İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KURUTMA MAKİNESİ KAPI KİLİDİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre AYAROĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KURUTMA MAKİNESİ KAPI KİLİDİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre AYAROĞLU
(503101309)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101309 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Emre AYAROĞLU,** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"KURUTMA MAKİNESİ KAPI KİLİDİ TASARIMI"** baslıklı tezini asağıda imzaları olan iüri önünde basarı ile sunmustur.

Tez Danışmanı :	**Yrd.Doc.Dr.Vedat TEMİZ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doc. Dr. Mustafa BAKKAL** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doc.. Dr. Berna ALPAN BOLAT Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **06 Haziran 2013**

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi tarafından oluşturulan ve desteklenen bir projedir.

Yüksek lisans tez çalışmama danışmanlık yapan, olumlu eleştiri ve önerileri ile yol gösteren değerli hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ' e teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve her zaman destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi' ne, Sn. Mehmet DURMAZ ve Sn. Ümit GÜLBAY'ın şahsına teşekkür ederim.

Değerli fikirleri ve desteği ile çalışmamın her aşamasında yanımda olan Celal VATANSEVER'e ve tüm Arçelik ARGE Yapısal Tasarım Yöneticiliği çalışanlarına teşekkür ederim.

Mayıs 2013

Emre AYAROĞLU
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **V**
İÇİNDEKİLER ..... **Vİİ**
KISALTMALAR ..... **İX**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **Xİ**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **Xİİİ**
ÖZET ..... **XV**
SUMMARY ..... **XVİİ**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Kurutma Makinesi Kapı Kilidi 1
1.2 Sistem Gereksinimleri 3
1.3 Çalışmanın Amacı 6
1.4 Literatür Araştırması 6
1.4.1 Yaylar hakkında genel bilgiler 6
1.4.1.1 Silindirik helisel yaylar 6
1.4.1.2 Yaylarda gevşeme 8
1.4.2 Plastiklerin mekanik özellikleri 9
1.4.2.1 Plastiklerin dayanım ve rijitliği 9
1.4.2.2 Sürünme ve Toparlanma Davranışı 10
2. DENEY DÜZENEKLERİ **11**
2.1 Testlerde Kullanılan Cihazlar 11
2.1.1 Statik Malzeme Test Cihazı 11
2.1.2 Dinamometre 11
2.1.3 3D Tarayıcı 12
2.2 Deney Düzenekleri 12
2.2.1 Basma çekme test cihazında yapılan kilit kuvveti ölçüm düzeneği 12
2.3 Yay Kuvveti Ölçüm Düzeneği 13
2.4 Sabit Mesafede Yay Bekletme Düzeneği 14
3. DENEYLER **15**
3.1 Üç Boyutlu Tarayıcı Ölçümleri 15
3.2 Yay Kuvveti Ölçümleri 19
3.2.1 Zamana bağlı yay kuvveti ölçümleri 19
3.2.2 Yaylarda yorma sonrası kuvvet düşüşü testleri 20
3.3 Zamana Bağlı Kilit Kuvveti Düşüşü Ölçümleri 22
4. ANALİZ ÇALIŞMALARI **25**
4.1 Mekanizmanın Matematik Modeli 25
4.2 Tolerans Analizi 28
4.3 Bilgisayar Destekli Mekanizma Analizleri 29
4.3.1 Bilgisayar destekli kilit kuvveti analizleri 30
4.3.2 MATLAB üzerinden parametrik analizler 35
5. KONSEPTLER VE PROTOTİPLER **37**

5.1 Deney ve Analizlerin Değerlendirmesi 37
5.2 Konsept 1 38
5.2.1 Zamana bağlı yay kuvveti düşüşü 39
5.2.2 Zamana bağlı kilit kuvveti düşüşü 39
5.3 Konsept 2 40
5.3.1 Prototip yay tasarımı 43
5.3.2 Zamana bağlı kilit kuvveti düşüşü 44
5.4 Detay Tasarım 46
6. SONUÇ 51
7. KAYNAKLAR 53
8. EKLER 55
9. ÖZGEÇMİŞ 63

KISALTMALAR

r	**:** Yuva yay askı kirişi ekseni ve yuva dönme merkezi arasındaki mesafe
R	**:** Yuva dönme merkezi ile kanca temas noktası arasında x eksenindeki mesafe
e	**:** Yuva dönme ekseni ile kanca temas yüzeyi arasındaki mesafe
d	**:** yuva dönme merkezi ile gövde yay askı kiriş ekseni arasındaki mesafe
β	**:** Kanca temas yüzeyi ile x-ekseni arasındaki açı
γ	**:** Yuva dönme merkezi ile yay askı kiriş eksenleri arasında bulunan açı
θ	**:** Kanca yuvası dönme açısı
M	**:** Moment
F	**:** Kuvvet
SLS	**:** Selective Laser Sintering

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Uygun kilit ve tutamak kuvvetleri 5
Çizelge 1.2: Uygun yay kuvvetleri..... 5
Çizelge 3.1: Yay takılı ve hiç yay takılmamış kiriş mesafeleri..... 16
Çizelge 3.2: Yay takılı ve yayı çıkarılmış kiriş mesafeleri 17
Çizelge 3.3: Plastik şekil değişiminin yay ve kilit kuvvetlerine yansıması 19
Çizelge 3.4: 42-55mm arası yorma sonucu yay kuvvetleri..... 21
Çizelge 4.1: Teorik Kilit Kuvveti Toleransları 29
Çizelge 4.2: Parametre değişimi-fayda tablosu..... 36

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Kurutma makinesi kapağının kapatılmadan önceki hali 1
Şekil 1.2: Kilit ile ilişkili parçalar 2
Şekil 1.3: Kilit grubu parçaları 2
Şekil 1.4: Kilit pozisyonları ve stoper yüzeyler 3
Şekil 1.5: Kilit kuvveti tayini ile ilgili kapak üzerindeki mesafeler 4
Şekil 1.6: L1 ve L2 yay mesafeleri 5
Şekil 1.7: Helisel yay hesabında kullanılan parametreler 7
Şekil 1.8: Yay teli kesiti üzerinde gerilme diyagramları 7
Şekil 1.9: Yaylarda gevşeme-zaman grafiği gösterimi 8
Şekil 1.10: Plastik malzemeler için Gerilme-Birim Uzama eğrisi 9
Şekil 1.11: Plastik malzemenin sürünme davranışı 10
Şekil 2.1: Malzeme Test Cihazı 11
Şekil 2.2 Dinamometre 11
Şekil 2.3: GOM Atos IIe 3D Tarayıcı 12
Şekil 2.4: Basma çekme test düzeneği 13
Şekil 2.5: Yay kuvveti ölçüm düzeneği 13
Şekil 2.6: Yay bekletme düzeneği 14
Şekil 3.1: Ölçümlerde referans alınan kirişler ve kesitler 15
Şekil 3.2: Yay takılı olan ve hiç yay takılmamış olan gövde kirişlerinin konumları 16
Şekil 3.3: Yay takılı ve yayı çıkarılmış gövde kirişlerinin konumları 17
Şekil 3.4: Yayı çıkarılmış ve hiç yay takılmamış gövdelere ait tarama datalarının karşılaştırılması 18
Şekil 3.5: Yayı çıkarılmış ve hiç yay takılmamış gövde kirişlerinin konumları arasındaki fark 18
Şekil 3.6: Zamana bağlı kilit yayı kuvvet düşüşü 19
Şekil 3.7: Montaj mesafesi 20
Şekil 3.8: Yorma mesafesine bağlı yay kuvveti düşüş miktarları 22
Şekil 3.9: Mevcut kapı kilidinin gruplandıktan 4 hafta sonraki mesafe-kuvvet grafiği 23
Şekil 3.10: Mevcut kapı kilidinin gruplandıktan 8 hafta sonraki mesafe kuvvet grafiği 23
Şekil 4.1: Modellemede kullanılan parametreler 25
Şekil 4.2: Yay kuvvetinin oluşturduğu momente ilişkin parametreler 26
Şekil 4.3: Kanca kuvvetinin oluşturduğu momente ilişkin parametrelerin şekil üzerindeki gösterimi 26
Şekil 4.4: kanca mesafesi modellemesinde kullanılan parametreler 27
Şekil 4.5: Kanca giriş boşluğu 29
Şekil 4.6: Noktasal kancalı açma modeli 30
Şekil 4.7 Noktasal kanca açma modeli kuvvet-kanca mesafesi grafiği 31
Şekil 4.8: Noktasal kanca kapatma modeli 31
Şekil 4.9: Noktasal kanca kapatma modeli kuvvet-kanca mesafesi grafiği 31
Şekil 4.10: Orjinal kanca geometrisi modeli 32

Şekil 4.11: Orijinal ve noktasal kanca geometrisi modellerinin kuvvet-kanca mesafesi grafikleri arasındaki fark (kırmızı çizgi: noktasal kanca, mavi çizgi: orijinal kanca) 32
Şekil 4.12: Deneysel kilit kuvveti- kanca mesafesi ölçüm sonucu 33
Şekil 4.13: Kilit kuvveti- kanca mesafesi grafiği (ADAMS analizi sonucu) 33
Şekil 4.14: Sürtünmeli ADAMS modeli kuvvet grafiği sonuçları 34
Şekil 4.15: r parametresinin değişimine bağlı kuvvet profilleri 34
Şekil 4.16: *r* parametresi değişiminin etkileri 35
Şekil 5.1: Pimli gruplama şekli 38
Şekil 5.2: Pimli gövde konsepti yayı 38
Şekil 5.3: Prototip yaylar üzerinde görülen zamana bağlı kuvvet düşüşleri 39
Şekil 5.4: Prototip kilitte 8 hafta sonunda görülen kilit kuvveti düşüşü 40
Şekil 5.5: *r* parametresinin arttırılması 41
Şekil 5.6: *r* =15mm değişiminin L1 mesafesindeki yay kuvvetine etkisi 41
Şekil 5.7: *r* =15mm değişiminin kanca mesafelerine etkisi 42
Şekil 5.8: mevcut yuva ile r15 prototip yuvanın gövde üzerindeki gösterimi 42
Şekil 5.9: r15 kanca yuvası 43
Şekil 5.10: Mevcut ve r15 prototip yaylar 43
Şekil 5.11: r15 yaylarda görülen kuvvet düşüşleri 44
Şekil 5.12: r15 prototipin gruplamadan 4 hafta sonraki kanca mesafesi-kanca kuvveti grafiği 45
Şekil 5.13: r15 prototipin gruplamadan 8 hafta sonraki kanca mesafesi- kanca kuvveti grafiği 45
Şekil 5.14: r15 yay için yorma mesafesine bağlı kuvvet düşüşleri 46
Şekil 5.15: r15 yuva üzerinde yay konumları 47
Şekil 5.16: Montaj ile ilgili boşaltma 47
Şekil 5.17: 2mm et kalınlığında geometri 48
Şekil 5.18: Switch açma kapama yüzeyi ve federler 48
Şekil 5.19: Kalıp temas yüzeyleri 49

KURUTMA MAKİNESİ KAPI KİLİDİ TASARIMI

ÖZET

Kurutma makinelerinde kullanılan kapı kilitlerinin açma kapama kuvvetleri, kullanıcı ergonomisi, çalışma koşulları ve uluslararası standartlar çerçevesinde tayin edilen değerlerdir. Uluslararası standartlar ve kullanıcı konforunu etkileyen faktörler, kapı açma kuvvetini belli bir seviyenin altında tutarken, çevrim esnasında kapağın kendiliğinden açılmaması için kapı açma kuvveti üst değerlerde tutulmalıdır. Bütün bu kriterler dikkate alındığında, kapı açma kapama kuvvetinden sorumlu olan kapı kilitleri, dar bir kuvvet toleransı aralığının içinde tutulmak zorundadır.

Bu çalışmada, mevcut kapı kilitlerinde gözlemlenen kuvvet saçınıklığı ve zamana bağlı kuvvet düşüşünün sebepleri araştırılarak, bunları en düşük seviyeye indirecek tasarımı yapmak amaçlanmıştır.

Öncelikle kilit kuvvetlerinde oluşan kuvvet düşüşünün sebepleri araştırılmıştır. Bu amaçla, zamana bağlı kuvvet düşüşüne uğrayan kilitlerin üç boyutlu tarama geometrisi, yeni gruplanmış parçalardan oluşan kilitler karşılaştırılmıştır. Buna paralel olarak, kilit yayları özel bir düzenekte, sevkiyat mesafesinde bekletilerek üzerlerinde oluşan kuvvet düşüşü zamana bağlı olarak belirlenmiştir. Yapılan değerlendirme sonucunda kilit kuvveti üzerinde oluşan zamana bağlı kuvvet düşüşünün temel sebebinin yaydaki gevşeme, ikincil sebebinin ise plastik parçalardaki sürünme olduğu tespit edilmiştir.

Yaylarda montaj esnasında oluşan deformasyon miktarının, yay kuvveti saçınıklığını arttırabileceği belirlenmiştir. Durum değerlendirilerek, kilit kuvveti sabit kalacak şekilde, yay gevşemesini azaltmak için yay kuvvetini azaltacak parça tasarımı ve montaj esnasında kalıcı deformasyona uğramayacak yay tasarımı yapmak amaçlanmıştır.

Kilit mekanizmasına ait parametrelerin ve toleranslarının, yay kuvveti ve diğer tasarım öğelerini nasıl etkilediğini görmek amacıyla mekanizmanın matematik

modeli oluşturulmuştur. Yapılan analizlerle her bir parametrenin yay kuvveti diğer kriterleri nasıl etkilediği grafik halinde ortaya konmuş ve parametre değişimlerinin faydaları analiz edilmiştir.

Analizlerden çıkan sonuçlar ışığında iki konsept üzerinde çalışılmış ve bu konseptlerin prototipleri üretilmiştir. Bu prototipler üzerinde zamana bağlı yay ve kilit kuvveti düşüşü miktarı, ve bunun yanında yayların plastik deformasyona uğrayıp uğramadığı araştırılmıştır. Mekanizma üzerindeki r parametresinin arttırılması ile oluşturulan konsept diğerine göre daha başarılı bulunmuştur. Mekanizma üzerindeki mevcut gövde geometrisi korunarak tasarlanan bu mekanizmada, kilit yayı montaj esnasında deformasyona uğramamaktadır. Zamana bağlı yay ve kilit kuvveti düşüşü konusunda yapılan analizde de belirgin bir şekilde fayda sağladığı görülmüştür. İlgili parçanın kalıplanabilir detay tasarımı tamamlanarak çalışma sonlandırılmıştır.

DESIGN OF A DRYER DOOR LOCK

SUMMARY

In dryer machines, door opening force values are determined by user ergonomy, working conditions and international standards. To improve customer comfort and accomplish standards, door opening force value needs to be kept lower. On the other side, for keeping the dryer door closed during cycle time the force value needs to be higher. Considering all these criteria, door lock opening force value which is correlated with door opening force, needs to be kept in a narrow tolerance interval.

In this study, the reasons of the variation and time depending decreasing on existing door lock forces are investigated and executing the optimum design that improves the existing condition is intended.

There is two types of variation for dryer machine loor lock forces. First one is controllable tolerances inspected before grouping, such as spring force tolerances and plastic part's dimention tolerances. Secondly, there are some other grouping and post-grouping conditions sourced variations such as plastic deformation occurance on springs during grouping action and time depending lock force reduction during the period after grouping action. This variation sources needed to be meticulously investigated. On the other side, gaps in the lock base and measurement setup variations causes measurement flaws and variations. In this study, not only the variation sources evaluated broadly but also focused on the solution of time depending force reduction and plastic deformation on springs.

The results of potential reasons of lock force reduction is investigated. Firstly, the failed and the recently grouped lock geometries are compared under three dimentional optical scanner to determine the time depending deformation of plastic parts. In parallel, the lock springs are set to shipping length on a special apparatus to evaluate time depending relaxation an them. As a result of these analysis, it is seen that spring relaxation has a major effect, and plastic parts deformation has a minor

effect on time depending force reduction of door lock forces. Plastic deformation can affect both working spring length and moment distance for rotating hook housing.

In the literature survay about spring relaxation, it is said that springs are not easily relax under room conditions unless there is high stress on them. The reasons of relaxation are summarized as a result of three factors; temperature, mechanical stress and time. Since temperature and time factors are unchangeable, the stress value on the lock spring can be played by changing the lock design.

As a factor that has an effect on initial variations of the lock force, the plastic deformation the lock spring is recognised during assembly operation. This deformation pulls the spring forces down depending on the pulling lenght which is a result ot the trajectory of the assembly apparatus. This lenght is very sensitive to the operation parameters. It is intended to eliminate the plastic deformation on springs during grouping operation.

The mathematic model of the mechanism is set to determine which parameters of the mechanism and their tolerances affect lock and spring forces. While the lock force is kept constant, each parameter change has an effect on spring force, hook stroke and spring constant. As a result of processing the mathematic model in the computer based calculating program, the output of effects graphs is obtained. Results are evaluated by some criteria: It is known that spring force is related with spring stress and reducing stress also reduces spring relaxation. So the spring force is needed to be pulled down to reduce relaxation. The lock hook is not tended to be changed so the hook strokes is needed to be constant. Lastly, spring constant is needed to be kept low, since the variations on plastic part dimentions and the dimentional changes as a result of the creep on the plastic parts affect spring lenght and forces.

Two different main concepts are handled in this study. First concept is about reducing spring deformation as a result of different assembly procedure and a special spring design. In this design, the special spring having an extra loop on the spring wire is pulled from the spring hook, after pulling up to a convenient lenght a metal pin is driven through the loop of spring to the holes on the lock base. So the unnecessary plastic deformation on the spring is eliminated but the spring force is still same. For the verification of the design, a prototype lock is made by modifying

the existing lock base and by manufacturing the special spring. The lock springs are set to shipping length on the special apparatus and the time depending force reduction is tracked. At the same time the time depending lock force reduction is also tracked. As a result of analysis, there is not any significant progress on spring relaxation, but the lock force reduction is slightly got better.

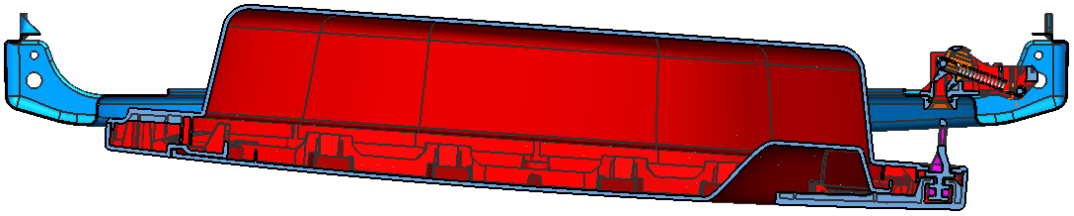
Second concept is about increasing moment lenght of the spring by changing the hook housing desing. The *r* parameter on the mechanism is defined as the distance between rotating axis and spring hook girder on the hook axis. While increasing this parameter, the moment lenght of the spring is getting longer. After grouping the prototypes of this concept, the time depending spring and lock force tests are made. A significant progress is made on both spring and lock force reduction. The tests of the spring deformation are also made about this concept and it is understood that this new spring has no plastic deformation during grouping action. Finally, the moldable detail desing is made for the hook housing by keeping the lock base unchanged.

The new design has three main benefits: By reducing spring forces the spring relaxation is also reduced, the creep on the plastic parts are reduced, the plastic deformation on the spring is eliminated so the variations caused by spring force change are removed.

1. GİRİŞ

1.1 Kurutma Makinesi Kapı Kilidi

Kurutma makinelerinde kapı kilitleri, çevrim esnasında kapağın açılmaması için gerekli olan komponentlerdir. Kapak kapatıldığında, menteşeye uzak noktada kapak üzerinde bulunan bir kanca, önduvar üzerinde sabitlenen bir kilit grubunun içine girer ve açma yönünde belirli bir kuvvet uygulanıncaya kadar kapalı kalır. Şekil 1.1'de kapağın kapanmadan hemen önceki konumu gösterilmiştir.

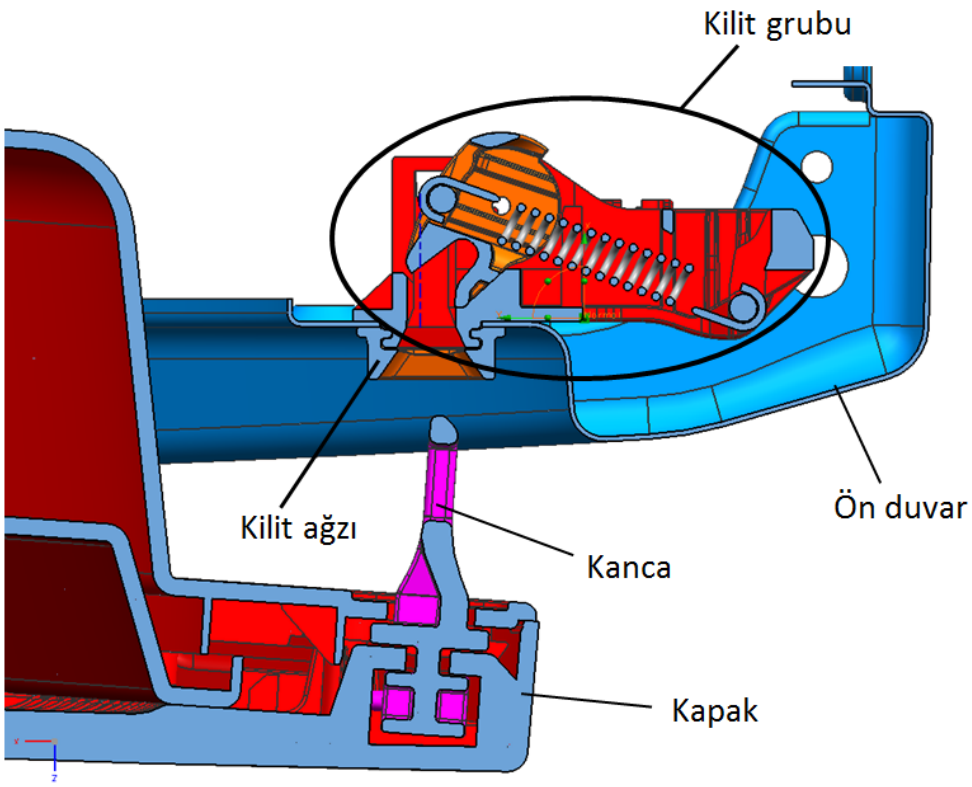


Şekil 1.1: Kurutma makinesi kapağının kapatılmadan önceki hali

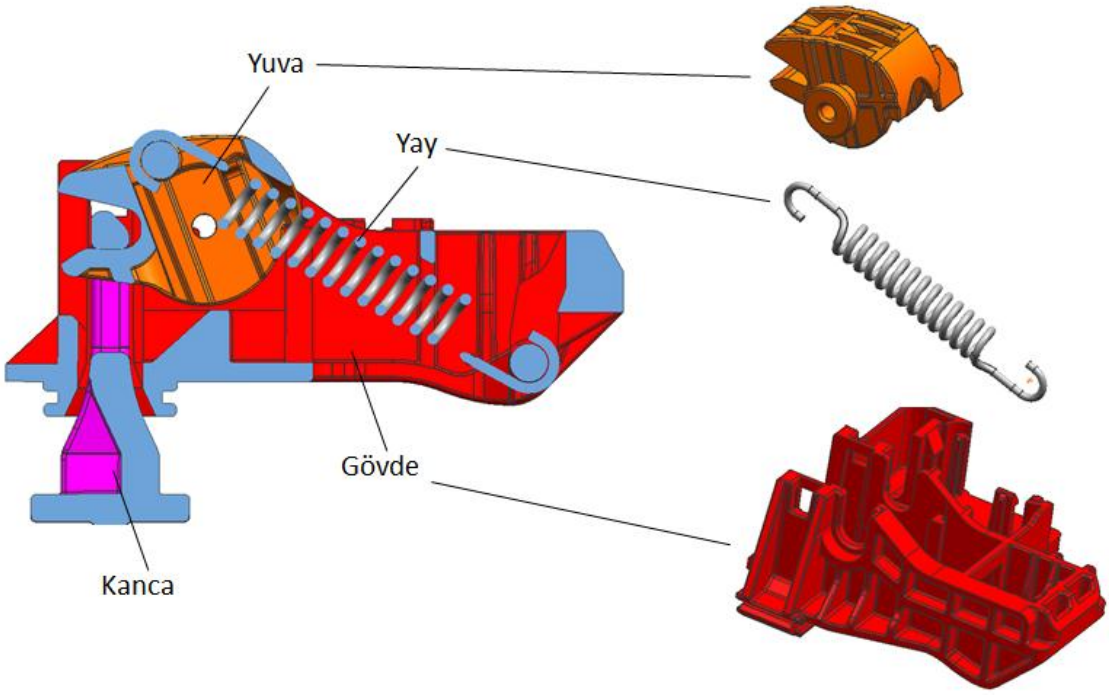
Kurutma makinesine önden bakıldığında görülen şekillendirilmiş saç önduvar olarak anılacaktır. Kapak, önduvar üzerine sabitlenen menteşeler üzerinde açılıp kapanmaktadır. Kilit kancası, kapak içerisindeki bir açıklıktan dışarı uzanan kapalı bir kanca şeklindeki plastik parçadır (Şekil 1.2)

Kilit grubundaki diğer parçaları üzerinde bulundurarak taşıyıcılık görevini üstlenen kilit gövdesi, kilit ağzı sayesinde, önduvar üzerinde bulunan açıklıktan geçirilerek önduvara sabitlenir. Kilit gövdesi üzerindeki yataklara oturan kanca yuvası, kilit yayı sayesinde kararlı duruma getirilir. Kilit yayının bir ucu kanca yuvası üzerindeki bir kirişe yerleştirilmiştir. Kilit grubu parçaları Şekil 1.3'den incelenebilir.

Kilidin, açık ve kapalı olmak üzere iki adet kararlı pozisyonu vardır. Bu pozisyonlar arası geçişlerde, yay ekseninin kanca yuvasının dönme noktasını geçmesi ile sağlanır. Kilit kancası kilit içerisine sokulduğunda oluşan pozisyon kapalı konum, kilit kancası dışarı çıkarıldığında oluşan pozisyon ise açık konum olarak adlandırılır. Açık konum aynı zamanda gruplama ve sevkiyat pozisyonudur.(Şekil 1.4).



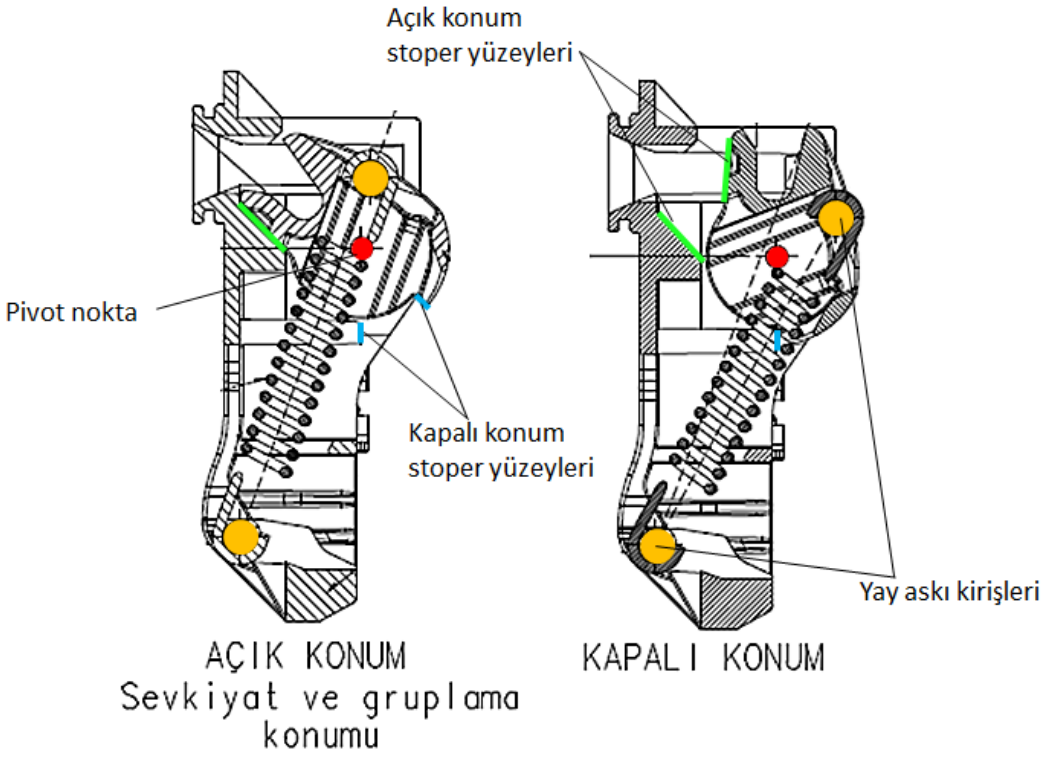
Şekil 1.2: Kilit ile ilişkili parçalar



Şekil 1.3: Kilit grubu parçaları

Kanca yuvasının, açık ve kapalı konumlarındaki duruş açılarını belirleyen stoper yüzeyler vardır. Açık konumda, yuva üzerinde kancanın içine giren çıkıntının alt

yüzeyi kilit gövdesi üzerindeki stoper yüzey ile temas eder. Kapalı konumda ise yuvanın arka tarafında bulunan çıkıntı, gövde üzerindeki stoper yüzey ile temas eder.



Şekil 1.4: Kilit pozisyonları ve stoper yüzeyler

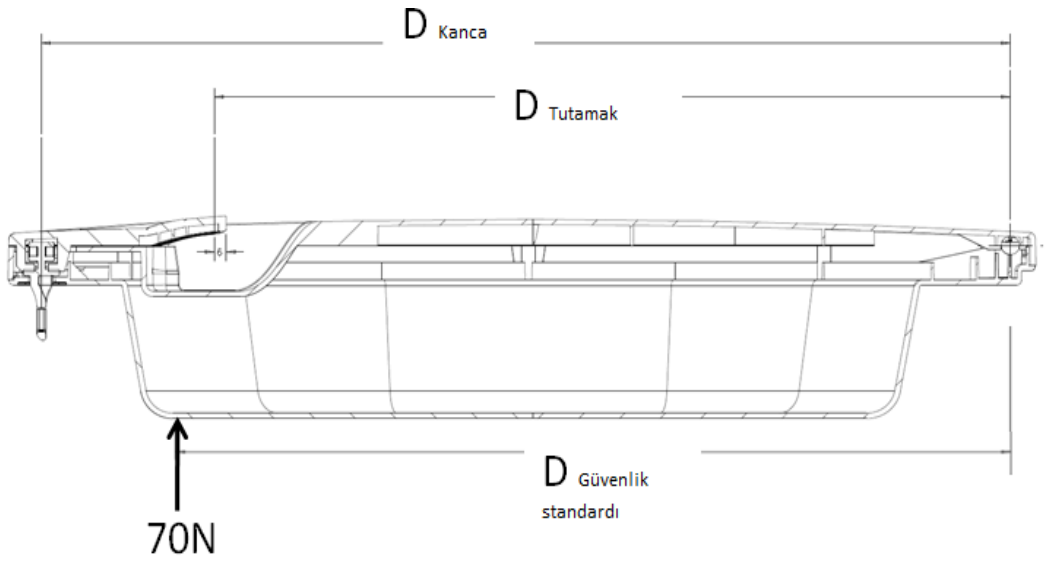
1.2 Sistem Gereksinimleri

Kilit kuvvetlerinin tayini uluslararası standartlar, çalışma koşulları ve kullanıcı ergonomisi çerçevesinde yapılmaktadır.

Uluslararası Elektroteknoloji Kuruluşu (IEC) Standartlarının 20.102 numaralı maddesi şöyledir:

"Kapak deliği ölçüsü 200mm'yi aşan, 60dm^3'ün üzerinde tambur hacmi bulunan ev aletlerinde, kapağı içeriden 70N'u aşmayan bir kuvvetle açmak mümkün olmalıdır." [3].

Bu maddeye göre, kapak içinde menteşeye en uzak noktaya denk gelen mesafeye, kapak düzlemine dik olarak 70N uygulandığında kapak açılacak şekilde kilit kuvvetleri ayarlanmaktadır. Kilit kuvveti ve kapak açma kuvveti ölçümleri referans olması bakımından Şekil 1.5'da gösterilen mesafeler değerlendirilerek, aşılmaması gereken ölçüm değerlerine ulaşılır.



Şekil 1.5: Kilit kuvveti tayini ile ilgili kapak üzerindeki mesafeler

Kilit ve tutamak kuvvetlerini hesaplamak için kullanılan bağıntılar aşağıdadır:

$$F_{kilit} = \frac{F_{güvenlik} \cdot D_{güvenlik}}{D_{kanca}} \quad \textbf{(1.1)}$$

$$F_{tutamak} = \frac{F_{güvenlik} \cdot D_{güvenlik}}{D_{tutamak}} \quad \textbf{(1.2)}$$

Kilit kuvvetlerinin düşük olması ise çevrim sırasında kapak açma problemlerine yol açmaktadır. Tambur içinde hareket eden çamaşırlar kapağa içeriden baskı yapmakta, özellikle kapak ile çamaşır arasındaki sürtünmenin arttığı noktalarda, kapak açılarak çevrimi durdurmaktadır. Bu yüzden kurutma makinelerinde istenen tutamak kuvvetlerini ve dolayısı ile kilit kuvvetlerini dar bir aralıkta elde etmek gerekmektedir. Farklı kapakların ölçüleri yukarıda bahsi geçen etmenler ile değerlendirilerek, kilitlerin uygunluğu için

Çizelge 1.1deki değerler belirlenmiştir.

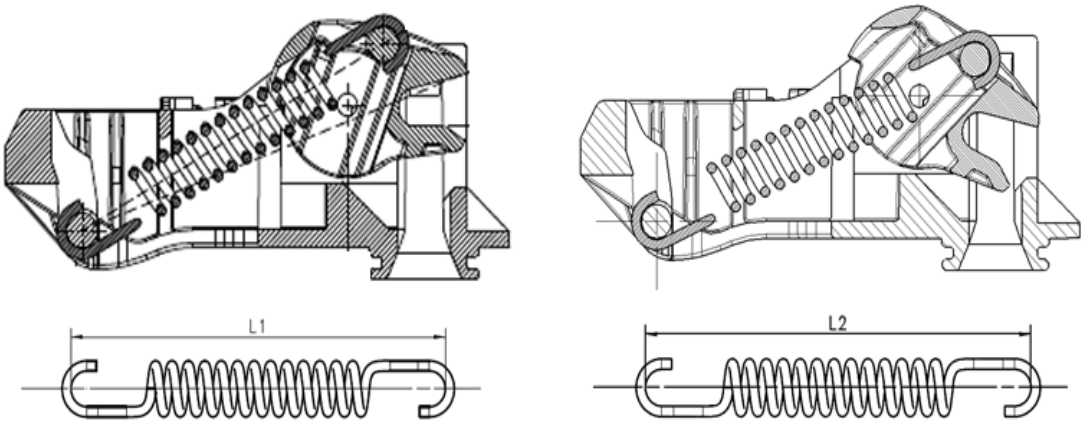
Kilit yayının açma kapama esnasında ulaştığı en düşük mesafe L1, ulaştığı en yüksek mesafe ise L2 olarak isimlendirilmiştir (Şekil 1.6). L1 ve L2 mesafelerinin belirlenmesinde esnemeler ve boşluklar değerlendirilmemiştir, gruplanan gerçek parçalarda bu mesafeler az miktarda da olsa değişebilmektedir. Mevcut mekanizma için

Çizelge 1.1'deki değerler dikkate alınarak ihtiyaç duyulan yay kuvvetleri belirlenmiştir (Çizelge 1.2).

Çizelge 1.1: Uygun kilit ve tutamak kuvvetleri

	Kilit Kuvveti [N]		Tutamak Kuvveti [N]	
	Min.	Maks.	Min	Maks.
Açma	55	59	65	71
Kapama	20	36	20	36

Kilit yayları montaj şekli sebebiyle, çalışma mesafelerinden daha yüksek bir mesafeye, teorik olarak en az 53,5mm'ye, çekilip takılmaları gerekmektedir. Yay kuvveti değerlerinin, ilgili montaj mesafesine yorulduktan sonra sağlanması gerekmektedir.



Şekil 1.6: L1 ve L2 yay mesafeleri

Çizelge 1.2: Uygun yay kuvvetleri

	Yay Boyu [mm]	Yay Kuvveti [N]
L1	48,96	154±4
L2	49,85	164±4

Mevcut kurutma makinelerinde, kapı kilitlerine ait kuvvet değerlerinin yukarıdaki çizelgelerdeki değerlerin dışına çıkmamaları beklenmektedir. Kilit ve kilitle ilgili olan diğer parametrelerin değiştirilmesi ile beraber, bu kuvvet değerleri de değişebilmektedir.

1.3 Çalışmanın Amacı

Mevcut kurutma makinesi kilit açma kuvvetlerinde ve buna bağlı olarak tutamak kuvvetlerinde zamana bağlı kuvvet düşüşü görülmektedir. Konu ile ilgili olarak, 10 adet kapı kilidi gruplandıktan sonra çekme basma test cihazında kilit açma kuvvetleri ölçülmüş ve kilit kuvvetleri ortalaması olarak 61,23N'luk değer elde edilmiştir. Aynı kilitler 40 gün boyunca oda koşullarında, sevkiyat pozisyonunda bekletilip tekrar ölçüldüğünde kilitlerin ortalama kuvvetleri 55,73N'a düştüğü görülmektedir. İlgili deney sonucunda yaklaşık 5,5N'luk bir kuvvet düşüşü görülmüştür.

Zamana bağlı kuvvet düşüşünün yanında, kilitlere ait kilit kuvvetlerinin istenen tolerans değerlerinin dışında kalacak şekilde şaçınık geldiği tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, kilitlerde oluşan zamana bağlı kilit kuvveti düşüşü ve saçınıklığını en az miktara indirerek kilitlerdeki fire miktarını azaltmak amaçlanmaktadır.

1.4 Literatür Araştırması

1.4.1 Yaylar hakkında genel bilgiler

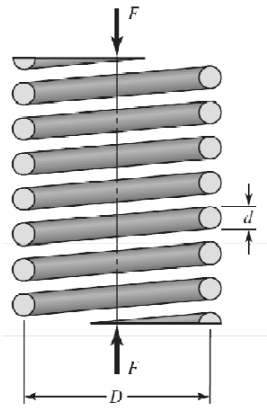
Yaylar, belirli bir kuvvet altında belirli bir noktaya kadar elastik şekil değişimi gösteren elemanlardır. Yük altında enerji depolarlar, yük kaldırıldığında bu enerjiyi kısmen veya tamamen geri verirler [1]

1.4.1.1 Silindirik helisel yaylar

Tele helis formu verilerek üretilen, basma veya çekme yönünde zorlanabilen yaylardır. Sabit yay katsayısına sahiptirler ve üretimleri kolaydır. Helisel yaylarda oluşan burulma ve kesme gerilmesi, Şekil 1.7'de gösterilen parametreler kullanılarak aşağıdaki bağıntılar ile bulunur.

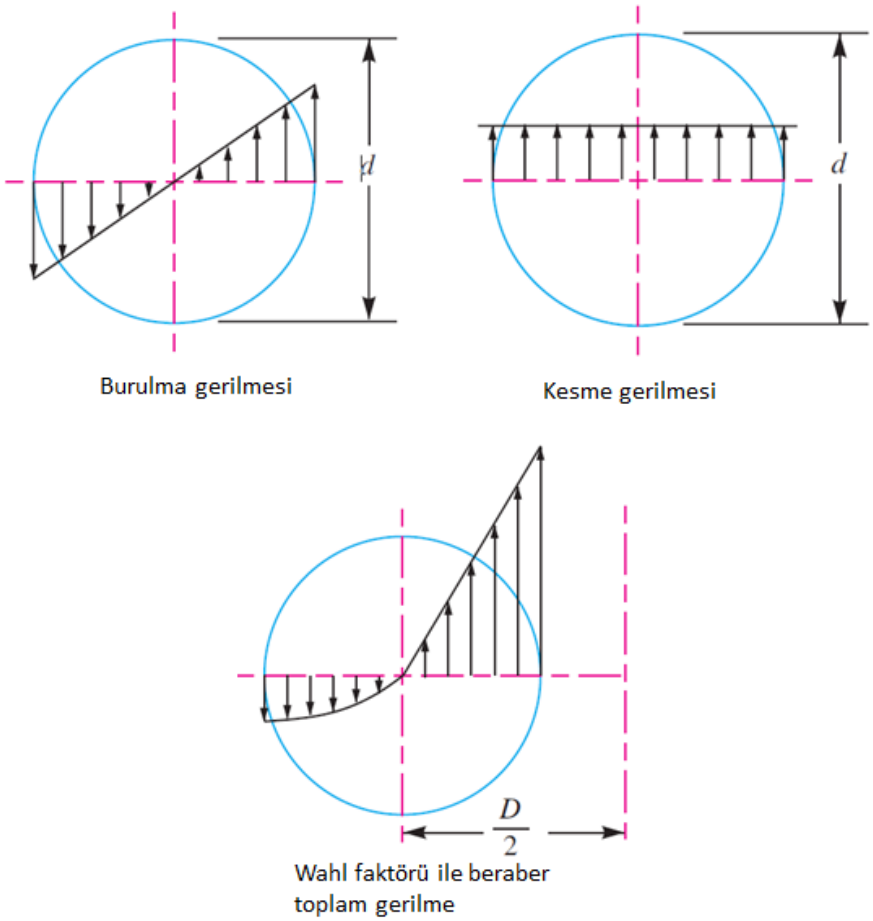
$$\tau_b = \frac{8F \cdot D}{\pi d^3} \qquad \textbf{(1.1)}$$

$$\tau_k = \frac{4F}{\pi d^2} \qquad \textbf{(1.2)}$$



Şekil 1.7: Helisel yay hesabında kullanılan parametreler

Kesme ve burulma gerilmeleri toplanır ve çap oranına bağlı olarak değişen wahl faktörü de hesaba katılırsa toplam gerilme bulunmuş olur. Gerilme diyagramları Şekil 1.8'de incelenebilir.



Şekil 1.8: Yay teli kesiti üzerinde gerilme diyagramları

Wahl faktörü dahil edildiğinde toplam gerilme miktarı aşağıdaki bağıntı ile elde edilir:

$$\tau = \frac{8F \cdot D}{\pi d^3} \cdot \left(\frac{4D/d - 1}{4D/d - 4} + \frac{d \cdot 0{,}615}{D} \right) \quad \textbf{(1.3)}$$

Helisel yaylarda yay sabiti aşağıdaki bağıntı yardımı ile bulunur:

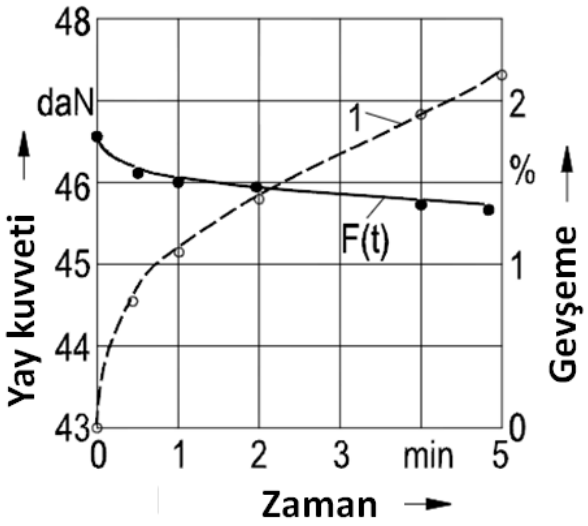
$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \cdot \quad \textbf{(1.4)}$$

1.4.1.2 Yaylarda gevşeme

ASTM Standartları'na göre gevşeme, belirli bir başlangıç şekil değişimi altında gerçekleşen zamana bağlı gerilme düşüşü olarak tanımlanmaktadır[4]. Yaylarda ise gevşeme, Sabit şekil değişimi altında zamana bağlı oluşan kuvvet düşüşünün başlangıç kuvvetine olan yüzdesi olarak belirtilmektedir[5]. Gevşeme miktarı, aşağıdaki bağıntı ile ifade edilebilir:

$$\text{Re}laxation = (\Delta F \cdot 100) / F_1 \quad \textbf{(1.5)}$$

Tipik bir yay için zamana bağlı gevşeme miktarının gösterimi Şekil 1.9'daki gibi yapılmaktadır.



Şekil 1.9: Yaylarda gevşeme-zaman grafiği gösterimi

Yayların çoğu oda sıcaklığında dahi olsa bir miktar gevşemeye uğramaktadır. Yaylarda gevşemeye etki eden faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

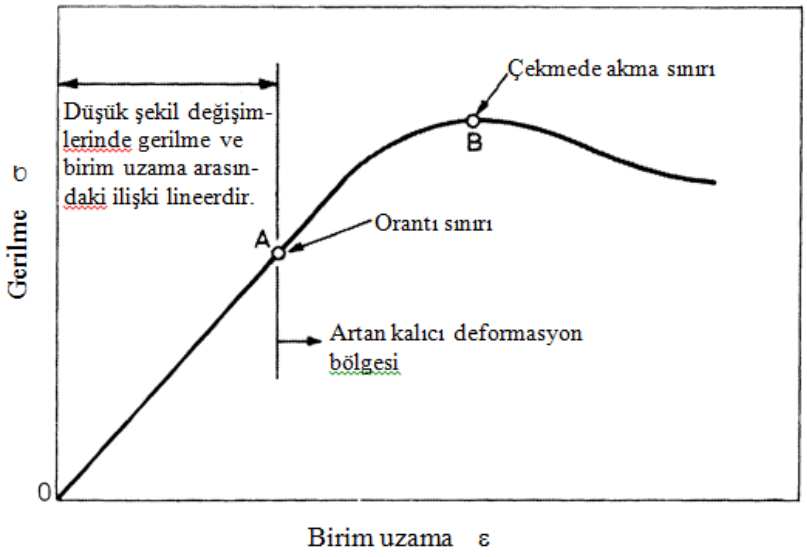
- Yay malzemesi,
- Yay üzerindeki gerilme,
- Sıcaklık,
- Zaman.

Yaylardaki gevşemeler oda sıcaklığı için çoğu zaman %1-2'nin altında olmaktadır. Ancak maruz kalınan yüksek gerilme veya sıcaklara karşılık bu değerlerin çok üstüne çıkabilmektedir [6]. Gevşeme şekilde değişiminin ardından ilk başta hızlı bir şekilde gerçekleşse de zamanla hızı azalmaktadır ve belirli bir durma noktası da bulunmamaktadır [7].

1.4.2 Plastiklerin mekanik özellikleri

1.4.2.1 Plastiklerin dayanım ve rijitliği

Termoplastik malzemeler aynı anda hem katı hem de sıvı gibi davranabilirler. Viskoelastik adı verilen bu malzemeler, gerilme uygulandığında hem elastik davranır hem de viskoz olarak şekil değiştirir. Viskoelastik malzemelerin özellikleri sıcaklık, zaman ve şekil değiştirme hızına bağlı olarak farklılık gösterir [2]

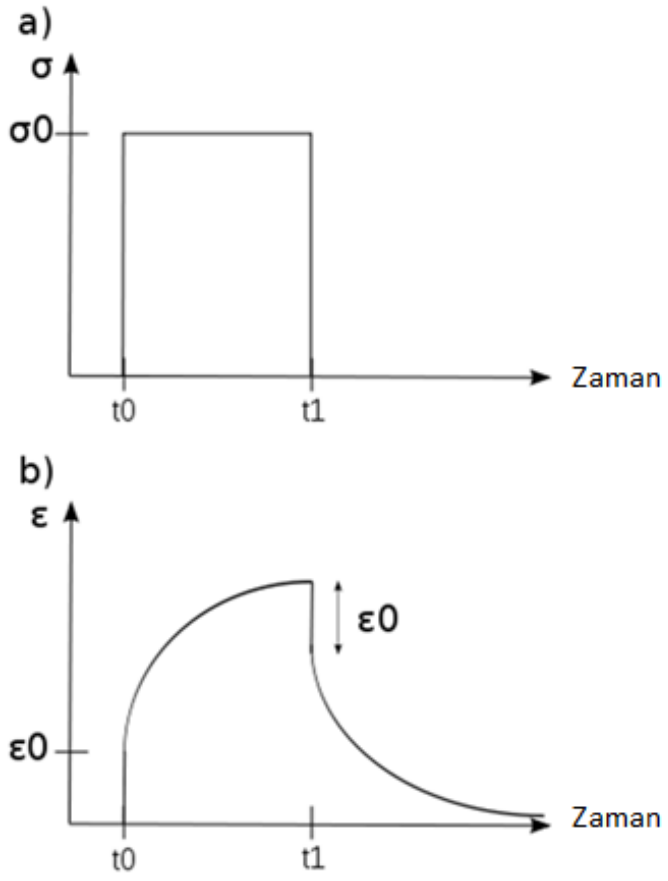


Şekil 1.10: Plastik malzemeler için Gerilme-Birim Uzama eğrisi

Plastiklerin gerilme-birim uzama grafikleri metallere benzemektedir. Düşük yüklerde lineer elastik bir bölge bulunurken, yük arttıkça malzeme plastik şekil değişimine uğrayarak nonlineer davranır (Şekil 1.10).

1.4.2.2 Sürünme ve Toparlanma Davranışı

Plastiklerin sabit yük altında zamana bağlı uğradıkları şekil değişimine sürünme denir. Bununla beraber eğer uygulanan yük kaldırılırsa toparlanma davranışı zaman içinde görülür ve parça ilk boyuna dönmeye çalışır. Yük kaldırıldığı anda toparlanma başlayarak şekil değişimi- zaman grafiğinde süreksizlik oluşturur (Şekil 1.11). Plastiğin özgül ağırlığının sürünme davranışını etkilediği bilinmektedir. Yüksek yoğunluklu plastiklerde polimer zincirleri arasındaki ikincil bağlar daha güçlüdür ve malzemeyi sürünmeye karşı dayanıklı kılar [8].



Şekil 1.11: Plastik malzemenin sürünme davranışı

2. DENEY DÜZENEKLERİ

2.1 Testlerde Kullanılan Cihazlar

2.1.1 Statik Malzeme Test Cihazı

Kilit kuvveti, yay kuvveti ölçümlerinde Zwick/Roell marka, çift kolonlu, basma-çekme malzeme test cihazı kullanılmıştır.



Şekil 2.1: Malzeme Test Cihazı

2.1.2 Dinamometre

Tutamaktan kapak açma kuvveti ölçme testlerinde, ucu kancalı dinamometre kullanılmıştır.



Şekil 2.2 Dinamometre

2.1.3 3D Tarayıcı

Elastik ve plastik sekil değişimi analizlerinde, kalıptan çıkan plastik parçaların CAD data ile uyumluluğunun ölçümünde GOM marka Atos IIe model üç boyutlu tarayıcı kullanılmıştır.



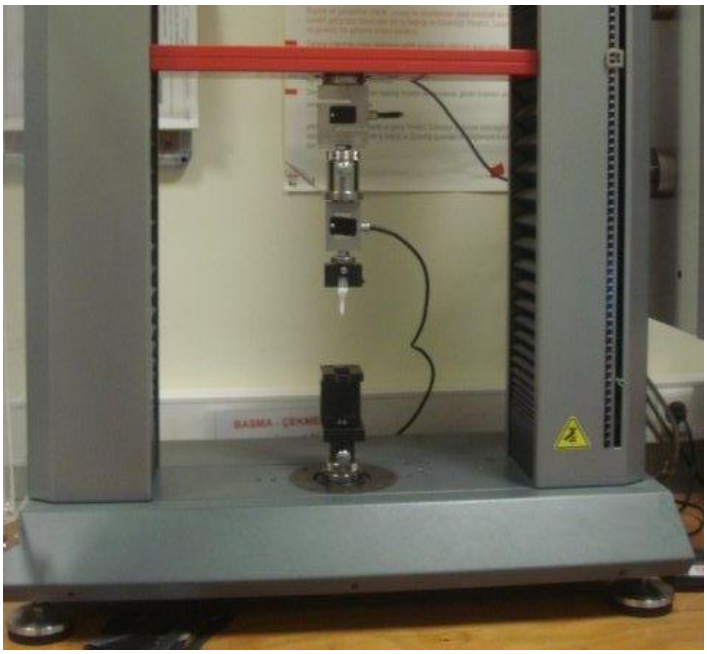
Şekil 2.3: GOM Atos IIe 3D Tarayıcı

2.2 Deney Düzenekleri

2.2.1 Basma çekme test cihazında yapılan kilit kuvveti ölçüm düzeneği

Bu düzenekte kilit, kilit gövdesinin ağzı üzerinden sabit bir aparata tutturulmakta, yine bir aparata tutturulan kilit kancası basma çekme test cihazı vasıtasıyla, yavaş bir şekilde kilidin içine sokulup çıkarılmakta ve aynı esnada dinamometre üzerinden kancaya etkiyen kuvvet ölçülmektedir. Şekil 2.4' de henüz kilit yerleştirilmemiş düzenek görülmektedir.

Kilit öncelikle, altta bulunan kilit tutucu aparata bağlanmakta, ardından kanca aşağı doğru kilit kapalı konuma gelene kadar iletilmekte, daha sonra açık konuma gelene kadar yukarı kaldırılmaktadır. İlerleme boyunca kancaya etkiyen kuvvet profili kaydedilmektedir. Bir ölçüm çevrimi yaklaşık 60 saniye sürmektedir. Kilit ve kanca tutucu aparatlar sökülüp takılmadığı sürece, kanca kilide hep aynı noktadan gireceği için, ölçümün tekrarlanabilirliği yüksektir.



Şekil 2.4: Basma çekme test düzeneği

2.3 Yay Kuvveti Ölçüm Düzeneği

Yay kuvveti ölçümleri için basma çekme deney düzeneği, dinamometre ve yay çengelinin takılacağı aparatlar kullanılmıştır (Şekil 2.5).



Şekil 2.5: Yay kuvveti ölçüm düzeneği

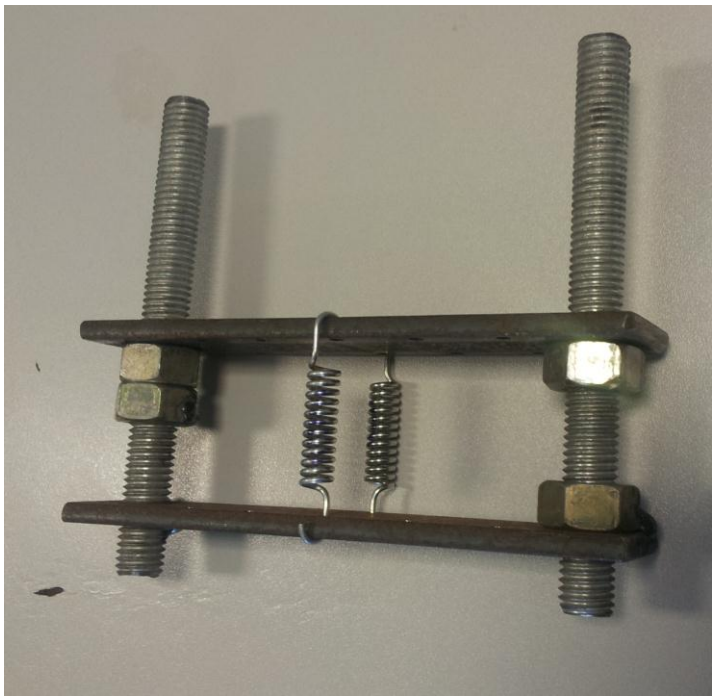
Aparat pimleri arasındaki mesafe, çekme yayının gevşek bir şekilde takılacağı kadar açılarak yay yerleştirilir. Daha sonra yay, kilit üzerinde yerleşeceği maksimum mesafeye kadar çekilir ve başlangıçtaki gevşek haline geri döndürülür. Bu esnada görülen maksimum kuvvet ve kilit üzerinde yerleşeceği minimum mesafedeki kuvvet kaydedilir. Yay üzerinden stroke boyunca elde edilen kuvvetler grafiğe yansıtılarak, yay sabiti ve öngerilme miktarı hesaplanabilir.

Yay yorma ölçümü yapılıyorsa, öncelikle yay, montaj esnasında görebileceği maksimum mesafeye getirilir, daha sonra diğer noktalarda kuvvet ölçümleri yapılır.

2.4 Sabit Mesafede Yay Bekletme Düzeneği

Yayların zamana bağlı gevşeme miktarlarını ölçmek için sabit mesafede yay bekletme düzenekleri kullanılmıştır. Yaylar düzenek üzerinde, kilit üzerinde bekledikleri mesafeye çekilip o şekilde bekletilerek yaylarda meydana gelen zamana bağlı kuvvet düşüşleri gözlemlenmiştir.

Düzenek, üzerinde delikler bulunan iki adet metal plaka, 2 adet saplama ve yayları belirli bir mesafede tutmaya yarayan kontra somunlardan oluşmaktadır. Yaylar gevşek olarak düzeneğe yerleştirilir, daha sonra somunlar vasıtasıyla yay mesafesi, kilit üzerindeki bekleme mesafesine getirilir ve sabitlenir.



Şekil 2.6: Yay bekletme düzeneği

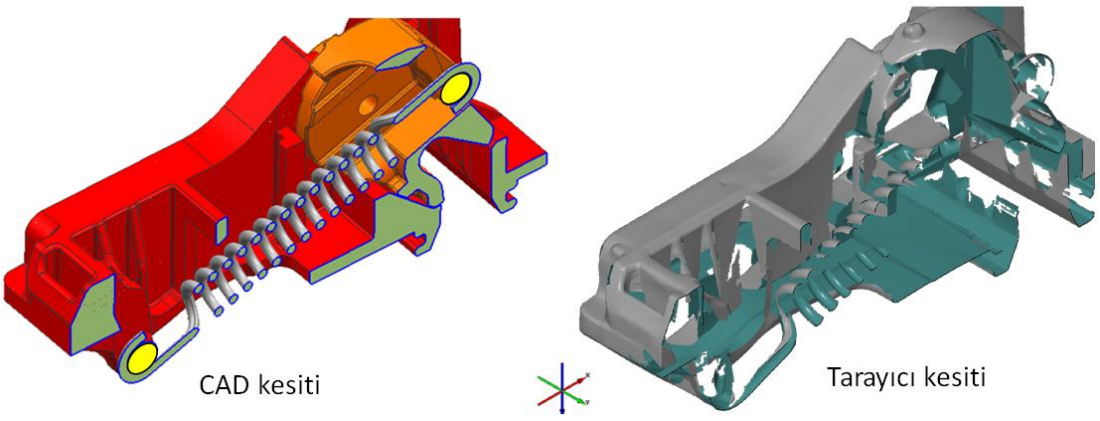
3. DENEYLER

3.1 Üç Boyutlu Tarayıcı Ölçümleri

Tarayıcı ölçümlerinde, kilit gövdesi üzerinde görülen elastik ve plastik şekil değişimlerinin miktarı ve yay kuvveti üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Üzerinde gerilme olan parçalar ile olmayan özdeş parçalar optik tarayıcı ile karşılaştırılmıştır.

Gövde üzerinde yapılan ölçümlerde, ölçümden en az iki ay önce gruplanmış bir kilit ve bu kilidin gövdesi ile aynı kalıp gözünden çıkmış, yay takılmamış boş bir gövde kıyaslanmıştır. Kilidin kuvveti 55,7N olarak ölçülmüştür.

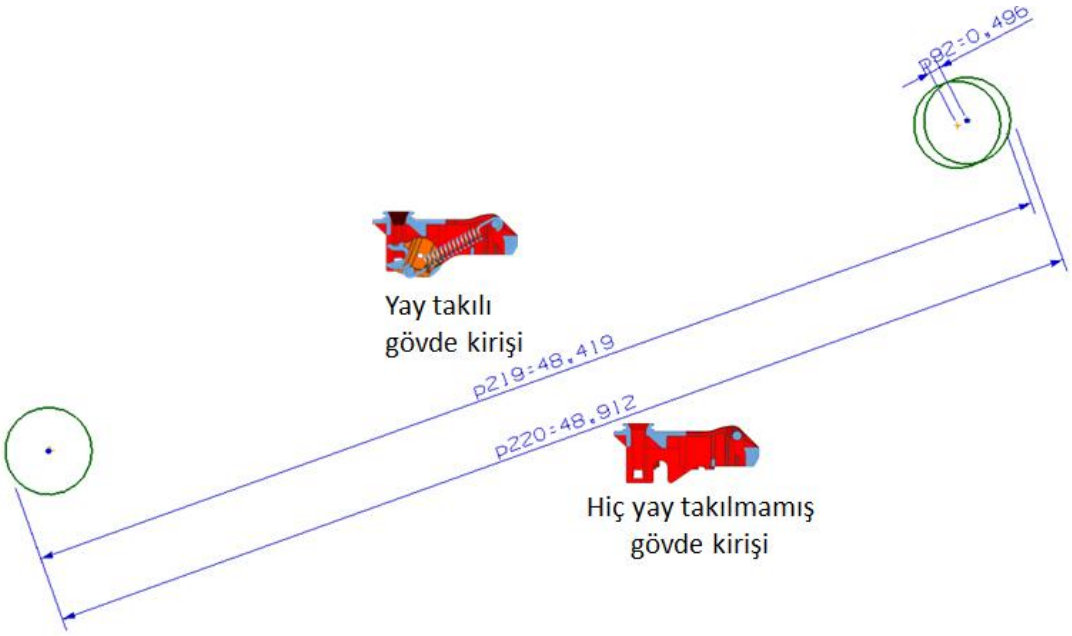
İlk olarak yay takılı kilit üzerindeki kiriş ile yay takılmamış gövde üzerindeki kiriş kıyaslanmıştır. İki tarama ölçümünün de, yay hizasında, yuva dönme düzlemindeki kesitleri üst üste koyularak karşılaştırılmış, gövde üzerindeki yay askı kirişlerinin kanca yuvası üzerindeki zahiri askı kirişi ile arasındaki yer değişimi, yaya etkiyen mesafe olarak gösterilmiştir. Şekil 3.1'de ilgili kiriş kesitleri sarı renkte gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Ölçümlerde referans alınan kirişler ve kesitler

Yay kilidin üzerinde 2 aydan daha uzun bir süre bekletildiği için, yay takılı olan kilitteki kiriş pozisyonu, hiç yay takılmamış olana kıyasla hem montaj anındaki elastik, hemde bekleme sürecindeki plastik şekil değişimini yansıtmaktadır. Şekil 3.2

ve Çizelge 3.1'de gösterildiği gibi yay takılı olan kiriş ve hiç yay takılmamış kiriş arasındaki mesafe 0.496mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.2: Yay takılı olan ve hiç yay takılmamış olan gövde kirişlerinin konumları

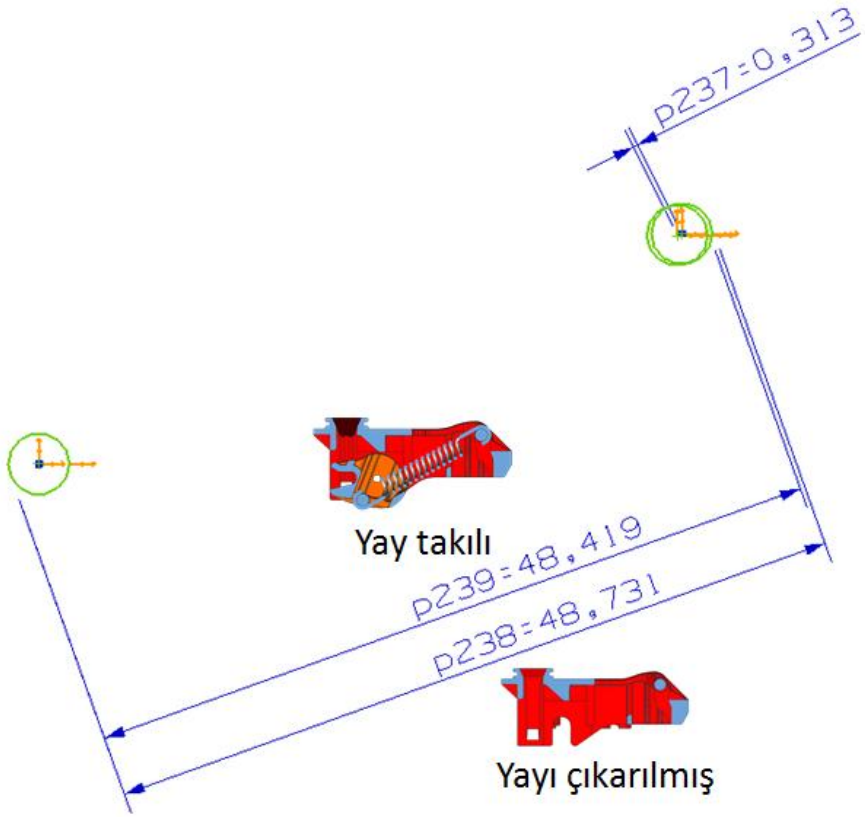
Çizelge 3.1: Yay takılı ve hiç yay takılmamış kiriş mesafeleri

Hiç yay takılmamış gövde kirişi mesafesi [mm]	48,912
Yay takılı gövde kirişi mesafesi [mm]	48,419
Fark (Elastik ve plastik şekil değişimi toplamı) [mm]	0,496

Yay takılı kilit üzerindeki kirişte mevcut bulunan elastik şekil değişimi miktarını ortaya koymak amacıyla, kilit üzerindeki yay kesilerek çıkartılmış ve ölçüm tekrarlanmıştır. Şekil 3.3 ve Çizelge 3.1'de gösterildiği gibi yay takılı olan kiriş ve yayı çıkarıldıktan sonraki pozisyonu arasındaki mesafe 0.313mm olarak hesaplanmıştır.

Son olarak yayı çıkarılmış kilit gövdesi ile hiç yay takılmamış kilit gövdesi kıyaslanarak, yay askı kirişi üzerinde zamanla oluşan plastik şekil değişimi miktarı araştırılmıştır. Bu iki gövdeye ait tarama datası üst üste koyularak, plastik şekil

değişimi bölgesi ve miktarları Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Kırmızı ve sarı renk ile gösterilen kısımlar hiç yay takılmamış kilide göre içeride kalan bölgeyi, mavi renkli kısımlar dışarıda kalan bölgeyi, yeşil renkli kısımlar ise geometrilerin örtüştüğünü göstermektedir.



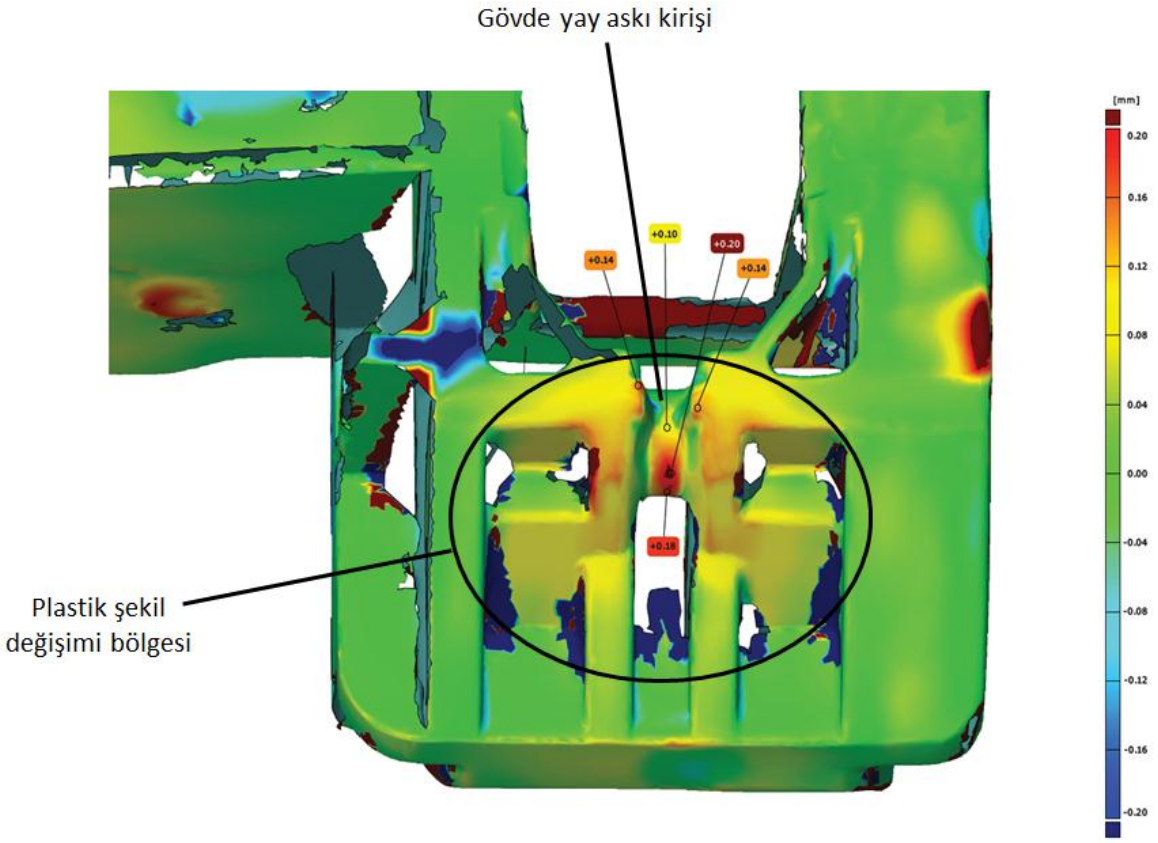
Şekil 3.3: Yay takılı ve yayı çıkarılmış gövde kirişlerinin konumları

Çizelge 3.2: Yay takılı ve yayı çıkarılmış kiriş mesafeleri

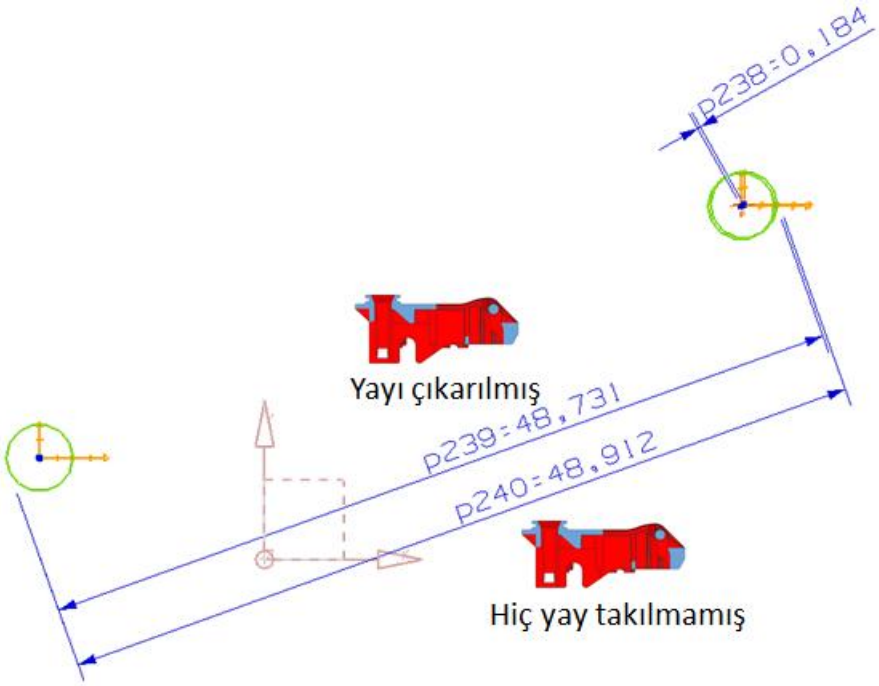
Yayı çıkarılmış gövde kirişi mesafesi [mm]	48,731
Yay takılı gövde kirişi mesafesi [mm]	48,419
Fark (Elastik şekil değişimi) [mm]	0,313

Gövdeler kesit olarak karşılaştırıldığında, yay takılı ve yayı çıkarıldıktan sonraki kiriş pozisyonu arasındaki mesafe 0.184mm olarak belirlenmiştir (Şekil 3.5).

Plastik şekil değişimi nedeniyle değişmesi beklenen yay kuvvetleri ve buna bağlı olarak oluşması beklenen teorik kilit kuvvetleri Çizelge 3.3'de belirtilmiştir.



Şekil 3.4: Yayı çıkarılmış ve hiç yay takılmamış gövdelere ait tarama datalarının karşılaştırılması



Şekil 3.5: Yayı çıkarılmış ve hiç yay takılmamış gövde kirişlerinin konumları arasındaki fark

Çizelge 3.3: Plastik şekil değişiminin yay ve kilit kuvvetlerine yansıması

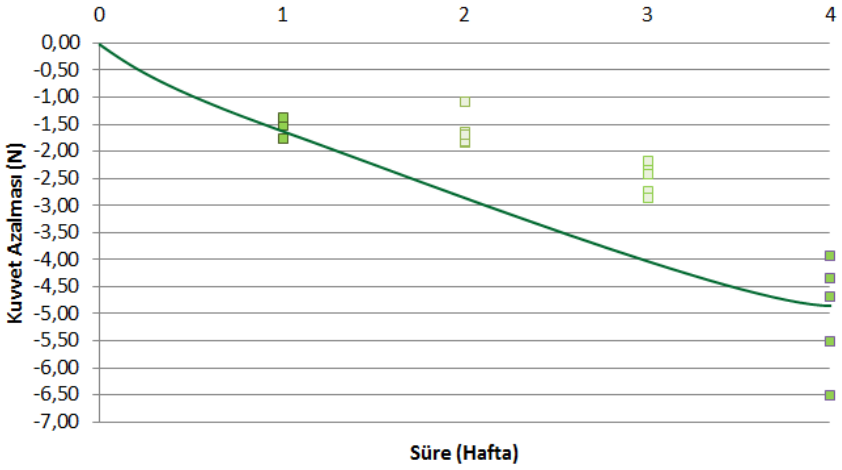
	Açık konum yay mesafesi (ölçülen) [mm]	Kapalı konum yay mesafesi (hesaplanan) [mm]	Yay kuvveti [N]	Kilit Kuvveti [N]
Hiç yay takılmamış gövde	48,912	48,022	143,461	60,48
Yayı çıkarılmış gövde	48,731	47,841	141,428	59,63
Fark	0,184	0,184	2,033	0,86

Gövde kirişinin plastik şekil değişimi sonrası, kilit kuvvetlinde beklenen 0,86N'luk düşüş, sistemin genelinde görülen kuvvet düşüşü mertebesinin yanında ihmal edilir ölçülerdedir.

3.2 Yay Kuvveti Ölçümleri

3.2.1 Zamana bağlı yay kuvveti ölçümleri

Kilit yayları üzerindeki zamana bağlı kuvvet düşüşünü tespit etmek için aşağıda bahsedilen kuvvet ölçümleri yapılmıştır.

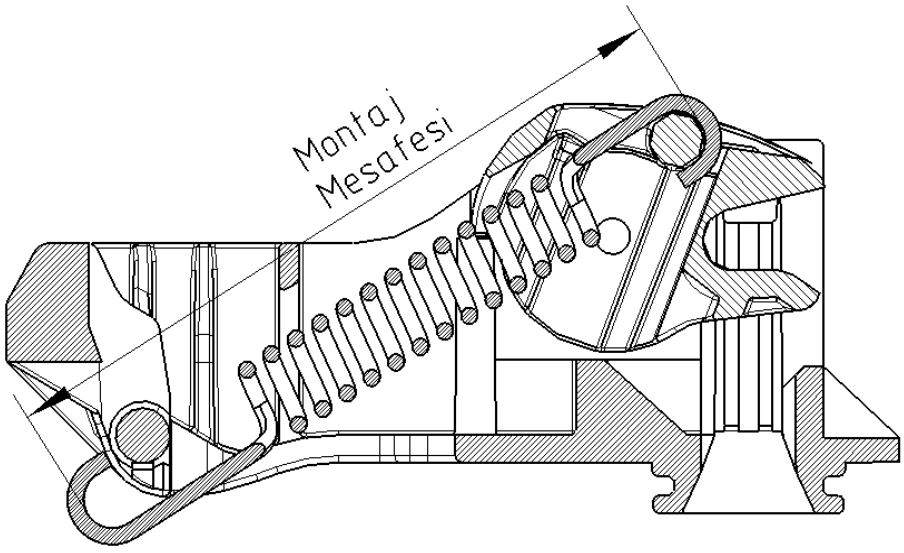


Şekil 3.6: Zamana bağlı kilit yayı kuvvet düşüşü

Öncelikle, üretilen yaylar, basma çekme test cihazında montaj mesafesine yorulduktan sonra, L1 ve L2 mesafelerinde kuvvet ölçümleri yapılarak değerler kaydedilmiştir. Daha sonra yaylar sabit mesafede bekletme düzeneğinde, kilit üzeri sevkiyat mesafesinde bekletilmiştir. Haftalık olarak yaylar düzenekten çıkartılıp, basma çekme test cihazında ölçülerek zamana bağlı kuvvet düşüşü grafikleri oluşturulmuştur. Ölçüm yapılan yaylar yine aynı şekilde bekletme düzeneğine geri takılarak bir sonraki ölçüme kadar gergin bir şekilde bekletilmiştir.

3.2.2 Yaylarda yorma sonrası kuvvet düşüşü testleri

Kilit yayları kilit üzerinde monte edilmeden önce belirli bir mesafeye çekilmekte daha sonra gövde üzerindeki askı kirişine yerleştirilmektedir. Bu mesafesi L2 ölçüsünden daha büyük bir değer olan 53,5mm'dir. Yaylar ilgili montaj mesafesine yorulduğunda plastik şekil değişimine uğrayıp uğramadığını anlamak için aşağıdaki testler yapılmıştır.



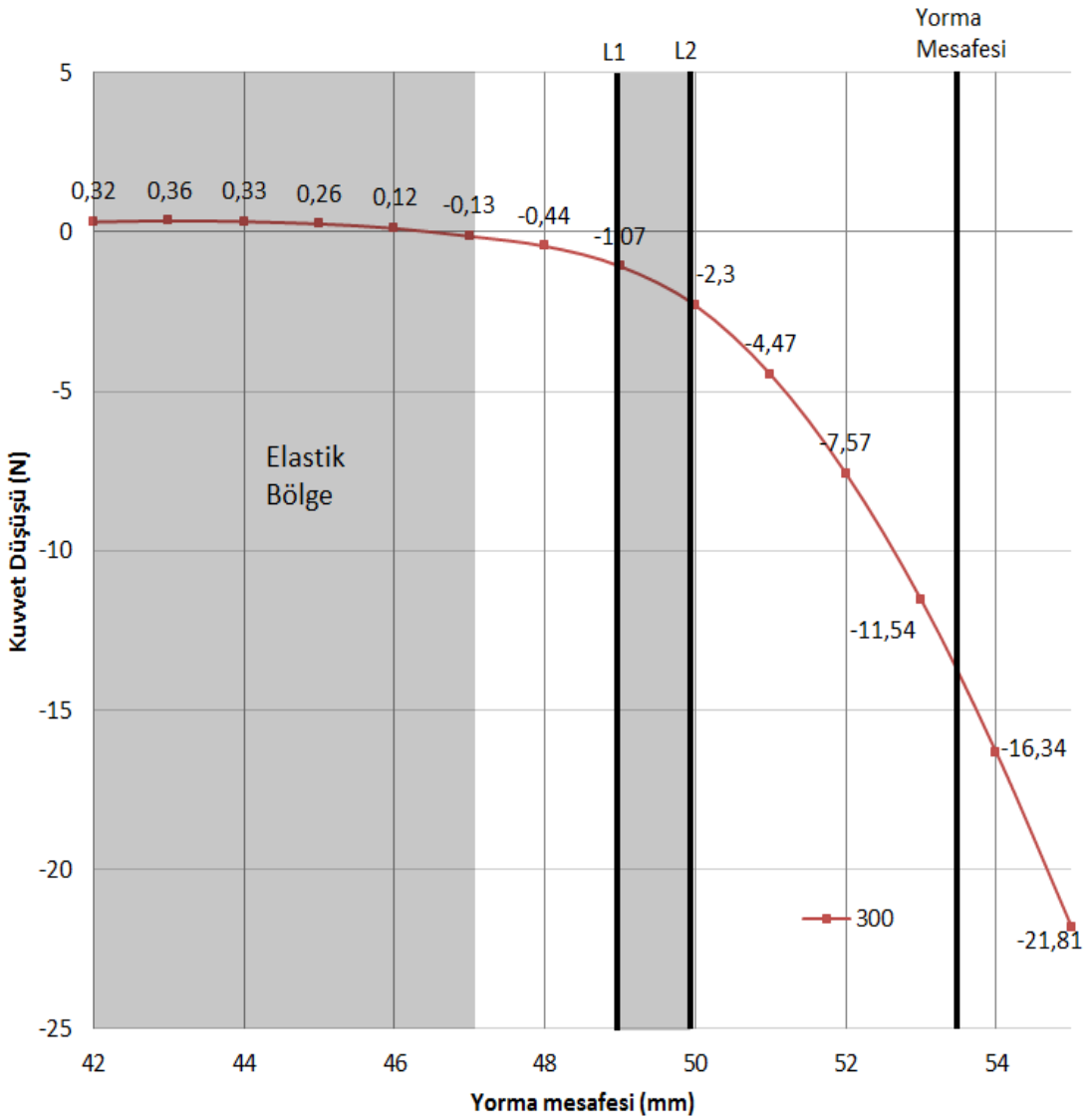
Şekil 3.7: Montaj mesafesi

Üretilen kilit yayı önce 41,5mm'ye çekilip kuvveti ölçülmüştür. Daha sonra 42mm'ye yorulup 41,5mm'de tekrar kuvvet ölçümü alınmıştır. Daha sonra yorma mesafesi 55mm'ye kadar 1'er mm arttırılarak, her yorma sonrası 41,5mm de ölçüm alınmıştır. Bu şekilde alınan ölçümler ilk ölçümle karşılaştırılarak, yayların hangi yorma mesafesinde ne kadar kuvveti düştüğü ve hangi yorma mesafesinde plastik deformasyona uğradığı tespit edilmiştir. Test sonucunda ölçülen kuvvetler ve yorulmamış değer ile arasındaki farklar Çizelge 3.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.4: 42-55mm arası yorma sonucu yay kuvvetleri

Yorma Mesafesi [mm]	41,5mm'deki Yay Kuvveti [N]	41,5mm'deki yorulmamış kuvvet ile arasındaki fark [N]
-	74.52	-
42	74.84	0,32
43	74.88	0,36
44	74.85	0,33
45	74.78	0,26
46	74.64	0,12
47	74.39	-0,13
48	74.08	-0,44
49	73.45	-1,07
50	72.22	-2,3
51	70.05	-4,47
52	66.95	-7,57
53	62.98	-11,54
54	58.18	-16,34
55	52.71	-21,81

Yukarıda verilen yorma mesafelerine bağlı yay kuvveti düşüşleri Şekil 3.8'de grafik olarak gösterilmiştir. Şekil'de görüldüğü gibi teorik yorma mesafesi olan 53,5mm'de yay plastik deformasyona uğramakta ve yaklaşık 14N'luk kuvvet düşüşü görülmektedir. Bu kuvvet düşüşü yaydan yaya farklılık gösterebilmektedir. 53,5mm teorik montaj mesafesidir. Gruplama işleminin bir aparat vasıtasıyla yapıldığı ve montaj mesafesinin belirli bir şaçınıklık ile farklılık göstereceği dikkate alındığında, gözlemlenen plastik deformasyonun kilit üzerinde gruplanan yay kuvveti saçınıklığını arttıracağı öngörülebilmektedir. Bunun yanında, yay montaj mesafesine çekilmeden L1 ve L2 mesafelerinde çekildiğinde dahi plastik deformasyon oluşmaktadır.

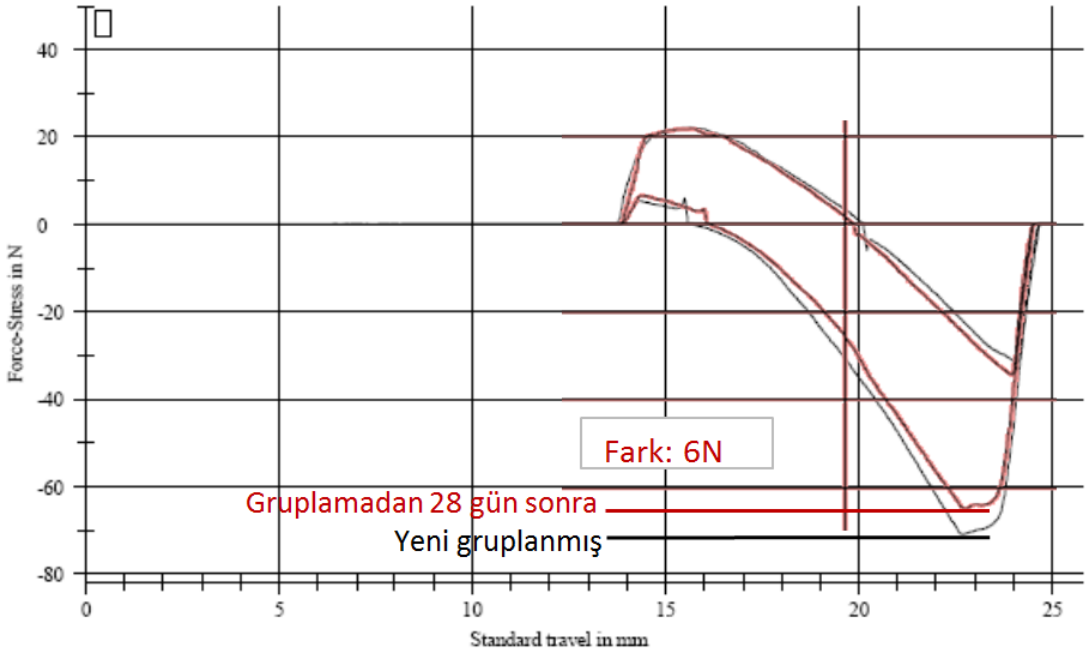


Şekil 3.8: Yorma mesafesine bağlı yay kuvveti düşüş miktarları

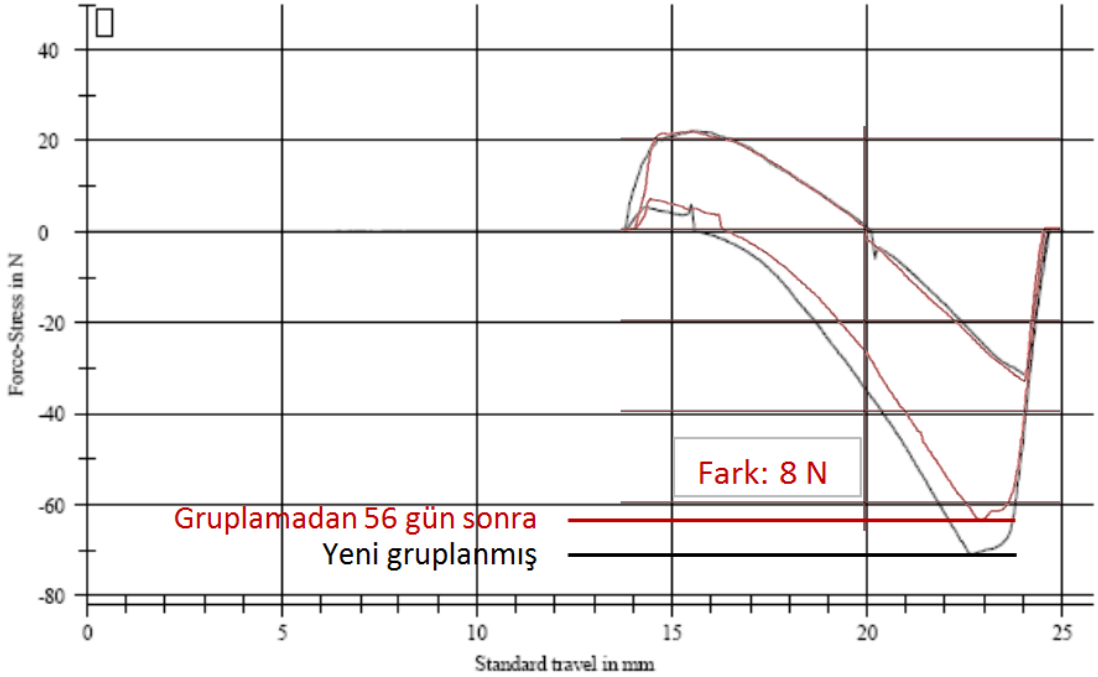
3.3 Zamana Bağlı Kilit Kuvveti Düşüşü Ölçümleri

Bu ölçümler ile ilgili deneyde, bir adet yay, teorik montaj mesafesinde orijinal gövde ve yuva parçaları ile gruplanmıştır. Kilit gruplamanın hemen ardından ve bir hafta aralıklı olarak 8 hafta boyunca basma çekme test cihazı düzeneğinde kanca mesafesine bağlı kilit kuvveti grafiği çıkartılmıştır.

Aynı kilidin 4 hafta sonundaki ve 8 hafta sonundaki kuvvet profilleri sırasıyla Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da gösterilmiştir. 4 hafta sonunda kilit kuvveti 6N azalırken, 8 hafta sonunda toplam 8N azaldığı görülmüştür. Kapama kuvvetlerinde ise belirgin bir farklılık tespit edilmemiştir.



Şekil 3.9: Mevcut kapı kilidinin gruplandıktan 4 hafta sonraki mesafe-kuvvet grafiği



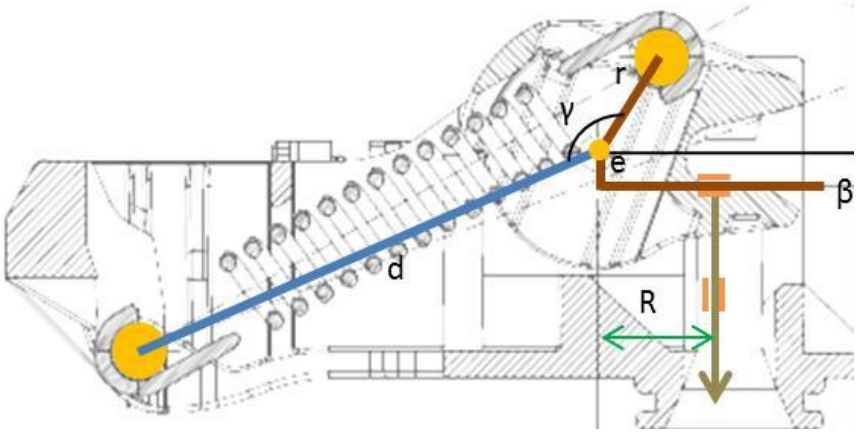
Şekil 3.10: Mevcut kapı kilidinin gruplandıktan 8 hafta sonraki mesafe kuvvet grafiği

4. ANALİZ ÇALIŞMALARI

4.1 Mekanizmanın Matematik Modeli

Sistem ile ilgili parametrelerin etkilerini keşfetmek ve yapılacak olan tasarımı yönlendirebilmek amacıyla mekanizma üzerindeki kuvvetlerin ve mesafelerin matematik modeli oluşturulmuştur.

Modelleme yapılırken mekanizma olabildiğince sadeleştirilerek, mümkün olan en az sayıda parametre kullanılmıştır. Mekanizma, yayın oluşturduğu moment ve kilit kancasının oluşturduğu moment olarak iki bölümde ele alınarak, yay kuvveti ve kilit kuvveti arasındaki ilişki en basit haliyle ortaya koyulmuştur. Yay kuvvetinin oluşturduğu momenti hesaplamada kullanılan parametreler Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



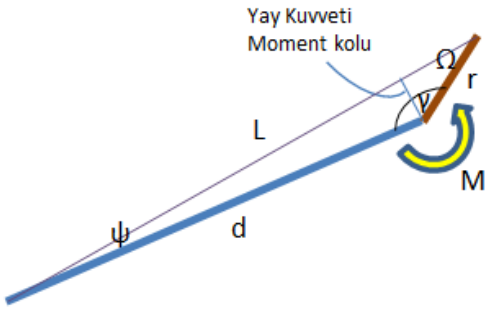
Şekil 4.1: Modellemede kullanılan parametreler

Yay kuvvetinin mekanizma üzerinde oluşturduğu dik moment kolu, aşağıdaki denklemler vasıtasıyla elde edilir:

$$L = (r^2 + d^2 - 2rd\cos\gamma)^{1/2} \tag{4.1}$$

$$\frac{L}{\sin\gamma} = \frac{L}{\sin\psi} = \frac{L}{\sin\Omega} \tag{4.2}$$

$$\text{Yay moment kolu} = \frac{d \cdot r \cdot \sin\gamma}{(r^2 + d^2 - 2rd\cos\gamma)^{1/2}} \qquad \textbf{(4.3)}$$

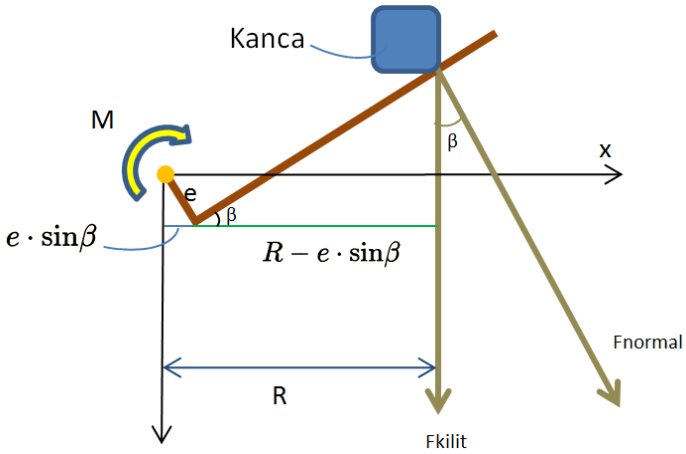


Şekil 4.2: Yay kuvvetinin oluşturduğu momente ilişkin parametreler

Yukarıdaki denklemlerden elde edilen moment kolu, yay kuvveti ile çarpılınca yayın oluşturduğu momenti vermektedir.

$$M_{yay} = \frac{d \cdot r \cdot \sin\gamma}{(r^2 + d^2 - 2rd\cos\gamma)^{1/2}} \cdot F_{yay} \qquad \textbf{(4.4)}$$

Kanca kuvvetinin oluşturduğu momenti hesaplamada kullanılan parametreler Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3: Kanca kuvvetinin oluşturduğu momente ilişkin parametrelerin şekil üzerindeki gösterimi

Kancanın oluşturduğu moment ve kilit kuvveti arasındaki bağıntı aşağıda belirtilmiştir:

$$M_{kanca} = \frac{R - \sin\beta}{\cos^2\beta} \cdot F_{kilit} \qquad \textbf{(4.5)}$$

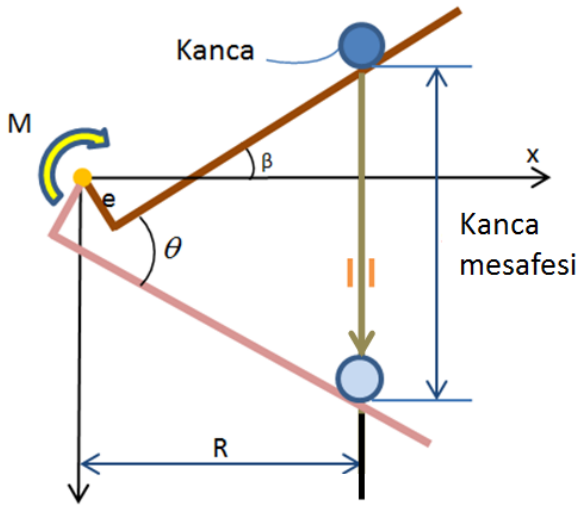
Kanca momenti, yayın oluşturduğu moment aştığında, yuva hareket edip açık konuma gelmektedir. Bu iki momenti birbirine eşitlenip, yay kuvveti eşitliğin sol tarafına alındığında, aşağıdaki bağıntı elde edilmektedir:

$$F_{yay} = \frac{(R - e \cdot \sin\beta)(r^2 + d^2 - 2rd\cos\gamma)^{1/2}}{r \cdot d \cdot \sin\gamma \cdot \cos^2\beta} \cdot F_{kilit} \qquad \textbf{(4.6)}$$

İhtiyaç duyulan kilit açma ve kapatma kuvvetleri sağlamak için gereken yay kuvvetleri yukarıdaki bağıntı ile her bir parametre kombinasyonu için hesaplana bilmektedir. Aynı zamanda açma kapama pozisyonları için gereken yay boyları da hesaplanarak, ihtiyaç duyulan yay sertliği aşağıdaki bağıntı ile bulunur:

$$\text{Yay sabiti} = \frac{F_{\text{yayaçma}} - F_{\text{yaykapama}}}{L_{açma} - L_{kapama}} \qquad \textbf{(4.7)}$$

Kilit açma kuvvetinin yanında, kancanın lineer hareketi esnasında kilit ile temasta bulunduğu mesafeyi ifade eden kanca mesafesi teriminin diğer parametrelere bağlı değişimi de modellenmiştir. Kanca mesafesi modellemesi ile ilgili parametreler, Şekil 4.4'de incelenebilir.



Şekil 4.4: kanca mesafesi modellemesinde kullanılan parametreler

kanca mesafesini ifade eden bağıntı aşağıdadır:

$$\begin{aligned}\text{kanca mesafesi} &= e \cdot [\cos\beta - \cos(\beta - \theta)] + (R - e \cdot \sin\beta)(\tan\beta) \\ &- [R - e \cdot \sin(\beta - \theta)](\tan\beta - \theta)\end{aligned} \qquad \textbf{(4.8)}$$

4.2 Tolerans Analizi

Kilit kuvvetinde ölçüm değişkenliği yaratibilecek temel unsurlar plastic parça imalar toleransları, yay kuvveti toleransları ve operatöre bağlı veya rastgele değişen parametreler olarak üç başlık altında toplanabilir.

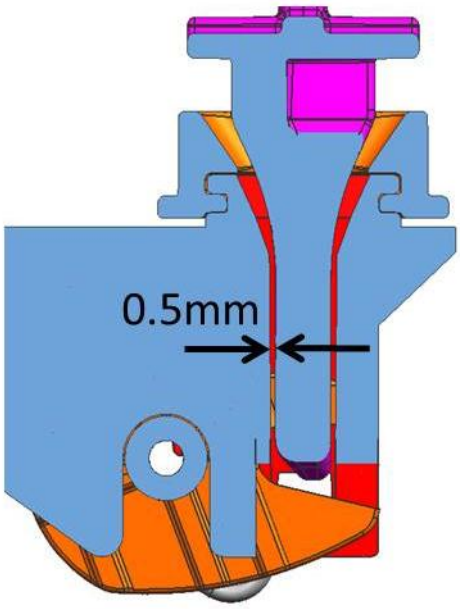
Plastik parçaların üretim toleransları hem yayın asıldığı kirişler arasındaki mesafeyi üzerinde hem de yayın yuva üzerinde yarattığı moment kolu üzerinde farklılık yaratarak, yuvanın dönme momenti ve dolayısıyla kilit kuvveti üzerinde kilitten kilide saçınıklıklık yaratabilmektedirler.

Yay üretimi sonucunda gelen toleranslar, yay kuvveti ve sertliği üzerinde farklılıklara sebep olmaktadır. Yay teli kalınlığı toleransları, malzeme kompozisyonu farklılıkları ve imalat toleransları, yay kuvvetinin belirli bir aralıkta seyretmesine neden olmaktadır. Yay kuvveti, teorik olarak denklem 4.6'ya göre kilit kuvvetine bire bir çarpan olarak etki etmektedir. Yay kuvvetinin yüzde toleransı, kilit kuvvetine aynı yüzde tolerans olarak geçmektedir.

Zamanla oluşan kapak çökmesi, plastik kapağın imalat toleransları ve kapağın kapanırken izlediği dairesel yol dikkate alındığında, kanca kapağa monte edilirken belirli toleranslar dahilinde 6 serbestlik derecesinde de hareketli olması gerekmektedir. Kancanın kilide girerken sıkışma ve kırılma problemleri yaşanmaması için de, kilide boşluklu bir şekilde girmesi gerekmektedir. Kancanın kilide bu boşluk dahilinde rastgele giriyor olması kilit kuvvetinin ölçümden ölçüme değişkenlik göstermesine sebep olmaktadır. Şekil 4.5'de ilgili boşluk daha detaylı bir şekilde görülebilir.

Ölçülen kilit kuvveti saçınıklığı üzerinde farklılık yaratabilecek bu üç unsurdaki toleranslar belirlenip, mekanizmanın matematik modelinde yerinde koyularak, kilit kuvvetleri üzerinde tek başlarına ve bileşik olarak ne kadar saçınıklık yaratabilecekleri teorik olarak tespit edilmiştir.

Mekanizmanın matematik modelinden gelen hesaplar ve parametreler Excel'e işlenerek, her bir parametrenin kilit kuvveti üzerinde yarattığı değişimler ortaya konmuştur. Bu değişimler plastic, yay ve kanca giriş toleransları olarak sınıflandırılmıştır. Bu sınıflandırmanın sonuçlarını Çizelge 4.1'de görebilirsiniz.



Şekil 4.5: Kanca giriş boşluğu

Çizelge 4.1: Teorik Kilit Kuvveti Toleransları

Teknik resme göre teorik açma kuvveti [N]	63.9
Yay imalat toleranslarından gelen sapma [N]	±1.7
Plastik imalat toleranslarından gelen sapma [N]	±2.5
Gövde-kanca boşluğundan gelen sapma [N]	±4.8
Yay ve plastik parça imalat toleranslarından gelen toplam sapma [N]	±4.2
Bütün etkilerden gelen toplam sapma [N]	±9

4.3 Bilgisayar Destekli Mekanizma Analizleri

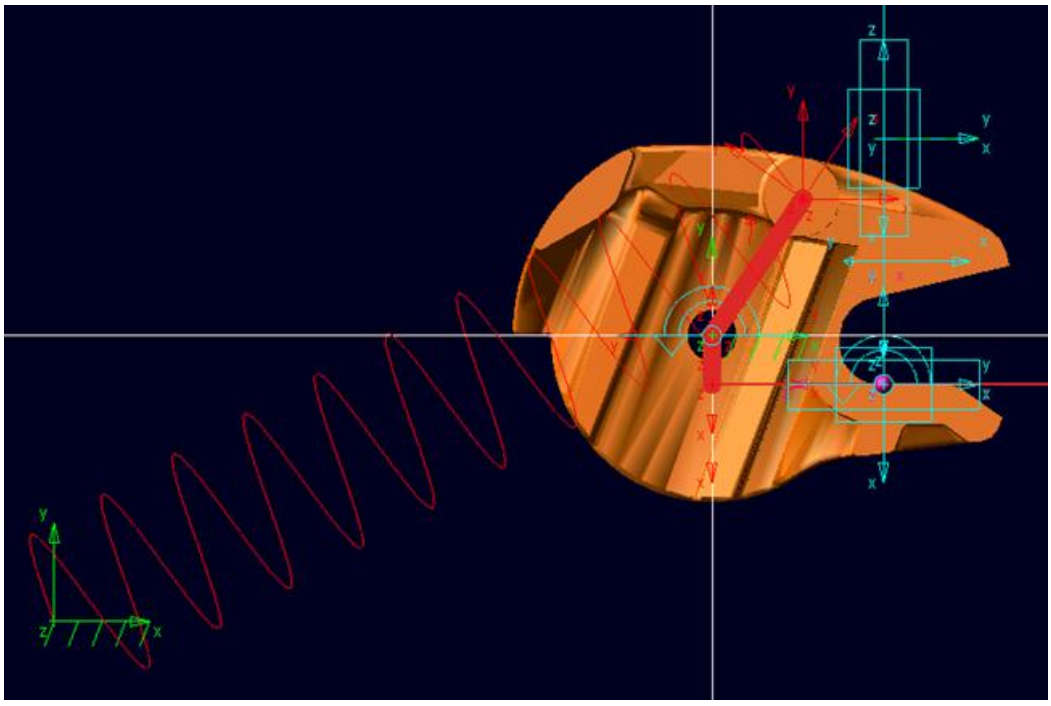
Bilgisayar destekli analizlerin amacı, kilit kancasının bir açma kapama çevrimi süresince oluşturduğu kuvvetleri sürekli bir şekilde görmek ve parametrelerin kilit açma-kapama kuvvetleri, stroke miktarları, ve ihtiyaç duyulan yay sertliklerine yaptıkları etkilerin sürekli olarak gözlemlemektir.

Mekanizma modeli ilk olarak ADAMS programında kurulup, kanca giriş-çıkış simulasyonları gerçekleştirilip, kanca stroke'una bağlı kilit kuvvetleri tespit edilip gerçek ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Daha sonra mekanizmanın matematik modeli MATLAB programında değerlendirilerek, her bir kilit parametresinin açma-kapatma kuvvetlerine, toplam kanca stroke u ve kapatma stroke una olan etkisi ve ihtiyaç duyulan yay sertliğine olan etkisi grafikler halinde gözlemlenmiştir.

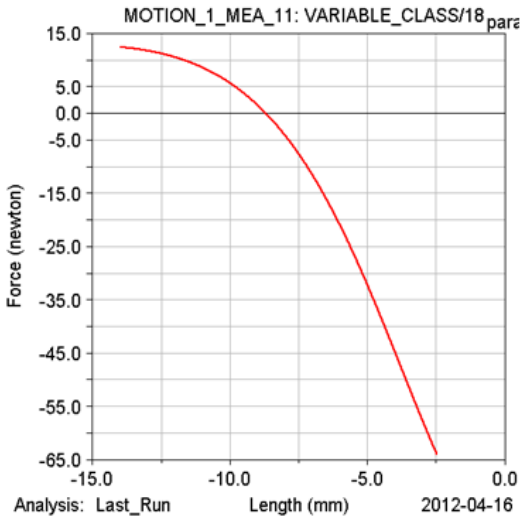
4.3.1 Bilgisayar destekli kilit kuvveti analizleri

Kilit mekanizması modeli ADAMS programında kurulmuştur. Kilit yuvası, sabit bir mesnet etrafında dönebilen rijit bir eleman olarak tanımlanmıştır. Kilit kancası ise sadece düşey eksende (y ekseni) serbestlik verilen bir nokta olarak tanımlanmıştır. Kanca ile yuva temas yüzeyleri arasında kontakt sınır şartı tanımlanmıştır. Kilit gövdesi sabit bir koordinat sistemi olarak tanımlanıp, yayın bir ucu kilit gövdesine, diğer ucu ise kilit yuvası üzerindeki kirişe bağlanmıştır. Geometrik parametreler, yay kuvveti ve sertliği teknik resimden alınmıştır.

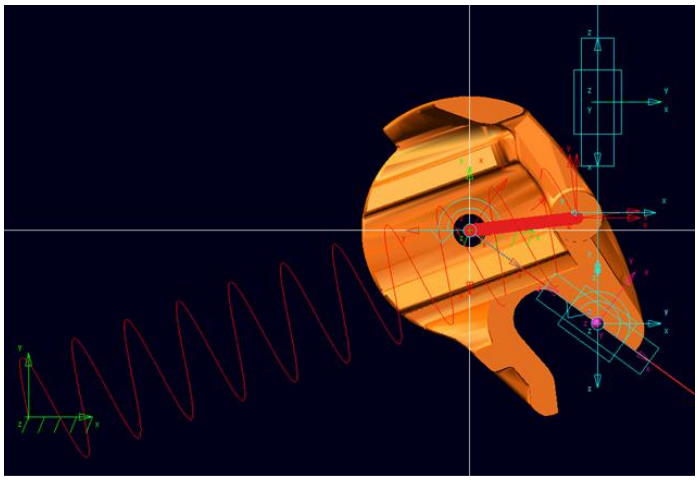
Açma ve kapatma esnasında kanca yuvaya farklı yüzeylerde temas ettiği için iki farklı model oluşturulmuştur. Şekil 4.6de açma modeli ve Şekil 4.8 de kapatma modeli incelenebilir.



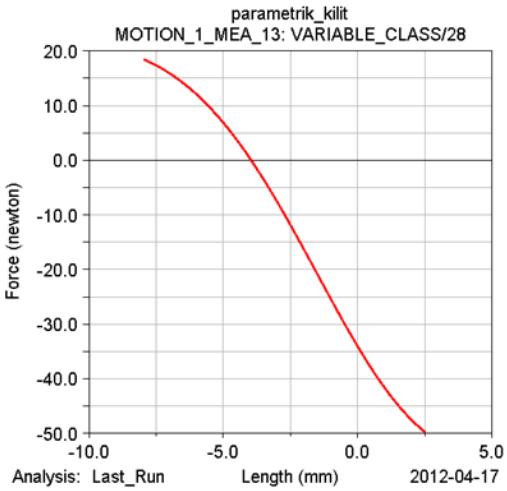
Şekil 4.6: Noktasal kancalı açma modeli



Şekil 4.7 Noktasal kanca açma modeli kuvvet-kanca mesafesi grafiği

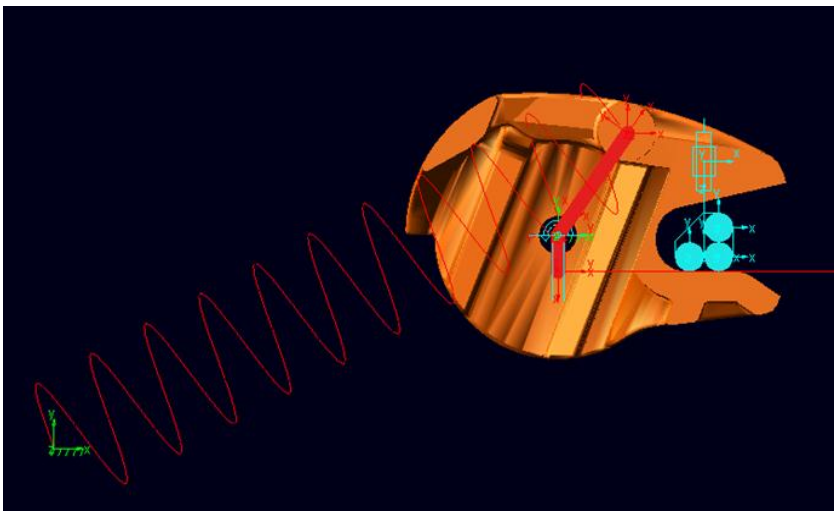


Şekil 4.8: Noktasal kanca kapatma modeli

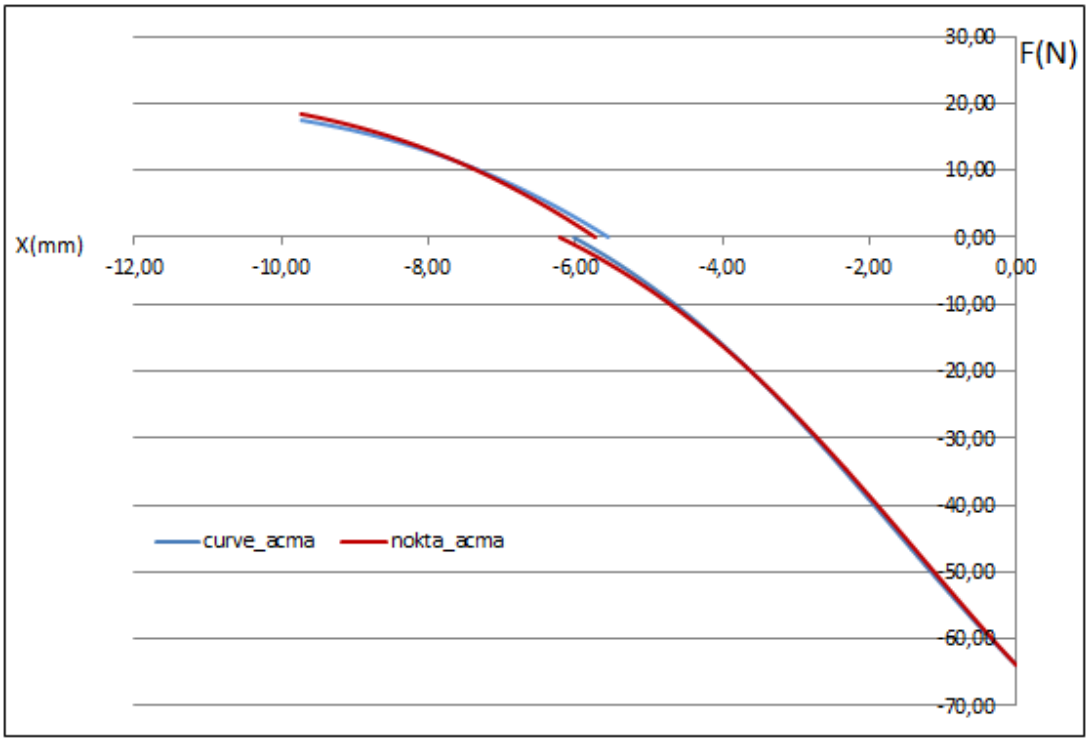


Şekil 4.9: Noktasal kanca kapatma modeli kuvvet-kanca mesafesi grafiği

Noktasal kanca modelinin yanında, orijinal kanca modeli de kurulup sonuçları karşılaştırılmıştır (Şekil 4.10). Şekil 4.11'deki gösterim'de aralarında anlamlı bir fark olmadığı görülektedir. Parametrik değişimlere daha kolay uyum sağladığı için ve basitliğinden ötürü, bundan sonraki analizlerde noktasal kanca modeli kullanılmıştır.

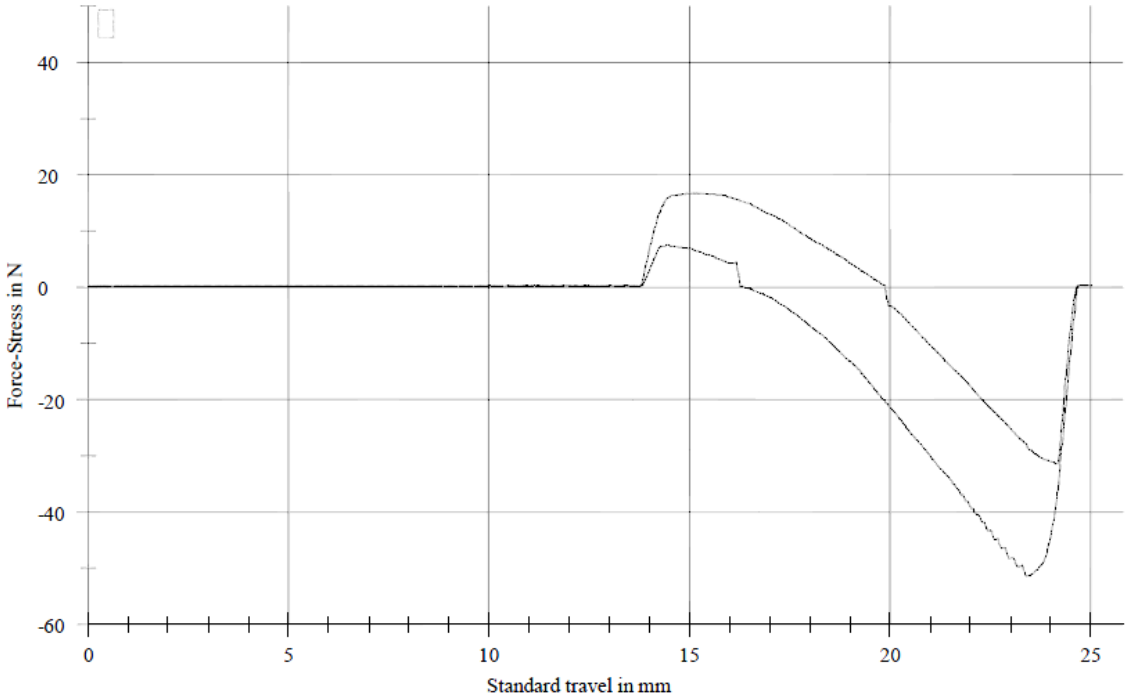


Şekil 4.10: Orjinal kanca geometrisi modeli

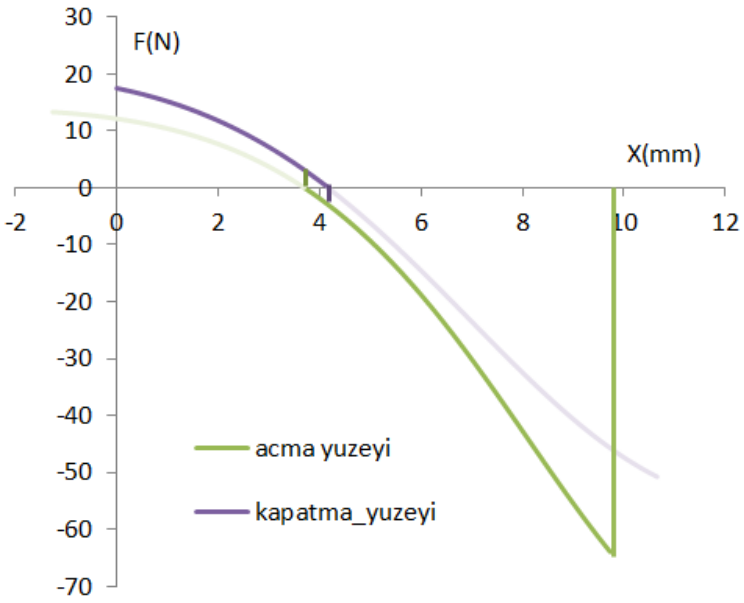


Şekil 4.11: Orijinal ve noktasal kanca geometrisi modellerinin kuvvet-kanca mesafesi grafikleri arasındaki fark (kırmızı çizgi: noktasal kanca, mavi çizgi: orijinal kanca)

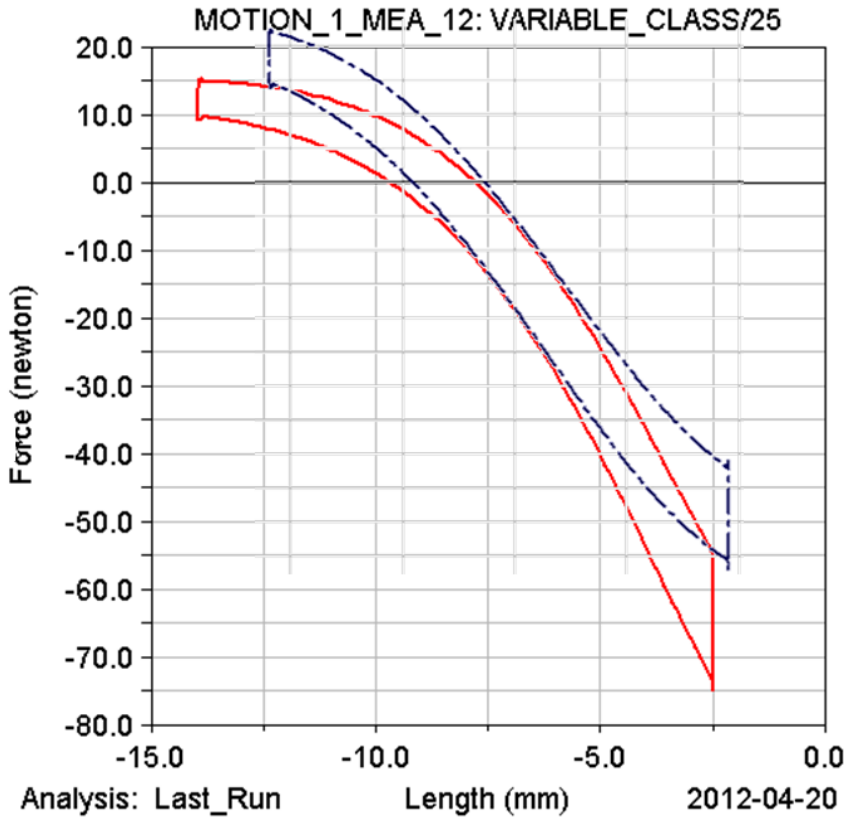
Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de Zwick deney düzeneğinde yapılan ölçüm sonuçları ve ADAMS analizi sonuçları görülmektedir. Açma ve kapatma kuvvet eğilimleri birbiri ile uyuşmaktadır. Ancak gerçekçi bir simülasyon için yuva ile gövde arasında oluşan sürtünme kuvvetlerinin de dikkate alınması gerekmektedir. Sürtünme kuvvetleri de ilave edilerek yapılan analiz sonucu Şekil 4.14 de incelenebilir.



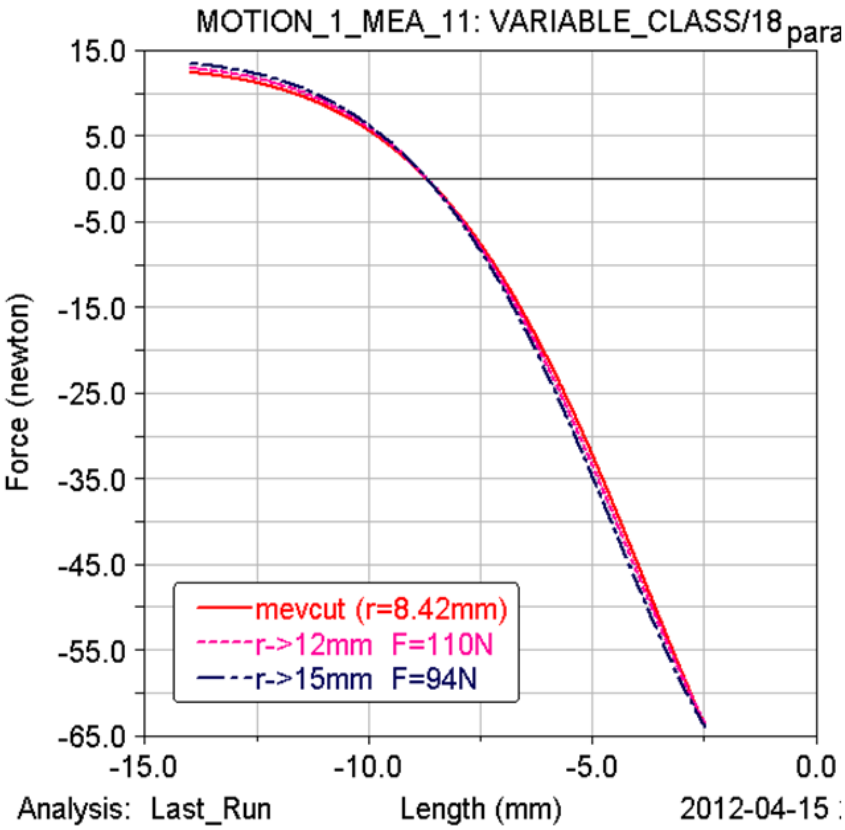
Şekil 4.12: Deneysel kilit kuvveti- kanca mesafesi ölçüm sonucu



Şekil 4.13: Kilit kuvveti- kanca mesafesi grafiği (ADAMS analizi sonucu)



Şekil 4.14: Sürtünmeli ADAMS modeli kuvvet grafiği sonuçları

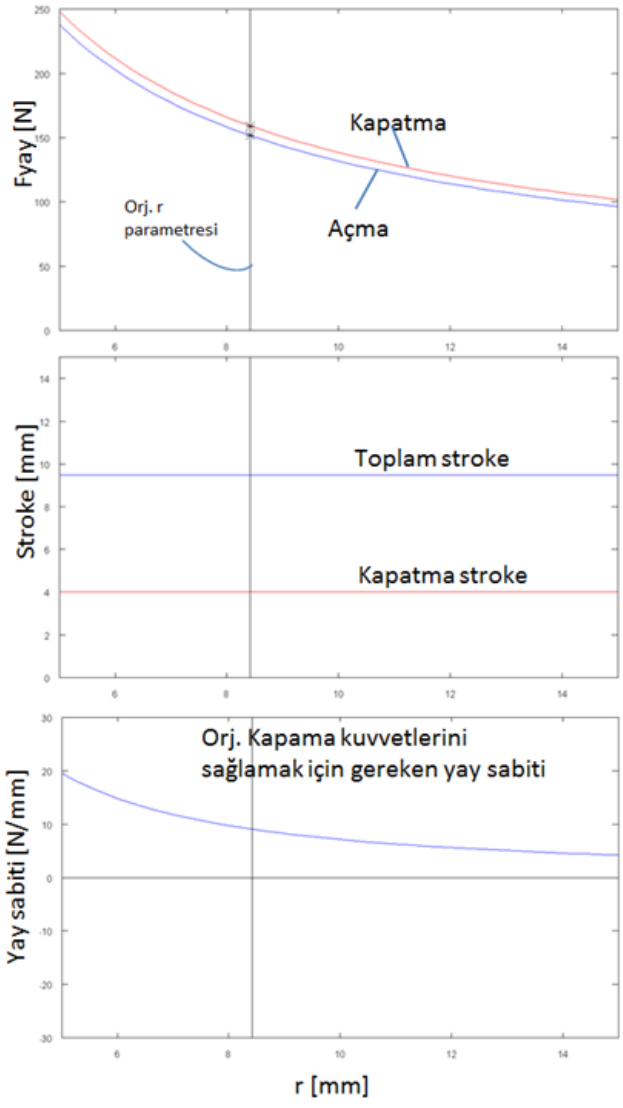


Şekil 4.15: r parametresinin değişimine bağlı kuvvet profilleri

ADAMS programında yapılan model üzerinden parametreler ile oynanarak, kilit açma kuvveti sabit kalacak şekilde, ihtiyaç duyulan yay kuvveti ve kanca mesafesine bağlı kilit kuvveti profilleri elde edilmiştir. Şekil 4.15'da r parametresine bağlı olarak değişen kuvvet profilleri görünmektedir.

4.3.2 MATLAB üzerinden parametrik analizler

Mekanizmanın modeli MATLAB programı yardımıyla değerlendirilip, her bir kilit parametresinin açma-kapama kuvvetlerine, toplam kanca ilerlemesi ve kapatma sürecinde kanca ilerlemesinin etkisi ve bunun yanında ihtiyaç duyulan yay sertliğine olan etkisi gözlemlenmiştir. Parametrelerin değişimi, yay kuvveti,kanca ilerlemesi ve yay sabiti olmak üzere 3 eksende oluşturulan grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir.



Şekil 4.16: *r* parametresi değişiminin etkileri

İlk olarak *r* parametresinin değişiminin sonuçları incelenmiştir (Şekil 4.16). *r*'nin artışı ile, yayın oluşturduğu moment kolu mesafesi artarak ihtiyaç duyulan yay kuvveti azalmaktadır. Grafikten de görüldüğü üzere, *r* sonsuza giderken yay kuvveti bir asimptota oturmaktadır. *r,* stroke değerini veren bağıntıda yer almadığı için kanca ilerlemesinde hiçbir değişime sebep olmamaktadır. İhtiyaç duyulan yay sabiti, ilgili bağıntı kullanılarak hesaplandığında, *r*'nin artışı ile beraber yay sabitinin azalması gerektiği görülmektedir. Diğer paramatreler ile ilgili grafiklere EK A'dan ulaşılabilir. Bütün parametrelerin değerlendirilmesi sonucunda Çizelge 4.2 oluşturulmuştur ve r, d ve yuva açısı parametreleri fayda sağlayan parametreler olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.2: Parametre değişimi-fayda tablosu

Parametre	Artma	Azalma
r	Yay kuvveti ↘ İlerlemeler sabit Yay sabiti ↘ Yuva içi boşluk↗	Yay kuvveti ↗ İlerlemeler sabit Yay sabiti ↗
d	Yay kuvveti ↘ İlerlemeler sabit Yay sabiti ↘	Yay kuvveti ↗ İlerlemeler sabit Yay sabiti ↗
R	Yay kuvveti ↗ Kapanma ilerlemesi↗ Yay sabiti ↘	Yay kuvveti ↘ Kapanma ilerlemesi↘ Kanca girişim yapıyor
β	Yay kuvveti çok değişmiyor Kapanma ilerlemesi↗ Yay sabiti dramatik değişiyor	Yay kuvveti çok değişmiyor Kapanma ilerlemesi↘ Yay sabiti dramatik değişiyor
γ	Yay kuvveti ↗ Kapanma ilerlemesi ↗ Yay sabiti dramatik değişiyor	Yay kuvveti ↘ Kapanma ilerlemesi ↘ Yay sabiti dramatik değişiyor
Yuva açısı	Yay kuvveti ↘ Kapanma ilerlemesi sabit Yay sabiti ↗	Yay kuvveti ↗ Kapanma ilerlemesi sabit Yay sabiti ↘

5. KONSEPTLER VE PROTOTİPLER

5.1 Deney ve Analizlerin Değerlendirmesi

Mevcut kilit mekanizması üzerinde yapılan analizler ve deneyler sonucunda, zamana bağlı kilit kuvveti düşüşünde ana etkinin kilit yayı üzerindeki sürünme miktarı, ikincil etkinin ise plastik parçalar üzerindeki viskoelastik şekil değişimine bağlı geometrik parametre değişimleri ve yay kuvveti değişimleri olduğu öne sürülebilir.

Kilit kuvveti saçınıklığında ise plastik parça toleransları, yay imalat toleransları ve montaj esnasında yay üzerinde oluşan plastik deformasyon kaynaklı şaçınık kuvvet düşüşü etken olmaktadır.

Oluşturulan konseptler ve üretilen prototiplerde temel amaç, mümkün olan en az sayıda parça üzerinde değişiklik yaparak, yay üzerindeki zamana bağlı gevşemeyi azaltmak ve yorma dolayısıyla oluşan plastik şekil değişimlerini en aza indirmek olacaktır.

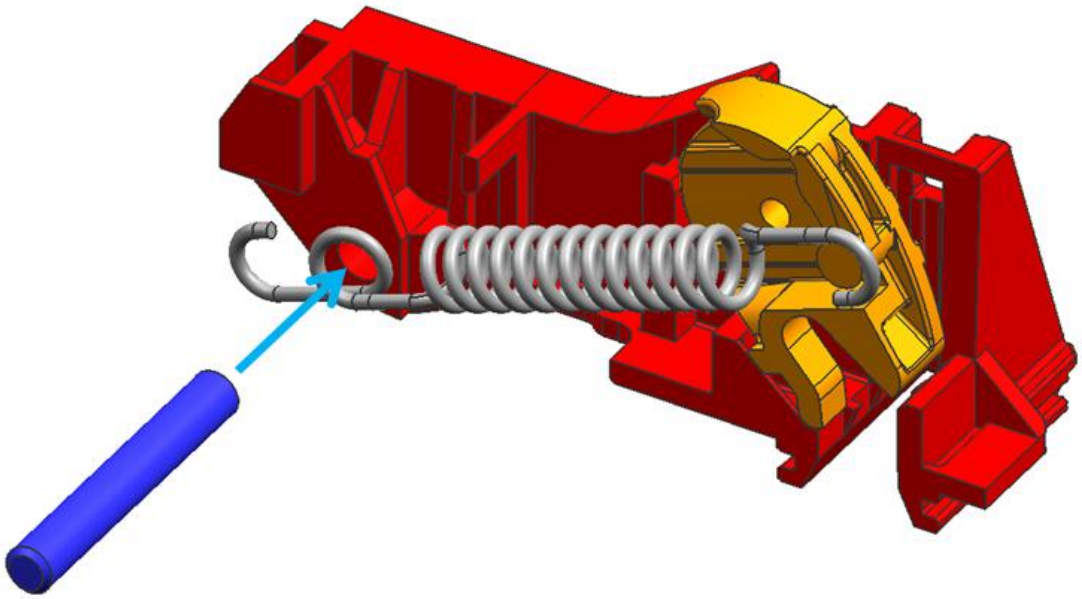
Yay üzerindeki zamana bağlı gevşemeyi azaltmak için, kilit kuvveti sabit kalacak şekilde, yay üzerindeki gerilmeleri azaltacak parametrik değişikliklerin yapılması ve yayın plastik deformasyona uğramaması hedeflenmektedir. Yay üzerindeki gerilmelerin azaltılmasının beraberinde plastik parçalara etkiyen yay kuvvetinin azaltılması, parçalar üzerindeki viskoelastik şekil değişimi miktarını da azaltarak ikincil bir fayda sağlayacaktır.

Yay sabitinin mümkün olduğunca düşük tutulmasının, plastik imalat toleransları sebebiyle oluşan etkin yay kuvveti saçınıklığının azaltmasının yanında viskoelastik deformasyon sonrasında değişim gösteren etkin yay kuvvetini, daha kararlı bir hale getireceği öngörülmektedir.

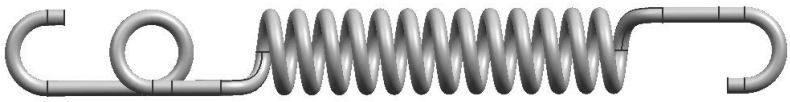
5.2 Konsept 1

Bu konseptte, gruplama esnasında yay üzerinde oluşan yorma etkisi azaltılmak istenmiştir. Mevcut kilitlerde montaj işleminin yapısı gereği, yay çengelinin ucu askı kirişinin üzerinden aşırılması gerekmektedir. Bu konseptte tariflenen yöntemde yaylar kiriş üzerinden aşırılmadan, çalışma mesafesinde gruplanmaktadır. Buna bağlı olarak montaj mesafesine yorma nedeniyle görülen kuvvet düşüşü ve plastik deformasyon miktarı azaltılacaktır.

Gövde üzerinde askı kirişi yerine pim kullanılarak gruplama yapılmaktadır. Yay bir aparat ile montaj mesafesine çekildikten sonra, gövde üzerine pim geçirilmektedir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1: Pimli gruplama şekli



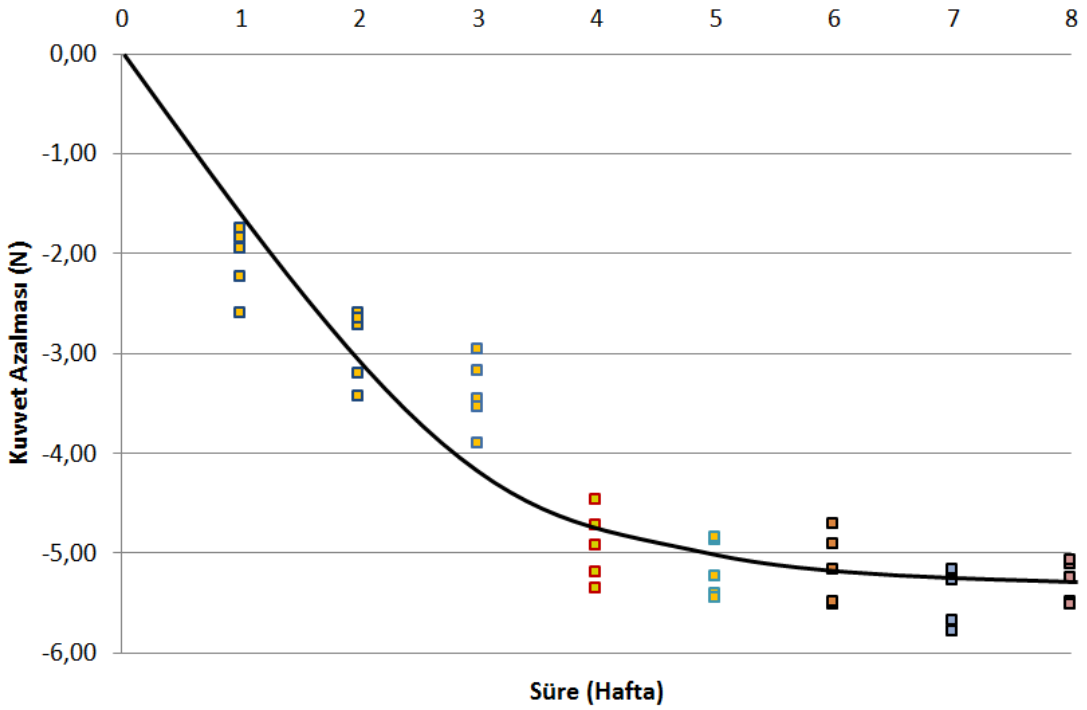
Şekil 5.2: Pimli gövde konsepti yayı

Konsept yay üzerinde sarım sayısı, sarım çapı, tel çapı gibi değerler mevcut ile aynıdır. Ancak gövdeye asılacak çengel üzerine bir sarım eklenerek, yayın çalışma mesafesine gerdirilmesi ve ilgili mesafe aşılmadan gruplanması kolaylaştırılmıştır

(Şekil 5.2). Yaylar fazladan yorma işlemine maruz kalmayacağından daha düşük ön gerilme ile üretilmeleri yeterli olmaktadır.

5.2.1 Zamana bağlı yay kuvveti düşüşü

Şekil 5.2'deki geometriye uygun, ilgili kuvvet değerlerini sağlayan prototip yaylar üretilmiş, 5 tanesi sabit mesafede yay bekletme düzeneğinde, zamana bağlı kuvvet ölçümü alınmıştır. L1 mesafesindeki ortalama kuvveti 156,26N olan yaylarda, 8 hafta boyunca görülen kuvvet düşüşleri Şekil 5.3'de gösterilmiştir.



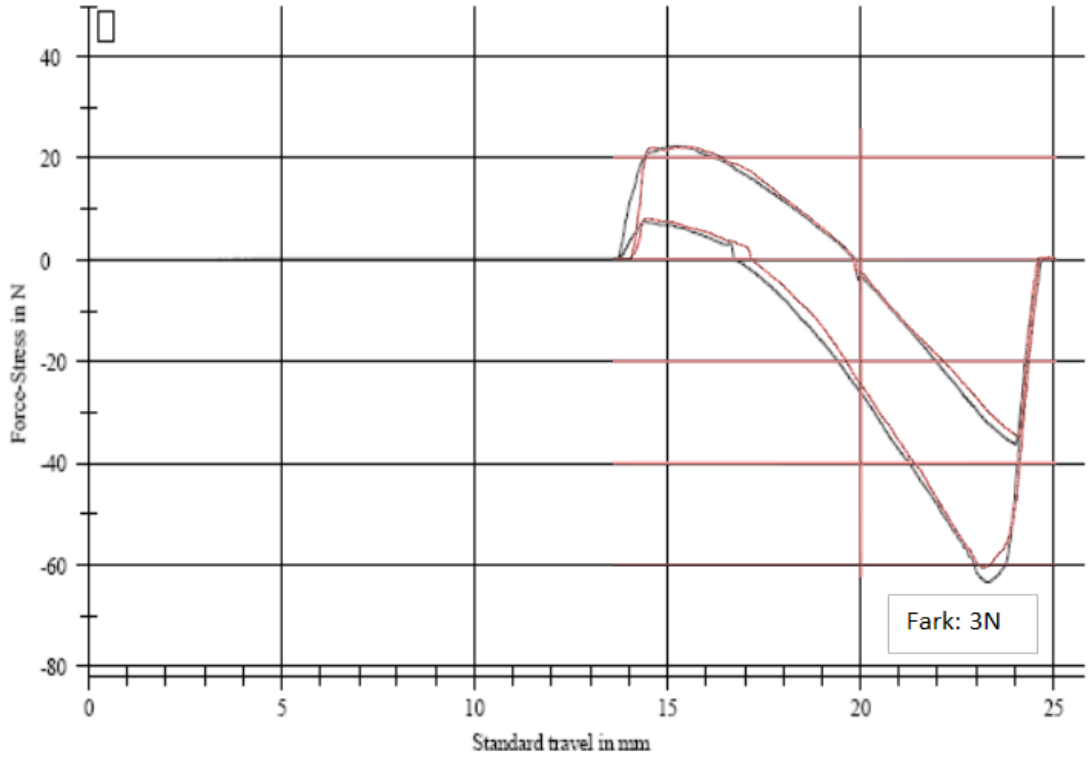
Şekil 5.3: Prototip yaylar üzerinde görülen zamana bağlı kuvvet düşüşleri

5.2.2 Zamana bağlı kilit kuvveti düşüşü

Mevcut kilit gövdesi üzerinde modifikasyonlar yaparak, ve ilgili yayı 4mm'lik bir pim vasıtasıyla gruplayıp prototip bir kilit oluşturulmuştur. Prototip kilit üzerindeki kilit kuvveti haftalık olarak ölçülerek zamana bağlı kilit kuvveti düşüşleri belirlenmiştir. Şekil 5.4'de prototip kilitte 8 hafta sonunda görülen, yaklaşık 3N'luk kilit kuvveti düşüşü gösterilmiştir.

Prototip kilit yayı üzerinde yapılan deneylerde, mevcut kilit yayı ile benzer gevşeme karakteristiğine sahip olduğu belirlenmiştir. Prototip kilit üzerinde yapılan deneylere

göre ise mevcut kilide göre daha kararlı bir kilit kuvveti değerine sahip olduğu söylenebilir.



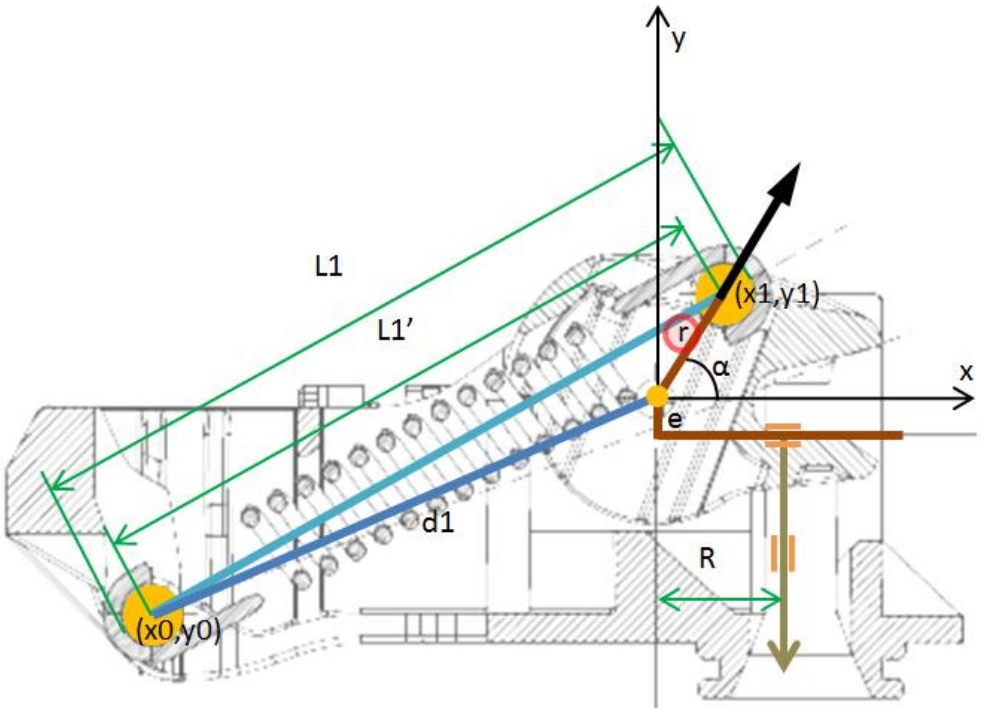
Şekil 5.4: Prototip kilitte 8 hafta sonunda görülen kilit kuvveti düşüşü

5.3 Konsept 2

Bu konseptte, ihtiyaç duyulan etkin yay kuvvetini azaltmak için *r* parametresi 8,42mm'den 15mm'ye çıkartılmıştır. Geometrik olarak başka hiçbir parametre değiştirilmemiştir. Böylelikle yay ekseni yuva dönme merkezinden uzaklaştırılarak ihtiyaç duyulan yay kuvveti azaltılmıştır. Şekil 5.5'te *r* parametresinin mekanizma üzerindeki pozisyonuna artırılış yönü siyah ok ile gösterilmiştir.

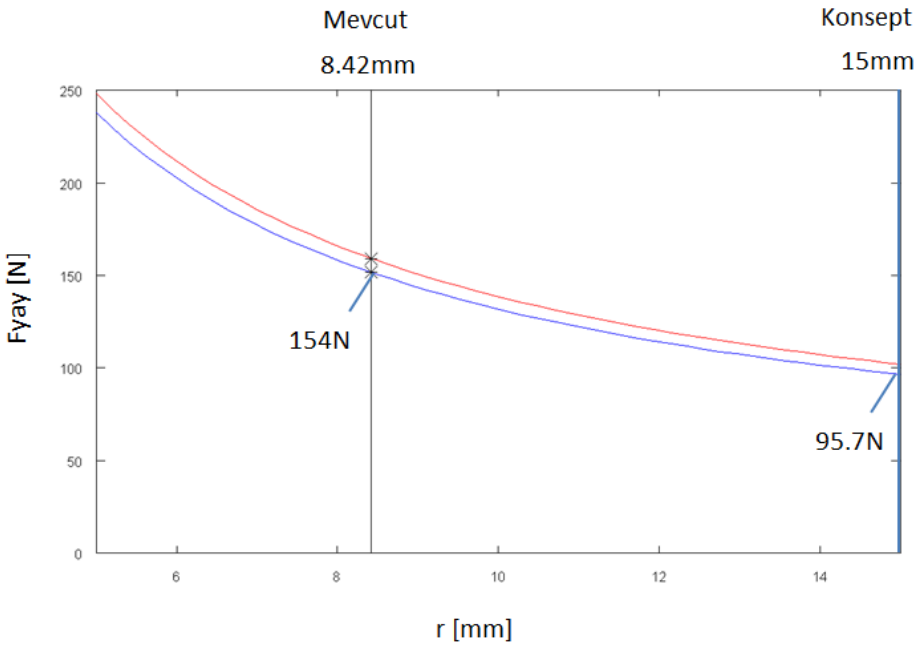
Matlab üzerinde yapılan analizler *r*=15mm değişimine göre incelendiğinde L1 pozisyonunda ihtiyaç duyulan yay kuvveti 154N'dan 95N'a düşürülmektedir (Şekil 5.6). Geometrik olarak hesaplanan L1 mesafesi 54,7mm, L2 mesafesi ise 56mm olarak belirlenmiştir. *r*'nin değişimi kancadan çok yay ile ilişkili bir parametre olduğu için, Şekil 5.7'de mavi ile gösterilen toplam kanca mesafesi ve kırmızı ile gösterile kapatmak için gerekli kanca mesafesini değiştirmemiştir.

Konsept ile ilgili olarak sadece kanca yuvası ve kilit yayı değiştirilmektedir, kanca geometrisi ve kilit gövdesi sabit kalmaktadır.

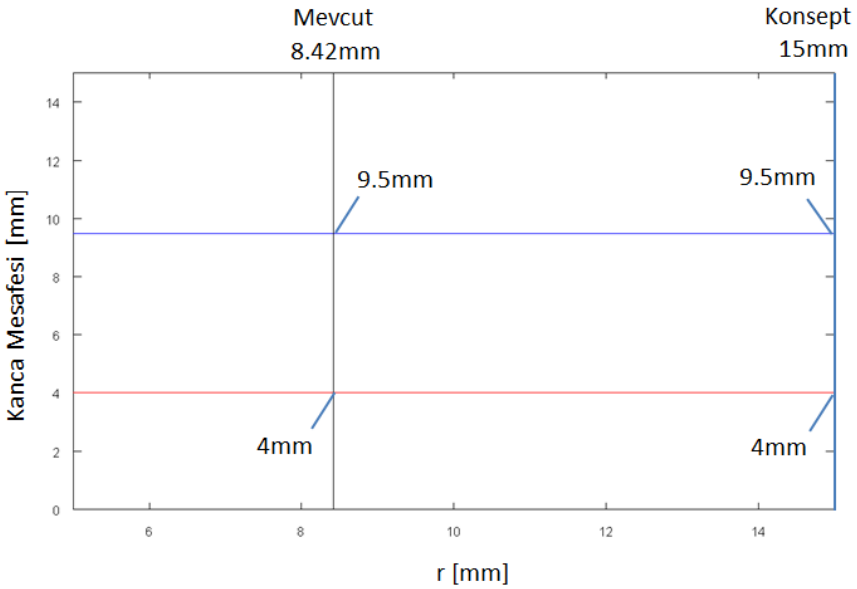


Şekil 5.5: *r* parametresinin arttırılması

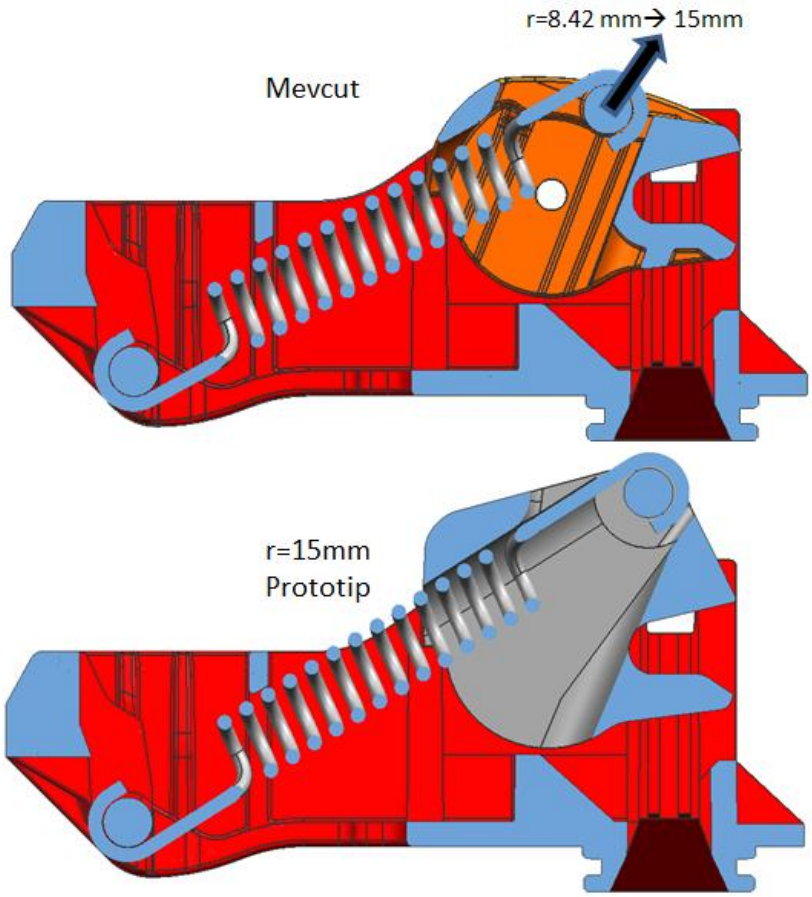
Kanca yuvası r=15mm olacak şekilde SLS hızlı prototipleme yöntemi ile bir prototip kanca yuvası tasarlanıp üretilmiştir. Bu noktadan sonra ilgili kanca yuvası prototipi r15 kanca yuvası olarak anılacaktır. Prototip kanca yuvasının gövde üzerindeki duruşu Şekil 5.8'de, farklı açılardan görünüşlerini ise Şekil 5.9'de gösterilmiştir.



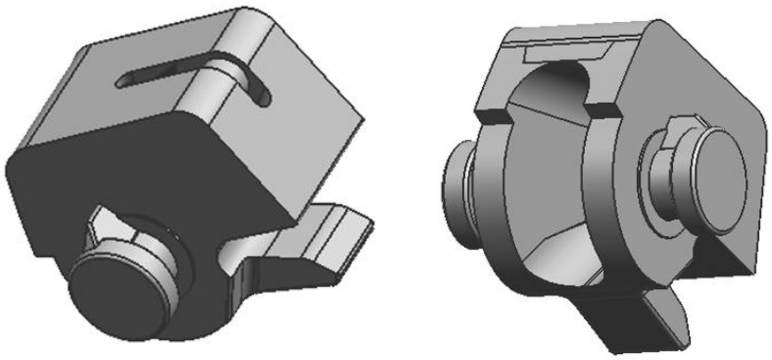
Şekil 5.6: *r* =15mm değişiminin L1 mesafesindeki yay kuvvetine etkisi



Şekil 5.7: *r* =15mm değişiminin kanca mesafelerine etkisi



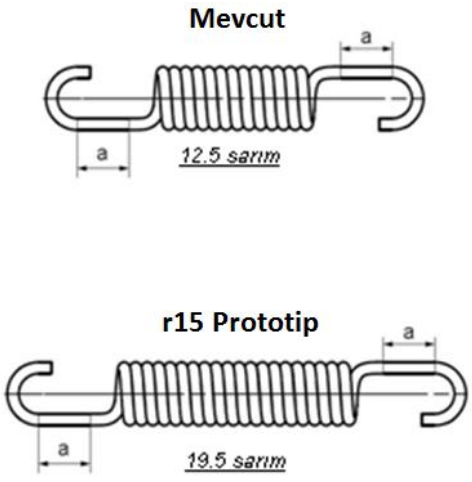
Şekil 5.8: mevcut yuva ile r15 prototip yuvanın gövde üzerindeki gösterimi



Şekil 5.9: r15 kanca yuvası

5.3.1 Prototip yay tasarımı

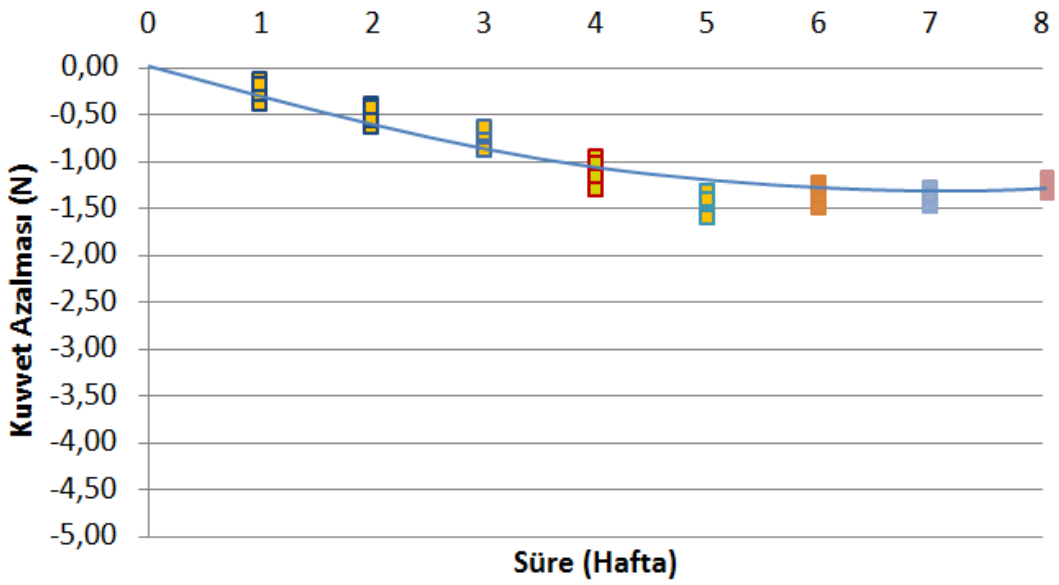
Prototipte kullanılan kilit yaylarında çengel çapı, çengel boyu (a) gibi montaj yöntemi ile ilgili parametreler, sarım çapı, tel çapı gibi yapı ile kısıtlanan parametreler değiştirilmemiştir. Yay imalat prosesi açısından sınırda olduğu belirtilen sarım başına düşen öngerilme miktarı da değiştirilmemiştir. Artan L1 mesafesi ile beraber yay üzerindeki sarım sayıları mümkün olduğunca arttırılarak 12,5 sarımdan, 19,5 sarıma çıkartılmıştır. Bu işlem sonucunda yeni yay sabitinin sarım sayısı ile ters orantılı olarak 11,23N/mm'den 7,2N/mm'ye düşürülmesi amaçlanmıştır. Mevcut yay ile r15 yay arasındaki farkı şekilde görebilirsiniz.



Şekil 5.10: Mevcut ve r15 prototip yaylar

İlgili prototip yaylar, yay bekletme düzeneğinde L2 mesafesinde bekletilerek oluşan kuvvet düşüşleri gözlemlenmiştir. 8 hafta boyunca düzenekte bekletilen 5 adet yayın

haftalık ölçümlerini Şekil 5.11'de bulabilirsiniz. Düzeneğe asılmadan önce, L1 mesafesindeki ortalama kuvvetleri 96,8N olan yaylarda, 8 hafta sonunda ortalama 1,26N'luk kuvvet düşüşü olmuştur.

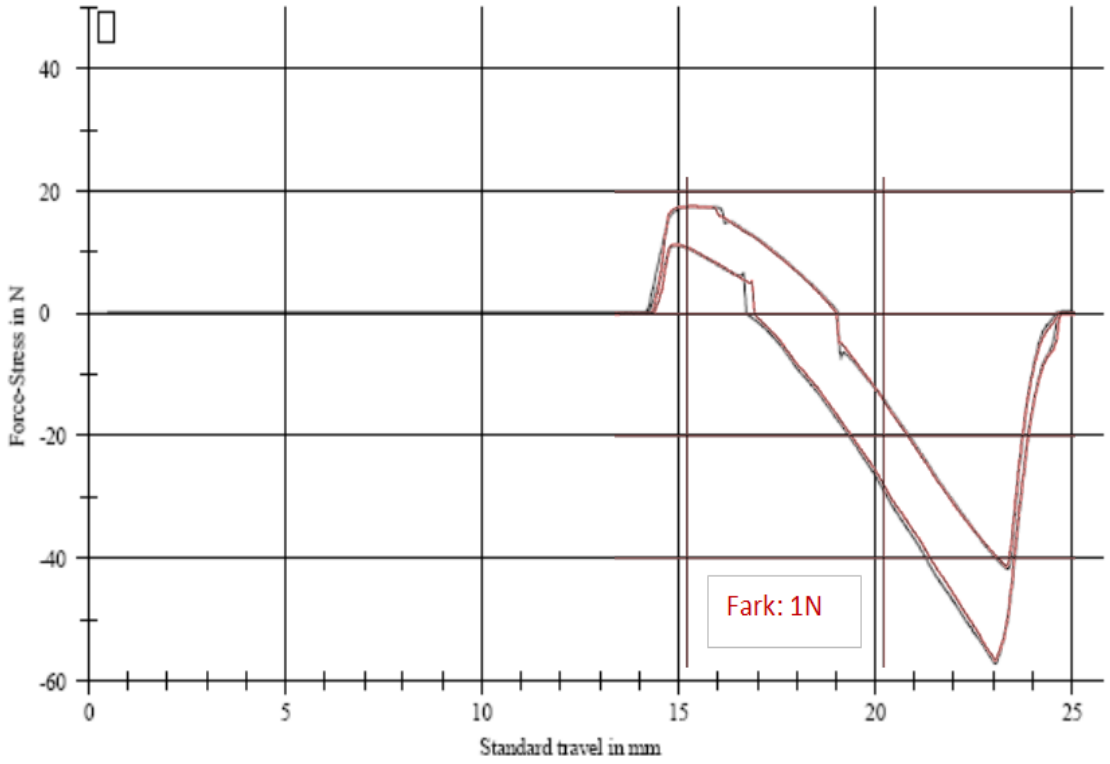


Şekil 5.11: r15 yaylarda görülen kuvvet düşüşleri

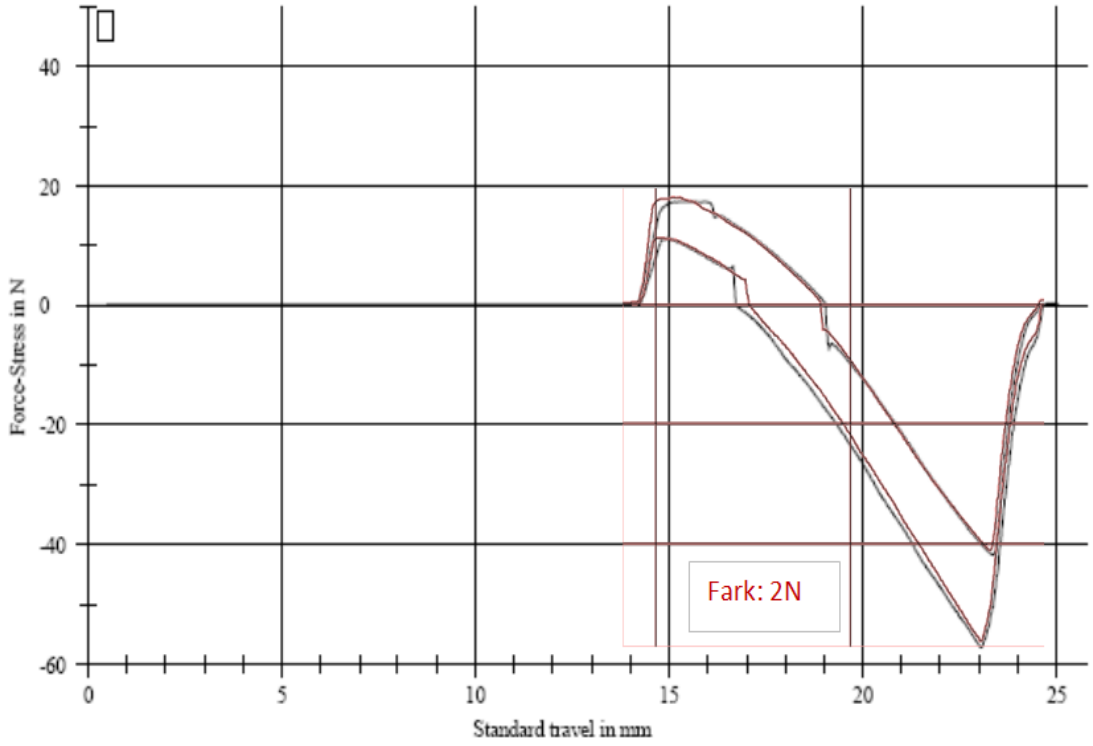
5.3.2 Zamana bağlı kilit kuvveti düşüşü

Üretilen r15yuvalar ve yaylar mevcut kilit gövdesi üzerinde gruplanarak, bir kilit prototipi oluşturulmuştur. Bu prototiplerin, 8 hafta boyunca 1er haftalık aralıklarla basma çekme test cihazında kilit kuvvetleri ölçülmüştür. Gruplamadan 4 hafta sonraki kanca kuvveti profili Şekil 5.12'de incelenebilir, kırmızı çizgi le gösterilen sonraki, siyah çizgi ile gösterilen gruplamanın ardından alınan ölçümdür. Kilit kuvvetleri kıyaslandığında 4 haftada yaklaşık 1N, 8 haftada yaklaşık 2N düşüş olmuştur.

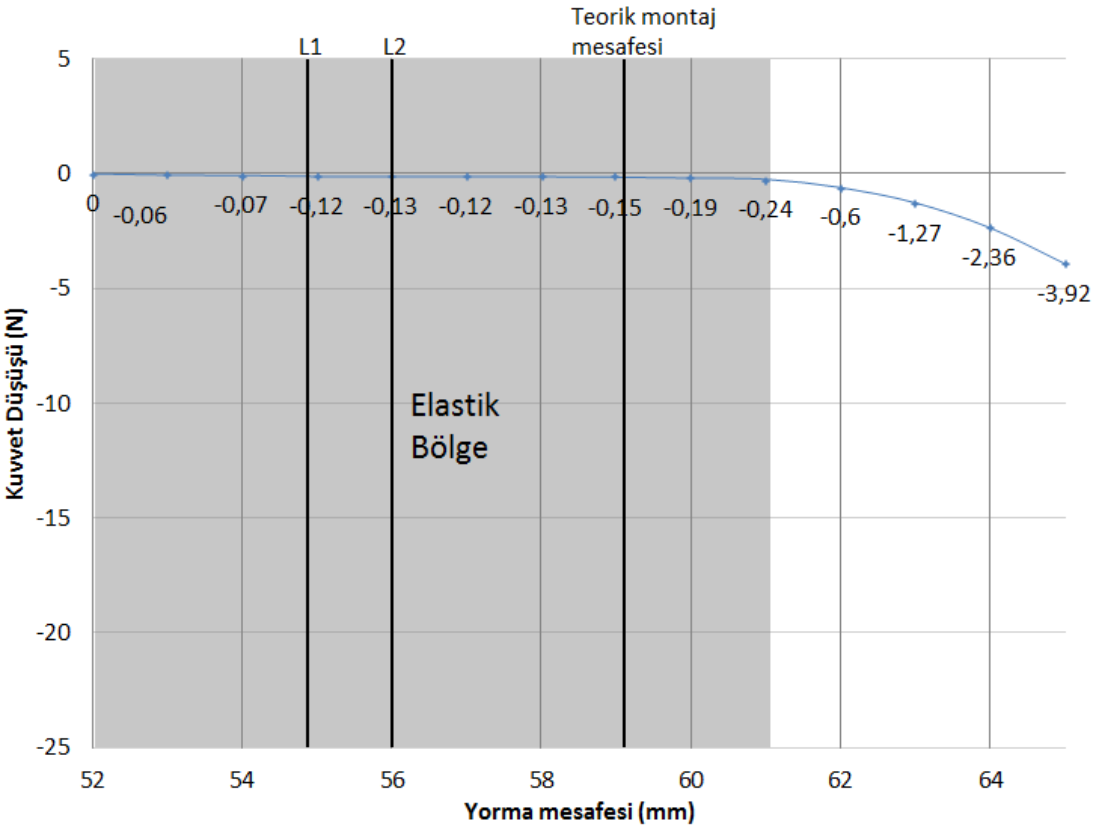
Prototip konsept saçınıklık bakımından incelendiğinde, yay montaj mesafesine çekildiğinde oluşan kuvvet düşüşü miktarı ön plana çıkmaktadır. Bu konuyla ilgili olarak farklı mesafelerde yay yorma testi r15 yay üzerinde tekrarlanmıştır. 52mm'den 65mm'ye kadar farklı mesafelerde yorulan bir adet r15 yay ile ilgili kuvvet düşüş miktarları Şekil 5.14'de gösterilmiştir. L1, L2 ve montaj mesafelerinin tümü elastik bölge içinde kalmıştır, buna bağlı olarak yay montaj esnasında farklı mesafelere çekilse dahi L1 ve L2 mesafelerinde aynı kuvveti verecektir, montaj mesafesine bağlı kuvvet saçınıklığı ortadan kalkacaktır.



Şekil 5.12: r15 prototipin gruplamadan 4 hafta sonraki kanca mesafesi-kanca kuvveti grafiği



Şekil 5.13: r15 prototipin gruplamadan 8 hafta sonraki kanca mesafesi- kanca kuvveti grafiği



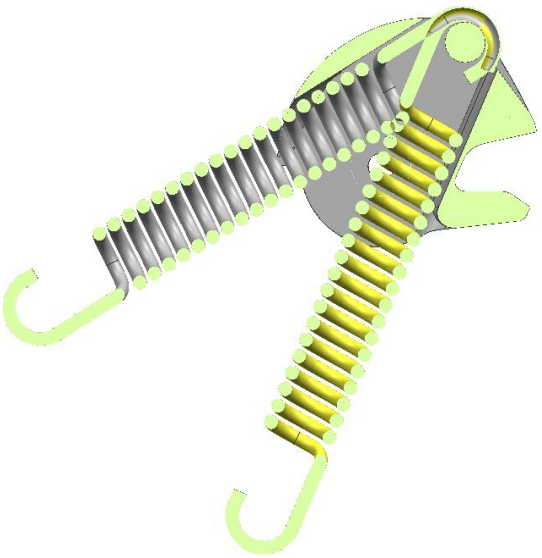
Şekil 5.14: r15 yay için yorma mesafesine bağlı kuvvet düşüşleri

5.4 Detay Tasarım

Konseptler ile ilgili olarak yapılan deneyler ve analizler, hangi konsepte karar kılınıp detaylandırılacağı konusunda yol göstermektedir. Seçim yapılırken, çalışmanın üretim boyutunun da hesaba katılıyor olması önemlidir. Parçaların imalat zorluklarını da göz önünde bulundurarak, değişen parçaların ilk yatırım maliyetleri olup olmadığını değerlendirerek mümkün olduğunca az sayıda parçayı değiştirerek en büyük faydayı sağlamak amaçlanmıştır.

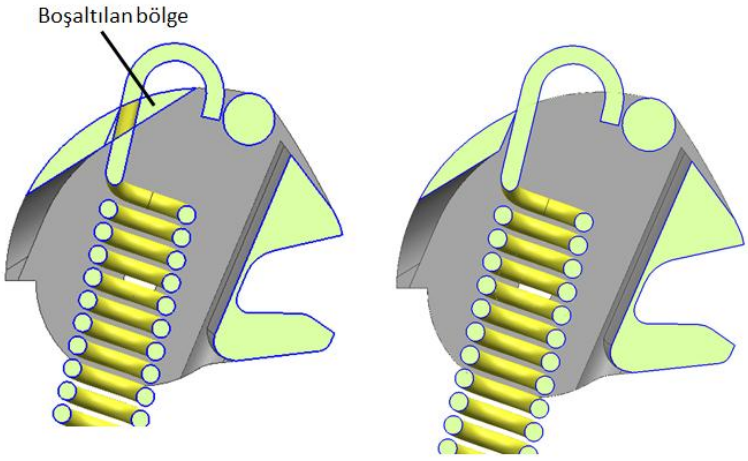
Gerek zamana bağlı kilit kuvveti ve yay kuvveti değişimi, gerekse etkin yay kuvveti saçınıklığı bakımından r15 konsepti diğer konseptlere göre üstün durumdadır. Değiştirilen parçalar göz önünde bulundurulduğunda, temel olarak etkin yay kuvveti düşüşü amaçlandığı için yaylar bütün konseptlerde değiştirilmiştir. *r*15 konseptinde yay dışında sadece kanca yuvası değiştirileceği ve gerektiğinde mevcut sisteme geri dönüş imkanı sağladığı için, en çok fayda sağlanan konsept olarak uygun görülmüştür ve üzerinde detay tasarım çalışmaları yapılmıştır.

R15 yuva tasarımının final geometrisi tasarlanırken, mevcut kanca mesafelerini korumak için yuva dönme merkezi, stoper yüzeyler, kanca temas yüzeyleri ve dönme ekseni doğrultusundaki bütün genişlik değerleri sabit bırakılmıştır. İlk olarak değerlendirilen kısım yayın hareket edeceği bölgenin boşaltılması olmuştur. Kapalı konumdaki yay doğrultusu aynı zamanda kalıp açma kapama doğrultusunu da vermektedir. Şekil 5.15'de yayın açık ve kapalı konumları ve boşaltılması gereken hacim gösterilmektedir.



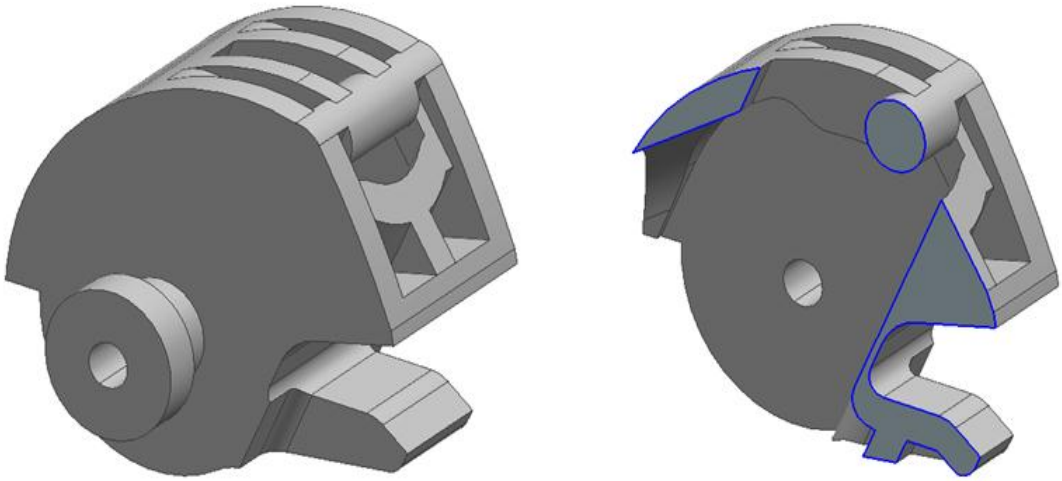
Şekil 5.15: r15 yuva üzerinde yay konumları

Yay çengelinin gruplama esnasında askı kirişine yerleştirilmesine olanak sağlayacak boşaltma yapılmıştır. Ancak parçanın mukavemetini artıracak şekilde, yayın üst kısmında kalan bir bölge bırakılmıştır.



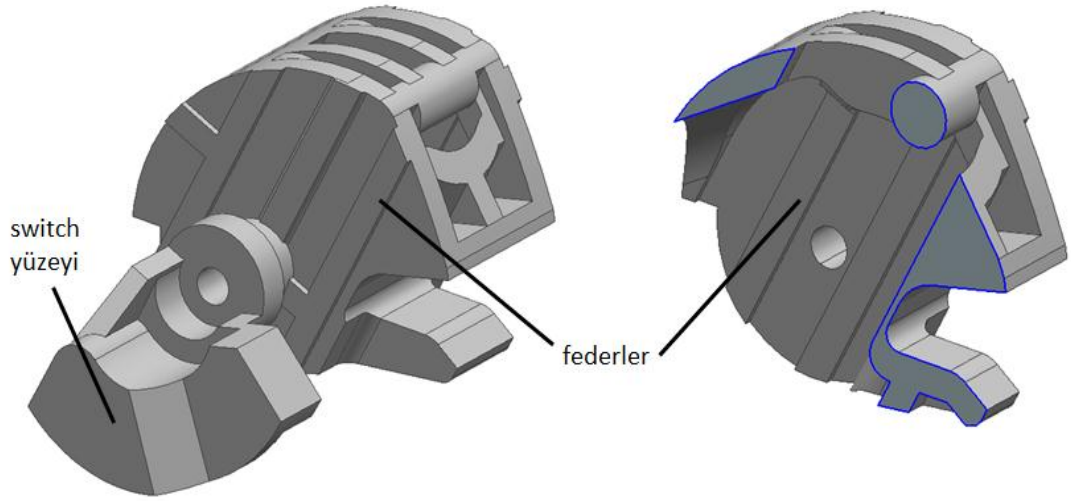
Şekil 5.16: Montaj ile ilgili boşaltma

Parçanın et kalınlığı 2mm olacak şekilde ilgili boşaltmalar yapılarak, plastik enjeksiyona uygun hale getirilmiştir (Şekil 5.17).



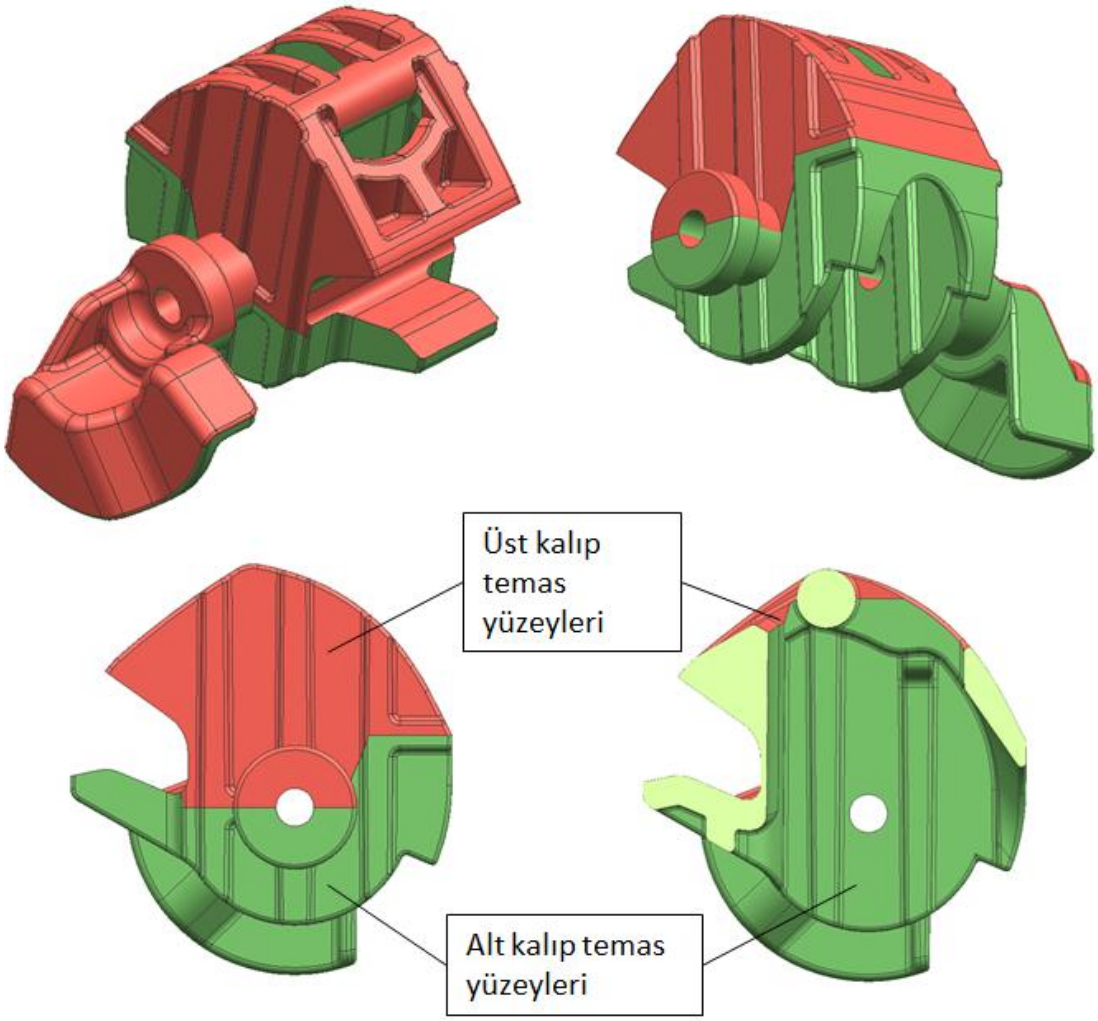
Şekil 5.17: 2mm et kalınlığında geometri

Kapağın açık veya kapalı olduğunu belli eden elektronik switch yüzeyi ve mukavemeti artıran federler eklendikten sonra ana geometri ortaya çıkmıştır (Şekil 5.18).



Şekil 5.18: Switch açma kapama yüzeyi ve federler

Son olarak parçanın kalıp ayırma hattı belirlenerek 0,5°lik kalıp açıları ve gerekli radiuslar verilmiştir. Parça Unigraphics programında analiz edilerek alt ve üst kalıp yüzeyleri kontrol edilmiştir (Şekil 5.19).



Şekil 5.19: Kalıp temas yüzeyleri

6. SONUÇ

Kurutma makinesi kapı kilitlerinde gözlemlenen kuvvet saçınıklığı değerlendirildiğinde, yay kuvveti toleransları ve plastik parça ölçü toleransları gibi gruplama öncesinde gözden geçirilerek kontrol altında tutulabilen değerlerin yanında, gruplama esnasında oluşan yay deformasyonu ve gruplama sonrasında oluşan zamana bağlı kuvvet düşüşü gibi saçınıklık kaynaklarının dikkate alınması ve analiz edilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber, kilit gövdesinin boşluklu yapısı ve ölçüm cihazının fikstür kurulumu çeşitliliğinden kaynaklanan ölçüm hataları, sistemin doğal kuvvet saçınıklığının üzerine ilave olmaktadır. Bu çalışmada, genel olarak etki eden saçınıklık kaynaklarının değerlendirilmesinin yanı sıra, özellikle zamana bağlı kuvvet düşüşü ve gruplama esnasında oluşan yay deformasyonu problemlerinin çözümü üzerine odaklanılmıştır.

Zamana bağlı kilit kuvveti düşüşünün, iki ana etkinin bileşimi ile olabileceği üzerinde durulmuştur. Bunlar, kilit yaylarının oda sıcaklığında gevşemesi ve plastik parçaların viskoelastik şekil değişimi nedeniyle yay askı mesafesinin azalmasıdır.

Plastik kilit gövdesi kirişi üzerindeki deformasyonun tespiti amacıyla şekil değiştirmiş ve değiştirmemiş gövdeler üzerinde optik tarayıcı ile ölçümler yapılmıştır. Karşılaştırılan ölçümlerde gövde üzerindeki yay askı kirişi üzerinde ve çevresinde deformasyon tespit edilmiştir. Ancak bu deformasyonun oluşturabileceği kilit kuvveti düşüşü hesaplandığında, gözlemlenen deneysel kilit kuvveti düşüşünü karşılamadığı görülmüştür.

Kilit yayları, bir aparat üzerinde sevkiyat mesafesinde bekletilerek 1 aylık gevşeme miktarı ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda yay kuvveti düşüşün ana etken, plastik parçaların deformasyonunun ikincil etken olabileceği vurgulanmıştır.

Yay gevşemesi ile ilgili yapılan literatür araştırmasında, gevşemeyi arttıran faktörler gerilme, sıcaklık ve süre olarak belirtilmiş, bunlar arasında ortam şartları ve süre sabit olduğu için, yay üzerindeki gerilmeyi ve dolayısı ile etkin yay kuvvetini azaltan

tasarım değişikliklerinin yapılması hedeflenmiştir. Etkin yay kuvvetini azaltmanın beraberinde, yay sabitini en düşük seviyeye indirmenin, plastik üzerinde oluşan deformasyonu ve etkin yay kuvveti üzerindeki azaltacağı analiz edilmiştir. Bu değişikliklerin en etkin şekilde nasıl yapılabileceği ise mekanizma modeli ve bilgisayar destekli analizler ile sorgulanmıştır.

Üretim şartları, yapılan analiz ve deney sonuçları üzerinde bir değerlendirme yapılarak konseptler oluşturulmuş ve bazıları için prototipler üretilmiştir. Konseptler arasında da deneyler ve analizler yapılmış, *r* parametresinin değerini mümkün olduğunca arttırarak elde edilen r15 konseptinin en büyük faydayı sağlayacağı belirlenmiştir. Prototip üzerinde yapılan zamana bağlı yay ve kilit kuvveti deneylerinde en az kuvvet düşüşü görülen ve montaj esnasında yay deformasyonu oluşmayan bu konseptin kalıplanabilir detay tasarımı yapılarak çalışma sonlandırılmıştır.

Çalışma sonucunda elde edilecek faydalar aşağıdaki maddeler halinde özetlenebilir:

- Yay üzerindeki gerilmeler en aza indirilerek yay gevşeme miktarı azaltılmıştır,
- Etkin yay kuvveti düşürüldüğü için, plastik parçalar üzerinde oluşan zamana bağlı şekil değişimleri azaltılmıştır,
- Yay montaj esnasında plastik deformasyona uğramadığı için, yorma nedeniyle oluşan kuvvet saçınıklığı ortadan kaldırılmıştır.

7. KAYNAKLAR

[1] **Akkurt, M.** (2005). Makine Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[2] **Temiz, V. ve Palabıyık İ,M**. (2000). Plastik Malzemelerle Konstrüksiyon Ders Notları.

[3] **IEC 60335-2-11** (2003). International standards for household and similar electrical appliances –Safety, Stability and mechanical hazards section, 20.102.

[4] **ASTM E-328-86** (1990). "Standard Methods for Stress Relaxation Tests for Materials and Structures". Annual Books of ASTM Standards, Section 3, Metals Test Methods andAnalytical Procedures, Vol.03.01, Metals - Mechanical Testing; Elevated and Low-Temperature Tests; Metallography, pp. 425-436.

[5] **Meissner M. ve Schorcht H**., (2007). Metallfedern.

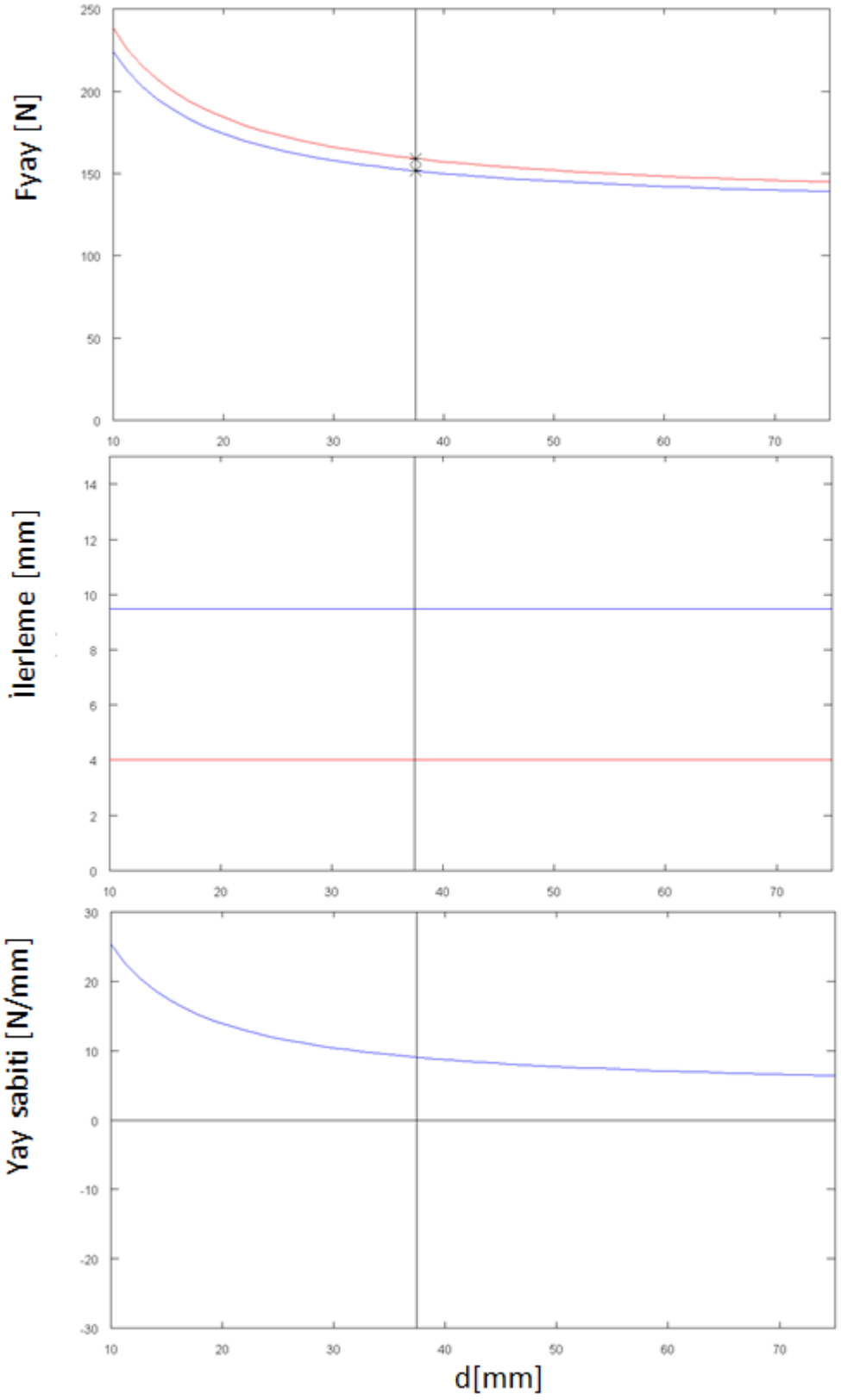
[6] **Url-1** <*http://www.rockfordspring.com/relaxationofsprings.asp*>, alındığı tarih 15.12.2012

[7] **Url-2** <*http://www.spring-makers-resource.net/helical-springs.html*>, alındığı tarih 15.12.2012

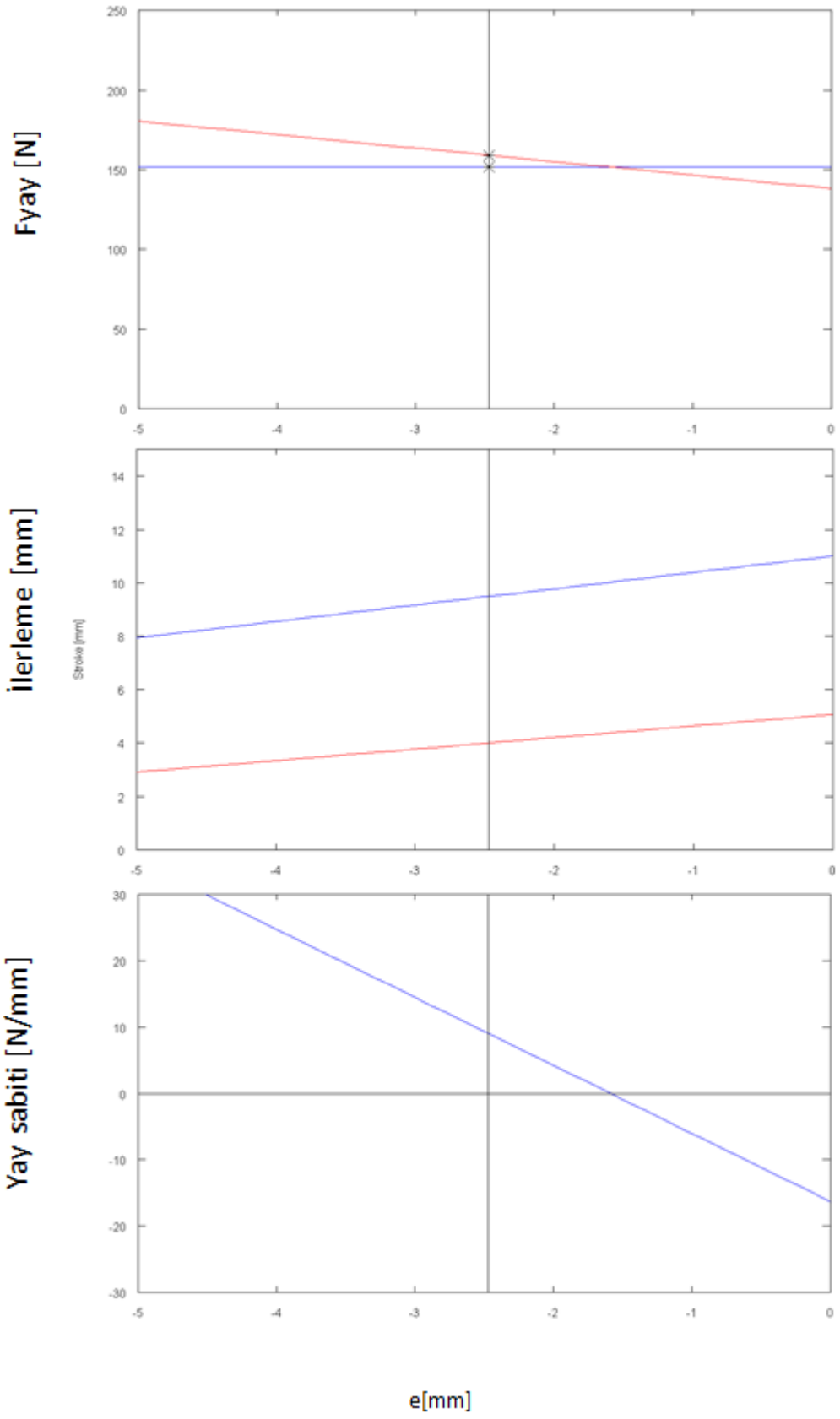
[8] **Url-3** <*http://en.wikipedia.org/wiki/Creep_(deformation)*>, alındığı tarih: 15.12.2012

8. EKLER

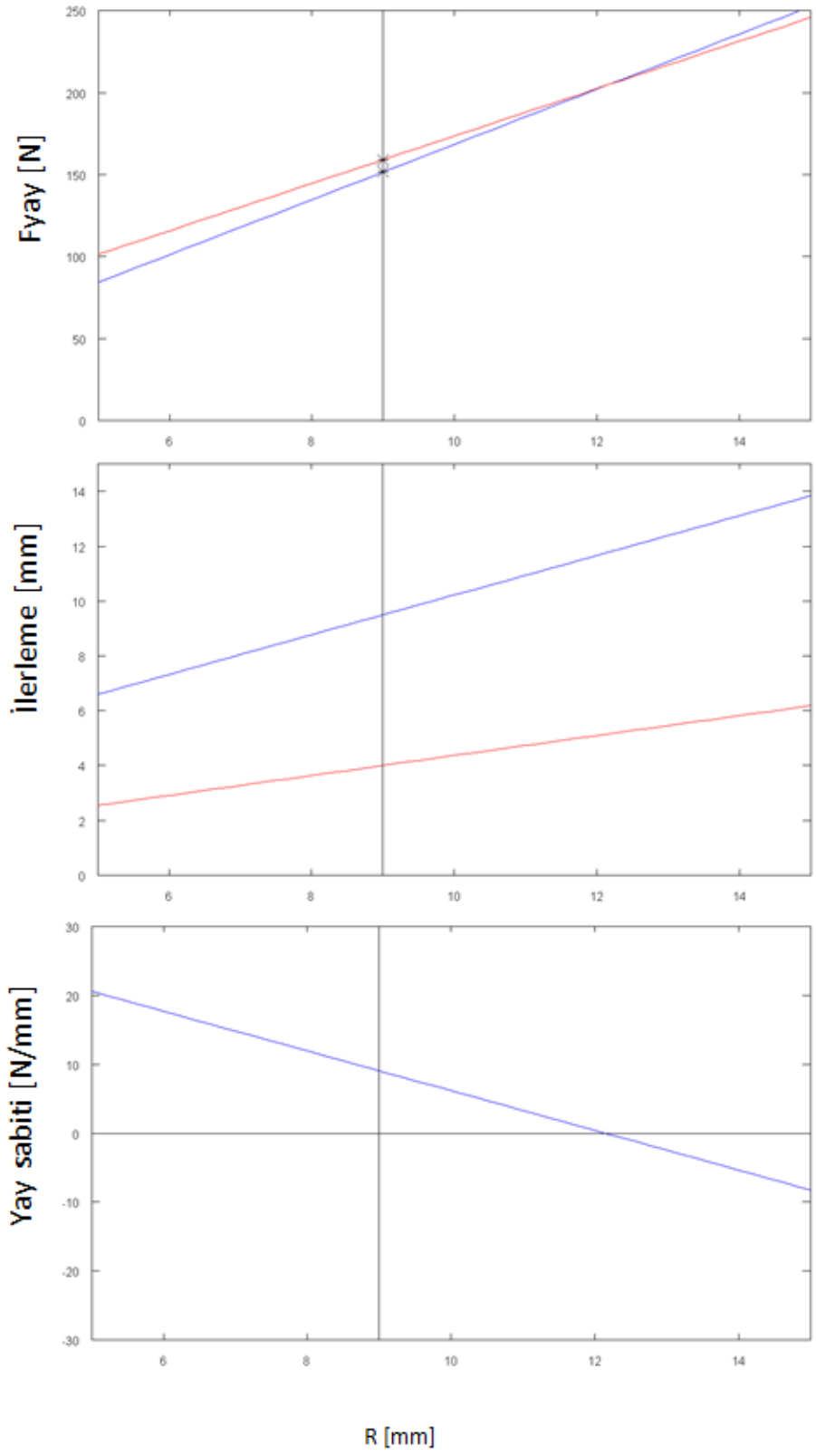
EK A: Parametrik Analiz Grafikleri



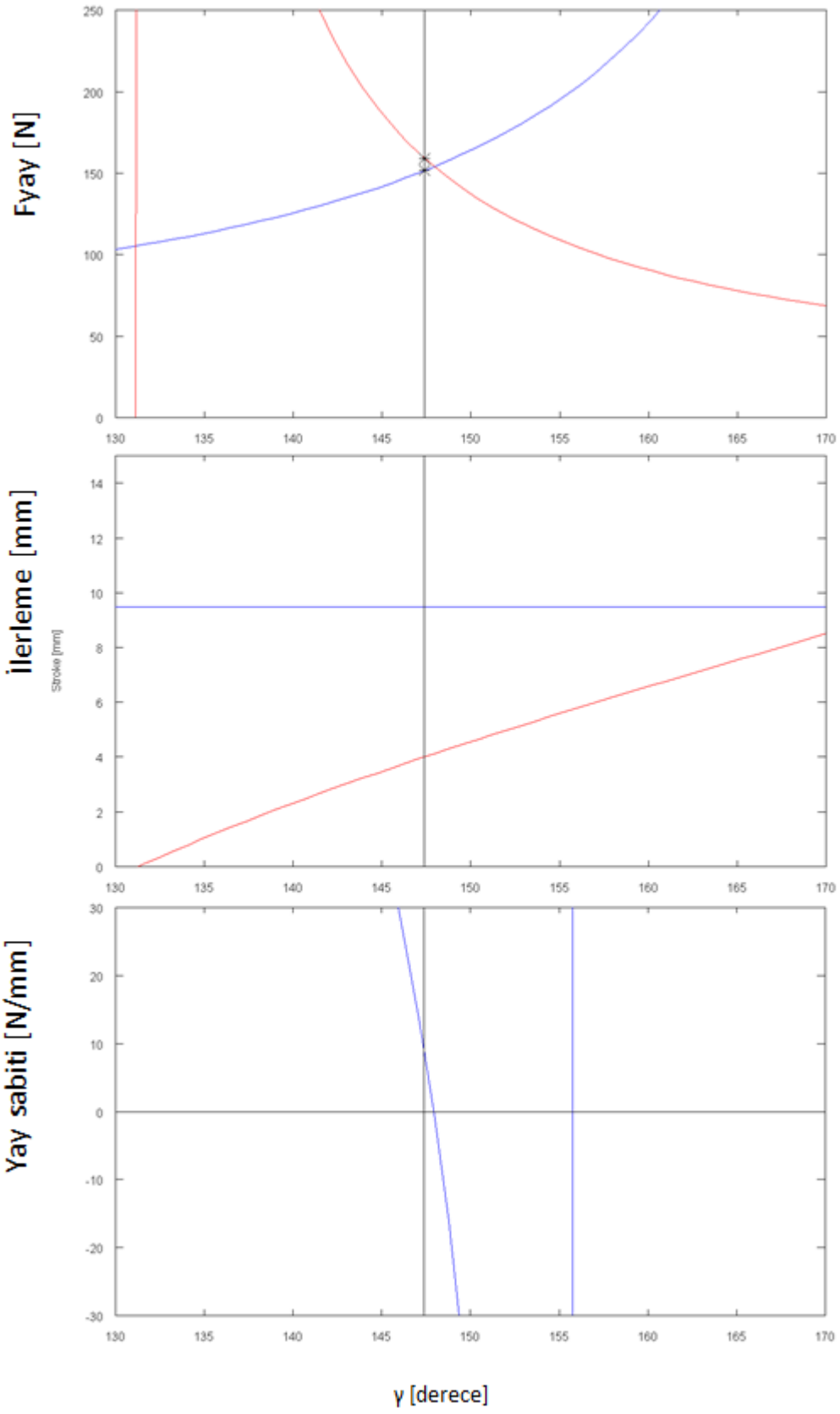
Şekil A 1: d parametresinin değişim etkileri



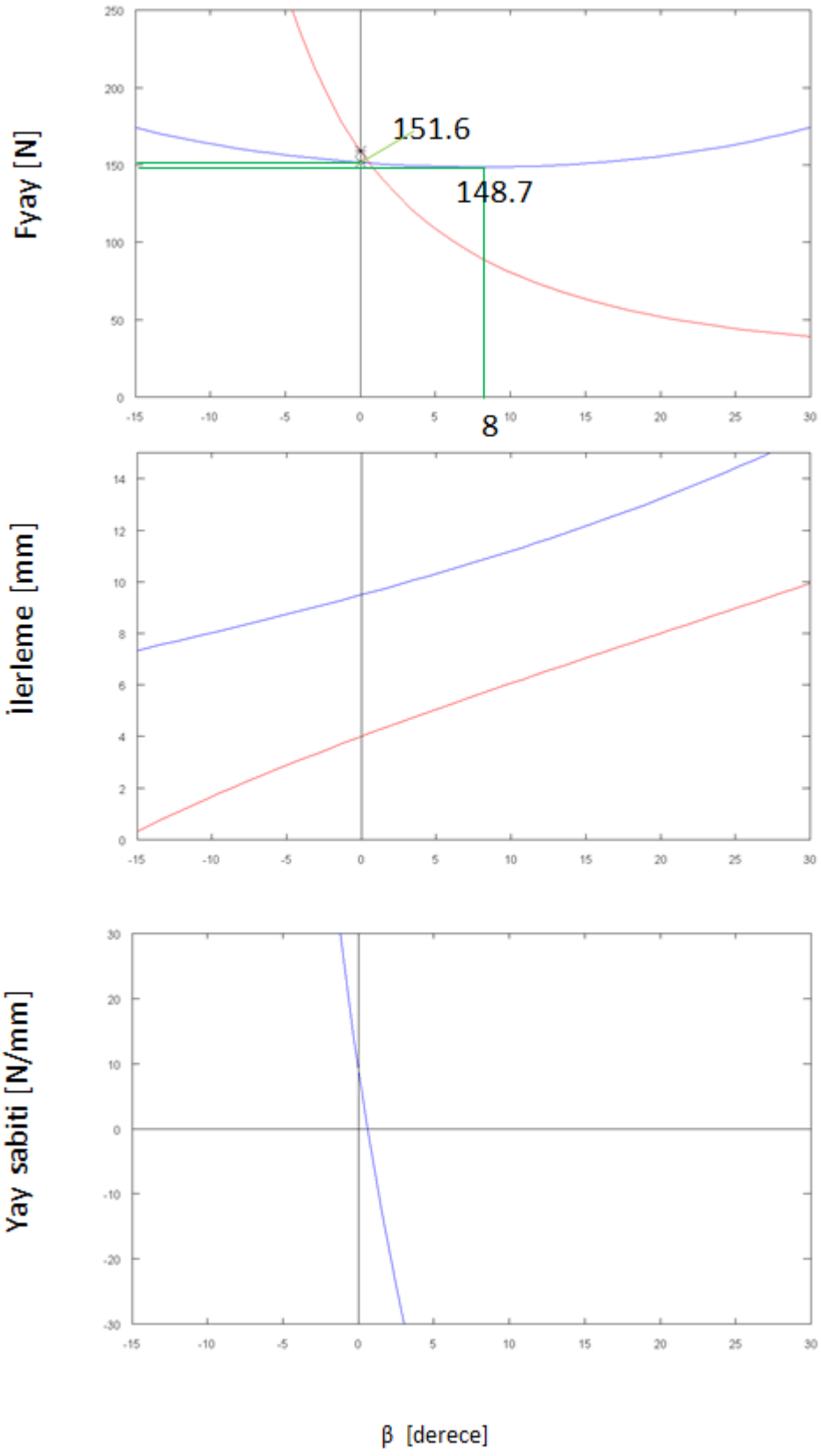
Şekil A 2: e parametresinin değişim etkileri



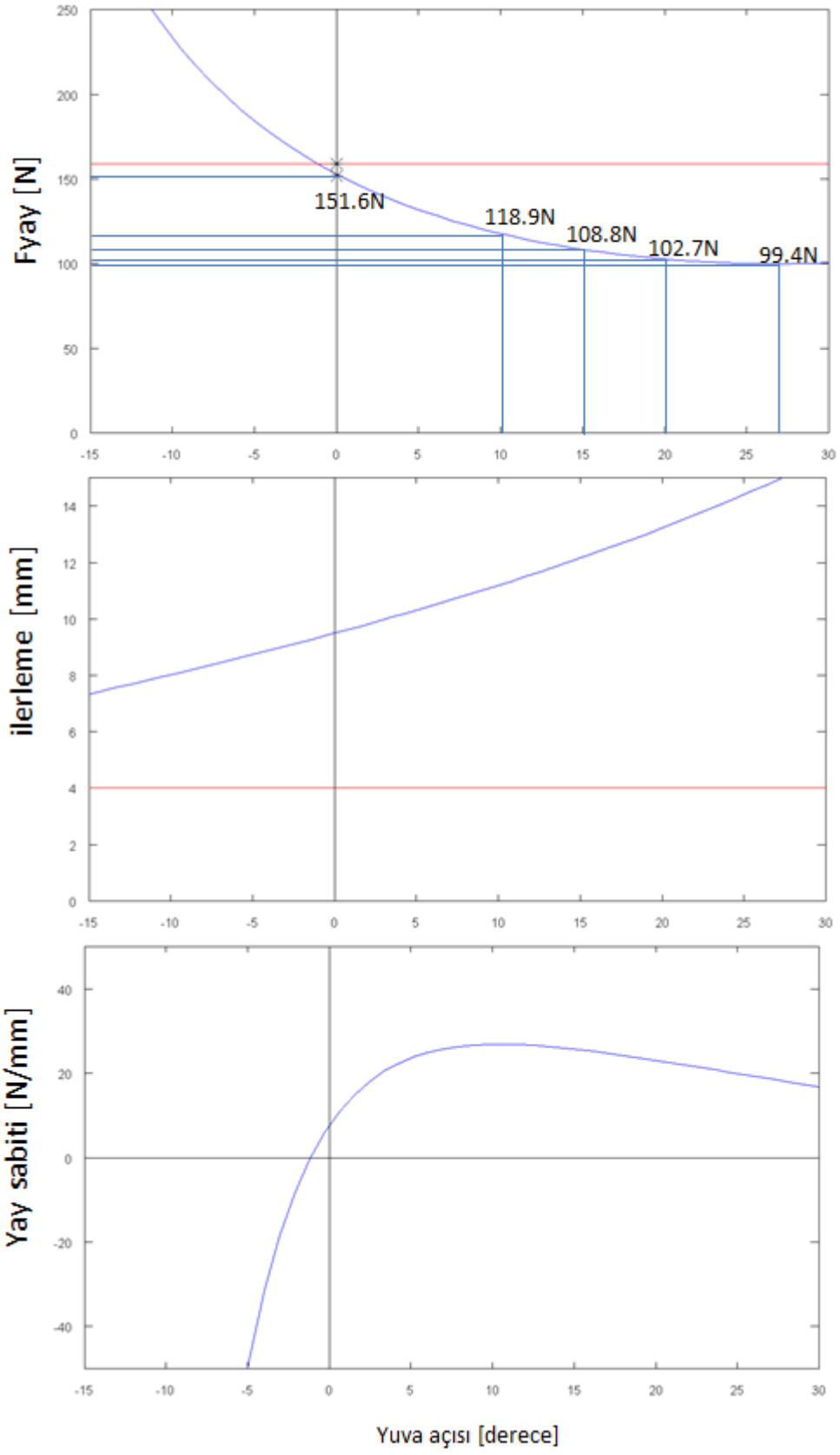
Şekil A 3: R parametresinin değişim etkileri



Şekil A 4: γ parametresinin değişim etkileri



Şekil A 5: β parametresinin değişim etkileri



Şekil A 6: Yuva açısı parametresinin değişim etkileri

9. ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Emre AYAROĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara / 22.04.1986

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

İletişim: emreayar@gmail.com , emre.ayaroglu@arcelik.com