

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**WANKEL MOTORUNA AĞIRLIĞI AZALTILMIŞ CIVATA
GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**WANKEL MOTORUNA AĞIRLIĞI AZALTILMIŞ CIVATA
GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU
(503101712)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR

HAZİRAN 2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

LEIGHT WEIGHT BOLT DEVELOPMENT FOR WANKEL ENGINE



M.Sc. THESIS

**Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU
(503101712)**

Department of Mechanical Engineering

Automotive Programme

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr. Osman Akın KUTLAR

JUNE 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503101712 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “WANKEL MOTORUNA AĞIRLIĞI AZALTILMIŞ CIVATA GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ömer CİHAN
Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Teslim Tarihi : 23 Mayıs 2024
Savunma Tarihi : 13 Haziran 2024





Kızım Bahar'a,



ÖNSÖZ

Wankel motoru, onunla ilgili bilgileri öğrenmeye başladığım ilk günlerden itibaren her zaman ilgi alanımda oldu. Türkiye’de bu motor ile ilgili en önemli çalışmaları yapmış ve yapmakta olan, geçmişte lisans bitirme projesi danışmanım da olan saygıdeğer hocam Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR’a bu tezi yazma sürecinde danışmanım olmayı kabul ettiği, destek ve yardımları için teşekkürü bir borç bilirim. Yine bu süreçte bana hayati öneme sahip yol göstericiliği için, lisans öğrenciliğimde Makine Elemanları 1 ve 2 derslerini kendisinden aldığı saygıdeğer hocam Prof. Dr. Cemal BAYKARA’ya şükranlarımı sunarım.

Tasarım ve mühendislik konusundaki yardımlarıyla tüm süreci daha hızlı ilerletmemi sağlayan ağabeyim Yük. Müh. Halil Emre ÇUBUKLUSU’ya, laboratuvar imkanlarını kullanmama izin veren Norm Cıvata şirketine ve bu imkanları kullanırken bana yardım eden tüm Norm Cıvata çalışanlarına, yüksek lisans eğitimime af ile geri dönmek için beni cesaretlendiren ve bu süreçte bana her zaman maddi ve manevi destek olan anneme, babama ve eşime çok teşekkür ederim.

Haziran 2024

Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	ix
İÇİNDEKİLER	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
2. TASARIM.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
2.1 Anahtar Ağzı	8
2.2 Kafa Kalınlığı.....	9
2.3 Rondela Oturma Yüzeyi Kalınlığı.....	9
2.4 Rondela Oturma Yüzeyi Çapı	10
2.5 Kafa Açısı.....	10
2.6 Oyuk Uç Noktasıyla Orijin Arasındaki Mesafe	11
2.7 Epitrokoid Yayın Yarıçapı	13
2.8 Köşe Boşaltma Yarıçapının Merkeziyle Orijin Arasındaki Mesafe.....	13
2.9 Oyuk Derinliği.....	14
2.10 Oyuk Eğimi	14
2.11 Oyuk Üst Kenar Yarıçapı	15
2.12 Oyuk Alt Kenar Yarıçapı	15
3. DOĞRULAMA.....	17
3.1 Çekme Deneyi	17
3.2 Kamalı Yük Deneyi.....	19
3.3 Burulma Deneyi	20
4. BULGULAR.....	23
4.1 Çekme Deneyi Sonuçları	23
4.2 Kamalı Yük Deneyi Sonuçları	24
4.3 Burulma Deneyi Sonuçları	27
5. WANKEL MOTORLARI ÜZERİNDE UYGULAMA.....	29
5.1. Motorların Geometrik Boyutları	30
5.2. Yeni Cıvatanın Motorların Kuvvetlerine Uygunluğunun İspatı	31
5.3. Yeni Cıvatanın Sıkma Torklarına Uygunluğunun İspatı.....	33
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	35
KAYNAKLAR	37
ÖZGEÇMİŞ.....	39



KISALTMALAR

BDT	: Bilgisayar Destekli Tasarım
CNC	: Bilgisayarlı Sayısal Denetim
ÇAW	: Çevrim Atlatmalı Wankel
DIN	: Alman Standartları Enstitüsü
HRC	: Rockwell Sertlik Değeri
ISO	: Uluslararası Standartlar Organizasyonu
İTÜ	: İstanbul Teknik Üniversitesi
İZW	: İki-Zamanlı Wankel
M10	: Metrik 10
M12	: Metrik 12
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta



SEMBOLLER

α	: Eksantrik mili açısı
A_d	: Yanma odası duvarının yüzey alanı
$A_{d,max}$	: Yanma odası duvarının maksimum yüzey alanı
$A_{s,nom}$	: Anma gerilme alanı
c	: Rondela oturma yüzeyi kalınlığı
d	: Epitrokoid eğrisinin dış çemberin merkezine olan uzaklığı
d_2	: Bölüm dairesi çapı
d_3	: Dış dibi çapı
$d_{3,min}$	: Minimum dış dibi çapı
d_h	: Rondela iç çapı
d_w	: Rondela oturma yüzeyi çapı
F_d	: Deney yükü
F_m	: Maksimum çekme kuvveti
F_c	: Cıvataya dik gelen kuvvet ve gereken minimum bağlama kuvveti
$M_{B,min}$	: Minimum kırılma torku
k	: Kafa kalınlığı
n	: Saplama sayısı
r	: Epitrokoid eğrisini oluşturan öğelerden dönen dış çemberin yarıçapı
P_{max}	: Maksimum oda basıncı
P	: Vida adımı
R_i	: Epitrokoid eğrisini oluşturan öğelerden sabit iç çemberin yarıçapı
R_m	: Çekme dayanımı
$R_{m,min}$	: Minimum çekme dayanımı
s	: Anahtar ağzı
t	: Soket derinliği
T_s	: Sıkma torku
W_p	: Kutupsal direnç momenti
X	: Burulma dayanımının çekme dayanımına oranı
μ	: Cıvata kafasının altındaki ve dış bölgesindeki sürtünme katsayısı
$\tau_{B,min}$	: Minimum burulma dayanımı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 5 adet cıvatanın belirleyici boyutlarının ölçüm sonuçları	6
Çizelge 2.2 : 10 adet cıvatanın ağırlık ölçüm sonuçları.....	8
Çizelge 4.1 : Felix cıvatalarının kamalı yük deneyindeki uzamaları.....	25
Çizelge 4.2 : Renesis cıvatalarının kamalı yük deneyindeki uzamaları	26
Çizelge 4.3 : Felix cıvatalarının burulma deneyi açısı - tork değerleri	28





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Renesis ve Felix kısa cıvataları	2
Şekil 1.2 : Renesis ve Felix uzun cıvataları	2
Şekil 1.3 : Kısa ve uzun versiyon cıvataların yandan görünüşü	3
Şekil 1.4 : Kısa (soldaki) ve uzun (sağdaki) orijinal cıvataların kafaları	3
Şekil 2.1 : Altıgen cıvata kafasının ölçüleri	5
Şekil 2.2 : Wankel motoru	6
Şekil 2.3 : Felix cıvatasının BDT'deki ve gerçekteki karşıdan görünüşleri	7
Şekil 2.4 : Felix cıvatasının BDT'deki ve gerçekteki izometrik görünüşleri	7
Şekil 2.5 : Anahtar ağız çizimi	8
Şekil 2.6 : Kafa kalınlığı çizimi	9
Şekil 2.7 : Rondela oturma yüzeyi kalınlığı çizimi	9
Şekil 2.8 : Rondela oturma yüzeyi çapı çizimi	10
Şekil 2.9 : Kafa açısı çizimi	10
Şekil 2.10 : Epitrokoid eğri	11
Şekil 2.11 : Oyuk için oluşturulan geometrinin BDT taslak görüntüsü	12
Şekil 2.12 : Oyuk uç noktasıyla orijin arasındaki mesafenin çizimi	12
Şekil 2.13 : Epitrokoid yayın yarıçapının çizimi	13
Şekil 2.14 : Köşe boşaltma yarıçapının merkeziyle orijin arası mesafenin çizimi	13
Şekil 2.15 : Oyuk derinliğinin çizimi	14
Şekil 2.16 : Oyuk eğiminin çizimi	14
Şekil 2.17 : Oyuk üst kenar yarıçapının çizimi	15
Şekil 2.18 : Oyuk alt kenar yarıçapının çizimi	15
Şekil 3.1 : Zwick Roell Z400 RED deney makinesi	17
Şekil 3.2 : Altıgen kafalı bir cıvata için çekme deney düzeneği	18
Şekil 3.3 : Altıgen kafalı bir cıvata için kamalı yük deney düzeneği	20
Şekil 3.4 : Burulma deneyi düzeneği şeması	21
Şekil 3.5 : M10x1 dişli kör deliklere sahip aparat	21
Şekil 4.1 : Felix cıvatalarının gerilme – şekil değiştirme eğrisi	23
Şekil 4.2 : Renesis cıvatalarının gerilme – şekil değiştirme eğrisi	24
Şekil 4.3 : Çekme deneyinden sonra Felix cıvatasının boyun veren gövdesi	24
Şekil 4.4 : Felix cıvatalarının kamalı yük deneyindeki kuvvet - zaman eğrileri	25
Şekil 4.5 : Renesis cıvatalarının kamalı yük deneyindeki kuvvet - zaman eğrileri	25
Şekil 4.6 : Felix cıvatasının kuvvet – uzama diyagramı	26
Şekil 4.7 : Renesis cıvatasının kuvvet – uzama diyagramı	27
Şekil 4.8 : Burulma deneyi başlangıcında çekilmiş fotoğraf	27
Şekil 4.9 : Burulma deneyi sonrası cıvatalar ve kör delikli aparat	28
Şekil 5.1 : Montajı yapılmış iki zamanlı prototip Wankel motoru	29
Şekil 5.2 : Eksantrik mili açısı ile rotor açısı arasındaki ilinti	30
Şekil 5.3 : Wankel motoru gövde geometrisi	31
Şekil 5.4 : ÜÖN'da Wankel motoru yanma odasının görünümü	31
Şekil 5.5 : Dört zamanlı ve iki zamanlı Wankel motoru indikatör diyagramı	33



WANKEL MOTORUNA AĞIRLIĞI AZALTILMIŞ CIVATA GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Wankel motoru tüm motor tipleri arasında güç yoğunluğu bakımından en üstün olandır. Bu özelliği sayesinde günümüzde otomotiv sektöründe elektrikli taşıtlarda menzil uzatıcı olarak kullanımına devam edilmektedir. Ayrıca, havacılık sektöründe de kullanım olanaklarının araştırılması ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır.

Wankel 13-B Renesis motorunun konstrüksiyonu incelendiğinde 18 adet uzar cıvatasından kısa olan 14'ünde cıvata kafalarının standart altıgen olduğu, uzun olan 4'ünde ise çanak şeklinde küçük bir boşaltmanın yer aldığı görülmektedir. Bu durum maliyeti artırmadan ve hatta düşürerek ağırlık azaltma çalışması yapma fırsatı vermektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında farklı bir anahtar kullanımına ihtiyaç bırakmaksızın, Amerika Birleşik Devletleri'nden getirtilen Wankel 13-B Renesis motorunun altıgen uzar cıvatalarının kafalarına Wankel motorunun piston geometrisinden ve yanma odasının ortasının sol ve sağındaki radyüslerden esinlenerek boşaltma yapılmıştır. Daha sonra bu boşaltmalar ile oluşan yeni tasarım ile uzar cıvataların yarısında CNC makinesinde talaşlı işleme yapılmıştır. Yeni bir cıvata veya saplama geliştirilirken yapılması gereken 3 deney gerçekleştirilmiştir. Bunlar çekme deneyi, kamalı yük deneyi ve burulma deneyidir.

Çekme deneyinde ve kamalı yük deneyinde orijinal uzar cıvatalarla ağırlığı azaltılmış uzar cıvatalardan 3'er adet numune kullanılmıştır. Çekme dayanımı deneyinde bu numunelerin ISO 898-1 şartnamesindeki değerleri sağlayıp sağlamadığına bakılmış, cıvata ve saplamaların en çok kafa altını zorlayan kamalı yük testinde ise kafalarda kopma olup olmadığına bakılmış ve kalıcı şekil değiştirmede farklı numunelerin kalıcı uzama değerleri karşılaştırılmıştır. Burulma deneyi ise yalnızca yeni geliştirilen uzar cıvatalardan 3 tanesine uygulanmış ve bu uzar cıvataların ISO 898-7 şartnamesindeki değerleri sağlayıp sağlamadığına bakılmıştır.

Yeni uzar cıvatalar çekme ve burulma deneylerini başarıyla tamamlamıştır. Kamalı yük deneyinde ise kafalarda kopma hiç yaşanmadığı gibi kalıcı uzamalarda orijinal uzar cıvatalara göre 10 – 20 mikron aralığında deneydeki belirsizlik faktörlerinin sonucu olarak görülebilecek bir farklılık oluşmuştur. Böylelikle yeni tasarım hedeflenen sonuçlara ulaşmış, ticari olarak kullanılabilecek durumda olduğunu kanıtlamıştır.

Yeni uzar cıvataların iki yeni Wankel motoru teknolojisine uygunluğunun kuramsal olarak incelenmesiyle tezin otomotiv programına uygun hale gelmesi amaçlanmıştır. Uygulama bölümünde uzar cıvataların çevrim atlatma sistemli Wankel motoru ile iki zamanlı Wankel motorunun ürettiği kuvvetleri karşılamasına ve bu kuvvetleri karşılarken gerekecek sıkma torklarına bakılmıştır.

Bu çalışmanın bir diğ er amacı da taşıtlarda kullanılan pek  ok par ada estetik kaygılara  nem verilirken bu konuda  zerinde pek durulmamış olan bağlantı elemanlarına da estetik bir g r n m kazandırmaktır.  zellikle  alışırken g sterildiği animasyonlarda ilgililerinin g zlerine de hitap eden Wankel motoru,  zar cıvatalarının bu y n yle sıradışılığına yeni bir boyut kazandırabilir.



LIGHT WEIGHT BOLT DEVELOPMENT FOR WANKEL ENGINE

SUMMARY

Electricity vehicles doesn't attract many people due to their low range. The charging process also takes very long time. Some of the car manufacturers has come up with serial hybrid systems at which internal combustion engines only charge the battery. Considering the huge amount of petroleum existence in the world, that solution sounds compromising. Mazda MX-30 sport utility vehicle is the only vehicle which uses Wankel engine as a range extender currently. That means the exhaust gas emission issues of Wankel engine has been solved already, however there is still a big room about the iconic engine.

Power density wise, Wankel engine is the best one among all kind of engines. Besides, usage opportunities at aviation industry is still under investigation. The other superior attributes of Wankel with respect to conventional internal combustion engines are volume power density and noise-vibration-harshness. The last is because of less moving parts amount. Not only the moving parts but also the total part amount of Wankel engine is less. This situation provides easier and more economical serial production obviously.

Fasteners of vehicles are called as C-parts and they are usually neglected at weight reduction works. However every drop counts for automotive sector, in other words every gram counts. 70 – 80 gram saving at an engine without any loss of fastening performance may attract almost all of engine design experts. They are spending their time with major issues like combustion efficiency, sealing parts, alternative fuels, alternative mechanisms etc. so some fastener engineers are responsible to convince them about the minor effect of the fasteners. Meanwhile, there is also an application part at this thesis where convenience of the tension bolts for new Wankel engine technologies is proved theoretically.

When Wankel 13-B Renesis engine is reviewed, it is easily realised that it has M10x1,00 18 tension bolts: 14 of them are short, have 265 mm length and 4 of them are long, have 280 mm length. The bolt head of short version is standard hexagon and of long version is hexagon with a little spherical cavity in the middle. This situation gives a chance to reduce weight. Dimensions of the head are according to DIN 931 M10, there is only one exception which gives advantage for weight reduction: Head thickness is as per DIN 931 M12. One of the most practical way to improve power density would change the design of bolt heads. Meanwhile, Wankel range extenders are quiet smaller than double rotor owner 13-B Renesis because range extenders are single rotor. This situation makes this study more valuable for Wankel range extenders rather than conventional use.

At this thesis study, firstly used Mazda 13-B Renesis Wankel engine tension bolt set was ordered from an online shopping site. The first user and seller was at United States of America. It approximately took 2 months for the bolts to arrive at custom in İzmir, Turkey. Then, the hexagon heads have been modified regarding Wankel engine piston

geometry and radii of combustion chamber, without need for a different bit. Comparisons with other lightened bolt head designs have been made and all section thicknesses have been determined accordingly. Afterwards half of the bolts have been machined at CNC. The 3 necessary tests during a new bolt or stud development have been done: Tensile test, proof load test and minimum breaking torque test. The tests have been done at Norm Fasteners laboratories. While the company supplies fasteners for almost all global car manufacturers, the measurement equipments are frequently inspected and calibrated. There were also Junker test device at research and development laboratory, however the bolts were too long for the device. This test is not conducted when developing a new product which has a design to be patented.

During tensile test and proof load test, 3 samples of both original and light weight bolts have been used. All bolts have satisfied ISO 898-1 requirement at tensile test. The strength class has been acquired as 10.9 after the test while the results were between 1.040 and 1.200 MPa. The change at head didn't effect tensile strength of the bolt. Waisting was observed at threaded zone for all samples which is expected before the test. During proof load test, the most stressed zone of fasteners were under head and one of the purposes of that test is to check rupture at head. There weren't any issue for any samples. The proof load were applied as 48.200 N. The value is 48.100 N as per ISO 898-1. Plastic elongation difference was around 10 – 20 microns which can be thought as a result of uncertainties. Torsional test has only been applied to light weight samples. The blind hole apparatus for the test were produced at Norm Fasteners workshop due to lack of M10x1,00 apparatus. All of 3 samples has complied with ISO 898-7 requirement. According to this requirement, minimum breaking torque is 102 Nm for 10.9 M10x1,50 bolts and studs and the results were well-above.

New design has accomplished targeted results and proved that it is ready for commercial usage. Approximately %29,52 of head material was removed, while equivalent products offer maximum %27,20 for M10 nominal diameter. It provides weight reduction around 73 gram per engine, less raw material usage and cost reduction. After engineering judgements of Norm Fasteners' experienced designers, it is obvious that the design doesn't require machining process after cold forming. They stated that there would be no request for computer aided cold forming simulation if a customer enquiries for this bolt. Moreover, it is esthetically advantageous because there hasn't been any fasteners so far which recall the engine they used at. Patent application would be convenient for protecting the idea. Since the head design of similar products are confidential properties of the companies, forming a literature summary at this thesis was not possible.

Another importance of that study is about sustainability of the world. Although there will be an extra expenditure for cold forming mold design and manufacture, high quantities during serial production would cause save of raw material which overcomes. Lighter engine also causes less specific fuel consumption.

Although this study has been done with restricted resources, time and samples it is completed with the results which are expected at the initiation. This subject may be carried on with a producibility simulation to prove that there is no need for machining process after cold forming. The depth of socket can be improved to 4,75 mm from 4,50 mm. What is more, edge incavation would be increased hence total weight reduction of bolt head exceed %30 which will make the new bolt by far the best among its equivalents. Another way to improve the study is using the bolts on current Wankel test engines. So, the assembly conditions can be tested. Junker test, which is conducted

to measure loosening of the joint is also partly an alternative for that. Convenience of the experimental setup is important because of the huge length of the bolts.

In conclusion, the design boundaries of the new tension bolt has not been detected yet. It probably has more potential than it has showed during that master thesis and waits the day in the future when it will be discovered.





1. GİRİŞ

Alışlagelen altıgen kafalı cıvataların klasik İngiliz anahtarıyla sıkılıp gevşetilebilme özelliklerini kaybetmeden kafalarında yapılan boşaltmalarla ağırlıklarının azaltılması konusuna Türkiye’de yoğunlaşmış ve bu konudaki başarılı sonuçlar patentler ile tescil edilmiştir. Norm Cıvata’nın M10 anma ölçüsünde cıvata kafasında %27,2 oranında hafifleme sağlayan Hexlight V1 ürünü buna güzel bir örnektir [1].

Tüm motor tipleri arasında güç yoğunluğu bakımından en iyisi Wankel motorudur [2]. Üstelik yine Türkiye’de bu motoru iki-zamanlı hale getirmek suretiyle güç yoğunluğunu daha da artırmaya yönelik çok kıymetli çalışmalar devam etmektedir [3]. Uzar cıvatalardaki hafiflemenin de güç yoğunluğunu artırmaya yönelik cüzi bir katkısının olması mümkündür.

Bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında hafifletilmiş altıgen kafaya sahip patentli ürünler incelenmiş, tasarımlarındaki en dar kesitler sınır koşulları olacak şekilde dikkate alınarak Wankel motoruna yönelik özgün bir tasarım ortaya konmuştur. Sonrasında bu tasarımı doğrulamak için gerekli deneyler yapılmış ve olumlu sonuçlar alınmıştır. Uzar cıvataların gövdelerinde ise herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Dolayısıyla bu tezde uzar cıvataların gövde kısımlarına çalışmaya doğrudan bir etkisi olmaması nedeniyle pek değinilmeyecektir. Zaten kafadaki özgün tasarım tüm altıgen kafalı cıvatalara uygulanabilir özelliktedir. Tasarımın ve deneylerin ayrıntıları ilerleyen sayfalarda sunulacak, bulgular bölümünde ise bu deneylerin sonuçları yer alacak, uygulama kısmında yeni teknolojilere uygunluk kontrol edilecek, sonuç ve öneriler kısmında bu konuyu zenginleştirmek adına başka neler yapılabileceğine yer verilecektir.

Geliştirilen uzar cıvata Wankel motorunun mucidi Felix Wankel’a ithafen bu bölümden itibaren “Felix cıvatası” olarak adlandırılacaktır. Mazda 13B-Renesis Wankel motoru uzar cıvatalarından da kısaca “Renesis cıvatası” olarak bahsedilecektir. Şekil 1.1’de yan yana dizilmiş 3’er adet Renesis kısa cıvatası ve Felix kısa cıvatası yer almaktadır.



Şekil 1.1 : Renesis ve Felix kısa cıvataları.

Tek motor setindeki 18 adet, üst kısmı metal alt kısmı kauçuk olan rondelalı uzar cıvatanın 4 adedi uzundur ve ortasında Şekil 1.2.'de görüldüğü gibi yuvarlak bir boşaltma yapılmıştır. Bu boşaltmanın çapı kısa versiyon uzar cıvataların kafalarındaki değişiklikler ile aynılarının yapılmasına olanak sağlayacak biçimde küçüktür.



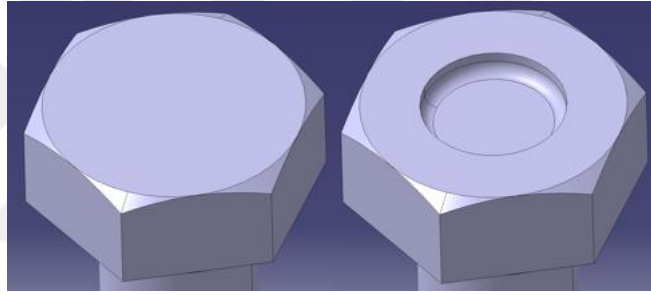
Şekil 1.2 : Renesis ve Felix uzun cıvataları.

Kısa ve uzun versiyon uzar cıvataların hepsi orta kısmında 28 mm uzunluğunda 2,00 mm adımında tırtırlı bölgeye, uç kısmında ise 56 mm uzunluğunda ve standarda uygun M10x1,00 ince dişli bölgeye sahiptir. Şekil 1.3.'de bu ayrıntıların görüleceği yandan çekilmiş fotoğraf yer almaktadır.



Şekil 1.3 : Kısa ve uzun versiyon cıvataların yandan görünüşü.

Ağırlık azaltmasının hesaplanabilmesi için BDT ortamında iki farklı Renesis cıvatası versiyonunun kafaları oluşturulmuştur (Şekil 1.4). Bu iki kafa arasındaki tek fark uzun versiyondaki 9,2 mm çapındaki ve 1,5 mm derinliğindeki boşaltmadır. Bu boşaltmalar yanlış montajı engellemek için bir işaret olarak yapılmıştır. Felix cıvatasında köşelerdeki boşaltmaların konumlarında yapılacak değişikliklerle bu işaretleme gerçekleştirilebilir.

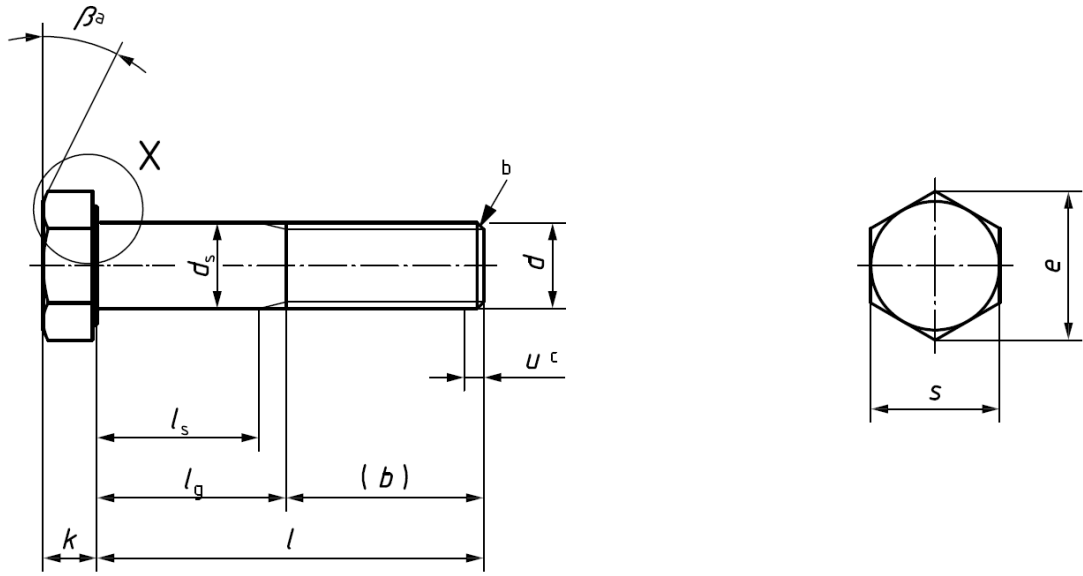


Şekil 1.4 : Kısa (soldaki) ve uzun (sağdaki) orijinal cıvataların kafaları.



2. TASARIM

Altıgen kafalı cıvatalar bağlantı elemanları arasında en yaygın olarak kullanılan ürünlerdir. Altıgen bir cıvata kafasında en önemli ve belirleyici ölçüler ise Şekil 2.1’de görülen k ve s ölçüleridir [4].



Şekil 2.1 : Altıgen cıvata ölçüleri.

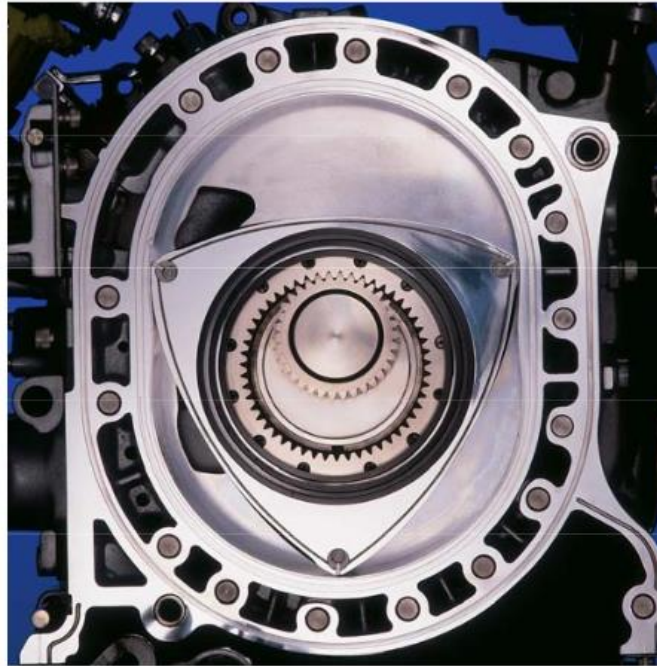
Başlangıç olarak Renesis cıvatalarının kafa yapısının uluslararası standartlardan herhangi birine uyup uymadığını anlamak için kritik ölçüleri belirlenmiştir. Farklı tecrübelerle sahip iki mühendis tarafından dijital kumpas ile gerçekleştirilen ölçümün sonuçları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : 5 adet cıvatanın belirleyici boyutlarının ölçüm sonuçları.

Ölçen Kişi	Parça	s [mm]	s ort. [mm]	k [mm]	k ort. [mm]
Mühendis A	Cıvata 1 (uzun)	16,91	16,93	7,36	7,43
Mühendis B	Cıvata 1 (uzun)	16,88	16,93	7,46	7,43
Mühendis A	Cıvata 2 (uzun)	16,84	16,93	7,50	7,43
Mühendis B	Cıvata 2 (uzun)	16,98	16,93	7,51	7,43
Mühendis A	Cıvata 3 (kısa)	16,91	16,93	7,31	7,43
Mühendis B	Cıvata 3 (kısa)	16,93	16,93	7,44	7,43
Mühendis A	Cıvata 4 (kısa)	16,94	16,93	7,37	7,43
Mühendis B	Cıvata 4 (kısa)	17,00	16,93	7,54	7,43
Mühendis A	Cıvata 5 (kısa)	16,94	16,93	7,32	7,43
Mühendis B	Cıvata 5 (kısa)	16,99	16,93	7,46	7,43

Bu ölçümün sonuçları uzar cıvata kafasının DIN 931 standardına göre tasarlandığını, uzun ve kısa versiyonlar arasında da bir fark olmadığını ortaya koymuştur. Dolayısıyla kritik olmadığı için belirtilmeyen kafa ölçüleri için yine DIN 931 standardı geçerli olacaktır [5]. DIN 931 standardı ISO 4759-1 standardındaki A sınıfına atıfta bulunmaktadır, dolayısıyla bu şartnameye göre toleranslandırma yapılacaktır [6].

Piston geometrisinden ve yanma odasındaki girintilerden esinlenerek sırasıyla uzar cıvata kafasının ortasındaki ve köşelerindeki boşaltmaların tasarlandığı Wankel motorunun yanma odasının görseli Şekil 2.2.'de verilmiştir.



Şekil 2.2 : Wankel motoru.

Felix cıvatasının BDT programındaki ve gerçekteki karşıdan görünüşleri Şekil 2.3.’de yer almaktadır.



Şekil 2.3 : Felix cıvatasının BDT’deki ve gerçekteki karşıdan görünüşleri.

Felix cıvatasının BDT programındaki ve gerçekteki izometrik görünüşleri ise Şekil 2.4.’de yer almaktadır.



Şekil 2.4 : Felix cıvatasının BDT’deki ve gerçekteki izometrik görünüşleri.

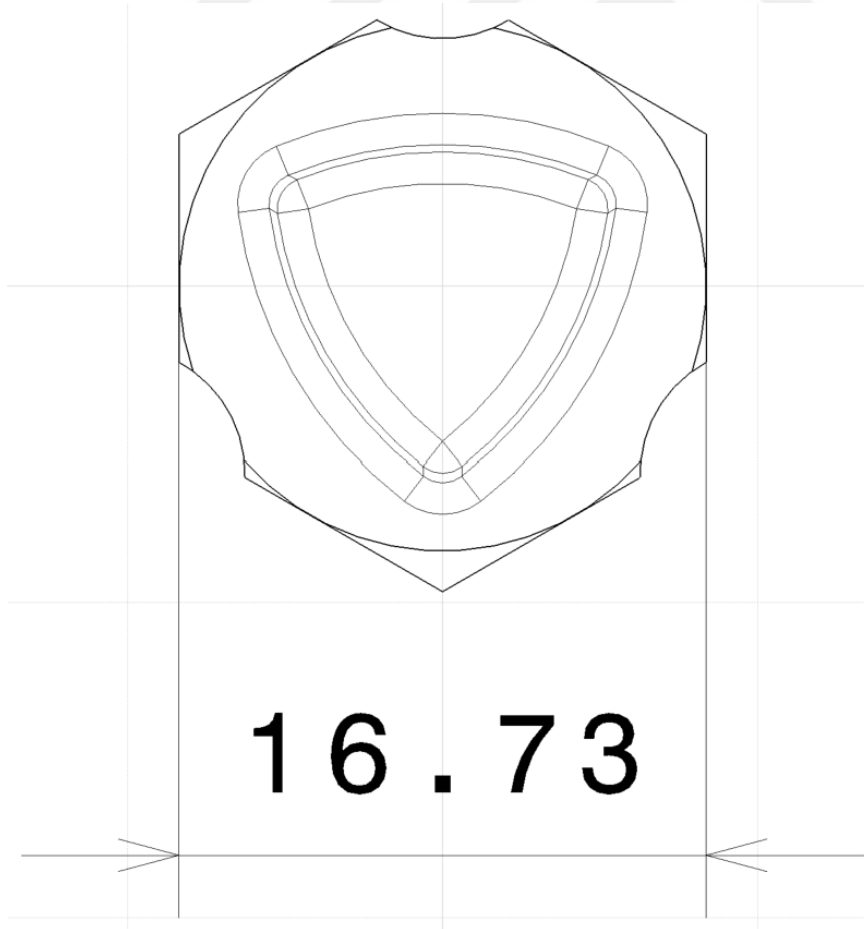
3’er adet kısa, 2’şer adet uzun toplamda 10 adet Renesis ve Felix cıvatasının ağırlık ölçüm sonuçları motor başına kazancın 73 gram civarında olacağını göstermiştir (Çizelge 2.2). BDT ortamında çeliğin yoğunluğunun $7,85 \text{ g/cm}^3$ olduğu kabulüyle [7] hesaplanan ağırlıklar da aynı çizelgede yer almıştır. Azaltılan kütle miktarının en alt sınırına yakın hesaplama yapmak için DIN 931 şartnamesindeki ölçüler ağırlığın en az olmasını sağlayacak biçimde alınmıştır. Dolayısıyla motor seti başına hesaplanan ve ölçülen ağırlıkların arasındaki çıkan fark tutarlıdır. Cıvata ve saplamalarda kalite kontrolünde hesaplanan ve ölçülen ağırlık arasında $\pm \%8$ ’lik bir hata payının kabul görmesi de bu sonuçları doğrulayan başka bir bilgidir.

Çizelge 2.2 : 10 adet cıvatanın ağırlık ölçüm sonuçları.

Parça	Ağırlık [g]	Ort. ağırlık [g]	Fark [g]	Hes. fark [g]	1 setteki kazanç [g]	Hes. kazanç [g]
Uzun Felix 1	160,72	160,80	2,84	3,27	72,82	68,94
Uzun Felix 2	160,88	160,80	2,84	3,27	72,82	68,94
Uzun Renesis 1	163,60	163,64	2,84	3,27	72,82	68,94
Uzun Renesis 2	163,67	163,64	2,84	3,27	72,82	68,94
Kısa Felix 1	154,00	154,21	4,39	3,99	72,82	68,94
Kısa Felix 2	154,09	154,21	4,39	3,99	72,82	68,94
Kısa Felix 3	154,55	154,21	4,39	3,99	72,82	68,94
Kısa Renesis 1	158,40	158,60	4,39	3,99	72,82	68,94
Kısa Renesis 2	158,68	158,60	4,39	3,99	72,82	68,94
Kısa Renesis 3	158,71	158,60	4,39	3,99	72,82	68,94

2.1 Anahtar Ağızı

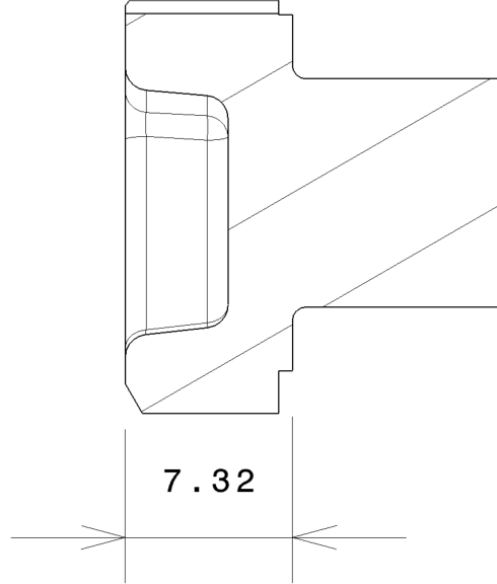
DIN 931 M10 ile aynıdır: 16,73 – 17,00 mm. Bu şartnamede s ile gösterilir.



Şekil 2.5 : Anahtar ağızı çizimi.

2.2 Kafa Kalınlığı

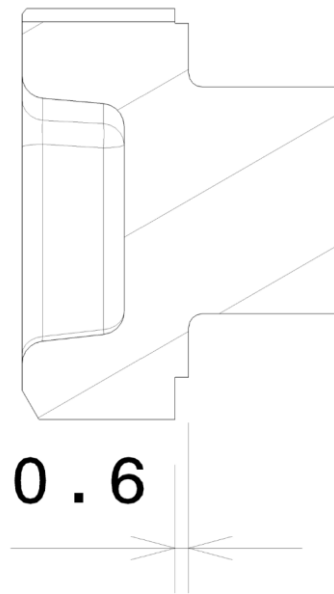
DIN 931 M12 ile aynıdır: 7,32 – 7,68 mm. Bu şartnamede k ile gösterilir.



Şekil 2.6 : Kafa kalınlığı çizimi.

2.3 Rondela Oturma Yüzeyi Kalınlığı

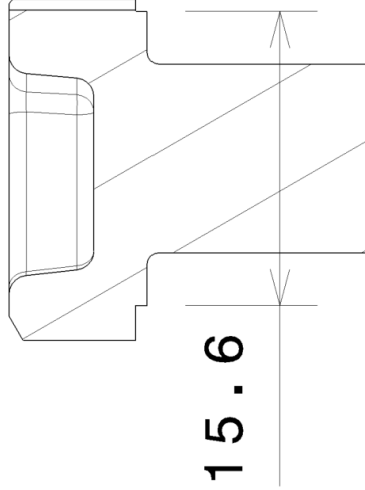
DIN 931 M10 ile aynıdır: 0,15 – 0,60 mm. Bu şartnamede c ile gösterilir.



Şekil 2.7 : Rondela oturma yüzeyi kalınlığı çizimi.

2.4 Rondela Oturma Yüzeyi Çapı

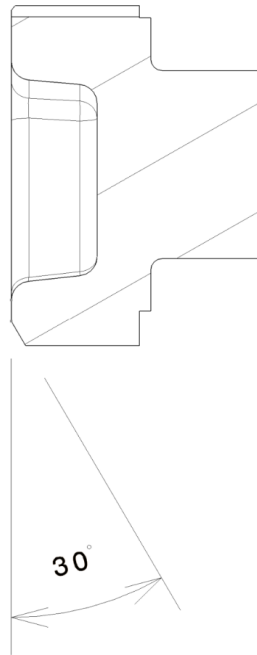
DIN 931 M10 ile aynıdır: max. 15,60 mm. Bu şartnamede d_w ile gösterilir.



Şekil 2.8 : Rondela oturma yüzeyi çapı çizimi.

2.5 Kafa Açısı

DIN 931 M10 ile aynıdır: $15^\circ - 30^\circ$. Bu şartnamede β ile gösterilir.



Şekil 2.9 : Kafa açısı çizimi.

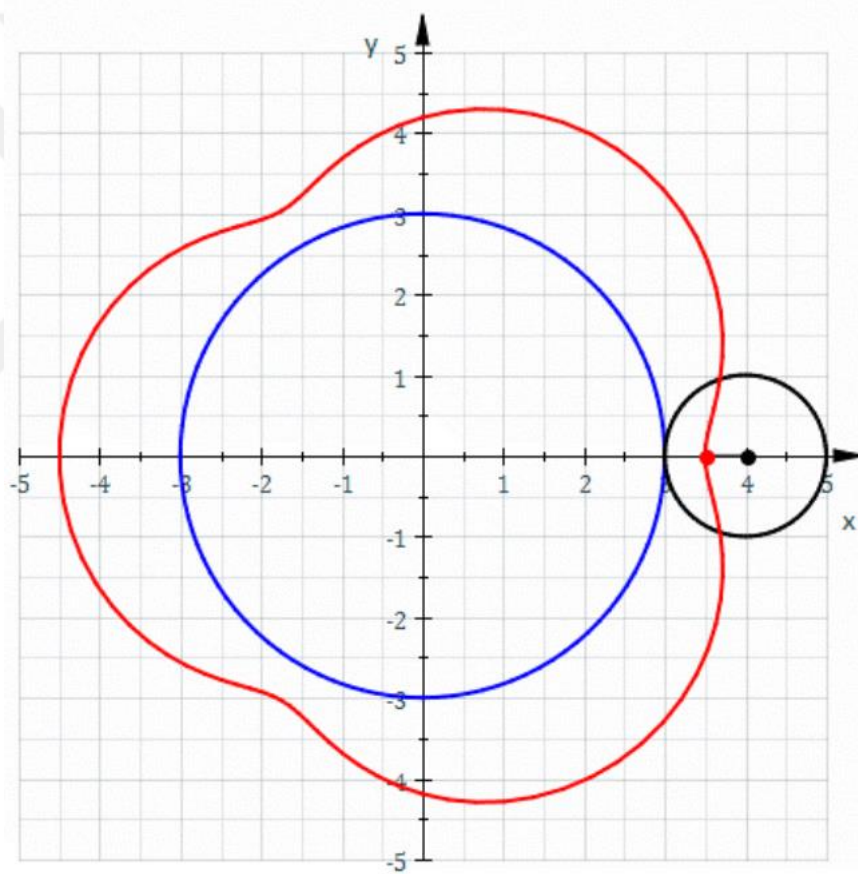
2.6 Oyuk Uç Noktasıyla Orijin Arasındaki Mesafe

Epitrokoid eğri, orijinal denklemleri (2.1) ve (2.2) kullanılarak elde edilmemiştir fakat bu denklemlere çok yakın bir eğri oluşturulmuştur.

$$x(\theta) = (R_i + r) \cos \theta - d \cos \left(\frac{R_i + r}{r} \theta \right) \quad (2.1)$$

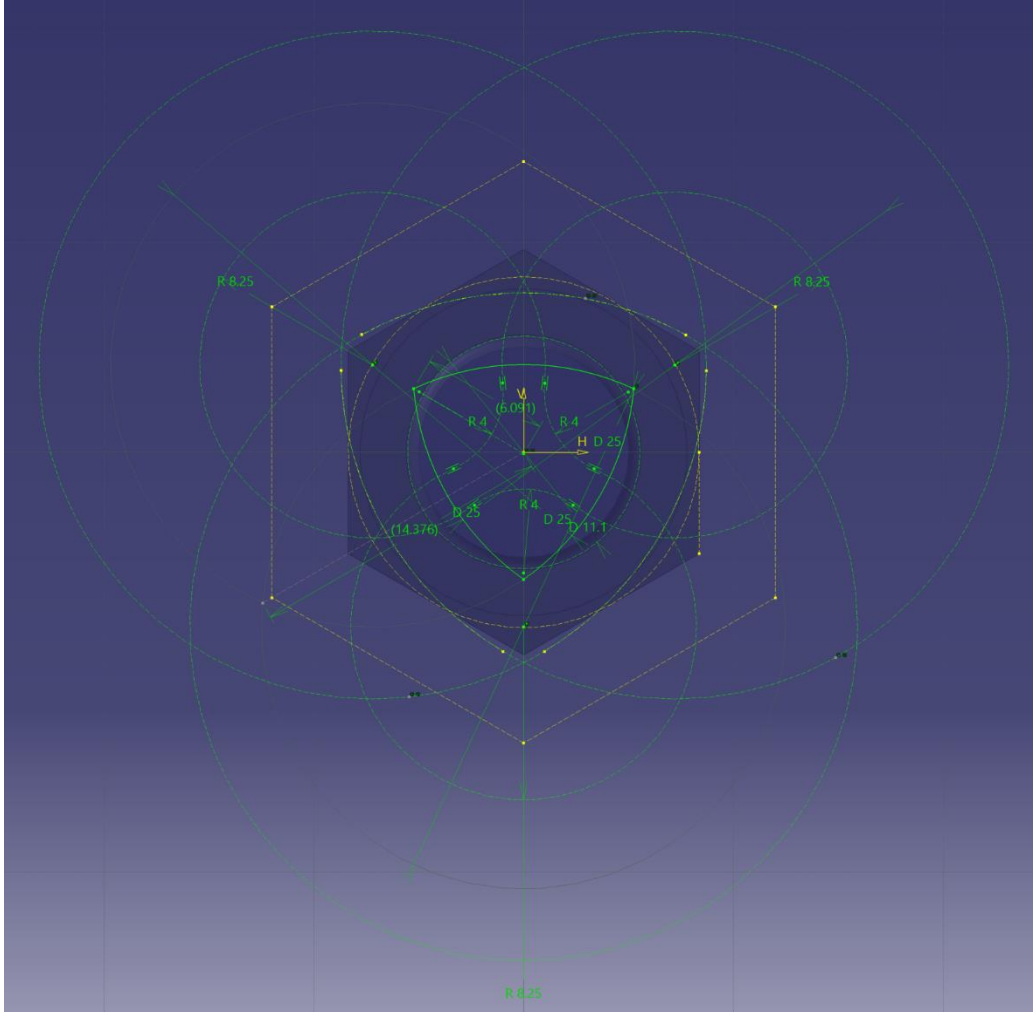
$$y(\theta) = (R_i + r) \sin \theta - d \sin \left(\frac{R_i + r}{r} \theta \right) \quad (2.2)$$

Bu denklemlerde R_i 'ye 3, r 'ye 1 ve d 'ye 1/2 değerleri verildiğinde θ açısı 0° 'den 360° 'ye giderken Wankel motorunda kullanılan epitrokoid eğrisini Şekil 2.10'daki gibi çizmiş olur [8].



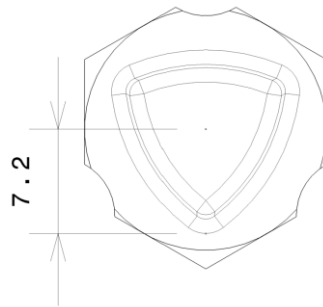
Şekil 2.10 : Epitrokoid eğri.

Epitrokoid eğriye çok yakın oluşturulan eğride kullanılan 3 çemberin kesişiminden Wankel piston geometrisine geçiş yapılmıştır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 : Oyuk için oluşturulan geometrinin BDT taslak görüntüsü.

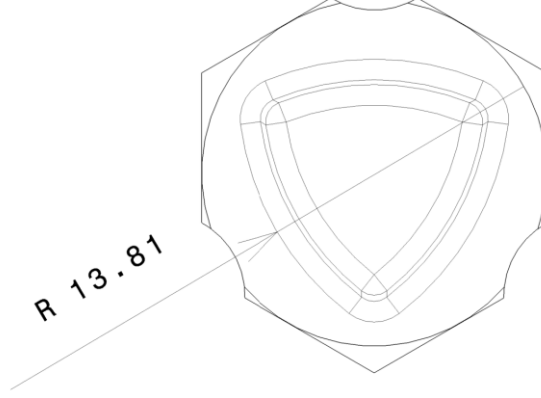
Keskin kenarların yuvarlatılması sonucu oluşan 4 oyuk geometrisinden en dışta olanı esas alınmıştır. Bu geometrinin 3 uç noktasından altıgen kafanın her bir noktaya en yakın köşelerinden çizilen doğru köşelerin açıortayı olmaktadır. Altıgenin merkez noktası orijin kabul edilmiştir. 7,2 mm olan ölçünün toleransı $\pm 0,15$ mm olmalıdır.



Şekil 2.12 : Oyuk uç noktasıyla orijin arasındaki mesafenin çizimi.

2.7 Epitrokoid Yayın Yarıçapı

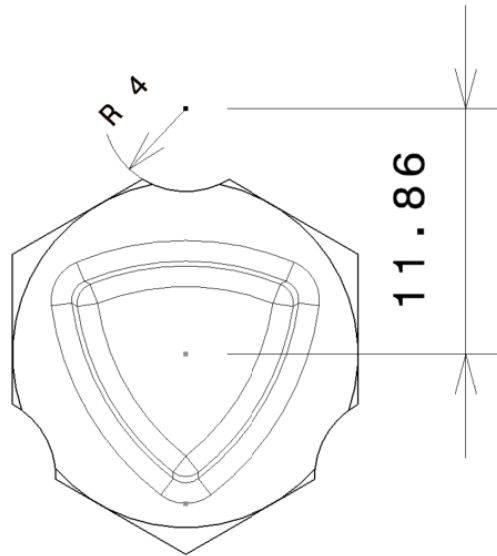
Oyuk geometrisini oluşturan 3 yay epitrokoid yay olarak adlandırılmıştır. Toleransı 0,18 mm olan 13,81 mm'lik bir ölçüdür (Şekil 2.11).



Şekil 2.13 : Epitrokoid yayın yarıçapının çizimi.

2.8 Köşe Boşaltma Yarıçapının Merkeziyle Orijin Arasındaki Mesafe

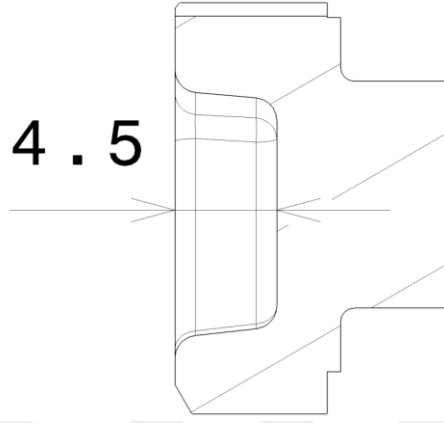
Anahtar ağız ölçüsü toleransı içerisinde maksimum sınıra doğru yaklaştıkça boşaltma oranını artırmaya yarayacak şekilde köşe boşaltma yarıçapının merkeziyle orijin arası mesafe 11,86 mm yapılmıştır. Toleransı $\pm 0,18$ mm'dir. Köşe boşaltma yarıçapı ise $4 \pm 0,12$ mm'dir.



Şekil 2.14 : Köşe boşaltma yarıçapının merkeziyle orijin arası mesafenin çizimi.

2.9 Oyuk Derinliği

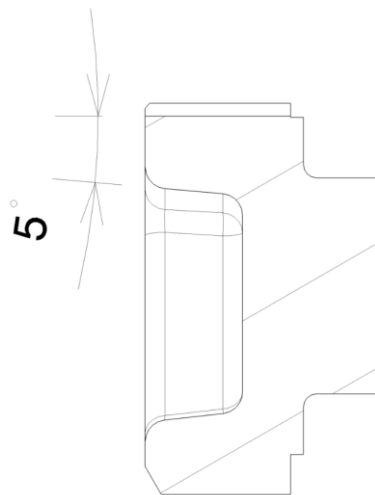
Soket derinliği olarak da adlandırılan ve şartnamelerde t olarak gösterilen 4,50 mm değerindeki, toleransı $\pm 0,12$ mm olan ölçüdür.



Şekil 2.15 : Oyuk derinliğinin çizimi.

2.10 Oyuk Eğimi

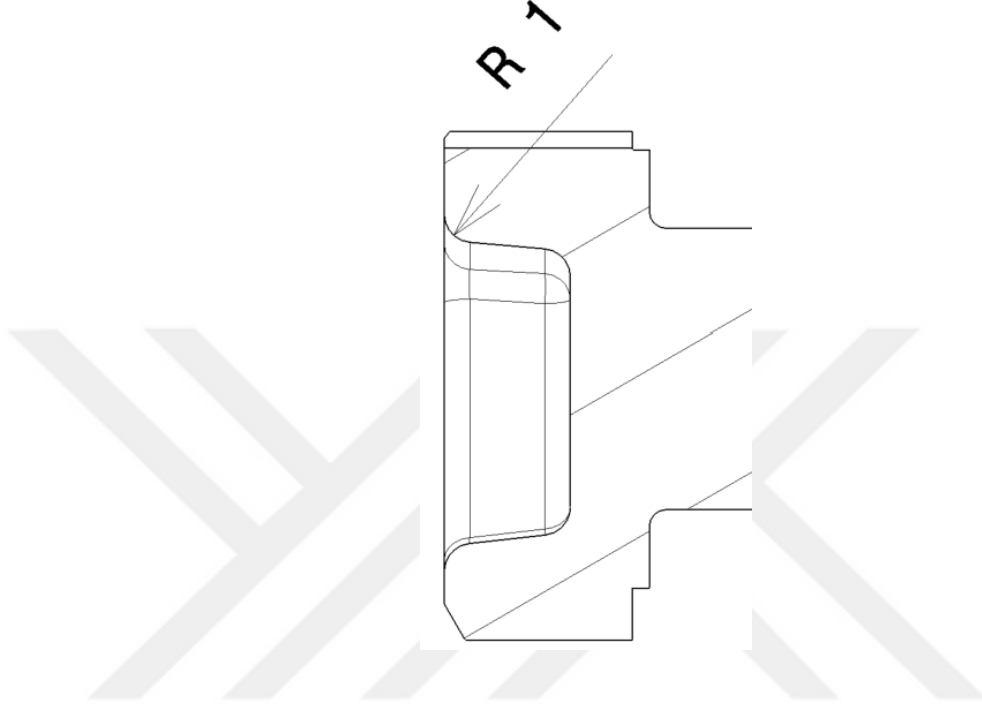
Soğuk şekillendirme kalıp tasarımının yapılabilirliği gözetilerek 5°'lik bir eğim verilmiştir. ISO 4759-1 şartnamesinde açısal toleranslar yer almadığından ISO 2768-1 şartnamesinin m sınıfına göre toleransı $\pm 1^\circ$ olarak belirlenmiştir [9].



Şekil 2.16 : Oyuk eğiminin çizimi.

2.11 Oyuk Üst Kenar Yarıçapı

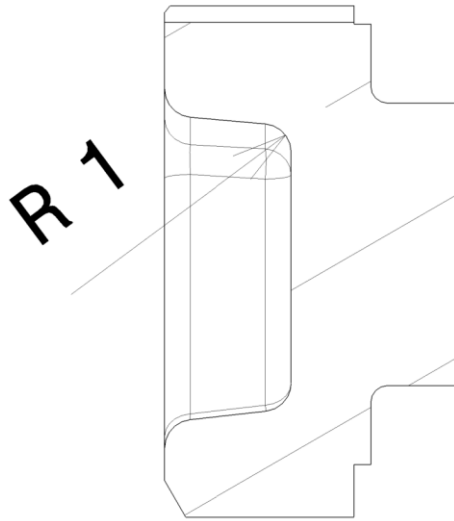
Soğuk şekillendirme kalıp tasarımının yapılabilirliği gözetilerek R1 ölçüsü verilmiştir. Toleransı $\pm 0,1$ mm'dir.



Şekil 2.17 : Oyuk üst kenar yarıçapının çizimi.

2.12 Oyuk Alt Kenar Yarıçapı

Oyuk üst kenarıyla aynı nedenden ötürü R1 $\pm 0,1$ mm ölçüsü verilmiştir.



Şekil 2.18 : Oyuk alt kenar yarıçapının çizimi.



3. DOĞRULAMA

Bu bölümde cıvataı doğrulamak için yapılan deneyler hakkında bilgi verilecektir.

3.1 Çekme Deneyi

Çekme deneyi makinesi ISO 7500-1 şartnamesine uygun olmalıdır. Şekil 3.1’de görseli yer alan Zwick Roell markasının Z400RED model makinesi Norm Cıvata şirketinin kalite laboratuvarındaki bu şartnameye uygun ve en prestijli otomotiv şirketlerinin cıvata ve saplamlarının çekme deneyine tabi tutulduğu aygıttır. Cıvata, vida veya saplamlar bağlanırken yana doğru çekişe yol açmayacak biçimde, kuvvetin aksenel olarak uygulanmasının sağlanmasına dikkat edilmelidir.



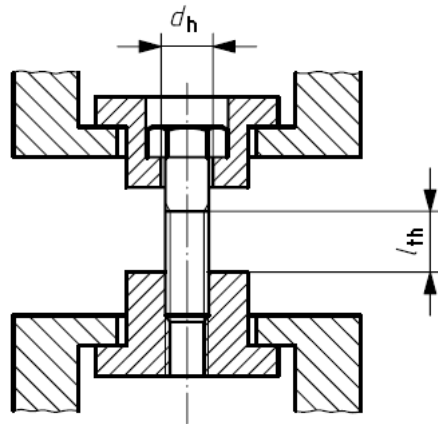
Şekil 3.1 : Zwick Roell Z400 RED deney makinesi.

Bu deneyin uygulanabileceği cıvata, vida ve saplamaların özellikleri aşağıdaki gibidir [10]:

- Kafası gövdesinin dişli kısmından daha güçlü olan cıvata ve vidalar;
- Kafası gövdesinin dişli olmayan kısmından daha güçlü olan cıvata ve vidalar;
- Gövdesinin dişsiz kısmının çapı dişli kısmının çapından daha büyük veya ovalama çapında olanlar;
- Gövde boyu anma çapının 2,5 katından büyük olan cıvata ve vidalar;
- Dişli kısmının uzunluğu anma çapının iki katından büyük olanlar,
- Dişli kısmı anma çapının iki katından küçük olan yapısal cıvatalar,
- Toplam uzunluğu anma çapının 3 katından fazla olan saplamalar,
- Anma çapı 3 mm ile 39 mm arasında olanlar,
- Tüm dayanım sınıflarına ait olanlar.

Wankel motoru uzar cıvatalarının gövdesinin dişsiz kısmının çapı dişli kısmının çapından küçük değildir. Dişli kısmının uzunluğu anma çapının iki katından büyüktür. Toplam uzunluğu anma çapının 3 katından fazladır. Anma çapı 10 mm'dir. Dolayısıyla çekme deneyi ile doğru sonuçlar verebilecek bir yapıya sahiptir.

Tutucular ve adaptörlerin sertliği en az 45 HRC olmalıdır. M10 altıgen kafalı bir cıvata için deney düzeneğini gösteren Şekil 3.2.'de yer alan d_h değeri 11,00 mm ile 11,27 mm arası olmalıdır.



Şekil 3.2 : Altıgen kafalı bir cıvata için çekme deney düzeneği.

Cıvata Şekil 3.2.'de yer alan dişli deney aparatlarının içine monte edilir. Alttaki adaptörde en az anma çapı kadar yani M10 için 10 mm uzunlukta bir dişli birleşmesi gerçekleşmelidir. Şekil 3.2.'de gösterilen serbest dişli uzunluğu l_{th} de en az anma çapı kadar yani 10 mm olmalıdır. Çekme deneyi ISO 6892-1'e uygun olarak çekme hızı 25 mm/min geçmeyecek şekilde yapılmalıdır. Felix cıvataları için Zwick Roell Z400RED makinesinde yapılan deneylerde bu hız 10 mm/min olarak uygulanmıştır. Çekme deneyi normalde kopma gerçekleşene kadar uygulanır fakat bu tez çalışmasında vida kısmının boyun vermesi istenen sonuçlar arasında olduğundan deneyi sonlandırmak için yeterli görülmüştür. M10x1 10.9 bir cıvata için en az 67,1 kN büyüklüğünde bir F_m uygulanmalıdır. R_m de anma büyüklüğü 1.000 MPa olarak geçse de 1040 ile 1200 MPa arasında olmalıdır.

M10x1 10.9 bir cıvata için $A_{s,nom}$ 64,5 mm²'dir. Bu değerin (3.1) ve R_m değerinin (3.2) hesaplandığı denklemler aşağıdaki gibidir:

$$A_{s,nom} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (3.1)$$

$$R_m = \frac{F_m}{A_{s,nom}} \quad (3.2)$$

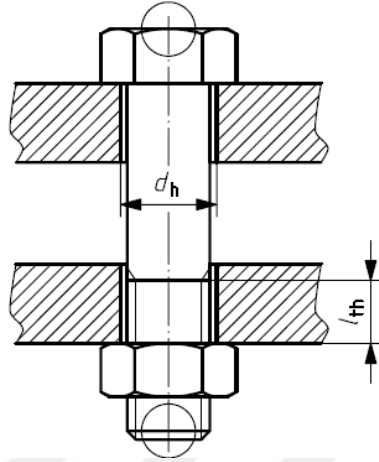
3.2 Kamalı Yük Deneyi

Kamalı yük deneyinde cıvatalar, saplamalar ve vidalar ISO 898-1 şartnamesinde belirlenmiş işletme çeki kuvvetlerine maruz bırakılarak kalıcı uzama gerçekleşip gerçekleşmediği kontrol edilir. Kalıcı uzamanın ikinci kuvvet uygulamasında 15 mikronu geçmemesi beklenmektedir. Fakat bu deney yeni üretilmiş ve hiç kullanılmamış cıvatalarda kafayı zorlayan bir deney olduğundan Felix cıvatalarının kafalarında bir kopma olup olmadığını görmek için yapılmıştır. Ayrıca, Renesis cıvatası ile Felix cıvatasındaki kalıcı uzama değerleri arasındaki farkın 12,5 mikronu geçip geçmediğine bakılmıştır. İlk ikişer kuvvet doğrultma ve dişlerin hizalanması amacıyla uygulanmış ve üçüncü kuvvet uygulandıktan sonra kalıcı uzamalar arasındaki fark gözlemlenmiştir.

Bölüm 3.1.'de çekme deneyinin uygulanabileceği özelliklere sahip bağlantı elemanlarının dişli kısmı anma çapının iki katından küçük olan yapısal cıvatalar hariç

hepsine kamalı yük deneyi uygulanabilir. Ayrıca, çekme deneyinin yapıldığı aygıt kamalı yük deneyi için de uygundur.

Kamaların sertliği en az 45 HRC olmalıdır. M10 altıgen kafalı bir saplama için deney düzeneğini gösteren Şekil 3.3.'de yer alan d_h değeri 11,00 mm ile 11,27 mm arası olmalıdır. Altta kalan dişli kısım da somun ile alt kamaya monte edilmelidir.



Şekil 3.3 Altıgen kafalı bir cıvata için kamalı yük deney düzeneği.

Deney yükü aksenal olarak uygulanmalıdır. Çekme hızı 3 mm/min değerini aşmamalıdır. Tam yük 15 saniye boyunca uygulanmalıdır. Yük tamamen kalktığında kalıcı uzamaya bakılır.

3.3. Burulma Deneyi

Burulma deneyi için uzar cıvatanın dişli kısmı M10x1 bir kör iç dişli delikli aparata en az iki tam diş ile bağlanıp sabitlenmelidir ve en az bir diş de kafa ile aparat arasında serbest bulunmalıdır. Şekil 3.4.'de örnek bir deney düzeneği şeması vardır. Ölçüm için doğruluk değerinden sapmanın %7'yi geçmediği bir torkmetre kullanılmalıdır. M10x1 10.9 bir cıvatanın kafasından uygulanacak burulma momentine karşı dayanımı en az 102 N.m değerinde olmalıdır. Başka bir deyişle bu niceliğe kadar cıvatada kırılma gerçekleşmemelidir. Tork sürekli artan bir şekilde uygulanmalıdır [11]. Minimum kırılma torklarının hesaplandığı denklem (3.5) aşağıdaki gibidir:

$$\tau_{B,min} = X \cdot R_{m,min} \quad (3.3)$$

$$W_{p,min} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{3,min}^3 \quad (3.4)$$

$$M_{B,min} = \tau_{B,min} \cdot W_{p,min} \quad (3.5)$$



Şekil 3.4 : Burulma deneyi düzeneği şeması.

Şekil 3.5’de yer almaktadır.



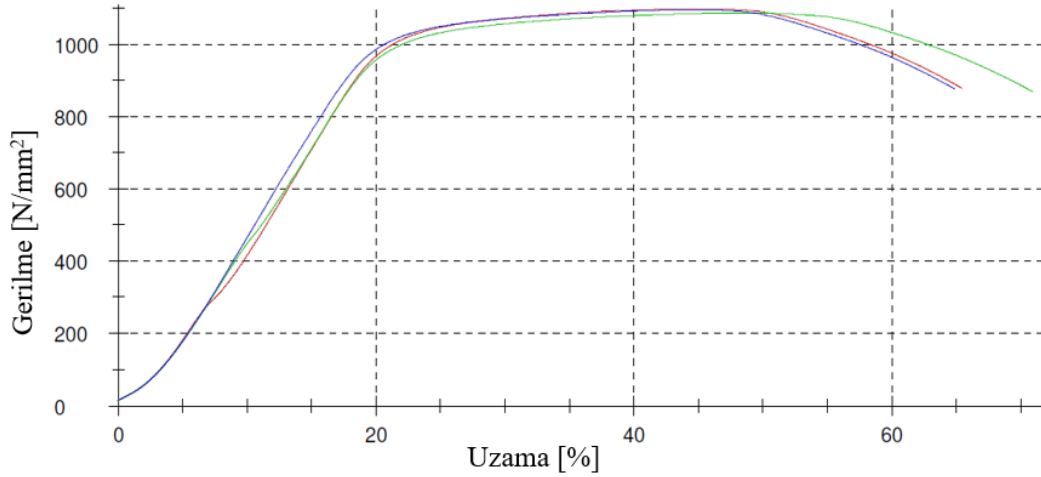
Şekil 3.5 : M10x1 dişli kör deliklere sahip aparat.



4. BULGULAR

4.1 Çekme Deneyi Sonuçları

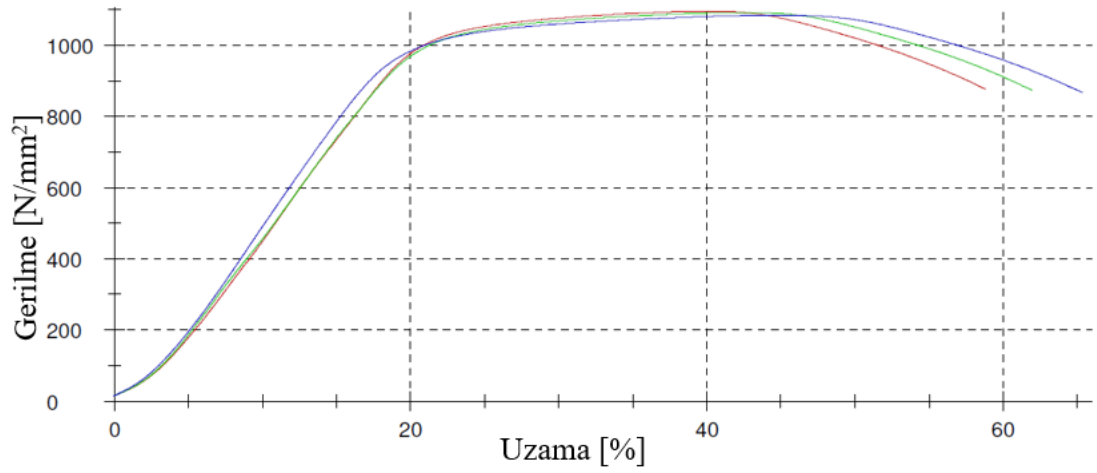
Zwick Roell Z400RED makinesinde gerçekleştirilen çekme deneyini 3 adet Felix cıvatası başarıyla tamamlamıştır. Deneyler 1000 N ön yük ile başlamıştır. 3.1. bölümünde belirtilen maksimum çekme hızı olan 10 mm/min uygulanmıştır. 3 numunenin 1086, 1096 ve 1098 MPa azami çekme dayanımına sahip olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.1. deney raporundan alınmış grafiklerdir.



Şekil 4.1 : Felix cıvatalarının gerilme – şekil değiştirme eğrisi.

Reneşis cıvatalarından da 3 adet numune teste sokulmuştur. Şekil 4.2.'de yer alan sonuca bakıldığında kafadaki değişikliklerin azami çekme dayanımını etkilemediği anlaşılmaktadır. 3 numunenin 1084, 1092 ve 1096 MPa azami çekme dayanımına sahip olduğu görülmüştür. Bu deneyin yapıldığı makinenin uzamaölçeri Class 1'dir ve elastik bölgedeki uzamalarda doğru bir ölçüm yapması beklenmemektedir. Bu bölgede yapılan yanlış ölçümler de toplam % uzama değerlerini olduğundan yüksek göstermektedir [12]. Ayrıca, deneyi gerçekleştiren teknisyenin hatasından dolayı uzama değerleri yüzdelik yerine ondalık olarak çıkmıştır. Tahribatlı bir deney olması ve kısıtlı numune miktarı nedeniyle deney tekrarlanamamıştır. Dolayısıyla bu

diyagramlarda oluşan eğrilerde yalnızca gerilmeler dikkate alınmaktadır ve oluşan eğriye bakılarak deneyde bir süreksizlik olup olmadığı kontrol edilmektedir.



Şekil 4.2 : Renesis cıvatalarının gerilme – şekil değiştirme eğrisi.

Deneyin sonunda tüm saplamaların M10x1 dişli bölgede boyun verdiği fark edilmiştir. Şekil 4.3.’de deneyden sonra çekilmiş bir Felix saplamasının gövdesi yer almaktadır.

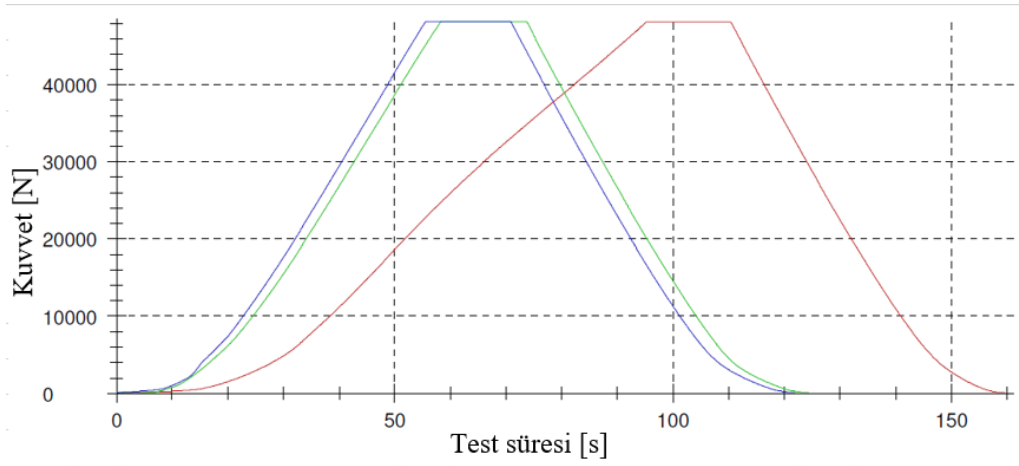


Şekil 4.3 : Çekme deneyinden sonra Felix saplamasının boyun veren gövdesi.

4.2 Kamalı Yük Deneyi Sonuçları

Zwick Roell Z400RED makinesinde gerçekleştirilen kamalı yük deneyinde Felix cıvataları iyi sonuçlar almıştır. 3’er adet Felix ve Renesis cıvataları 3’er kez işletme yüküne tabi tutulmuş ve numunelerin kafalarında kopma, çatlak veya eğrilme meydana gelmemiştir. Toplam 6 deneyde de ön yük olarak 75 N uygulanmıştır. ISO 898-1 şartnamesine göre uygulanacak yükün 48,1 kN olması gerekirken bilgisayara bu değer girildiğinde makinenin bu değeri 48,2 kN olarak uyguladığı görülmüştür. Dolayısıyla olması gereken yük toplamda 175 N fazladır. Felix cıvatalarının kuvvet ve zaman diyagramı Şekil 4.4.’de verilmiştir. Bu deney günlük sanayi akışında şartnamedeki kalıcı uzama kriterlerinin kontrolü için değil yeni üretilmiş bağlantı elemanlarının kafalarında kopma olup olmayacağını görmek için yapılmaktadır. Çünkü 3.2. bölümünde görselleri bulunan kamalardan aksel olarak uygulanan deney

kuvveti cıvataların veya saplamaların kafalarını çekme deneyindekinden daha fazla zorlamaktadır.



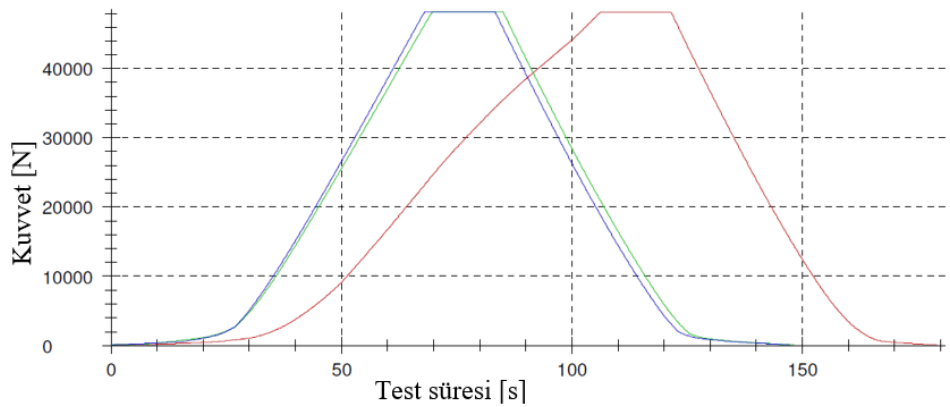
Şekil 4.4 : Felix cıvatalarının kamalı yük deneyindeki kuvvet - zaman eğrileri.

Deney yükünün uygulandığı 15 saniyenin sonunda Felix cıvatalarında ölçülen uzama değerleri Çizelge 4.1.'deki gibi olmuştur. Deney yükü aynı zamanda bu deneydeki maksimum kuvvettir.

Çizelge 4.1 : Felix cıvatalarının kamalı yük deneyindeki uzamaları.

Parça no.	Maks. kuvvet [N]	Uzama [mm]
Felix 1	48.200	3,220
Felix 2	48.200	1,954
Felix 3	48.200	1,850

Reneşis cıvatalarının kuvvet zaman diyagramı ise Şekil 4.5.'deki gibi oluşmuştur. Her iki cıvata için de uzamanın ilk seferde çok ve ikinci seferde daha az ölçüde azalması doğrultma etkisi ve vida hizalanması nedeniyle tutarlıdır.



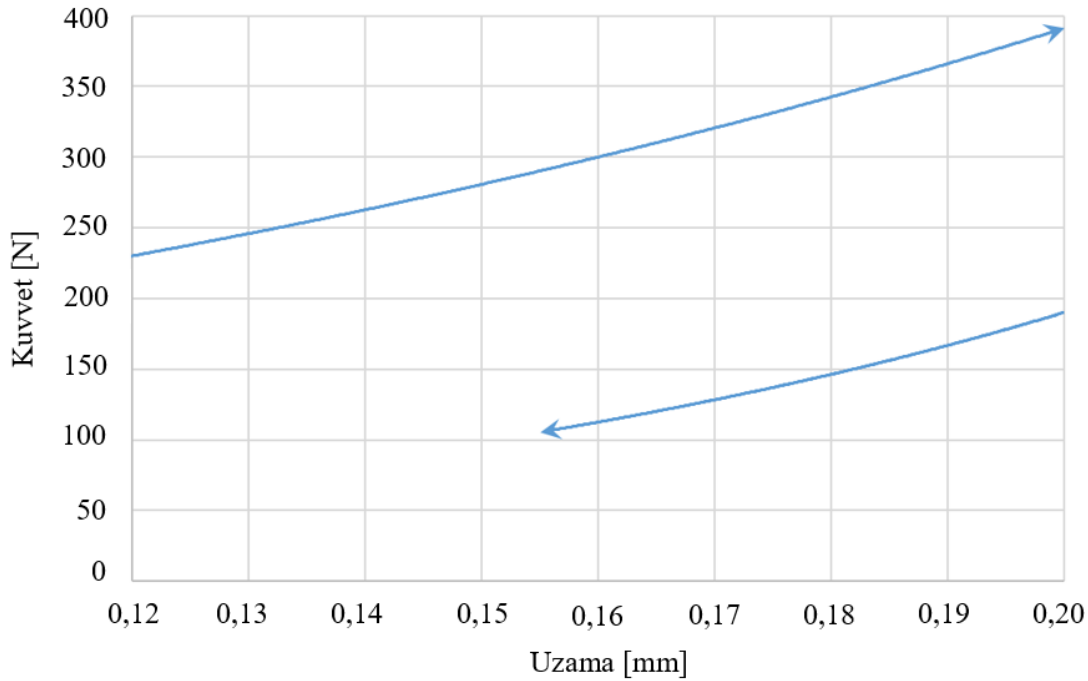
Şekil 4.5 : Reneşis cıvatalarının kamalı yük deneyindeki kuvvet - zaman eğrileri.

Reneşis cıvatalarının deney yükünün uygulandığı 15 saniyenin sonundaki uzama değerleri Çizelge 4.2.'de verilmiştir. Bu sonuç cıvataların kafasında yapılan modifikasyonların işletme yükü altında meydana gelen şekil değiştirmeye olumsuz bir etkisi olmadığını göstermesi bakımından önemlidir. Diğer bir ifadeyle işletme yükünün karşılanması Felix cıvatasının kafası Reneşis cıvatasının kafası ile aynı performansa sahiptir.

Çizelge 4.2 : Reneşis cıvatalarının kamalı yük deneyindeki uzamaları.

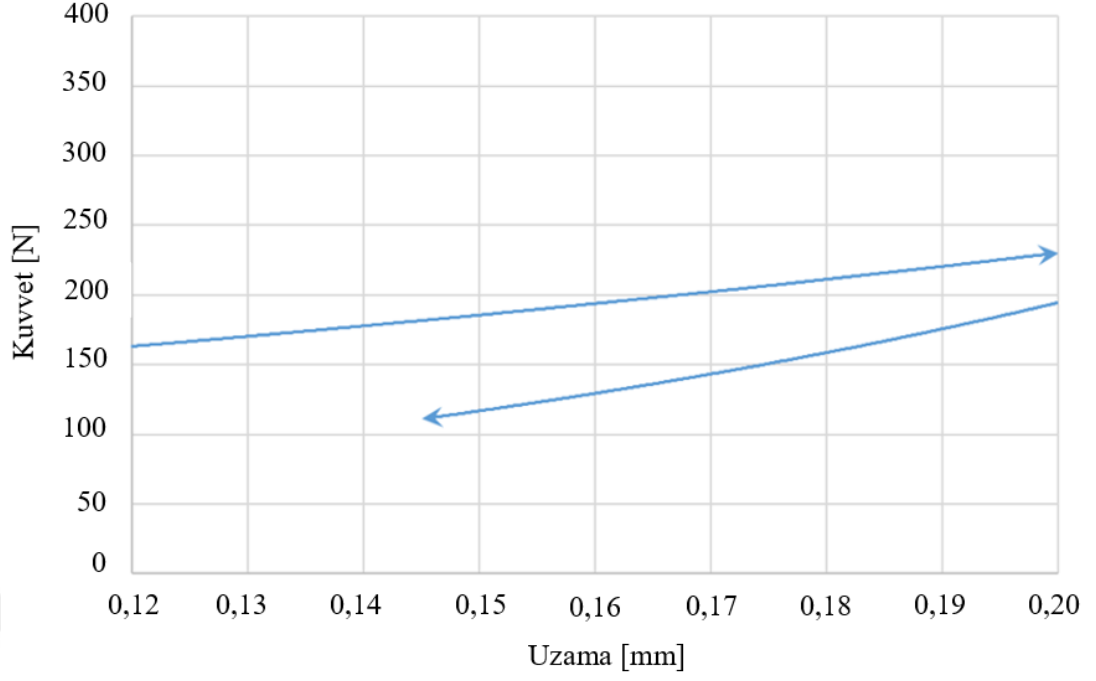
Parça no.	Maks. kuvvet [N]	Uzama [mm]
Reneşis 1	48.200	3,581
Reneşis 2	48.200	2,326
Reneşis 3	48.200	2,268

Felix numunesi için olan 3. deney sonunda 155 μm civarında kalıcı olarak uzamıştır. Bu uzamanın görüldüğü kuvvet – uzama diyagramı Şekil 4.6.'da sunulmuştur.



Şekil 4.6 : Felix cıvatasının kuvvet – uzama diyagramı.

Reneşis numunesindeki kalıcı uzama ise Şekil 4.7.'de görüldüğü gibi 145 μm dolayındadır. Böylece iki cıvata arasındaki kalıcı uzama farkı 10 μm ile deneydeki belirsizliklere mal edilebilecek önemsiz bir büyüklükte çıkmıştır. Değerler 0 N değil 100 N kuvvete karşılık gelen noktadan okunabilmiştir, bu nedenle biraz yüksektir.



Şekil 4.7 : Renesis cıvatasının kuvvet – uzama diyagramı.

4.3 Burulma Deneyi Sonuçları

Felix cıvatalarının deneylerinin yapıldığı Norm Cıvata Ar-Ge laboratuvarındaki deney düzeneğinin fotoğrafı Şekil 4.8’deki gibidir.



Şekil 4.8 : Burulma deneyi başlangıcında çekilmiş fotoğraf.

3 adet Felix cıvatası ISO 898-7 şartnamesine göre burulma deneyine tabi tutulmuştur ve sonuçlar geçilmesi hedeflenen 102 N.m değerinin oldukça üstünde, 120 N.m düzeyinde çıkmıştır. Bölüm 3.3.'de bahsedilen ölçüm aygıtının doğruluktan en fazla %7 sapabilmesi kuralı uygulandığında bile minimum kırılma torkunun üstünde kalınmaktadır. Kırılma kafanın sağlamlığını onaylayacak biçimde gövdenin dişli bölgesinde gerçekleşmiş, cıvataların kafasında çatlak veya eğrilme gerçekleşmemiştir. Deney düzeneğinden ona bağlı olan bilgisayara aktarılan değerler torkmetre dönme açısındaki dalgalanmalar nedeniyle diyagramda zikzaklı bir görünüm sergilemiştir, dolayısıyla sonuçlar çizelge ile sunulmuştur (Çizelge 4.3).

Çizelge 4.3 : Felix cıvatalarının burulma deneyi açısı – tork değerleri.

Parça	Kırılma açısı [°]	Kırılma torku [N.m]	Kırılma torku ort. [N.m]
Numune 1	880	120	119
Numune 2	867	121	119
Numune 3	854	116	119

Burulma deneyi sonrasında bu deneyde kullanılan numuneler ve 3 adet kör iç dişli M10x1 deliğe sahip aparatın fotoğrafı çekilmiştir ve bu fotoğrafa Şekil 4.9.'da yer verilmiştir.



Şekil 4.9 : Burulma deneyi sonrası cıvatalar ve kör delikli aparat.

5. WANKEL MOTORU ÜZERİNDE UYGULAMA

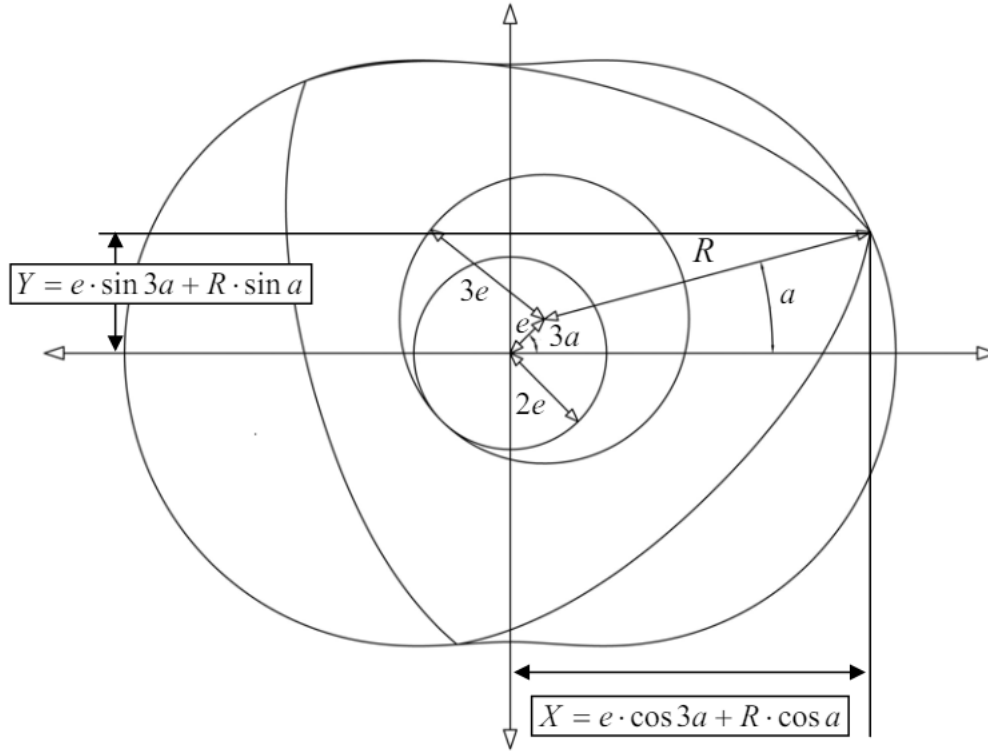
Renesis cıvatalarındaki değişiklikler cıvata kafasının montaj koşullarına etki etmeyecek kısımlarında yapılmıştır. Köşe boşaltmaları yapılırken rondela oturma yüzey alanını koruyacak ölçüler sınır değer olarak belirlenmiştir. Dolayısıyla cıvataların motorun çalışması esnasındaki yeterliliğin kuramsal olarak kanıtlanması daha önce böyle bir çalışmanın yapılmadığı ve henüz ticarileşmemiş motor tipleri üzerinde olmalıdır. Bu ihtiyacı karşılaması için İTÜ’de geliştirilen tek rotorlu, çevrim atlatma sistemine sahip Wankel motoru [13] ile İki-Zamanlı Wankel motoru [14] seçilmiştir. İki rotorlu Mazda 13-B Renesis motorunda yapılan değişikliklerle elde edilmişlerdir. Bu motorlardan kısaca Çevrim Atlatmalı Wankel (ÇAW) motoru ve İki-Zamanlı Wankel (İZW) motoru (Şekil 5.1) olarak bahsedilecektir. Önce Felix cıvatalarının bu motorların oluşturduğu kuvvetlere uygunluğu kuramsal olarak kanıtlanacak, daha sonra bu kuvvetler için gerekli sıkma torkları hesaplanarak bu değerlerin uygunluğu kontrol edilecektir. Bu hesaplamalarda kullanılacak denklemlerde yer alan Mazda 13-B Renesis motorunun geometrik boyutları ile başlanacaktır.



Şekil 5.1 : Montajı yapılmış iki zamanlı prototip Wankel motoru.

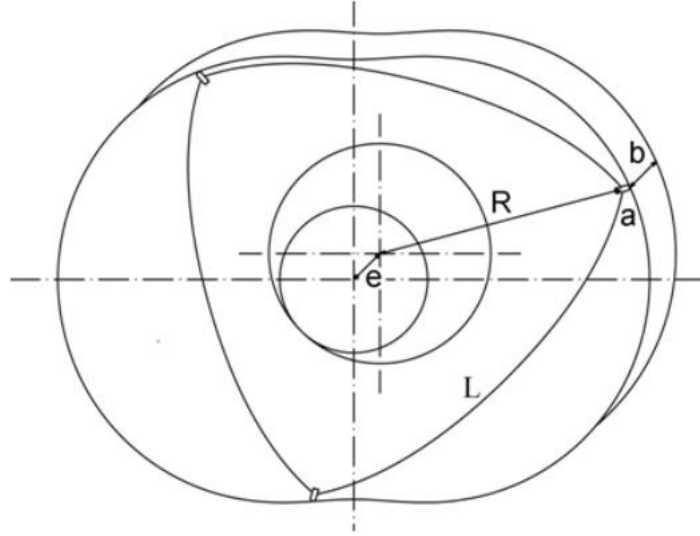
5.1. Motorların Geometrik Boyutları

Wankel motorunda piston olarak da adlandırılan rotor dönme hareketini eksantrikliğe sahip bir milin etrafında ve kendi eksenini etrafında yaparak çevrimi tamamlar. Çemberlerin yarıçapları oranından dolayı rotor bir tam tur yaptığında eksantrik mili üç tam tur gerçekleştirmektedir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 : Eksantrik mili açısı ile rotor açısı arasındaki ilinti.

13-B Renesis motorunun bu çalışma için kritik olan 5 ölçüsü vardır (Şekil 5.3). Piston köşeleri arasındaki yay uzunluğu L 180 mm'dir. Piston köşe-merkez uzunluğu R 101 mm'dir. Eksantriklik e 15 mm'dir. Gövdenin genişliği b 80 mm'dir. Genişletme miktarı a ise 4 mm'dir.



Şekil 5.3 : Wankel motoru gövde geometrisi.

5.2. Yeni Cıvatanın Motorların Kuvvetlerine Uygunluğunun İspatı

Felix cıvatalarının ÇAW ve İZW motorlarının oluşturduğu kuvvetlere uygunluğunu kanıtlamak için yapılacak hesapta en kötü durumu ele almak üzere bazı kabuller yapılmıştır. Yanma odasından uzar cıvatalara gelecek kuvvet hesaplanırken yanma odası duvarının alanının maksimum olduğu ÜÖN'daki (Şekil 5.3) duvar alanı kullanılmıştır. Kuvvetin cıvatalara dik olarak geldiği varsayılmıştır. Yalnızca piston köşeleri arasındaki yayın sınırladığı duvar alanının arkasındaki bölgedeki uzar cıvataların kuvveti eşit bir şekilde karşılayacağı, bu bölgenin dışındaki uzar cıvataların ise kuvvet karşılamada bir katkısının olmayacağı farz edilmiştir.



Şekil 5.4 : ÜÖN'da Wankel motoru yanma odasının görünümü.

ÜÖN'da oluşan maksimum duvar alanı aşağıdaki denklemden bulunur:

$$\begin{aligned}
A_d(\alpha) = & \left((R+a)^2 + 2 \cdot e^2 \right) \cdot \frac{\pi}{3} - 2 \cdot e \cdot (R+a) \cdot \cos \left(a \cdot \sin \left(\frac{3e}{R+a} \right) \right) \\
& - \left(\frac{2 \cdot (R+a)^2}{9} + 4e^2 \right) \cdot a \cdot \sin \left(\frac{3e}{R+a} \right) - \frac{\sqrt{3}}{4} \cdot (R+a)^2 \\
& - (3e^2 + (R+a)^2) \cdot \frac{\pi}{3} + \left(\frac{(R+a)^2}{2} \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{3} \right) \right) \\
& - 3 \cdot e \cdot (R+a) \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} \right) \cdot \cos \left(2 \cdot \left(\alpha + \frac{\pi}{3} \right) \right)
\end{aligned} \tag{5.1}$$

ÜÖN, α 'nın 540° olduğu konuma karşılık gelmektedir. Bu değer ile denklem çözüldüğünde $A_{d,max}$ 136 cm^2 çıkmaktadır.

ÇAW motorunda 4.000 d/d dönme sayısında, 1 hava fazlalık katsayısında, α 'nın 570° olduğu konumda meydana gelen 3,3 MPa maksimum oda basıncı değeri kullanılmıştır. Şekil 5.4'den de anlaşılacağı üzere pistonun bu noktasında yanma odası duvarının arkasında 5 adet uzar cıvata vardır.

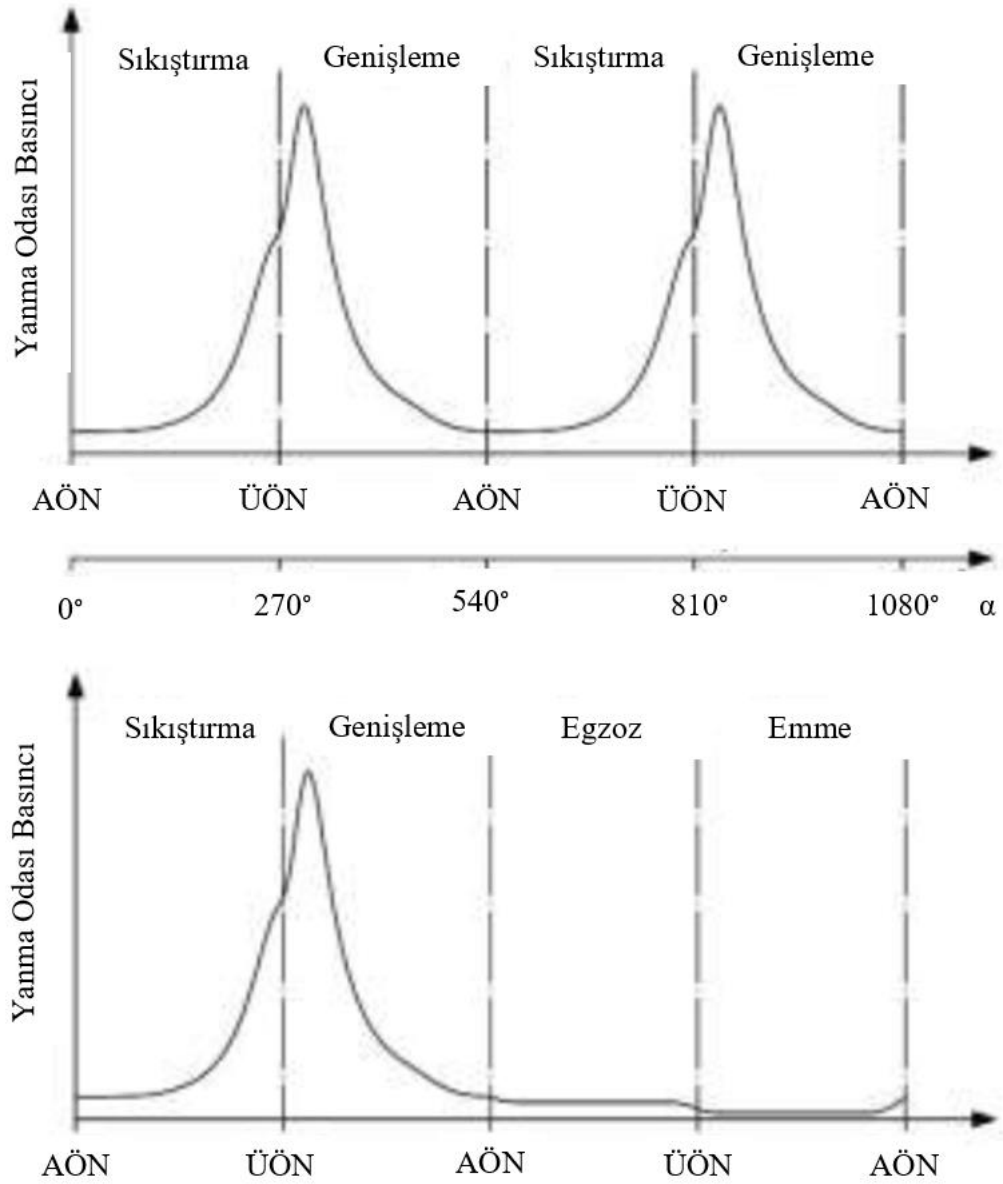
$$F_c = \frac{P_{max} \cdot A_{d,max}}{n} \tag{5.2}$$

Denklem 5.2'ye göre uzar cıvataların her birine ucundan dik olarak 8,98 kN çekme kuvveti etmiştir. Bir uzar cıvatada oluşturulması gereken bağlama kuvveti en az bu değer kadar olmalıdır. Ayrıca F_c , ISO 898-1 şartnamesine göre 10.9 kalite M10x1 bir cıvatada 830 MPa gerilme oluşturan F_d 'den küçük olmalıdır.

$$F_c < F_d \tag{5.3}$$

F_d şartnamede 53,5 kN'dur. Dolayısıyla denklem 5.3'deki koşul sağlanmış, Felix cıvatalarının ÇAW motorunun oluşturduğu kuvvetlere uygun olduğu kuramsal olarak kanıtlanmıştır.

İZW motorunda ise maksimum yanma odası basıncı 6 MPa'dır. Üstelik bu basınç dört zamanlı orijinal 13-B Renesis motorunun emme bölgesinin başlangıcındaki ÜÖN'dan hemen sonra da oluşmaktadır (Şekil 5.5). Yine Şekil 5.4'den fark edileceği gibi emme bölgesinde duvar alanının arkasına 2 adet uzar cıvata denk gelmektedir. Emme ve egzoz bölgelerinde uzar cıvataların seyrekleşmesi dört zamanlı motorun bu bölgelerinde genişleme ve sıkıştırma bölgelerine kıyasla yanma odası basıncının çok düşük olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.5 : İki zamanlı ve dört zamanlı Wankel motoru indikatör diyagramı.

5.2 numaralı denklem İZW motoruna uygulandığında F_s 40,8 kN olacaktır. 5.3 numaralı denklemdeki koşul oldukça makul bir emniyet katsayısıyla karşılanmıştır. Bu değer Felix cıvatalarının İZW motorunun oluşturduğu kuvvetlere de uygun olduğunu göstermiştir.

5.3. Yeni Cıvatanın Sıkma Torklarına Uygunluğunun İspatı

Felix cıvatasında bağlama kuvveti oluşturmak için cıvatanın hangi tork ile sıkılması gerektiği hesaplanırken yine bazı kabuller yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında cıvataların gerçek sürtünme katsayısını tespit etme imkanı olmamıştır. Dişli bölgedeki

sürtünme katsayısı ile cıvata kafası altındaki sürtünme katsayısının aynı olduğu varsayılmıştır. Saplamların siyah renkli olmasından kaplama işlemi uygulandığı anlaşılmaktadır. Zaten kaplama ve sonrasında yağ veya üst lak uygulanmamış bir motor cıvatası kullanımı pek uygun değildir. Sürtünme katsayısı kaplama ve sonrasında yağ uygulanmış bir cıvata için maksimum değerinin üzerinde, üst lak uygulanmış bir cıvata için maksimum değer olan 0,18 olarak farz edilmiştir [15].

Vida adımı 1,00 mm olan Felix cıvatasının bölüm dairesi çapı 6g diş toleransındaki en büyük değeri olacak şekilde 9,33 mm seçilmiştir [16]. Rondela oturma yüzeyi çapının maksimum değeri 2.4. bölümde belirtildiği gibi 15,60 mm'dir. Rondelanın iç çapı 10,00 mm olarak ölçülmüştür. Sıkma torkunu hesaplamaya yarayan Kellermann and Klein denklemi aşağıda sunulmuştur [17].

$$T_s = F_c \cdot \left(\frac{P+1,154 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d_2}{2\pi-2,308 \cdot \mu \cdot \frac{P}{d_2}} + \mu \cdot \frac{d_w + d_h}{4} \right) \quad (5.4)$$

ÇAW motoru için T_s bu denklemden 20,55 N.m olarak hesaplanmıştır. Bu değer bölüm 4.3'de burulma deneyi sonucu bulunan ortalama 119 N.m kırılma torkunun ve ISO 898-1 standardında verilen 102 N.m minimum kırılma torkunun çok altındadır. Böylelikle Felix cıvatasının ÇAW motorunun gerektirdiği sıkma torkuna uygun olduğu kuramsal olarak kanıtlanmıştır.

5.4 numaralı denklem İZW motorundaki bağlama kuvvetine göre çözüldüğünde T_s 93,35 N.m büyüklüğünde hesaplanmıştır. Böylece İZW motorundaki daha zorlu koşullara rağmen Felix cıvatasının güvenli bölgede kaldığı anlaşılmıştır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kısıtlı imkanlar, zaman ve numuneler ile yapılmasına rağmen başlangıçta arzu edilen şekilde sonuçlanmıştır. Uzar cıvataların mekanik performansında düşüş yaşanmaksızın 1 adet Wankel motoru için 72,82 gram hafifleme gerçekleşirken maliyet, hammadde sarfıyatı ve özgül yakıt tüketimi konularında iyileştirme sağlanmıştır. Üstelik bu çalışmada eksantrik mili yatağında bulunan 6 adet altıgen kafalı cıvata yer almamıştır.

Bu konudaki çalışmalar, Felix cıvatalarının üretim simülasyonu yapılarak devam edebilir. Bu simülasyonda cıvataların talaşlı imalata gerek kalmaksızın yalnızca soğuk şekillendirme yöntemiyle üretilebileceği ispatlanabilir. Oyuk derinliği 4,75 mm olacak şekilde artırılabilir. Köşe boşaltma yarıçapının merkezi ile orijin noktası arası mesafenin de bir miktar azaltılmasıyla %28 oranını geçecek bir kafa hafifletmesi sağlanır ve böylece Felix saplamaları kendi kulvarında en iyisini açık ara farkla öneren ürün olabilir. Hesap yapmayı kolaylaştıran fakat cıvatalara gelen yükü ağırlaştıran kabullerle kuramsal olarak ispatlanan montaj koşullarının doğrulaması deneylerde kullanılan Wankel prototip motorlara bu uzar cıvataların bağlanmasıyla yapılabilir.

Norm Cıvata Ar&Ge Laboratuvarı'nda bulunan ve cıvataların titreşim altında gevşemelerini saptayan Junker deneyinin düzeneği bu boydaki cıvatalara uygun olmadığı için gerçekleştirilememiştir, karşılaştırma yapmak için bu deney de uygun bir düzenekte yapılabilir. Bu deney düzeneği sayesinde ayrıca sürtünme katsayısının tespiti de yapılabilir [18].

Norm Bursa şirketiyle irtibata geçilerek teknik resim iletmek suretiyle Felix ve Renesis cıvatalarından 20'şer bin adet için teklif alınarak birim fiyatlar elde edilebilir. Çünkü bu şirket prensip gereği tüm teklif taleplerini değerlendirmeye almaktadır. Felix cıvatasının fiyatının daha uygun olacağı bu sayede görülebilir.

Sonuç olarak, Felix cıvatası sınırlarını görecekte şekilde üzerinde çalışmaya değer bir uzar cıvata ve bu çalışmada kanıtlandığından daha büyük bir potansiyel barındırma ihtimaliyle, keşfedileceği günü beklemektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Norm Fasteners.** (2020). *Special Light-Weight Bolts*. Kişisel görüşme.
- [2] **Veza, I., Roslan M.F., Said M.F.M. & Latiff Z.A.** (2020). Potential of range extender electric vehicles (REEVS). *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*
- [3] **Kutlar, O.A., Baykara C., Çalık A.T., Arslan H., Cihan Ö., Taşkıran Ö.O.** (2019). Dört-Zamanlı Wankel Motorunun Performansı ile İki-Zamanlı Çalışma Prensibinin Kuramsal ve Deneysel Olarak Araştırılması (TÜBİTAK Proje No: 115M690).
- [4] **ISO 4014.** (2011). Hexagon head bolts – Product grades A and B.
- [5] **DIN 931.** (1987). Sechskantschrauben mit Schaft.
- [6] **ISO 4759-1.** (2000). Tolerances for fasteners – Part 1: Bolts, screws, studs and nuts - Product grades A,B and C.
- [7] **DIN 603.** (2017). Cup head square neck bolts, English translation of DIN 603:2017.
- [8] **Epitrokoid.** *Wikipedi*. Erişim: 16 Nisan, 2024, <https://tr.wikipedia.org/wiki/Epitrokoid>
- [9] **ISO 2768-1.** (1989). General tolerances – Part 1: Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications.
- [10] **ISO 898-1.** (2013). Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread.
- [11] **ISO 898-7.** (1992). Mechanical properties of fasteners – Part 7: Torsional test and minimum torques for bolts and screws with nominal diameters 1 mm to 10 mm.
- [12] **ISO 6892-1.** (2019). Metallic materials – Tensile testing – Part 1: Method of test at room temperature.
- [13] **Cihan, Ö.** (2017). Wankel Motoru ve Çevrim Atlatma Sisteminin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [14] **Malkaz, F.** (2011). İki Zamanlı Wankel Tipi Döner Pistonlu Motorun Analizi (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [15] **Norm Coating.** (2024). *Kaplama Ürün Mühendisliği El Kitabı*. Kişisel görüşme.
- [16] **ISO 965-2.** (1998). ISO general purpose metric screw threads - Tolerances – Part 2: Limits of sizes for general purpose external & internal screw threads.
- [17] **DIN EN ISO 16047.** (2013). Fasteners - Torque/clamp force testing (ISO 16047:2005 + Amd 1:2012); English version EN ISO 16047:2005 + A1:2012.

- [18] **DIN 25201-4.** (2010). Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten – Schraubenverbindungen.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mehmet Çağrı ÇUBUKLUSU

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2024, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Otomotiv

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2010 – 2012 yıllarında Ford Otosan’da Araç Dayanım Mühendisi olarak çalıştı.
- 2013 yılında Cms Jant’ta CAD / CAE Mühendisi olarak çalıştı.
- 2014 – 2015 yıllarında Vestel’de İş Geliştirme Mühendisi olarak çalıştı.
- 2015 – 2022 yıllarında Bürkert A.Ş.’de Teknik Destek Mühendisi olarak çalıştı.
- 2022 – 2023 yıllarında AKG Termoteknik’te Proje Mühendisi olarak çalıştı.
- 2023 yılından beri Norm Cıvata’da Ürün Mühendisi olarak çalışmaktadır.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Çubuklusu, M. Ç.,** Kutlar, O. A., Baykara, C. 2024. Wankel Motoruna Ağırlığı Azaltılmış Cıvata Geliştirilmesi. 9. *Uluslararası Akademik Öğrenci Çalışmaları Kongresi*, Mayıs 18-19, 2024 İstanbul, Türkiye.