises} \quad (9)$$

Genel olarak mühendislik uygulamalarda emniyet katsayısının 3 ve üzeri değerler olması istenir. Emniyet katsayısının artması demek, akma gerilmesinin artması, dolayısıyla buna yapıya sahip malzemelerin kullanılması demektir. Tolerans tablolarından oluşturulacak analizler için maksimum sıkılık (S_{max}) ve minimum sıkılık (S_{min}) değerleri Tablo 4’de verilmiştir.

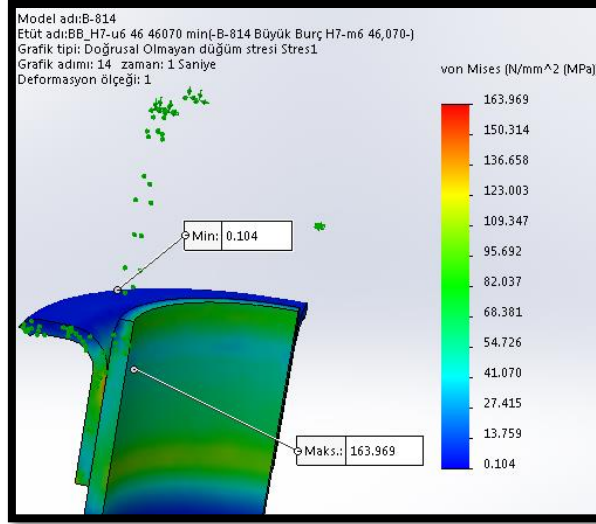
Tablo 4. Salıncak denge kolu ve burç arasında oluşturulan sıkılık değerleri.

Tolerans	H7/m6		H7/s6		H7/u6		H7/z6		
	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	
Sıkılık ($S(\mu m)$)									
Çap (mm)	38	16	25	18	59	35	76	87	179
	46	16	25	18	59	45	86	111	198

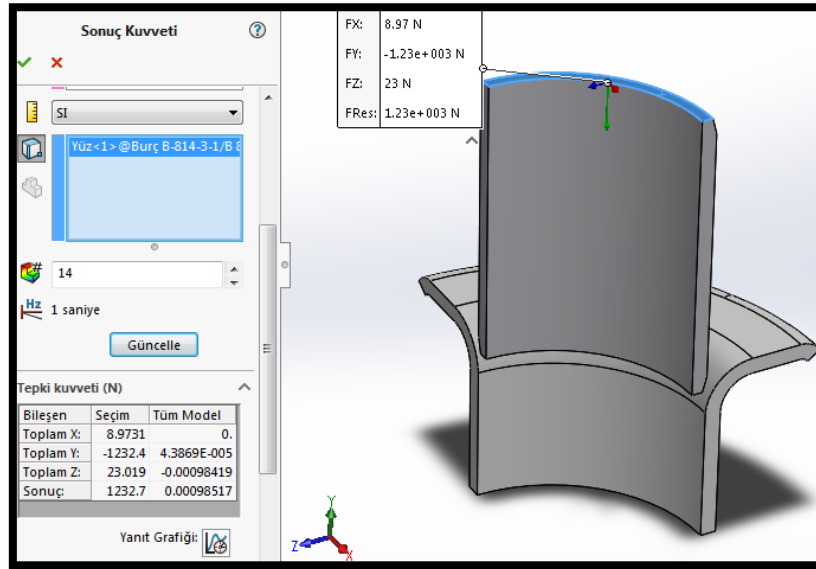
Analiz ile 38 mm ve 46 mm çapları için basınç ve gerilme sonuçları Solid Works programında yapılmıştır. Her bir sıkılık değeri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Şekil 15 ve Şekil 16’da sıkı geçme analizi sonucu oluşan von mises gerilme sonucu örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 15. 38,025 gövde ve 38,060 mm çaplı burcun 0,3 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.



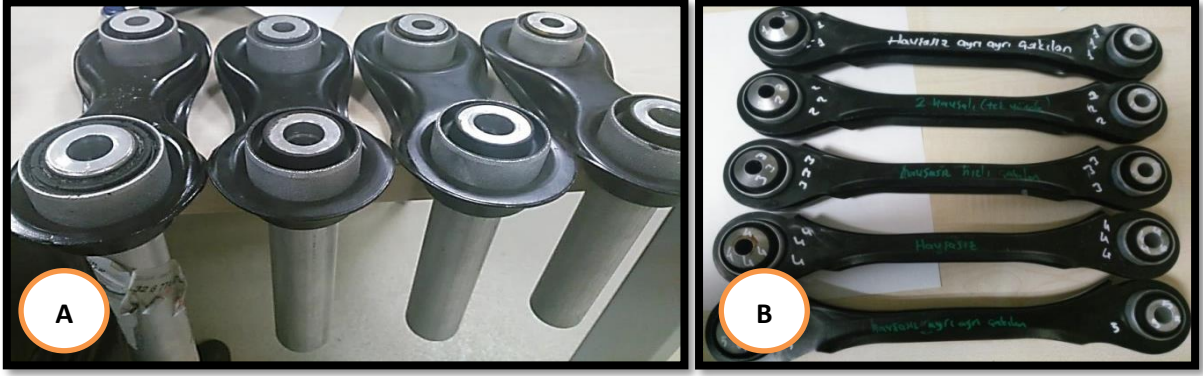
Şekil 16. 46,025 gövde ve 46,070 mm çaplı burcun 0,61 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.



Şekil 17. Burca uygulanan kuvvetin ölçülmesi.

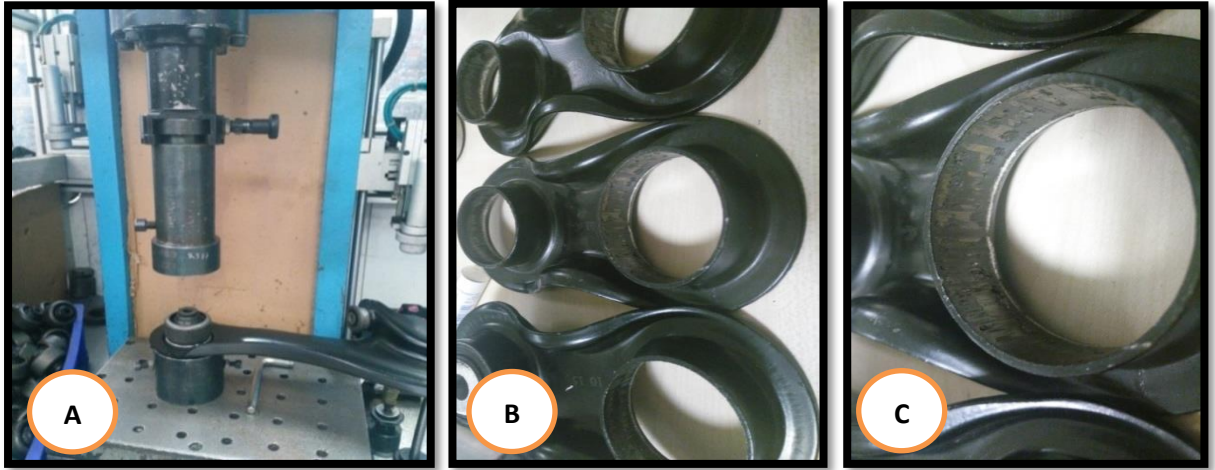
1. SÜRTÜNMELİ SIKI GEÇME BAĞINTILARININ HESAPLANMASINDA DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu deneysel çalışmada salıncak denge kolunun üzerinde iki adet burç bulunmaktadır. Burçların çap ölçüleri en küçük ve en büyük toleransta olacak şekilde analize tabi tutulmuştur. Analiz sırasında ise bu iki çap ölçüsü arasında temas yüzeylerinde sürtünme katsayıları veri olarak programa girilmiştir. Bu veriler deneysel çalışma sırasında burçlar üzerinden ölçülen değerlerdir. Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasında burçlar çaplama işlemine tabi tutulduktan sonra kumlama işlemine tabi tutuldu. Daha sonra burç çaplarının en büyük tolerans ölçülü olduğu burçlar ile salıncak yatağının da en büyük olduğu çap eşleşmeleri sağlandı. Eşleşme ölçüleri belirlenen burçlar salıncak denge kollarına takılarak burç çıkma testine hazır hale getirilmiştir. Şekil 18'deki salıncak denge kolları ve burçları sıkı geçme ölçülerine çaplanmış ve kumlama işlemine tabi tutulmuştur.



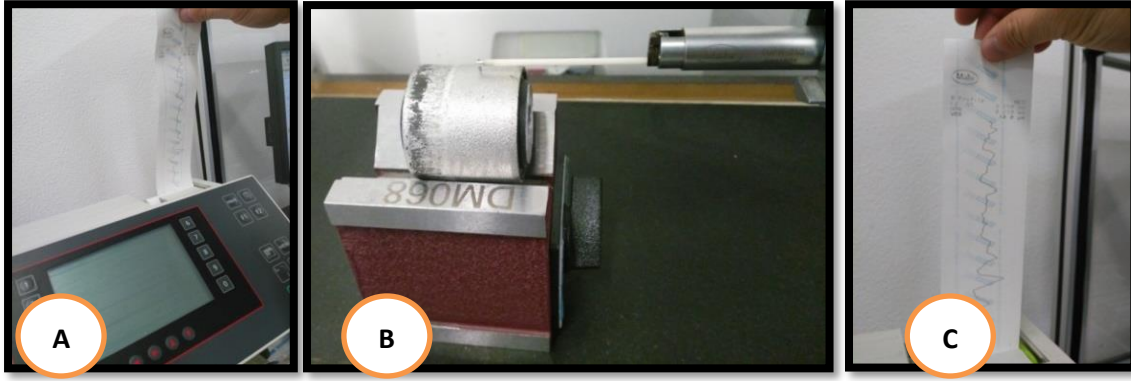
Şekil 18. (a) B_01 burçlarının çaplanıp kumlandıktan sonra salıncak denge kollarına takılmış halleri (b) B_02 burçları çıkma testi işlemi için hazırlandı

Burçların çıkma testi yapılmıştır ve test sırasında burcun dış yüzeyinin pürüzlülüğünden dolayı salıncak gövde yuvalarında oluşan kazınmalar Şekil 19b ve Şekil 19c’de görülmektedir. Burçların çıkma testleri Şekil 19a’da fotoğrafta görüldüğü gibi presin yaptığı baskı kuvveti ile yerinden kaydırılarak çıkartılmaktadır, değerleri de dijital ekrandan okunmaktadır.



Şekil 19. (a) Burç çıkma testi (b) Testten çıkan salıncak denge kolları (c) Testten çıkan salıncak denge kolunun yatağının yüzey görünümü

Çıkma işlemi gerçekleştirilen burçların ortalama yüzey pürüzlülük derinlikleri Mahr marka cihaz ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 20’de ölçüm aşamaları görülmektedir.



Şekil 20. (a) Yüzey pürüzlülüğü ölçen cihaz (b) Burç çıkmadan çıkan burcun pürüzlülük ölçümü (c) Yüzey pürüzlülüğü derinlik görünümü

Ölçümü yapılan burçların çıkma testi sırasında kayma yaparak çıkan yüzeylerinin pürüzlerinin ezildiği Şekil 20 b’de görülmektedir. Ezilen pürüzler burçları bir daha yerlerine takılarak kullanılmak istense bile eski çıkma kuvvetleri yakalanamayacağı için tekrar kumlama işlemine tabi tutulmadığı sürece kullanılamaz hale geldiği görülmüştür. Pürüzlülük değerleri burçların yerinden çıkma kuvvetleriyle birlikte Tablo 6 ve Tablo 7’de belirtilmiştir.

III. BULGULAR VE TARTIŞMA

Her analizde gerilme ve burcun yerine oturmasını sağlayan basma-tepki kuvveti ölçülmüştür. Sonuçları ise Tablo 5’te görülmektedir.

Tablo 5. Sürtünme ve toleranslara bağlı olarak gerilme ve basma yükü sonuçları.

Sürtünme Katsayısı →		0,3		0,61			
		Sonuç Değerler		Von Mises Gerilmesi		Basma Yüğü (N)	
Sahncak-Burç Toleransları ↓				(N/mm ²)			
H7/m6	∅38.025	∅ 38.009	0	0	2,36	2,37	
	∅38	∅ 38.025	61,6	74,1	770,5	1643,1	
	∅46.025	∅ 46.009	0	0	5,27	5,27	
	∅46	∅ 46.025	67,7	79	864,4	1840,4	
H7/s6	∅38.025	∅ 38.043	45,94	55,09	565,56	1207,9	
	∅38	∅ 38.059	149,3	175,4	1805	3863,7	
	∅46.025	∅ 46.043	48,36	56,54	658	1396,6	
	∅46	∅ 46.059	157,1	182,8	2056,8	4357,1	
H7/u6	∅38.025	∅ 38.060	94,5	116,6	1232,4	2652,3	
	∅38	∅ 38.076	189,3	226,7	2369,6	5060,5	
	∅46.025	∅ 46.070	136,1	163,9	1844	3944,9	
	∅46	∅ 46.086	235	300	3077	7443,6	

H7/z9	⊖38.025	⊖ 38.112	227,6	278	3051,1	6596
	⊖38	⊖ 38.174	434,1	411,8	5370,6	11565
	⊖46.025	⊖ 46.136	317,8	370,4	4102,2	8681,7
	⊖46	⊖ 46.198	583,4	727,9	8007,3	16986

Analizlerde çıkan yüksek kuvvet değerlerini görebilmek için çap eşleşmesi ve silindiriklik şekil toleransı doğru aralıklarda yapılan parçaların çıkma test sonuçlarına göre artan yüzey pürüzlülüğünde iken çıkma kuvvetleri de yükselerek devam etmekte olduğu Teknorot otomotiv ürünleri firmasında yapılan testlerin sonucunda Tablo 6'daki gibi olduğu görülmüştür.

Tablo 6. B_01 için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.

Azalan Pürüzlülük Sıralı Burç Numarası	Ölçülen Ortalama Pürüzlülük Değeri (Ra)	Burcun Çıkması İçin uygulanan Kuvvet (N)
1	3,839	2247,5
2	2,928	2396,5
3	2,906	1853,14
4	2,804	1803,3
5	2,376	2059,93
6	2,172	2519,86

Diğer salıncak denge kolu olan B_02 içinde çıkma testleri uygulanmış ve Tablo 7'de bu durumu yeniden teyit eder nitelikte olduğu görülmüştür.

Tablo 7. B_02 için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.

Azalan Pürüzlülük Sıralı Burç Numarası	Ölçülen Ortalama Pürüzlülük Değeri (Ra)	Burcun Çıkması İçin uygulanan Kuvvet (N)
1	2,816	560,56
2	2,666	1050,26
3	2,504	1508,06
4	2,403	1041,17
5	2,306	906,83
6	2,176	663,06
7	2,109	468,27
8	2,026	596,21
9	1,975	565,63
10	1,599	1167,78

Tablo 7'de burç çıkma testi sonunda eşleşmesi sağlanmış olan B_02 kodlu burçların ortalama pürüz derinlikleri azaldıkça çıkma yüklerinin de azaldığı görülmektedir.

Burçların salıncak gövdelerinden çıkmaması için minimum sıklıkta geçme yapması gerekmektedir. Ancak sıklık değerlerinin minimumda tutulması ile burcun yerinden çıkması kolay olacaktır. Maksimum da yapıldığında ise geçme sırasında ki sürtünme kayıplarının meydana gelmesi sonucu burcun çıkmaması için iletilen kuvvetler azalacaktır. Solid Works programında aynı ölçülerde farklı

toleranslarda oluşturulan sıkı geçme şartları ile farklı katsayılarda sürtünme değerleri programa girilerek kayma durumunun tam olarak ne kadar etkilendiği öğrenilmeye çalışılmıştır.

Yüzey pürüzlülüğüne göre bakıldığında çapsal eşleşme durumu sağlanmış haliyle ortalama yüzey pürüzlülük değerinin en yüksek değerde olduğunda çıkma değeri kuvveti (Newton) en yüksek değerde olduğu görülmüştür. Çapların eşleşme ölçüleri azaldığında çıkma kuvveti de azaldığı görülmektedir.

Bu durumun üzerine temas basıncının yüksek olabilmesi için uygun malzeme ve sıkı geçme toleranslarına uyarak seçim yapmak uygun olacaktır. Ortalama yüzey pürüzlülük değerlerinin orta seviye derinliklere sahip olması da temas basıncının yüksek değerlerde kalmasını ve maliyeti düşük seviyelerde tutacağı anlaşılmaktadır.

Mil-göbek geçme tasarımı yapılırken genellikle birim mil sistemi veya birim göbek sistemi kullanılmaktadır. Birim mil sistemi veya birim göbek sistemi dışındaki geçme tasarımı yapıldığında yüzey pürüzlülüğü şekil toleransı korunup yüksek seçildiğinde çıkma kuvvetleri de yüksek olacaktır.

IV. SONUÇ

Bu çalışmada; tolerans tablolarından seçilen ve sıklığı oluşturulacak tolerans sınıfları H7/m6, H7/s6, H7/u6, H7/z6 olarak seçilmiştir. Bu tolerans sınıflarında minimum ve maksimum sıklık aralığı 16 ve 198 mikron aralığında olmuştur. Sıklığı 179 mikron analizinde ki sonucunu inceleyecek olursak, çelik gövdeden çıkan alüminyum burcun çıkma analizi sonucu kuvvet 8681,7 Newton olmuştur. Bu sonuç çelik ile alüminyum arasındaki 0,61 sürtünme katsayısı ile programda bulunan sonuçtur. Çelik ile alüminyum arasında ki sürtünme katsayısı yağlanma, boyama gibi işlemler ile düşeceğinden 0,3 katsayısıyla yeniden simülasyonu çalıştırıldığında 4102,2 Newton olarak bulunmuştur. Von mises gerilmesi ise 317,8 ve 370,4 mPa olarak analiz sonucu bulunmuştur. Bu değerlerde çelik ve alüminyumun akma değerleri ortalamalarında olduğu için çıkma kuvvetleri hakkında muhakeme yapılmasını sağlıklı hale getirmiştir.

Solid Works programında yapılan analiz sonucunda von mises ve basma kuvvetleri değerleri sıkı geçmelerde artmaya başladığı görülmüştür. Solid Works programında oluşturulan simülasyon ortamında çıkan sonuçlarda yüzeyler arasında oluşan temas basıncı sonuçları gerçek ürünlerle yapılan testlerde B_01 ve B_02 kodlu denge kollarından çıkan burçların kuvvet değerlerini doğrulamıştır.

Üretimi yapılmış olan burç-salıncağ ikililerinde yapılan, pürüzlülük değerleri 2,928-2,906-2,804 μ derinliklerinde ki gibi azalarak devam eden test sonuçlarında, 2396,5-1853,14-1803,3 mPa olarak bulunmuştur. Testlerde sıklık değerleri arttığında çıkma kuvvetinin de arttığı görülmüştür.

Pürüzlülüğün artmasıyla çıkma kuvvetinin de arttığını görmek için ortalama pürüzlülüğü 2,504-2,403-2,306-2,176 μ olan burç-salıncağ gruplarında test edildi ve çıkma kuvvetleri 1508,06-1041,17-906,83-663,06 mPa şeklinde olduğu, pürüzlülük azaldıkça kuvvetinde azaldığı görüldü. Dolayısıyla sıklık değerleri aynı olan burç-salıncağ ikililerinde pürüzlülüğün etkisi derinliği arttıkça çıkma kuvvetinin de arttırdığı şeklinde olmuştur.

Kauçuk ile alakalı incelemeler sonrasında testlerde çıkan sonuçlarda sıklık uygulanan burçların temas eden alaşımlarının akma dayanımı yüksek olanının burç çıkma yükünde yüksek olduğu görülmüştür. Sertliği 60-70 Shore-A olan kauçukların kullanımı yeterli olduğu görülmüştür.

TEŞEKKÜR: Salıncak denge kolu testlerini yapma imkanı veren Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasınının, Ar-Ge Merkezi çalışanlarına, Kalite birimi çalışanlarına teşekkür ederim.

V. KAYNAKLAR

- [1] Otomobil Teknolojisi. (2018, 07 Aralık). Süspansiyon sistemi nedir? [Online]. Erişim: <https://bilgihanem.com/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir/>.
- [2] J. Stewart. (2019, 12 Aralık). Street FX Motorsport & Graphics [Online]. (Erişim): <https://www.facebook.com/streetfx/videos/pcb.10160942632590112/10160942629730112/?type=3&t heater>.
- [3] A. T. Congress, “Proceedings of the International 9 th May 7-8 , 2018 , Bursa , Türkiye,” Automotive Tegnologies Congress, Bursa, pp. 531–538, May-2018.
- [4] H. Kutlak and İ. Uygur, “Ticari araç sac salıncak düzeninin sonlu elemanlar metodu ile analizi,” vol. 2, pp. 235–250, 2014.
- [5] E. Yelkencioğlu, “Düzlemsel beş kollu süspansiyon sisteminde kamber açısının kontrol edilmesi,” İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Entitüsü, 2009.
- [6] S. H. Thomke, “Simulation, learning and R&D performance: evidence from automotive development,” *Res. Policy*, vol. 27, no. 1, pp. 55–74, May 1998.
- [7] D. A. Mántaras, P. Luque, and C. Vera, “Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 39, no. 6, pp. 603–619, Jun. 2004.
- [8] J. S. Zhao, X. Liu, Z.-J. Feng, and J. S. Dai, “Design of an ackermann-type steering mechanism,” 2013.
- [9] A. Eskandari, O. Mirzadeh, and S. Azadi, “Optimization of a mcPherson suspension system using the design of experiments method,” 14-Feb-2006.
- [10] D. Abdullah and A. Çavdar, “Taşıt kullanım karakteristikleri açısından az dönerlik (Understeer) ve aşırı dönerliğin (Oversteer) incelenmesi,” Kocaeli Üniversitesi, 2013.
- [11] P. D. A. Akdoğan Eker, “Al ve alaşımları,” İstanbul, 2008.
- [12] A. K. Serbest and S. Kayacı, “Tek katmanlı kauçuk metal burçlarda ön sıkıştırmanın statik katılık ve parça ömrüne etkilerinin araştırılması,” no. 10, pp. 1–14, 2008.
- [13] P. D. H. Rende and A. G. F. Güven, “Sıkı geçme bağlantılarında malzemeye bağlı yüzey pürüzlülüğü kayıp katsayısının belirlenmesi,” *Mühendis ve Makina*, vol. 665, pp. 46–52, 2015.
- [14] K. Gündoğan and M. Gitmiş, “Sıkı geçme bağlantısı yapılan GGG - 60 döküm malzeme ile S275JR ve S355JR çeliğinin malzeme etkisinin deneysel ve sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi,” vol. 2, no. 1, pp. 7–19, 2018.