

İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU TASARIMI

Mehmet AYÇİÇEK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2008
ANKARA**

Mehmet AYÇİÇEK tarafından hazırlanan İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU TASARIMI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. H. Rıza BÖRKLÜ
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mahmut İZCİLER
Endüstriyel Teknoloji Eğitimi AD., GÜ.

Prof. Dr. H. Rıza BÖRKLÜ
Makine Eğitimi AD., GÜ.

Doç. Dr. Şefaaddin YÜKSEL
Makine Mühendisliği AD., GÜ.

Yrd. Doç. Dr. Hüdayim BAŞAK
Makine Eğitimi AD., GÜ.

Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN
Makine Mühendisliği AD., GÜ.

Tarih: 11/ 01/ 2008

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nermin ERTAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Mehmet AYÇİÇEK

İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU TASARIMI
(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet AYÇİÇEK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2008

ÖZET

Dişli çarklar mekanik gücün naklindeki önemine paralel olarak endüstride yaygın olarak kullanılmakta ve mühendislik öğreniminde çeşitli derslerde incelenmektedir. Hız kutusu elemanlarının hesaplarında sürekli mukavemet veya zaman mukavemeti isteğine bağlı olarak malzeme emniyet değerlerinin yanı sıra çalışma şartlarını ifade eden çok sayıda faktör kullanılır. Bu faktörler, dişli çark hesaplamalarının uzun ve karmaşık olmasının nedeni olarak gösterilebilirler. Yapılan hesaplarda uygun sonuçlara ulaşılamadığında, önceki hesap adımlarına geri dönmeden dolayı zaman kaybına ve hesap hatalarına neden olmaktadır. Bu çalışmada iki kademeli düz dişli hız kutusu elemanlarının mukavemet hesapları ele alınmış ve girdi parametreleri verilen hız kutusunun elemanlarının mukavemet hesabını ve seçimini yapan program hazırlanmıştır. Hazırlanan programın bir bölümde interval aritmetiği yöntemi kullanılarak mukavemet hesapları yapılmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.029

Anahtar Kelimeler : Parametrik tasarım, Hız kutusu tasarımı, Redüktör

Sayfa Adedi : 79

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Hüseyin Rıza BÖRKLÜ

**THE DESIGN OF TWO STEP LINEAR GEAR BOX
(M.Sc Thesis)**

Mehmet AYÇİÇEK

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
January 2008**

ABSTRACT

Due to their importance in transmitting power and motion, gears are widely used in industrial applications and are studied in various courses in engineering education. In the calculation of speed box components, many factors are used as well as permanent and time resistance demand related to material reliability values. These factors can be shown as the reason that makes gear boxes calculation time-consuming and complex. Also when the results are not correct checking the calculation steps and remaking the calculation cause time loss and incorrect results. In this study, calculations of components of two-differential linear gear boxes are performed. Then the software which makes the resistance calculations of the components of a gear-box that the inputs are given, was written. One part of software was written with interval arithmetic method for resistance calculations.

Science Code : 708.3.029
Key Words : Parametric design, gear box design, reducers
Page Number : 79
Adviser : Prof. Dr. Hüseyin Rıza BÖRKLÜ

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkıları ile beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Hüseyin Rıza Börklü ve manevi desteği ile beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan değerli eőime, aileme, Ayőe Ocakcı' ya ve Yaőar Ocakcı' ya teőekkürü bir borç bilirim.

Mehmet AYÇIÇEK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGE VE KISALTMALAR.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
3. İKİ KADEMELİ HIZ KUTUSU TASARIMI.....	9
3.1. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu.....	9
3.2. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu Mukavemet Hesapları.....	10
3.2.1. Düz dişli mukavemet hesapları ve boyutlandırılması.....	10
3.2.2. Hız kutusundaki millerin çap ve mukavemet hesapları.....	17
3.2.3. Hız kutusundaki yatakların seçilmesi.....	21
3.2.4. Hız kutusundaki kamaların seçimi.....	22
4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ PARAMETRİK HIZ KUTUSU TASARIMI.....	23
4.1. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu Mukavemet Hesapları.....	23
4.1.1. Düz dişli mukavemet hesapları ve boyutlandırılması.....	24
4.1.2. Hız kutusundaki millerin çap ve mukavemet hesapları.....	33
4.1.3. Hız kutusundaki yatakların seçimi.....	37
4.1.4. Hız kutusundaki kamaların seçimi.....	38

	Sayfa
5. KAPALI EŞİTSİZLİKLER (İNTERVAL ARİTMETİĞİ) YÖNTEMİ İLE PROBLEM ÇÖZME.....	40
5.1. Kapalı Eşitsizliğin Makine Elemanları Problemlerine Uygulanışı.....	42
5.1.1. Mil çapı hesabı.....	42
5.1.2. Kama hesabı.....	44
5.1.3. Dişli hesabı.....	46
5.1.4. Civata hesabı.....	49
6. İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU MUKAVEMET HESABI PROGRAMI KULLANIMI.....	54
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
8. KAYNAKLAR.....	67
EKLER.....	69
EK -1 Hız kutusu montaj ve imalat resimleri.....	70
ÖZGEÇMİŞ.....	79

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Lewis mukavemet katsayıları (ϕ).....	13
Çizelge 3.2. Gerilme yorulması katsayısı.....	15
Çizelge 3.3. Dişlerin hata değeri çizelgesi.....	16
Çizelge 3.4. Deformasyon katsayısı (C).....	17
Çizelge 3.5. Yük uygulama şekline göre K_e ve K_b parametreleri.....	21

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Sistematik tasarım işlem basamakları.....	8
Şekil 3.1. İki kademeli düz dişli hız kutusu.....	9
Şekil 3.2. Dişli kuvvetleri.....	11
Şekil 3.3. Dişteki hata değeri grafiği.....	16
Şekil 3.4. Mile gelen kuvvetler.....	18
Şekil 3.5. Düşey düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı.....	19
Şekil 3.6. Yatay düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı	19
Şekil 4.1. İki kademeli düz dişli kutusu.....	24
Şekil 4.2. Düşey düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı	34
Şekil 4.3. Yatay düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı	35
Şekil 5.1. Mil yataklanması.....	42
Şekil 5.2. Kama hesabı.....	44
Şekil 5.3. Kaplin Hesabı.....	49
Şekil 6.1. İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı programı akış şeması...56	
Şekil 6.2. Hız kutusu girdi parametreleri ve uygun modülün hesaplanması..57	
Şekil 6.3. Dişli modülü ayrıntı hesapları.....	58
Şekil 6.4. Modül seçimi için kullanılan faktörler.....	59
Şekil 6.5. Hız kutusu mil çapı hesabı.....	60
Şekil 6.6. Mil çapı ayrıntı hesapları.....	61
Şekil 6.7. Hız kutusunda ki rulmanların seçimi.....	62
Şekil 6.8. Uygun kama hesabı.....	63
Şekil 6.9. Kama ayrıntı hesapları.....	64

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simge	Açıklama
a	Kama yüksekliği, mm
b	Kama eni, mm
b	Dişli genişliği, mm
C	Dinamik yük taşıma kapasitesi, N
C	Deformasyon katsayısı
d_p	Pinyon dişli çapı, mm
d_d	Dişli çapı, mm
d_m	Mil çapı, mm
d_i	Mil iç çapı, mm
d_o	Mil dış çapı, mm
σ_{em}	Emniyetli gerilme, N/mm ²
σ_k	Kopma gerilmesi, N/mm ²
σ_a	Akma gerilmesi, N/mm ²
σ_b	Eğilme kuvveti, N
σ	Dişli gerilmesi, N/mm ²
π	Sabit sayı $\frac{22}{7}$
φ	Lewis mukavemet katsayıları
F_o	Statik kuvvet, N
F_w	Aşınma yükü, N
F_d	Dinamik yük, N

Simge	Açıklama
F_t	Teğetsel kuvvet, N
F_r	Radyal kuvvet, N
K	Gerilme yorulması katsayısı, kN/m ²
k	Diş genişliği faktörü, mm
K	Konstrüksiyon katsayısı
K_e	Eğilme katsayısı
K_b	Burulma katsayısı
L	Rulman ömrü, milyondevir
m	Modül, mm
M	Moment, mm
P	Eşdeğer yük taşıma kapasitesi, N
P	Güç, kw
Q	Aşınma yükü faktörü, mm
τ	Kesme kuvveti, N
τ_D	Kesme açısından sonsuz ömür
T	Tork, Nmm
W	Açısal hız, d/dak
V	Lineer hız, m/sn
Z	Diş sayısı
Z_g	Büyük dişli diş sayısı
Z_p	Küçük dişli diş sayısı

1. GİRİŞ

Tüm bilimsel ve teknolojik araştırmaların temel amacı insanlığa daha iyi ve müreffeh bir gelecek sunmaktır. Bu tür faaliyetlerin yürütülmesinde tasarım, çok kritik bir yer ve öneme sahiptir. Tasarım, belirli istekleri optimum tarzda karşılamak amacıyla sarf edilen çabaların tümünü kapsar ve birçok bilim dalı veya disiplinin bir arada uygulanması gereken yaratıcı bir faaliyettir. Bu faaliyet alanı; makine, elektronik, mimari, mobilya, kimya, yazılım v.b. gibi birçok farklı konu veya uygulamaları kapsar. Makine mühendislik alanı ve tasarımı, diğer tüm alan veya teknolojiler üzerinde oldukça fazla bir etkiye sahiptir. Çok karmaşık ve yüksek dereceli yaratıcılık gerektiren tasarım, “fonksiyonel uzayda belirtilen ihtiyaçları fiziki çözüm uzayında optimum karşılamak amacı ile yürütölen faaliyetlerin tümü” olarak tanımlanabilir [1].

Tasarım terminolojisi, son yarım asırlık dönemde oldukça değişmiştir. Makine mühendislik tasarımı dört çeşide ayrılabilir [1]:

- 1) Orijinal tasarımlar; aynı, benzer veya yeni bir amaçla orijinal bir tasarım çözümü uygulamayı kapsar.
- 2) Adapte tasarımlar; bilinen bir sistemi yeni bir tasarımda uyarlamaktır.
- 3) Geçiş tasarımları; gerekli bazı düzeltme veya iyileştirmelerle mevcut bir ürünü geliştirmedir.
- 4) Değişken tasarımlar; fonksiyon veya tasarım çözümü sabit tutularak sistemin boyut veya oluşumunu değiştirmeyi içerir.

Kaynaklarda dört farklı tasarım çeşidinden bahsedilmekle birlikte bunların her zaman kesin sınırları tayin edilemeyebilir. Gerçekte her tasarım, soyuttan somuta döngüsel ve gittikçe ayrıntılaşan bir şekilde gelişir ve değişir.

Pazar ihtiyaçlarına cevap vermek için eski seri imalat yöntemi günümüzde kütlesele özel üretim yöntemine dönuşmüş olup, farklı parçaların az miktarda üretimi söz konusudur. Bu nedenle birbirine benzeyen ancak geometrik

ölçüleri farklı olan parçaların tasarımının kısa sürede yapılıp üretime geçilmesi gerekir. Bunun için bir şeklin tanımında gerekli parametrelerin kullanımına imkan veren tasarım yöntemleri geliştirilmiş olmalıdır. Böyle bir ihtiyaç sonucu parametrik tasarım olarak adlandırılan tasarım teknikleri ortaya çıkmıştır. Böylece tasarım aşamasında hızlı analiz ve değişiklikler mümkün olmuştur.

Parametrik tasarım yöntemi, BDT / BDİ sistemlerinde sınırlandırma kavramı ile birlikte uygulanmaktadır. Sınırlandırma, bir nesne veya nesnelere grubu davranışlarını ilişkilendiren veya kısıtlayan bir bağıntıdır. Çizgilerin paralel veya dik olmaları, bir çizginin bir eğriye teğet olması, dairelerin eş merkezli olmaları, bir boyutun bir başka boyuttan küçük olması veya bir boyutun bir başka boyutun belirli bir katı olması geometrik sınırlandırma örnekleridir.

Sınırlandırma kavramı; serbestlik derecesi, aşırı, az veya uygun sınırlandırma şeklinde kullanılabilir. Her sınırlandırma, alternatif sayısını bir basamak azaltır. Diğer taraftan sınırlandırma sayısı büyüdükçe geri kalan serbest boyutlara farklı değerler verildikçe tasarım veya modelin uyumlu kalması zorlaşır. Bir tasarım az sınırlandırma ile tanımlanmışsa, bu tam bir tanım olmaz ve hesaplanması gereken parametreler belirlenemez. Bundan dolayı tasarımda, en uygun şekilde sınırlandırma yapılmalıdır.

Hız kutuları, dişli çark, mil gibi parçalardan oluşan güç ve hareket ileten sistemlerdir. Sanayi devrimi ve mekanizasyonunun yaygınlaşması ile önemleri daha da artmıştır. Hız kutularının en önemli parçalarından olan dişli çarklar, 3000 yıl öncesinde bile kullanılmışlardır. Bu tarihlerde genelde büyük taş blokları taşımada manivela ve eğik düzlem düzenleri kullanılmaktaydı. Dişli çark yöntemi de bu düzenlerle beraber hareket ve yük iletiminde kullanılmıştır. Bu düzenlerde tam bir diş profili yoktu. Ancak çarklar üzerindeki girinti ve çıkıntıların birbirlerini öteleme ile etkiledikleri gözlenmiştir. Yine de geometrik bir büyüklük olarak çevre taksimatı yani dişler arasındaki mesafeyi, hatveyi zorunlu olarak görebiliriz. Bu tip düzenleri

bugün dahi Anadolu'nun çeşitli yörelerinde görmek mümkündür. Klasik çağ Avrupa'sında Galili Galileo'nun ve Hint, Arap yarımalarında özellikle hareket için kullanılmış dişli çark düzenlerinde bir teknoloji görülebilir.

Metal dişlilere geçiş 19. yüzyıl sanayi devrimi ile oldu. Metalurji ve mekanikteki gelişmelere paralel yeni malzemelerle üretilen dişliler, günümüzde endüstrinin vazgeçilmez bir parçası haline geldi. Hız kutuları farklı güç ve hız iletiminde kullanılan dişlilerden oluşan bir sistem olarak geliştirildi.

Hız kutuları hesaplarında sürekli mukavemet veya zaman mukavemeti isteğine bağlı olarak malzeme emniyet değerlerinin yanı sıra çalışma şartlarını ifade eden çok sayıda faktör kullanılır. Bu faktörler, dişli çark hesaplamalarının uzun ve karmaşık olmasına sebep olur. Genelde optimum bir sonuç, birçok hesap adımı ve tekrarı ile bulunabilir.

Dişli çark boyutlandırma süreci çeşitli alanlarda kapsamlı bilgi, tecrübe ve yoğun bir mühendislik çalışması gerektirir. Tasarımcı, bazı dişli çark faktör anlamlarından imalat özelliklerine kadar geniş bir alan bilgisine ihtiyaç duyar. Bu bilgilere güvenli ve hızlı bir şekilde ulaşım, tasarım sürecini kısaltabileceği kadar daha iyi ve güvenilir tasarım da sağlayacaktır. Bu amaçla çeşitli 'Bilgisayar Destekli Tasarım' (BDT) paket ve yaklaşımları büyük kolaylıklar sunmaktadır.

Bu çalışmada; hız kutusu tasarımında gerekli hesap ve analizleri kolaylaştıracak, olası hata ve süreyi en aza indirmek amacıyla geliştirilen bir bilgisayar programı tanıtılacaktır.

Birinci bölümde tasarımın tanımları, tasarım çeşitleri, dişli çarkların tarihi gelişimi ve parametrik tasarımın anlatıldığı giriş bölümü sunulacaktır.

İkinci bölümde parametrik tasarım ve BDT ile yapılan çalışmalar hakkında bir kaynak araştırması sunulacaktır.

Üçüncü bölümde iki kademeli düz dişli hız kutusuna ait dişlilerin modül hesabı, mil çapı hesabı, millere gelen kuvvetlerin tür ve büyüklükleri, rulman katalogu yardımı ile uygun rulman seçimi, mil çaplarına uygun kama seçimi konuları anlatılacaktır.

Dördüncü bölümde iki kademeli düz dişli hız kutusuna ait dişlilerin modül hesabı, mil çapı hesabı, millere gelen kuvvetlerin tür ve büyüklükleri, rulman katalogu yardımı ile uygun rulman seçimi ve mil çaplarına uygun kama seçimi örnek bir problem ile anlatılacaktır.

Beşinci bölümde iki kademeli düz dişli hız kutusu mukavemet hesabı programının kullanımı örneklerle ele alınacaktır.

Son olarak altıncı bölümde yüksek matematik kuramı olan kapalı eşitsizliklerin (intervals) makine elemanları problemlerine uygulanışı ele alınacak ve örnekler sunulacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tasarım işlemi yinelemeli ve ayrıntılarla gelişen bir karar verme faaliyetidir. Bu süreç, ihtiyaç belirleme ile başlar, problem çözümü için bir dizi faaliyet ile devam eder ve ayrıntılı ürün tanımı ile sonlanır [4].

Son yıllarda makine tasarımında bilgisayar destekli tasarım programları yaygın kullanılmaya başlanmıştır. Bunun nedeni, bilgisayar destekli tasarım programlarının klasik tasarıma göre sağladığı üstünlüklerdir. Ancak, aynı tasarımın farklı girdi değerleri için defalarca yapılması, zaman ve ekonomi gibi açılardan olumsuzluklara neden olmaktadır. Örneğin; farklı çevrim oranı, diş sayısı, güç, helis açısı, emniyet katsayısı gibi her girdi değişkenin yaklaşık beş farklı değer alabileceği bir helisel dişli çifti hesapları yapılması istensin. Bu durumda her bir parametrenin kombinasyonu şeklinde giriş şartları oluşacağından $5 \times 5 \times 5 \times 5 \times 5 = 3125$ farklı giriş şartı oluşacak ve 3125 defa boyutlandırma hesabı yapılması gerekecektir. Değişken adet ve bunlara atanan değer sayısının artması durumunda, bu kombinasyon sayısı daha da büyüyecektir. Bu olumsuzlukların üstesinden gelebilmek amacıyla bilgisayar destekli tasarım programları ile uyumlu çalışan ve farklı veriler için aynı programı defalarca çalıştırarak boyutlandırma yapan parametrik tasarım yazılımları geliştirilmiştir. Parametrik tasarımın sağladığı faydalar şöyle sıralanabilir:

- Oldukça hızlı boyutlandırma yapabilme,
- Hesaplamalarda hassasiyet ve güvenilirliği artırma,
- Yeterli bilgi ve tecrübesi olmayan tasarımcıların da kolay boyutlandırma yapabilmesi,
- Boyutlandırmayı etkileyen parametre ve denklemlere ait bazı değişiklikler gerektiğinde, yazılımda gerekli düzeltmeler yapılarak hızlı sonuç elde etme,
- Farklı girdi değerleri ile tasarımı inceleme ve bunların boyutları nasıl etkilediğini analiz edebilme,
- Boyutlandırma da standardizasyon sağlama,

- Tablo veya grafik okuma kaynaklı klasik boyutlandırma hatalarını önleme.

Dişli çark boyutlandırma ve modelleme alanında kaynaklarda bir çok çalışma mevcuttur. Hefeng, Savage ve Knorr, kremayer bıçak ile imal edilmiş silindirik düz dişli çarkların bilgisayar ortamında geometrik modellenmesi konusunda bir araştırma yapmışlardır [5]. Rao, gerilme analizi yapılacak helisel dişli çarkların üç boyutlu modellerini elde etmek için temel matematiksel denklemler çıkartmıştır [6].

Arıkan ve Tamar, çalışmalarında daha önceden Tsay tarafından kullanılmış diş oluşturma metodunu kullanarak, üç boyutlu diş modelini Ideas programıyla modellemiştir [7]. Akkurt ve Engin, helisel dişli çarkların tasarımı için Autocad-ADS dili ile bir program geliştirmişlerdir. Bu programda, girilen veriler kullanılarak önce dişli çark boyutlandırılmakta ve sonra imalat resimleri AutoCAD programında otomatik elde edilmektedir [8]. Fetvacı, iki boyutlu düz dişli modellemekte ve ANSYS programının parametrik tasarım modülünü ile diş kuvvetlerini analiz etmektedir. Bu amaçla bir makro program geliştirmiştir [9].

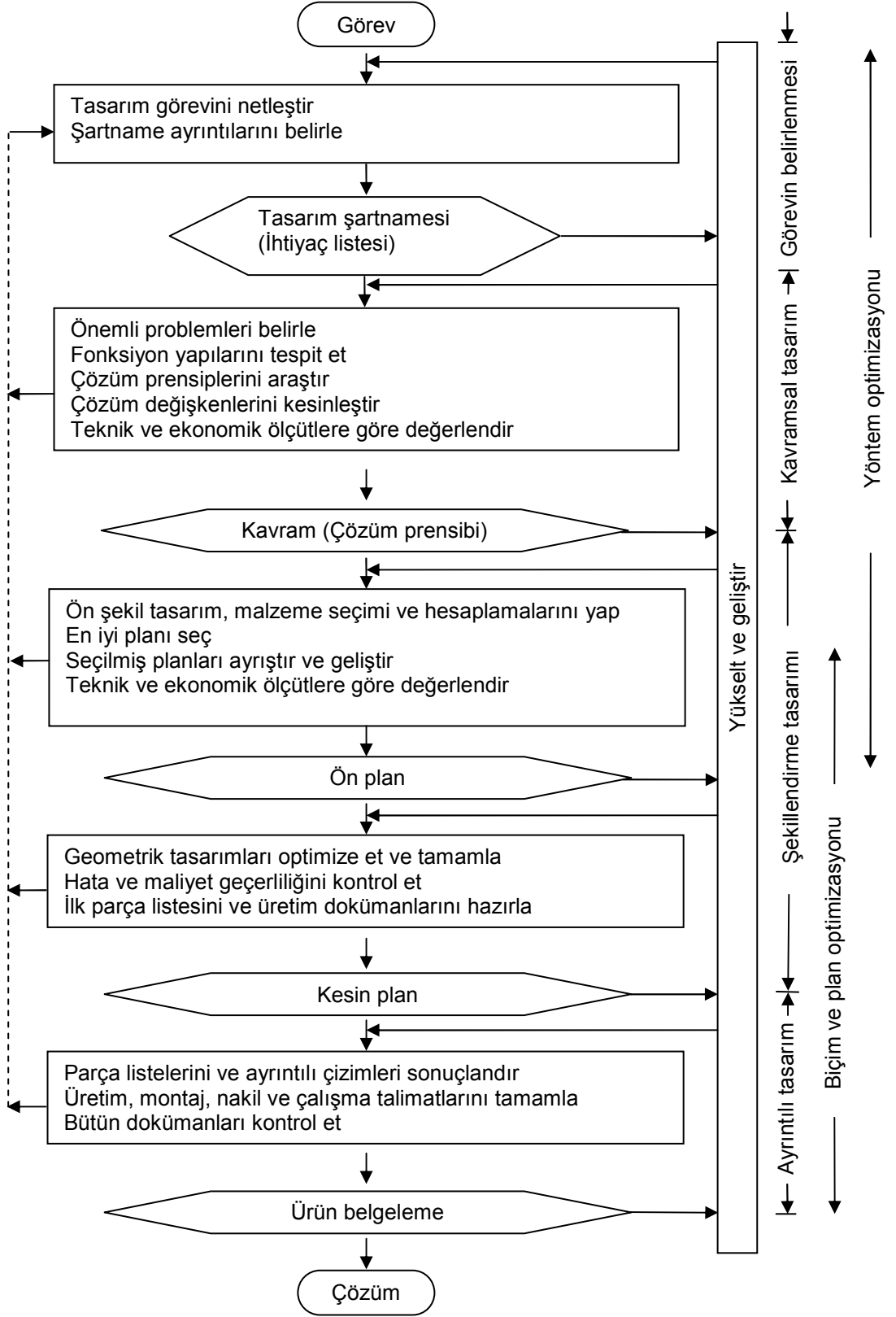
Argyris, Donno ve Litvin, sonsuz vida mekanizmalarının temas çizgilerini belirleyerek grafiksel çözüm sunan bir programı geliştirmişlerdir. Bu program, mekanizma iletim hata analizine imkân vermektedir [10]. Çavdar ve Karpat tarafından yapılan araştırmanın devamı olan bu çalışmada, program ve yaklaşım daha iyileştirilmiş ve geliştirilmiştir [11].

Konigsberger, farklı hızlarda çalışabilen dişli kutusu tasarımında, detaylandırılmış teorik açıklamalara yer vermiştir. Bu çalışmada grafik çözüm metodları ile kuruluş diyagramları ayrıntılı olarak incelenmiş ve hız kademelerini dağılımında geometrik kademelendirme metodunun avantajlarını ifade etmiştir [12]. Bush, Osman ve Sankar, 9 devir kademeli ve 3 eksenli dişli kutusunun dişli çapları ve genel kinematik kuruluş diyagramlarının denklemleri üzerinde çalışmışlardır. Denklemleri tekli ve çiftli

kuruluş yapısı olarak ele almışlar ve istenilen uygunlukta çapların elde edilmesi, hız diyagramlarının çizdirilmesi için bir bilgisayar programı yapmışlardır [13]. White, dokuz kademeli bir sistemin transmisyon oranı ve dişlilerle ilgili kimi eşitlikleri hesaplamalara yerleştirmiştir [14].

Kaynaklarda en çok atıfta bulunulan ve 'Sistemik Tasarım Yaklaşımı' olarak anılan tasarım işlemi akış şeması, Şekil 2.1'de gösterilmektedir.

Bu çalışmada; hız kutusu tasarımında gerekli hesap ve analizleri kolaylaştıracak, olası hata ve süreyi en aza indirmek amacıyla geliştirilen bir bilgisayar programı tanıtılacaktır, çalışmaya ek olarak kapalı eşitsizlikler (intervals) yönteminin makine elemanları problemlerine uygulanışı ele alınacaktır.



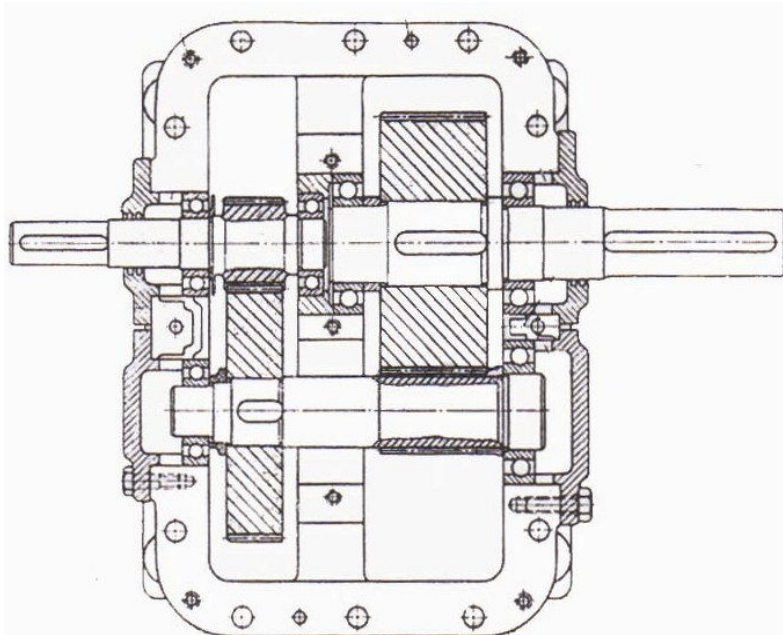
Şekil 2.1. Sistemik tasarım işlem basamakları [4]

3. İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU TASARIMI

Dişli çarklar, çok eski zamanlardan günümüze kullanılan makine elemanlarıdır. Eski çağlarda değirmen taşını döndürme, su çekme, yük kaldırma gibi işlerde kullanılmışlardır. Son yıllardaki teknolojik gelişmelere paralel olarak çok değişik tür, boyut ve hassasiyette yapılabilmekte ve birçok makine ve sistemde dairesel hareket ve güç naklinde kullanılmaktadırlar. Günümüzde dişli çarklar, bindiğimiz otomobillerden kolumuzdaki mekanik saatlere kadar çok geniş bir alanda uygulama ve kullanım alanına sahip olan çok önemli makine elemanlarıdır.

3.1. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu

Hız kutularının tasarımında hız kutusunun istenen özellikler doğrultusunda mukavemet hesapları yapılır ve bu mukavemet hesaplarına göre uygun dişli boyutları, mil boyutları, rulman seçimi, kama boyutları gibi geometrik parametreler belirlenir.



Şekil 3.1. İki kademeli düz dişli hız kutusu [19]

Hız kutusu tasarımı anlatılmadan önce tasarım işlem basamakları kısaca ele alınsın [4].

- 1) Amacın netleştirilmesi: İyi bir tasarım problem tanımının (ihtiyaç listesi veya şartname) yapılabilmesi için gerekli tüm bilgilerin derlenmesi,
- 2) Kavramsal tasarım: Bazı farklı tasarım çözümlerinin (tasarım alternatifleri) oluşturularak aralarından bir veya birkaçının seçilmesi,
- 3) Şekillendirme tasarımı: Seçilen çözüm kavramların geliştirilmesi, tasarım oluşum ve imalat işlemlerinin belirlenmesi,
- 4) Ayrıntılı tasarım: Geometrik şekil, boyutlar, yüzey pürüzlülüğü, toleranslar ve parçalara ait diğer imalat özelliklerle birlikte genel montaj yapısının belirlenmesi.

olarak açıklanır.

3.2. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu Mukavemet Hesapları

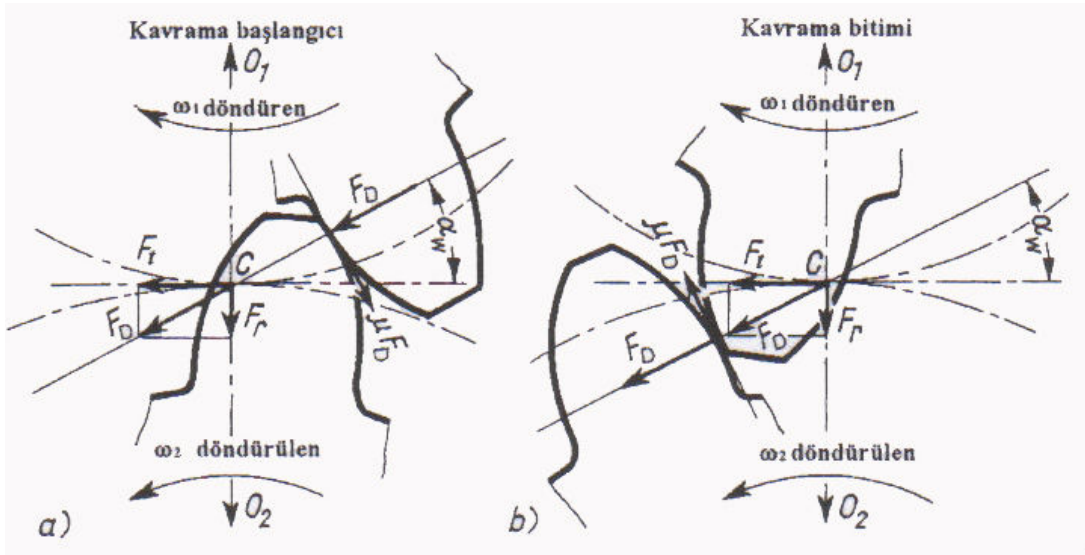
İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımında verilen girdi parametrelerine göre makine elemanlarının mukavemet hesapları yapılır. Bu kapsamda hız kutusunda kullanılan dişli çarkların modül değerleri, diş sayıları, dişlilere etki eden kuvvetlerin tür ve büyüklükleri, dişli çarklara ait diğer boyutlar, kullanılan mil çapları, millere gelen kuvvetlerin tür ve büyüklükleri, gerekli rulman türü seçimi ve rulman ömrü, rulmanlara etki eden kuvvet tür ve büyüklükleri, uygun kama seçimi ve kamalara etki eden kuvvetler ve gerektiği yerlerde bu elemanların malzemelerini belirleme gibi hesap veya işlemler yapılır.

İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı için verilen girdiler (girdi parametreleri); motor gücü, giriş devir sayısı, giriş dişli sayısı, dişli hassasiyeti, dişli sertlik derecesi, malzeme özellikleri ve dayanım bilgileri şeklinde olabilir. Bu girdi parametre değerlerine göre yukarıda belirtilen diğer parametre değerleri (çıktı değerleri) hesaplanır ve buna göre sistem

boyutlandırılır, standart parçalar seçilir, çizim yapılır ve standart olmayan parçalar imal edilir.

3.2.1. Düz dişli mukavemet hesapları ve boyutlandırılması

Birbirini kavrayan dişliler arasında kuvvetin iletilmesi, temas yüzeyleri üzerinden olur (Şekil 3.2). Dişli kuvveti; radyal kuvvet (F_r) ve teğetsel kuvvetin (F_t) bileşkesidir.



Şekil 3.2. Dişli kuvvetleri [3]

Düz dişlilerde uygun modülün bulunmasında dört temel şart vardır ancak bu dört şartın sağlanması halinde seçilen modül uygun olur. Bu şartlar;

1. Emniyetli gerilme (σ_{em}) > Gerilme (σ)
2. Dişli genişliği / modül x π değeri ≤ 4
3. Aşınma yükü (F_w) > Dinamik yük (F_d)
4. Statik yük (F_o) > Dinamik yük (F_d)

olarak belirtilebilir [15].

Düz dişli modülü yaklaşık olarak aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$m^3 = \frac{2T}{\sigma \cdot k \cdot \pi \cdot \phi \cdot Z} \quad (3.1)$$

Bu şartların nasıl sağlandığı sırasıyla ele alınırsa. Dişli çarktaki oluşacak tork, motor gücünün açılmal hıza bölünmesi ile şöyle bulunur:

$$P = T \cdot W \quad (3.2)$$

Lineer hız (çevresel hız), çevresel hız ve dişli çark çapı çarpımının ikiye bölünmesiyle elde edilir:

$$V = W \cdot \frac{d_d}{2} \quad (3.3)$$

Daha sonra elde edilen lineer hız, emniyet gerilme hesabında ve farklı büyüklük değerlerinde şu şekilde kullanılır:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{3} \cdot \left(\frac{3}{3+V} \right) \quad V < 10 \text{ m/sn} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{3} \cdot \left(\frac{6}{6+V} \right) \quad 10 \leq V \leq 20 \text{ m/sn} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_k}{3} \cdot \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right) \quad V < 20 \text{ m/sn} \quad (3.6)$$

Lewis mukavemet katsayısı (ϕ) diş sayısına göre aşağıdaki çizelgeden seçilir.

Çizelge 3.1. Lewis mukavemet katsayıları (ϕ) [15]

Diş sayısı	14° Tam derinlik Evolvent	20° Tam derinlik Evolvent	20° kök Evolvent
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,075	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,081	0,094	0,115
17	0,084	0,096	0,117
18	0,086	0,098	0,12
19	0,088	0,1	0,123
20	0,09	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,127
23	0,094	0,106	0,13
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142
38	0,106	0,122	0,145
43	0,108	0,126	0,147
50	0,11	0,13	0,151
60	0,113	0,134	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,15	0,17
Tarak Diş	0,124	0,154	0,175

Yaklaşık modül hesabının başlangıç aşamasında modül henüz belirlenmediği için, k değeri 4 kabul edilir [15]. Benzer şekilde gerilme hesaplarında modül henüz belirlenmediği için lineer hız da bulunamaz. Bu sebeple lineer hız 10-20 m/sn arası kabul edilir [15]. Uygun modülün hesaplanması için gereken parametrelerin bulunmasından sonra Eş. 3.1 yardımı ile yaklaşık modül elde edilir.

Daha sonra hesaplanan yaklaşık modül kullanılarak birinci şartın sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Arkasından sırasıyla dişli çark çapı bulunur ve bu çaptan Eş. 3.3 ile lineer hız hesaplanır.

Buradan da hesaplanan lineer hız değeri yardımıyla Eş. 3.4, Eş. 3.5 veya Eş. 3.6' dan uygun olanı seçilerek emniyetli gerilme (σ_{em}) bulunur. Dişlideki gerilmeyi (σ) hesaplamak için, Eş. 3.1' de bulunan yaklaşık modül aktararak dişli çark gerilme değeri hesaplanır. Bulunan dişli gerilmesi ile emniyetli gerilme karşılaştırılır, birinci şart $\sigma_{em} > \sigma$ sağlanıyorsa, hesaplanan yaklaşık modül doğru olduğu kabul edilir. Daha sonra diğer şartların uygunluğu araştırılır. İlk şart sağlanmıyorsa, hesaplanan modül bir sayı arttırılır ve tekrar hesap kontrol edilir. Bu işlem, şart sağlanana kadar sürdürülür.

Modül hesabındaki ikinci şart incelenirse:

$$k = \frac{b}{m \cdot \pi} \leq 4 \quad (3.7)$$

Bilindiği gibi düz dişli çarklarda genişlik, modülün 8-12 katı arası olmalıdır [3]. Eş. 3.7' de eşitlik sağlanamıyorsa modül eşitlik sağlanana kadar arttırılır ve diğer şartların karşılanma durumu incelenir.

Dişli çark üzerine etki eden statik kuvvetler, ilk iki şartı karşılayan modül ile hesaplanır.

$$F_o = \frac{\sigma_k}{3} \cdot b \cdot \varphi \cdot \pi \cdot m \quad (3.8)$$

Dişli çarktaki aşınma yükü, Çizelge 3.2' de verilen gerilme yorulma katsayısı (K) seçimine göre hesaplanır. Bu katsayı pinyon ve dişli çark malzemelerine göre ve brinel sertlik sayısına göre seçilir.

$$F_w = d_p \cdot b \cdot K \cdot Q \quad (3.9)$$

$$Q = \frac{2 \cdot Z_g}{Z_p + Z_g} \quad (3.10)$$

Çizelge 3.2. Gerilme yorulması katsayısı [15]

Çelik pinyon ve çelik dişli için ortalma Brinel Sertlik Sayısı		Yüzey dayanma limiti (MN/m ²)		Gerilme yorulma katsayısı K (kN/m ²)	
				14°	20°
150		342		206	282
200		480		405	555
250		618		673	919
300		755		1004	1372
400		1030		1869	2553
Brinel sertlik sayısı, BHN					
Çelik pinyon	Dişli				
150	Döküm demir	342		303	414
200	Döküm demir	480		600	820
250	Döküm demir	618		1000	1310
150	Fosforlu bronz	342		317	427
200	Fosforlu bronz	445		503	689
D. Demir pinyon	D. Demir dişli	549	618	1050	1420
D. Demir pinyon	D. Demir dişli			1330	1960

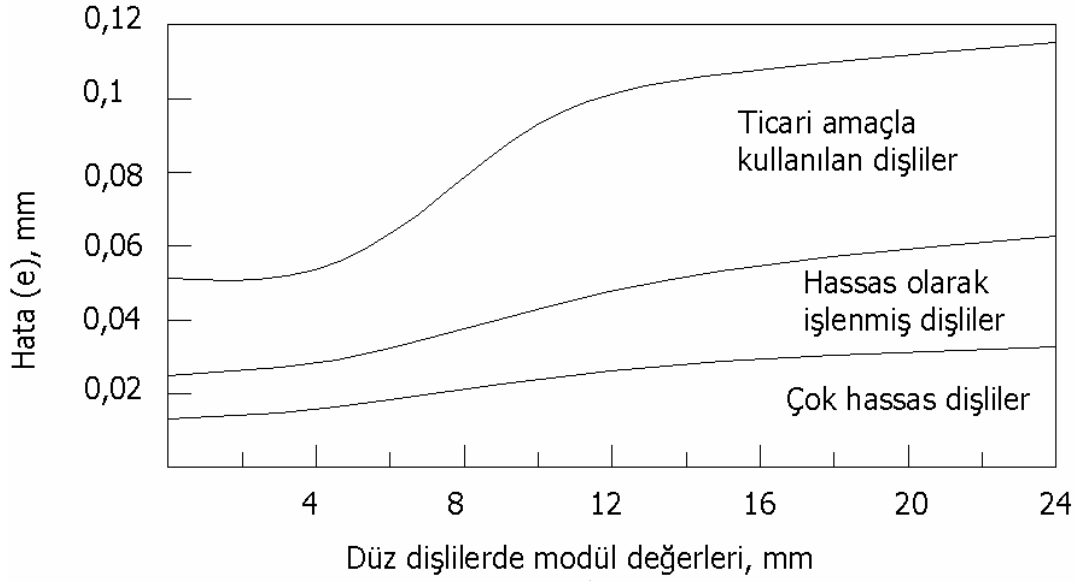
Dişli çarkın dinamik yük hesabı deformasyon katsayısı (C) kullanılarak yapılır:

$$F_d = \frac{21.V.(b.C + F_t)}{21.V + \sqrt{b.C + F_t}} + F_t \quad (3.11)$$

Teğetsel kuvvet, tork ve dişli çark çap değerleri kullanılarak bulunur:

$$F_t = \frac{2.T}{d_d} \quad (3.12)$$

Deformasyon katsayısını (C) hesaplamak için öncelikle Şekil 3.3 ve Çizelge 3.3'den modüle ve dişli hassasiyetine göre dişteki hata oranı seçilir, eğer Çizelge 3.3'de hesaplanan modül bulunmuyor ise dişteki hata oranı interpolasyon yöntemi ile hesaplanır.



Şekil 3.3. Dişteki hata değeri grafiği [15]

Çizelge 3.3. Dişlerin hata değeri çizelgesi [15]

Modül	Dişlideki Hata (e), mm		
	Ticari	Hassas	Çok Hassas
0	0,05	0,025	0,012
2	0,05	0,025	0,012
4	0,054	0,027	0,014
6	0,065	0,032	0,015
8	0,08	0,038	0,018
10	0,093	0,045	0,023
12	0,1	0,05	0,025
14	0,105	0,054	0,027
26	0,115	0,067	0,035

Hesaplanan hata değeri, dişli malzemesi ve diş formuna göre Çizelge 3.4' den deformasyon katsayısı seçilir. Çizelge 3.4' de hesaplanan hata değeri bulunmuyorsa deformasyon katsayısı interpolasyon yöntemi ile hesaplanır.

Çizelge 3.4. Deformasyon katsayısı (C), kN/m [15]

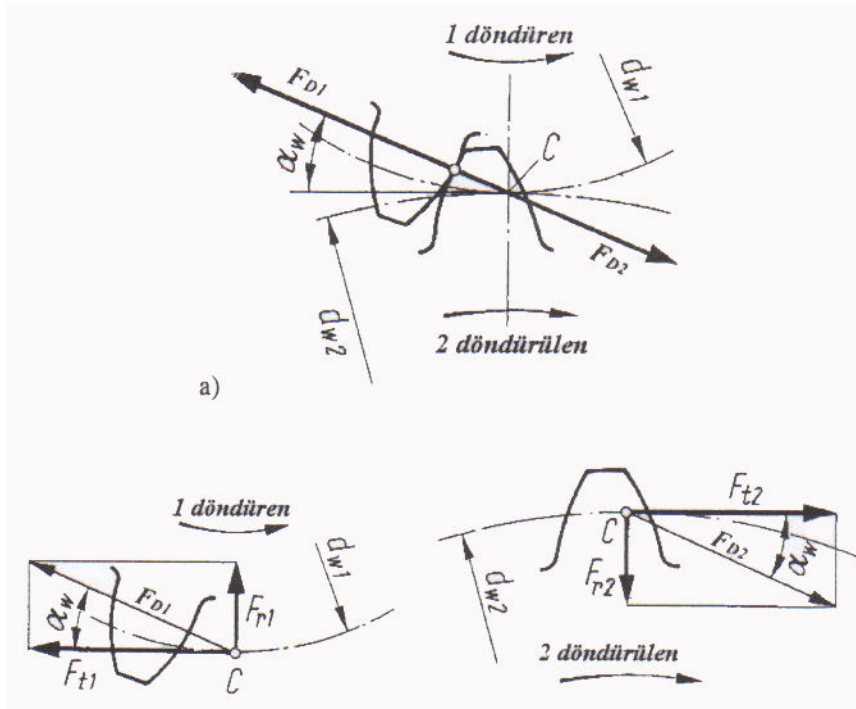
Malzeme		İnvolut diş formu	Dişteki Hata (e), mm				
Pinyon	Dişli		0,01	0,02	0,04	0,06	0,08
D.Demir	Çelik	14°	55	110	220	330	440
Çelik	D.Demir	14°	76	152	304	456	608
Çelik	Çelik	14°	110	220	440	660	880
D.Demir	D.Demir	20° tam derinlik	57	114	228	342	456
Çelik	D.Demir	20° tam derinlik	79	158	316	474	632
Çelik	Çelik	20° tam derinlik	114	228	456	684	912
D.Demir	D.Demir	20° kök	59	118	236	354	472
Çelik	D.Demir	20° kök	81	162	324	486	648
Çelik	Çelik	20° kök	119	238	476	714	952

Deformasyon katsayısı seçildikten sonra dişlideki dinamik yük hesaplanır. Hesaplanan dinamik yük (F_d), aşınma yükü (F_w) ve statik yükün (F_o) üçüncü ve dördüncü şartları sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir, eğer şartlar sağlanıyorsa bulunan modül doğrudur, şartlar sağlanmıyorsa hesaplanan modül bir modül artırılır ve hesaplar tekrar edilir. Bu işlem, şartlar sağlanana kadar sürdürülür.

Uygun modülün seçilmesi için tanımlanan dört temel şart sağlandığında tanımlanan girdi parametrelerine göre uygun modül bulunur.

3.2.2 Hız kutusundaki millerin çap ve mukavemet hesapları

Düz dişli çarklar da millere gelen kuvvetler teğetsel kuvvet ve radyal kuvvettir. Aynı zaman da bu iki kuvvetin bileşkesi dişli çarkın kuvvetini oluşturur.



Şekil 3.4. Mile gelen kuvvetler [3]

Teğetsel kuvvet tork ve dişli çapı yardımı ile hesaplanır.

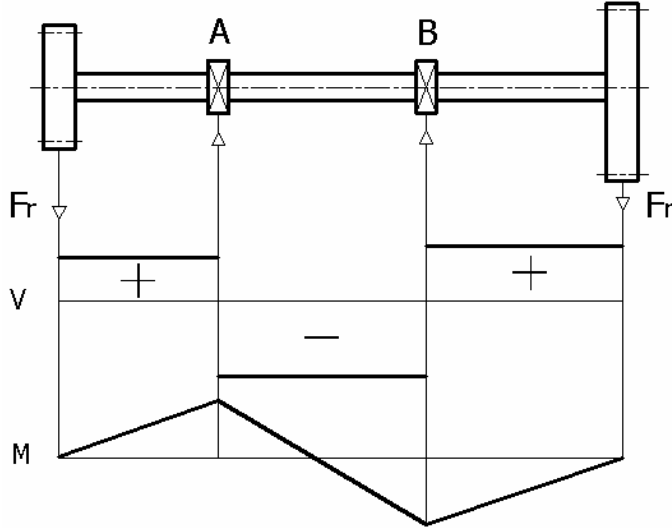
$$T = F_t \cdot \frac{d_d}{2} \quad (3.13)$$

Mile gelen radyal kuvvet, teğetsel kuvvet yardımı ile hesaplanır.

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha \quad (3.14)$$

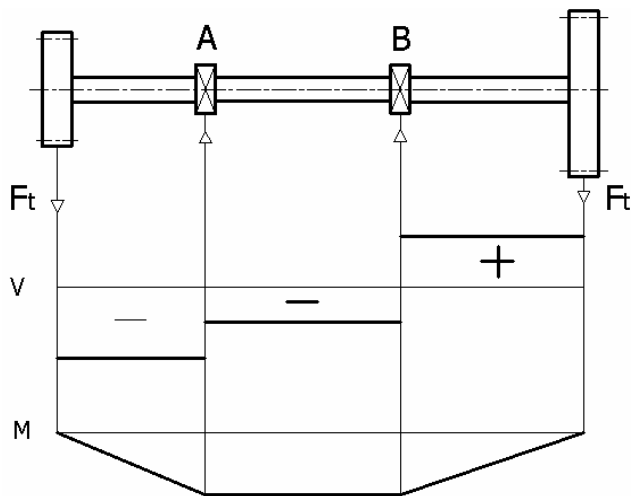
Mil çapı hesabında mile gelen en yüksek moment değeri kullanılır, en yüksek moment değerini hesaplamak için mile gelen radyal kuvvet ve teğetsel kuvvet kullanılarak yatay ve düşey moment diyagramları çizilir. Daha sonra kuvvetin en yüksek olduğu noktalardan en yüksek moment hesaplanır.

Düşey düzlem moment diyagramında radyal kuvvet yardımı ile yataklara gelen kuvvetler hesaplanarak en yüksek momentin hangi noktaya geldiği belirlenir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Düşey düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı

Yatay düzlem moment diyagramının da teğetsel kuvvet yardımı ile yataklara gelen kuvvetler hesaplanarak en yüksek momentin hangi noktaya geldiği belirlenir (Şekil 3.6.).



Şekil 3.6. Yatay düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı

En yüksek momentin hangi noktaya geldiğini hesaplamak için destek noktalarının dikey düzlemde ve yatay düzlemdeki momentlerinin kareleri toplamının karekökü alınarak maksimum moment bulunur.

$$M_{\max} = \sqrt{M_{ad}^2 + M_{ay}^2} \quad (3.15)$$

En yüksek moment hesabından sonra mil çapı hesabı için gerekli girdiler sağlanır ve Eş. 3.16 yardımı ile mil çapı bulunur.

$$d_m^3 = \frac{16}{\pi \cdot \tau_D \cdot (1 - K^4)} \cdot \sqrt{\left[K_e \cdot M_{\max} + \frac{\alpha \cdot F_a \cdot d_o \cdot (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_b \cdot T)^2} \quad (3.16)$$

Mil çapı hesabında kesme açısından sonsuz ömür (τ_D) mil malzemesinin kopma ve akma gerilmesi yardımı ile hesaplanır. Kesme açısından sonsuz ömür Eş. 3.17 ve Eş. 3.18 sonuçlarına göre küçük olanı seçilir. Eğer mil kamalı ise alınan değer % 25 azaltılarak mil çapı formülün de kullanılır.

$$\tau_D = 0,18 \cdot \sigma_k \quad (3.17)$$

$$\tau_D = 0,3 \cdot \sigma_{ak} \quad (3.18)$$

Konstrüksiyon katsayısı (K) milin geometrisi ile belirlenir, milin içi dolu ise katsayı sıfır alınır, eğer milin içi boş ise katsayı mil iç çapının mil dış çapına bölünmesi ile hesaplanır.

$$K = \frac{d_i}{d_o} \quad (3.19)$$

Mil çapı hesabında eğilme katsayısı (K_e) ve burulma katsayısı (K_b) dişli çarklara gelen yükün uygulamaya şekline göre Çizelge 3.5' den seçilir.

Çizelge 3.5. Yük uygulama şekline göre K_e ve K_b parametreleri [15]

	Eğilme (K_e)	Burulma (K_b)
Sabit miller için		
Yük yavaş yavaş uygulanıyorsa	1.0	1.0
Yük aniden uygulanıyorsa	1,5-2,0	1,5-2,0
Dönen miller için		
Yük yavaş yavaş uygulanıyorsa	1.5	1
Yük aniden uygulanıyorsa	1,5-2,0	1,0-1,5
Ağır darbeli yük uygulanıyorsa	2,0-3,0	1,5-3,0

Düz dişlilerde mil çapı hesabı Eş 3.16' da tanımlanan girdilerin yardımı ile yapılır.

3.2.3 Hız kutusundaki yatakların seçilmesi

Hız kutusundaki yatakların seçimi millere gelen kuvvetlerin tür ve büyüklüklerine ve mil çaplarına göre yapılır. Yataklar, rulman katalogunda belirtilen uygun mil çapı ve dinamik yük taşıma kapasitesine (C) göre seçilir. Rulmanın istenilen çalışma ömrü milin devir sayısı yardımı ile hesaplanır. Hesaplanan rulman ömrü ve eşdeğer yük taşıma kapasitesi (P) kullanılarak Eş. 3.20 yardımı ile dinamik yük taşıma kapasitesi hesaplanır. Bulunan dinamik yük taşıma kapasitesi ve mil çapına göre katalogdan uygun rulman seçilir.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \quad (3.20)$$

Düz dişlilerle aksenal kuvvet olmadığı için eşdeğer yük taşıma kapasitesi (P) rulmana gelen yatay düzlemdeki ve düşey düzlemdeki kuvvetlerin karelerinin toplamının karekökü alınarak hesaplanır:

$$P = \sqrt{R_{ad}^2 + R_{ay}^2} \quad (3.21)$$

Rulman ömür hesabındaki m katsayısı bilyalı yataklarda 3 makaralı yataklarda 10/3 olarak kabul edilir.

3.2.4 Hız kutusundaki kamaların seçimi

Kama seçimi kamaya uygulanan eğilme ve kesme kuvvetleri yardımı ile yapılır. Kesme kuvveti (τ) hesabı Eş. 3.22, eğilme kuvveti (σ_b) hesabı Eş. 3.23 yardımı ile hesaplanır.

$$\tau = \frac{F}{b.L} \quad (3.22)$$

$$\sigma_b = \frac{F}{\frac{a}{2}.L} \quad (3.23)$$

Kamanın en (b) ve yüksekliği (a) mil çapına göre katalogdan seçilir. Kama boyu; Eş. 3.22 ve Eş. 3.23' de bulunan kama uzunluklarından büyük olanı uygun kama boyu (L) olarak seçilir.

4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ PARAMETRİK HIZ KUTUSU TASARIMI

İki kademeli düz dişli kutusunun mukavemet hesaplarını parametrik olarak hesaplayan bir Excel programı hazırlanmıştır. Hazırlanan Excel programında girdi parametrelerine göre iki kademeli dişli kutusunun mukavemet hesapları yapılır.

4.1. İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu Mukavemet Hesapları

İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı için verilen girdi parametreleri; motor gücü, giriş devir sayısı, giriş dişli sayısı, dişli hassasiyeti, dişli sertlik derecesi ve malzeme bilgileri olarak alınabilir.

İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımında verilen girdi parametrelerine göre hız kutusundaki dişlilerin modülü, dişlilere gelen kuvvetlerin hesabı, dişlilerin boyutlandırılması, mil çaplarının hesaplanması, millere gelen kuvvetlerin hesaplanması, mil çapları ve istenilen rulman ömrüne göre rulman seçimi, rulmanlara gelen kuvvetlerin hesaplanması, mil çapı ve millerdeki torklara göre uygun kamaların seçimi yapılır.

İki kademeli hız kutusunun mukavemet hesabı için gerekli girdi parametreleri aşağıdaki gibi olsun.

Motor gücü (P) : 10 KW

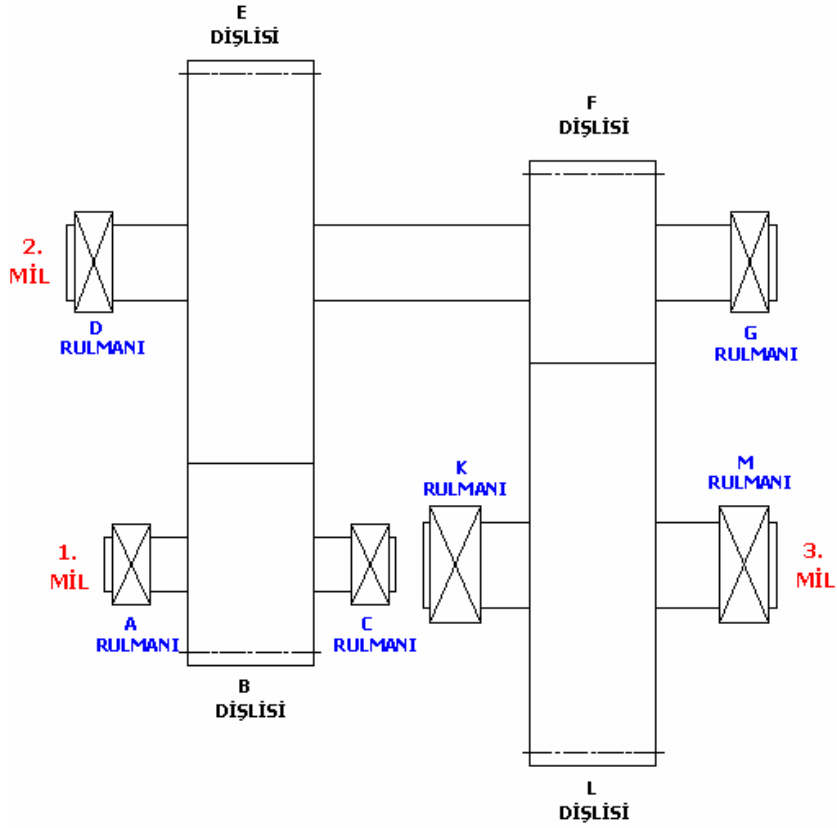
Giriş devir sayısı (n) : 1500 dev/dak

Giriş dişli sayısı (Z_p) : 20

Dişli malzemesi : Ç1050

Brinel sertlik sayısı (BHN) : 400

Dişli hassasiyeti: Çok hassas işlenmiş



Şekil 4.1. İki kademeli düz dişli kutusu

4.1.1. Düz dişli mukavemet hesapları ve boyutlandırılması

Düz dişlilerde uygun modülün bulunmasında dört temel şart vardır [15]:

1. Emniyetli gerilme (σ_{em}) > Gerilme (σ)
2. Dişli genişliği / modül x pi değeri ≤ 4
3. Aşınma yükü (F_w) > Dinamik yük (F_d)
4. Statik yük (F_o) > Dinamik yük (F_d)

Öncelikle uygun modülün bulunması için gereken temel şartlardan birinci şart sağlanmalıdır. Düz dişli modülü diş dibi mukavemetine göre yaklaşık olarak hesaplanır (Bkz. Eş. 3.1).

Dişlideki tork değeri hesaplanır (Bkz. Eş. 3.2).

$$T = \frac{1000.60}{1500.2\pi}$$

$$T = 63\ 636 \text{ Nmm}$$

Emniyetli gerilme hesaplanır (Bkz. Eş. 3.5). Lineer hız dişli çapı henüz belli olmadığı için hesaplanamaz ve varsayım olarak 10 alınır:

$$\sigma_{em} = \frac{800}{3} \left(\frac{6}{6+10} \right)$$

$$\sigma_{em} = 100 \text{ N/mm}^2$$

Modül hesabı için gereken Lewis mukavemet katsayısı (φ) diş sayısına göre (Bkz. Çizelge 3.1)' den 0,102 seçilir.

Yaklaşık modül hesabında ilk aşamada diş genişliği faktörü (k) değeri modül henüz hesaplanmadığı için her zaman 4 alınır.

Çizelge 3.1. Lewis mukavemet katsayıları (ϕ) [15]

Diş sayısı	14° Tam derinlik Evolvent	20° Tam derinlik Evolvent	20° kök Evolvent
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,075	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,081	0,094	0,115
17	0,084	0,096	0,117
18	0,086	0,098	0,12
19	0,088	0,1	0,123
20	0,09	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,127
23	0,094	0,106	0,13
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142
38	0,106	0,122	0,145
43	0,108	0,126	0,147
50	0,11	0,13	0,151
60	0,113	0,134	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,15	0,17
Tarak Diş	0,124	0,154	0,175

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.63\ 636}{100.4.\pi^2.0,102.20}}$$

$$m = 2,5 \text{ mm}$$

Hesaplanan modülün ardından sırasıyla dişli çark çapı bulunur ve bu çaptan lineer hız hesaplanır (Bkz. Eş. 3.3). Buradan da hesaplanan lineer hız değeri yardımı ile emniyetli gerilme (σ_{em}) bulunur (Bkz. Eş. 3.4). Dişlideki gerilmeyi (σ) hesaplamak için, Eş. 3.1' e bulduğumuz yaklaşık modül aktarılarak dişli çark gerilme değeri hesaplanır. Bulunan dişli gerilmesi ve emniyetli gerilme karşılaştırılarak birinci şartın sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir.

$$V = 1500 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,05}{2}$$

$$V = 3,92 \text{ m/sn}$$

$$\sigma_{em} = \frac{800}{3} \left(\frac{3}{3 + 3,92} \right)$$

$$\sigma_{em} = 115,6 \text{ N/mm}^2$$

$$2,5 = \sqrt[3]{\frac{2.63 \ 636}{\sigma \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 0,102 \cdot 20}}$$

$$\sigma = 101,13 \text{ N/mm}^2$$

Hesaplanan emniyetli gerilme, dişlideki gerilmeden büyük olduğu için birinci şart sağlanmış olur. Eğer birinci şart sağlanamazsa hesaplanan modül bir sayı arttırılır ve tekrar hesap kontrol edilir. Bu işlem, şart sağlanana kadar sürdürülür.

Modül hesabında ikinci şart incelenirse:

Bilindiği üzere düz dişlilerde dişli genişliği modülün 8-12 katı arasında ele alınır [3]. Bulunan modül yardımı ile uygun bir dişli genişliği hesaplanır, bulunan dişli genişliği ile eşitlik sağlanamıyorsa modül arttırılarak eşitlik sağlanır (Bkz. Eş. 3.7).

$$k = \frac{28}{2,5 \cdot \pi} = 3,56$$

Hesaplanan k değeri ile ikinci şart sağlandı.

Modül hesabında üçüncü şart incelenirse:

Dişlideki statik kuvvet en son bulunan modül yardımı ile hesaplanır (Bkz. Eş. 3.8).

$$F_o = \frac{800}{3} \cdot 28.0,102 \cdot \pi \cdot 2,5$$

$$F_o = 5982 \text{ N}$$

Dişli çarktaki aşınma yükü Çizelge 3.2' den gerilme yorulması katsayısı (K) seçimine göre hesaplanır (Bkz. Eş. 3.9). Bu katsayı pinyon ve dişli çark malzemelerine göre ve brinel sertlik sayısına göre seçilir.

$$Q = \frac{2.80}{20 + 80}$$

$$Q = 1,6$$

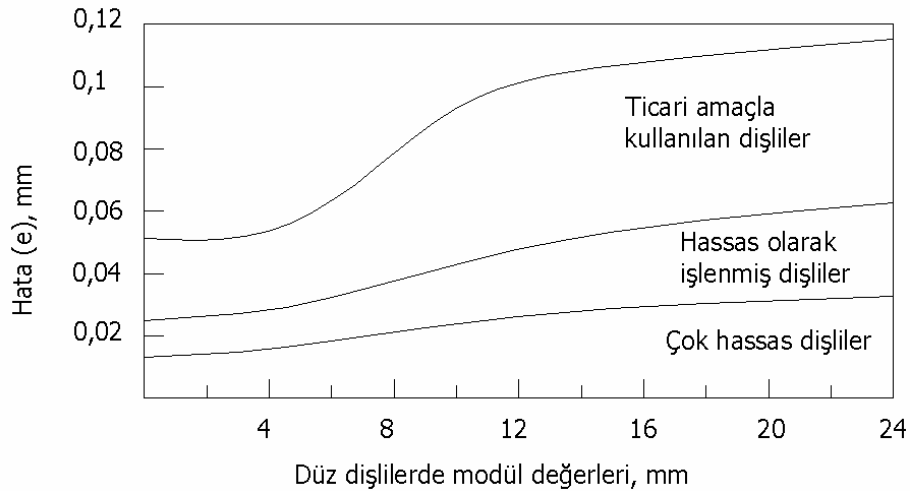
$$F_w = 0,05 \cdot 0,028 \cdot 2 \cdot 553 \cdot 000 \cdot 1,6$$

$$F_w = 5718 \text{ N}$$

Çizelge 3.2. Gerilme Yorulması Katsayısı (K) [15]

Çelik pinyon ve çelik dişli için ortalama Brinel sertlik değeri		Yüzey dayanma limiti (MN/m ²)	Gerilme yorulma katsayısı K (kN/m ²)	
			14°	20°
150		342	206	282
200		480	405	555
250		618	673	919
300		755	1004	1372
400		1030	1869	2553
Brinel sertlik değeri, BHN				
Çelik pinyon	Dişli			
150	Çelik döküm	342	303	414
200	Çelik döküm	480	600	820
250	Çelik döküm	618	1000	1310
150	Fosforlu bronz	342	317	427
200	Fosforlu bronz	445	503	689
Ç. Döküm pinyon	Ç. Döküm dişli	549	618	1050
Ç. Döküm pinyon	Ç. Döküm dişli			1330
				1420
				1960

Dişli çarkın dinamik yük hesabı deformasyon katsayısı (C) ile kullanılarak yapılır. Deformasyon katsayısı hesaplamak için öncelikle Şekil 3.3 ve Çizelge 3.3' den modüle ve dişli hassasiyetine göre dişteki hata oranı seçilir, eğer Çizelge 3.3' de hesaplanan modül bulunmuyor ise dişteki hata oranı interpolasyon yöntemi ile hesaplanır. Modül 2,5' e göre hata oranı interpolasyondan 0,0125 bulunur.



Şekil 3.3. Dişteki hata değeri grafiği [15]

Çizelge 3.3. Dişlerin hata değeri çizelgesi [15]

Modül	Dişlideki Hata (e), mm		
	Ticari	Hassas	Çok Hassas
0	0,05	0,025	0,012
2	0,05	0,025	0,012
4	0,054	0,027	0,014
6	0,065	0,032	0,015
8	0,08	0,038	0,018
10	0,093	0,045	0,023
12	0,1	0,05	0,025
14	0,105	0,054	0,027
26	0,115	0,067	0,035

Hesaplanan hata değeri, dişli malzemesi ve diş formuna göre Çizelge 3.4' den deformasyon katsayısı seçilir. Çizelge 3.4' de hesaplanan hata değeri bulunmuyorsa deformasyon katsayısı interpolasyon yöntemi ile hesaplanır. Hesaplanan hata değerine göre interpolasyon yöntemi yardımı ile deformasyon katsayısı 142,5 kN/m bulunur.

Çizelge 3.4. Deformasyon katsayısı (C), kN/m [15]

Malzeme		Evolvent diş formu	Dişteki Hata (e), mm				
Pinyon	Dişli		0,01	0,02	0,04	0,06	0,08
Ç.Döküm	Çelik	14°	55	110	220	330	440
Çelik	Ç.Döküm	14°	76	152	304	456	608
Çelik	Çelik	14°	110	220	440	660	880
Ç.Döküm	Ç.Döküm	20° tam derinlik	57	114	228	342	456
Çelik	Ç.Döküm	20° tam derinlik	79	158	316	474	632
Çelik	Çelik	20° tam derinlik	114	228	456	684	912
Ç.Döküm	Ç.Döküm	20° kök	59	118	236	354	472
Çelik	Ç.Döküm	20° kök	81	162	324	486	648
Çelik	Çelik	20° kök	119	238	476	714	952

$$F_d = \frac{21.3,92.(0,028.142\ 500 + 2545)}{21.3,92 + \sqrt{0,028.142\ 500 + 2545}} + 2545$$

$$F_d = 5843\ \text{N}$$

Teğetsel kuvvet tork ve dişli çapından faydalanarak hesaplanır (Bkz. Eş.3.12).

$$F_t = \frac{2.63\ 636}{50}$$

$$F_t = 2545\ \text{N}$$

Hesaplanan dinamik yük (F_d), aşınma yükü (F_w) ve statik yükün (F_o) üçüncü ve dördüncü şartları sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer şartlar sağlanıyorsa bulunan modül doğrudur, şartlar sağlanmıyorsa hesaplanan modül bir modül arttırılır ve hesaplar tekrar edilir. Bu işlem, şartlar sağlanana kadar sürdürülür. Sonuçlara bakıldığında dördüncü şartımız sağlanmış üçüncü şartımız sağlanamamıştır. Uygun modülü bulmak için modül bir arttırılıp 3,5 olarak ele alınır ve dört temel şarta göre tekrar hesaplanır.

$$V = 1500 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,07}{2}$$

$$V = 5,49\ \text{m/sn}$$

$$\sigma_{em} = \frac{800}{3} \left(\frac{3}{3 + 5,49} \right)$$

$$\sigma_{em} = 95\ \text{N/mm}^2$$

$$3,5 = \sqrt[3]{\frac{2.63\ 636}{\sigma \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 0,102 \cdot 20}}$$

$$\sigma = 36,2\ \text{N/mm}^2$$

Birinci şart sağlandı, ikinci şart incelenir.

$$k = \frac{b}{m \cdot \pi} \leq 4$$

$$k = \frac{38}{3,5 \cdot \pi} = 3,45$$

İkinci şart sağlandı, üçüncü ve dördüncü şart incelenir.

$$F_o = \frac{800}{3} \cdot 38 \cdot 0,102 \cdot \pi \cdot 3,5$$

$$F_o = 11\,365 \text{ N}$$

$$F_w = 0,07 \cdot 0,038 \cdot 2\,553\,000 \cdot 1,6$$

$$F_w = 10\,865 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{21,5,49 \cdot (0,038 \cdot 153\,900 + 1818)}{21,5,49 + \sqrt{0,038 \cdot 153\,900 + 1818}} + 1818$$

$$F_d = 4357 \text{ N}$$

Sonuçlara bakıldığında üçüncü ve dördüncü şartlarda sağlanmış oldu, hesaplanan modül uygundur.

İkinci kademede bulunan dişlilerin modülü de aynı yöntemle hesaplanır.

4.1.2. Hız kutusundaki millerin çap ve mukavemet hesapları

Hız kutusundaki ikinci milin mukavemet hesapları ele alınsın. Düz dişliler de mile gelen kuvvetler teğetsel kuvvet ve radyal kuvvetlerdir. Teğetsel kuvvet tork ve dişli çapı yardımıyla ile hesaplanır (Bkz. Eş. 3.13).

$$F_t = \frac{2.63\ 636}{70}$$

$$F_t = 1818\ \text{N}$$

Mile gelen radyal kuvvet, teğetsel kuvvet yardımı ile hesaplanır (Bkz. Eş. 3.14).

$$F_r = 1818 \cdot \text{tg} 20^\circ$$

$$F_r = 591\ \text{N}$$

Mil çapı hesabında mile gelen en yüksek moment değeri kullanılır. En yüksek moment değerini hesaplamak için mile gelen radyal ve teğetsel kuvvetler kullanılarak yatay ve düşey moment diyagramları çizilir. Daha sonra kuvvetin en yüksek olduğu noktalardan en yüksek moment hesaplanır.

Düşey düzlem moment diyagramının da radyal kuvvet yardımı ile yataklara gelen kuvvetler hesaplanarak en yüksek momentin hangi noktaya geldiği belirlenir (Şekil 3.5).

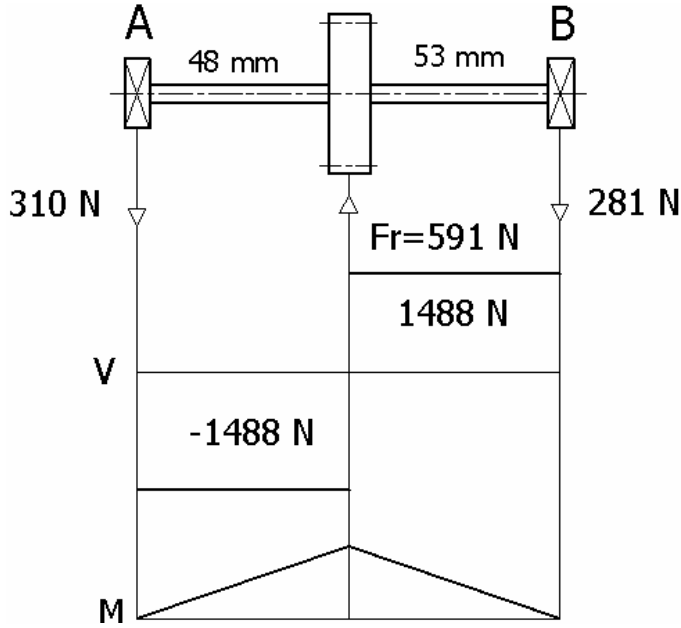
A ve B noktalarına gelen kuvvetleri B noktasına göre moment alınarak ve $\sum F_y = 0$ yöntemi ile hesaplanır.

$$-0,48 \cdot R_A + 591 \cdot 0,53 = 0$$

$$R_A = 310 \text{ N}$$

$$-310 + 591 - R_B = 0$$

$$R_B = 281 \text{ N}$$



Şekil 4.2. Düşey düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı

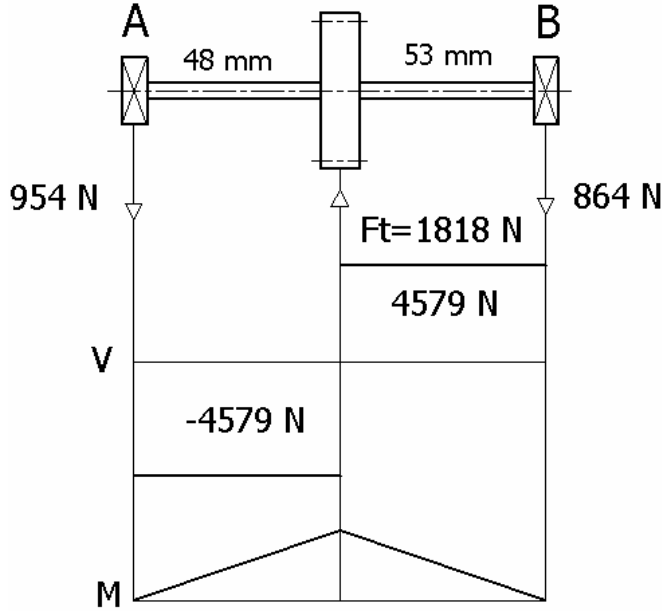
Yatay düzlem moment diyagramının da teğetsel kuvvet yardımı ile yataklara gelen kuvvetlerde hesaplanarak en yüksek momentin hangi noktaya geldiği belirlenir (Şekil 3.6.).

$$-0,48.R_A + 1818.0,53 = 0$$

$$R_A = 954 \text{ N}$$

$$-954 + 1818 - R_B = 0$$

$$R_B = 864 \text{ N}$$



Şekil 4.3. Yatay düzlem kesme ve eğilme momenti diyagramı

En yüksek momentin hangi noktaya geldiğini hesaplamak için destek noktalarının düşey düzlemde ve yatay düzlemdeki momentlerinin kareleri toplamının karekökü alınarak maksimum moment bulunur.

$$M_{\max} = \sqrt{1418^2 + 4579^2} = 4793 \text{ Ncm}$$

En yüksek moment hesabından sonra mil çapı hesaplanır (Bkz. Eş. 3.16). Yatay kuvvet (F_a) olmadığı için sıfır alınır.

$$d_m^3 = \frac{16}{\pi \cdot 94,75 \cdot (1 - 0^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 47930)^2 + (2,63 \cdot 636)^2}$$

$$d = 19,8 \text{ mm}$$

Düz dişlilerde millere aksenal kuvvet gelmediği için aksenal kuvvet sıfır alınarak hesaplanır (Bkz. Eş. 3.16).

Mil çapı hesaplanırken kesme açısından sonsuz ömür (τ_D) mil malzemesinin kopma ve akma gerilmesi ile hesaplanır ve çıkan sonuçlardan en küçüğü alınır. Eğer mil kamalı ise alınan değer % 25 azaltılarak kullanılır.

$$\tau_D = 0,18 \cdot \sigma_k$$

$$\tau_D = 0,18 \cdot 800 = 144 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_D = 0,3 \cdot \sigma_{ak}$$

$$\tau_D = 0,3 \cdot 420 = 126 \text{ N/mm}^2$$

Mil kamalı olduğu için en küçük değer 126 N/mm² değeri %25 azaltılarak mil hesabın da kullanılır.

Konstrüksiyon katsayısı (K) milin geometrisi ile belirlenir, milin içi dolu ise katsayı sıfır alınır. Eğer milin içi boş ise katsayı mil iç çapının mil dış çapına bölünmesi ile hesaplanır, milin içi dolu olduğu için sıfır alınır.

Mil çapı hesabında eğilme katsayısı K_e ve burulma katsayısı K_b yükü uygulama şekline göre Çizelge 3.5' den seçilir. Yapılan mil hesabında yükün aniden uygulandığı varsayılmıştır.

Çizelge 3.5. Eğilme (Ke) ve Burulma (Kb) katsayıları [15]

	Eğilme (Ke)	Burulma (Kb)
Sabit miller için		
Yük yavaş yavaş uygulanıyorsa	1.0	1.0
Yük aniden uygulanıyorsa	1,5-2,0	1,5-2,0
Dönen miller için		
Yük yavaş yavaş uygulanıyorsa	1,5	1
Yük aniden uygulanıyorsa	1,5-2,0	1,0-1,5
Ağır darbeli yük uygulanıyorsa	2,0-3,0	1,5-3,0

Hız kutusundaki diğer millerin çapları aynı yöntem ile hesaplanır.

4.1.3 Hız kutusundaki yatakların seçimi

Hız kutusundaki yatakların seçimi millere gelen kuvvetlerin tür ve büyüklüklerine ve mil çaplarına göre yapılır:

Yatakların dinamik yük taşıma kapasitesi (C) rulman katalogundan seçilir. Düz dişlilerle aksenal kuvvet olmadığı için eşdeğer yük taşıma kapasitesi (P); rulmana gelen yatay düzlemdeki ve düşey düzlemdeki kuvvetlerin karelerinin toplamının karekökü alınarak hesaplanır. AC mili için Rad A noktasının düşey düzlemdeki tepki kuvveti Ray A noktasının yatay düzlemdeki tepki kuvveti olsun. Eşdeğer yük taşıma kapasitesi hesaplanır (Bkz. Eş. 3.21).

$$P = \sqrt{310^2 + 954^2}$$

$$P = 1003 \text{ N}$$

Rulman ömür hesabındaki m katsayısı bilyalı yataklarda 3 makaralı yataklarda 10/3 alınarak hesaplanır.

Rulmanın çalışma ömrü günde 8 saat ve 10 yıl olarak varsayılınsın, 1500 dev/dak giriş devrine göre rulman ömrü 2628 milyon devir olarak hesaplanır. Rulman ömür hesabından sonra rulmanın dinamik yük taşıma kapasitesi hesaplanır.

$$2628 = \left(\frac{C}{1003} \right)^3$$

$$C = 1384 \text{ N}$$

Rulmanın dinamik yük taşıma kapasitesi ve mil çapına göre rulman katalogundan uygun rulman seçilir.

Hız kutusunun diğer rulmanları aynı yöntem ile hesaplanır.

4.1.4 Hız kutusundaki kamaların seçimi

Kama seçimi kamaya uygulanan eğilme ve kesme kuvvetleri yardımı ile yapılır. Kesme kuvveti (τ) hesabı Bkz. Eş. 3.22 , eğilme kuvveti (σ_b) hesabı Bkz. Eş. 3.23 yardımı ile hesaplanır.

Kamanın en (b) ve yüksekliği (a) mil çapına göre katalogdan seçilir. Kama boyu; kesme kuvveti ve eğilme kuvveti hesabında bulunan en uzun boy (L) uygun kama boyu olarak alınır.

Mil çapı 19,8 mm 'ye göre TS 147 standardından 6x4 ölçülerinde kama seçilir ve kama boyu hesaplanır. Kama akma gerilmesi 340 N/mm² olarak alınsın.

$$F = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$$

$$F = \frac{63\,636}{\frac{19}{2}} = 6698 \text{ N}$$

$$\frac{340 \times 0,5}{2} = \frac{6698}{6.L}$$

$$L = 13 \text{ mm}$$

$$\frac{340}{2} = \frac{6698}{\frac{4}{2}.L}$$

$$L = 20 \text{ mm}$$

Kama boyu 20 mm olarak alınır ve kama 6x4x20 olarak seçilir. Hız kutusundaki diğer kamaların hesabı aynı yöntemle yapılır.

Böylece hız kutusundaki dişli modülleri, dişlilere gelen kuvvet tür ve büyüklükleri, dişlilerin boyutlandırılması, mil çapları, millere gelen kuvvet tür ve büyüklükleri, rulman seçimi, rulmanlara gelen kuvvet tür ve büyüklükleri, mil çapı ve millerdeki torklara göre uygun kamaların seçimi yapılmış olur.

5. KAPALI EŞİTSİZLİKLER (İNTERVAL ARİTMETİĞİ) YÖNTEMİ İLE PROBLEM ÇÖZME

Değer aralıklarında hesaplama yapmak için kullanılan interval arithmetic (kapalı eşitsizlik) teoreminin, bu çalışma da kullanma amacı; yine değer aralıklarında bulunan makine elemanları problemlerinin çözülmesinde kullanılan değişkenlerinin tek bir değer alınarak hesaba dahil edilmesinden ziyade, bulunduğu değer aralığı ile beraber hesaba dahil edilerek daha hassas bir hesaplama yapmaktır. Problemlerde istenilen motor gücü, motor devri, malzemelerin fiziksel özellikleri her zaman aynı olmaması, vb. gibi bu tip değişkenlik gösteren değerlerin hesaplamalarda kapalı eşitsizlik hesap metodu kullanılarak yapılacak hesaplamaların daha sağlıklı olacağı düşünülmüştür.

Kelime anlamı “aralık” olan interval cebirde, iki değer aralığında gösterilen reel sayıları ve bu sayıların gerçekleştirilebilirliğini inceler. Ara notasyon (interval notation), belirli aralıkta ifade edilen değişkenler için müsaade edilen değerleri gösterir. Ara notasyon için “ $5 < x < 9$ ” uygulaması örnek gösterilebilir. Kural olarak parantezler ((...)) köşeli parantezlerin olduğu yerlerde dışarıda gösterilirler ([...]). Örneğin “(10, 20)” notasyonu ile gösterilen değer aralığı, 10 ile 20 hariç arada kalan tüm reel sayıları içerir. “[10 20]” notasyonu ile gösterilen değer aralığı ise 10 ve 20 de dahil olmak üzere aradaki tüm reel sayıları içermektedir. 1950 ve 1960’ lar dan beri matematikçiler tarafından geliştirilen kapalı eşitsizlik matematiği (interval mathematics), kapalı eşitsizlik analizi (interval analysis) kapalı eşitsizlik hesabı (interval computation) olarak bilinen kapalı eşitsizlik (interval arithmetics), matematiksel hesaplamalarda gerçekçi sonuçlar elde ederek sınır hatalarını ortadan kaldıracağı bir yaklaşım olarak ortaya çıkmıştır [16].

Kapalı eşitsizlik uygulamalarda ki tanımı;

$T \cdot S = \{ x \mid \text{there is some } y \text{ in } T, \text{ and some } z \text{ in } S, \text{ such that } x = y \cdot z \}$
 eşitsizliklerin emel uygulamaları, iki değer aralığı $[a, b]$ ve $[c, d]$ için reel doğru da $(-\infty, \infty)$ gösterim şekilleri;

- $[a, b] + [c, d] = [a+c, b+d]$
- $[a, b] - [c, d] = [a-d, b-c]$
- $[a, b] \times [c, d] = [\min(ac, ad, bc, bd), \max(ac, ad, bc, bd)]$
- $[a, b] / [c, d] = [\min(a/c, a/d, b/c, b/d), \max(a/c, a/d, b/c, b/d)]$

Sıralı teori kapalı eşitsizliğinde (Intervals in order theory),

$[a, b] = \{ x \mid a \leq x \leq b \}$ şeklinde gösterilir.

Basit Problem Uygulamaları

İki değer aralığı $[2, 5]$ ve $[4, 8]$ için hesaplamalar

Toplama;

$$[a, b] + [c, d] = [a+c, b+d]$$

$$[2, 5] + [4, 8] = [2+4, 5+8]$$

$$[2, 5] + [4, 8] = [6, 13]$$

Çıkarma;

$$[a, b] - [c, d] = [a-d, b-c]$$

$$[2, 5] - [4, 8] = [2-4, 5-8]$$

$$[2, 5] - [4, 8] = [-2, -3]$$

Çarpma;

$$[a, b] \times [c, d] = [\min(ac, ad, bc, bd), \max(ac, ad, bc, bd)]$$

$$[2, 5] \times [4, 8] = [\min(2 \cdot 4, 2 \cdot 8, 5 \cdot 4, 5 \cdot 8), \max(2 \cdot 4, 2 \cdot 8, 5 \cdot 4, 5 \cdot 8)]$$

$$[2, 5] \times [4, 8] = [\min(8, 16, 20, 40), \max(8, 16, 20, 40)]$$

Bölme;

$$[a, b] / [c, d] = [\min(a/c, a/d, b/c, b/d), \max(a/c, a/d, b/c, b/d)]$$

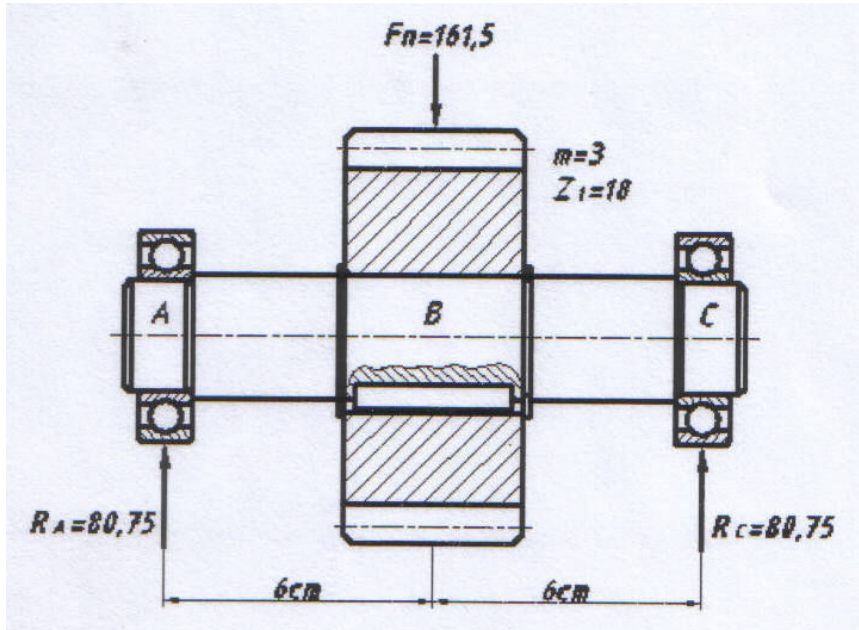
$$[2, 5] / [4, 8] = [\min(2/4, 2/8, 5/4, 5/8), \max(2/4, 2/8, 5/4, 5/8)]$$

$$[2, 5] / [4, 8] = [\min(0,5, 0,25, 1,25, 0,625), \max(0,5, 0,25, 1,25, 0,625)]$$

5.1.Kapalı Eşitsizliğin Makine Elemanları Problemlerine Uygulanışı

5.1.1. Mil çapı hesabı

Aşağıdaki şekilde dişli kutusu sistemine ait bir milin yataklanması verilmiştir. Sistemin ilettiği güç $N=4$ KW, AC mili devir sayısı $n:950$ dev/dak, milin tork değeri $T=63\ 636$ Nmm, eğilme momenti $M_{max}= 47\ 930$ Nmm, sistem emniyeti $S=2,5$, eğilme katsayısı $K_e=1,5$ ve burulma katsayısı $K_b=2$ olarak ele alınsın. AC mili $\text{Ç}1040$ malzemesinden imal edilsin, malzeme akma gerilmesi $\sigma_{ak} = 280$ N/mm², kopma gerilmesi $\sigma_k = 550 - 700$ N/mm² aralığında olsun. AC milinin B noktasındaki en küçük çapını İnterval'den yararlanarak hesaplanır.



Şekil 5.1. Milin Yataklanması

Mil çapı hesaplanırken kesme açısından sonsuz ömür (τ_D) mil malzemesinin kopma gerilmesi ile hesaplanır. Eğer mil kamalı ise alınan değer % 25 azaltılarak kullanılır.

$$x(\sigma_k = 550) \tau_D = 0,18 \cdot \sigma_k$$

$$\tau_{Dx} = 0,18.550 = 99 \text{ N/mm}^2$$

$$y(\sigma_k = 700) \quad \tau_D = 0,18.\sigma_k$$

$$\tau_{Dy} = 0,18.700 = 126 \text{ N/mm}^2$$

Mil kamalı olduğu için bulunan değerler %25 azaltılarak mil hesabın da kullanılır.

$$\tau_{Dx} = 99 \cdot \frac{75}{100} = 74,25 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{Dy} = 126 \cdot \frac{75}{100} = 94,5 \text{ N/mm}^2$$

Konstrüksiyon katsayısı (K) milin geometrisi ile belirlenir, milin içi dolu ise katsayı sıfır alınır, eğer milin içi boş ise katsayı mil iç çapının mil dış çapına bölünmesi ile hesaplanır. Milin içi dolu olduğu için sıfır alınır.

$$d(\sigma_k) = \{550, 700\} = \left\{ \begin{array}{l} 550; \quad d_x^3 = \frac{16}{\pi \cdot \tau_{Dx} \cdot (1 - K^4)} \cdot \sqrt{(K_e \cdot M_{\max})^2 + (K_b \cdot T)^2} \\ 700; \quad d_y^3 = \frac{16}{\pi \cdot \tau_{Dy} \cdot (1 - K^4)} \cdot \sqrt{(K_e \cdot M_{\max})^2 + (K_b \cdot T)^2} \end{array} \right\}$$

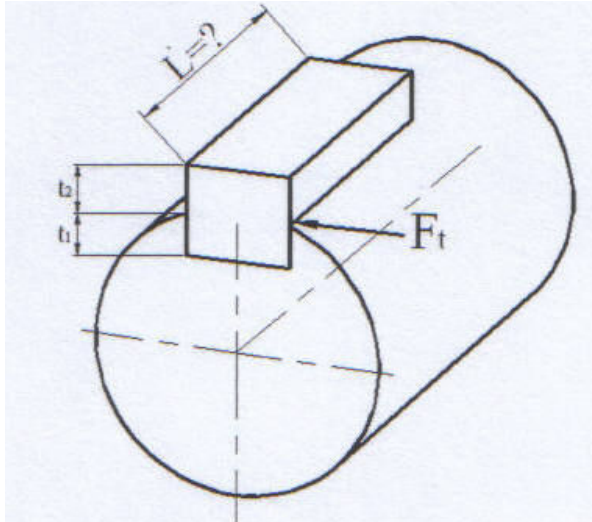
$$d(\sigma_k) = \{550, 700\} = \left\{ \begin{array}{l} 550; \quad d_x^3 = \frac{16}{\pi \cdot 74,25 \cdot (1 - 0^4)} \cdot \sqrt{(1,5.47.930)^2 + (1.63.636)^2} \\ 700; \quad d_y^3 = \frac{16}{\pi \cdot 94,5 \cdot (1 - 0^4)} \cdot \sqrt{(1,5.47.930)^2 + (1.63.636)^2} \end{array} \right\}$$

$$d(\sigma_k) = \{550, 700\} = 18,8 \geq d \geq 17,3$$

Kapalı eşitsizlik (interval arithmetics) yöntemi ile mil çapı hesaplanmıştır, mil malzemesi kopma gerilmesi $500-700 \text{ N/mm}^2$ aralığında verilmiş, mil çapı kopma gerilmesi 500 N/mm^2 ve 700 N/mm^2 alınarak her iki değer için mil çapı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Böylece mil çapı için daha emniyetli ve hassas sonuçlar elde edilmiştir.

5.1.2. Kama hesabı

Aşağıdaki şekilde 22 mm çapındaki mil üzerine kama ile bir dişli bağlanacaktır. Milin ilettiği güç $N=4 \text{ kW}$, dönme sayısı $n=940-1000 \text{ dev/dak}$ aralığındadır. Kama TS 147/9 standardına uygun olup $t_1 = 4 \text{ mm}$, $t_2 = 3,3 \text{ mm}$ dir. Kama malzemesi $S=2$ emniyetle $\text{Ç } 1050$ malzemesinden yapılacaktır. $\text{Ç}1050$ malzemesi akma gerilmesi $\sigma_{ak} = 34 \text{ daN/mm}^2$ alınacaktır. Kamadaki en küçük L boyunu interval aritmetik yönteminden faydalanarak hesaplanır.



Şekil 5.2. Kama Hesabı

Md döndürme momentinin bulunması;

$$n_x \leq n \leq n_y$$

$$M_d(n) = \{n_x, n_y\} = \left\{ \begin{array}{l} n_x; \quad M_{dx} = 71\,620 \frac{N}{n} \\ n_y; \quad M_{dy} = 71\,620 \frac{N}{n} \end{array} \right\} = M_{dx} \geq Md \geq M_{dy}$$

$$M_d(n) = \{940, 1000\} = \left\{ \begin{array}{l} 940; \quad M_{dx} = 71\,620 \frac{4.1,36}{940} \\ 1000; \quad M_{dy} = 71\,620 \frac{4.1,36}{1000} \end{array} \right\} = 414 \geq Md \geq 390$$

$$M_{dx} = 414 \text{ daNcm}$$

$$M_{dy} = 390 \text{ daNcm}$$

$$F_t(M_d) = \{M_{dx}, M_{dy}\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{dx}; \quad F_{tx} = \frac{2M_{dx}}{d_o} \\ M_{dy}; \quad F_{ty} = \frac{2M_{dy}}{d_o} \end{array} \right\} = F_{tx} \geq F_t \geq F_{ty}$$

$$390 \leq M_d \leq 414$$

$$F_t(M_d) = \{414, 390\} = \left\{ \begin{array}{l} 414; \quad F_{tx} = \frac{2 \cdot 414}{2,2} \\ 390; \quad F_{ty} = \frac{2 \cdot 390}{2,2} \end{array} \right\} = 376,3 \geq F_t \geq 354,5$$

$$F_{tx} = 376,3 \text{ daN}$$

$$F_{ty} = 354,5 \text{ daN}$$

Kama yüzeyinde oluşan basma gerilmesine göre L boyunun hesaplanması;

$$F_{ty} \leq F_t \leq F_{tx}$$

$$L(F_t) = \{F_{tx}, F_{ty}\} = \left\{ \begin{array}{l} F_{tx}; \quad \sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{F_{tx}}{t_2 \cdot L} \leq \frac{\sigma_{ak}}{S} \\ F_{ty}; \quad \sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{F_{ty}}{t_2 \cdot L} \leq \frac{\sigma_{ak}}{S} \end{array} \right\}$$

$$L(F_t) = \{376,3, 354,5\} = \left\{ \begin{array}{l} 376,3; \quad \sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{376,3}{3,3 \cdot L} \leq \frac{34}{2,5} \\ 354,5; \quad \sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{354,5}{3,3 \cdot L} \leq \frac{34}{2,5} \end{array} \right\} = 6,65 \geq L \geq 6,31$$

Kapalı eşitsizlik (interval arithmetics) yöntemi ile kama boyu hesaplanmıştır, mil dönme sayısı $n=940-1000$ dev/dak aralığında verilmiş, dönme sayısı 940 dev/dak ve 1000 dev/dak alınarak kama boyu her iki değer için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Böylece kama boyu için daha emniyetli ve hassas sonuçlar elde edilmiştir.

5.1.3 Dişli hesabı

Normal koşullarda çalışan bir dişli mekanizması $N=20$ kW bir güç iletmektedir. Giriş dönme hızı $n_1=1500-1460$ dev/dak, çıkış dönme hızı $n_2=350$ dev/dak, çalışma faktörü $K_0=1,25$, dişliler sertleştirilmiş olup malzemeleri 20MnCr5 alınacaktır. Dişlinin modülü interval aritmetiği yöntemi ile hesaplanın.

$$M_d(n) = \{n_x, n_y\} = \left\{ \begin{array}{l} n_x; \quad M_{dx} = 955 \frac{N}{n} \\ n_y; \quad M_{dy} = 955 \frac{N}{n} \end{array} \right\} = M_{dx} \geq Md \geq M_{dy}$$

$$1460 \leq n \leq 1500$$

$$M_d(n) = \{1460, 1500\} = \left\{ \begin{array}{l} n_x; \quad M_{dx} = 955 \frac{20}{1460} \\ n_y; \quad M_{dy} = 955 \frac{20}{1500} \end{array} \right\} = 13,08 \geq Md \geq 12,3$$

$$M_{dx} = 13,08 \text{ daNm}$$

$$M_{dy} = 12,73 \text{ daNm}$$

Çalışma faktörüne göre bağlı çalışma moment;

$$M_{dx} \geq M_d \geq M_{dy}$$

$$M_{bc}(M_d) = \{M_{dx}, M_{dy}\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{dx}; \quad M_{bcx} = K_o \cdot M_{dx} \\ M_{dy}; \quad M_{bcy} = K_o \cdot M_{dy} \end{array} \right\} = M_{bcx} \geq M_{bc} \geq M_{bcy}$$

$$M_{bc}(M_d) = \{M_{dx}, M_{dy}\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{dx}; \quad M_{bcx} = K_o \cdot M_{dx} \\ M_{dy}; \quad M_{bcy} = K_o \cdot M_{dy} \end{array} \right\} = M_{bcx} \geq M_{bc} \geq M_{bcy}$$

$$13,08 \geq M_d \geq 12,73$$

$$M_{bc}(M_d) = \{13,08, 12,73\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{dx}; \quad M_{bcx} = 1,25 \cdot 13,08 \\ M_{dy}; \quad M_{bcy} = 1,25 \cdot 12,73 \end{array} \right\} = 16,35 \geq M_{bc} \geq 15,91$$

$$M_{bcx} = 16350 \text{ daNmm}$$

$$M_{bcy} = 15910 \text{ daNmm}$$

Malzeme emniyetli gerilme;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_d}{S} = \frac{48}{2} = 24 \quad \text{daN/mm}^2$$

Modül hesabı;

$$M_{bcx} \geq M_{bc} \geq M_{bcy}$$

$$m(M_{bc}) = \{M_{bcx}, M_{bcy}\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{bcx}; \quad m = 3 \sqrt{\frac{2.M_{bcx}}{\varphi_d \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{em}} K_{f1} \cdot K_v} \\ M_{bcy}; \quad m = 3 \sqrt{\frac{2.M_{bcy}}{\varphi_d \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{em}} K_{f1} \cdot K_v} \end{array} \right\} = m_x \geq m \geq m_y$$

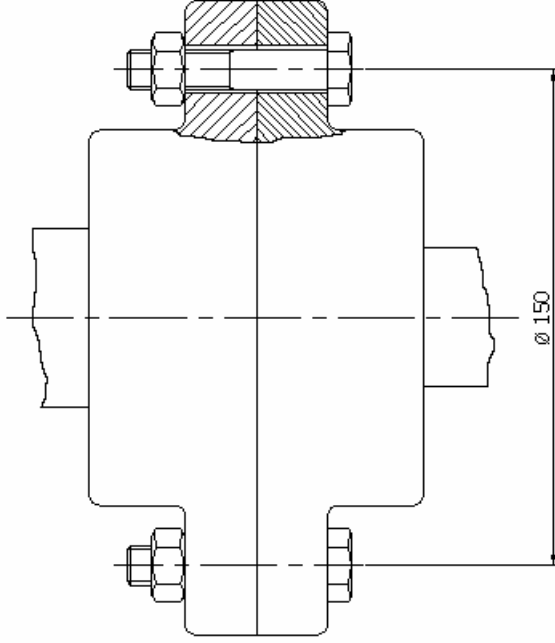
$$m(M_{bc}) = \{16350, 15910\} = \left\{ \begin{array}{l} 16350; \quad m = 3 \sqrt{\frac{2.16350}{0,8 \cdot 18.24} 3,0.1,2} \\ 15910; \quad m = 3 \sqrt{\frac{2.15910}{0,8 \cdot 18.24} 3,0.1,2} \end{array} \right\} = 2,66 \geq m \geq 2,64$$

Kapalı eşitsizlik (interval arithmetics) yöntemi ile dişli modülü hesaplanmıştır, mil dönme sayısı $n=1500-1460$ dev/dak aralığında verilmiş, dönme sayısı 1500 dev/dak ve 1460 dev/dak alınarak dişli modülü her iki değer için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Böylece dişli modülü için daha emniyetli ve hassas sonuçlar elde edilmiştir.

5.1.4 Civata hesabı

Aşağıdaki şekilde verilen kaplin, 8.8' lik malzemedan 4 adet civata ile bağlanacaktır. Kaplinin ilettiği güç 5,5 KW, devir sayısı $n=1415-1500$ dev/dak

aralığındadır, kaplin yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0,2$, $S=2$ alınacaktır. Kaplin üzerindeki civataya ait minimum çap hesaplanınsın.



Şekil 5.3. Kaplin hesabı

M_d (döndürme momenti)'nin bulunması;

$$n_x \leq n \leq n_y$$

$$M_d(n) = \{n_x, n_y\} = \begin{cases} n_x; & M_{dx} = 71\,620 \frac{N}{n} \\ n_y; & M_{dy} = 71\,620 \frac{N}{n} \end{cases} = M_{dx} \geq Md \geq M_{dy}$$

$$1415 \leq M_d \leq 1500$$

$$M_d(n) = \{1415, 1500\} = \left\{ \begin{array}{l} 1415; \quad M_{dx} = 71\,620 \frac{5,5,1,36}{1415} \\ 1500; \quad M_{dy} = 71\,620 \frac{5,5,1,36}{1500} \end{array} \right\} = 379 \geq Md \geq 357$$

$$M_{dx} = 379 \text{ daNcm}$$

$$M_{dy} = 357 \text{ daNcm}$$

F_t kuvvetinin bulunması;

$$M_{dx} \geq M_d \geq M_{dy}$$

$$F_t(M_d) = \{M_{dx}, M_{dy}\} = \left\{ \begin{array}{l} M_{dx}; \quad F_{tx} = \frac{2M_{dx}}{d_0} \\ M_{dy}; \quad F_{ty} = \frac{2M_{dy}}{d_0} \end{array} \right\} = F_{tx} \geq F_t \geq F_{ty}$$

$$379 \geq M_d \geq 357$$

$$F_t(M_d) = \{379, 357\} = \left\{ \begin{array}{l} 379; \quad F_{tx} = \frac{2 \cdot 379}{15} \\ 357; \quad F_{ty} = \frac{2 \cdot 357}{15} \end{array} \right\} = 50,5 \geq F_t \geq 47,6$$

$F_{tx} \geq F_t \geq F_{ty}$ değer aralığı 4 civataya gelen yük aralığını göstermektedir. Bir civataya gelen yük aralığı;

$$\frac{F_{tx}}{4} \geq F_t \geq \frac{F_{ty}}{4}$$

$$\frac{50,5}{4} \geq F_t \geq \frac{47,6}{4}$$

$$12,6 \geq F_t \geq 11,9$$

$$F_{tx} = 12,6 \text{ daN}$$

$$F_{ty} = 11,9 \text{ daN}$$

Teğetsel kuvvet, kaplin yüzeyleri arasındaki basma kuvveti ile durdurulmaya çalışıldığı için $F_s = \mu.N$ eşitliğinden yararlanılacaktır.

$F_t = F_s = \mu.N$ eşitliğinde "N" emniyetsiz sıkma kuvvetini ($F_{\text{ön}}$) temsil etmektedir.

Emniyetsiz sıkma kuvvetinin bulunması;

$$F_{\text{ön}}(F_t) = \{F_{tx}, F_{ty}\} = \left\{ \begin{array}{l} F_{tx}; \quad F_{\text{önx}} = \frac{F_{tx}}{\mu} \\ F_{ty}; \quad F_{\text{öny}} = \frac{F_{ty}}{\mu} \end{array} \right\} = F_{\text{önx}} \geq F_{\text{ön}} \geq F_{\text{öny}}$$

$$12,6 \geq F_t \geq 11,9$$

$$F_{\text{ön}}(F_t) = \{12,6, 11,9\} = \left\{ \begin{array}{l} 12,6; \quad F_{\text{önx}} = \frac{12,6}{0,2} \\ 11,9; \quad F_{\text{öny}} = \frac{11,9}{0,2} \end{array} \right\} = 63 \geq F_{\text{ön}} \geq 59,5$$

$$F_{\text{önx}} = 63 \text{ daN}$$

$$F_{\text{öny}} = 59,5 \text{ daN}$$

Emniyetli sıkma kuvvetinin ($F_{\text{ön}}$) bulunması;

$$F_{\ddot{o}n}(S) = \{S\} = \left\{ \begin{array}{l} S; \quad F_{\ddot{o}nx} = F_{\ddot{o}nx} \cdot S \\ S; \quad F_{\ddot{o}ny} = F_{\ddot{o}ny} \cdot S \end{array} \right\} = F_{\ddot{o}nx} \geq F_{\ddot{o}n} \geq F_{\ddot{o}ny}$$

$$F_{\ddot{o}n}(S) = \{2\} = \left\{ \begin{array}{l} 2; \quad F_{\ddot{o}nx} = 63,2 \\ 2; \quad F_{\ddot{o}ny} = 59,5,2 \end{array} \right\} = 126 \geq F_{\ddot{o}n} \geq 119$$

$$F_{\ddot{o}nx} = 126 \text{ daN}$$

$$F_{\ddot{o}ny} = 119 \text{ daN}$$

Civatalar $1,25 F_{\ddot{o}n}$ - $1,35 F_{\ddot{o}n}$ arası burulma etkisine dayanabilmektedirler, daha emniyetli bir sıkma için $F_c = 1,3 F_{\ddot{o}n}$ eşitliğinden yararlanarak civata sıkma kuvveti (F_c) hesaplanır.

$$F_{\ddot{o}nx} \geq F_{\ddot{o}n} \geq F_{\ddot{o}ny}$$

$$F_c(F_{\ddot{o}n}) = \{F_{\ddot{o}nx}, F_{\ddot{o}ny}\} = \left\{ \begin{array}{l} F_{\ddot{o}nx}; \quad F_{cx} = 1,3 \cdot F_{\ddot{o}nx} \\ F_{\ddot{o}ny}; \quad F_{cy} = 1,3 \cdot F_{\ddot{o}ny} \end{array} \right\} = F_{cx} \geq F_c \geq F_{cy}$$

$$F_c(F_{\ddot{o}n}) = \{126, 119\} = \left\{ \begin{array}{l} 126; \quad F_{cx} = 1,3 \cdot 126 \\ 119; \quad F_{cy} = 1,3 \cdot 119 \end{array} \right\} = 163,8 \geq F_c \geq 154,7$$

$$F_{cx} = 163,8 \text{ daN}$$

$$F_{cy} = 154,7 \text{ daN}$$

Civata çapının bulunması;

$$F_{cx} \geq F_c \geq F_{cy}$$

$$d(F_c) = \{F_{cx}, F_{cy}\} = \left\{ \begin{array}{l} F_{cx}; \quad \sigma_\zeta = \frac{F_{cx}}{A} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \\ F_{cy}; \quad \sigma_\zeta = \frac{F_{cy}}{A} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \end{array} \right\} = d_x \geq d \geq d_y$$

$$d(F_c) = \{163,8, 154,7\} = \left\{ \begin{array}{l} 163,8; \quad \sigma_\zeta = \frac{163,8}{\pi \cdot d^2} = \frac{64}{2} \\ 154,7; \quad \sigma_\zeta = \frac{154,7}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{64}{2} \end{array} \right\} = 2,55 \geq d \geq 2,48$$

TS 61/3' ten diş dibi çapı $\geq 2,55$ ' e karşılık gelen M4 civata seçilir.

Kapalı eşitsizlik tüm makine elemanlarına uygulanarak değişkenlerin bulunduğu değer aralığıyla beraber hesaba dahil edilerek daha hassas ve emniyetli hesaplamalar yapılabilir.

6. İKİ KADEMELİ DÜZ DİŞLİ HIZ KUTUSU MUKAVEMET HESABI PROGRAMI KULLANIMI

Hazırlanan program girdi parametrelerinin girilmesi ile başlar, programda oluşturulan dataları kullanarak sırasıyla uygun modül hesabı, modül hesabı ile ilgili ayrıntı hesapları, modül hesabı ile ilgili yardımcı hesapları, mil çapı hesabı, mil çapı hesabı ile ilgili yardımcı hesapları, uygun rulman seçimi, rulman seçimi için ayrıntı hesapları ve uygun kama seçimi işlemlerini yapar. İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı programı akış şeması Şekil 6.1' de gösterilmiştir.

İki kademeli düz dişli hız kutusu programı $\frac{1}{2}$ iletme oranında ki hız kutuları için hazırlanmıştır. Kullanıcı iki kademeli hız kutusu girdi parametrelerini; motor gücü, giriş devir sayısı, giriş dişli sayısı, malzeme seçimi, brinel sertlik sayısı ve dişli hassasiyeti olarak seçer (Şekil 6.2). Seçilen girdi parametrelerine göre birinci kademe ve ikinci kademedeki yaklaşık modül hesaplanır. Hesaplanan yaklaşık modül uygun değil ise program kullanıcıya bulunan modülün uygun olmadığını ve modülün bir sayı arttırılmasını ister ve modül bir sayı arttırılır. Bu işlem uygun modül bulunana kadar tekrarlanır, uygun modül bulunduğunda bu dişlilere ait bütün kuvvet tür ve büyüklükleri, yardımcı katsayılar ve malzeme değerleri hesaplanır (Şekil 6.4).

Verilen girdi parametrelerine göre modül hesabın da gereken bütün mukavemet hesapları da ayrıntılı olarak hesaplanır, mukavemet hesapları için sadece altı tane girdi parametrelerinin seçilmesi yeterli olacaktır (Şekil 6.3).

Hız kutusundaki millerin çapları ve mil hesabı için gerekli mukavemet hesapları da aynı girdi parametreleri yardımı ile hesaplanır. Mil çapı hesabında bu girdi parametrelerine ek olarak mil malzemesi ve mile gelen yükün uygulama şekli seçilir. Mil çapı hesabı interval aritmetik yöntemi ile hesaplanmıştır. Mile gelen yükün uygulama şekline göre burulma ve eğilme

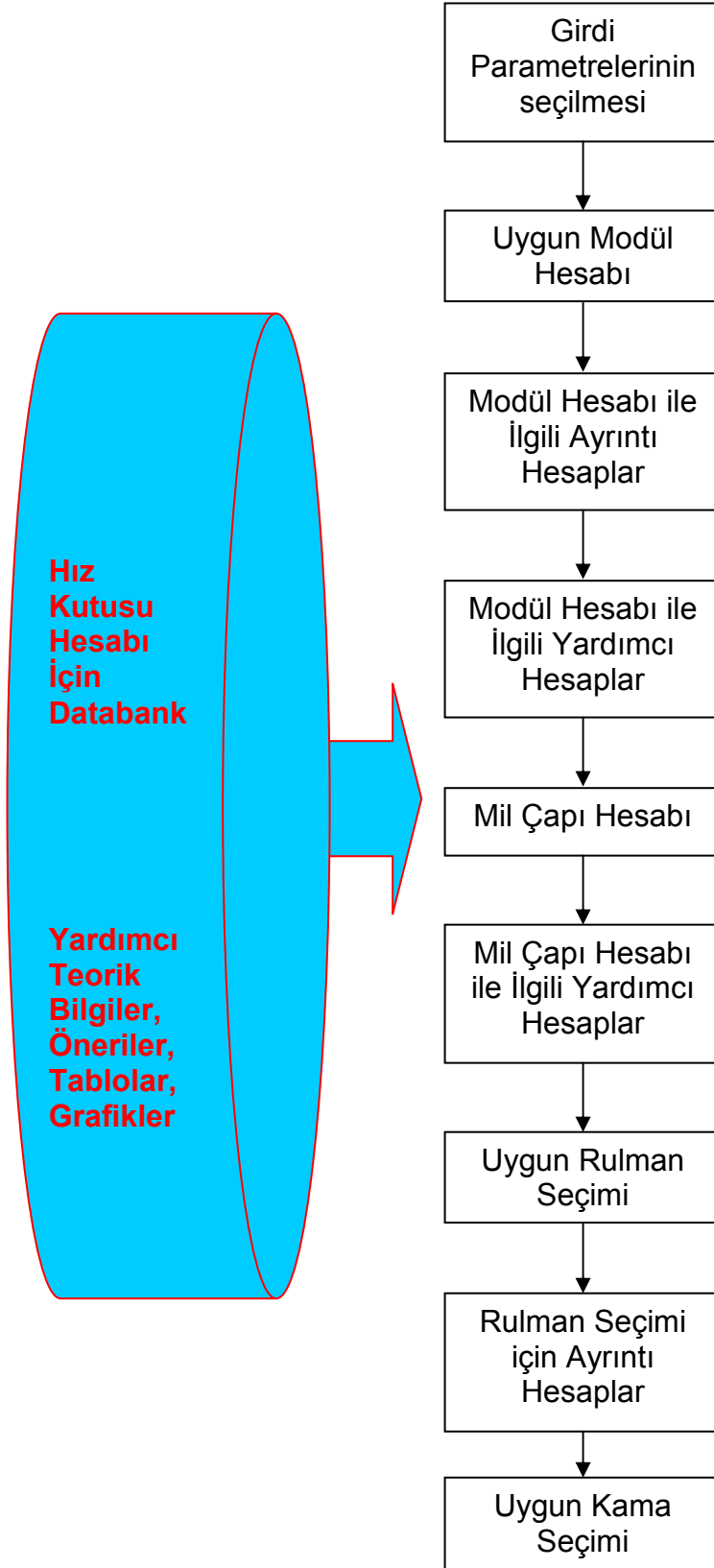
katsayıları iki değer aralığındadır, bu değer aralıklarını kullanarak interval aritmetik yöntemi ile mil çapı hesaplanmıştır. Aynı zamanda milde kullanılan malzemelerin kopma dayanımı değişken aralıklı olduğu için her iki değer aralığında mil çapları hesaplanmıştır. Sonuç olarak mil çapı beş farklı değer aralığı kullanılarak hesaplanmıştır (Şekil 6.5). Mil çapı ile ilgili bütün kuvvet tür ve büyüklükleri aynı girdi parametreleri ile hesaplanır (Şekil 6.6).

Hız kutusundaki rulmanların seçimi de aynı girdi parametreleri ve kullanıcıdan rulmanların çalışma süreleri istenerek yapılır. Mil çapı hesabı interval aritmetik yöntemi ile yapıldığı için rulman seçimine hesaplanan iki mil çapı değer aralığına göre seçilir (Şekil 6.7).

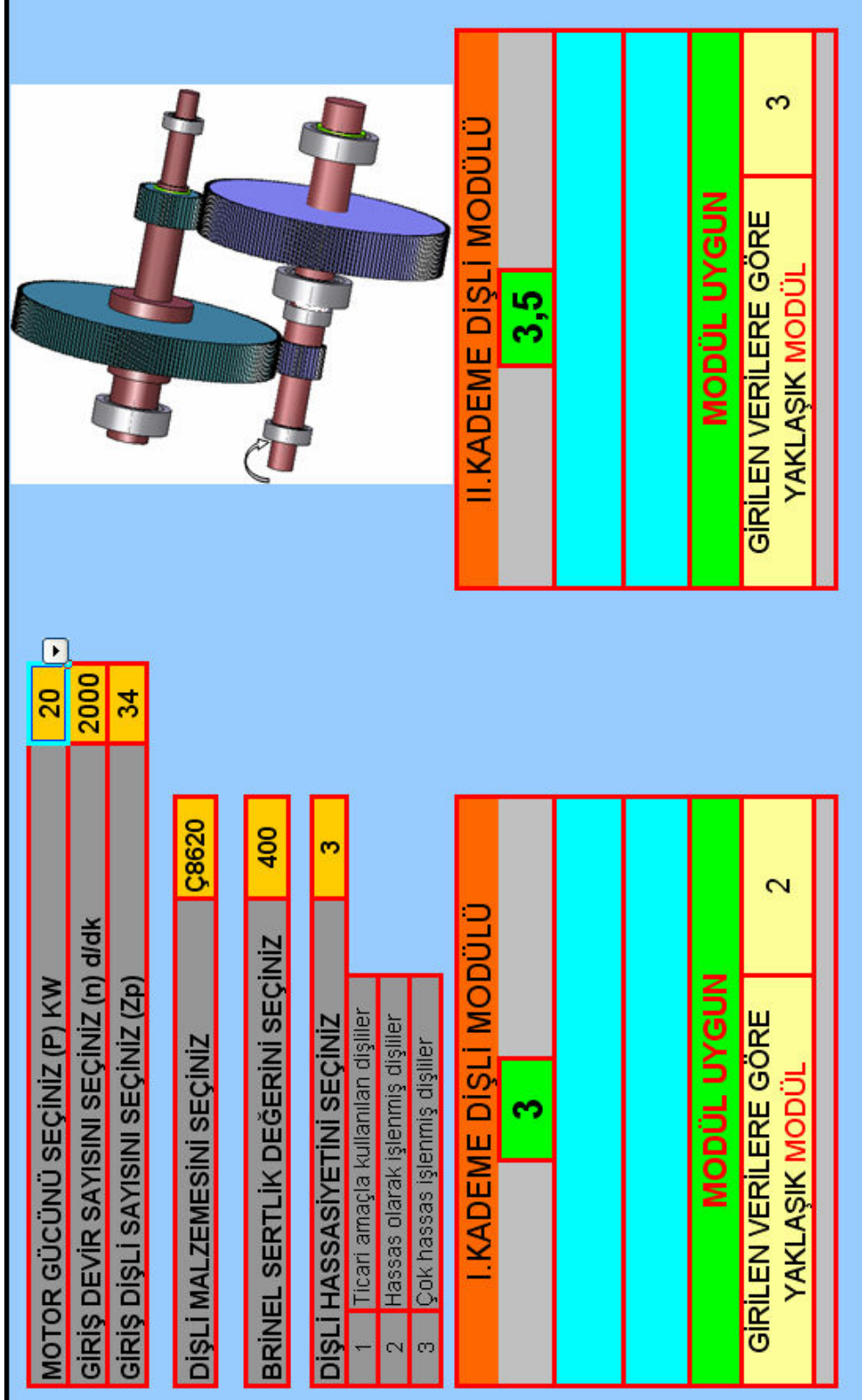
Verilen girdi parametrelerine göre millere uygun kama seçimi yapılır. Kama seçimi, iki değer aralığında hesaplanan mil çaplarına göre yapılır. Kamalar TS 147' den seçilir (Şekil 6.8). Kama hesabı ile ilgili kuvvet tür ve büyüklükleri hesaplanır (Şekil 6.9).

Sonuç olarak sadece altı girdi parametresi ile hız kutusu ile ilgili bütün mukavemet hesapları yapılır.

Ekler bölümünde hız kutusuna ait montaj resmi, mil ve dişlilere ait imalat resimleri sunulmuştur.



Şekil 6.1. İki kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı programı akış şeması



Şekil 6.2. Hız kutusu giridi parametreleri ve uygun modülün

MODÜL İLE İLGİLİ AYRINTI HESAPLAR		
I KADEME DIŞLI MODÜLÜ		
TORK (T)	76364	Nmm
GERİLME (Rem)	95	N/mm ²
MODÜL (m)	3	mm
DIŞLI ÇAPI (d)	75	mm
ÇEVRESEL HIZ (V)	9,82	m/sn
GERİLME (Rem)	59	N/mm ²
GERİLME (R)	46	N/mm ²
DIŞLI GENİŞLİĞİ (b)	38	mm
STATİK KUVVET (Fo)	9258	N
Q	1 1/2	
ÇEVRESEL KUVVET (Fw)	7276	N
TEĞETSEL KUVVET (Ft)	2036	N
DINAMİK KUVVET (Fd)	7158	N
II KADEME DIŞLI MODÜLÜ		
TORK (T)	152728	Nmm
GERİLME (Rem)	162	N/mm ²
MODÜL (m)	3	mm
DIŞLI ÇAPI (d)	100	mm
ÇEVRESEL HIZ (V)	3,27	m/sn
GERİLME (Rem)	121	N/mm ²
GERİLME (R)	39	N/mm ²
DIŞLI GENİŞLİĞİ (b)	50	mm
STATİK KUVVET (Fo)	16242	N
Q	1 3/5	
ÇEVRESEL KUVVET (Fw)	10212	N
TEĞETSEL KUVVET (Ft)	3055	N
DINAMİK KUVVET (Fd)	7417	N

Şekil 6.3. Dişli modülü ayrıntı hesapları

MİL MALZEMESİNİ SEÇİNİZ**Ç6150****AC MİLİ**

A B MESAFESİ 48

B C MESAFESİ 53

HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI 17 - 21**DG MİLİ**

D E MESAFESİ 48

E F MESAFESİ 123

F G MESAFESİ 53

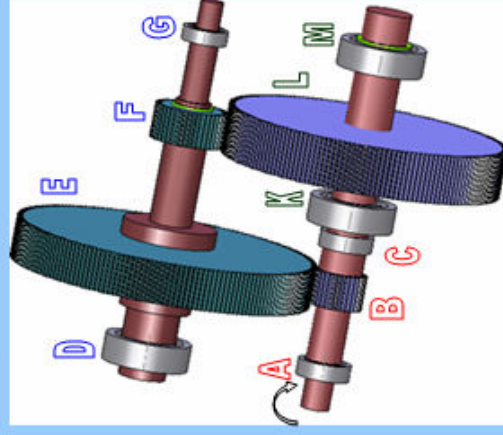
HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI 24 - 28**KM MİLİ**

K L MESAFESİ 55

L M MESAFESİ 53

HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI 25 - 31

Mil çapı hesabında kullanılan eğilme ve burulma parametreleri değişken aralıklı olduğu için bu değerler aralığında interval aritmetiği yöntemi ile mil çapı hesabı yapılmıştır.

YÜK UYGULAMA ŞEKLİNİ SEÇİNİZ**3****1** Yük yavaş yavaş uygulanıyor**2** Yük aniden uygulanıyor**3** Ağır darbeli yük uygulanıyorsa

Yük yavaş yavaş uygulanıyorsa	Eğilme (Ke)	Burulma (Kb)
Yük aniden uygulanıyorsa	1.5	1
Ağır darbeli yük uygulanıyorsa	1,5-2,0	1,0-1,5
	2,0-3,0	1,5-3,0

Şekil 6.5. Hız kutusu mil çapı hesabı

MİL ÇAPLARI İLE İLGİLİ AYRINTI HESAPLAR					
AC MİLİ		DG MİLİ		KM MİLİ	
TORK (T AB)	76364	TORK (T DG)	152728	TORK (T KM)	305456
TEĞETSEL KUVVET (Ft)	2036	TEĞETSEL KUVVET (Ft)	3055	TEĞETSEL KUVVET (Ft)	3055
RADRAL KUVVET (Fr)	741	RADRAL KUVVET (Fr)	1112	RADRAL KUVVET (Fr)	1112
YATAY DÜZLEMDE Rc	353,66	YATAY DÜZLEMDE Rg	1014	YATAY DÜZLEMDE Rm	605,54
YATAY DÜZLEMDE Ra	387,34	YATAY DÜZLEMDE Rd	643	YATAY DÜZLEMDE Rk	506,46
DIKEY DÜZLEMDE Rc	971,7	DIKEY DÜZLEMDE Rg	2785	DIKEY DÜZLEMDE Rm	1663,61
DIKEY DÜZLEMDE Ra	1064,3	DIKEY DÜZLEMDE Rd	2306	DIKEY DÜZLEMDE Rk	1391,39
MAKSİMUM MOMENT (Mmax)	47569	MAKSİMUM MOMENT (Mmax)	136337	MAKSİMUM MOMENT (Mmax)	81438
MİL ÇAPI (d)	20	MİL ÇAPI (d)	26	MİL ÇAPI (d)	31

KESME AÇISINDAN SONSUZ ÖMÜR	
MALZEMENİN K.GERİLMESİ x0,18	MALZEMENİN A. GERİLMESİ x0,3
136,8	195

Şekil 6.6. Mil çapı ayrıntı hesapları

RULMANLARIN ÇALIŞMA ÖMRÜNÜ GİRİNİZ	YIL	GÜNLÜK SAAT
	8	8

A Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	20,59 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	25 - 26

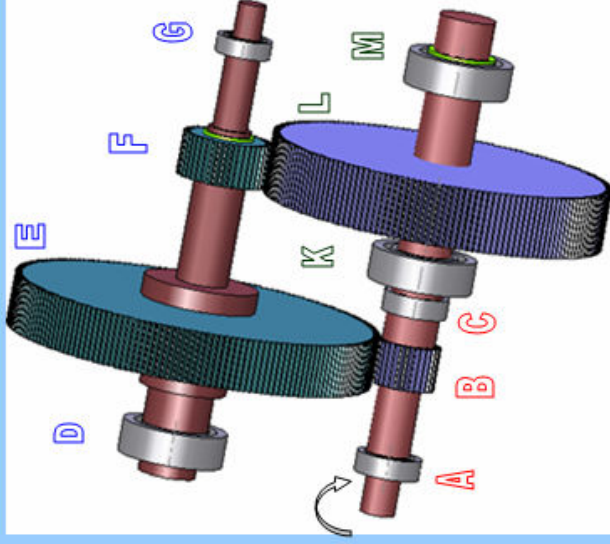
C Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	18,85 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	25 - 26

D Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	39,69 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	35 - 38

G Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	58,62 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	35 - 38

K Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	29,84 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	37 - 38

M Rulmanı Dinamik Yük Taşıma Kapasitesi	24,81 kN
Hesaplanan mil çapı aralığı	37 - 38

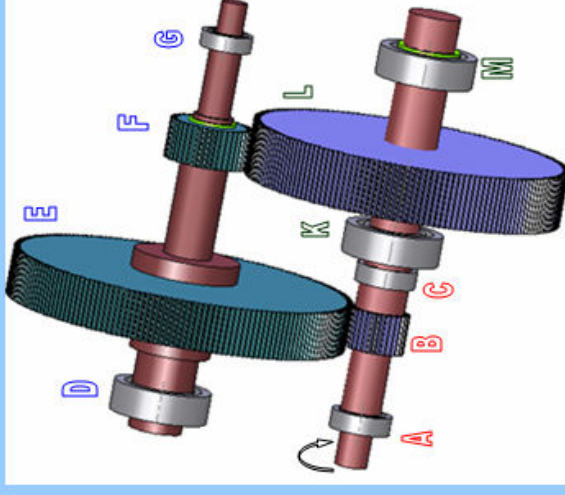
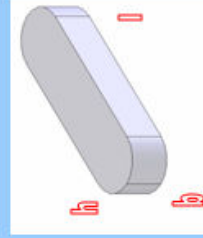


HESAPLANAN DİNAMİK YÜK TAŞIMA KAPASİTESİ VE MİL ÇAPLARINA GÖRE KATALOGTAN UYGUN RULMANLARI SEÇİNİZ

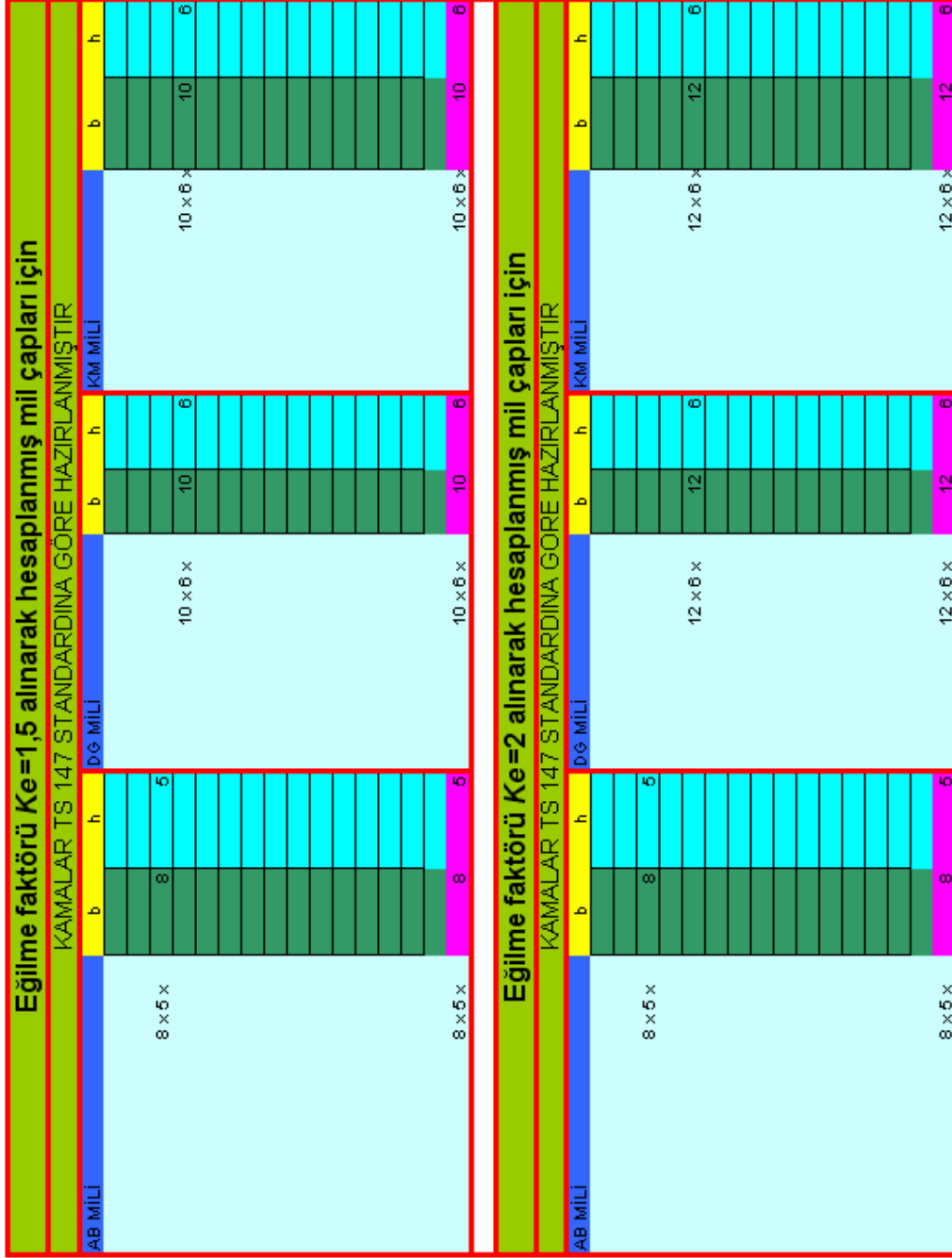
Şekil 6.7. Hız kutusunda ki rulmanların seçimi

İnterval aritmetik yöntemi ile hesaplanmış mil çapı değer aralığına göre kama seçimi de iki değer aralığına göre yapılmıştır.

HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI	25	26
B DİŞLİSİ KAMA ÖLÇÜLERİ	8 x 5 x 30	8 x 5 x 29
HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI	35	38
E DİŞLİSİ KAMA ÖLÇÜLERİ	10 x 6 x 36	12 x 6 x 33
HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI	35	38
F DİŞLİSİ KAMA ÖLÇÜLERİ	10 x 6 x 36	12 x 6 x 33
HESAPLANAN MİL ÇAPI ARALIĞI	37	38
L DİŞLİSİ KAMA ÖLÇÜLERİ	10 x 6 x 68	12 x 6 x 66



Şekil 6.8. Uygun kama hesabı



Şekil 6.9. Kama ayrıntı hesapları

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; hız kutusu tasarımında gerekli hesap ve analizleri kolaylaştıracak, olası hata ve süreyi en aza indirmek amacıyla geliştirilen bir bilgisayar programı tanıtılmıştır. Bunun yanında yüksek matematik kuramı olan kapalı eşitsizliklerin (intervals) makine elemanları problemlerine uygulanışı örneklerle sunulmuştur. Makine elemanları problemlerinde bazı değerlerin sınır aralıklarında bulunmasından dolayı interval (kapalı eşitsizlik) metodu kullanılmıştır.

Bu araştırma çalışması kapsamında elde edilen genel sonuçlar şu şekilde belirtilebilir:

1) Parametrik tasarım yöntemi ile yüksek hata payı, fazla maliyet ve uzun zaman gibi tasarımda istenmeyen olumsuz faktörleri en az seviyeye indirgemek mümkün olabilecektir.

2) Geliştirilen tasarım program sayesinde, gerek teknik okullar ve gerekse endüstri kuruluşlarında kullanılmak üzere, ortak ve sürekli genişleyen bir tasarım alanı oluşturulması ve böylece tasarımcıların güncel ve yeni teknolojiler içeren tasarımlar geliştirmeleri kolaylaşabilecektir.

3) Yapılan bu çalışmada, diğer tasarım yöntemleri ve yaklaşımlarında da olduğu gibi, fonksiyon yapıları esas alınmış ve daha ayrıntılı fonksiyonel analizler yapılmıştır. Ayrıca alt fonksiyonlara aranacak çözüm prensipleri ve farklı kombinasyonları da daha geniş bir alan ve kapsamda düşünülmüştür (gelişme ve ilavelere de açık olarak). Böylece mümkün olan en geniş kapsamlı bir tasarım çözüm uzayı ve bunun yeni teknolojilere paralel sürekli geliştirilmesi mümkün olabilecektir.

4) Genel değerlendirme ölçütlerinin kapsama alanı, tasarlanacak makine sistemlerinin alanlarına göre program kodlarına müdahale edilerek

genişletilebilmektedir. Böylece parametrik tasarım yöntemi ile makine tasarımında kapsama alanının esnekliği sağlanmış olur.

5) Kapalı eşitsizlik metodu kullanılarak tasarım problemlerinde bulunan değişken aralıklı değerler daha hassas sonuçlar çıkarmıştır.

Parametrik tasarım yöntemi konusunda yürütülen bu tez çalışmasına ilave yapılabilecek araştırmalar aşağıda belirtilen doğrultularda yapılabilir:

1) Geliştirilen bu parametrik tasarım sürecine ürün planlama, şekillendirme tasarımı ve ayrıntılı tasarım aşamaları eklenerek 'Parametrik Tasarım' yaklaşımı tüm boyut ve aşamaları ile bilgisayar destekli bir hale getirilebilir.

2) Çözüm prensipleri için şematik resimler eklenerek kavramların ifade ve algılanması kolaylaştırılabilir.

3) Mevcut programa, genel geçerli fonksiyon yapıları kullanılarak otomatik alt fonksiyon yapıları oluşturacak bir modül eklenebilir. Alt fonksiyonların çözüm prensiplerini simgeleyen üç boyutlu katı model temsilleri yüklenip tüm sistemin montaj edilme sürecinin ve montajdan sonra çalışma sisteminin dinamik olarak gösterimi sağlanabilir. Böylece endüstri kuruluşlarında tasarım faaliyetleri daha etkili, hızlı ve verimli yürütülebilir. Teknik okullarda ise; öğrencilere tasarımlarını görsel ortamlarda sunma ve geliştirme fırsatı verilebilir.

4) Kapalı eşitsizlikler (intervals) yöntemi kullanılarak mevcut program geliştirilerek daha hassas ve emniyetli sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Börklü, H.,R., “Makine Tasarım Dili”, **Mesleki ve Teknik Eğitim Sempozyumu**, Elazığ, 1 (1995).
2. Karslı, S., “Computer Aided Design Of Gearbox Kinematical Arrangement Diagrams”, Masters Thesis, **METU** , Ankara 1-30 (1985).
3. Babalık, F.C, “Dişli Çark Mekanizmaları”, Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 3, **Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı**, İstanbul, 79-180 (2002).
4. Pahl, G. and Beitz, W., “Engineering Design”, The Design Council, **Springer-Verlag**, London, 5-140 (1988).
5. Hefeng, B., Savage, M., Knorr, R.J., “Computer Modelling of Rack Generated Spur Gears”, **Mechanism and Machine Theory**, 20(4): 351-360 (1985).
6. Rao, C.R.M., Muthuveerappan G., “Finite Element Modelling and Stres Analysis of Helical Gear Teeth”, **Computers and Structers**, 49(6): 1095-1106 (1992).
7. Arıkan, M.A.S., M.Tamar.,”Tooth Contact and 3-D Stress Analysis of Involute of Helical Gears”, **Proceedings the ASME 1992 6th International Power Transmission and Gearing Conference**, 256-301 (1992).
8. Akkurt, M., Ergin, Ş., “Silindirik Helisel Dişli Çarkların Autocad ortamında ADS ile İnteraktif Tasarımı”, **6. Uluslar arası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi**, Ankara, 463-471 (1994).
9. Fetvacı, M.C., “ANSYS Sonlu Elemanlar Analiz Programı ile Düz Dişli Çarkların Modellenmesi”, **Mühendis ve Makine Dergisi**, 40-474: 41-44 (1999).
10. Argyris, J., M. Donno, F. L. Litvin, “Computer Program in Visual Basic Language for Simulation of Meshing and Contact of Gear Drives and its Application for Design of Worm Gear Drive”, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 595-612 (2000).
- 11.Çavdar K., Karpat, F., “Dişli Çark Mekanizmalarının Bilgisayar Yardımıyla Boyutlandırılması”, **Makina-İmalat Teknolojileri Sempozyumu ve Sergisi**, 10-90 (1999).

12. Konigsberger, F., "Design Principles of Metal Cutting Machine Tools", **Macmillan**, Newyork, 69-95 (1965).
13. Bush, G., S, Osman M.O.M, "On The Optimal Design Design of Multy Speed Gear Trains", **Mechanism and Machine Theory**, Great Bretain, 19(2): 183-195 (1984).
14. White, G., "Analysis of Nine –Speed Gear Train", **The Engineer**, 348-351 (1968).
15. Allen S. Hallen, Alfred R. Holowenko, Herman G. Laughlin, "Machine Design", **McGraw-Hill**, New-York 240-320 (1967).
16. İnternet: "Intervals Mathematics" http://en.wikipedia.org/wiki/Interval_%28mathematics%29#Interval_arithmetic (2007).
17. Akün, F., "Takım Tezgahları", **İTÜ offset Mat.**, İstanbul, 40-120 (1973).
18. Bodur, O., "Takım Tezgahları", **Birsen Yayınevi**, İstanbul, 26-98 (1978).
19. Derviş, D., "Makine Elemanları", **Türk Standart Enstitüsü**, Ankara, 339-343 (2001).
20. Özdemir, U., Temmuz, **Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi**, 2 (2): 15-25 (2005).
21. Erten, M., Özdemir, U., "Dişli Kutusu Projesi Hesaplama Esasları", **Hava Harp Okulu Yayınları**, İstanbul, 1-40 (2001).
22. Babalık, F.C., Karpat, F., Çavdar, K., "Bilgisayar yardımıyla düz, helisel, konik ve sonsuz vida dişli mekanizmalarının boyutlandırılması ve analizi", **Mühendis ve Makine**, 510: 1-5 (2002).
23. Mayda, M., "Web Tabanlı Kavramsal Tasarım", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi**, Ankara, 1-10(2007).

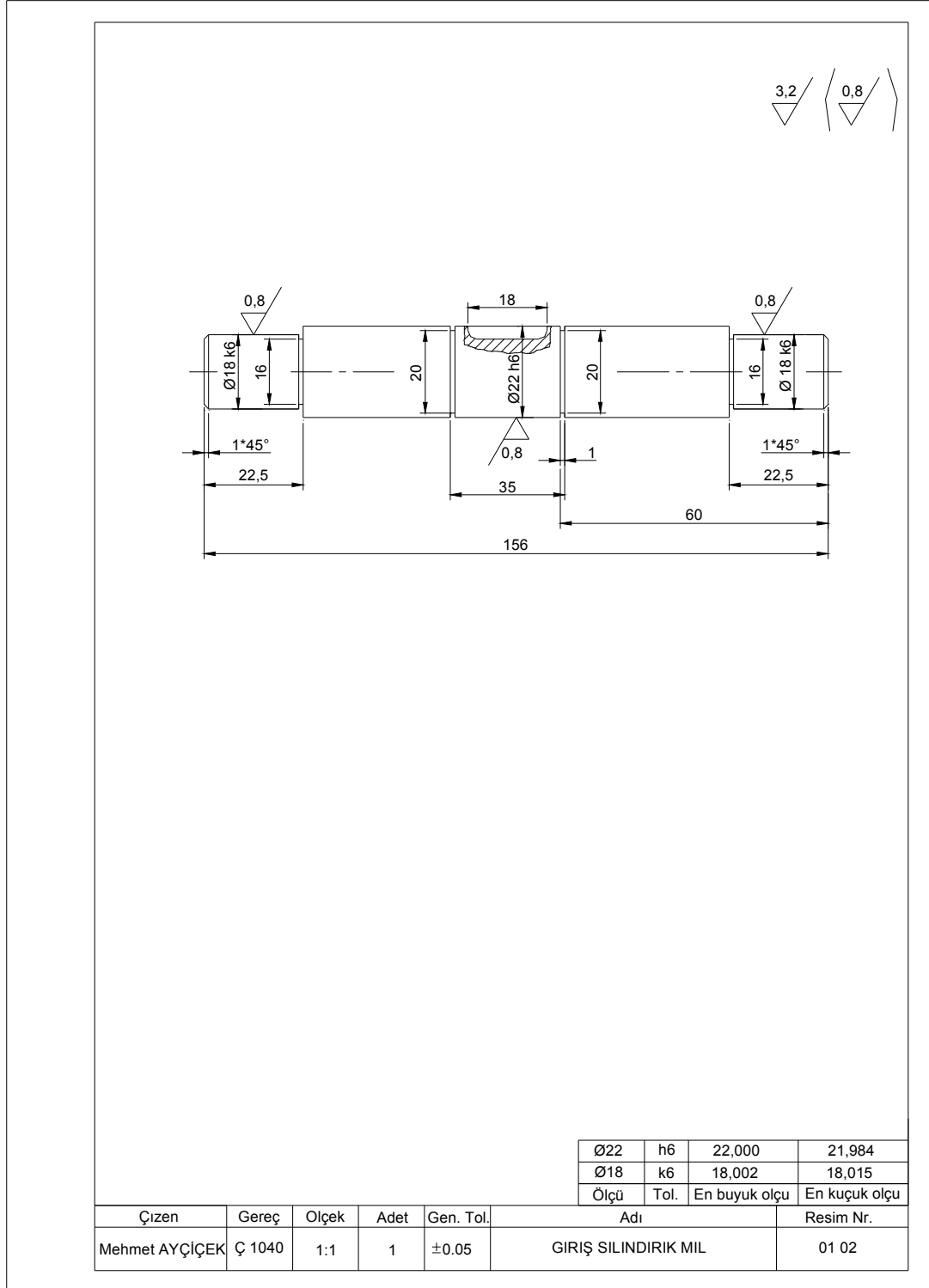
EKLER

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri

44	Toplam Parça Sayısı					
16	Altı köşe başlı civata	19	TS 1021/3	6.6		
2	Yağ kecesi	18	DIN 3760	Keçe		
2	SilindirikKapak	17	01 11	Ç 1030		
2	Merkezleme pimi 8*55	16	TS 69/15	Hazır		
4	Kapak Sızdırmazlık contası	15	-	Hazır		
2	Silindirik Kapak	14	01 10	Ç 1030		
1	Çıkış Mili	13	01 09	C 60		
2	Silindirik Burç Ø 30	12	01 08	Ç1020		
1	Kama A 8x8x30	11	TS 147/10	Ç1050		
3	Kama A 8x8x20	10	TS 147/10	Ç1050		
1	Kademeli ara mil	09	01 07	Ç1040		
1	Düz dişli çark m=4 z=40	08	01 06	C 60		
1	Düz dişli çark m=4 z=20	07	01 05	C 60		
1	Düz dişli çark m=3.5 z=40	06	01 04	C 60		
1	Düz dişli çark m=3.5 z=20	05	01 03	C 60		
1	Kama A 8x8x18	04	TS 147/10	Ç1050		
1	Sabit bilyalı rulman 30x72	03	ORS 6306	Hazır		
1	Giriş Mili	02	01 02	Ç 1040		
1	Alt Gövde	01	01 01	GG 25		
Sayı	Parçanın Adı ve Boyutları		Mont.Nr.	Resim Nr.	Gereç	Açıklm. Ağırlık
	Tarih	İsim	İmza	G.Ü.T.E.F. Makine Resim ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı		
Çizen	01/01/2008	Mehmet AYÇİÇEK				
Kontrol						
St.Kontrol						
Ölçek	REDÜKTÖR			Resim Nr.	Syf.	
1:1				01 00	1	

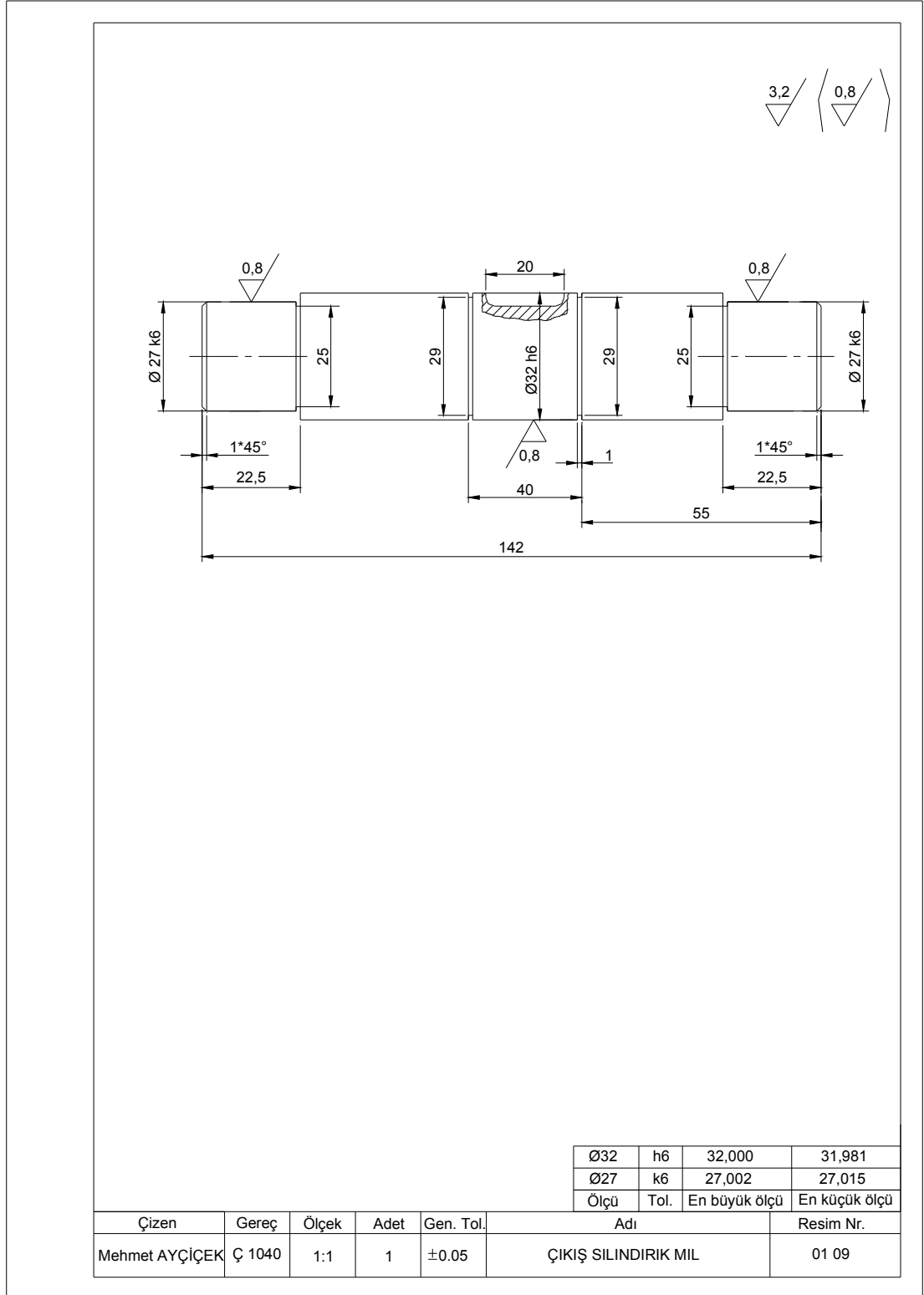
Şekil 1.2. Hız kutusu ürün ağacı

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



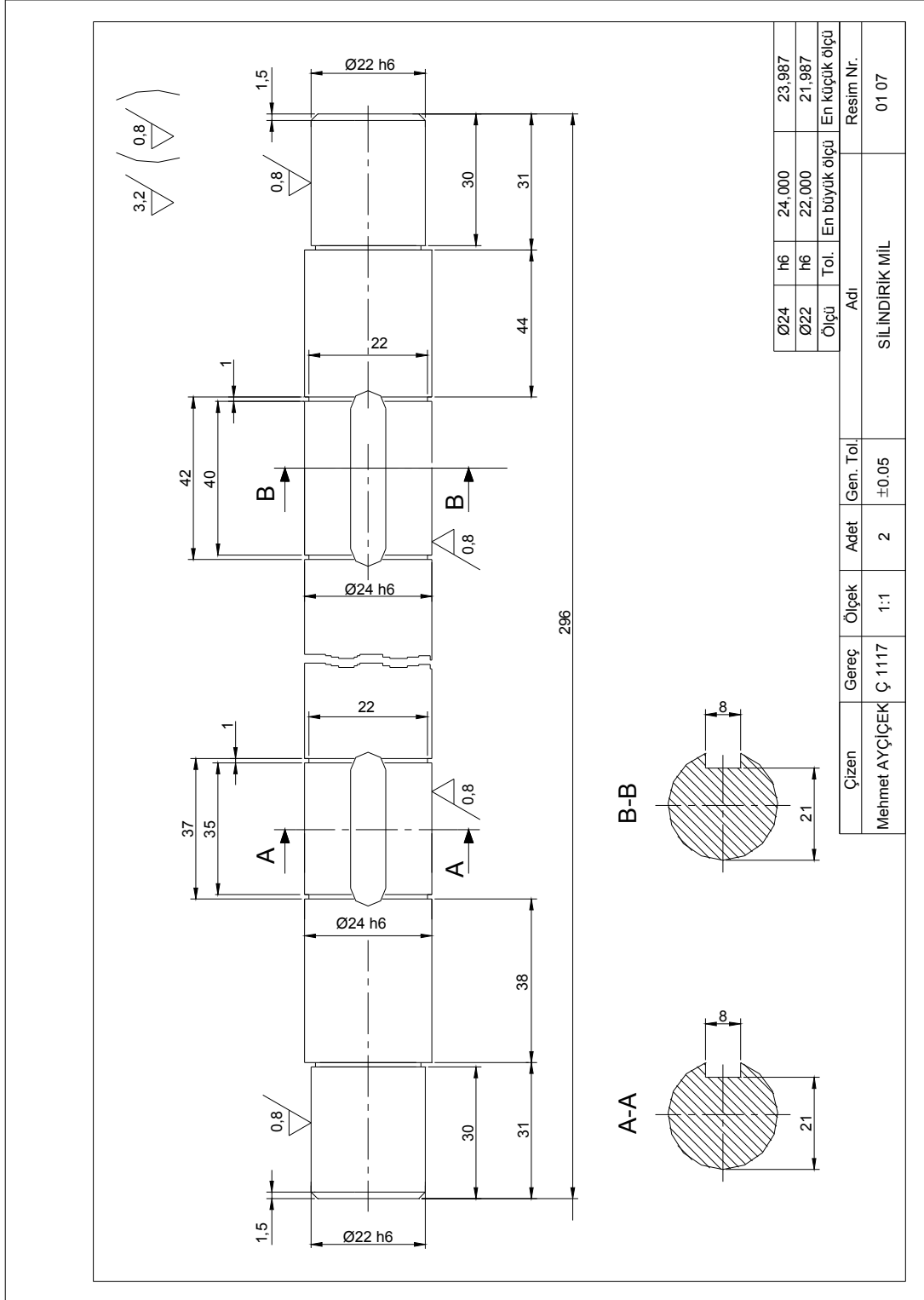
Şekil 1.3. Giriş mili imalat resmi

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



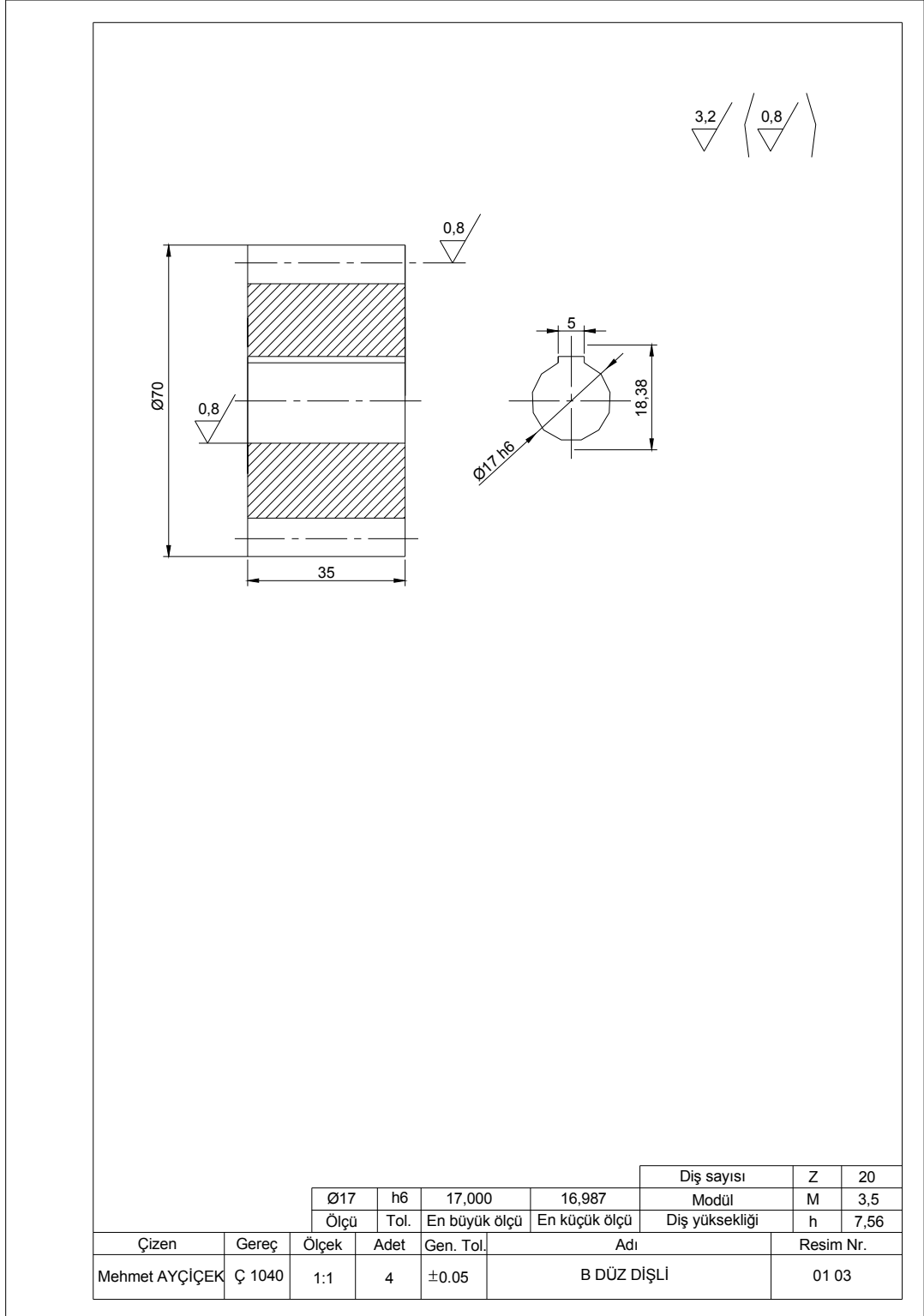
Şekil 1.4. Çıkış mili imalat resmi

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



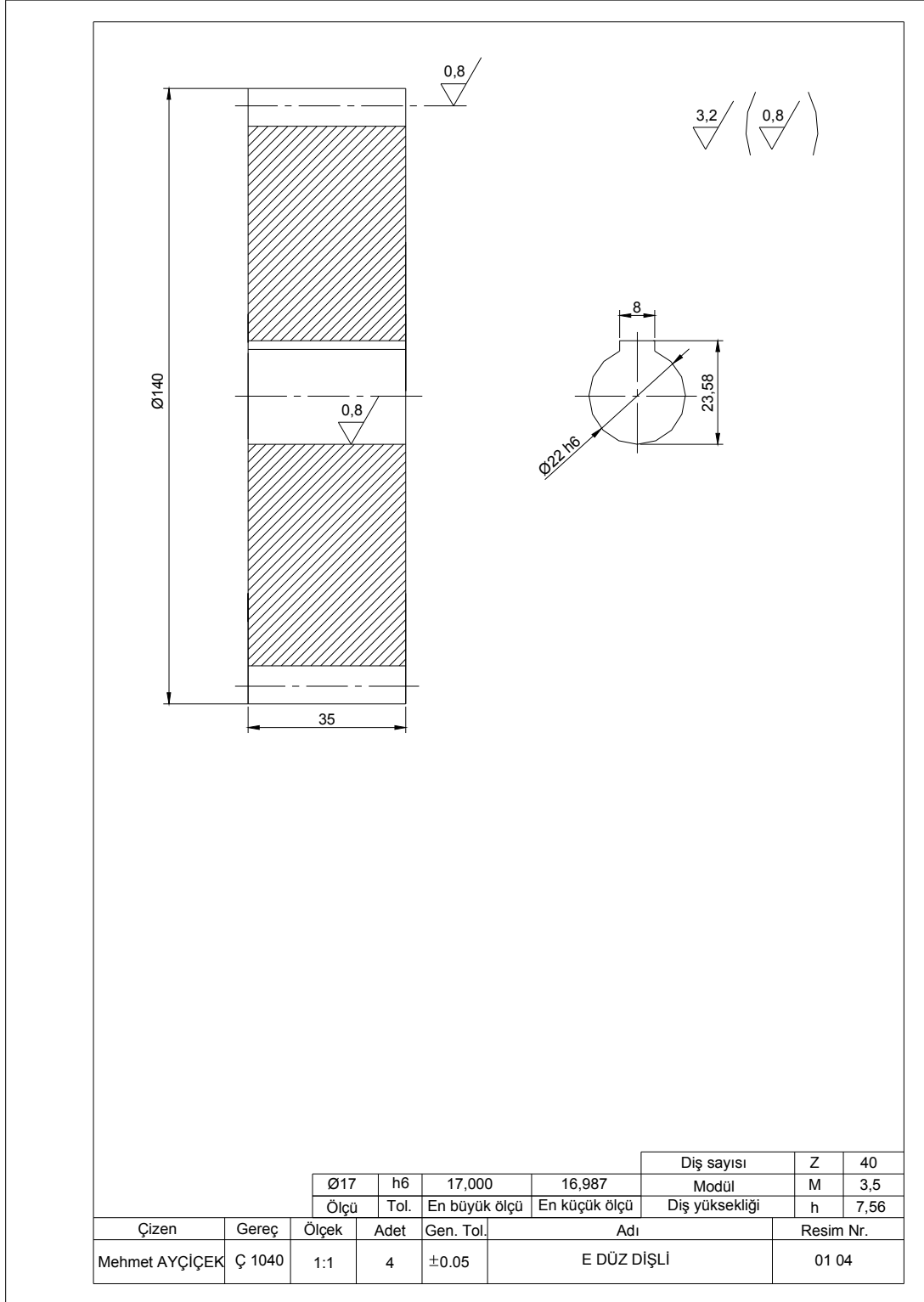
Şekil 1.5. Silindirik mil

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



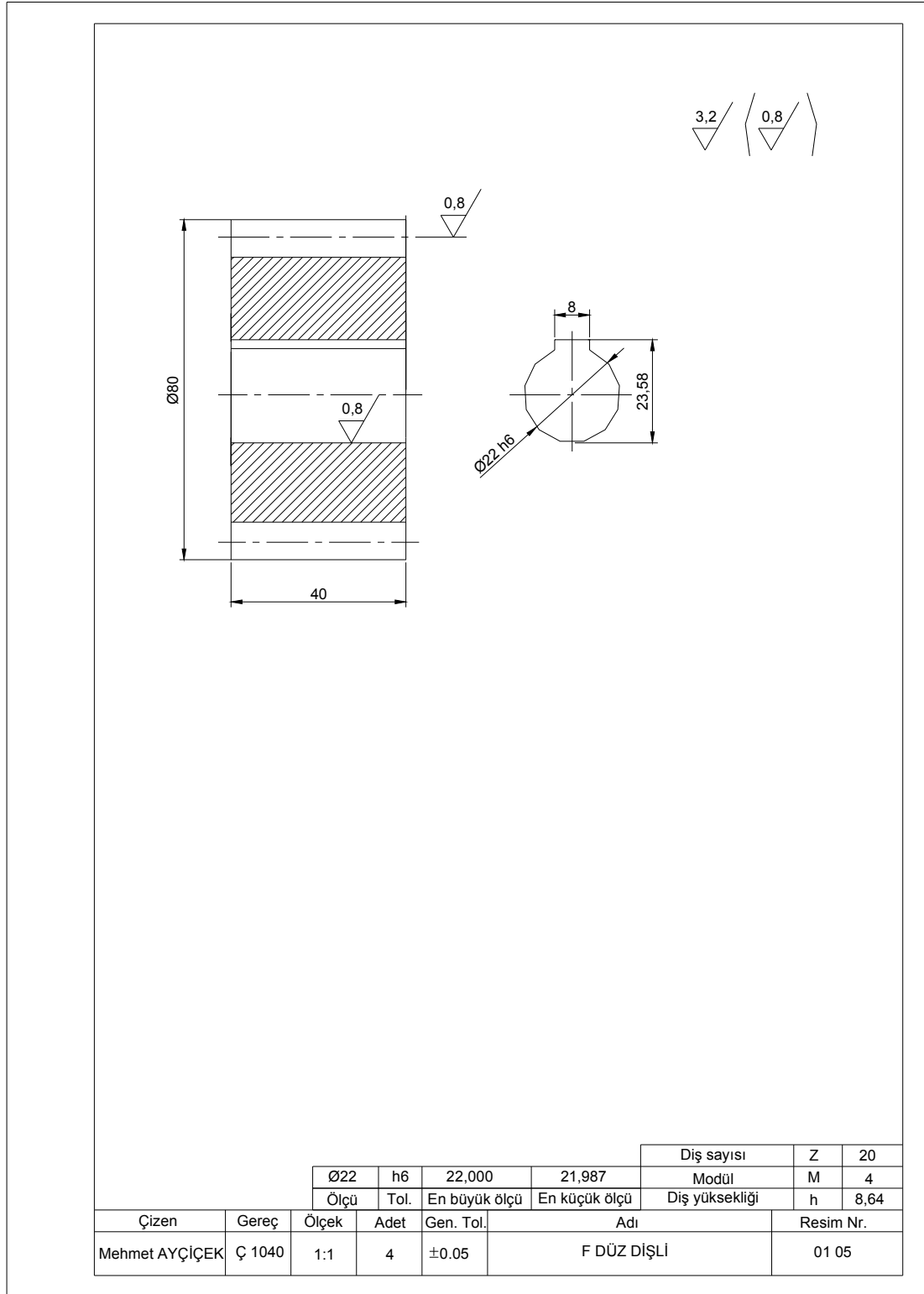
Şekil 1.6. Düz dişli çark

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



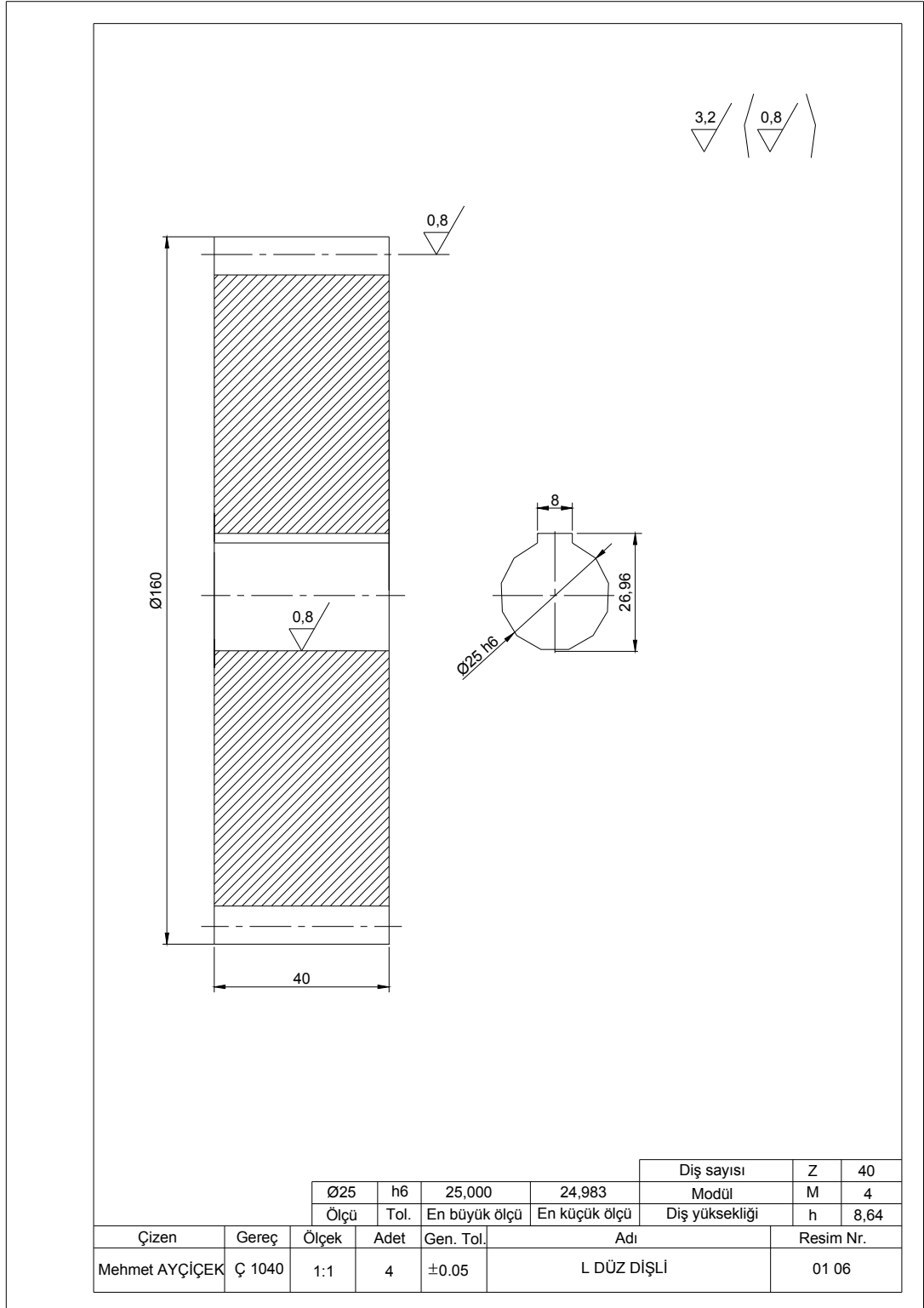
Şekil 1.7. Düz dişli çark

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



Şekil 1.8. Düz Dişli Çark

EK -1. (Devam) Hız kutusu montaj ve imalat resimleri



Şekil 1.9. Düz Dişli Çark

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : AYÇİÇEK, Mehmet
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri: 23.04.1980 Rize
Medeni Hali : Evli
Telefon : 0535 563 7895
e-mail :avlaskani53@hotmail.com

Eğitim	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Resim ve Konstrüksiyon Öğretmenliği	2004
Lise	Rize Tevfik İleri Teknik Lisesi	1998

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004-2005	Assan İş Makineleri	Teknik Ressam
2005-	Martur Automotive Seating and Interiors	Proje Yönetimi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Bilgisayar, otomobil, gezi