

621.51-11  
E 65 e

1996-1929

TÜRKİYE BİLİMSEL ve TEKNİK  
ARAŞTIRMA KURUMU  
MÜHENDİSLİK ARAŞTIRMA GRUBU  
PROJE NO : MAG 597

EKSENEL KOMPRESÖRLER ÜZERİNDE  
DENEYSEL ARAŞTIRMA YAPMAK İÇİN BİR DENEY  
DÜZENİNİN TASARIMI KURULMASI VE GELİŞTİRİLMESİ

PROJE YÜRÜTÜCÜSÜ : Doç. Dr. O. Cahit ERALP  
YARDIMCI ARAŞTIRICI : Ö. Etkâ HATİP, B. Sc., M. Sc.

621.51-11  
E65e

TÜRKİYE BİLİMSEL ve TEKNİK  
ARAŞTIRMA KURUMU

MÜHENDİSLİK ARAŞTIRMA GRUBU

PROJE NO: MAG 597

EKSENEL KOMPRESÖRLER ÜZERİNDE  
DENEYSEL ARAŞTIRMA YAPMAK İÇİN BİR DENEY  
DÜZENİNİN TASARIMI KURULMASI VE GELİŞTİRİLMESİ

PROJE YÜRÜTÜCÜSÜ: Doç.Dr. O. Cahit ERALP  
YARDIMCI ARAŞTIRICI: Ö.Etka HATİP, B.Sc., M.Sc.

15177

## ÖNSÖZ

Çok kademeli aksenal kompresörler, modern uçak endüstrisinin temel-  
lerinden olan gaz türbinlerinin önemli bir parçası olduğu kadar; enerji  
üretim sistemleri, pneumatik taşıma, "pipe line", basınçlı hava sistemle-  
ri, havalandırma ve benzeri konularda geniş uygulama sahası bulmaktadır.  
Bu konuda temel araştırmalara deneysel veri ve deneyim ile yararlı  
olacak bir deney kompresörü, bu konuda yurdumuzda henüz başlamamış olan  
deneysel çalışmalara da bir ölçüde öncülük edecektir. Bu çalışmalardan  
elde edilecek bilgi birikimi, ulusal uçak sanayii atılımında da faydalı  
olacaktır.

Araştırmacılar projeye destek sağlıyarak gerçekleştirilmesine  
yardımcı olan TÜBİTAK Mühendislik Araştırma Grubuna teşekkür ederler.

	<u>Sayfa</u>
6. İMALAT TASARIMI VE USULLERİ, MONTAJ	63
6.1 İmalat Tasarımı ve Usulleri	63
6.2 Montaj	69
7. DENEY DÜZENİ VE PERFORMANS DENEYLERİ	73
7.1 Deney Düzeni	73
7.2 Ölçüm Cihazları	75
7.3 Verilerin Değerlendirilmesi	79
7.4 Kademe Performans Parametrelerinin Hesaplanması	82
7.5 Performans Parametreleri	82
7.6 İzlenen Deney Planı	84
7.7 Deneyler ve Deney Sonuçları	85
8. TARTIŞMA SONUÇ VE ÖNERİLER	91
ÖZET	97
SUMMARY	98
KAYNAKLAR	
EK 1 DENEY SONUÇLARI	
EK 2 İMALAT RESİMLERİ	

## ABSTRAKT

Çok kademeli aksenal kompresörlerin tasarımında bilgi birikimi sağlayacak, bu konuda temel araştırmalara destek olacak deneysel çalışmalara olanak sağlayacak dört kademeli bir aksenal kompresör aerodinamik ve mekanik olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu kompresörün özelliği, imalat ve kullanım açısından kolay, ancak bir çok tasarım parametresinin değiştirilebilmesine olanak sağlıyor olmasıdır. Böylece kademe sayısı, kanatçıklar, sayı ve konumları, kanatçık açıları, giriş ve çıkış koşulları, ve kompresör hızı değiştirilebilmekte ve bu faktörlerin performansa etkilerinin incelenebilmesine olanak sağlanmaktadır. Ayrıca bir deney kompresörü olarak tasarlanması nedeni ile ölçüm sistemlerinin kurulması ve uygulanmasına, endüstriyel amaçla imal edilmiş bir kompresöre göre çok fazla imkan sağlamaktadır.

İmal edilen kompresör üzerinde yapılan performans deneyleri, tasarıma uygun sonuçlar vermiştir. Çalışma noktasına isabet eden ve performansı etkileyen bir kanatçık ayrışması (stall) olayının hava alığı ve giriş kanallarından kaynaklandığı tesbit edilmiş ve bu konuda tedbirler alınmıştır.

## ABSTRACT

A multistage axial test compressor is designed and constructed to promote the knowhow in this field and to make an experimental study possible. The four stage compressor is designed to be of simple construction, suitable for various experiments, running without any difficulty; as well as the design and construction, permitting many of the design parameters to be varied during the experiments. As a result, the number of stages (maximum four), blades, their number and positioning, blade angles, inlet and exit flow conditions and the compressor speed could be varied, making a study of these parameters and their effect on the compressor performance possible. Since compressor is built as a test compressor, it is very convenient to set up an instrumentation, monitoring and data acquisition system, compared to an industrial compressor.

The performance tests carried out, show satisfactory results compared to the design point. At the operating point, a stall is observed at the first stage, probably onset due to distorted in flows from the bellmouth and inlet duct assembly. Measures are taken and being carried out.

## TABLolar

<u>Tablo No</u>		<u>Sayfa</u>
4.1	Serbest Vortex Kanatçıklar İçin Hava Açılarının Radyal Dağılımı	18
4.2	GYK Hava Açıları	19
4.3	Rotor Kanatçık Açıları	23
4.4	Statör Kanatçık Açıları	23
4.5	Giriş Yönlendirici Kanatçık (GYK) Açıları	24
4.6	C4 ve NACA 65 A10 Kanatçık Kalınlık Dağılımları	31
7.1	Basınç Ölçümleri İçin Gösterim	83

## ŞEKİLLER

<u>Şekil No</u>		<u>Sayfa</u>
4.1	Ortalama Yarıçapta Kademe Hesapları İçin Akış Şeması	11
4.2	Tasarımlanan Kompresörün, Kademe Hız Üçgenleri	16
4.3	Hava Açılarının Radyal Dağılımı	18
4.4	Kanatçık ve Açıklığı Kayıpları	26
4.5	Kambur Çizgisinin ve Kirişin Basit Geometrisi	30
4.6	Rotor Kanatçığı Profili	32
4.7	Stator Kanatçığı Profili	33
4.8	GYK Profili	34
5.1	Bileziklerin Değişik Birleşmelerle Takılması ile Elde Edilen Kademe Aralıkları	36
5.2	Kanatçık Dibi Bağlantısı İçin Basitleştirilmiş Bir Yaklaşım	41
5.3	Rotor Kanatçığı Mukavemet Analizi	42
5.4	Kaburgalar Üzerinde Tipik Yük Dağılımı	57
5.5	Basitleştirilmiş Kaburga Kesit Geometrisi	58
5.6	Kaburgaların Mukavemet Analizi	59
6.1	Rotor Kanatçık Modeli	64
6.2	Stator Kanatçık Modeli	64
6.3	GYK, Rotor ve Stator Kanatçıklarının Bakır Elektrodları	66
6.4	GYK İçin Enjeksiyon Kalıbı	66
6.5	Rotor Kanatçığı İçin Enjeksiyon Kalıbı	67
6.6	Stator Kanatçığı İçin Enjeksiyon Kalıbı	67
6.7	Rotor Kanatçıklarının Açılarının Ayarlanması İçin Geliştirilen Bağlama Aparatı	70
6.8	Tasarımlanan Eksenel Akışlı Kompresörün Montaj Resmi	72
7.1	Deney Düzeninin Genel Görünüşü	73
7.2	Motor ve Kopp Varyatör	74
7.3	Pitot Tüplerinin Radyal ve Çevresel Konumları	76
7.4	Kompresör Gövdesindeki Statik Basınç ve Sıcaklık Ölçüm Uçlarının Çevresel Konumları	77
7.5	Sıcaklık ve Basınç Ölçümlerinin Eksenel Durumları	78



Şekil No

Sayfa

7.6	Her Eksenel Konumdaki Statik Uçların Manometre Bağlantısı	80
7.7	Thermopile Bağlantısı	80
7.8	Kompresörün Performans Haritası	87
7.9	Kompresörün Boyutsuz Karakteristiği	88
7.10	Kademe Performansları	89
7.11	İlk Kademenin Karakteristiği	90

## SEMBOLLER

a	kanatcığın kamburunun maksimum olduğu noktanın kanatcık ucundan uzaklığı
A	kesit alanı
c	kiriş boyu
$C_p$	sabit basınçta özgül sıcaklık katsayısı
$C_D$	öteleme katsayısı
$C_{Dp}$	şekli ötelenme katsayısı
$C_L$	kaldırma katsayısı
$C_{DS}$	ikincil akış için ötelenme katsayısı
$C_{Da}$	çevresel kayıplar için ötelenme katsayısı
d	çap
F	kuvvet
h	halka genişliđi
i	geliş açısı
I	atalet momenti
k	özgül sıcaklık katsayılarının oranı
M	moment
m	kütle debisi
N	kademe sayısı
n	kanatcık sayısı
P	basınç
R	kompresörün tüm basınç oranı
S	dayanma sınırı
s	adım
T	sıcaklık, tork

U	ortalama yarıçaptaki rotor hızı
V	hız
w	açısal hız
$\rho$	yoğunluk
$\eta$	verim
$\alpha$	mutlak hava açısı
$\beta$	bağıl hava açısı
$\delta$	sapma açısı, eğilim
$\epsilon$	duruş açısı
$\theta$	kambur açısı
$\Delta$	tepki (reaksiyon) derecesi
$\lambda$	yapılan iş faktörü
$\epsilon$	dönüş açısı
$\mu$	sürtünme katsayısı
$\bar{\omega}$	basınç kaybı
$\sigma$	gerilim
$\varnothing$	akış katsayısı
$\psi$	kademe yüklenme katsayısı

#### İndisler

a	eksenel yön
V	kanatçık açısı
t	teğetsel yön
S	kademe
d	dış çapta
m	ortalama yarı çapta
1.	giriş
2.	çıkış

o durulma durumu  
ø teğetsel yön  
th teorik değer

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

#### 1.1 KAPSAM VE AMAÇ

Eksenel akışlı kompresörler, uçak jet motorlarında, elektrik enerjisi üretiminde ve havalandırma sistemlerinde kullanılırlar. Eksenel akışlı bir kompresörden beklenen yüksek verim, birim giriş alanına düşen yüksek debi kapasitesi ve çok kademedede sağlanabilen yüksek basınç artışıdır. Geometrik olarak kompresör optimum uzunluk ve ağırlığa sahip olmalıdır. Mekanik tasarımı ve imalatı güvenilir olmalıdır.

Eksenel kompresörler tasarım ve çalışma şartlarına santrifüj kompresörlerden daha hassastırlar ve halen çözölememiş bir dizi problemleri vardır. Bu doğrultuda, endüstri, araştırma merkezleri ve üniversitelerde teorik ve deneysel çalışmalar sürdürölmekte ve sürdürölmelidir.

Son zamanlarda digital bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler sonucu teorik hesaplama yöntemlerinde ilerlemeler olmuştur. Kuramsal olarak incelenemiyen problemlerin incelenmesinde, kuramsal sonuçların doğrulanmasında, tasarım parametrelerinin elde edilmesinde ve kuramsal çözümler için gerekli empirik eş-ilişkilerin türetilmesinde deneysel ve kuramsal hesaplama yöntemleri birlikte kullanılmalıdır.

Daha yüksek performans gereksinimi sonucu eksenel akışlı kompresörler üzerindeki araştırmalar önem kazanmıştır. Böylelikle kararsız akışların, ikincil akışların, girişteki akış bozukluklarının, sınır tabaka etkilerinin, kanatçık gövde arasındaki toleransların ve diğer tasarım parametrelerinin kompresör performansına etkisinin incelenmesi, konu hakkında bilgi birikimi sağlamak açısından zorunludur.

ODTÜ Makina Mühendisliği, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında, bu konuda deneysel araştırmaları başlatmak üzere, çok amaçlı, eksenel akışlı bir deney kompresörüne ihtiyaç vardı. Bu çalışmada, böyle bir

deney kompresörü tasarlanarak imal edildi. Kademe sayısı, kademe ve kanatçık dizini aralıkları, kanatçık duruş açısı ve bu gibi parametrelerin kompresör performansına etkileri araştırılmak üzere değiştirilebilir bir şekilde yapıldı. Bunun yanı sıra kanat tipi ve sıklığı gibi bazı parametrelerde, bazı parçaların yeniden imalatı ile, değiştirilebilir olarak tasarımılandı. Tasarımlanan kompresör kullanılarak tasarım parametrelerinin performans üzerindeki etkileri ve parametrelerin birbirleri ile karşılıklı etkileşimleri aynı turbomakina üzerinde incelenecektir. Sınır tabaka, bozuk ve dönel akışlarının giriş koşullarına etkisi, kararsız akışlar ve bu gibi konularda deneysel çalışmaların bu düzenek kullanılarak gerçekleştirilmesi planlanmaktadır.

Kompresörün performansı, içine yerleştirildiği kanallar sistemine bağlı olduğu için, giriş ve çıkış kanallarında akış koşulları değiştirilebilecek bir deney düzeneği imal edilmiştir.

## BÖLÜM 2

### KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tasarımdan beklenen performansın önceden tahmin edilebilmesi için profil kayıplarının ve sapmaların, iki boyutlu dizinler üzerinde yapılan deneylerle bulunması gerekir. Bunun yanısıra, kademe ve tam karakteristikler, elde edilen dizin verileri temel alınarak yapılan tahminlerle çıkartılabilir. Bir dizi dengesiz dizin veri eş-ilişkileri son kırk yıldan bu yana çıkartılmaktadır. Howell'in eş-ilişkisi bunlardan ilk göze çarpanıdır [1]. Bu eş-ilişkide Howell, profil tutulma katsayısı ve dönme, geliş açısına bağlı olarak ifade etmiştir. Genel tasarım amaçları için ayrışma anındaki sapmayı, minimum kayıptaki sapmanın iki katı olarak tanımlayıp, nominal şartları, ayrışma dönmesinin % 80'indeki durum olarak tanımlamıştır. Bunun yanısıra nominal dönme, nominal çıkış açısı ve adım/kiriş oranının bir fonksiyonu olarak ortaya koymuştur. Carter [2], optimum geliş açısını, dizinin çalıştığı maksimum kaldırma/tutulma oranına karşılık gelen açı olarak tanımlamıştır. Değişik adım/kiriş oranları için, optimum geliş açısına karşı gelen optimum kambur açılarının eğrilerini vermiştir.

Pekçok sayıda dizin, NACA tarafından denenmiş ve performans haritaları çizilmiştir [3,4]. Adım/kiriş oranı, kanatçık kamburu, hava sapmaları, belirlenmiş kanatçıklar için toplam basınç kayıpları ve basınç dağılımları, çeşitli duruş açıları için çeşitli geliş açılarına bağlı olarak bu haritalardan okunabilir. Bu şekiller Horlock [4] tarafından da kullanılmıştır. Leiblein [5] alışılmış düşük hızlı kompresör dizinlerinin kayıp ve ayrışma karakteristiklerini incelemiştir. Genel bir kayıp eş-ilişkisi ortaya koyabilmek için "momentum kalınlığı"ni bir akış parametresi olarak tanımlamıştır. Emme yüzeyindeki hız dağılımının araştırılması, bu yüzeyde bulunan geriye akışların, momentum kalınlığına çok etkisi olduğunu ortaya koymuştur. "Wake" katsayısını hesap ederek ve iki boyutlu sıkıştırılmaz süreklilik ve momentum denklemlerini kullanarak, "Wake" kuvvetinden, tutulma ve toplam basınç kayıpları katsayılarından "Wake

momentum kalınlığını" hesaplamıştır. Bu analizde Mach sayısının ve Reynolds sayısının etkileri göz önünde bulundurulmamıştır.

Üç boyutlu akış üzerinde ilk çalışmalar Von Karman ve Whittle tarafından yapılmıştır. Bu çalışmalarda aksenal hız dağılımının "serbest vorteks" biçiminde olduğu (teğetsel hız ve yarıçapın çarpımının sabit kaldığı) ileri sürülmüş, böylelikle statik basınç değişiminin merkezkaç ivme ile dengelenip radyal denge durumunun sağlandığı ifade edilmiştir. Teğetsel hızın dağılımı çeşitli şekillerle belirlenebilir. Bunlar bir tablo halinde Ref. [4]'de verilmiştir. Hava açılarının radyal dağılım ifadeleri, Ref. [6] ve Ref. [16]'da türetilmiştir. Son zamanlarda yüksek yükseklik/kiriş oranlı (aspect ratio) kanatçıklar için ki bunlarda radyal denge durumu kanat sonuna doğru geçerliliğini kaybetmektedir, "actuator disc" teorisi adı altında yeni bir yöntem geliştirilmiştir [4].

Eksenel akışlı test düzeneğinin ölçüm teçhizatı Horlock tarafından etraflıca anlatılmıştır. Dimmock [19] aksenal kompresörler performansını ölçüm yöntemleri ve ölçümlerin redaksiyonunu tanımlamıştır. Sonuçların düzenlenmesinden sonra değişik kompresörlerin birbirleriyle karşılaştırılması mümkün olabilmektedir. Wallis [13] aksenal fanların ticari ve araştırma-geliştirme deneylerini açıklamıştır.

Çeşitli yazarlar aksenal akışlı kompresörler üzerinde yaptıkları araştırmalarda kullandıkları deney metodlarını ve ölçüm cihazlarını anlatmışlardır [20,21,22,23,24].

Jackson ve Yohne [25] tasarım hatalarının kompresör performans parametrelerine ve ölçüm hatalarının performans parametrelerinin hesaplanmış değerlerine etkilerini incelemiştir. Sistematik ve açık bir hata analiz yöntemi Abernety ve arkadaşları [38] tarafından verilmiştir.

Dransfield ve Calvert [22], modern türbofan motorların orta sıkıştırma ünitesini temsil eden dört kademeli C141 kompresörünü araştırmalarında kullanmışlardır. Eralp [23], Peacock [26,27], Proteus Mark II kompresörünün üç kademeli sabit rotor yarıçaplı versiyonunu, düzensiz akış ve surge durumundaki kompresör performansının incelenmesinde kullanmışlardır. Colpin [28] VKI R-4 kompresörünü, giriş akışındaki bozulmanın kompresör performansına etkisini incelemek için kullanılmıştır. Bu



çalışma sonucu üretilen kompresöre benzeyen düşük hızlı, üç kademeli aksenal akışlı bir araştırma kompresörünü Eralp [23] kullanmıştır. Yukarıda adı geçen kompresörlerin özellikleri Ref. [7]'de bulunabilir.

## BÖLÜM 3

### KOMPRESÖR TASARIMINA GENEL BAKIŞ

#### 3.1 GİRİŞ

Çok kademeli aksenal kompresörlerin tasarımında bilgi birikimi sağlamak amacı ile, bazı temel tasarım parametrelerinin değiştirilebilmesine planak sağlayacak bir aksenal kompresör, aerodinamik ve mekanik olarak tasarımlanmış ve imal edilmiştir.

Tasarımlanan kompresör düşük hızlı olduğu için basit laboratuvar imkanlarında deney yapmaya uygundur. Dört kademe seçimi ile kompresör içindeki sınır tabakanın gelişimini incelemek mümkün olacaktır. Kademeler arası ve kademe içi açıklıkların ve kanat açılarının basitçe ayarlanabilir olması bu parametrelerin incelenebilmesine olanak sağlayacaktır. Ayrıca değişik sayıda ve kesitte kanatçıkların imali ve uygulanması ile kanat tipi ve sayısının performansa etkisi incelenebilecektir.

Bir aksenal kompresörün performansı, kompresörün geometrik özellikleri ile olduğu kadar, kompresörün bağlı olduğu sistemin özellikleri ile de yakından ilgilidir. Bu nedenle bir deney kompresörünün geometrik özelliklerinin ve giriş ve çıkış koşullarının mümkün olduğunca değiştirilebilir olması istenir.

#### 3.2 TASARIM ÖLÇÜTLERİ

- i) Geometrik ölçülerin Küçük ve Hafif, Güç Gereksiniminin Sınırlı Olması:

Geometrik ölçülerin küçük olması ve hafiflik, imalat ve montajının bölümümüz imalat atölyesi imkanları ile yapılabilmesi için öngörülmüştür. Aynı zamanda deney düzeninin kurulacağı Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarının şartlarına uygunluk göz önünde bulundurulmuştur. Çapın küçük olması

kanatçıklar üzerindeki gerilimlerin yüksek olmaması için gereklidir. Kompresörün çalışabilmesi için gereken güç laboratuvar imkanları içinde temin edilebilir olmalıdır. Ayrıca uzun süreli deneyler yapabilmek için çekilen gücü sınırlandırmak gerekir.

ii) Konstrüksiyon ve İmalatın Basit, Modüler ve Ucuz Olması:

İmalat ve konstrüksiyonun bölümümüz imkanları ile sınırlı olması basit ve ucuz olmasını gerektirmektedir. Turbomakina imalatı, bilhassa kanatçıkların imalatı açısından, nümerik kontrollü tezgahlar, elektro-erozyon, elektrokimyasal işlemler gibi gelişmiş teknolojik metotlar gerektirmektedir ve bu tekniklerden yararlanma imkanı sınırlıdır. Kompresörün imalatı için temin edilen ödeneğin sınırlı olması, ucuzluk kriteri, konstrüksiyon ve imalatın basit olmasını gerektirmektedir. Montaj kolaylığı, bakım ve parametrelerin değiştirilebilme kolaylığı açısından zaman ve yöntem kolaylıkları sağlması nedeni ile sistemin modüler olması öngörülmüştür.

iii) Geometrisi Üzerinde Değişiklikler Yapılmaya Uygun Olması:

Yapılan çalışmanın amaçlarından biri de tasarım parametrelerinin performansa olan etkisinin incelenebilmesi için birtakım geometrik parametrelerin kompresör üzerinde değiştirilebilir olması gerekir. Birinci madde ile sınırlandırılmış dış boyutlar (çap, genel uzunluk), devir ve güç dışında performans açısından çok önemli olan kademe sayısı, kanatçık sayısı ve tipi, kanatçık hücum açısı, kanat dizinleri arası mesafeler, kanatçık uç açıklıkları gibi parametrelerin incelenmesi bu konuda bilgi birikimi edinilmesi açısından çok önemlidir. Bu parametrelerin incelenmesi ile daha ilerde imal edilecek kompresörlerin tasarımı açısından bilgi birikimi sağlanacaktır. Değişik tipte kanat profillerinin denenmesi ile, kanat tiplerinin performansa etkisi incelenecektir. Kağıt üzerinde tasarım yapabilecek bilgi birikiminin sağlanması ve kullanılan ampirik eşilişkilerin (korrelasyon) doğrulanması çok yararlı olacaktır. Her ne kadar bu parametreler düşük hızlı bir kompresör üzerinde denenmekte ise de bu başlangıç aşamasında yeterli olacaktır. Yukarıda açıklanan nedenlerle, kademe sayısı, kademeler arası mesafeler, kanat dizinleri arasındaki mesafeler, kanatçık sayısı, kanatçık tipi, kanatçık hücum açısı gibi parametrelerin değiştirilebilir olmasının birer tasarım kriteri olması ön görülmüştür.

iv) Elektrik Motoru Tahrikli ve Deviri Ayarlanabilir Olması:

Deney düzeni laboratuvar içine, özel olarak yalıtılmamış bir bölmeye yerleştirilecektir. Elektrik motoru tahrikli olması, içten yanmalı motorlarla yapılacak bir tahrik sistemindeki meydana gelecek gürültü ve eksoz gazının dışarı atılması sorununu ortadan kaldırması açısından önemlidir. Elektrik motorunun her deney şartında değişen yükte devrinin yaklaşık olarak sabit kalması tercih sebebidir. Diğer bir alternatif olan türbin ve basınçlı hava sisteminin ise şu anda gerçekleştirilebilmesi imkan dışıdır.

Kompresörün her türlü çalışma şartındaki performansının (dağ eğrilerinin) çıkartılması amaçlandığından değişik devirlerde performans tesbiti yapılacaktır. Bunun için elektrik motorunun ya doğru akım veya alternatif akım "slip-ring" tipli olması veya mekanik olarak motor devrinin değiştirilebilmesine imkan vermesi gerekmektedir. Bu deney düzeninde "Kopp" tipi, mekanik sürekli hız değiştirici kullanılarak 1450 d/d'lık elektrik motoru çıkışında yaklaşık 450-4300 d/d arası hız değişimine imkan verilmektedir.

v) Hem Araştırma, Hem de Eğitim Amacına Uygun Deneysel Çalışmalar Yapılabilecek Bir Düzen Olması:

Üzerine yerleştirilecek cihazlarla değişik araştırmaların yanısıra eğitime dönük aksenel kompresör performans deneylerinin kolayca yapılabilmesi öngörülmüştür.

## BÖLÜM 4

### AERODİNAMİK TASARIM

#### 4.1 KOMPRESÖR ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Tasarımın yapılabilmesi için kompresörden beklenen aerodinamik ve geometrik özellikler, tasarım parametreleri göz önünde bulundurularak, belirlenmiştir. Nominal tasarım hızını belirleyici faktör elde bulunan mekanik hız varyatörü olmuştur. Bu varyatörün çıkış devri 450 d/d ile 4200 d/d arasındadır ve nominal tasarım hızı 3000 d/d olarak belirlenmiştir. Buna göre tasarım hızının % 20 ile % 120'si arasında hız değişimi sağlanmıştır. Varyatör giriş hızı 1500 dev/dak ve gücü 12 kW'tır. Böylece kompresörün maksimum güç sınırı da belirlenmiş olmaktadır.

Kademe sayısı, kompresör boyunca sınır tabakanın gelişimini tamamlamış (1) olması istendiğinden dört olarak seçilmiştir. Kompresör kademelerinin düşük yüklenmeli (lightly loading) olması gerek güç ve gerekse imalat açısından gereklidir. Buna göre her kademede % 1 basınç artışı düşünülürse kompresörün toplam basınç oranı 1.04 olarak öngörülebilir.

Geometrik boyutlarının küçük olmasının, tasarım parametrelerinden biri olması nedeniyle ve elde bulunan kanatçık (1) Howell modellerinin kanat boyları göz önünde bulundurularak iç çap 0.28 m dış çap 0.4 m olarak belirlenmiştir. Kullanılabilen güç, iç/dış çap oranı, nominal dönme hızı ve düşük yükleme kriterleri göz önünde bulundurularak 2.5 kg/s civarında hava debisi olması öngörülmüştür.

Ulaşılması istenen hedef verim, öngörülen basınç oranları için, 0.90 olarak literatürde geçmektedir. Ayrıca kademelerin reaksiyon derecesinin 0.5 olması istenmiştir.

Giriş termodinamik şartları standart olarak 288<sup>0</sup>K ve 101.3 kPa olarak alınmıştır.

## 4.2 ORTALAMA YARIÇAPTA KADEME HESAPLAMALARI

### 4.2.1 Eksenel Hız

Süreklilik denkleminde eksenel hız

$$V_a = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (4.1)$$

olarak bulunabilir.

Burada A iç ve dış çapların belirlediği hava geçiş alanıdır. Tasarımlanan kompresör için:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} (0.4^2 - 0.28^2) \text{ m}^2$$

$$A = 0.0641 \text{ m}^2$$

(4.1) eşitliğinde geçen hava yoğunluğu , değerini bulmak için Şekil (4.1)'deki akış şemasında gösterildiği gibi bir iterasyon yapılır. Bu iterasyonun sonucunda elde edilen değerler şunlardır:

$$V_a = 32.4 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3$$

$$P_1 = 99368 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 287.5 \text{ K}$$

Burada  $P_1$  ve  $T_1$  kompresör girişindeki statik şartlardır.

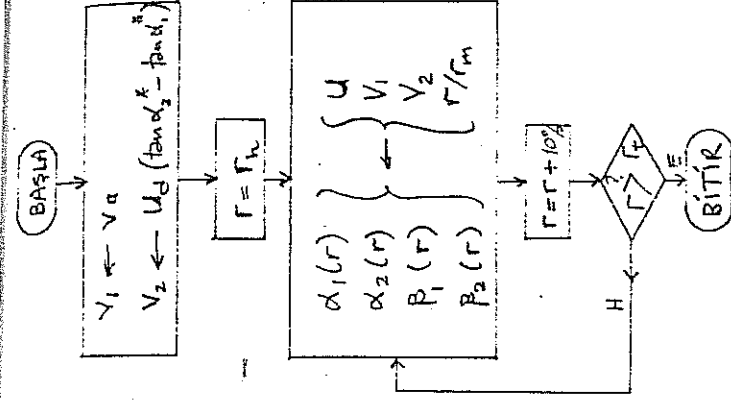
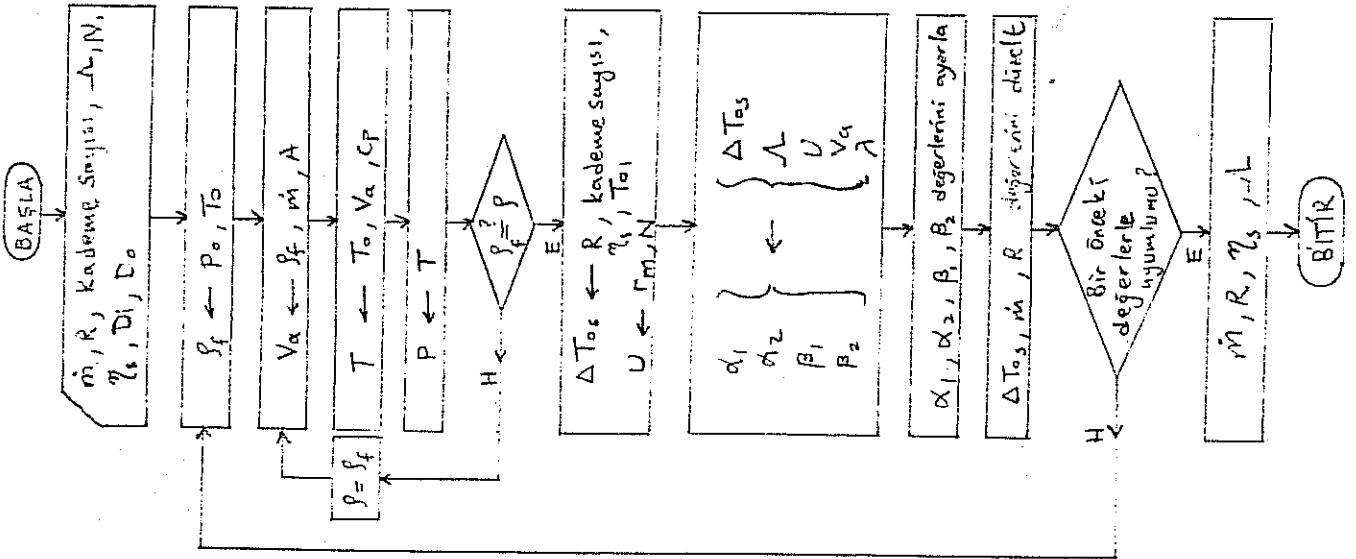
### 4.2.2 Kademe Sıcaklık Artışı

Kompresörün tem basınç oranı aşağıdaki ifade ile verilmiştir.

$$R = \left[ 1 + \frac{N \Delta T_{OS}}{T_{O1}} \right]^{\eta_s k / (k-1)} \quad (4.2)$$

buna göre

$$T_{OS} = (R^{(k-1)/\eta_{sk}} - 1) T_{O1} \quad (4.3)$$



Şekil 4.1 Ortalama Yarıçapta Kademe Hesapları İçin Akış Şeması

Burada R tüm basınç oranı ve N kademe sayısıdır. Sayısal değerler yerlerine konulursa kademedeki sıcaklık artışı:

$$\Delta T_{OS} = [1.04^{(0.4/0.9 \times 1.4)} - 1] \frac{288}{4} \text{ K}$$

$$\Delta T_{OS} = 0.9 \text{ K}$$

olarak bulunur.

#### 4.2.3 Kademenin Ortalama Çapta Hava Açılarının Hesaplanması

Aşağıdaki denklemler (46) hava açılarının hesaplanması için kullanılmıştır.

$$\Delta T_{OS} = \frac{\lambda V_a U}{C_p} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad (4.4)$$

$$= \frac{\lambda - 1}{\lambda} + \frac{V_a}{2\lambda U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \quad (4.5)$$

$$\frac{U}{V_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 \quad (4.6)$$

$$\frac{U}{V_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2 \quad (4.7)$$

(4.4) ve (4.5) eşitliklerinde yapılan iş faktörü  $\lambda$  Howell ve Bonham'ın verdiği şekilde kullanılır (8). (4.5) eşitliğinin türetilmesi Ref. (46)'da gösterilmiştir. (4.6) ve (4.7) eşitlikleri ise kademe hız üçgenlerinin geometrisinden çıkarılmıştır.

Ortalama yarıçaptakanatçık hızı

$$U = \frac{2\pi}{60} \times \Omega \times r_m \quad (4.8)$$

olarak verilmiştir.

Burada  $\Omega$  d/d olarak dönüş hızı,  $r_m$  ortalama yarıçaptır. Buna göre tasarımılanan kompresörün ortalama kanatçık hızı



$$U = \frac{2\pi}{60} \frac{\text{rad}}{\text{d}} \times 3000 \text{ d/d} \times 0.17 \text{ m}$$

$$U = 53.4 \text{ m/s}$$

Sayısal değerlerin (4.4), (4.5), (4.6), (4.7) eşitliklerinde yerleri konmasıyla;

$$\tan\alpha_1 + \tan\beta_1 = 1.648$$

$$\tan\alpha_2 + \tan\beta_2 = 1.648$$

$$\tan\beta_1 - \tan\beta_2 = 0.545$$

$$\tan\beta_1 - \tan\beta_2 = 1.714$$

olarak dört bilinmeyenli dört denklem elde edilir. Bu denklem sisteminin çözümü sonucunda hava açıları;

$$\alpha_1 = 27.4^\circ$$

$$\alpha_2 = 46.8^\circ$$

$$\beta_1 = 48.5^\circ$$

$$\beta_2 = 30.5^\circ$$

olarak bulunur.

Ortalama yarıçaptaki bu kanat açıları kolaylık için şu şekilde düzeltilmiştir:

$$\alpha_1 = 30^\circ$$

$$\alpha_2 = 50^\circ$$

$$\beta_1 = 50^\circ$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

Dönme hızını sabit tutarsak, aksenal hız  $V_a$  düzeltilen açılara göre şöyle düzeltilir,

$$\frac{U}{V_a} = \tan\alpha_1 + \tan\beta_1 = \tan 30^\circ + \tan 50^\circ$$

$$\frac{U}{V_a} = 1.769$$

veya

$$V_a = \frac{53.4 \text{ m/s}}{1.769} = 30.2 \text{ m/s}$$

olarak bulunur

Böylelikle birinci kademe sıcaklık artışı (4.4) eşitliğinden;

$$\begin{aligned} \Delta T_{os} &= \frac{0.96 \times 30.2 \text{ m/s} \times 53.4 \text{ m/s}}{1005 \text{ (kJ/kgK)}} (\tan 50^\circ - \tan 30^\circ) \\ &= 0.95 \text{ K} \end{aligned}$$

olur.

Reaksiyon derecesi ise; (4.5) eşitliğinden;

$$\begin{aligned} &= \frac{0.96-1}{0.96} + \frac{30.2 \text{ m/s}}{2 \times 0.96 \times 53.4 \text{ m/s}} (\tan 50^\circ + \tan 30^\circ) \\ &= 0.48 \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Düzeltilmiş aksenal hız için:

Statik sıcaklık,

$$T = T_o - \frac{v^2}{2C_p}$$

denkleminde

$$T = 288 \text{ K} - \frac{(30.2 \text{ m/s})^2}{2 \times 1005 \text{ kJ/kgK}} = 287.5 \text{ K}$$

olarak

Statik basınç ise,

$$\frac{P}{P_o} = \left(\frac{T}{T_o}\right)^{k/(k-1)}$$

eşitliğinden

$$P = \left(\frac{287.5 \text{ K}}{288 \text{ K}}\right)^{3.5} \times 101.3 \text{ kPa} = 100.7 \text{ kPa}$$

olarak bulunur.

Buna göre havanın yoğunluğu:

$$\rho = \frac{100.7 \times 10^3 \text{ Pa}}{(287 \text{ kJ/kgK}) \times 287.5 \text{ K}} = 1.22 \text{ kg/m}^3$$

olarak bulunur.

Böylelikle düzeltilmiş açılara göre debi

$$\dot{m} = 1.22 \text{ kg/m}^3 \times 0.0641 \text{ m}^2 \times 30.2 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = 2.33 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Tüm basınç oranı ise

$$R = \left[1 + \frac{4 \times 0.95 \text{ K}}{288 \text{ K}}\right] (0.9 \times 1.4) / (1.4 - 1)$$
$$= 1.042$$

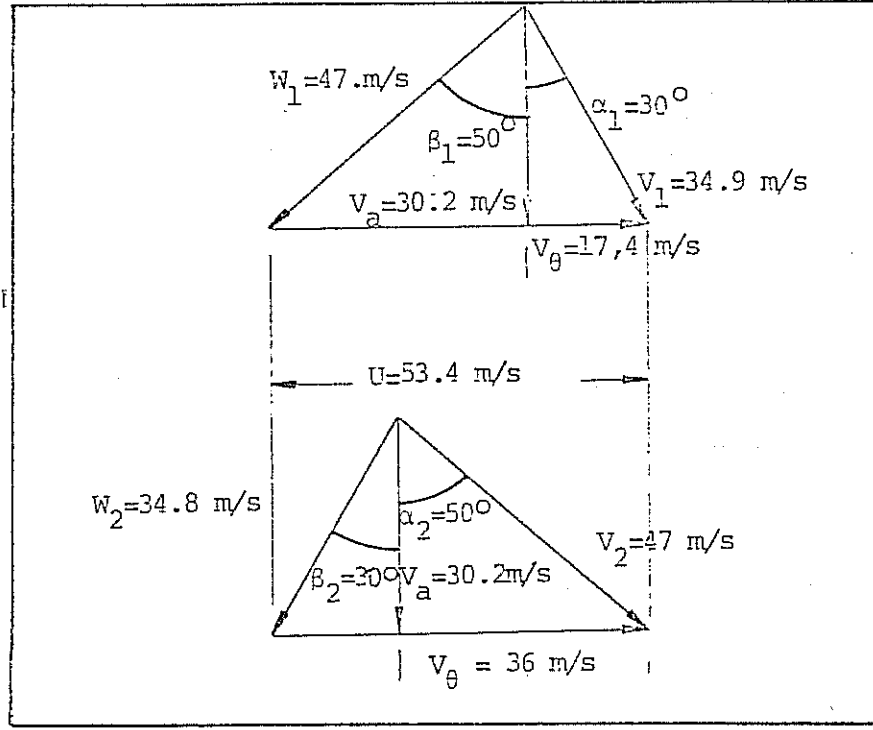
olarak bulunur.

Böylelikle ortalama yarıçapta kademe değerleri hesaplanarak, aşağıda verilmiştir.

Hava debisi	: $\dot{m} = 2.33 \text{ kg/s}$
Tüm basınç oranı	: $R = 1.043$
Reaksiyon derecesi	: $\lambda = 0.48$
Hava açıları	: $\alpha_1 = \beta_2 = 30^\circ$
	: $\alpha_2 = \beta_1 = 50^\circ$

#### 4.3 HAVA AÇILARININ RADYAL DAĞILIMI

Hava açılarının radyal dağılımı için "serbest vorteks" metodu öngörülmüştür. Bu metodla tasarımılanan kanatçıklarda kanat dönüklükleri verilerin hiçbir konumda fazla değildir. Serbest vorteks tasarımı için aşağıdaki verilerin belirlenmiş olması gerekir.



Şekil 4.2 Tasarımlanan Kompresörün Kademe Hız Üçgenleri

i) Eksenel hızın yarıçapa göre dağılımı:

$$V_a = 30.2 \text{ m/s} = K_1$$

olarak sabittir.

ii) Özgül iş'in yarıçapa göre dağılımı:

$$U_d = \frac{r_d}{r} V_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) = K_2$$

sayısal değerleri yerine koyacak olursak

$$K_2 = 53.4 \text{ (m/s)} \times 1 \times 30.2 \text{ (m/s)} \times (\tan 50^\circ - \tan 30^\circ)$$

$$K_2 = 991 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

iii) Teğetsel hızının yarıçapa göre dağılımı:

Serbest vorteks tasarımına göre

$$\frac{r}{r_d} V_\theta \quad \text{sabittir}$$

$V_0 = V_a \tan \alpha_1$  olduğundan ve eksenel hızın radyal dağılımının sabit olduğu kabul edildiğinden

$$\frac{r}{r_d} \tan \alpha_1 = K_3$$

olarak sabittir.

Bu üç şart, kademe reaksiyon derecesi ve hız üçgenlerinin geometrisi kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\tan \alpha_1 = \frac{U^2 \{1 - [2(\lambda - \frac{\lambda-1}{r_d}) - 1]\} - K_2}{2U \frac{r}{r_d} K_1} \quad (4.9)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{U^2 \{2(\frac{r}{r_d})^2 - [1 - (2(\lambda - \frac{\lambda-1}{\lambda}) - 1)]\} + K_2}{2U \frac{r}{r_d} K_1} \quad (4.10)$$

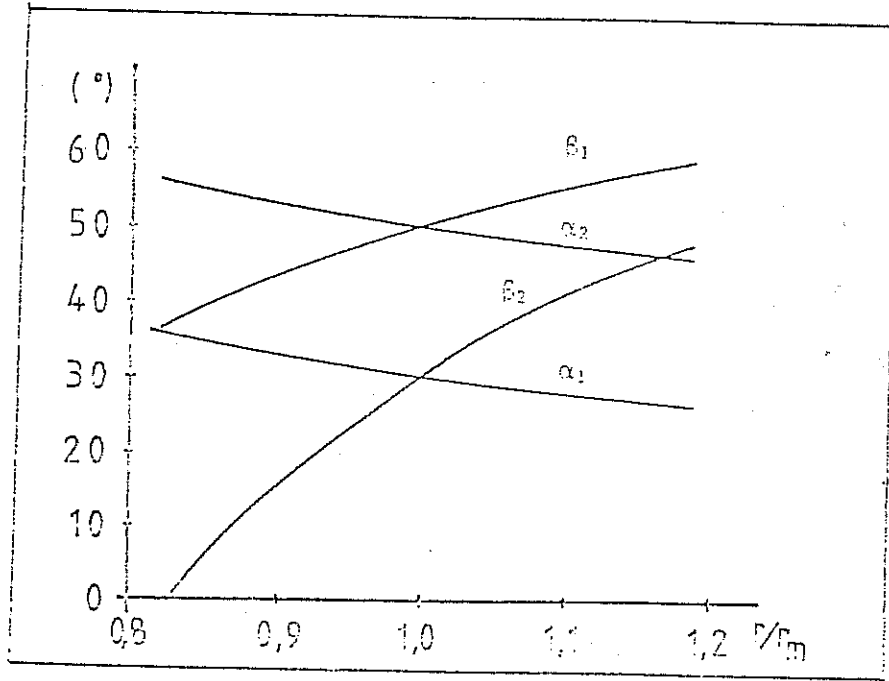
$$\tan \alpha_2 = \frac{U^2 \{1 - [2(\lambda - \frac{\lambda-1}{\lambda}) - 1]\} + K_2}{2U \frac{r}{r_d} K_1} \quad (4.11)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{U^2 \{2(\frac{r}{r_d})^2 - [1 - 2(\lambda - \frac{\lambda-1}{\lambda}) - 1]\} - K_2}{2U \frac{r}{r_d} K_1} \quad (4.12)$$

yarıçap  $r$ 'nin fonksiyonu olan bu ifadeler kullanılarak Tablo 4.1 elde edilmiştir.

Tablo 4.1 Serbest Vortex Kanatçıklar İçin Hava Açılarının Radyal Dağılımı

$r(m)$	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
$r/r_d$	0.824	0.882	0.941	1	1.059	1.118	1.176
$\beta_1$	35.3	33.5	31.8	30	28.8	27.5	26.4
$\alpha_1$	37.2	42.3	46.6	50	53.2	55.7	58.0
$\beta_2$	55.5	53.6	51.8	50	48.5	47.0	45.5
$\alpha_2$	0.7	12.1	22.0	30	37.0	42.6	47.1



Şekil 4.3 Hava Açılarının Radyal Dağılımı

#### 4.3.1 GYK'nın Hava Açıları Hesabı

GYK'nın gelen hava giriş açısı 0 derecedir. GYK'nın serbest vorteks tasarımına göre hesaplanması temelde şu formüle dayanır;

$$\tan \alpha = \frac{r_d}{r} \tan \alpha_m \quad (4.13)$$

hava giriş salt açısı rotor için  $30^\circ$  olduğundan yukardaki eşitlik kullanılarak Tablo 4.2 elde edilir.

Tablo 4.2 GYK Hava Açıları

$r(\text{m})$	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.2
$r/r_d$	0.824	0.882	0.941	1	1.059	1.118	1.176
$\alpha[^\circ]$	35.0	33.2	31.5	30	28.6	27.3	26.1

#### 4.4 KANATÇIK TASARIMI

Kademe içinde akışın kinematiği incelenerek ortalama yarıçaptaki dönme açıları şu şekilde bulunur.

$$\text{rotor için } \beta_1 - \beta_2 = 50^\circ - 30^\circ = 20^\circ$$

$$\text{stator için } \alpha_2 - \alpha_1 = 50^\circ - 30^\circ = 20^\circ$$

Howell (1) tarafından verilen tasarım dönme eğrilerinden rotor ve stator için  $s/c = 1$  değeri bulunur. Boy/kiriş oranı ise Horlock, Shaw, Pollard (36) tarafından ileri sürülen görüşlere dayanılarak rotor ve stator için  $h/c = 2$  olarak seçilmiştir. Kanat yüksekliği 60 mm olduğu için tasarım yarıçapı olan ortalama yarıçapta

$$c = 30 \text{ mm}$$

$$s = 30 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Kanatçık sayıları ise;

$$n = \frac{2\pi r_m}{s}$$

ifadesinde sayısal değerler yerine konularak 35.6 bulunur.

Resonant kuvvet frekansları oluşmaması için, rotor ve stator kanatçık sayılarının ortak çarpanlar olmamasına dikkat edilmelidir. Dinamik dengeleme olayı da göz önünde bulundurularak rotorlar için çift sayılar statorlar için asal sayılar tercih edilmelidir. Buna göre hesaplanan sayıya yakın olarak rotor kanatçıklarının 38, stator kanatçıklarının 37 olmasına karar verilmiştir. Adım s ve kanat sıklık oranı s/c yeni kanatçık sayılarına göre

$$\begin{aligned} \text{rotor için } s &= 0.028 \text{ m} & s/c &= 0.937 \\ \text{stator için } s &= 0.029 \text{ m} & s/c &= 0.962 \end{aligned}$$

olarak düzeltilmiştir.

#### 4.5 GELİŞ VE SAPMA AÇILARI

Düşük hızlı kanatçık dizinleri için geliş açısı değişimleri minimum kayıp geliş açısının  $\pm 5^\circ$  civarında olması halinde kayıp çok fazla değişmemektedir, böylece tasarım yarıçapında geliş açısının  $0^\circ$  olarak seçilmiştir.

Howell sapma açısı için aşağıdaki ifadeyi vermiştir;

$$\delta = m\theta \sqrt{s/c} \quad (4.14)$$

burada

$$m = 0.23\left(\frac{2a}{c}\right)^2 + 0.1\left(\frac{\alpha^2}{50^\circ}\right)$$

Dairesel yay kanatçıklar için  $\frac{2a}{c} = 1$  dir.

Sayısal değerleri yerlerine koyacak olursak

$$m = 0.23 \times 1 + 0.1 \times \left(\frac{50}{50}\right) = 0.33$$

olarak bulunur.

Ortalama yarıçapta hesaplamaların sonucu şu sonuçlar bulunmuştur.



Rotor için

Sapma açısı	$\delta = 7.8^0$
Kanatçık çıkış açısı	$\alpha_{2V} = 22.2^0$
Kambur açısı	$\theta = 27.8^0$
Duruş açısı	$\xi = 36.1^0$

Stator için

Sapma açısı	$\delta = 8^0$
Kanatçık çıkış açısı	$\alpha_{2V} = 22^0$
Kambur açısı	$\theta = 28^0$
Duruş açısı	$\xi = 36^0$

#### 4.6 GYK'NIN KANATÇIK TASARIMI

GYK'nın dönmesi

Rotor ve stator kanatçıklarında yapılan analiz göz önünde bulundurularak kanatçık sayısı 33 olarak belirlenmiştir. Adım s ve kanatçık sıklık oranı s/c buna göre

$$s = 0.0324 \quad \text{ve} \quad s/c = 1.079$$

olarak düzeltilmiştir.

GYK'na hava geliş açısı 0 derece olarak belirlenmiştir.

Aslında birer türbin kanatçığı olan GYK'larda sapma

$$\delta = 0.19 \quad (s/c) \tag{4.15}$$

olarak verilmiştir.

Buna göre yapılan hesaplamalar sonucu

Sapma açısı	$\delta = -7.7^0$
Kanatçık çıkış açısı	$\alpha_{2V} = 37.7^0$
Kambur açısı	$\theta = 37.7^0$
Duruş açısı	$\xi = -18.8$

olarak bulunmuştur.

Kanatçık açılarının radyal dağılımları Tablo 4.3, Tablo 4.4 ve Tablo 4.5'de verilmiştir.

#### 4.7 TASARIM NOKTASINDA VE TASARIM YARIÇAPINDA KANATÇIK PERFORMANSI

##### 4.7.1 Rotor Kanatçıkları

Kanatçık performansını belirlemek için ortalama hava açısı,  $\alpha_m$ 'nin, belirlenmesi gerekir.

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \right]$$

olarak verilmiştir.

Ortalama yarıçapta

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2} (\tan 50^\circ + \tan 30^\circ) \right] = 41.5^\circ$$

Tasarım noktası için şekli ötelenme (profil drag) katsayısı  $C_{DP} = 0.017$  olarak verilmiştir. Diğer kayıpların da hesaplanabilmesi için kaldırma katsayısı aşağıdaki ifadelerden hesaplanır.

$$C_L = 2x\left(\frac{S}{C}\right)x(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)x \cos \alpha_m - C_{DP} \tan \alpha_m \quad (4.16)$$

Ortalama yarıçapta tasarım noktası için sayısal değerleri yerine koyacak olursak

$$C_L = 2x0.937x(\tan 50^\circ - \tan 30^\circ)x \cos 41.5^\circ - 0.017 x \tan 41.5^\circ$$

$$C_L = 0.847$$

İkincil akış için ötelenme katsayısı

$$C_{DS} = 0.018 C_L^2 \quad (4.17)$$

olarak verilmiştir.

Böylece

$$C_{DS} = 0.018 x (0.847)^2 = 0.0129$$

Tablo 4.3 Rotor Kanatçık Açılıarı (Kanatçık Sayısı: 38)

r	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.2
$r/r_d$	0.824	0.582	0.941	1	1.059	1.118	1.176
$\alpha_1$	37.1	42.2	46.6	50	53.0	55.6	57.8
$\alpha_2$	0.5	11.9	21.7	30	36.8	42.3	46.9
s/c	0.772	0.827	0.882	0.937	0.992	1.047	1.102
$\epsilon$	36.5	30.3	24.7	20	16.2	13.3	11.0
i	-3	-2	-1	0	1	2	3
$\delta$	10.1	9.7	8.9	7.8	6.6	5.4	4.1
$\beta_1$	40.1	44.2	47.4	50	52.0	53.6	45.8
$\beta_2$	-9.5	2.2	12.8	22.2	30.2	37.0	42.8
$\xi$	15.3	23.2	30.1	36.1	41.1	45.3	48.8
$\theta$	49.6	42.0	34.6	27.8	21.8	16.6	12.1

Tablo 4.4 Stator Kanatçık Açılıarı (Kanatçık Sayısı: 37)

r	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.2
$r/r_m$	0.824	0.882	0.941	1	1.059	1.118	1.176
$\alpha_1$	55.3	53.5	51.7	50	48.4	46.8	45.4
$\alpha_2$	35.0	33.2	31.5	30	28.4	27.3	26.1
s/c	0.792	0.849	0.905	0.962	1.019	1.075	1.132
$\epsilon$	20.3	20.3	20.2	20.0	19.8	19.5	19.2
i	0	0	0	0	0	0	0
$\delta$	7.4	7.6	7.8	8.0	8.1	8.2	8.3
$\beta_1$	55.3	53.5	51.7	50.0	48.4	46.8	45.4
$\beta_2$	27.6	25.6	23.7	22.0	20.5	19.1	17.9
$\xi$	41.5	39.5	37.7	36.0	34.4	33.0	31.6
$\theta$	27.7	27.9	28.0	28.0	27.9	27.7	27.5

Tablo 4.5 Giriş Yönlendirici Kanatçık Açılıarı (Kanatçık Sayısı: 33)

$r$	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.2
$r/r_m$	0.824	0.882	0.941	1	1.059	1.118	1.176
$\alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0
$\alpha_2$	35.0	33.2	31.5	30	28.6	27.3	26.1
$s/c$	0.884	0.948	1.011	1.074	1.137	1.2	1.164
$\epsilon$	-35.0	-33.2	-31.5	-30	-28.6	-27.3	26.1
$i$	0	0	0	0	0	0	0
$\delta$	-7.1	-7.3	-7.5	-7.7	-7.9	-7.3	-7.1
$\beta_1$	0	0	0	0	0	0	0
$\beta_2$	42.1	40.2	39.0	37.7	36.5	35.4	33.6
$\xi$	-21.1	-20.2	-19.5	-18.8	-18.2	-17.7	-16.8
$\theta$	42.1	40.2	39.0	37.7	36.5	35.4	33.6

olarak bulunur.

Çevresel kayıplar için ötelenme katsayısı ise

$$C_{DA} = 0.020 \times (s/c) \times (c/h) \quad (4.18)$$

dir. Buna göre,

$$\begin{aligned} C_{DA} &= 0.020 \times (0.937) \times 0.9 \\ &= 0.0094 \end{aligned}$$

olur.

Böylelikle öteleme katsayısı

$$\begin{aligned} C_D &= C_{DP} + C_{DA} + C_{DS} \\ &= 0.017 + 0.0129 + 0.0094 = 0.0393 \end{aligned} \quad (4.19)$$

olarak bulunur.

Kanatçık dizininin kayıp katsayısı

$$\begin{aligned} \frac{\bar{w}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} &= \frac{C_D}{(s/c) \cos^3 \alpha_m / \cos^2 \alpha_1} = \frac{0.0393}{0.937 \times (\cos^3 41.5^\circ) / \cos^2 50^\circ} \\ &= 0.0412 \end{aligned} \quad (4.21)$$

olarak bulunabilir.

Dizindeki teorik basınç artış katsayısı ise:

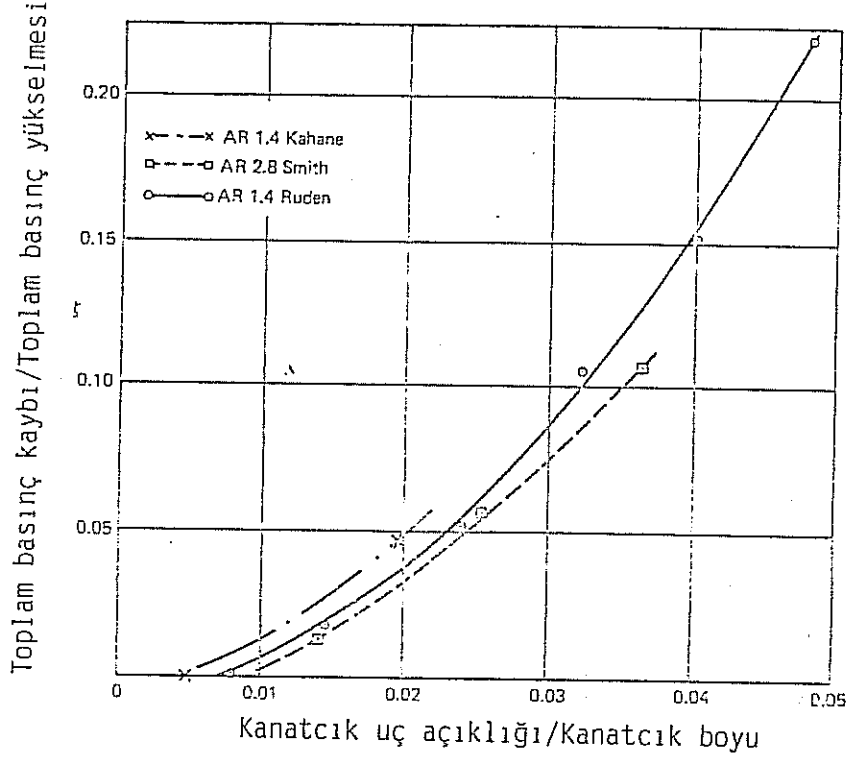
$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} &= 1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2} \\ &= 1 - \frac{\cos^2 50^\circ}{\cos^2 30^\circ} = 0.449 \end{aligned} \quad (4.21)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Kanatçık açıklığı ise Şekil 4.4'den (13) okunan  $\xi = 0.02$  katsayısı kullanılarak hesaplanmıştır. Buna göre,

$$\text{Kanatçık uç açıklığı kayıpları} = 0.02 \times \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} = 8.98 \times 10^{-3}$$

olarak bulunabilir.



Şekil 4.4 Kanatçık ve Açıklığı Kayıpları (13)

Bu bilgilerle rotor dizininin verimi şu ifade ile hesaplanır.

$$\eta_{\text{rotor}} = 1 - \frac{\frac{\bar{\omega}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} + \epsilon \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2}}{\frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2}} \quad (4.22)$$

sayısal değerler yerleřtirilerek rotor verimi

$$\eta_{\text{rotor}} = 1 - \frac{0.0412 + 0.00898}{0.449}$$

$$\eta_{\text{rotor}} = 0.89$$

olarak bulunur.

#### 4.7.2 Stator Kanatçıkları

Stator kanatçıklarının tasarım noktasındaki hava açısı, profil drag kayıp katsayısı, teorik basınç artış katsayısı rotor dizininkilere eşittir.

Kaldırma katsayısı (4.16) eşitliğinden,

$$C_L = 2 \times 0.962 \times (\tan 50^\circ - \tan 30^\circ) \times \cos 41.5^\circ - 0.17 \tan 41.5^\circ$$

$$C_L = 0.870$$

olarak bulunur.

Buna göre (4.17) eşitliğinden

$$C_{DS} = 0.018 \times (0.870)^2$$

$$C_{DS} = 0.0136$$

(4.18) eşitliğinden

$$C_{DA} = 0.02 \times 0.962 \times 0.5$$

$$C_{DA} = 0.00962$$

Böylece ötelenme katsayısı

$$C_D = 0.017 + 0.0136 + 0.00962$$

$$C_D = 0.0402$$

olur.

Dizindeki basınç kaybı (4.20) eşitliğinden

$$\frac{\bar{w}}{\sum PV_1^2} = \frac{0.0402}{0.962 \times \frac{\cos^3 41.5^\circ}{\cos^2 50^\circ}}$$

$$\frac{\bar{w}}{\sum PV_1^2} = 0.0411$$

olarak bulunur.

Kanat uç açıklığı kayıpları Şekil 4.4'den okunan katsayı kullanılarak  $8.98 \times 10^{-3}$  olarak bulunmuştur.

Böylece (4.15) eşitliğinden stator verimi;

$$\eta_{\text{stator}} = 1 - \frac{0.0411 + 8.98 \times 10^{-3}}{0.449}$$

$$\eta_{\text{stator}} = 0.89$$

olur.

Kademe verimi pratik sıcaklık sınırları içinde kanatçık verimine eşit olduğu için, amaçlanan kademe verimine teorik olarak erişilmiş demektir.

#### 4.8. KADEME BASINÇ ARTIŞI

Daha önceki bölümlerde kademe verimi ve kademe sıcaklık artışı sırası ile 0.89 ve  $0.95^\circ\text{K}$  olarak hesaplanmıştır. Buna göre kademe basınç artışı

$$R_s = \left[ 1 + \frac{\eta_s T_{ds}}{T_{01}} \right]^{3.5}$$

$$= \left[ 1 + \frac{0.89 \times 0.95}{2.88} \right]^{3.5}$$

$R_s = 1.0103$  olarak bulunur.

#### 4.9 KANATÇIK SEÇİMİ VE KANATÇIK ŞEKLİNİN ÇIKARILMASI

Bir kanatçık dizininin temel gerekleri, tasarımılanan dönme hızını, minimum kayıpla sağlamak, gerekli kanatçık kinematiğini (hız üçgenlerini) elde etmek



ve en geniş çalışma alanını sağlamaktır.

Kanatçık verilerini elde etmek için Howell'in (1) Carter'in (2) korelasyonları veya "NACA Cascade" verileri (3,4) kullanılabilir.

Bir kanatçık, çeşitli radyal pozisyonlarda ki kanatçık eleman profillerinden meydana getirilir. Kompresör kanatçığının temel şekli iki aşama izlenerek yapılır.

- 1) Ana çizginin elde edilmesi
- 2) Kanatçık kalınlığının bu ana çizgi üzerine uygulanması

Ana çizgiler geometrik şekiller üzerine kurulur. Bunlar dairesel ve parabolik yaylar veya daha karmaşık eğriler veya önceden tanımlanmış yük dağılımları ve istenilen kambur açısı göz önünde bulundurularak çıkarılmış eğrilerdir.

Kalınlık dağılımı düşük Mach sayısı uygulamaları için kullanılan C4 veya NACA 65 verileri (1,13,35), ile elde edilebilir. Bu tip kanatçıkların dağılımları Tablo 4.6'da verilmiştir.

Dairesel yay kanatçıklarında, dairenin yarı çapı ve maksimum kamburu, kambur çizgisinin basit geometrisinden çıkarılabilir (Şekil 4.5).

$$R = \frac{c}{2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

ve

$$b = R(1 - \cos \frac{\theta}{2})$$

burada c kanatçık kirişi ve  $\theta$  kambur açısıdır.

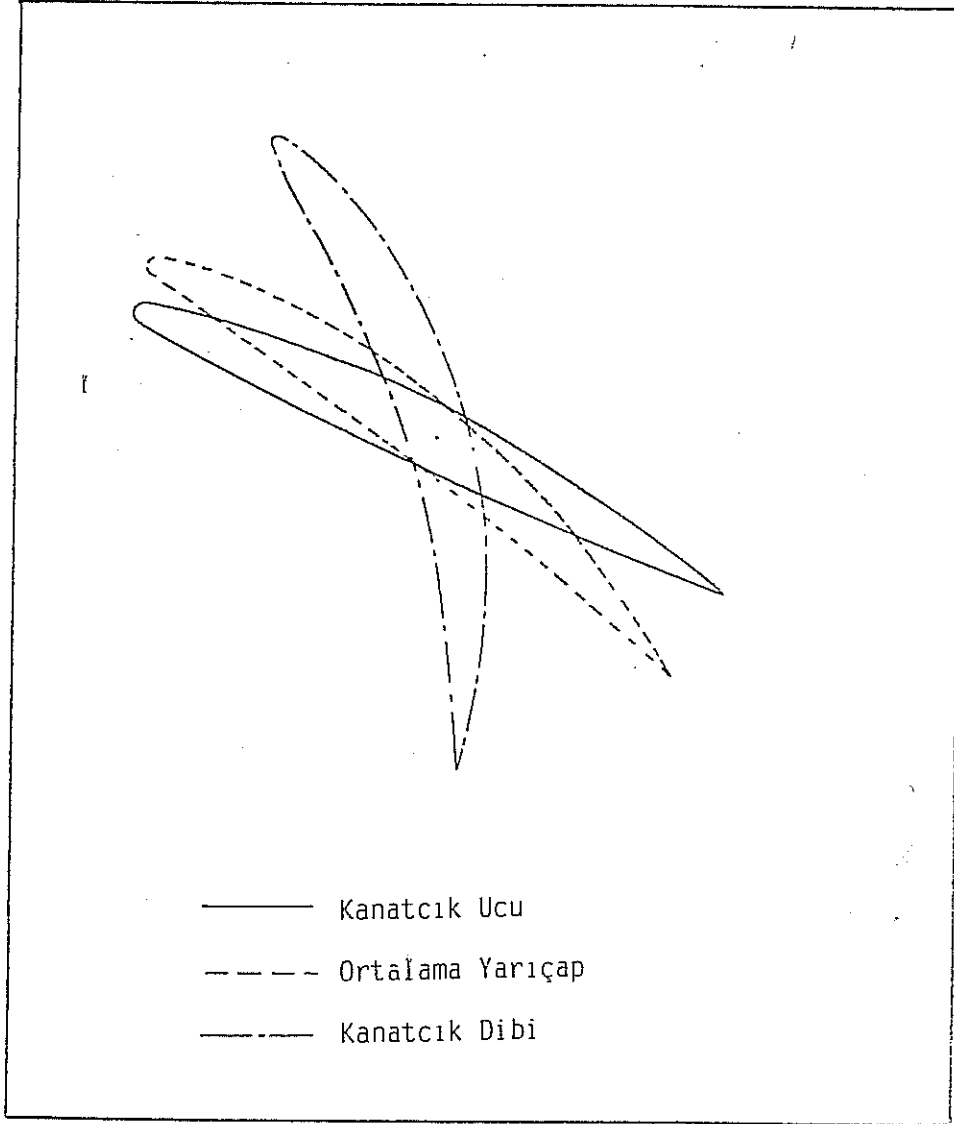
Kanatçık şeklini çıkarmak için aşağıdaki yöntem izlenmiştir.

- i) Kanatçık profilinin geometrik merkez noktası, 0, seçilir.
- ii) R ve b değerleri, 4.17 ve 4.18 eşitlikleri kullanılarak, kanatçık profilinin çizileceği radyal konum için hesaplanır.
- iii) Belirlenen radyal konumdaki duruş açısı ile, belirlenen 0 noktasından bir doğru çizilir.
- iv) Bu çizgi giriş çizgisinin maksimum miktarı olan b kadar kaydırılır, ki bu çizgi girişin yerleştirileceği çizgidir.



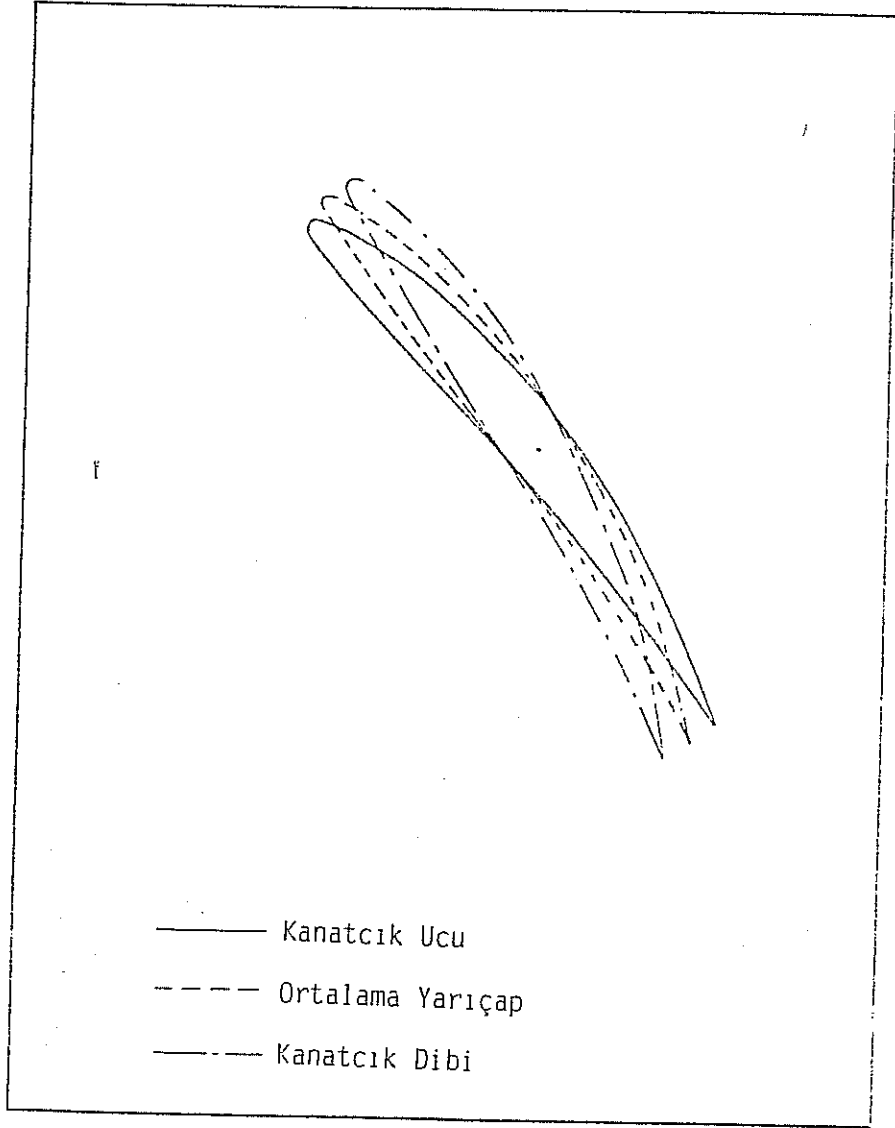
Tablo 4.6 C4 ve NACA 65A10 Kanatçık Kalınlık Dağılımları

x (% C)	±y (% C)	
	NACA 65.A10	C4
0	0	0
1.25	1.169	1.65
2.5	1.574	2.27
5.0	2.177	3.08
5.7	2.647	3.62
10	3.040	4.02
20	4.143	4.83
30	4.760	5.00
40	4.996	4.89
50	4.812	4.57
60	4.146	4.05
70	3.156	3.37
80	1.987	2.54
90	0.810	1.60
100	0	0
LE radius	0.687	1.2
TE radius	-	0.6

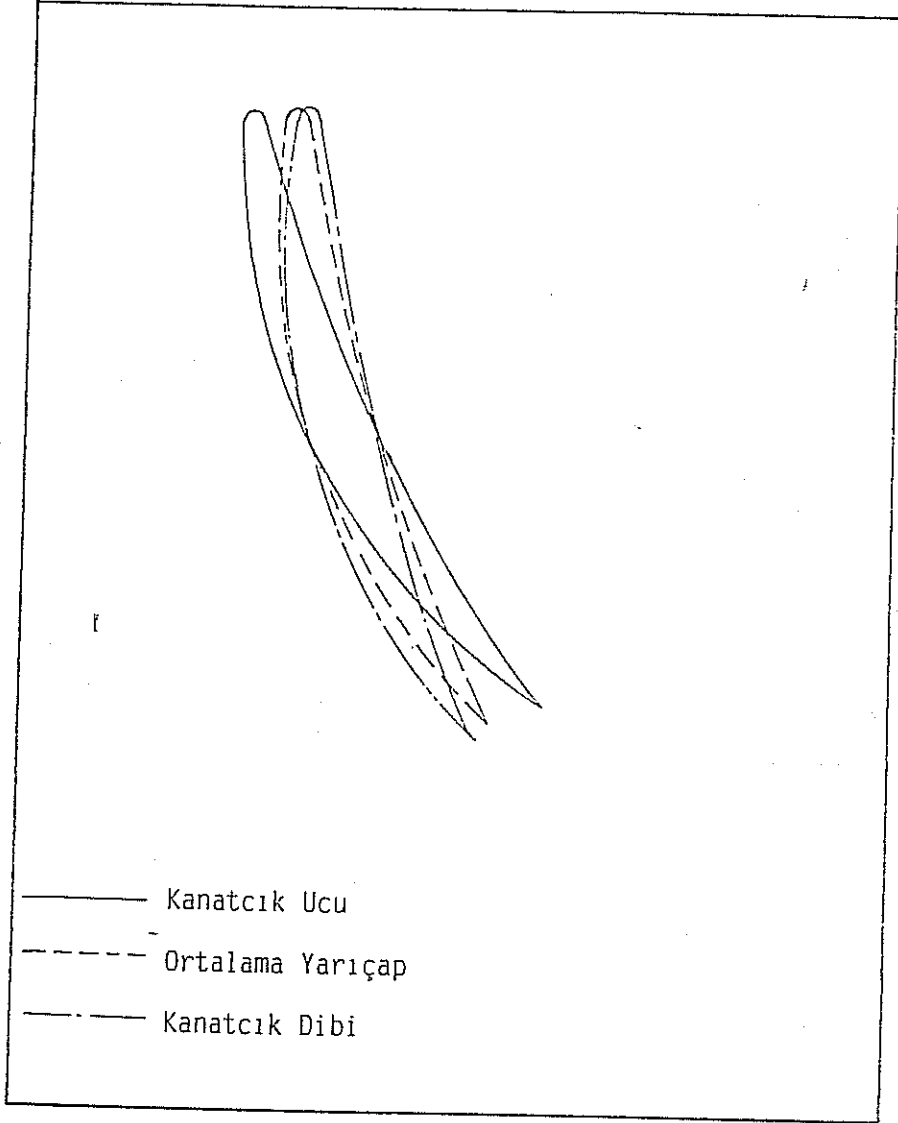


Şekil 4.6 Rotor Kanatçığı Profili

(NACA 65-010 Base Profile)



Şekil 4.7 Stator Kanatçığı Profili. (NACA 65-010 Base Profile)



Şekil 4.8 GYK Profili

NACA 65-010 Base Profile

## BÖLÜM 5

### MEKANİK TASARIM

#### 5.1 MEKANİK TASARIM KRİTERLERİ

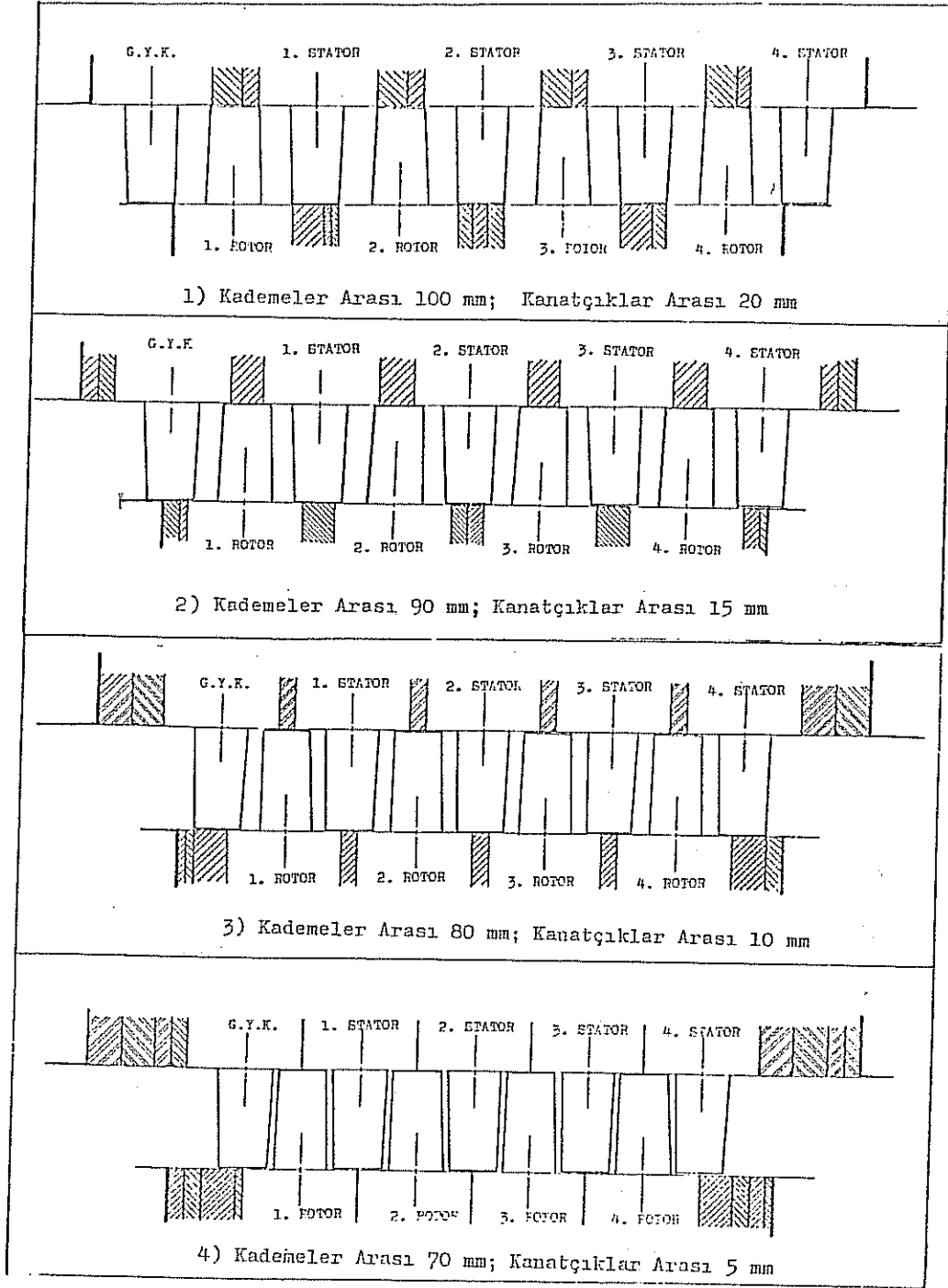
Mekanik tasarımda kompresörün basitliği, küçüklüğü, düşük hızlarda çalışması, düşük gerilimlere maruz kalması, mekanik dengesizlikler, toleranslar, piyasada bulunan ve ucuz malzeme, işleme imkan ve kolaylıkları göz önüne alınarak yapılmıştır. Esas olarak Geometrik tasarım ve Mukavemet tasarımı olarak iki kısımda incelenebilir.

#### 5.2 GEOMETRİK TASARIM

Kompresörün geometrik ve mukavemet tasarımı tasarım kriterlerine ve aerodinamik tasarım sonuçlarına dayandırılmıştır. Kompresörün göbek/uç oranı kompresör boyunca sabit olarak tesbit edilmiştir. Kompresör kanalları için 0.28 m iç çap, 0.4 m dış çap, tasarım kriterleri ve kanatçık boyu göz önünde bulundurulmuş ve belirlenmiştir. Nominal kademe sayısı 4'tür. Fakat bu sayı, kademe bilezikleri yerine boş bilezikler takılarak azaltılabilir. Rotor ve stator kanatçıkları, ayarlandıktan sonra kanatçık bileziklerine somunlar vasıtası ile tesbit edilir ve bu bilezikler de kompresör gövdesine "tutucu bilezikler" vasıtası ile sabitlenir.

Kademeler arası açıklığın değiştirilebilmesi düşünülerek, değişik açıklıklar için değişik kalınlıklarda ara bilezikler tasarlanmıştır. Değişik kombinezonlarda montajın, imal edilmiş bilezik ve parçalar kullanılarak diziliş yöntemi ve geometrisi Şekil (5.1)'de gösterilmiştir.

Rotor bilezikleri bir tamburun üzerine dizilmiştir ve bu ön ve arka rotor göbekleri tarafından sıkılmıştır. Rotorun yataklanması bu göbekler vasıtası ile yapılmıştır. Kompresör şaftının uzunluğunu rotor tamburunun uzunluğu belirlemiştir. Rotor bileziklerinin birbirlerine göre dönmesi, şaftın arkasındaki somun sıkılması sonucu rotor bileziklerinde meydana



Şekil 5.1 Bileziklerin Değişik Birleşmelerle Takılması ile Elde Edilen Kademe Aralıkları



gelen sıkışma ve sürtünme kuvveti ile engellenmiştir. Stator bileziklerinin kalınlıkları da rotorlar ile aynı yöntemde tesbit edilmiştir. Stator bilezikleri birbirlerine dairesel set ve yivlerle oturtulmuştur. Kompresör gövdesinin giriş ve çıkış parçaları, gövde bileziklerini sekiz bağlama çubuğu vasıtası ile tutmaktadır. Rotor rulman yuvalarında bu parçalara oturtulmuştur.

### 5.3 MUKAVEMET HESAPLARI

Mukavemet hesapları, malzemelerin mekanik özellikleri, geometrik ve aerodinamik tasarım verileri göz önünde bulundurularak ve kompresörün dönen ve sabit parçalarının kritik kesitleri analiz edilerek yapılmıştır.

#### 5.3.1 Kompresörde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri

##### 5.3.1.1 Aluminyum Alaşımı

Aluminyum alaşım döküm, giriş ve çıkış parçaları, gövde ve stator bilezikleri, rotor göbek ve bilezikleri imalatında kullanılmıştır. Kullanılan aluminyum, X-ışını floresansı metodu (44) ile yapılan analizinde aşağıdaki elementler bulunmuştur.

Zn	0.8 %
Cu	4.9 %
Ni	2.5 %
Fe	1.8 %
Al	90 %

Çekme dayanımı deneyi sonucunda kopma gereliminin 92.5 MPa olduğu tesbit edilmiştir. Diğer gerekli mekanik özellikler ise Metal's Handbook'tan alınmıştır (45).

##### 5.3.1.2 Plastikler

Kanatçık malzemesi olarak Nylon 6, cam takviyeli Nylon 6 ve cam takviyeli Noryl denenmiştir. Bu malzemeler içinde gerek dökümde verdiği sonuç ve gerekse sağlamlık olarak cam takviyeli Noryl GRN20 seçilmiştir. Bu malzemenin mekanik özellikleri şunlardır:

Çekme Dayanımı	90 MPa
Çekme Elastisite Modülü	65900 MPa
Esneleme Elastisite Modülü	6000 MPa
Özgül Ağırlık	1.27

### 5.3.1.3 Çelik

Ç1040 çeliği bağlama çubukları, şaft ve rotor tamburu için kullanılmıştır. Ç1040'ın gereken mekanik özellikleri aşağıdadır (45).

Akma Dayanımı	293 MPa
5 cm'de Uzama	1.8 %
Yoğunluğu	7.81 kg/dm <sup>3</sup>

### 5.3.2 Aerodinamik Veriler: Kanatçıkların ve Kanatçık Dizininin Yüklenmeleri

Bir kanatçık elemanının üzerindeki teğetsel ve aksel kuvvetler aşağıdaki ifadelerle hesaplanır;

$$F_t = sh\rho V_a^2 (\tan\alpha_1 - \tan\alpha_2)$$

$$F_a = sh\rho V_a^2 (\tan^2\alpha_1 - \tan^2\alpha_2)$$

Burada s (adık) (kanatçık tipine göre değişmektedir.)

h (kanatçık yüksekliği) = 0.06 m

$\rho$  (hava yoğunluğu) = 1.2 kg/m<sup>3</sup>

$V_a$  (aksel hız) = 30.2 m/s

olarak verilmiştir

#### 5.3.2.1 Giriş Yönlendirici Kanatçık (GYK) Dizini

GYK dizini için sayısal değerler

s/c = 1.074;  $\alpha_1 = 0$ ;  $\alpha_2 = 30^0$  olarak verilmiştir.

Böylece;

$$F_t = 1.074 \times 0.03 \text{ cm} \times (0.06) \text{ m} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times (30.2 \text{ m/s}) \times (-\tan 30^\circ)$$

$$= - 1.22 \text{ N/kanatçık}$$

ve 33 GYK için toplam teğetsel kuvvet

$$F_t = 40.3 \text{ N olur.}$$

Eksenel kuvvet ise,

$$F_a = 1.071 \times 0.03(\text{m}) \times 0.06(\text{m}) \times 1.2(\text{kg/m}^3) \times (30.2 \text{ m/s})^2 \times (-\tan^2 30^\circ)$$

$$= - 0.705 \text{ N/kanatçık}$$

ve toplam eksenel kuvvet,

$$F_a = 23.3 \text{ N olarak hesap edilir.}$$

### 5.3.2.2 Rotor Dizini

Bir rotor dizini için,

$$s = 0.028 \text{ m}; \quad \alpha_1 = 50^\circ; \quad \alpha_2 = 30^\circ \quad \text{olarak verilmiştir.}$$

Böylelikle,

$$F_t = 0.028 \text{ m} \times 0.06 \text{ m} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times (30.2 \text{ kg/m})^2 \times (\tan 50^\circ - \tan 30^\circ)$$

$$= 1.13 \text{ N/kanatçık}$$

Rotor kanatçıkları 38 adet olduğu için toplam teğetsel kuvvet,

$$F_t = 42.9 \text{ N olur.}$$

Eksenel kuvvet,

$$F_a = 0.028 \text{ m} \times 0.06 \text{ m} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times (30.2 \text{ m/s})^2 \times (\tan^2 50^\circ - \tan^2 30^\circ)$$

$$= 2.0 \text{ N/kanatçık}$$

ve toplam eksenel kuvvet ise,

$$F_a = 76.0 \text{ N olur.}$$

### 5.3.2.3 Stator Dizini

Bir stator dizini için,

$s = 0.029$  m; giriş ve çıkış açıları, sırasıyla,  $50^\circ$  ve  $30^\circ$  olarak verilmiştir. Bu değerler kullanılarak,

$$F_t = 0.029(m) \times 0.06(m) \times 1.2(m) \times (30.2 \text{ m/s})^2 \times (\tan 50^\circ - \tan 30^\circ) \\ = 1.17 \text{ N/kanatçık}$$

$$F_a = 0.029(m) \times 0.06(m) \times 1.2(m) \times (30.2 \text{ m/s})^2 \times (\tan^2 50^\circ - \tan^2 30^\circ) \\ = 2.07 \text{ N/kanatçık}$$

olarak bulunur.

37 adet stator kanatçığı olduğu için,

$$F_t = 43.3 \text{ N}$$

$$F_a = 76.6 \text{ N olur.}$$

### 5.3.2.4 Rotor Hızı

Mukavemet hesaplarında rotor hızı, varyatörün maksimum çıkışı olan, 4500 rpm olarak alınmıştır.

$$N_{\max} = 4500 \text{ rpm} = 471 \text{ rad/s}$$

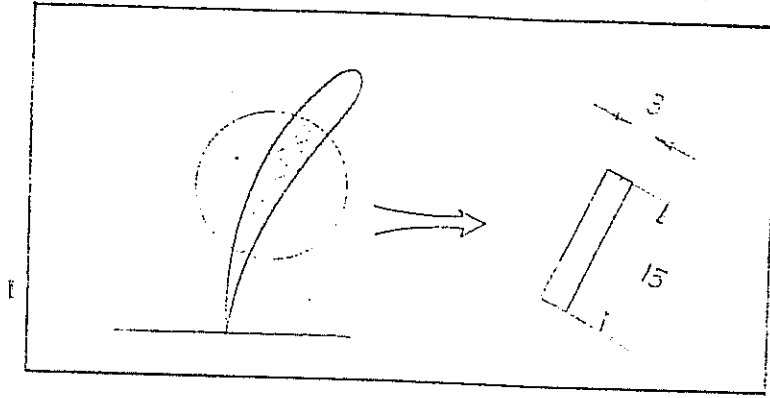
## 5.4.3 Dönen Kısımlar

### 5.4.3.1 Rotor Kanatçıkları

Eksenel kompresör kanatçıkları üzerinde üç ana tip gerilim vardır. (i) Merkezkaç çekme gerilimi, (ii) Eğme gerilimi, (iii) Merkezkaç eğme gerilimi. Üçüncü gerilim değişik yarıçaplardaki kanatçık kesitlerinin ağırlık merkezlerinin (centroids) aynı radyal çizgi üzerinde olması yüzünden etkisizdir.

Merkezkaç çekme geriliminin en fazla olduğu kesit kanatçık dibi kesitidir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

Kanatçık dibi bağlantı kesiti kritik bir kesittir ve bir dikdörtgen olarak basitleştirilebilir. Kanatçık bu kesitte ankastre olarak gövdeye bağlanmış bir çubuk olarak kabul edilebilir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 Kanatçık Dibi Bağlantısı için Basitleştirilmiş Bir Yaklaşım

Bu önkabulle tasarım güvenli taraftadır, çünkü kamburlu ve eğik kanatçık kesitlerinin atalet momenti dikdörtgen çubuktan daha yüksektir.

Kanatçık kökünde eğme momenti ve kesme kuvveti;

$$M = \frac{L'h^2}{2} \quad (5.4)$$

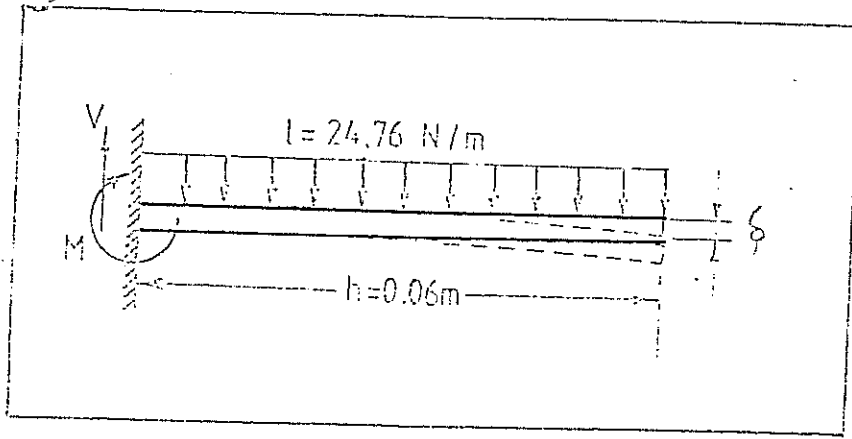
$$V = L'h \quad (5.5)$$

olarak verilmiştir. Burada  $L'$  birim yüksekliğe düşen kanatçık kaldırma kuvvetidir.

Sayısal değerleri yerine koyarsak kanatçık dibindeki eğme momenti;

$$M = \frac{24.76 \text{ (N/m)} \times (0.06 \text{ m})^2}{2}$$

$$M = 0.0446 \text{ N-m}$$



Şekil 5.3 Rotor Kanatçığı Mukavemet Analizi

Kesme kuvveti

$$V = 24.76 \text{ (N/m)} \times (0.06 \text{ m})$$

$$V = 1.48 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Kesme kuvveti, kanatçık malzemesinin rahatlıkla taşıyabileceği bir kuvvet olduğundan kritik değildir.

Eğme momentinden doğan eğme gerilimi

$$\sigma_b = \frac{Ma}{I}$$

olarak ifade edilir.

Burada,  $I = \frac{ab^3}{12}$  dir. a ve b değerleri Şekil 5.2'de gösterilmiştir.

Sayısal değerler yerleştirildiğinde eğme gerilimi

$$\sigma_b = \frac{0.0446 \text{ (N-m)} \times 1 \times 10^{-3} \text{ (m)}}{(1/12) \times (2 \times 10^{-3})^3 \times (15 \times 10^{-3}) \text{ (m}^4)}$$

$$\sigma_b = 4.46 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

olarak bulunur.

Merkezkaç gerilimi ve eğme geriliminin bileşkesi

$$\sigma_b = \sigma_c + \sigma_b$$

$$\sigma_b = (2.87 \times 10^6 + 4.46 \times 10^6) \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_b = 7.33 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ olur.}$$

Bu değer güvenlik katsayısı, 3 ile çarpıldığında sonuç malzemenin mukavemetinden fazla olduğu için, kanatçıkların eğme ve merkezkaç gerilimlerine karşı güvenli olduğu sonucuna varılabilir.

Eğme momentinden dolayı maksimum eğilme (kanatçık ucundaki eğilim)

$$\delta = \frac{Lh^4}{8EI} \quad (5.6)$$

olarak verilir. Değerler yerine konacak olursa

$$\delta = \frac{24.76 \text{ (N/m)} \times (0.06 \text{ m})^4}{8 \times 6.5 \times 10^9 \text{ (N/m}^2) \times 1 \times 10^{-11} \text{ (m}^4)}$$

$$\delta = 6.17 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.62 \text{ mm olarak bulunur.}$$

Stator ve GYK üzerindeki gerilimler akışkanın momentum değişiminden meydana gelen eğme gerilimleridir. rotor kanatçıkları üzerinde bulunan merkezkaç gerilimler bu iki tip kanatçık üzerinde yoktur.

Rotor kanatçıklarının rotorla olan bağlantıları bir diğer kritik kesittir. Bu civataların malzemesi Ç1040'dır. Civataların dayanım sınırı şu ifade ile hesaplanır.

$$S_e = k_a k_b k_e S'_e$$

Burada,

$$S_e = \frac{Su}{2} = \frac{523.6 \text{ (MPa)}}{2} = 261.8 \text{ MPa}$$

$$k_a \text{ (yüzey faktörü)} = 0.73$$

$$k_b \text{ (boyut faktörü)} = 0.85$$

$$K_f \text{ (redüksiyon faktörü)} = 3.8 \text{ (çekme civataları için)}$$

olarak alınmıştır.

Böylelikle dayanım sınırı,

$$S_e = 0.73 \times 0.85 \times \frac{1}{3.8} \times \frac{523.6}{2} \text{ MPa}$$

$$S_e = 42.75 \text{ MPa}$$

olarak bulunmuştur.

Kanatçık dip civatası üzerine gelen merkezkaç kuvvet

$$F_c = m_b \times w^2 \times r_{eq}$$

ifadesi ile bulunur.

Burada  $m_b$ : kanatçık kütlesi: 12.5 gr

$w$ : maksimum açısal hız : 417 m/s

$r_{eq}$ : kanatçık kütlesinin tümünün konumladığı  
düşünülen eşdeğer yarıçap: 0.15 m

Bu değerleri yerlerine koyacak olursak

$$F_c = 12.5 \times 10^{-3} \text{ (kg)} \times 417^2 \text{ (rad/s)} \times 0.15 \text{ (m)}$$
$$= 326 \text{ N}$$

$$\sigma_{all} = \frac{S_e}{n} = \frac{F_c}{A} \text{ olduğuna göre,}$$

$$A = \frac{n F_c}{S_e} \text{ olur.}$$

Böylece  $n = 3$  için,



$$A = \frac{3 \times 326 \text{ N}}{42.75 \times 10^6 \text{ Pa}} = 2.2 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

Güvenli diş dibi çapı ise,

$$d_r = \sqrt{A/\pi} = \sqrt{\frac{2.2 \times 10^{-5}}{\pi}} = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_r = 2.7 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Kanatçık dibi civataları olarak diş dibi çapı 4 mm olan M6 civatalar kullanılarak güvenli bir seçim yapılmıştır. Stator ve GYK'lar merkezkaç gerilimlerine maruz kalmadıkları için daha az kritiktirler, böylece rotor kanatçıklarının mukavemetinin doğrulanması, bu tip kanatçıkların mukavemetlerinin de doğrulanması demektir.

#### 5.3.3.2 Rotor Bilezikleri ve Rotor Tamburu

Rotor bilezikleri üzerindeki gerilimler dönmeden doğan çekme gerilimleri ve rotor bileziklerinin göreceli dönmelerini önleyici sıkıştırmadan ötürü normal gerilimlerdir.

Kritik bilezikler rotor kanatçıklarını taşıyan bileziklerdir. Rotor kanatçıklarında oluşan kuvvetler, kanatçık tutucu bilezikleri üzerine yayılı yük olarak alınmıştır. Mukavemetin arttırılması için bu bilezikler ve bunlara bitişik olanların yerleşme yüzeyleri eğimli olarak tasarlanmıştır. Kanatçık taşıyıcı bilezikler üzerindeki toplam çekme gerilimi:

$$\sigma_t = \sigma_u + \sigma_s \quad (5.8)$$

dir.

Burada  $\sigma_u$  bileziğin üzerinde kanatçıklar yokken uygulanan merkezkaç kuvvet ve  $\sigma_s$  rotor kanatçıklarından doğan yayılı merkezkaç kuvvettir. Stodola (39) bu gerilimleri şu şekilde tanımlamıştır:

$$\sigma_u = \rho (wr)^2 \quad (5.9)$$

ve

$$\sigma_s = \frac{r}{t} \left( \frac{F_c}{2\pi r b} \right) \quad (5.10)$$

Bu iki denklemde;

- $\rho$  : malzeme yoğunluğu : 2700 kg/m<sup>3</sup>
- $w$  : maksimum açısal hız : 417 rad/s
- $r$  : rotor yarıçapı : 0.14 m
- $t$  : bilezik kalınlığı : 0.01 m
- $b$  : bilezik eni : 0.032 m

ve

$F_c$  : kanatçıklardan gelen merkezkaç kuvvettir.

Rotor kanatçığının, civata somun ve rondela ile birlikte ağırlığı ortalama 12.5 g olarak ölçülmüştür. Kanatçığın kütesinin  $r=0.15$  (m) yarıçapta yoğunlaştığı kabul edilecek olursa;

$$F_c = 38(\text{kanatçık}) \times 0.0125(\text{kg/kanatçık}) \times 471^2(\text{rad/s})^2 \times 0.15(\text{m})$$

$$F_c = 15806 \text{ N}$$

olarak bulunur.

(5.9) eşitliğinden kanatçıklar olmadan merkezkaç kuvvet:

$$\sigma_u = 2700(\text{kg/m}^3) \times (417(\text{rad/s}) \times 0.14(\text{m}))^2$$

$$\sigma_u = 1.17 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

(5.10) eşitliğinden,

$$\sigma_s = \frac{0.14}{0.01} \left( \frac{15806 \text{ N}}{2 \times 0.14(\text{m}) \times 0.032(\text{m})} \right)$$

$$\sigma_s = 7.86 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

olarak bulunur.

Böylelikle kanatçık tutucu bileziğin üzerindeki toplam gerilim:

$$\sigma_t = (1.17 \times 10^7 + 7.86 \times 10^6) \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_t = 1.96 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

olarak hesap edilir.

Güvenlik katsayısı 3 olarak alındığında, kabul edilebilir gerilim,

$$\sigma_{all} = 3 \times 1.96 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 5.86 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

olur ve bu değer alüminyumun çekme geriliminden düşüktür.

Rotor tamburu üzerindeki gerilimler,

$$= 7800 \text{ kg/m}^3 \text{ (çelik için)}$$

değeri yerine konularak, (5.9) eşitliğinden;

$$= 7800(\text{kg/m}^3) \times (471(\text{rad/s}) \times 0.12(\text{m}))^2$$

$$= 2.49 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

olarak bulunur.

Güvenlik katsayısı 3 için, kabul edilebilir gerilim:

$$\sigma_{all} = 3 \times 2.49 \times 10^7 = 7.5 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

dir ki bu değer  $\sigma_{1040}$ 'ın çekme dayanımından düşüktür.

### 5.3.3.3 Ön ve Arka Rotor Göbekleri

Ön ve arka rotor göbekleri, merkezkaç çekme gerilimleri ve rotor bileziklerinin sıkıştırılmasından doğan normal gerilimler göz önünde bulundurularak analiz edilmiştir. Analizin basite indirgenebilmesi için bu parçalar iç çaptan sabitlenmiş, dış çapı serbest, ve belirlenmiş bir çaptan yüklenen düz dairesel plakalar olarak basitleştirilmiş, ve Roark'ın (40) bu durum için ileri sürdüğü gerilim ifadelerinden faydalanılmıştır. Havanın her rotor kademesine uygulandığı, 42.9 N'luk teğetsel kuvvetin etkisiyle, rotor bileziklerinin birbirlerine göre dönmesini engelleyecek gerekli sıkıştırma kuvveti:

$$f = \frac{42.9(\text{N}) \times 4(\text{kademe})}{1.05}$$

olarak verilmiştir.

Burada 1.05 Al-Al kuru sürtünme katsayısıdır.

Böylece  $f = 163.4$  N olarak bulunur.

Rotor ön ve arka göbeklerinin geometrilerine ve yükleme durumlarına göre maruz kaldıkları momentler, Roark'ın verdiği formüllerden en uygunu olan aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır.

$$M = \frac{-wxa}{C_g} \left( \frac{r_o \times C_g}{b} - L_g \right)$$

Burada  $a$  (dış yarıçap) = 0.14 m

$b$  (iç yarıçap) = 0.15 m

$r_o$  (yaylı yükün uygulandığı yarıçap) = 0.13 m

$w$  (yaylı yük) =  $\frac{163.4 \text{ (N)}}{2\pi \times 0.13} = 200 \text{ N/m}$

Bu değerler için verilen parametreler ise:

$$C_g = 0.669$$

$$C_g = 0.164$$

$$L_g = 0.0672 \text{ 'dir.}$$

Böylece,

$$M = \frac{-200 \times 0.14}{0.669} \left( \frac{0.13 \times 0.164}{0.015} - 0.0672 \right)$$

$$= -56.68 \text{ (N-m)/m}$$

Bu durum için gerilim;

$$\sigma = \frac{6M}{t^2}$$

olarak verilmiştir.

Yorulma tasarımı kriterine göre,

$$\sigma = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \times 0.5 \sigma_u$$

olarak hesap edilir.

Burada:

$$k_a \text{ (yüzey faktörü)} = 0.85$$

$$k_b \text{ (boyut faktörü)} = 0.75$$

$$k_c \text{ (güvenilirlik faktörü)} = 0.814 \text{ (\% 99 güvenilirlik için)}$$

$$k_d \text{ (sıcaklık faktörü)} = 1$$

$$k_e \text{ (gerilim yoğunluğu faktörü)} = 0.735$$

olarak alındığında kopma gerilimi 92.5 MPa olan malzeme için :

$$\sigma = 0.85 \times 0.75 \times 0.814 \times 1 \times 0.735 \times 0.5 \times 92.5$$

$$\sigma = 17.6 \text{ MPa}$$

bulunur.

Bu değer kullanılarak, güvenlik katsayısı 3 için, kalınlık:

$$t = \sqrt{\frac{6M.n}{\sigma_e}} = \sqrt{\frac{6 \times 56.68 \times 3}{1.76 \times 10^6}} = 7.6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 7.6 \text{ mm}$$

olarak hesaplanır.

Rotor ön ve arka göbeklerinin kalınlıkları 15 mm olup güvenlidir.

#### 5.3.3.4 Kompresör Mili

Yataklamanın özelliğinden dolayı mil eğme momenti taşımamakta, sadece aksenal yük ve burulmaya maruz kalmaktadır. Mukavemet tasarımı, varyatörün maksimum hızı (417 rad/s) ve elektrik motorunun gücü (15 kW) kullanılarak hesaplanmıştır. Buna göre motorun uyguladığı tork:

$$T = \frac{15000 \text{ (W)}}{417 \text{ rad/s}} = 31.85 \text{ N-m'dir.}$$

Yorulma tasarımı kriterleri olarak:

$$k_a \text{ (işlenmiş yüzey için)} = 0.8$$

$$k_b \text{ (8 < d < 50 mm için)} = 0.85$$

$$k_c \text{ (% 95 güvenilirlik için)} = 0.868$$

$$k_d \text{ (düşük çalışma sıcaklıkları için)} = 1$$

$$k_f \text{ (diş açılmış kesit için)} = 0.333$$

alınmıştır. Böylece 293 MPa kopma dayanımı olan saft malzemesi için:

$$S_e = 0.8 \times 0.85 \times 0.868 \times 1 \times 0.333 \times 0.5 \times 293 \text{ MPa}$$

$$S_e = 28.8 \text{ MPa}$$

Güvenlik<sup>f</sup> katsayısı 3 için mil çapı;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T_n}{\pi S_e}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 31.85 \times 3}{\pi \times 28.8 \times 10^6}} = 0.026 \text{ mm}$$

olarak hesap edilmiştir.

#### 5.3.3.5 Kamalar

Kademeli milin üç yerine kamalar konulmuştur. Milin 42 mm çaplı kademesinde yerleştirilen kama, kama standardı TS 147/2 den, 12 mm ene ve 8 mm derinliğe sahip olan kama olarak seçilmiştir. Kama malzemesi akma gerilimi 180 MPa olan Ç1010 çeliğidir.

Kabul edilebilir kasma gerilimi;

$$S_s = \frac{S_y}{2n} = \frac{180}{2 \times 3} = 30 \text{ MPa}$$

kama üzerindeki kesme kuvveti;

$$F = \frac{T}{r} = \frac{31.85 \text{ (N-m)}}{0.021 \text{ (m)}} = 1517 \text{ N,}$$

ve gerekli kama uzunluğu ise;

$$l = \frac{F}{S_{all} t/2} = \frac{1517 \text{ (N)}}{30 \text{ (MPa)} \times (12 \times 10^{-3} \text{ (m)}) \times 0.5} = 8.4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

olarak bulunur.

Buna göre mil kaplini için,

A12x8x4 kama seçilmiştir.

Aynı işlemler 8 mm en ve 7 mm derinliğe sahip ön ve arka göbek kamaları için yapıлып, her ikisi için de

A8x8x32 kama kullanılmıştır.

### 5.3.3.6 Mil Civatası Sıkma Torku

Mil civatasının sıkılmasında aşılmaması gereken tork rotor arka göbeğinin mukavemetinden hesaplanmıştır. Alüminyumun kabul edilebilir yüklemesi daha önceki bölümlerde  $5.87 \times 10^6 \text{ N/m}^2$  olarak bulunmuştu. Buna göre kesme gerilimi:

$$S_s = \frac{S_{all}}{2} = \frac{5.87 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}}{2}$$

$$S_s = 2.93 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ dir.}$$

Sıkıştırılmanın sağlandığı arka göbekte kesme alanı 80 mm çaptadır böylece;

$$A_g = \pi dt = \pi \times 0.080 \times 0.015 \\ = 3.77 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

olarak hesaplanır.

Böylelikle kesme kuvveti;

$$F_s = S_s \times A_s = 2.93 \times 10^6 \times 3.77 \times 10^{-3} = 11058 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Civatanın sıkıştırma torku aşağıdaki ifadeden hesap edilir.

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{1 + \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right)$$

Burada:

$$F \text{ (sıkıştırma kuvveti)} = 11058 \text{ N}$$

$$d_m \text{ (dişin ortalama çapı)} = 21 \text{ mm}$$

$$l \text{ (adım/2)} = 0.5 \text{ mm}$$

$$\mu \text{ (sürtünme katsayısı)} = 0.25$$

$$\alpha \text{ (diş açısı/2)} = 30^\circ \text{ dir.}$$

Böylece aşılmaması gereken sıkıştırma torku:

$$T_{\max} = 40.6 \text{ N-m}$$

olarak hesap edilir.

#### 5.3.4 Rulmanların Seçimi

Rotor ön göbek rulmanının bilyalı yatak; arka göbek rulmanının, oynar yataklı bilyalı olması öngörülmüştür. Arka göbek rulmanının oynar yataklı olması ön ve arka yataklar arasında olabilecek eksen kaçıklıklarını telafi etmek içindir.

Yataklar üzerine düşen eksenel yük 300 N'dur. Radyal yük ise,

$$F_R = W_{\text{rotor}} + W_{\text{balanssızlık}}$$

olarak ifade edilir.

Rotorun ağırlığı 50 kg'dır. Giderilemeyen balanssızlıktan doğan dinamik kuvvet ise 50 kg olarak alınmıştır. Buna göre radyal yük:

$$F_R = (50 + 50)(\text{kg}) \times 9.81 \text{ N/kg}$$

$$= 981 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Rulmanın nominal ömrünün 3000 milyon devir olması istenmektedir, diğer bir deyişle,

$$L_{10h} = 3000' \text{ dir.}$$

Fakat,



$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{1/p}$$

olarak verilmiştir.

Burada;

n çalışma hızı (rpm)

p = 3 (bilyalı yataklar için)

Böylelikle,

$$\frac{C}{P} = \left( \frac{3000 \times 60 \times 3000}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = 8.14$$

bulunur.

Burada, c dinamik yük sayısı,

ve P eşdeğer dinamik yüklemidir.

$$P = XF_r + YF_a$$

olarak verilmiştir.

SKF Rulman seçme kataloğundan X = 1 bulunur.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{300}{981} = 0.306$$

Boyutları göz önünde bulundurularak, seçilebilir. Bulunan SKFG012 sabit yataklı bilyalı rulmanın, sabit yük sayısı 18300 N'dur. Buna göre  $F_a/C_0$  oranı = 0.016 olur ve e sayısı 0.22 olarak tablodan bulunur. Buna göre X=0.56 ve Y=2 olur.

$$P = 0.56 \times 981 + 2 \times 300 = 1150 \text{ N}$$

bulunur.

$$\frac{C}{P} = 8.14 \text{ olduğundan } C = 961 \text{ N'dur}$$

ve SKFG012'nin dinamik yük sayısından (22800 N) düşüktür, dolayısıyla bu seçim güvenlidir.

Arka yatak için öngörülen SKF 1209 oynar yataklı rulmanı için,  $X = 0.65$ ;  $Y = 4.5$  olarak verilmiştir. Böylelikle,

$$P = 0.65 \times 981 + 4.5 \times 300 = 1988 \text{ N'dur,}$$

dolayısıyla

$$C = 8.14 \times P = 16182 \text{ N}$$

olarak bulunur.

SKF 1209 dinamik yük sayısı 16600'dür ve bu rulman güvenli olarak seçilmiştir.

Yatak seçimi yapılırken radyal ve aksenal yüklemelerin yataklara dağılımı göz önünde bulundurulmamış, her iki yatağa da yüklerin tümünün bindiği kabul edilmiştir.

### 5.3.5 Sabit Gövde Elemanları

#### 5.3.5.1 Giriş ve Çıkış Dökümleri

Giriş ve çıkış dökümlerinde etkin gerilimler, dönmeden dolayı meydana gelen dinamik kuvvetler, rotor ağırlığı ve stator bileziklerinin dönmesini engelleyen sıkıştırma kuvvetinden doğan normal ve kesme gerilimleridir. Sıkıştırma çubuklarının bağlandığı flanjlara, göbeği tutan kaburgalar ve yatakların yerleştirildiği yuvalar bu parçaların kritik kesitleridir.

#### 5.3.5.1.1 Yatak Yuvaları

Yatak yuvalarının kalınlıkları Roark (40) tarafından verilen aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanır.

$$M = -l \times a \times \left( L_g - \frac{C_7 L_6}{C_4} \right)$$

Sayısal değerler:

$$l \text{ (birim doğrusal dağılmış yük (N/m))} = (500 \text{ N} / 0.057 \text{ (m)}) \times 2\pi$$

Burada 500 N rotorun ağırlığıdır ve montaj esnasında dökümlere yüklenmektedir.

$$a \text{ (dış çap)} = 0.14 \text{ m}$$

$$b \text{ (iç çap)} = 0.05 \text{ m}$$

$$r_0 \text{ (doğrusal dağılmış yükün uygulandığı yarıçap)} = 0.057 \text{ m}$$

$$\nu \text{ (poisson oranı)} = 0.33$$

olarak verilmiştir.

Roark'ın verdiği parametreler ise şöyledir:

$$L_g = \frac{r_0}{a} \left\{ \frac{1+\nu}{2} \ln \frac{a}{r_0} + \frac{1-\nu}{4} \left[ 1 - \left( \frac{r_0}{a} \right)^2 \right] \right\}$$

$$C_7 = \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left( \frac{a}{b} - \frac{b}{a} \right)$$

$$L_6 = \frac{r_0}{4a} \left[ \left( \frac{r_0}{a} \right)^2 - 1 + 2 \ln \frac{a}{r_0} \right]$$

$$C_4 = \frac{1}{2} \left[ (1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right]$$

Değerler yerlerine konulduğunda;

$$L_g = 0.3; \quad C_7 = 1.088; \quad L_6 = 0.098; \quad C_4 = 1.176$$

Buna göre maksimum moment;

$$M = -1361.1 \times 0.14 \times \left( 0.3 - \frac{1.088 \times 0.098}{1.176} \right)$$

$$= 39.88 \approx 40 \text{ N-m/m}$$

Alüminyum malzemenin kabul edilebilir dayanım sınırı  $17.6 \times 10^6$  Pa olarak alınmıştır. Böylelikle minimum kalınlık;

$$t = \sqrt{\frac{6M}{\sigma}} = \sqrt{\frac{6 \times 40 \text{ N-m/m}}{17.6 \times 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$= 3.7 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.7 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Geometrik kabullenmelerin sonucunda öngörülen kalınlık (15 mm) hesap edilen kalınlıktan fazladır.

#### 5.3.5.1.2 Bağlantı Flanjlari

Bağlama çubuklarının takıldığı flanjlari, kesme gerilimlerinin etkisi altındadır. Bu kesme alanı;

$$A = 2\pi r\omega$$

ifadesiyle hesaplanabilir.

Burada;  $\omega = 0.015$  m

$r = 0.215$  m'dir.

Böylece,

$$A = 0.0203 \text{ m}^2$$

olarak bulunur.

Aşılmaması gereken kesme gerilimi:

$$(S_{sall}) = \frac{S_{all}}{2n} = \frac{55 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{2 \times 3}$$

$$(S_s)_{all} = 9.2 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ dir.}$$

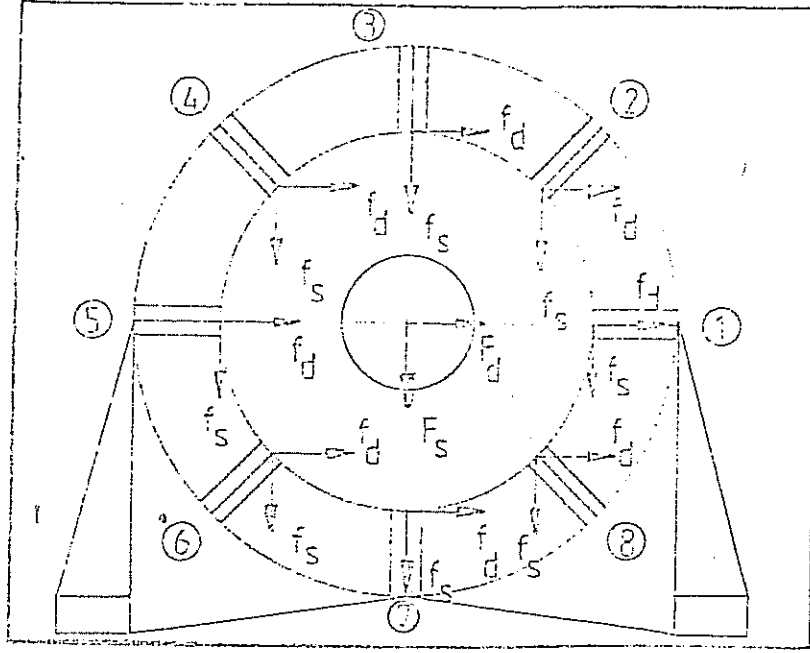
Dolayısıyla aşılmaması gerekli kuvvet;

$$F = 9.2 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \times 0.0203 \text{ m}^2 \\ = 187 \times 10^3 \text{ N}$$

olarak bulunur.

#### 5.3.5.1.3 Kaburgalar

Giriş ve çıkış dökümlerinde göbeği dış gövdeye bağlayan sekizer kaburga bulunmaktadır. Bu kaburgaların üzerindeki yükler rotor ağırlığından gelen statik yük ve dönmeden dolayı meydana gelen dinamik yüklerdir. Kaburgaların üzerlerindeki tipik yüklemeler Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Kaburgalar Üzerinde Tipik Yük Dağılımı

Şekil 5.4'den de görüleceği gibi en kritik kaburgalar maksimum çekme gerilimi ve maksimum eğme momenti altında olan 3 ve 5 no.lu kaburgalardır.

Kaburgaların kesitleri hesaplamalarda eşkenar dörtgen şeklinde basitleştirilmiştir (Şekil 5.5).

Bu şekilde kaburganın kesit alanı;

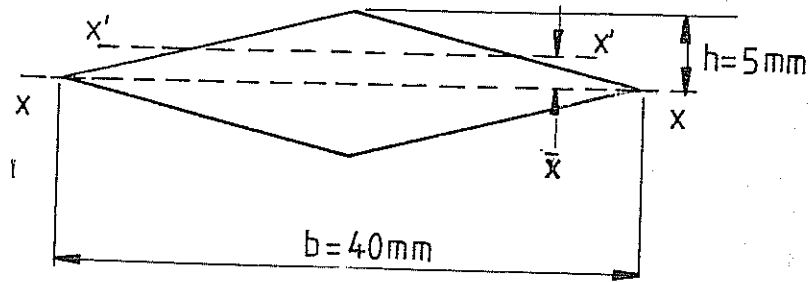
$$A = (40 \times 10^{-3} \times 10 \times 10^{-3}) \text{ m}^2 = 40 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

olur.

XX ekseninin etrafında atalet momenti;

$$\begin{aligned} I &= I' + A\bar{x}^2 \\ &= \frac{1}{36} bh^3 + A\left(\frac{1}{3} h\right)^2 \end{aligned}$$

şeklinde ifade edilir.



Şekil 5.5 Basitleştirilmiş Kaburga Kesit Geometrisi

Burada:  $I_{XX'}$  çizgisine göre atalet momenti  
 $X$  üst üçgenin ağırlık merkezi mesafesidir.

Böylelikle ;

$$I = \frac{1}{36} \times (40 \times 10^{-3} \text{ m}) \times (5 \times 10^{-3} \text{ m})^3 + (4 \times 10^{-4} \text{ m}) \times \frac{1}{3} \times (5 \times 10^{-3} \text{ m})^2$$

$$= 6.67 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

olarak bulunur.

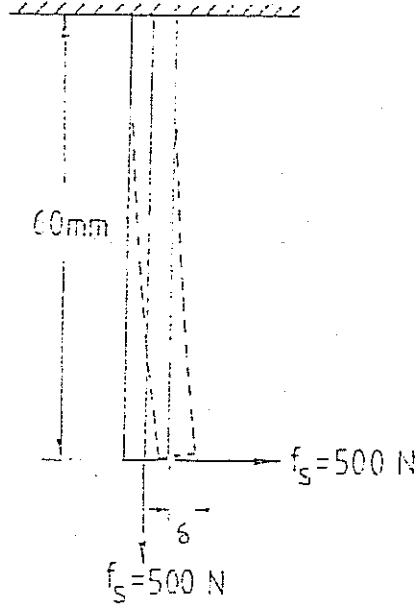
Aynı geometride iki üçgen olduğu için toplam atalet momenti;  $I = 1.33 \times 10^{-6} \text{ m}^4$  dir.

Dinamik ve statik yüklemelerin her biri 490 N olduğu için her bir kaburgaya düşen yük,

$$f_s = f_d = 490 \text{ N/8}$$

$$= 61.25 \text{ N}$$

dur.



Şekil 5.6 Kaburgaların Mukavemet Analizi

Kaburga kökündeki kesme kuvveti;

$$\sigma_s = 61.25 \text{ N} / 400 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 1.53 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

kaburga dibindeki eğme momenti;

$$M = 61.25 \text{ N} \times 0.06 \text{ m} = 3.68 \text{ N-m}$$

dolayısıyla eğme gerilimi;

$$\sigma_b = \frac{M_c}{I} = \frac{3.68 \text{ N.m} \times 5 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.33 \times 10^{-6} \text{ m}} = 1.38 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

çekme gerilimi ise;

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{61.25 \text{ N}}{4 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.53 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

dir.

Böylelikle toplam gerilim;

$$\sigma_{top} = 1.53 \times 10^5 + 1.38 \times 10^4 = 1.67 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ dir.}$$

Kaburgaların üzerlerinde değişken yük olduğu için, yorulma, tasarım kriterleri kullanılmalıdır. Bunlar;

$$k_a = 0.5$$

$$k_b = 0.85$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0.61$$

olarak alınmıştır.

Böylece;

$$S_e = 3.12 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

olarak bulunur.

Aşılmaması gereken gerilim sınırı güvenlik katsayısı 3 için

$$S_{all} = \frac{S_e}{n} = \frac{3.12 \times 10^6}{3} = 1.04 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

olarak hesaplanır.

Malzemenin güvenli gerilimi toplam yüklemekten fazla olduğu için tasarım güvenlidir.

### 5.3.5.2 Bağlama Çubukları

Bağlama çubuklarının uygulaması gereken en fazla kuvvet,

$$F = \frac{187 \times 10^3 \text{ N}}{8} = 23375 \text{ N} \text{ dur.}$$

Burada, " $187 \times 10^3$  (N)" bağlantı flanjlari üzerindeki maksimum kesme kuvveti; "8" ise bağlama çubuğu sayısıdır. Çubukların Kesit alanları  $1.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 'dir. Çubuk malzemesinin taşıyacağı maksimum yük;



$$S_{all} = \frac{S_y}{n} = \frac{293 \times 10^6}{3}$$

$$= 9.77 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

aşılmaması gereken kuvvet ise;

$$F_{all} = 9.77 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \times 1.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 11046 \text{ N}$$

ki bu flanjlara taşıyabileceği kuvvetten düşüktür.

Bağlama çubuklarının uçlarındaki dişler M12'dir ve kök alanları  $79.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 'dir. Aşılmaması gereken kuvvet ise

$$F_{all} = 9.77 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \times 79.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 7757 \text{ N dur.}$$

Maksimum sıkma torku ise;

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\ell + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu \ell \sec \alpha} \right)$$

'dir ki burada:

$$F = F_{all} = 7757.4 \text{ N}$$

$$d_m = 11 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$l = \text{adım}/2 = 0.5 \times 10^{-3}$$

$$\mu = 0.25$$

$$\alpha = \text{diş açısı}/2 = 30^\circ$$

$$T = 13.05 \text{ N-m'dir.}$$

Dolayısıyla bağlama çubuklarının sıkma torku 13 N-m'yi geçmemelidir.

### 5.3.5.3 Stator Bilezikleri

Stator bileziklerinin üzerindeki gerilimler, bağıl dönmeyi önlemek için gerekli sıkıştırmadan doğan normal gerilimlerdir. Gerekli sıkıştırma kuvveti ise stator ve GYK'ları üzerindeki teğetsel kuvvetlerden hesaplanır.

GYK ve stator kanat dizinleri üzerindeki teğetsel kuvvetler, "40.3 N" ve "43.3 N" olarak hesaplanmıştır. Alüminyum-Alüminyum kuru yüzey sürtünmesi 1.05 olduğu için gerekli sıkıştırma kuvveti

$$F = \frac{40.3}{1.05} + \frac{4 \times 43.3}{1.05} = 203.3 \text{ N}$$

Bu kuvvet ise, bağlama çubuklarının normal sıkılma torklarında fazlasıyla sağlanmaktadır.

## BÖLÜM 6

### İMALAT TASARIMI VE USULLERİ, MONTAJ

#### 6.1 İMALAT TASARIMI VE USULLERİ

Tasarımlanan aksenal kompresörün ön-montaj resmi, tasarım kriterleri ve geometrik tasarım göz önünde bulundurularak çizilmiştir. Ön-montaj resminden çıkarılan boyutların güvenilirliği, mukavemet hesapları ile doğrulanmıştır. Kısmi montaj ve imalat resimleri, doğrulanan ön-montaj resminden çıkarılarak çizilmiştir. Parçaların imalat tasarımı bu resimler ve mukavemet hesapları kullanılarak yapılmıştır.

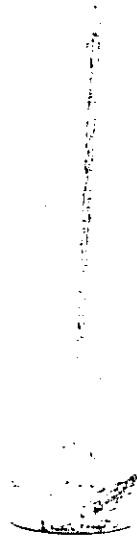
##### 6.1.1 Kompresör Kanatçıklarının İmalat Tasarımı ve Denenen İmalat Usulleri

Kompresör kanatçıklarının imalatı projenin kritik imalatıdır. Kanatçıkların teknik resimleri, kanatçık açıları, kanatçık kamburu, duruş açıları hesaba katılarak çizilmiştir. Bu resimler kullanılarak yeterli hassasiyetle kanatçık modelleri imal ettirmek ne bölümümüzde, ne üniversitemiz içinde ve ne de Ankara çevresindeki küçük sanayide mümkün olabilmiştir. Zorunlu olarak tasarlanan kanatçık açılarına ve boyutlarına uygun, daha önceden yurt dışında imal edilmiş kanatçıklar model olarak kullanılmıştır (Şekiller 6.1, 6.2). İlk olarak denenen imal metodu, hazır kanatçıklar model olarak kullanılmış ve kum döküm yöntemi ile alüminyum kanatçıklar dökülmüştür. Bu kanatçıkların dibindeki civata da, aynı malzemeden daha sonra işlenmek üzere beraberce dökülmüştür. Bu deneme sonucunda civata dişlerinin açılması ve yüzey pürüzlülüğü problemleri ile karşılaşmıştır. Ayrıca rotor kanatçıkları için daha önemli olarak alüminyum dişlerin mukavemeti yeterince güvenli bulunmamıştır.

Daha sonra kanatçık diplerine çelik civatalar gömülme suretiyle kum döküm yapılmış, diş mukavemeti sağlanmış ancak bu defa civataların merkezlenmesi problemi ile karşılaşmıştır. Ayrıca rotor kanatçıklarında kabul edilebilir ağırlıkların üzerine çıkıldığı görülmüştür.



Şekil 6.1 Rotor Kanatçık Modeli



Şekil 6.2 Stator Kanatçık Modeli

ODTÜ, Metalurji Mühendisliği Bölümünde kokil kalıp hazırlama çalışmaları yapılmış, ancak istenilen profili tutturamama ve döküm sırasında kanatçık dibinde çatlamlar meydana gelmesi şeklinde problemlerle karşılaşmıştır.

Ankara çevresindeki küçük sanayi sitesinde yapılan enjeksiyon kalıpları yeterli hassasiyette bir sonuca ulaşılmıştır. Verilen kanatçık modelleri kullanılarak bakır elektrodlar hazırlanmıştır (Şekil 6.3).

Bu elektrodlar ile elektro-erozyon tezgahında rotor stator ve GYK kalıpları hazırlanmıştır (Şekil 6.4-6). Bu kalıplara enjeksiyon ile kanatçıklar dökülmüştür. Kalıplarda yüzey kalitesi ve dip civatasının merkeziliğine dikkat edilmiş ve kabul edilebilir sınırlar içinde sonuca ulaşılmıştır.

Enjeksiyon metodu için çeşitli plastik malzemeler denenmiş, bunların içinden en iyi netice cam takviyeli Noryl ile elde edilmiştir. Ulaşılan bu sonuçla, yüzey kalitesi, hafiflik, işleme ve imalat kolaylığı, dip civatası mukavemeti ve merkeziliği gibi istenilen özellikler sağlanmıştır.

#### 6.1.2 Rotor ve Stator Bilezikleri

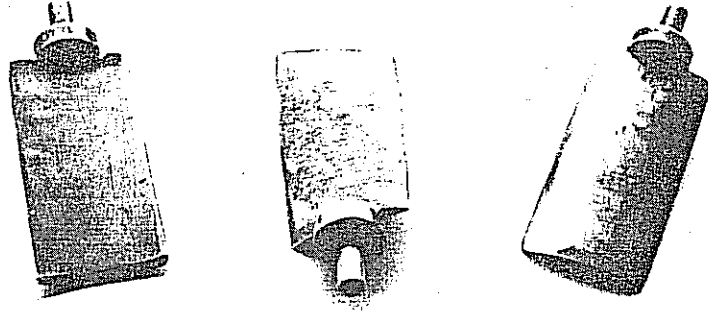
Rotor ve stator bilezikleri, gerekli paylar verilerek alüminyum alaşım malzemedен dökülmüş burçlardan tornalanarak işlenmiştir. Gerekli geçme toleransları verilmiştir. Kanatçık taşıyıcı rotor ve stator bilezikleri, bu iş için tasarlanıp imal edilmiş bir bağlama düzeni ve divizör kullanılarak frezede işlenmiştir. Kademeli olan bütün bu delikler için kademeli freze çakısı kullanılmıştır.

#### 6.1.3 Ön ve Arka Rotor Göbekleri

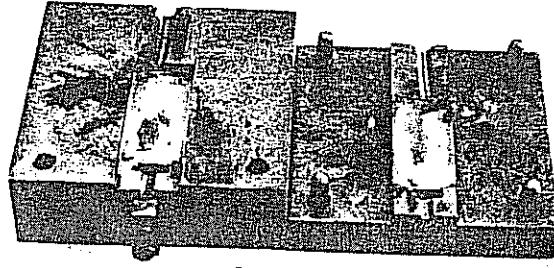
Ön ve arka rotor göbeklerinin teknik resimlerinden tahta modeller imal edilmiş, daha sonra bu modeller kullanılarak, alüminyum alaşım malzemedен dökümler yapılmıştır. Daha sonra parçalar tornalanmak suretiyle istenilen boyutlara getirilmiş ve frezede kama yollukları açılmıştır.

#### 6.1.4 Rotor Tamburu, Mil ve Bağlama Çubukları

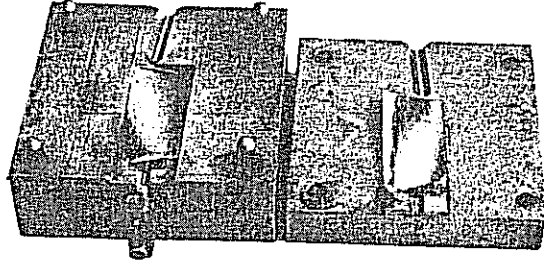
Rotor tamburunun boru malzemedен işlenip çıkarılması öngörülmüştür. Piyasadan temin edilen çekme boru tornada işlenerek rotor tamburu üretilmiştir.



Şekil 6.3 GYK, Rotor ve Stator Kanatçıklarının Bakır Elektrodları

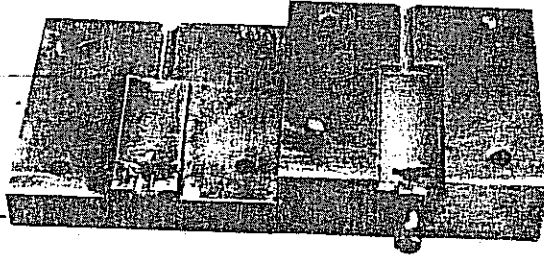


Şekil 6.4 GYK İçin Enjeksiyon Kalıbı



ROTOR

Şekil 6.5 Rotor Kanatçığı İçin Enjeksiyon Kalıbı



STATÖR

Şekil 6.6 Stator Kanatçığı İçin Enjeksiyon Kalıbı

Kompresör mili ve bağlama çubukları da piyasada bulunan yuvarlak çelikten tornalanarak üretilmiştir. Milin kama delikleri frezede işlenmiştir. Bağlama çubuklarının uçlarındaki dişler pafta ile açılmıştır.

#### 6.1.5 Giriş ve Çıkış Dökümleri

Giriş ve çıkış dökümleri, gerek döküm gerekse işleme yönünden karmaşık parçalardır. Bu parçaların teknik resimleri piyasada temas kurulan bir modelciye verilmiş ve tahta modeller ve maçalar yaptırılmıştır. Alüminyum alaşımı olarak dökülen bu parçalarda, malzeme yürümemesi, soğuma esnasında çekme ve çökmeler görülmüş ve bir kaç kez döküm yapılmak zorunda kalınmıştır. Parçaların büyüklüğü, bölümümüz atelyelerinde bulunan tornalarla işleme imkanı vermemiş, üniversitemizin genel atelyelerinde torna işlemleri tamamlanmıştır. Frezeleme, delik delme, diş açma gibi işlemler ise bölümümüz atelyelerinde yapılmıştır.

#### 6.1.6 Rulman Yuvaları

Rulman yuvalarının teknik resimlerinden tahta modelleri yaptırılmış ve alüminyum alaşımdan dökülerek tornalanmıştır.

#### 6.1.7 Giriş ve Çıkış Kanalları, Giriş Hava Alığı

Giriş ve çıkış kanalları 2 mm galvanizli sacdan vals ile bükülerek imal edilmiştir. Kanalların birleşme yerlerine dikiş kaynağı çekilmiştir.

Hava alığının konik olması öngörülmüş ve kesik koni açılımı çıkarılıp sac malzemedan kesilmiştir. Vals ile kıvrılan iç ve dış parçaların birleşme yerleri dikiş kaynağı ile kaynatılmıştır.

#### 6.1.8 Ankaraj

Geometriye ve statik mukavemet hesaplarına göre tasarlanmış kompresör tablası ve bağlantılarında montajdan sonra ciddi titreşim problemleri görülmüş, bunların giderilmesi için bir titreşim analizi yapılmıştır. Bunun sonucu olarak kompresör sehпасı titreşimlere karşı kuvvetlendirilmiş laboratuvar zeminine temel yapılmıştır.



## 6.2 MONTAJ

### 6.2.1 Kanatçıkların Montajı

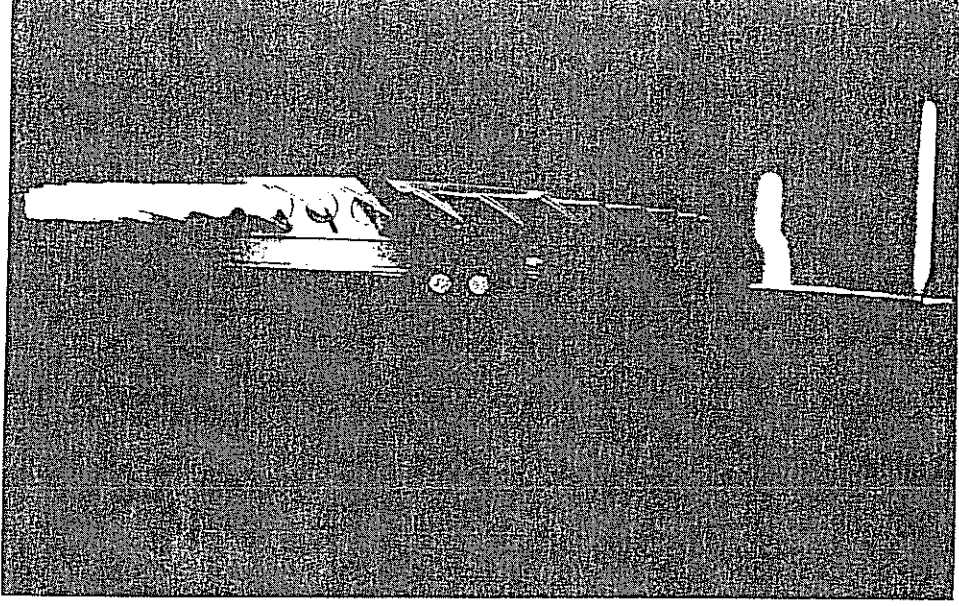
Rotor kanatçıkları milligram hassasiyetinde tartılarak, 5 mg'lık tolerans içinde eşleştirilmiş ve rotor bileziği etrafında kanatçıkların ağırlık dağılımının düzgün olması sağlanmıştır.

Rotor ve stator kanatçıkları, kanatçık bileziklerine ortalama yarıçapta-ki duruş açısına göre yapılmış bir bağlama aparatı ile bağlanmış ve sıkılmıştır (Şekil 6.7).

Aparatın özelliği kanatçığa ortalama yarıçapta keskin bir kenarla dayanması ve kanatçık dip civatası sıkılırken kanatçığın dönmesini engellemesidir.

### 6.2.2 Rotor Montajı

Rotor montajı, rotor dinamik balansının yapılabilmesi için gereklidir. Kompresör ana miline rotor ön göbeği takılıp M36 civata ile sıkıştırılır. Daha sonra rotor tamburu ön göbeğe geçirilerek istenilen kombinezonda rotor bilezikleri takılır. Rotor arka göbeğinin takılıp M28 civata ile sıkılması ile rotor montajı tamamlanmış olur (Şekil 6.8).



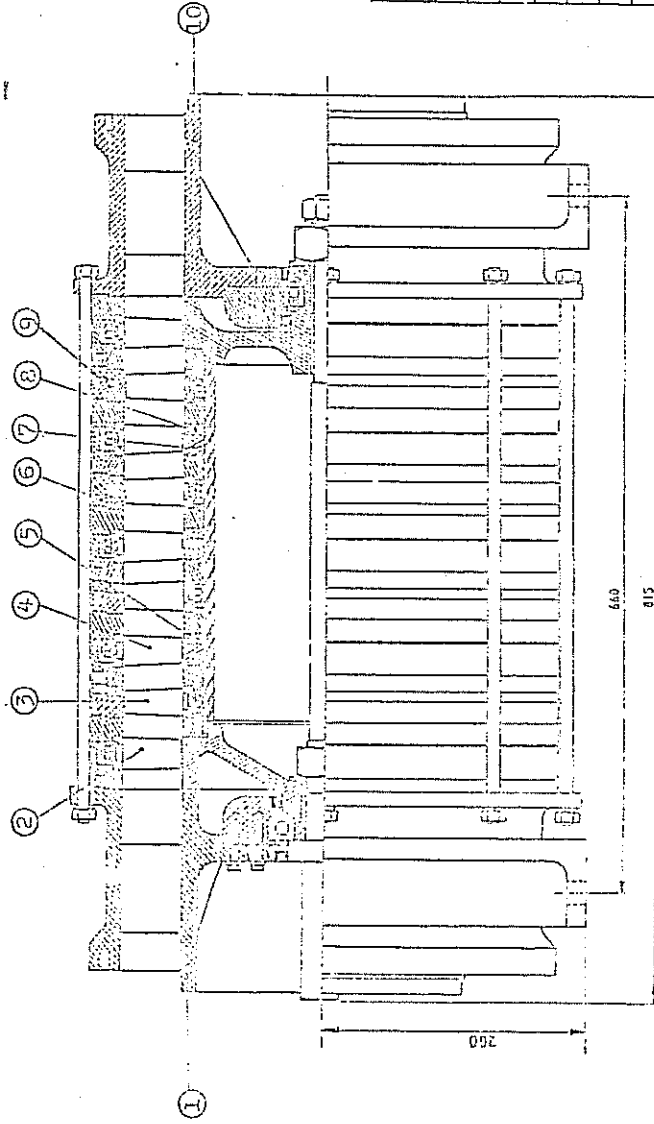
Şekil 6.7 Rotor Kanatçıklarının Açılarının Ayarlanması İçin Geliştirilen Bağlama Aparatı

### 6.2.3 Kompresör Montajı

Kompresör montajında rotorun monte edilmiş bir halde gövdenin içerisine yerleştirilmek, stator kanatçıkları ve rotor kanatçıklarının çakışması nedeni ile güç olmuştur. Bu yüzden rotor, dinamik balansının bozulmaması için, balans edilen konumda hassas olarak işaretlenmiş ve sökülmüştür.

Kompresörün montajı aşağıdaki safhalarda gerçekleştirilmiştir.

- i) Kompresör girişi tahta takozlar üzerine konulur.
- ii) Rotor öngöbeği, ön yatak ve mil monte edilmiş olarak giriş parçası üzerindeki yuvaya oturtulur ve M8 civatalar ile sabitlenir.
- iii) Rotor tamburu rotor öngöbeğine, işaretine dikkat edilerek takılır.
- iv) Stator ve rotor bilezikleri numaraları ve işaretlerine dikkat edilerek sırasıyla takılır.
- v) Bütün bilezikler takıldıktan sonra rotor arka göbeği ve arka yatak monte edilmiş halde takılır. Takometre prop diski de takılıp M28.civata ile sıkılır.
- vi) Ön giriş ve çıkış parçalarının ayaklarla aynı hizadaki bağlama civataları da takıldıktan sonra çıkış parçası yerleştirilir. Arka yatak M8 civatalarla tutturulur.
- vii) Bağlama çubukları takılıp civata boşlukları alınıncaya kadar sıkılır.
- viii) Kompresör oturma düzlemi, giriş ve çıkış parçalarının tabanlarından ayarlanır. Rotor bir-iki tur çevrilerek kanat sürtünmesi varsa bilezikler hafifçe vurulmak sureti ile hizalanır. Bağlama çubukları 35 N-m tork ile sıkılır.
- ix) Kompresör ayakları üzerine indirilip civataların sıkılığı kontrol edilerek montaj tamamlanır.
- x) Kompresör sehvası üzerine calaskar vasıtası ile yerleştirilip ayaklar 125 N-m tork ile sıkılır.
- xi) Kardan mili kompresör tarafına takılır. Giriş ve çıkış kanalları takılıp sıkılır.



1	Giriş
2	Giriş Yönlendirme Kanatçıkları
3	Rotor Kanatçıkları
4	Stator Kanatçıkları
5	Rotor İnce Ara Bilezik
6	Stator İnce Ara Bilezik
7	Rotor Kalın Ara Bilezik
8	Stator Kalın Ara Bilezik
9	Stator Orta Ara Bilezik
10	Çıkış

Şekil 6.8 Tasarımlanan Eksenal Akışlı Kompresörün Montaj Resmi

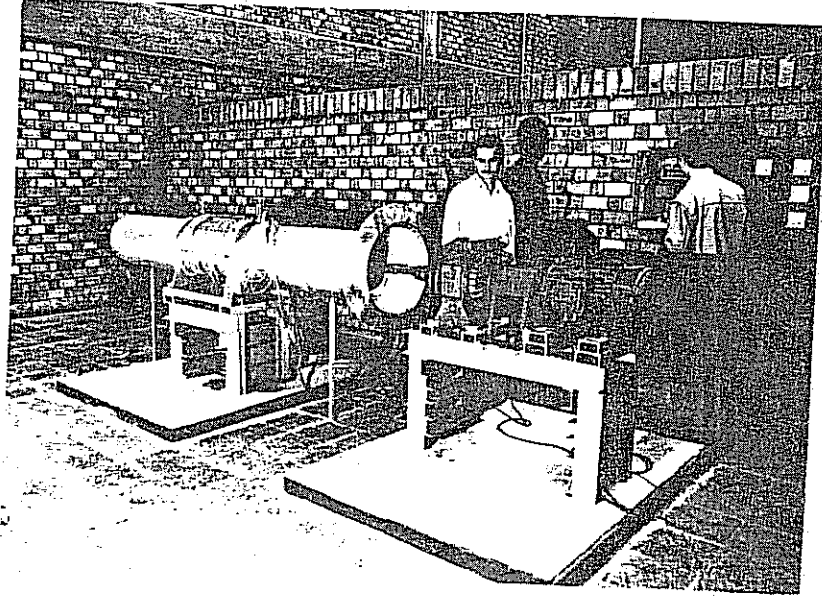
## BÖLÜM 7

### DENEY DÜZENİ VE PERFORMANS DENEYLERİ

İmal edilen dört kademeli aksenal kompresörün, giriş ve çıkış kanalları ile birlikte kademe ve tüm performansının belirlenmesi için deneyler yapılmıştır.

#### 7.1 DENEY DÜZENİ

Deney düzeninde güç ünitesi ile kompresör iki ayrı konstrüksiyon ve temel üzerine oturtulmuştur. Hava, giriş kanalındaki, hava alığından emilir. Kompresör, iki ucunda kardan kavraması bulunan, bir mil vasıtası ile çalıştırılır. Güç ünitesinde a-sekron bir elektrik motoru, mekanik, sürekli hız değiştiriciye (kopp variator) bağlanmıştır.



Şekil 7.1 Deney Düzeninin Genel Görünüşü

Debi, çıkış kanalının sonuna yerleştirilmiş bir hava ayar klapesi ile ayarlanır. Debi ölçümü giriş kanalına yerleştirilmiş pitot tüpleri kullanılarak yapılmaktadır. Kompresör gövdesinde statik basınç ve sıcaklık ölçüm delikleri vardır. Ayrıca giriş ve çıkış parçalarında toplam basınç ölçmek için pitot tüpü veya akış yönünde belirliyen "yaw-metre" leri yerleştirmek üzere delikler açılmıştır.

Ön ve arka yatak rulmanlarının yağlanması yağdanlıklar ve yağ kanalları vasıtası ile yapılmaktadır.

1500 d/d, 15 kW, A.C. elektrik motoru, termik röle kontaktör ve Y-A anahtar, voltmetre, ampermetre, içeren bir anahtar panosundan idare edilir. Motor, varyatöre elastik kaplin vasıtası ile bağlanmıştır (Şekil 7.2).



Şekil 7.2 Motor ve Kopp Varyatör

Varyatörün çıkış hızı 450 den 4200 d/d a kadar sürekli olarak değiştirilebilir.

Giriş ve çıkış kanalları çapları kompresör iç ve dış çapına uygun iççe daireler şeklindedir (halka kesitli).

## 7.2 ÖLÇÜM CİHAZLARI

### 7.2.1 Kompresör Mili Dönme Hızı Ölçümü

Kompresör mili dönme hızı ölçümü sayısal devir, ölçerle yapılmıştır. Kompresör milinin arkasına monte edilen diskin etrafında eşit olarak yerleştirilmiş altmış yarık bulunmaktadır. LED (Light Emitting Diode) ve fotosel içeren hissedici (sensor), dönüş hızı ile bağıntılı olarak değişen kesintileri hissetmekte ve sinyali sayıcı/devir ölçere göndermektedir. Bu cihaz her saniyedeki sinyalleri saymakta ve sayısal olarak d/d cinsinden göstermektedir.

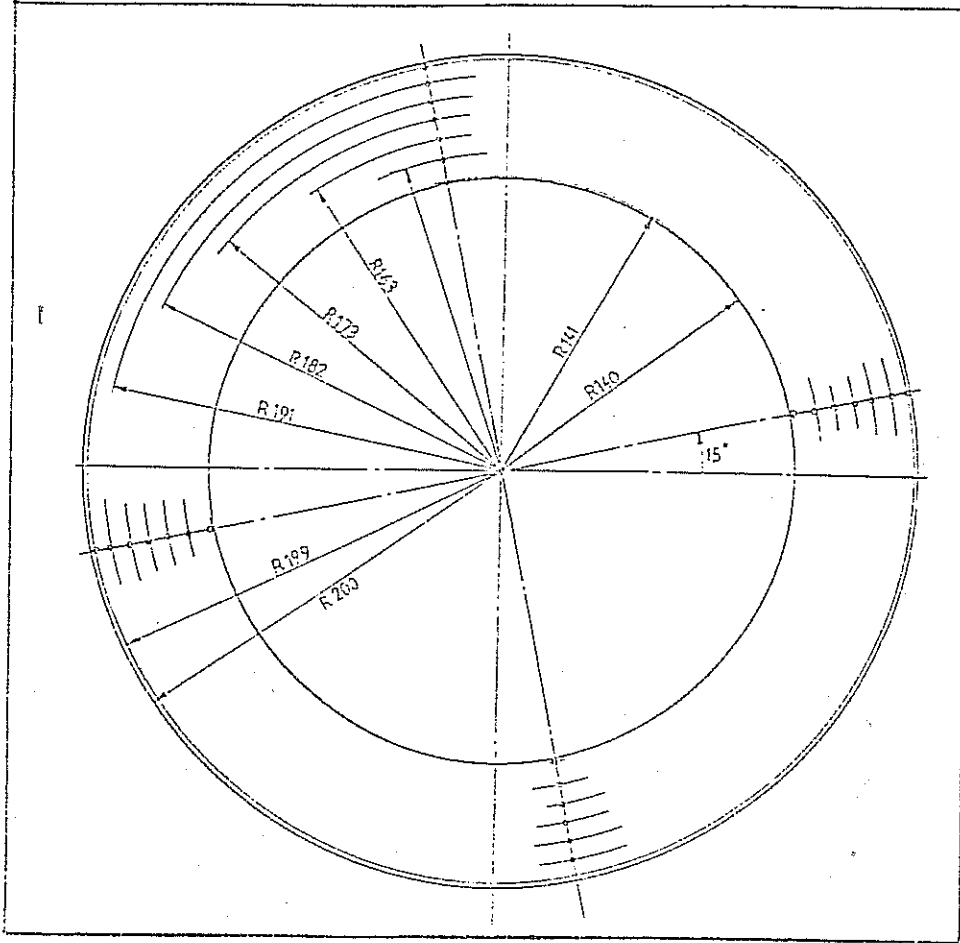
### 7.2.2 Hava Debisi Ölçümü

Hava debisi, girişin 0.8 m gerisine yerleştirilen pitot tüplerinden elde edilen toplam ve statik basınç verileri kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu aksenal kesitte her 90°'ye yerleştirilmiş dört takım pitot tüpü vardır (Şekil 7.3). Her takım yedi tane tüp içerir ve aynı çaptaki dört tüp, o çapta ortalama bir toplam basınç elde edebilmek için, paralel bağlanmıştır. Kanaldaki hız profili, ölçülen toplam ve statik basınçların farkından bulunur. Debi ise bu hız profilinin kesit alanına göre numerik integrasyonu ile hesap edilir.

### 7.2.3 Basınç Ölçümleri

Kompresör kademe ve tüm performanslarının elde edilmesi için statik basınçlar seçilen aksenal konumlarda her 90°'de yerleştirilmiş statik basınç uçları ile ölçülmüştür (Şekil 7.4). Her aksenal konumdaki uçlar statik basıncın ortalama değerini vermek üzere birbirlerine Şekil 7.5'de gösterildiği şekilde bağlanmıştır.

Bütün basınçlar 36 tüplü, 0.6 m uzunluğunda eğilebilir manometre ile ölçülmüştür. Manometre sıvısı olarak, daha iyi meniscus oluşturması, daha hassas okuma imkanı olması ve kolaylıkla görülebilmesi için renklendirilmiş alkol kullanılmıştır. Küçük basınçlar için manometre eğilebilmektedir.

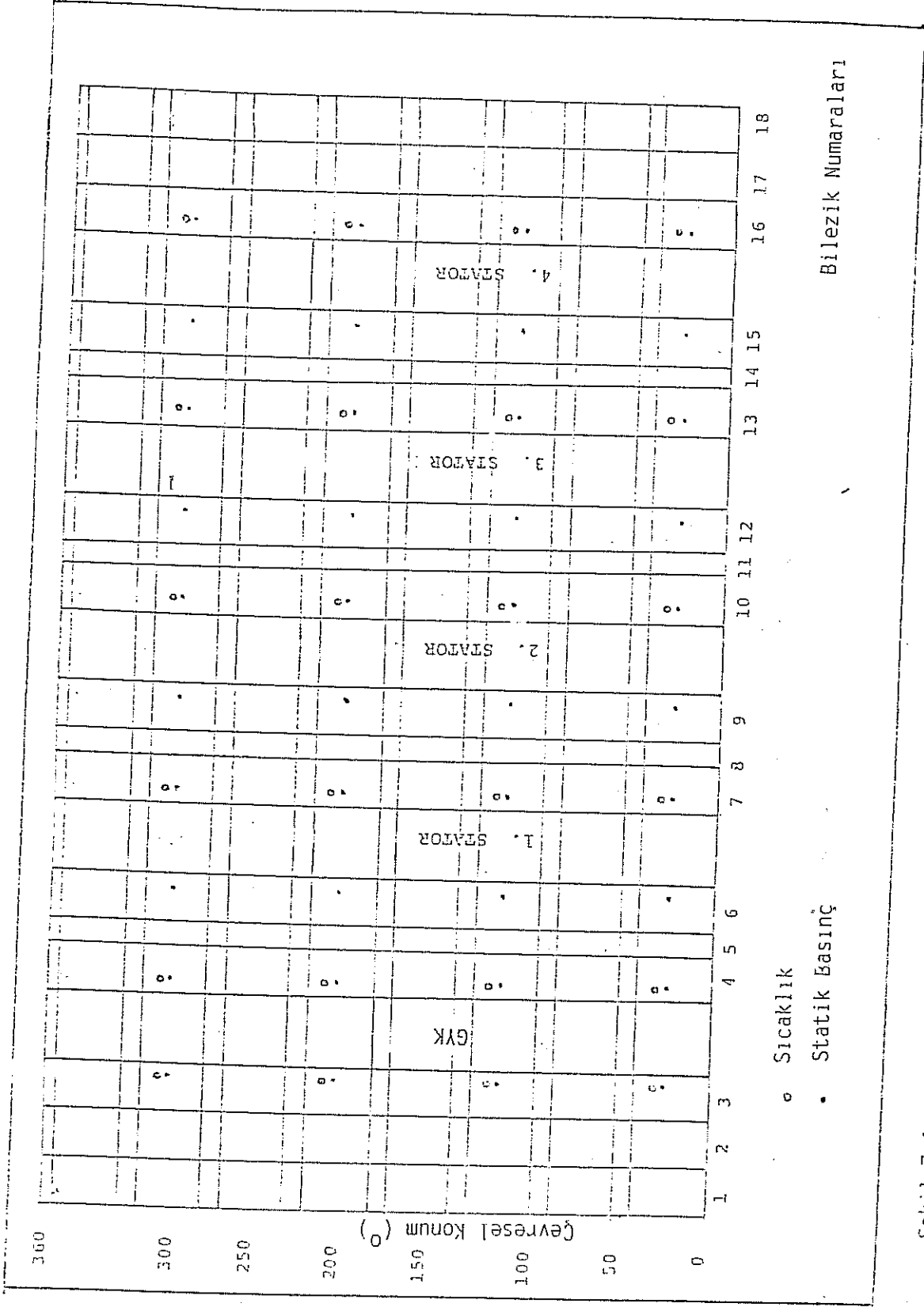


Şekil 7.3 Pitot Tüplerinin Radyal ve Çevresel Konumları

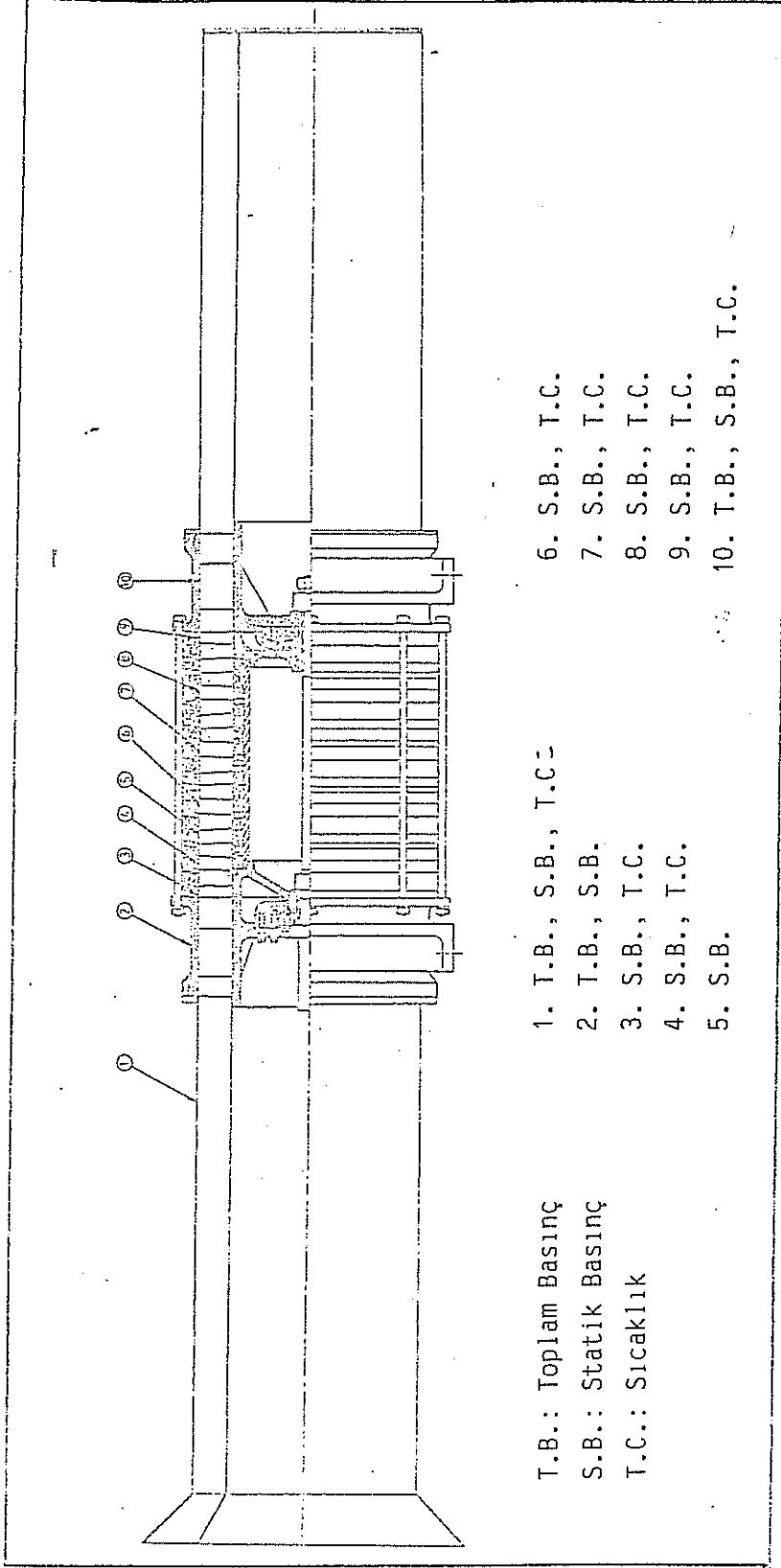
#### 7.2.4 Sıcaklık Ölçümleri

Sıcaklık ölçümleri için termoeleman çiftleri (thermocouple) ve bunların seri bağlanması ile elde edilen "thermo-pile"lar kullanılmıştır. Sıcaklık ölçüm noktalarının aksenal ve çevresel konumları (Şekil 7.4, 7.5 ve Şekil 7.6)'da gösterilmiştir. Her aksenal konumdaki termo eleman çiftleri paralel bağlanmıştır. Termopile bağlantısı ise Şekil 7.7'de gösterildiği gibidir.





Şekil 7.4 Kompresör Gövdesindeki Statik Basınç ve Sıcaklık Ölçüm Uçlarının Çevresel Konumları



Şekil 7.5 Sıcaklık ve Basınç Ölçümlerinin Eksenel Durumları

Thermoeleman çifti olarak bakır-konstantan çifti kullanılmıştır. Kalibrasyon eğrileri referans (42)'den alınmıştır.

### 7.3 VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

#### 7.3.1 Dönme Hızı

Dönme hızı sayısal takometre ile d/d cinsinden doğrudan okunmaktadır. Okunan devir standart sıcaklık olan 288<sup>0</sup>K ile aşağıdaki şekilde düzeltilmektedir;

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (7.1)$$

Burada N takometreden okunan devir sayısı, T<sub>a</sub> ise çevre sıcaklığı, θ ise:

$$\theta = \frac{T_a}{288 \text{ K}} \quad \text{dır.} \quad (7.2)$$

#### 7.3.2 Basınçlar ve Sıcaklıklar

Basınç okunan alkol sütunu yüksekliğinden aşağıdaki şekilde bulunur;

$$P = P_a + \rho_{alc} g (h_{ref} - h) \sin \alpha$$

Burada P hesaplanmak istenen basınç

P<sub>a</sub> çevre basıncı

ρ<sub>alc</sub> alkolün yoğunluğu (802.3 kg/m<sup>3</sup>) (15<sup>0</sup>C'da)

g Standart yerçekimi ivmesi (9.81 m/s<sup>2</sup>)

h<sub>ref</sub> referans basınç seviyesi

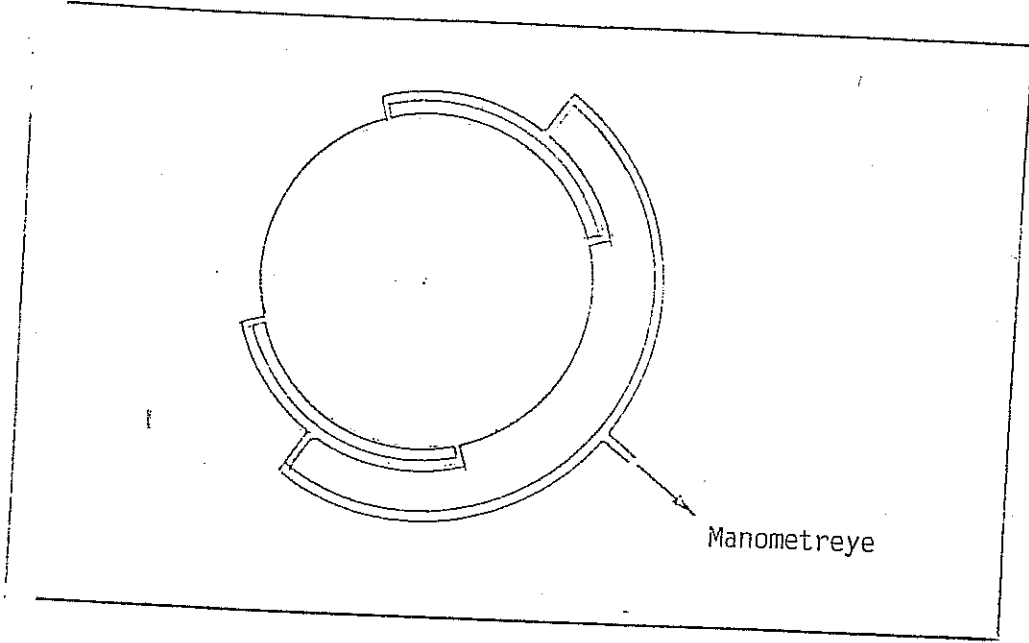
h ölçülen alkol sütunu seviyesi

α manometre eğikliği

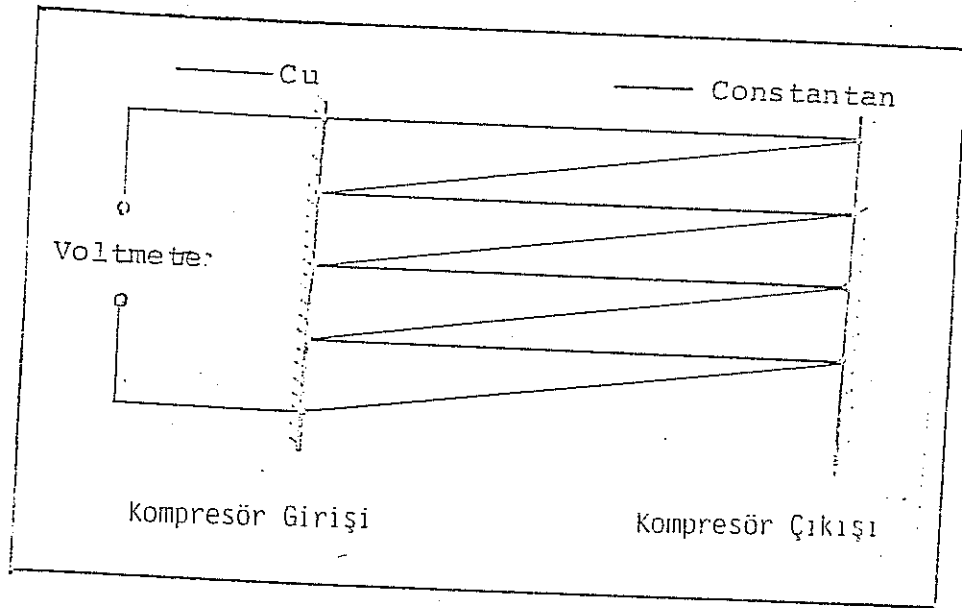
Sıcaklıklar, bakır-konstantan termoeleman çiftleri ve thermopilelerden bakır-konstantanın kalibrasyon eğrisi kullanılarak hesaplanır.

#### 7.3.3 Hava Debisi

Hava debisi 1. ölçüm kesitinde (Şekil 7.6) ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri ile hesap edilir. Her bir pitot tüpünden yerei hava hızı,



Şekil 7.6 Her Eksenel Konumdaki Statik Uçların Manometre Bağlantısı



Şekil 7.7 Thermopile Bağlantısı

$$V_i = \left[ \frac{2(P_{1,i} - P_i)}{\rho} \right]^{1/2} \quad (7.3)$$

olarak hesaplanır.

Bu hız değeri, iç ve dış çapları aşağıda belirtilen çevresel alan parçasından (annulus) geçen havanın ortalama hızı olarak kabul edilmiştir.

$$r_j = (r_i + r_{i-1})/2 \quad (7.4a)$$

$$r_{j+1} = (r_i + r_{i+1})/2 \quad (7.4b)$$

burada  $r_i$  pitot tüplerinin konumlandığı yarıçaplar

$r_j$  alan parçasının sınır çaplarıdır.

Böylelikle  $V_i$  hızının etki alanı

$$A_i = \pi(r_{j+1}^2 + r_j^2) \quad (7.5)$$

olacaktır.

Toplam debi ise,

$$\dot{m} = \rho_{\text{hava}} \sum_{i=1}^7 A_i V_i \quad (7.6)$$

Burada  $\rho_{\text{hava}}$ , 1. ölçüm kesitinde ölçülen basınç ve sıcaklıktan hesaplanmıştır.

Debi, standart basınç ve sıcaklık ile şu şekilde düzeltilir,

$$m_c = \frac{\dot{m} \delta}{\sqrt{\theta}} \quad (7.7)$$

Burada

$$\delta = \frac{P_a}{1.013 \text{ kPa}} \quad ; \quad \theta = \frac{T_a}{288 \text{ K}}$$

dir.

#### 7.4 KADEME PERFORMANS PARAMETRELERİNİN HESAPLANMASI

Akış katsayısı,  $\phi$ , ölçülen aksenal hızdan ve dönme hızından hesaplanır.

$$\phi = \frac{V_a}{U} \quad (7.8)$$

ifadesinde  $V_a$  = ortalama hız

$U$  = ortalama kanatçık yüksekliğindeki kanatçık hızıdır.

Kademe yüklenmesi  $\phi$ , kademe giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı, ortalama kanatçık hızı ve havanın sabit basınçtaki özgül ısısı kullanılarak hesaplanır.

$$\phi = C_p \frac{T_s - T_3}{U^2} \quad (7.9)$$

Kademe basınç artış katsayısı ise;

$$\frac{\Delta P}{\rho U^2} = \frac{P_{14} - P_{12}}{\rho U^2} \quad (7.10)$$

olarak ifade edilebilir.

Burada giriş şartlarından hesaplanan hava yoğunluğudur. Basınç için kullanılan gösterim Tablo 7.1'de verilmiştir.

Kademe verimi;

$$\eta_s = \left( \frac{\rho}{C_p \Delta T} \right) \Delta P \quad (7.11)$$

ifadesinden hesaplanabilir.

Bu ifadede  $\Delta P$  ve  $\Delta T$ , 3. ve 9. ölçüm istasyonları arasındaki statik basınç ve sıcaklık değişimleridir.

#### 7.5 PERFORMANS PARAMETRELERİ

Düzeltilmiş hız ve debi (7.1) ve (7.7) eşitliklerinden hesaplanır. Statik basınç oranı 3. ve 9. ölçüm istasyonlarında ölçülen değerlerin oranıdır.

TABLO 7.1 Basınç Ölçümleri İçin Gösterim

Index	Konum No (Şekil 7.4)	Konum	Cins
1	2	Giriş Parçası (Döküm)	Statik
2	2	Giriş Parçası (Döküm)	Toplam
3,4,5,6	1	Giriş Kanalı	Pitot Tüpleri (Toplam)
7,8,9	1	Giriş Kanalı	Pitot Tüpleri (Statik)
10	3	Kompresör Girişi	Statik
11	4	1. Rotor Girişi	Statik
12	5	1. Rotor Çıkışı	Statik
13	6	1. Kademe Çıkışı	Statik
14	7	2. Kademe Çıkışı	Statik
15	8	3. Kademe Çıkışı	Statik
16	9	Kompresör Çıkışı	Statik
17	-	-	Referans
18	10	Çıkış Parçası (Döküm)	Statik
19	10	Çıkış Parçası (Döküm)	Toplam
20	10	Çıkış Parçası (Döküm)	Toplam

$$R_s = \frac{P_{17}}{P_{11}}$$

Toplam basınç oranı ise, 2. ve 9. ölçüm istasyonlarında ölçülen değerlerin oranıdır.

$$R_t = \frac{P_{20}}{P_2}$$

Toplam "statik-statik" verim,

$$\eta_c = \frac{T'_q - T_3}{T_g - T_3}$$

dir. Burada

$$T'_q = T_2 \left( \frac{P_{17}}{P_{11}} \right)^{k/k-1}$$

dir.

## 7.6 İZLENEN DENEY PLANI

Tasarlanıp imal edilen kompresörün performans deneyleri aşağıda verilen deney planı izlenerek yapılmıştır.

- i) Çevre sıcaklığı ve basıncını, tarih ve zamanı kaydedin. Manometre atmosfer seviyesini ayarlayın ve termostaki su-buz karışımını kontrol edin,
- ii) Yağdanlıkları açın ve her saniyede bir damla yağ gelecek şekilde ayarlayın,
- iii) Aerodinamik stabilite ve kalkış yükünü azaltmak için hava ayar klapasının tam açık olmasına dikkat edin. Deney düzeninin genel durumuna bakın. Milin rahat dönüp dönmediğini kontrol edin.
- iv) Hava girişinin çevresinde, emilip yabancı madde tahribine yolaçabilecek hafif ve serbest cisimler olmamasına dikkat edin.



- v) Varyatörün yağını kontrol edin.
- vi) Hız göstergesinin bağlı olup olmadığını kontrol edin.
- vii) Ana elektrik dolabındaki anahtarı açın ve motor elektrik panelindeki üç uyarı lambasının yandığını görün. (Eğer bunlardan biri/birkaçı yanmıyorsa sigortalarını değiştirin.) Emniyet mandallarını boşaltın ve " " şalterin "0" pozisyonunda olduğuna emin olup kontrol paneline ve " " şaltire elektrik verin voltmetrenin 380 V gösterdiğini ve ampermetrelerin yanındaki lambaların yandığını görün. Motoru konumuna getirerek çalıştırın. Motor yaklaşık 450 rpm hızla dönmeye başlamıştır. Şalteri konumuna getirin.
- viii) Varyatör kolunu gerekli yöne çevirerek hızı istediğiniz değere getirin. Hız göstergesi ve manometreler durgun hale gelinceye kadar bekleyin. Sıcaklıklar için ölçülen millivolt değerlerini selektör yardımı ile, basınçları ise manometreden alkol yüksekliği değişimi olarak okuyun. Dönme hızını sabit tutarak, hava ayar klapesi konumunu değiştirip değişik debilerde değerler alın. Buna alternatif olarak hava ayar klapesi konumunu sabit tutarak değişik dönme hızlarında değerler alınabilir.
- ix) Sistemi durdurmak için hızı 450 dev/dak'ya indirin ve stop-svıclerinin birini kullanarak motoru durdurun. Şalteri "0" konumuna getirin.

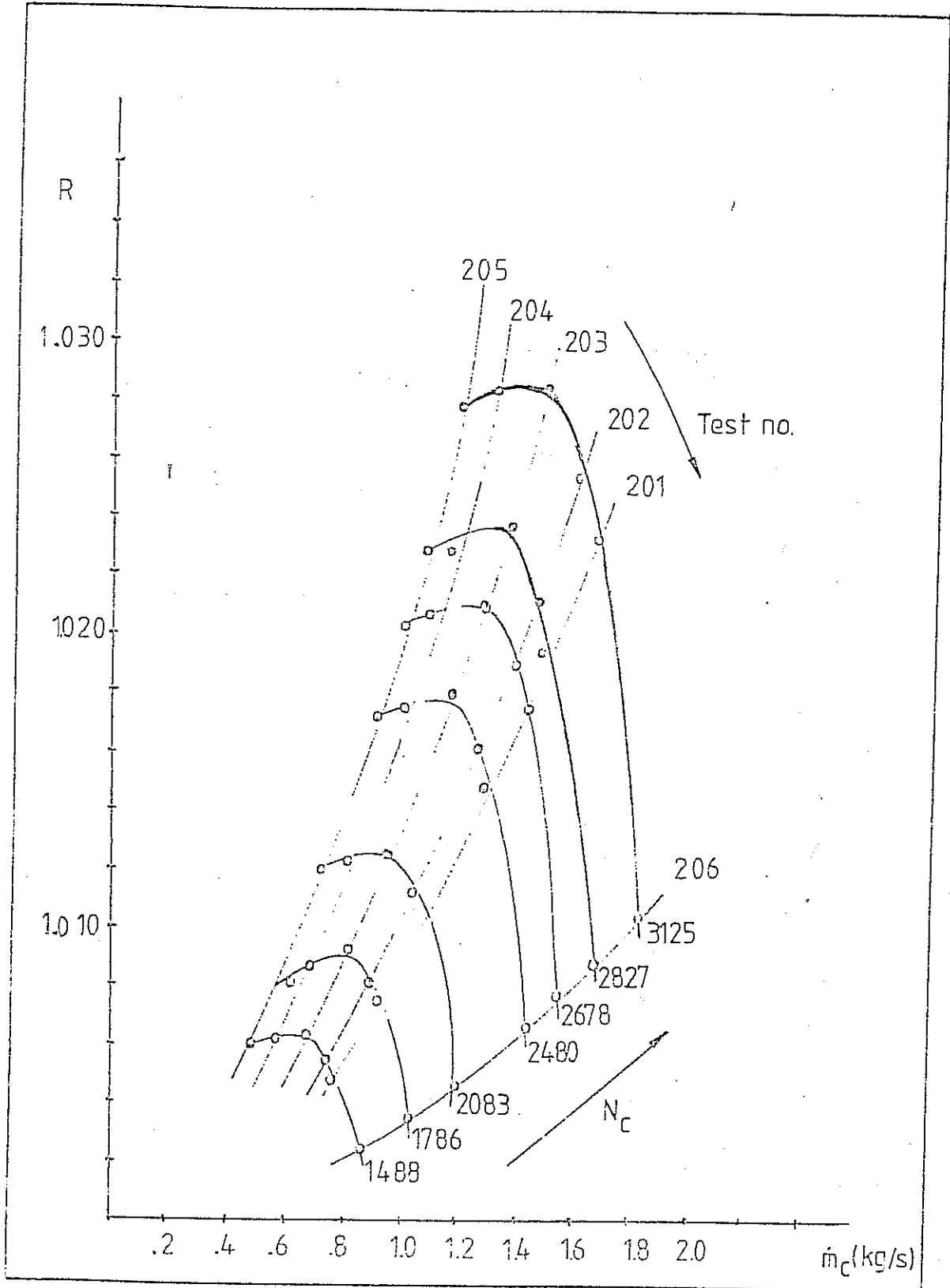
## 7.7 DENEYLER VE DENEY SONUÇLARI

Yapılan deneylerin amacı tasarlanıp, imal edilen kompresörün tüm ve kademe performanslarının çıkarılmasıdır. Deney düzeninin ve ölçüm aletlerinin kontrolü ve denenmesi için yapılan bir dizi ön deneyden sonra iki dizi deney yapılmıştır. Bunlardan 100'den itibaren numaralandırılanlar, dönme hızı sabit tutulup, hava ayar klapesi konumu değiştirilerek yapılmış deneylerdir. 200'den itibaren numaralandırılan ikinci dizi deneyde hava ayar klapesi konumu sabit tutulup dönme hızı değiştirilerek sabit yük (fixed throttle) verileri elde edilmiştir.

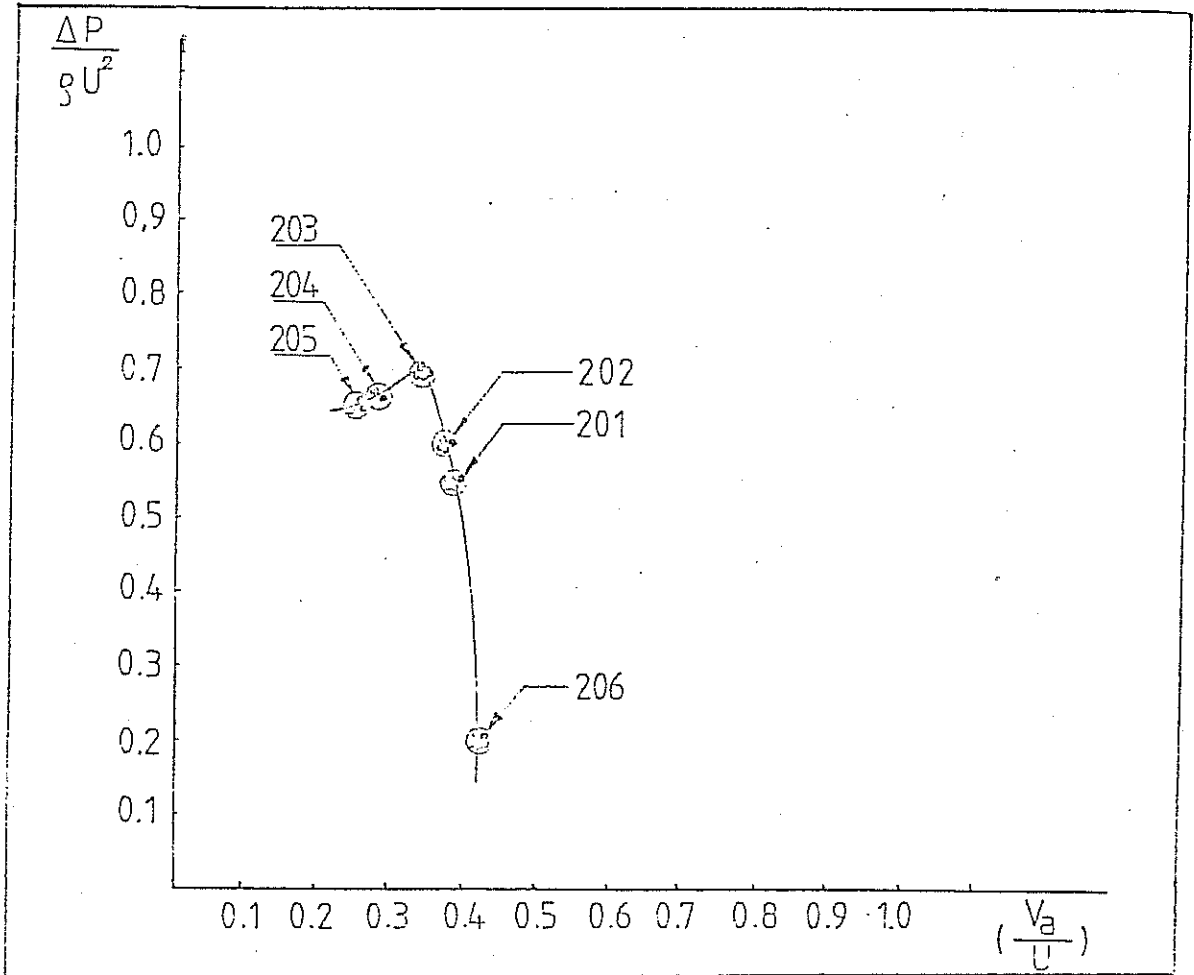
Kompresörün performans haritası Şekil (7.8)'de görülmektedir. Bu harita sabit yük (fixed throttle) eğrileri çizilerek elde edilmiştir. Boyutsuz tüm

performans ise Şekil (7.9)'da verilmektedir. Sabit yük çizgileri,  $\Delta P/U^2$  grafiğinde nokta grupları halinde görülmektedir.

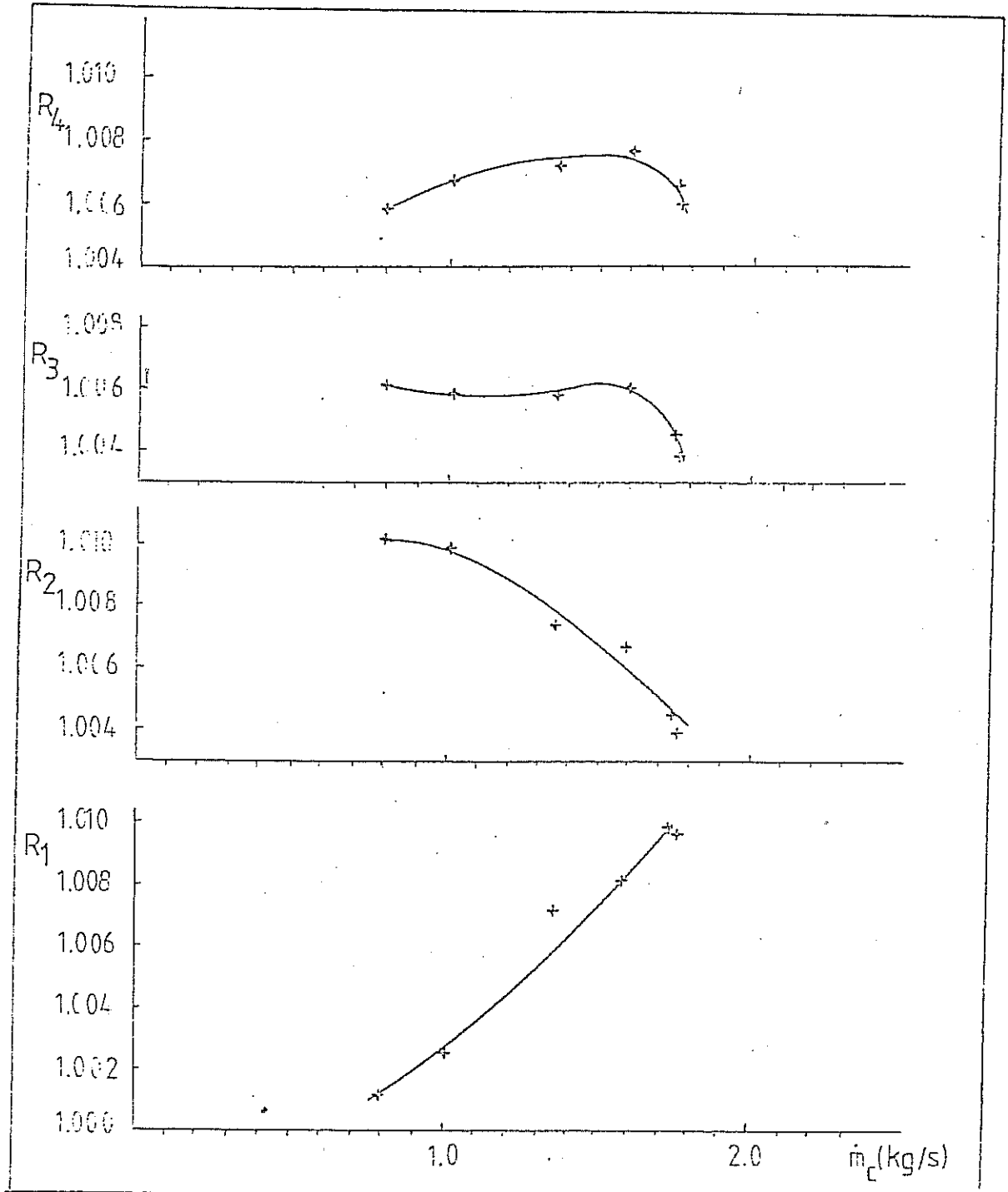
İlgi çekici bir deney sonucu Şekil (7.10)'da görülmektedir. Birinci kademede ayrışma vardır ve bunun etkileri arka kademelerde de görülmektedir. Birinci kademedeki ayrışma durumu Şekil (5.11)'de de görülmektedir. Birinci kademedeki ayrışmanın muhtemel nedenleri ve etkileri bir sonraki kısımda tartışılmıştır.



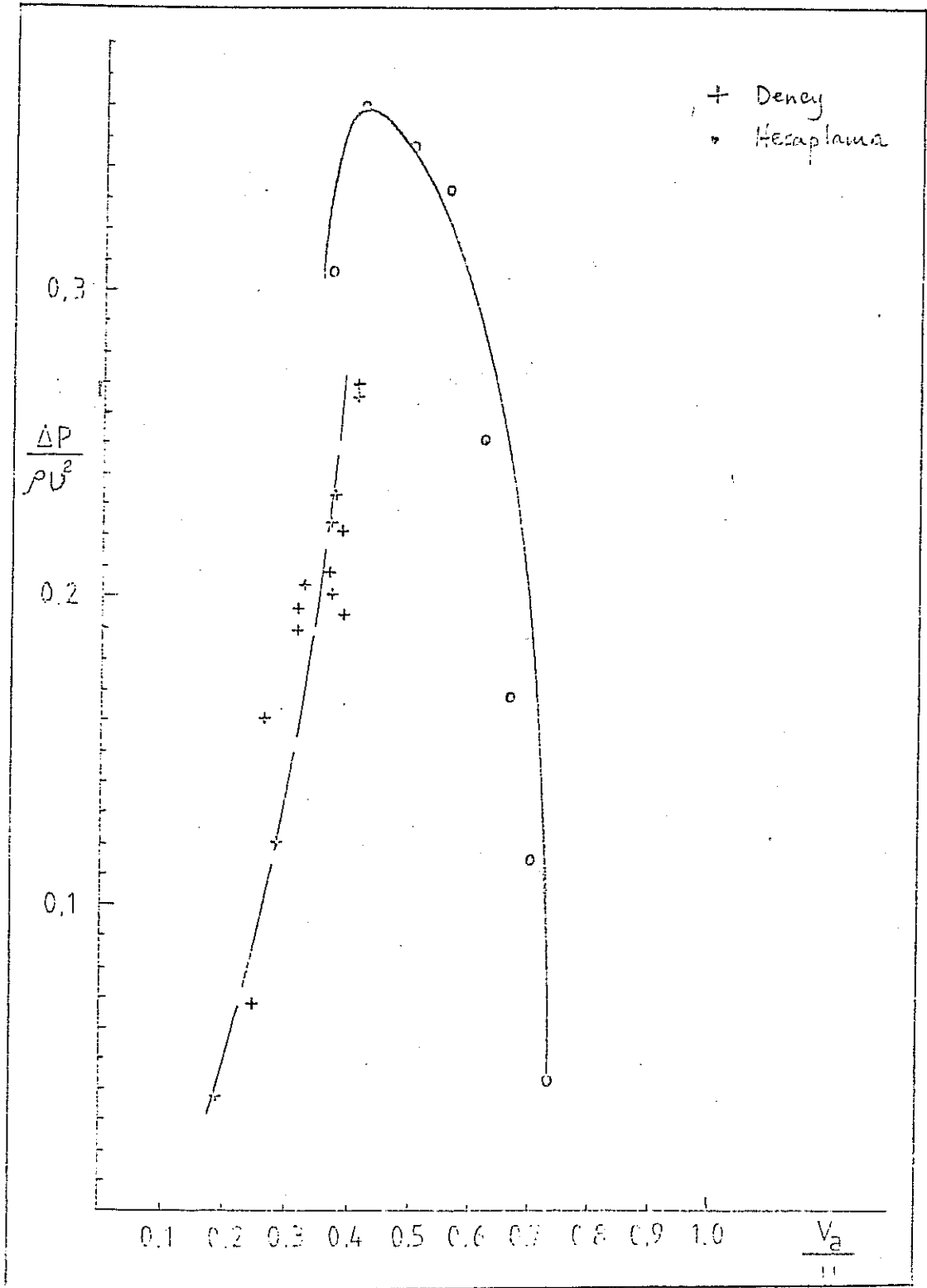
Şekil 7.8 Kompresörün Performans Haritası



Şekil 7.9 Kompresörün Boyutsuz Karakteristiği



Şekil 7.10 Kademe Performansları



Şekil 7.11 İlk Kademenin Karakteristiği

## BÖLÜM 8

### TARTIŞMA, SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın tartışması iki ana konuda yapılabilir. Bu konular, her ne kadar aralarında sebep-sonuç ilişkisi varsa da;

- i) tasarım, imalat ve montaj safhası
- ii) kompresör performansı,

olarak belirlenebilir.

#### 8.1 TASARIM, İMALAT VE MONTAJ SAFHASI

##### 8.1.1 Kanatçık Tasarımı

Kanatçık tasarımı üç safhada yapılmıştır.

- i) Kanatçıkların aerodinamik tasarımı.
- ii) İki boyutlu kanatçık dizini, eşilişkileri ve test sonuçları.
- iii) Sonuçların kompresöre uyarlanması.

Kompresörün aerodinamik tasarımına yeni bir yöntem getirmek yerine klasikleşmiş metodların kullanımı amaçlanmıştır. Zamana bağlı olmayan, vizkoz olmayan, iki boyutlu akış, ortalama yarıçapta çözülmüş ve serbest vortex ve radyal denge kuramı ile kanatçık açılarının radyal yönde değişimleri hesaplanmıştır. Kayıp ve sapmalar için literatürdeki en basit yöntem olan Howell ve Carter eşilişkileri kullanılmıştır. Hız profillerinin aksenal yöndeki değişimi için "yapılan iş faktörü" kullanılmıştır.

##### 8.1.2 Kanatçıkların İmalatı

Kanatçıkların geometrisi, literatürden alınan aerodinamik test sonuçları ile amaca en uygun olarak seçilmiş NACA 65 - A10

veya C4 tipli kompresör kanatçığı temel profilleri ile elde edilebilir. Ancak döküm kalıplarının yapıldığı bakır elektrodların teknik resimden imalinin ülkemizin bugünkü şartlarında, yeterli düzeyde hassasiyetle mümkün olmadığı gözlenmiştir. Bunun üzerine kanatçıklar temin edilmiş benzer bir kompresörün C4 tipli kanatçıklarından kopyalanan bakır elektrodlar vasıtası ile hazırlanan döküm kalıplarında imal edilmiştir. Kanatçık imalindeki hassasiyet kayıpları, eldeki modelin kendi hassasiyetsizliği, elektrod imalindeki hatalar, elektrik aşındırma tezgahında kalıp hazırlama esnasındaki hatalar ve enjeksiyon pres dökümü sırasında tek tek kanatlarda oluşabilecek hatalardır. Burada en çok hata kanatçıkların hücum ve kuyruk kenarlarında, elle yapılan son tesviyenin getirebileceği hatalarla, kanatçığın göbeğe bağlandığı kısmın kanada göre olan tam pozisyonunda oluşabilecek hatalardır.

### 8.1.3 İmalatta Hassasiyet

Bölümdeki imkanlarla imalatta elde edilebilen hassasiyet shaft ve yatak yuvaları için 0.05 mm; diğer kısımlar için ise 0.1 mm'dir. Büyük parçaların imalatındaki hassasiyet kaybı takım tezgahından geldiği kadar alüminyum parçaların geriliminden de oluşmaktadır.

### 8.1.4 Kanatçık Montajı

Rotor kanatçıkları monte edilmeden önce balanslama kolaylığı için 0.05 g hassasiyetle çiftleştirilmişler ve rotor tamburuna 180° aralıkla bağlanmışlardır. Bundan sonra rotor 1500 d/d'da dinamik olarak balans edilmiştir. Stator ve rotor kanatçıklarının tasarımılanan duruş açısında montajı için, hassas olarak imal edilmiş bağlama aparatları kullanılmıştır. Bu aparatla ortalama yarıçaptaki kanatçık krişinin doğrultusu kontrol edilerek ayarlanmaktadır. Balanstan gelmiş olan rotor, daha sonra iyice işaretlenip sökülmeğe ve statorların arasına aynı hassasiyetle monte edilmektedir. Bu montajdan sonra çalıştırılan kompresörün balansının iyi olduğu gözlenmiş, fakat daha sonra bir miktar artan bir balans bozukluğu ortaya çıkmıştır. Tasarımda gövde ve statorların iki yarım silindirin montajından meydana geleceği bir durum bu mahzurları önliyebilirdi. Montaj sırasında gövde içinde sıkı bir şekilde duran rotor ve stator kanatçıkları uçları eğelenerek yerlerine alıştırılmış, tabii bu arada kanat ucu toleranslarının artması ile kompresör kayıplarının artmış ve performans etkilenmiş olduğu söylenebilir.



## 8.2 KOMPRESÖR PERFORMANSI

### 8.2.1 Mekanik Titreşimler

İlk performans deneyleri sırasında gözlenen ve kompresörün çalışmasını tehlikeye atan, rezonans noktalarından geçerken tehlike arzeden mekanik titreşimler gerek deneysel ve gerekse kuramsal olarak incelenmiş, ODTÜ İnşaat ve Makina bölümlerinden konunun uzmanlarının yardımları ile ankaraj ve bağlantı parçaları yeniden, dinamik duyarlılıkları göz önünde bulundurularak tasarımılanmış, kompresör tablası ise kuvvetlendirilmiştir. Böylece rezonans noktası 3000 d/d mertebesine çıkarılmış ve aynı zamanda kardan mili balansı yapılarak titreşimlerin genlikleri düşürülmüştür. Şu anda kompresör rezonans noktası dışında bütün devirlerde titreşimsiz, rezonans noktasında ise biraz dikkatlice çalıştırılabilmektedir.

### 8.2.2 Ölçümler ve Deney Sonuçları

Kompresör performansını belirlemek için kullanılmış olan yöntemler basit olmasına rağmen standart ve güvenilir yöntemlerdir. Güvenilirlik için birçok noktadan alınan basınç ve sıcaklıklar paralel bağlanmış bir düzenden sonra okunmuştur. Bu düzen hem bir nevi ortalama değer göstermekte, hem de zamanın bağlı değişimleri bir ölçüde filitre etmektedir. Sıcaklık ölçümleri verim tesbiti için ölçülmek istenmiş, ancak ölçülen farkların küçük olması nedeni ile yeterli hassasiyet mümkün olmamıştır. Debi ölçümü giriş kanalında çok uçlu pitot tüpü sıraları ile ölçülen hız profillerinin integrasyonu ile elde edilmiştir. Bu yöntem epeyce hassas olabilmesine karşın hızlı bir debi ayarı için çok uygun değildir. Çıkışa konulacak debi ayar vanasındaki basınç düşümünün debiye karşı kalibrasyonu, hassas olmıyan, ancak kolay bir debi ayarına imkan verecek bir yöntem olabilir.

Ölçülen verilerle ilgili bir hata analizine gerek görülmemiştir. Buna sebep yapılmış olan ön-performans deneylerinin amacının niceliksel bir hassasiyetten çok niteliksel önemidir. Ölçümlerin klasik yöntemlerle yapılmış olması ve ölçüm aletlerinin basitliği esas hataların akış koşullarındaki değişimlerden oluştuğu izlenimini vermektedir.

### 8.2.3 Kompresör Performansı

Ölçülen kompresör performansı, beklenilene göre düşük çıkmıştır (Şekil 7.8). Bunun izahı için kademe performanslarına (Şekil 7.10) ve özellikle birinci kademe performansına bakıldığı takdirde (Şekil 7.11) birinci kademenin tasarım noktasına göre çok düşük debide (veya akış katsayısında) çalışmakta olduğu ve bu durumun bu kademenin dengesiz bir durumda ve kanatçık ayrışmasına maruz bir şekilde (stalled) görev yaptığı görülmektedir. Bunu takip eden kademeler, kendilerini toparlamakta ve ayrışık rejimden kurtulmakta ve tasarımılanan performansı sağlamaktadırlar. Ancak birinci kademe tüm performansı önemli ölçüde etkilemektedir. Bu durumun sebepleri incelendiğinde, hava alığı ve giriş kanalında oluşan bpozuk akış (distorted flow) koşulları ve dönel akımın (swirling flow) yol açtığı, çok yüksek çarpma açısının (incidence), kanatcıklarda ayrışmaya sebep olduğu söylenebilir. Ancak bu durumun kesin olarak belirlenip giderilmesi ve/veya incelenmesi için daha planlı ve hassas deneylere gereksinim vardır. Böyle bir çalışma, sıcak tel anemometresi ve MINC veri toplama sistemleri de kullanılarak şu anda yapılmaktadır.

### 8.3 SONUÇLAR

Bu çalışmada, tasarımılanıp imal edilen kompresör, temel ve klasik aerodinamik tasarım yöntemleri ve basit imalat yöntemleri kullanılarak geliştirilmiştir. Bu gelişim sırasında karşılaşılan çeşitli zorluk ve problemlerin her biri araştırmacılara ve bilgi birikimlerine çok kıymetli tecrübeler kazandırmıştır. Bu problemler arasında mekanik titreşim ve aerodinamik kanatçık ayrışması olaylarını sayabiliriz. Özellikle ikinci problem birçok araştırmacının üzerinde çalıştığı güncel bir konudur.

Bir aksenel kompresörün tasarımı, yalnızca bir aerodinamik tasarım problemi olarak alınmamalıdır. Geliştirme döneminde karşılaşılan güçlüklerin nedeni genellikle mekanik, imalatla ilgili ve montajla ilgilidir. Buna birkaç örnek vermek gerekirse, kanatçık imalatında karşılaşılan problemler, imalattaki tolerans problemi, balanslama problemi, beklenmeyen parça kırılma ve dayanımsızlıkları, mekanik titreşimler vb., gösterilebilir. Bu problemlerin çözümlerinde değişik konulardan uzmanlara danışılmıştır. Bütün bu problemlerin halledilmesi ile kompresörün mekanik olarak güvenilir bir çalışma gösterdiği ancak dar bir hız bölgesinde (2950-3050 d/d) bir miktar dikkatli olmak gerektiği söylenebilir. Yapılan

ön performans deneylerinde kompresör aerodinamik olarak incelenmiş ve görülen aerodinamik problemlerin teşhisi ancak kısıtlı ölçüm sistemleri ile yapılmaya çalışılmıştır.

Kademe performansının incelenmesi ile tipik bir kanatçık ayrışması problemi olarak ortaya çıkmakta, ancak ölçüm sistemlerinin yetersizliği, sebepleri ile ilgili spekülasyonlar dışında bir fikir yürütmeye imkan vermemektedir.

#### 8.4 ÖNERİLER

##### 8.4.1 Birinci Kademenin Aerodinamik Performansı

Birinci kademedeki kanatçık ayrışması problemi için, ilk olarak durumu tam olarak belirleyici deneyler gerekmektedir. Yawmetreler ve sıcak tel anemometresi yardımı ile kompresör girişindeki akışın haritası çıkarılmalı ve dönel akışlar incelenmelidir. Zamana bağlı değişimler ve üç boyutlu akış bozuklukları dikkate alınmalıdır. Ancak bu durumda dönel ayrışma (rotating stall) tipinde bir olay görülebilir. Giriş kanalları ve hava alığı, bu durumu giderici bir şekilde düzeltilmeli veya yeniden yapılmalıdır. Değişik duruş açıları ile GYK'larının performansa etkisi yine bu durum ile ilgili bir araştırma konusudur.

##### 8.4.2 Veri Toplama Sistemi ve Sayısal Akış Görüntüleme

Önce debinin kolayca ve kalibreli bir şekilde ayar edilebileceği bir klape mekanizması gereklidir. Bu çalışma noktasının istenilen yere kolayca ayarlanabilmesini sağlayacaktır. Bir "torque-cell" ünitesi, kompresör verimini tayin için en iyi yöntem olarak tavsiye edilebilir. Sıcaklık ölçümleri ile verim tesbiti yeterli hassasiyetle sonuç vermemektedir.

Ancak bundan sonra kompresör performansının yeterli hassasiyetle belirlenip, çalışma noktasının ayarlanması pratik hale gelebilir. detaylı aerodinamik araştırmalar ancak bundan sonra sağlık kazanabilir. Bu kompresör üzerinde yapılabilecek birçok araştırmanın belkide ilkinin detaylı akış aerodinamiğinin tesbiti olması gereklidir. Bu deneylerde basınç transducerleri ve sıcak tel anemometreleri ile yawmetrelerin kullanımı gerekli olacaktır. Basınç transducerlerinin ve sıcak tel

anemometrelerinin verileri MINC veri toplama sistemi ile yapılabilmektedir. Alınan bu verilerin değerlendirilmesi ile sistemin, özellikle giriş kanalının bir akış haritası çıkarılmaktadır. Bu da kompresör sisteminin iyi tanımlanması yanında birçok aerodinamik olayın teşhis ve tedavisi için gereklidir.

## ÖZET

Bu araştırmada yapılan işler řu şekilde özetlenebilir.

- i. Tasarımlanacak kompresörün belirlenmesi
- ii. Tasarım kriterlerinin belirlenmesi ve tasarım noktasının tesbiti
- iii. Aerodinamik tasarım ve kompresörün aerodinamik geometrisinin belirlenmesi
- iv. Mekanik tasarım ve mukavemet hesaplarının yapılması
- v. Kompresör parçalarının imalatı, temini ve montajı
- vi. Deney düzeni ve ölçüm sistemlerinin kurulması
- vii. Çeşitli mekanik ve aerodinamik problemlerin tesbiti ve bu konularda yapılmış olan çalışmalar
- viii. Kompresör performansının belirlenmesi

## SUMMARY

The activities within this research programme could be summarized as follows:

- i. Decision on the type and specifications of the compressor to be designed
- ii. Decision on the design criteria and specification of the design point
- iii. Aerodynamic design and the determination of the aerodynamic geometry of the compressor
- iv. Mechanical design and strength calculations
- v. Manufacturing of compressor parts, purchasing parts, and assembly of the compressor
- vi. Setting up the rig and putting up the instrumentation system
- vii. Encountering various mechanical and aerodynamic problems and attempts to solve these problems
- viii. Determination of compressor performance

## KAYNAKLAR

1. Howell, A.R., "Fluid Dynamics of Axial Compressors", Proc. Instn Mech. Engrs, Lond. 153 (1945).
2. Carter, A.D.S., "Low Speed Performance of Related Aerfoils in Cascade", ARC CP No 29 (1950).
3. Erwin, J.R., Savage, M., Emery, J.C., "Two-Dimensional Low Speed Cascade Investigation of NACA Compressor Blade Sections Having a Systematic Variation in Mean Line Loading", NACA TN 3817, (1956).
4. Horlock, J.H., "Axial Flow Compressors", Butterworth Publications New York (1973).
5. Leiblein, S., "Experimental Flow in Two Dimensional Cascades", Ch. IV NASA SP-36, (1965).
6. Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamutto, H.I.H., "Gas Turbine Theory", Longman Group Ltd. (1972).
7. Eralp, O.C., TÜBİTAK MAG 597 Projesi 1. Ara Raporu, Mayıs (1983).
8. Howell, A.R., Bonham, R.P., "Overall and Stage Characteristics of Axial Flow Compressors", Proc. Insth. Mech. Engrs, London 163 (1950).
9. Horlock, J.H., "Axial Flow Turbines", Butterworth Publication New York (1973).
10. Howell, A.R., "Design of Axial Compressors", Proc. Instn Mech. Engrs. London 153 (1945).
11. Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E., "Fundamentals of Classical Thermodynamics", John Wiley and Sons (1976).
12. Sabersky, R.H., Acosta, A.J., Hauptmann, E.G., "Fluid Flow", Collier MacMillan International Editions London (1971).

13. Wallis, R.A., "Axial Flow Fans and Ducts", John Wiley and Sons Inc. (1983).
14. Üçer, A.Ş., "Turbomachinery", METU Publications (1982).
15. Leiblein, S., "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades", NASA SP-36 Ch. IV., (1965).
16. Horlock, J.H., "A Rapid Calculation Method for the Off Design Performance of Compressors and Turbines", The Aeronautical Quarterly V.IX Nov.(1958).
17. Chauvin, J., "Off-Design Performance of Axial Compressors", VKI Course Note 100 Feb., (1977).
18. Howell, A.R., Calvert, A., "A New Stage Stacking Technique For Axial-Flow Compressor Performance Prediction" ASME 78-GT-139, (1978).
19. Dimmock, N.A., "A Compressor Routine Test Code", ARC RAM No. 3337.
20. Colpin, J., Kool, P., "Experimental Study of An Axial Compressor Rotor Transfer Function with Non-Uniform Inlet Flow", ASME 78-GT-69.
21. Gostelow, J.P., "A Nef Approach to the Experimental Study of Turbo-machinery Flow Phenomena", ASME 76-GT-47.
22. Dransfield, D.C., Calvert, W.J., "Detailed Flow Measurements in a Four Stage Axial Compressor", ASME 76-GT-46.
23. Eralp, O.C., "Stability and Response of Compressor Duct Systems with Planar Unsteadiness", CIT Ph.D., Thesis, (1980).
24. "Characteristics of a Model Low Speed Axial Flow Compressor. PROP/PL 936/RWS/DB.
25. Jakson, J.R., Yohner, P.L., "Effects of Design and Measurement Errors on Compressor Performance", Ch. XVI. NASA SP 36, (1965).
26. Peacock, R.E., Das, D.K., "An Experimental Study of Pulsating Flow in a Three Stage Axial Flow Compressor", ASME WA San Fransisco (1978).



27. Peacock, R.E., Eralp, O.C., "Compressor Response to Spatially Repetitive Transients", ASME 79-GT-1s r-14 (1979).
28. Colpin, J., "Propagation of Inlet Flow Distortions Through an Axial Compressor Stage", ASME 78-GT-34.
29. Collacot, R., "Simulators International Guide" Addison-Wesley, (1973).
30. Wagner, J.H., Kiishi, T.H., Holbrook, G.J., "Periodically Unsteady Flow in an Imbedded Stage of a Multistage Axial Flow Turbine", ASME 78-GT-6, (1978).
31. Fleeter, S., Jay, R.L., Bennet, W.A., "Rotor Wake Generated Unsteady Aerodynamic Response of a Compressor Stator", ASME 78-GT-112, (1978).
32. Cossar, B.F.J., Moffat, W.C., Peacock, R.E., "Compressor Rotating Stall in Uniform and Non-Uniform Flow", ASME 79-GT-1sr-18 (1979).
33. Gallus, H.E., Lambertz, J., "Blade Row Interaction in an Axial Flow Subsonic Compressor Stage", ASME 79-GT-92, (1979).
34. McKenzie, A.B., "Design of Axial Compressor Blading Based on Tests of a Low Speed Compressor", Proc. Instn. Mech. Eng. Vol. 194 pp.103-111, (1980).
35. Abbott, I.H., "Theory of Wing Sections", Dower Publications New York (1959).
36. Horlock, Shaw, Pollard, Lewcowicz, "Reynolds Number Effects in Cascades and Axial Flow Compressors", Trans. of the ASME, Journal of Ang. Power, p. 236 (1964).
37. Eralp, O.C., Hatip, Ö.E., "Eksenel Bir Deney Kompresörü Tasarımı", 1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 19-21 Eylül 1984, ODTÜ, Ankara.
38. Abernety, Thompson, J.W. Jr., "Handbook, Uncertainty in Gas Turbine Measurements", Arnold Engineering Development Center Rep. No. AEDC-TR-73 5, February, (1973).

39. Stodola, A., "Steam and Gas Turbines", McGraw Hill Book Co. (1927).
40. Roark, J.A., "Formulas for Stress and Strain", McGraw Hill Book Co. (1976).
41. Shigley, J.E., "Mechanical Engineering Design", McGraw Hill, (1977).
42. Holman, J.P., "Experimental Methods for Engineers", McGraw Hill, (1977).
43. SKF General Catalogue 3014. TR. 12.
44. Arınç, G., Special Report.
45. Metals Handbook Volume 1, Properties and Selection pp. 950, ASM, (1961).
46. Hatip, Ö.E., "Design and Construction of an Axial Flow Research Compressor", A Master Thesis in Mechanical Engineering, METU, (1985).

EK 1 DENEY SONUÇLARI

21/5/1985  
 TEST 103  
 FN=89125 PA  
 TA=291.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=2681

	H(CH)	P(PA)
1	43.3	88865
2	40.1	89117
3	42.0	88968
4	41.2	89031
5	41.2	89031
6	41.1	89038
7	41.1	89038
8	41.4	89015
9	42.1	88960
10	43.7	88834
11	43.5	88850
12	43.7	88834
13	37.5	89322
14	36.8	89377
15	33.4	89644
16	38.7	89857
17	26.3	90203
18	40.0	89125
19	26.8	90164
20	21.7	90565

N=1.244  
 AV. VEL=18.6  
 CORR. MASS=1.425  
 PS1=1.0059:R1=1.0061  
 PS2=1.0089:R2=1.0030  
 PS3=1.0113:R3=1.0024  
 PS4=1.0152:R4=1.0039  
 R TOTAL=1.0163  
 R STATIC=1.0146  
 VIN=21.80:VOUT=27.33  
 TIN=292.2:TOUT=292.2

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=2681

	H(CH)	P(PA)
1	43.1	88881
2	41.2	89031
3	41.9	88975
4	41.2	89031
5	41.0	89046
6	41.0	89046
7	41.0	89046
8	41.3	89023
9	42.1	88960
10	43.5	88850
11	43.4	88857
12	43.5	88850
13	37.4	89330
14	36.5	89400
15	32.8	89692
16	29.7	89936
17	24.9	90313
18	40.0	89125
19	24.4	90353
20	20.5	90660

N=1.215  
 AV. VEL=18.2  
 CORR. MASS=1.391  
 PS1=1.0061:R1=1.0062  
 PS2=1.0094:R2=1.0033  
 PS3=1.0121:R3=1.0027  
 PS4=1.0164:R4=1.0042  
 R TOTAL=1.0183  
 R STATIC=1.0166  
 VIN=16.80:VOUT=23.91  
 TIN=292.2:TOUT=293.2

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2681

	H(CH)	P(PA)
1	42.9	88897
2	41.2	89031
3	41.8	88983
4	41.1	89038
5	41.0	89046
6	40.9	89054
7	41.0	89046
8	41.2	89031
9	42.0	88968
10	43.3	88865
11	43.1	88881
12	43.0	88889
13	38.0	89282
14	36.5	89400
15	31.9	89762
16	27.7	90093
17	22.1	90534
18	40.0	89125
19	22.5	90502
20	18.0	90057

N=1.178  
 AV. VEL=17.6  
 CORR. MASS=1.349  
 PS1=1.0058:R1=1.0058  
 PS2=1.0099:R2=1.0040  
 PS3=1.0136:R3=1.0037  
 PS4=1.0186:R4=1.0049  
 R TOTAL=1.0205  
 R STATIC=1.0181  
 VIN=15.89:VOUT=25.67  
 TIN=292.2:TOUT=293.3

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2680

	H(CH)	P(PA)
1	42.4	88936
2	41.0	89046
3	41.5	89007
4	40.9	89054
5	40.9	89054
6	40.9	89054
7	41.0	89046
8	41.1	89038
9	41.6	88999
10	42.7	88912
11	42.5	88928
12	42.0	88905
13	38.3	89259
14	36.4	89400
15	31.0	89833
16	26.5	90188
17	21.0	90620
18	40.0	89125
19	21.2	90605
20	17.2	90919

N=1.038  
 AV. VEL=15.6  
 CORR. MASS=1.198  
 PS1=1.0054:R1=1.0057  
 PS2=1.0102:R2=1.0048  
 PS3=1.0142:R3=1.0039  
 PS4=1.0190:R4=1.0048  
 R TOTAL=1.0210  
 R STATIC=1.0188  
 VIN=14.42:VOUT=24.21  
 TIN=292.4:TOUT=293.8

22/5/1985  
 TEST 184  
 PR=89125 PA  
 TR=292.2 K  
 RUN 1

CORRECTED SPEED=3157

H(CH)	P(PA)
1 44.5	88771
2 41.7	88991
3 42.7	88912
4 41.7	88991
5 41.5	89807
6 41.4	89815
7 41.6	88999
8 41.9	88975
9 42.0	88968
10 45.1	88724
11 44.9	88739
12 45.2	88716
13 36.8	89377
14 35.9	89448
15 31.5	89794
16 27.8	90885
17 21.8	90557
18 40.0	89125
19 22.5	90582
20 15.3	91869

N=1.484  
 RV,VEL=22.3  
 CORR, MASS=1.659  
 PS1=1.0068;R1=1.0023  
 PS2=1.0119;R2=1.0039  
 PS3=1.0152;R3=1.0032  
 PS4=1.0205;R4=1.0052  
 K TOTAL=1.0233  
 R STATIC=1.0195  
 VIN=20.41;VOUT=32.45  
 TII=292.2;TOUT=293.0

RUN 2

CORRECTED SPEED=3143

H(CH)	P(PA)
1 44.4	88779
2 41.7	88991
3 42.7	88912
4 41.6	88999
5 41.5	89807
6 41.4	89815
7 41.6	88999
8 41.8	88968
9 42.9	88975
10 45.0	88731
11 44.7	88755
12 45.0	88731
13 36.5	89400
14 35.5	89479
15 30.5	89873
16 26.1	90219
17 19.4	90746
18 40.0	89125
19 20.0	90699
20 13.2	91234

N=1.451  
 RV,VEL=21.0  
 CORR, MASS=1.663  
 PS1=1.0052;R1=1.0084  
 PS2=1.0126;R2=1.0044  
 PS3=1.0165;R3=1.0039  
 PS4=1.0224;R4=1.0058  
 K TOTAL=1.0252  
 R STATIC=1.0216  
 VIN=20.06;VOUT=31.56  
 TII=292.7;TOUT=294.0

RUN 3

CORRECTED SPEED=3127

H(CH)	P(PA)
1 43.9	88218
2 41.4	89015
3 41.7	88991
4 41.6	88999
5 41.4	89815
6 41.4	89815
7 41.5	89807
8 41.7	89991
9 41.8	89883
10 43.0	88889
11 42.8	88905
12 42.5	88928
13 37.5	89522
14 35.0	89519
15 27.3	90125
16 21.3	90589
17 14.0	91171
18 40.0	89125
19 14.4	91148
20 9.4	91533

N=1.888  
 RV,VEL=16.3  
 CORR, MASS=1.248  
 PS1=1.0069;R1=1.0066  
 PS2=1.0137;R2=1.0068  
 PS3=1.0189;R3=1.0052  
 PS4=1.0255;R4=1.0064  
 K TOTAL=1.0281  
 R STATIC=1.0251  
 VIN=14.95;VOUT=27.05  
 TII=293.2;TOUT=295.2

RUN 4

CORRECTED SPEED=3112

H(CH)	P(PA)
1 42.7	88912
2 41.2	89031
3 41.7	88991
4 41.2	89031
5 41.0	89046
6 41.0	89046
7 41.0	89046
8 41.2	89031
9 41.8	89883
10 43.0	88889
11 42.8	88905
12 42.5	88928
13 37.5	89522
14 35.0	89519
15 27.3	90125
16 21.3	90589
17 14.0	91171
18 40.0	89125
19 14.4	91148
20 9.4	91533

N=1.888  
 RV,VEL=16.3  
 CORR, MASS=1.248  
 PS1=1.0069;R1=1.0066  
 PS2=1.0137;R2=1.0068  
 PS3=1.0189;R3=1.0052  
 PS4=1.0255;R4=1.0064  
 K TOTAL=1.0281  
 R STATIC=1.0251  
 VIN=14.95;VOUT=27.05  
 TII=293.2;TOUT=295.2

RUN 5

CORRECTED SPEED=3102

H(CH)	P(PA)
1 42.0	88968
2 40.9	89054
3 41.3	89023
4 40.9	89054
5 40.8	89062
6 40.8	89062
7 40.7	89070
8 40.9	89054
9 41.3	89023
10 42.2	88952
11 42.0	88968
12 40.6	89078
13 39.6	89156
14 35.7	89463
15 27.3	90125
16 21.3	90597
17 14.5	91132
18 40.0	89125
19 14.6	91124
20 10.0	91486

H=0.923  
 RV,VEL=13.8  
 CORR, MASS=1.052  
 PS1=1.0056;R1=1.0043  
 PS2=1.0130;R2=1.0074  
 PS3=1.0183;R3=1.0052  
 PS4=1.0243;R4=1.0059  
 K TOTAL=1.0273  
 R STATIC=1.0242  
 VIN=12.80;VOUT=25.96  
 TII=293.2;TOUT=295.5

RUN 6

CORRECTED SPEED=3070

H(CH)	P(PA)
1 41.6	89078
2 40.7	89149
3 41.0	89123
4 40.7	89149
5 40.7	89149
6 40.6	89156
7 40.7	89149
8 40.7	89149
9 41.0	89123
10 41.5	89026
11 41.5	89066
12 38.7	89306
13 36.1	89511
14 35.6	89558
15 26.1	90298
16 20.4	90746
17 14.0	91250
18 41.0	89125
19 14.1	91242
20 10.0	91565

H=0.708  
 RV,VEL=10.6  
 CORR, MASS=0.813  
 PS1=1.0052;R1=1.0027  
 PS2=1.0136;R2=1.0033  
 PS3=1.0186;R3=1.0050  
 PS4=1.0243;R4=1.0056  
 K TOTAL=1.0271  
 R STATIC=1.0243  
 VIN=11.58;VOUT=24.53  
 TII=293.7;TOUT=296.5

27/3-1985  
 TEST 105  
 PA=89058 PA  
 TA=294.7 K  
 RUN 1

CORRECTED SPEED=2825

H(CM)	P(PA)
1 43.7	86767
2 41.3	89556
3 42.2	88885
4 41.3	89556
5 41.3	89556
6 41.3	89556
7 41.3	89556
8 41.6	89332
9 42.4	88878
10 44.1	88736
11 41.9	88989
12 44.1	88736
13 37.2	89279
14 37.3	89271
15 32.9	89617
16 30.8	89845
17 25.1	90231
18 40.8	89058
19 23.7	90184
20 26.8	90633

H=1.299  
 AV.VEL=19.7  
 CORR. MASS=1.496  
 PS1=1.0041:R1=1.0060  
 PS2=1.0080:R2=1.0039  
 PS3=1.0105:R3=1.0025  
 PS4=1.0149:R4=1.0043  
 R TOTAL=1.0188  
 R STATIC=1.0169  
 VIH=18.99:VOUT=29.87  
 TIH=295.2:TOUT=295.8

RUN 2

CORRECTED SPEED=2823

H(CM)	P(PA)
1 43.8	88622
2 41.2	88264
3 41.8	88917
4 41.1	88972
5 41.0	88980
6 41.1	88972
7 41.2	88964
8 41.4	88948
9 42.8	88901
10 43.3	88799
11 43.2	88807
12 42.9	88838
13 38.4	89184
14 36.3	89350
15 38.2	89830
16 25.0	90239
17 18.6	90743
18 40.8	89058
19 19.8	90711
20 14.3	91081

H=1.144  
 AV.VEL=17.3  
 CORR. MASS=1.318  
 PS1=1.0061:R1=1.0059  
 PS2=1.0115:R2=1.0054  
 PS3=1.0161:R3=1.0046  
 PS4=1.0218:R4=1.0056  
 R TOTAL=1.0238  
 R STATIC=1.0213  
 VIH=16.45:VOUT=26.38  
 TIH=295.7:TOUT=297.2

RUN 3

CORRECTED SPEED=2819

H(CM)	P(PA)
1 43.5	88783
2 41.3	88956
3 42.0	88901
4 41.3	88956
5 41.1	88972
6 41.2	88964
7 41.2	88964
8 41.4	88948
9 42.2	88885
10 43.8	88759
11 43.7	88767
12 43.7	88779
13 37.2	89279
14 36.6	89326
15 31.5	89727
16 21.7	90026
17 22.0	90475
18 40.8	89058
19 22.5	90436
20 17.1	90861

H=1.250  
 AV.VEL=19.0  
 CORR. MASS=1.443  
 PS1=1.0063:R1=1.0063  
 PS2=1.0108:R2=1.0045  
 PS3=1.0142:R3=1.0033  
 PS4=1.0192:R4=1.0050  
 R TOTAL=1.0214  
 R STATIC=1.0186  
 VIH=18.22:VOUT=26.35  
 TIH=295.4:TOUT=298.0

RUN 4

CORRECTED SPEED=2820

H(CM)	P(PA)
1 41.9	88909
2 40.9	88988
3 41.2	88964
4 40.8	88995
5 40.7	89003
6 40.7	89003
7 40.7	89003
8 40.9	88988
9 41.2	88964
10 41.9	88909
11 41.8	88917
12 40.7	89003
13 37.6	89247
14 36.5	89334
15 29.5	89685
16 24.7	90263
17 18.8	90727
18 40.8	89058
19 19.8	90711
20 15.2	91010

H=0.831  
 AV.VEL=12.6  
 CORR. MASS=0.958  
 PS1=1.0047:R1=1.0037  
 PS2=1.0109:R2=1.0062  
 PS3=1.0151:R3=1.0042  
 PS4=1.0204:R4=1.0051  
 R TOTAL=1.0227  
 R STATIC=1.0203  
 VIH=12.27:VOUT=23.74  
 TIH=256.2:TOUT=297.7

24/5/1985  
 TEST 187  
 PA=89125 PA  
 TA=293.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=3074

H(CM)	P(PA)
1 45.0	88731
2 41.9	88975
3 43.1	88881
4 42.0	88968
5 41.7	88991
6 41.8	88983
7 41.9	88975
8 42.2	88952
9 43.3	88865
10 45.7	88676
11 43.4	88780
12 45.6	88684
13 36.3	89416
14 34.7	89542
15 30.3	89888
16 25.8	90243
17 18.9	90786
18 40.0	89125
19 19.6	90731
20 11.8	91344

H=1.527  
 RV,VEL=23.0  
 CORR, MASS=1.751  
 PS1=1.0095;R1=1.0097  
 PS2=1.0134;R2=1.0039  
 PS3=1.0174;R3=1.0039  
 PS4=1.0235;R4=1.0060  
 R TOTAL=1.0266  
 R STATIC=1.0225  
 VIH=21.51;VOUT=53.78  
 T1H=292.91;TOUT=293.8

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=3074

H(CM)	P(PA)
1 44.8	88747
2 41.7	88991
3 42.9	88897
4 41.9	88975
5 41.6	88999
6 41.6	88999
7 41.7	88991
8 41.9	88975
9 43.1	88881
10 45.5	88592
11 43.2	88716
12 45.3	88708
13 36.2	89424
14 34.2	89581
15 29.1	89983
16 24.0	90384
17 16.4	90982
18 40.0	89125
19 17.2	90919
20 9.9	91494

H=1.574  
 RV,VEL=22.9  
 CORR, MASS=1.747  
 PS1=1.0098;R1=1.0098  
 PS2=1.0143;R2=1.0045  
 PS3=1.0188;R3=1.0045  
 PS4=1.0256;R4=1.0066  
 R TOTAL=1.0281  
 R STATIC=1.0245  
 VIH=21.51;VOUT=32.66  
 T1H=292.91;TOUT=294.2

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=3075

H(CM)	P(PA)
1 44.2	88810
2 41.6	88913
3 42.6	88936
4 41.0	88999
5 41.5	89023
6 41.5	89023
7 41.6	89015
8 42.0	88983
9 42.9	88912
10 44.8	88763
11 44.3	88787
12 43.7	88850
13 37.8	89314
14 34.5	89574
15 26.9	90172
16 19.9	90723
17 11.0	91423
18 40.2	89125
19 11.5	91384
20 4.9	91963

H=1.388  
 RV,VEL=20.8  
 CORR, MASS=1.591  
 PS1=1.0089;R1=1.0081  
 PS2=1.0156;R2=1.0067  
 PS3=1.0218;R3=1.0061  
 PS4=1.0297;R4=1.0077  
 R TOTAL=1.0324  
 R STATIC=1.0290  
 VIH=19.68;VOUT=30.99  
 T1H=292.71;TOUT=294.3

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=3073

H(CM)	P(PA)
1 43.0	88905
2 41.4	89031
3 41.9	88991
4 41.3	89039
5 41.2	89046
6 41.1	89054
7 41.2	89046
8 41.5	89023
9 42.1	88975
10 43.5	88665
11 43.3	88881
12 42.4	88952
13 37.2	89361
14 34.3	89589
15 25.9	90250
16 19.2	90778
17 10.9	91431
18 40.2	89125
19 11.3	91400
20 5.8	91832

H=1.177  
 RV,VEL=17.7  
 CORR, MASS=1.350  
 PS1=1.0080;R1=1.0072  
 PS2=1.0154;R2=1.0074  
 PS3=1.0213;R3=1.0058  
 PS4=1.0287;R4=1.0072  
 R TOTAL=1.0315  
 R STATIC=1.0281  
 VIH=15.44;VOUT=28.32  
 T1H=293.21;TOUT=295.0

RUN  
 CORRECTED SPEED=3073

H(CM)	P(PA)
1 42.1	88975
2 41.0	89062
3 41.3	89038
4 41.0	89062
5 41.0	89062
6 40.9	89070
7 40.9	89070
8 41.0	89062
9 41.5	89023
10 42.3	88960
11 41.1	88975
12 39.4	89188
13 36.3	89432
14 36.6	89408
15 25.3	90298
16 18.5	90833
17 10.8	91439
18 40.2	89125
19 11.0	91423
20 5.8	91632

H=0.911  
 RV,VEL=13.7  
 CORR, MASS=1.045  
 PS1=1.0049;R1=1.0029  
 PS2=1.0149;R2=1.0099  
 PS3=1.0209;R3=1.0059  
 PS4=1.0277;R4=1.0067  
 R TOTAL=1.0311  
 R STATIC=1.0275  
 VIH=12.00;VOUT=27.54  
 T1H=293.21;TOUT=295.2

RUN  
 CORRECTED SPEED=3073

H(CM)	P(PA)
1 41.6	89101
2 40.8	89164
3 41.1	89141
4 40.8	89164
5 40.8	89164
6 40.8	89164
7 40.8	89164
8 40.9	89156
9 41.1	89141
10 41.6	89101
11 41.5	89109
12 37.4	89432
13 35.2	89505
14 36.1	89534
15 23.7	90510
16 16.7	91061
17 10.0	91528
18 41.3	89125
19 18.1	91531
20 5.5	91943

H=0.694  
 RV,VEL=10.4  
 CORR, MASS=0.796  
 PS1=1.0040;R1=1.0011  
 PS2=1.0157;R2=1.0109  
 PS3=1.0219;R3=1.0061  
 PS4=1.0278;R4=1.0058  
 R TOTAL=1.0312  
 R STATIC=1.0278  
 VIH=10.90;VOUT=25.91  
 T1H=293.21;TOUT=295.8

24/5/1985  
 TEST 201  
 PR=88925 PA  
 TR=292.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=1468

H(CH)	F(PA)
1	40.3
2	40.3
3	40.3
4	40.3
5	40.3
6	40.3
7	40.3
8	40.4
9	40.5
10	41.0
11	41.0
12	41.0
13	39.3
14	38.9
15	37.9
16	36.9
17	35.7
18	40.0
19	35.9
20	34.4

H=0.648  
 RV,VEL=9.7  
 CORR. MASS=0.745  
 PSI=1.0019;R1=1.00  
 PS2=1.0027;R2=1.00  
 PS3=1.0036;R3=1.00  
 PS4=1.0047;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0052  
 R STATIC=1.0044  
 VTH=9.45;VOUT=14.91  
 TTH=292.7;TOUT=292.7  
 FI=0.354PSI=0.551

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=1766

H(CH)	F(PA)
1	41.4
2	40.4
3	40.7
4	40.5
5	40.4
6	40.4
7	40.4
8	40.6
9	40.9
10	41.5
11	41.3
12	41.4
13	38.8
14	38.6
15	37.0
16	35.6
17	33.9
18	40.0
19	34.0
20	31.9

H=0.802  
 RV,VEL=12.0  
 CORR. MASS=0.922  
 PSI=1.0026;R1=1.00  
 PS2=1.0040;R2=1.00  
 PS3=1.0052;R3=1.00  
 PS4=1.0067;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0075  
 R STATIC=1.0066  
 VTH=12.20;VOUT=17.62  
 TTH=292.7;TOUT=292.7  
 FI=0.376PSI=0.547

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=2063

H(CH)	F(PA)
1	41.9
2	40.7
3	41.1
4	40.7
5	40.6
6	40.6
7	40.6
8	40.8
9	41.2
10	42.1
11	42.0
12	42.1
13	38.4
14	38.3
15	36.0
16	34.0
17	31.5
18	40.0
19	31.8
20	28.9

H=0.943  
 RV,VEL=14.2  
 CORR. MASS=1.083  
 PSI=1.0033;R1=1.00  
 PS2=1.0053;R2=1.00  
 PS3=1.0071;R3=1.00  
 PS4=1.0093;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0105  
 R STATIC=1.0090  
 VTH=13.37;VOUT=20.70  
 TTH=292.7;TOUT=293.0  
 FI=0.379PSI=0.555

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2489

H(CH)	F(PA)
1	42.7
2	40.9
3	41.5
4	41.0
5	40.9
6	40.9
7	41.0
8	41.2
9	41.7
10	43.0
11	43.9
12	43.0
13	36.8
14	36.8
15	34.5
16	31.7
17	28.0
18	40.0
19	28.5
20	24.2

H=1.116  
 RV,VEL=16.8  
 CORR. MASS=1.282  
 PSI=1.0054;R1=1.00  
 PS2=1.0075;R2=1.00  
 PS3=1.0099;R3=1.00  
 PS4=1.0132;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0148  
 R STATIC=1.0126  
 VTH=16.38;VOUT=25.18  
 TTH=292.7;TOUT=293.2  
 FI=0.377PSI=0.555

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2878

H(CH)	F(PA)
1	43.1
2	41.2
3	41.9
4	41.3
5	40.9
6	41.0
7	41.2
8	41.4
9	42.0
10	43.7
11	43.5
12	43.7
13	37.4
14	37.5
15	35.7
16	33.3
17	25.9
18	40.1
19	26.4
20	21.3

H=1.256  
 RV,VEL=18.9  
 CORR. MASS=1.443  
 PSI=1.0053;R1=1.00  
 PS2=1.0087;R2=1.00  
 PS3=1.0117;R3=1.00  
 PS4=1.0156;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0176  
 R STATIC=1.0149  
 VTH=16.83;VOUT=27.41  
 TTH=292.7;TOUT=293.4  
 FI=0.399PSI=0.561

RUN 6  
 CORRECTED SPEED=2927

H(CH)	F(PA)
1	43.5
2	41.2
3	42.0
4	41.3
5	41.2
6	41.2
7	41.3
8	41.3
9	42.4
10	44.0
11	43.9
12	44.1
13	37.3
14	36.6
15	32.7
16	27.3
17	24.4
18	40.1
19	24.9
20	19.3

H=1.291  
 RV,VEL=19.4  
 CORR. MASS=1.483  
 PSI=1.0065;R1=1.00  
 PS2=1.0099;R2=1.00  
 PS3=1.0147;R3=1.00  
 PS4=1.0173;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0194  
 R STATIC=1.0165  
 VTH=18.52;VOUT=28.71  
 TTH=292.7;TOUT=293.6  
 FI=0.393PSI=0.557

RUN 7  
 CORRECTED SPEED=3125

H(CH)	F(PA)
1	44.3
2	41.6
3	42.3
4	41.6
5	41.4
6	41.4
7	41.6
8	41.9
9	42.9
10	45.0
11	44.8
12	44.9
13	35.7
14	35.9
15	31.3
16	27.3
17	21.4
18	40.1
19	22.1
20	15.3

H=1.454  
 RV,VEL=21.9  
 CORR. MASS=1.670  
 PSI=1.0079;R1=1.00  
 PS2=1.0120;R2=1.00  
 PS3=1.0156;R3=1.00  
 PS4=1.0206;R4=1.00  
 R TOTAL=1.0233  
 R STATIC=1.0197  
 VTH=20.08;VOUT=31.62  
 TTH=292.7;TOUT=294.0  
 FI=0.398PSI=0.547



29/5/1985  
 TEST 202  
 PA=88925 PA  
 TA=292.7 K

RUN 1

CORRECTED SPEED=1486  
 H(CH) P(PA)  
 1 40.9 88854  
 2 40.3 88902  
 3 40.5 88866  
 4 40.5 88902  
 5 40.3 88902  
 6 40.3 88902  
 7 40.3 88902  
 8 40.4 88894  
 9 40.5 88886  
 10 40.6 88878  
 11 41.0 88847  
 12 41.0 88847  
 13 39.9 88933  
 14 39.4 88973  
 15 39.9 89012  
 16 37.7 89106  
 17 36.6 89193  
 18 35.2 89303  
 19 34.0 89325  
 20 34.0 89387  
 21 34.0 89398  
 H=0.648  
 RV,VEL= 9.7  
 CORR, MASS=0.745  
 PSI= 1.0019;R1= 1.00  
 09  
 PS2= 1.0029;R2= 1.00  
 11  
 PS3= 1.0039;R3= 1.00  
 10  
 PS4= 1.0051;R4= 1.00  
 12  
 R TOTAL= 1.0086  
 R STATIC= 1.0049  
 VIH= 9.45;VOUT=14.41  
 TIIH=292.7;TOUT=293.3  
 FI=0.364PSI=0.604

RUN 2

CORRECTED SPEED=1766  
 H(CH) P(PA)  
 1 41.3 88823  
 2 40.4 88894  
 3 40.7 88870  
 4 40.5 88866  
 5 40.5 88886  
 6 40.4 88894  
 7 40.5 88886  
 8 40.6 88878  
 9 40.9 88854  
 10 41.5 88807  
 11 41.4 88815  
 12 41.3 88823  
 13 39.9 88996  
 14 38.3 89059  
 15 36.6 89193  
 16 35.1 89311  
 17 31.8 89634  
 18 40.0 88925  
 19 33.3 89453  
 20 31.2 89618  
 H=0.789  
 RV,VEL=11.8  
 CORR, MASS=0.907  
 PSI= 1.0027;R1= 1.00  
 27  
 PS2= 1.0043;R2= 1.00  
 15  
 PS3= 1.0056;R3= 1.00  
 13  
 PS4= 1.0092;R4= 1.00  
 36  
 R TOTAL= 1.0081  
 R STATIC= 1.0071  
 VIH=11.58;VOUT=17.64  
 TIIH=292.7;TOUT=293.3  
 FI=0.370PSI=0.750

RUN 3

CORRECTED SPEED=2083  
 H(CH) P(PA)  
 1 41.9 88776  
 2 40.6 88878  
 3 41.0 88847  
 4 40.7 88870  
 5 40.6 88878  
 6 40.6 88878  
 7 40.6 88878  
 8 40.9 88854  
 9 41.2 88831  
 10 42.0 88768  
 11 42.0 88768  
 12 39.9 88933  
 13 38.7 89028  
 14 37.7 89106  
 15 35.5 89279  
 16 33.3 89453  
 17 30.5 89673  
 18 40.0 88925  
 19 30.8 89649  
 20 28.0 89870  
 H=0.905  
 RV,VEL=13.6  
 CORR, MASS=1.039  
 PSI= 1.0038;R1= 1.00  
 19  
 PS2= 1.0058;R2= 1.00  
 19  
 PS3= 1.0077;R3= 1.00  
 19  
 PS4= 1.0102;R4= 1.00  
 25  
 R TOTAL= 1.0112  
 R STATIC= 1.0098  
 VIH=13.91;VOUT=20.35  
 TIIH=292.7;TOUT=293.5  
 FI=0.363PSI=0.608

RUN 4

CORRECTED SPEED=2480  
 H(CH) P(PA)  
 1 42.6 88729  
 2 40.9 88862  
 3 41.6 88807  
 4 41.0 88854  
 5 40.9 88862  
 6 40.9 88862  
 7 41.0 88854  
 8 41.2 88831  
 9 41.7 88799  
 10 43.0 88697  
 11 42.9 88705  
 12 42.9 88705  
 13 37.9 89098  
 14 36.7 89193  
 15 34.6 89437  
 16 30.6 89673  
 17 26.6 89988  
 18 40.1 88925  
 19 27.0 89956  
 20 22.0 90287  
 H=1.113  
 RV,VEL=16.7  
 CORR, MASS=1.279  
 PSI= 1.0055;R1= 1.00  
 55  
 PS2= 1.0083;R2= 1.00  
 27  
 PS3= 1.0109;R3= 1.00  
 26  
 PS4= 1.0145;R4= 1.00  
 35  
 R TOTAL= 1.0160  
 R STATIC= 1.0138  
 VIH=15.92;VOUT=24.88  
 TIIH=292.7;TOUT=293.5  
 FI=0.376PSI=0.606

RUN 5

CORRECTED SPEED=2678  
 H(CH) P(PA)  
 1 43.0 88697  
 2 41.1 88847  
 3 41.0 88791  
 4 41.3 88831  
 5 41.1 88847  
 6 41.0 88854  
 7 41.2 88847  
 8 41.6 88807  
 9 42.3 88776  
 10 43.5 88658  
 11 43.3 88673  
 12 43.3 88691  
 13 37.3 89130  
 14 36.2 89232  
 15 34.6 89516  
 16 29.0 89799  
 17 24.2 90177  
 18 40.1 88925  
 19 24.8 90129  
 20 20.0 90507  
 H=1.205  
 RV,VEL=18.1  
 CORR, MASS=1.384  
 PSI= 1.0063;R1= 1.01  
 17  
 PS2= 1.0095;R2= 1.00  
 32  
 PS3= 1.0127;R3= 1.00  
 32  
 PS4= 1.0170;R4= 1.00  
 42  
 R TOTAL= 1.0197  
 R STATIC= 1.0161  
 VIH=16.83;VOUT=26.58  
 TIIH=292.7;TOUT=293.6  
 FI=0.377PSI=0.608

RUN 6

CORRECTED SPEED=2827  
 H(CH) P(PA)  
 1 43.4 88666  
 2 41.4 88823  
 3 42.0 88776  
 4 41.3 88831  
 5 41.1 88847  
 6 41.0 88854  
 7 41.2 88839  
 8 41.6 88807  
 9 42.3 88752  
 10 43.9 88626  
 11 43.8 88634  
 12 43.8 88634  
 13 37.3 89146  
 14 35.8 89264  
 15 33.9 89413  
 16 27.9 89886  
 17 22.6 90303  
 18 40.1 88925  
 19 23.2 90255  
 20 17.8 90688  
 H=1.280  
 RV,VEL=19.3  
 CORR, MASS=1.471  
 PSI= 1.0071;R1= 1.00  
 71  
 PS2= 1.0088;R2= 1.00  
 17  
 PS3= 1.0141;R3= 1.00  
 53  
 PS4= 1.0188;R4= 1.00  
 46  
 R TOTAL= 1.0209  
 R STATIC= 1.0179  
 VIH=17.27;VOUT=28.18  
 TIIH=292.7;TOUT=293.7  
 FI=0.379PSI=0.605

RUN 7

CORRECTED SPEED=3125  
 H(CH) P(PA)  
 1 44.2 88610  
 2 41.5 88823  
 3 42.5 88744  
 4 41.8 88799  
 5 41.5 88823  
 6 41.5 88823  
 7 41.5 88823  
 8 41.9 88791  
 9 42.7 88724  
 10 44.8 88553  
 11 44.6 88579  
 12 44.8 88563  
 13 36.7 89201  
 14 35.0 89333  
 15 30.3 89704  
 16 25.5 90082  
 17 19.0 90544  
 18 40.2 88925  
 19 19.6 90547  
 20 13.0 91066  
 H=1.401  
 RV,VEL=21.1  
 CORR, MASS=1.610  
 PSI= 1.0085;R1= 1.00  
 87  
 PS2= 1.0127;R2= 1.00  
 41  
 PS3= 1.0170;R3= 1.00  
 42  
 PS4= 1.0227;R4= 1.00  
 57  
 R TOTAL= 1.0253  
 R STATIC= 1.0219  
 VIH=20.08;VOUT=31.11  
 TIIH=292.7;TOUT=294.0  
 FI=0.376PSI=0.597

24-5-1965  
 TEST 203  
 PA=88225 PA  
 TA=292.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=1488  
 H(CM) P(PA)  
 1 40.8 88662  
 2 40.3 88902  
 3 40.5 88886  
 4 40.3 88902  
 5 40.3 88902  
 6 40.3 88902  
 7 40.3 88902  
 8 40.4 88294  
 9 40.5 88886  
 10 40.9 88654  
 11 40.9 88854  
 12 40.9 88854  
 13 39.8 88941  
 14 37.4 89138  
 15 35.9 89248  
 16 35.9 89374  
 17 34.3 89579  
 18 40.8 88925  
 19 31.9 89366  
 20 33.1 89468  
 H=0.601  
 AV,VEL=9.6  
 CORR, MASS=0.698  
 PSI=1.0018;R1=1.00  
 16  
 PS2=1.0031;R2=1.00  
 21  
 PS3=1.0044;R3=1.00  
 13  
 PS4=1.0058;R4=1.00  
 14  
 R TOTAL=1.0064  
 R STATIC=1.0057  
 VTH=8.63;VOUT=13.87  
 TTH=292.7;TOUT=292.7  
 FI=0.338PSI=0.685

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=1786  
 H(CM) P(PA)  
 1 41.2 88831  
 2 40.5 88886  
 3 40.7 88870  
 4 40.5 88886  
 5 40.4 88894  
 6 40.4 88894  
 7 40.5 88886  
 8 40.6 88878  
 9 40.6 88862  
 10 41.3 88823  
 11 41.3 88823  
 12 41.8 88847  
 13 39.4 88973  
 14 38.5 88943  
 15 36.3 89217  
 16 34.1 89390  
 17 31.7 89579  
 18 40.8 88925  
 19 31.9 89366  
 20 30.0 89712  
 H=0.713  
 AV,VEL=10.7  
 CORR, MASS=0.818  
 PSI=1.0023;R1=1.00  
 22  
 PS2=1.0044;R2=1.00  
 19  
 PS3=1.0064;R3=1.00  
 19  
 PS4=1.0085;R4=1.00  
 21  
 R TOTAL=1.0093  
 R STATIC=1.0082  
 VTH=10.21;VOUT=16.76  
 TTH=292.7;TOUT=293.0  
 FI=0.334PSI=0.691

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=2083  
 H(CM) P(PA)  
 1 41.6 88799  
 2 40.6 88878  
 3 41.0 88847  
 4 40.6 88878  
 5 40.6 88878  
 6 40.6 88878  
 7 40.6 88878  
 8 40.8 88862  
 9 41.1 88839  
 10 41.8 88784  
 11 41.7 88791  
 12 41.2 88831  
 13 39.1 88996  
 14 37.9 89091  
 15 34.9 89327  
 16 31.9 89563  
 17 28.6 89823  
 18 40.8 88925  
 19 28.8 89807  
 20 26.3 90804  
 H=0.845  
 AV,VEL=12.7  
 CORR, MASS=0.971  
 PSI=1.0034;R1=1.00  
 29  
 PS2=1.0060;R2=1.00  
 27  
 PS3=1.0087;R3=1.00  
 26  
 PS4=1.0116;R4=1.00  
 29  
 R TOTAL=1.0127  
 R STATIC=1.0113  
 VTH=12.28;VOUT=19.20  
 TTH=292.7;TOUT=293.2  
 FI=0.339PSI=0.691

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2480  
 H(CM) P(PA)  
 1 42.3 88752  
 2 40.9 88862  
 3 41.4 88823  
 4 41.0 88834  
 5 40.9 88862  
 6 40.8 88878  
 7 40.9 88862  
 8 41.0 88854  
 9 41.6 88807  
 10 42.6 88729  
 11 42.5 88736  
 12 41.9 88784  
 13 38.8 89028  
 14 37.0 89169  
 15 32.8 89580  
 16 29.5 89838  
 17 28.8 90208  
 18 40.1 88925  
 19 24.2 90177  
 20 20.6 90460  
 H=1.018  
 AV,VEL=15.3  
 CORR, MASS=1.169  
 PSI=1.0049;R1=1.00  
 43  
 PS2=1.0086;R2=1.00  
 37  
 PS3=1.0124;R3=1.00  
 38  
 PS4=1.0166;R4=1.00  
 41  
 R TOTAL=1.0180  
 R STATIC=1.0161  
 VTH=14.44;VOUT=23.00  
 TTH=292.7;TOUT=293.3  
 FI=0.344PSI=0.694

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2678  
 H(CM) P(PA)  
 1 42.7 88862  
 2 41.0 88862  
 3 41.7 88807  
 4 41.1 88854  
 5 41.0 88862  
 6 41.0 88862  
 7 41.1 88854  
 8 41.3 88839  
 9 41.8 88799  
 10 43.1 88697  
 11 42.9 88713  
 12 42.4 88752  
 13 38.6 89051  
 14 36.5 89217  
 15 33.6 89445  
 16 26.7 89988  
 17 21.0 90436  
 18 40.2 88925  
 19 21.5 90397  
 20 17.2 90736  
 H=1.113  
 AV,VEL=16.7  
 CORR, MASS=1.279  
 PSI=1.0057;R1=1.00  
 52  
 PS2=1.0083;R2=1.00  
 26  
 PS3=1.0144;R3=1.00  
 61  
 PS4=1.0194;R4=1.00  
 58  
 R TOTAL=1.0211  
 R STATIC=1.0188  
 VTH=15.92;VOUT=25.11  
 TTH=292.7;TOUT=293.5  
 FI=0.348PSI=0.695

RUN 6  
 CORRECTED SPEED=2827  
 H(CM) P(PA)  
 1 43.0 88785  
 2 41.1 88854  
 3 41.8 88799  
 4 41.3 88839  
 5 41.1 88854  
 6 41.1 88854  
 7 41.2 88847  
 8 41.5 88823  
 9 42.1 88776  
 10 43.5 88666  
 11 43.4 88673  
 12 42.4 88752  
 13 38.4 89067  
 14 36.9 89256  
 15 30.7 89673  
 16 25.1 90114  
 17 18.8 90616  
 18 40.2 88925  
 19 19.4 90562  
 20 14.5 90948  
 H=1.184  
 AV,VEL=17.8  
 CORR, MASS=1.360  
 PSI=1.0066;R1=1.00  
 57  
 PS2=1.0113;R2=1.00  
 47  
 PS3=1.0162;R3=1.00  
 49  
 PS4=1.0219;R4=1.00  
 55  
 R TOTAL=1.0236  
 R STATIC=1.0209  
 VTH=16.83;VOUT=26.79  
 TTH=292.7;TOUT=293.7  
 FI=0.351PSI=0.700

RUN 7  
 CORRECTED SPEED=3125  
 H(CM) P(PA)  
 1 43.8 88742  
 2 41.3 88823  
 3 42.3 88760  
 4 41.6 88815  
 5 41.4 88831  
 6 41.4 88831  
 7 41.5 88823  
 8 41.7 88807  
 9 42.5 88744  
 10 44.3 88683  
 11 44.2 88683  
 12 43.8 88705  
 13 37.9 89106  
 14 35.2 89319  
 15 28.8 89823  
 16 22.2 90342  
 17 14.5 90948  
 18 40.2 88925  
 19 15.2 90893  
 20 9.3 91357  
 H=1.313  
 AV,VEL=19.7  
 CORR, MASS=1.588  
 PSI=1.0088;R1=1.00  
 69  
 PS2=1.0137;R2=1.00  
 36  
 PS3=1.0195;R3=1.00  
 58  
 PS4=1.0264;R4=1.00  
 67  
 R TOTAL=1.0285  
 R STATIC=1.0254  
 VTH=18.53;VOUT=29.36  
 TTH=292.7;TOUT=293.9  
 FI=0.352PSI=0.690

10-5-1985  
 TEST 204  
 PR=8892 FA  
 TR=292.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=1433

H(CH)	P(PA)
1 46.6	88945
2 48.2	88976
3 46.2	88968
4 46.2	88976
5 48.2	88976
6 46.2	88976
7 46.2	88976
8 46.2	88976
9 40.3	88968
10 40.6	88945
11 48.5	88953
12 46.2	88976
13 39.3	88947
14 39.9	88988
15 37.2	88922
16 35.7	88938
17 34.2	88948
18 40.8	88932
19 34.3	88946
20 33.2	88927

H=0.503  
 AV,VEL=7.5  
 CORR, MASS=0.577  
 PSI=1.0005:R1=1.00  
 PS2=1.0029:R2=1.00  
 PS3=1.0042:R3=1.00  
 PS4=1.0056:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0062  
 R STATIC=1.0056  
 VIN=7.71:VOUT=12.75  
 TTH=292.7:TOUT=292.7  
 FI=0.282PSI=0.653

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=1786

H(CH)	P(PA)
1 46.9	88921
2 48.3	88968
3 48.5	88953
4 48.3	88968
5 48.3	88968
6 48.3	88968
7 48.3	88968
8 48.4	88968
9 48.5	88953
10 48.9	88921
11 48.9	88921
12 48.3	88968
13 39.1	88963
14 36.4	88918
15 35.9	88915
16 33.9	88972
17 31.7	88945
18 48.8	88922
19 31.8	88937
20 30.2	88963

H=0.681  
 AV,VEL=9.0  
 CORR, MASS=0.690  
 PSI=1.0022:R1=1.00  
 PS2=1.0044:R2=1.00  
 PS3=1.0062:R3=1.00  
 PS4=1.0081:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0089  
 R STATIC=1.0081  
 VIN=9.45:VOUT=15.37  
 TTH=292.7:TOUT=293.0  
 FI=0.281PSI=0.661

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=2083

H(CH)	P(PA)
1 41.2	88985
2 48.5	88968
3 48.7	88945
4 48.5	88968
5 48.4	88968
6 48.4	88968
7 48.5	88968
8 48.6	88953
9 48.8	88937
10 41.3	88997
11 41.2	88905
12 48.7	88945
13 36.8	88994
14 37.8	88973
15 34.5	88933
16 31.7	88953
17 28.4	88997
18 48.1	88992
19 28.8	88881
20 26.5	90062

H=0.713  
 AV,VEL=10.7  
 CORR, MASS=0.818  
 PSI=1.0038:R1=1.00  
 PS2=1.0059:R2=1.00  
 PS3=1.0084:R3=1.00  
 PS4=1.0112:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0124  
 R STATIC=1.0110  
 VIN=18.20:VOUT=18.41  
 TTH=292.7:TOUT=293.2  
 FI=0.286PSI=0.664

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2430

H(CH)	P(PA)
1 41.7	88966
2 48.7	88945
3 41.0	88921
4 48.7	88945
5 48.6	88953
6 48.6	88953
7 48.7	88945
8 48.8	88937
9 41.1	88913
10 41.9	88950
11 41.8	88958
12 41.5	88926
13 38.4	88926
14 36.9	88944
15 32.1	88922
16 28.1	88936
17 23.7	90283
18 48.1	88992
19 24.1	90251
20 21.8	90495

H=0.872  
 AV,VEL=13.1  
 CORR, MASS=1.001  
 PSI=1.0043:R1=1.00  
 PS2=1.0086:R2=1.00  
 PS3=1.0121:R3=1.00  
 PS4=1.0168:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0174  
 R STATIC=1.0156  
 VIN=12.20:VOUT=21.34  
 TTH=292.7:TOUT=283.5  
 FI=0.294PSI=0.671

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2628

H(CH)	P(PA)
1 42.0	88950
2 48.8	88945
3 41.3	88965
4 48.9	88937
5 48.8	88945
6 48.8	88945
7 48.8	88945
8 41.0	88929
9 41.5	88980
10 42.3	88927
11 42.2	88834
12 41.8	88866
13 38.2	88949
14 36.4	88929
15 38.8	88922
16 26.2	90094
17 21.8	90563
18 48.2	88932
19 21.3	90479
20 17.5	90778

H=0.948  
 AV,VEL=14.1  
 CORR, MASS=1.079  
 PSI=1.0051:R1=1.00  
 PS2=1.0101:R2=1.00  
 PS3=1.0142:R3=1.00  
 PS4=1.0188:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0286  
 R STATIC=1.0183  
 VIN=13.36:VOUT=23.61  
 TTH=292.7:TOUT=293.8  
 FI=0.293PSI=0.673

RUN 6  
 CORRECTED SPEED=2827

H(CH)	P(PA)
1 42.3	88927
2 48.9	88937
3 41.4	88967
4 41.0	88929
5 41.0	88937
6 48.9	88937
7 48.9	88937
8 41.1	88921
9 41.6	88882
10 42.6	88883
11 42.5	88811
12 42.2	88834
13 38.0	88965
14 36.0	88922
15 29.9	88883
16 24.8	90204
17 19.0	90660
18 48.2	88992
19 19.3	90637
20 15.2	90959

H=1.008  
 AV,VEL=15.1  
 CORR, MASS=1.157  
 PSI=1.0058:R1=1.00  
 PS2=1.0112:R2=1.00  
 PS3=1.0157:R3=1.00  
 PS4=1.0208:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0227  
 R STATIC=1.0204  
 VIN=14.44:VOUT=24.51  
 TTH=292.7:TOUT=294.0  
 FI=0.298PSI=0.669

RUN 7  
 CORRECTED SPEED=3125

H(CH)	P(PA)
1 42.9	88937
2 41.2	89071
3 41.7	89031
4 41.3	89053
5 41.1	89078
6 41.0	89036
7 41.1	89078
8 41.3	89053
9 42.8	89068
10 43.3	88905
11 43.1	88921
12 42.9	88937
13 37.6	88954
14 35.1	88951
15 27.5	90149
16 21.1	90653
17 14.8	91211
18 42.2	88992
19 14.3	91188
20 9.2	91589

H=1.153  
 AV,VEL=17.3  
 CORR, MASS=1.323  
 PSI=1.0071:R1=1.00  
 PS2=1.0138:R2=1.00  
 PS3=1.0195:R3=1.00  
 PS4=1.0258:R4=1.00  
 R TOTAL=1.0283  
 R STATIC=1.0253  
 VIN=15.90:VOUT=27.27  
 TTH=292.7:TOUT=294.4  
 FI=0.308PSI=0.675

36/5/1985  
 TEST 205  
 PR=88992 PA  
 TR=292.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=1480  
 H(CH) P(PA)  
 1 46.5 88953  
 2 46.2 88976  
 3 46.3 88968  
 4 46.2 88976  
 5 46.2 88976  
 6 46.2 88976  
 7 46.2 88976  
 8 46.2 88976  
 9 46.3 88968  
 10 46.5 88953  
 11 46.5 88953  
 12 46.1 88984  
 13 35.3 88947  
 14 38.9 88978  
 15 37.1 88928  
 16 35.1 88936  
 17 34.2 89446  
 18 46.6 88992  
 19 34.3 89446  
 20 35.2 89527  
 H=6.431  
 AV. VEL= 6.5  
 CORR. MASS=0.495  
 PSI= 1.0014;R1= 1.00  
 11  
 PS2= 1.0030;R2= 1.00  
 16  
 PS3= 1.0042;R3= 1.00  
 12  
 PS4= 1.0056;R4= 1.00  
 13  
 R TOTAL= 1.0062  
 R STATIC= 1.0055  
 VIH= 6.63;VOUT=12.75  
 TIIH=292.7;TOUT=292.7  
 FI=0.242PSI=0.653

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=1786  
 H(CH) P(PA)  
 1 46.7 88937  
 2 46.3 88966  
 3 46.4 88960  
 4 46.3 88968  
 5 46.3 88968  
 6 46.3 88968  
 7 46.3 88968  
 8 46.4 88968  
 9 46.5 88953  
 10 46.8 88929  
 11 46.7 88937  
 12 46.4 88960  
 13 39.6 89071  
 14 38.4 89118  
 15 35.9 89315  
 16 33.8 89480  
 17 31.6 89653  
 18 40.0 88992  
 19 31.8 88637  
 20 38.2 89763  
 H=0.549  
 AV. VEL= 8.2  
 CORR. MASS=0.630  
 PSI= 1.0028;R1= 1.00  
 18  
 PS2= 1.0042;R2= 1.00  
 22  
 PS3= 1.0061;R3= 1.00  
 19  
 PS4= 1.0081;R4= 1.00  
 19  
 R TOTAL= 1.0089  
 R STATIC= 1.0079  
 VIH= 7.71;VOUT=15.39  
 TIIH=292.7;TOUT=293.7  
 FI=0.257PSI=0.656

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=2083  
 H(CH) P(PA)  
 1 41.8 88913  
 2 40.3 88968  
 3 40.6 88945  
 4 40.4 88960  
 5 40.4 88960  
 6 40.4 88960  
 7 40.4 88960  
 8 46.5 88953  
 9 40.7 88937  
 10 41.1 88985  
 11 41.0 88913  
 12 40.6 88945  
 13 38.7 89094  
 14 37.8 89165  
 15 34.4 89433  
 16 31.6 89653  
 17 28.6 89889  
 18 40.0 88992  
 19 28.8 89833  
 20 26.5 90054  
 H=0.649  
 AV. VEL= 5.7  
 CORR. MASS=0.745  
 PSI= 1.0028;R1= 1.00  
 25  
 PS2= 1.0058;R2= 1.00  
 30  
 PS3= 1.0083;R3= 1.00  
 25  
 PS4= 1.0110;R4= 1.00  
 26  
 R TOTAL= 1.0122  
 R STATIC= 1.0106  
 VIH= 10.28;VOUT=18.43  
 TIIH=292.7;TOUT=293.8  
 FI=0.260PSI=0.655

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2480  
 H(CH) P(PA)  
 1 41.5 88882  
 2 40.6 88953  
 3 40.9 88929  
 4 40.6 88953  
 5 40.6 88953  
 6 40.6 88953  
 7 40.6 88953  
 8 40.7 88945  
 9 41.0 88921  
 10 41.5 88874  
 11 41.5 88882  
 12 41.1 88937  
 13 38.2 89141  
 14 37.0 89236  
 15 32.1 89622  
 16 28.2 89928  
 17 23.8 90275  
 18 40.1 88992  
 19 24.1 90231  
 20 21.1 90487  
 H=0.779  
 AV. VEL= 11.7  
 CORR. MASS=0.894  
 PSI= 1.0040;R1= 1.00  
 34  
 PS2= 1.0083;R2= 1.00  
 43  
 PS3= 1.0118;R3= 1.00  
 34  
 PS4= 1.0157;R4= 1.00  
 39  
 R TOTAL= 1.0173  
 R STATIC= 1.0154  
 VIH= 11.57;VOUT=21.88  
 TIIH=292.7;TOUT=293.7  
 FI=0.262PSI=0.657

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2678  
 H(CH) P(PA)  
 1 41.8 88866  
 2 40.8 88953  
 3 41.1 88921  
 4 40.8 88945  
 5 40.7 88953  
 6 40.7 88953  
 7 40.8 88945  
 8 40.9 88937  
 9 41.3 88905  
 10 42.0 88850  
 11 41.9 88858  
 12 41.1 88921  
 13 38.6 89165  
 14 36.8 89259  
 15 36.8 89732  
 16 26.2 90094  
 17 21.2 90487  
 18 40.2 88992  
 19 21.3 90479  
 20 17.8 90755  
 H=0.868  
 AV. VEL= 13.0  
 CORR. MASS=0.996  
 PSI= 1.0045;R1= 1.00  
 38  
 PS2= 1.0093;R2= 1.00  
 53  
 PS3= 1.0139;R3= 1.00  
 40  
 PS4= 1.0183;R4= 1.00  
 44  
 R TOTAL= 1.0203  
 R STATIC= 1.0182  
 VIH= 12.79;VOUT=22.67  
 TIIH=292.7;TOUT=294.8  
 FI=0.271PSI=0.658

RUN 6  
 CORRECTED SPEED=2827  
 H(CH) P(PA)  
 1 42.0 88850  
 2 41.0 88945  
 3 41.5 88913  
 4 40.9 88937  
 5 40.8 88945  
 6 40.7 88953  
 7 40.8 88945  
 8 40.9 88937  
 9 41.4 88897  
 10 42.2 88834  
 11 42.1 88842  
 12 41.9 88905  
 13 37.3 89139  
 14 35.6 89275  
 15 27.5 89991  
 16 21.2 90487  
 17 14.2 91058  
 18 40.2 88992  
 19 14.5 91015  
 20 9.7 91392  
 H=1.048  
 AV. VEL= 15.6  
 CORR. MASS=1.194  
 PSI= 1.0067;R1= 1.00  
 61  
 PS2= 1.0134;R2= 1.00  
 66  
 PS3= 1.0190;R3= 1.00  
 55  
 PS4= 1.0252;R4= 1.00  
 61  
 R TOTAL= 1.0277  
 R STATIC= 1.0246  
 VIH= 14.95;VOUT=26.48  
 TIIH=292.7;TOUT=294.3  
 FI=0.278PSI=0.660

RUN 7  
 CORRECTED SPEED=3125  
 H(CH) P(PA)  
 1 42.5 88811  
 2 41.0 88929  
 3 41.5 88890  
 4 41.1 88921  
 5 41.0 88929  
 6 41.0 88929  
 7 41.0 88929  
 8 41.2 88913  
 9 41.7 88874  
 10 42.8 88787  
 11 42.6 88803  
 12 41.9 88838  
 13 37.3 89220  
 14 35.0 89401  
 15 27.5 89991  
 16 21.2 90487  
 17 14.2 91058  
 18 40.2 88992  
 19 14.5 91015  
 20 9.7 91392  
 H=1.248  
 AV. VEL= 18.0  
 CORR. MASS=1.494  
 PSI= 1.0087;R1= 1.00  
 61  
 PS2= 1.0154;R2= 1.00  
 66  
 PS3= 1.0210;R3= 1.00  
 55  
 PS4= 1.0268;R4= 1.00  
 61  
 R TOTAL= 1.0347  
 R STATIC= 1.0316  
 VIH= 16.95;VOUT=29.48  
 TIIH=292.7;TOUT=294.3  
 FI=0.285PSI=0.663

31/5/1985  
 TEST 206  
 PA=88992 PH  
 TH=292.7 K

RUN 1  
 CORRECTED SPEED=1488  
 H(CH) P(PA)

1	41.0	88913
2	40.3	88968
3	40.5	88953
4	40.3	88968
5	40.4	88976
6	40.2	88976
7	40.4	88976
8	40.4	88960
9	40.6	88945
10	41.2	88947
11	41.1	88905
12	41.2	88897
13	39.3	89047
14	39.2	89055
15	39.5	89031
16	39.4	89039
17	39.2	89055
18	40.0	88992
19	38.5	89110
20	37.6	89181

H=0.765  
 AV. VEL=11.5  
 CORR. MASS=0.878  
 PSI= 1.0017:R1= 1.00  
 PS2= 1.0014:R2= 0.99  
 PS3= 1.0015:R3= 1.00  
 PS4= 1.0017:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0024  
 R STATIC= 1.0022  
 VIH=16.20:VOU=11.56  
 TII=292.7:TOUT=292.7  
 FI=0.426PS1=0.198

RUN 2  
 CORRECTED SPEED=1786  
 H(CH) P(PA)

1	41.5	88874
2	40.4	88960
3	40.9	88921
4	40.5	88953
5	40.4	88960
6	40.4	88960
7	40.4	88960
8	40.6	88945
9	41.0	88913
10	41.8	88850
11	41.7	88858
12	41.8	88850
13	39.1	89063
14	39.0	89071
15	39.4	89039
16	39.3	89047
17	38.9	89078
18	40.0	88992
19	39.3	89047
20	36.6	89259

H=0.908  
 AV. VEL=13.6  
 CORR. MASS=1.042  
 PSI= 1.0024:R1= 1.00  
 PS2= 1.0020:R2= 0.99  
 PS3= 1.0021:R3= 1.00  
 PS4= 1.0025:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0034  
 R STATIC= 1.0019  
 VIH=12.79:VOU=20.03  
 TII=292.7:TOUT=292.8  
 FI=0.425PS1=0.203

RUN 3  
 CORRECTED SPEED=2083  
 H(CH) P(PA)

1	42.1	88819
2	40.6	88937
3	41.2	88890
4	40.7	88929
5	40.6	88937
6	40.5	88945
7	40.6	88937
8	40.8	88921
9	41.3	88882
10	42.4	88795
11	42.3	88803
12	42.5	88787
13	38.9	89071
14	38.7	89086
15	39.2	89047
16	39.1	89055
17	38.6	89094
18	38.9	88992
19	39.1	89055
20	35.4	89346

H=1.042  
 AV. VEL=15.6  
 CORR. MASS=1.196  
 PSI= 1.0032:R1= 1.00  
 PS2= 1.0027:R2= 0.99  
 PS3= 1.0028:R3= 1.00  
 PS4= 1.0033:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0046  
 R STATIC= 1.0027  
 VIH=14.94:VOU=23.44  
 TII=292.7:TOUT=292.8  
 FI=0.418PS1=0.197

RUN 4  
 CORRECTED SPEED=2480  
 H(CH) P(PA)

1	43.0	88748
2	40.9	88913
3	41.7	88850
4	41.0	88905
5	40.8	88921
6	40.7	88929
7	40.9	88913
8	41.2	88890
9	41.9	88834
10	43.5	88709
11	43.4	88716
12	43.6	88701
13	38.0	89078
14	38.4	89110
15	38.8	89078
16	38.9	89071
17	38.0	89141
18	39.9	88992
19	38.6	89078
20	33.5	89496

H=1.262  
 AV. VEL=19.0  
 CORR. MASS=1.448  
 PSI= 1.0044:R1= 1.00  
 PS2= 1.0041:R2= 0.99  
 PS3= 1.0040:R3= 0.99  
 PS4= 1.0040:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0066  
 R STATIC= 1.0037  
 VIH=17.69:VOU=30.06  
 TII=292.7:TOUT=293.0  
 FI=0.426PS1=0.203

RUN 5  
 CORRECTED SPEED=2678  
 H(CH) P(PA)

1	43.5	88709
2	41.2	88950
3	42.0	88827
4	41.2	88950
5	41.0	88905
6	41.0	88905
7	41.1	88937
8	41.5	88866
9	42.5	88803
10	44.1	88661
11	44.0	88669
12	44.3	88646
13	38.3	89110
14	38.1	89134
15	38.6	89094
16	38.7	89086
17	37.7	89165
18	39.9	88992
19	38.6	89094
20	32.4	89582

H=1.347  
 AV. VEL=20.3  
 CORR. MASS=1.547  
 PSI= 1.0051:R1= 1.00  
 PS2= 1.0047:R2= 0.99  
 PS3= 1.0045:R3= 0.99  
 PS4= 1.0050:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0072  
 R STATIC= 1.0043  
 VIH=18.52:VOU=30.36  
 TII=292.7:TOUT=293.2  
 FI=0.421PS1=0.203

RUN 6  
 CORRECTED SPEED=2827  
 H(CH) P(PA)

1	43.9	88677
2	41.2	88890
3	42.2	88811
4	41.4	88874
5	41.0	88905
6	41.0	88905
7	41.1	88937
8	41.5	88866
9	42.5	88787
10	44.6	88622
11	44.4	88638
12	44.8	88606
13	38.3	89110
14	38.1	89134
15	38.6	89094
16	38.7	89086
17	37.4	89189
18	39.8	88992
19	38.4	89110
20	31.5	89653

H=1.448  
 AV. VEL=21.8  
 CORR. MASS=1.662  
 PSI= 1.0056:R1= 1.00  
 PS2= 1.0052:R2= 0.99  
 PS3= 1.0051:R3= 0.99  
 PS4= 1.0062:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0086  
 R STATIC= 1.0049  
 VIH=20.87:VOU=32.04  
 TII=292.7:TOUT=293.4  
 FI=0.424PS1=0.202

RUN 7  
 CORRECTED SPEED=3125  
 H(CH) P(PA)

1	44.8	88598
2	41.5	88959
3	42.7	88764
4	41.7	88842
5	41.3	88874
6	41.4	88866
7	41.5	88866
8	41.9	88827
9	43.1	88732
10	45.6	88535
11	45.4	88551
12	45.8	88520
13	39.1	89126
14	38.3	89110
15	38.3	89110
16	38.6	89086
17	36.9	89220
18	39.8	88992
19	38.1	89126
20	29.7	89787

H=1.579  
 AV. VEL=23.8  
 CORR. MASS=1.813  
 PSI= 1.0063:R1= 1.00  
 PS2= 1.0063:R2= 1.00  
 PS3= 1.0060:R3= 0.99  
 PS4= 1.0076:R4= 1.00  
 R TOTAL= 1.0105  
 R STATIC= 1.0060  
 VIH=22.20:VOU=35.34  
 TII=292.7:TOUT=293.4  
 FI=0.424PS1=0.201

DATA REDUCTION  
PROGRAM  
PREPARED FOR  
CASIO FX-702P

```

LIST
1  VAC :HAIT 50:J=
1
3  IHP "PRT MODE(Y
  /H)",H$:IF H$:="
  N":6=8
4  IF H$="Y":6=7
5  IHP "DATE",$, "T
  EST NO",Z
10 IHP "PA IN MM H
  6",A, "TA IN C",
  T
20 A=13570+9.81*1E
  -3+A:T=1+273.15
30 C0=.14:C1=.141:
  C2=.152:C3=.163
  :C4=.173
40 C5=.182:C6=.191
  :C7=.199:C8=.2
42 MODE 6:PRT $,"T
  EST":Z,#####;"P
  A=":A:" PA",###
  .#:"TA=":T:" K"
43 MODE 8:IHP "H(1
  8) IN CN",B:H=0
  :H=0
44 IHP "T1(HV)",U,
  "(TOUT-TIN)(HV)
  ",D,"ANGLE",X,"
  SPEED",H
45 U=U/.04+273.15:
  D=D/.04/4:S=H*2
  *π/60*.17
47 MODE 6:PRT "RUN
  ":J;"CORRECTED
  SPEED=":#####:H*
  SQR (288/T)
50 MODE 8:FOR I=0
  TO 19
60 PRT "(H":1+1:"
  ":IHP A(I+30)
70 A(1)=A+(B-A(I+3
  0))+9.81*802.3E
  -2*SIN X
80 NEXT I
82 IHP "PRT PRESSU
  RES(Y/H)",$
83 IF $="H" THEN 1
  27
95 MODE 6:PRT CSR
  4:"H(CH)":CSR 1
  2:"P(PA)"
98 FOR I=0 TO 19
100 PRT I+1:CSR 4:
  #.#:A(I+30):CSR
  12:#####:A(I)
120 NEXT I
127 P=A9:Q=P/(287*U
  )
130 FOR I=2 TO 8
140 C=π*((A(19+1)+
  A(19+1+1))/2)+2
  -((A(19+1)+A(19
  +1-1))/2)+2)
145 H=H+C
150 V=(2*(A(I)-P)/Q
  )+S:H=H+Q+V+C
160 NEXT I
165 HAIT 5:MODE 6
170 PRT #,###;"H=":
  H,###,#:;"AV,VEL="
  ":H/Q/H:Y=H/Q/H
180 PRT #,###;"CDRR
  . NABS=":H+5971
  *(SQR T)/A
183 SET F4:PRT "PS1
  =":A(13)/A(10):
  ":R1=":A(13)/A(
  11)
184 PRT "PS2=":A(14
  )/A(10):":R2=":
  A(14)/A(13)
185 PRT "PS3=":A(15
  )/A(10):":R3=":
  A(15)/A(14)
186 PRT "PS4=":A(16
  )/A(10):":R4=":
  A(16)/A(15)
200 PRT "R TOTAL=":
  A(19)/A1
210 PRT "R STATIC="
  :A(18)/A0:SET H
220 PRT "VIN=":###.
  #:SQR (2*(A1-A0
  )/Q):
225 Q=A(18)/287/(U+
  D)
230 PRT ":VOUT=":###
  .##:SQR (2*(A(1
  9)-A(18))/D)
240 PRT ###.##:"TIN="
  ":U:"TOUT=":U+
  D
245 PRT #,###;"F1="
  :Y/S:"PS1=":(A(
  16)-A(10))/Q/St
  2
250 MODE 8:J=J+1:GO
  TO 43

```

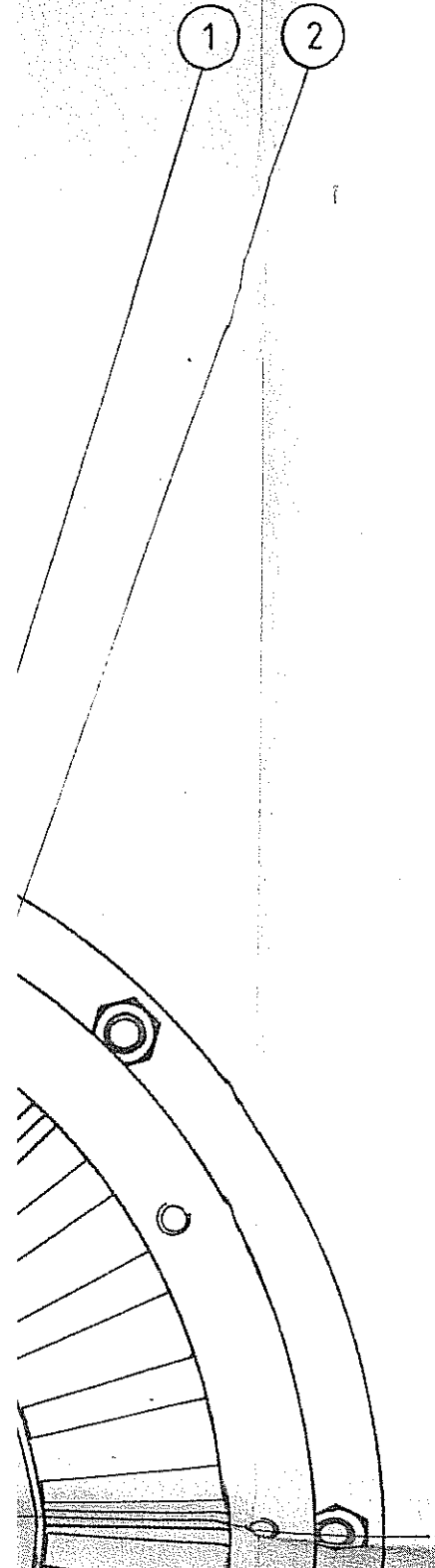
**EK 2 İMALAT RESİMLERİ**

**(13 Adet)**

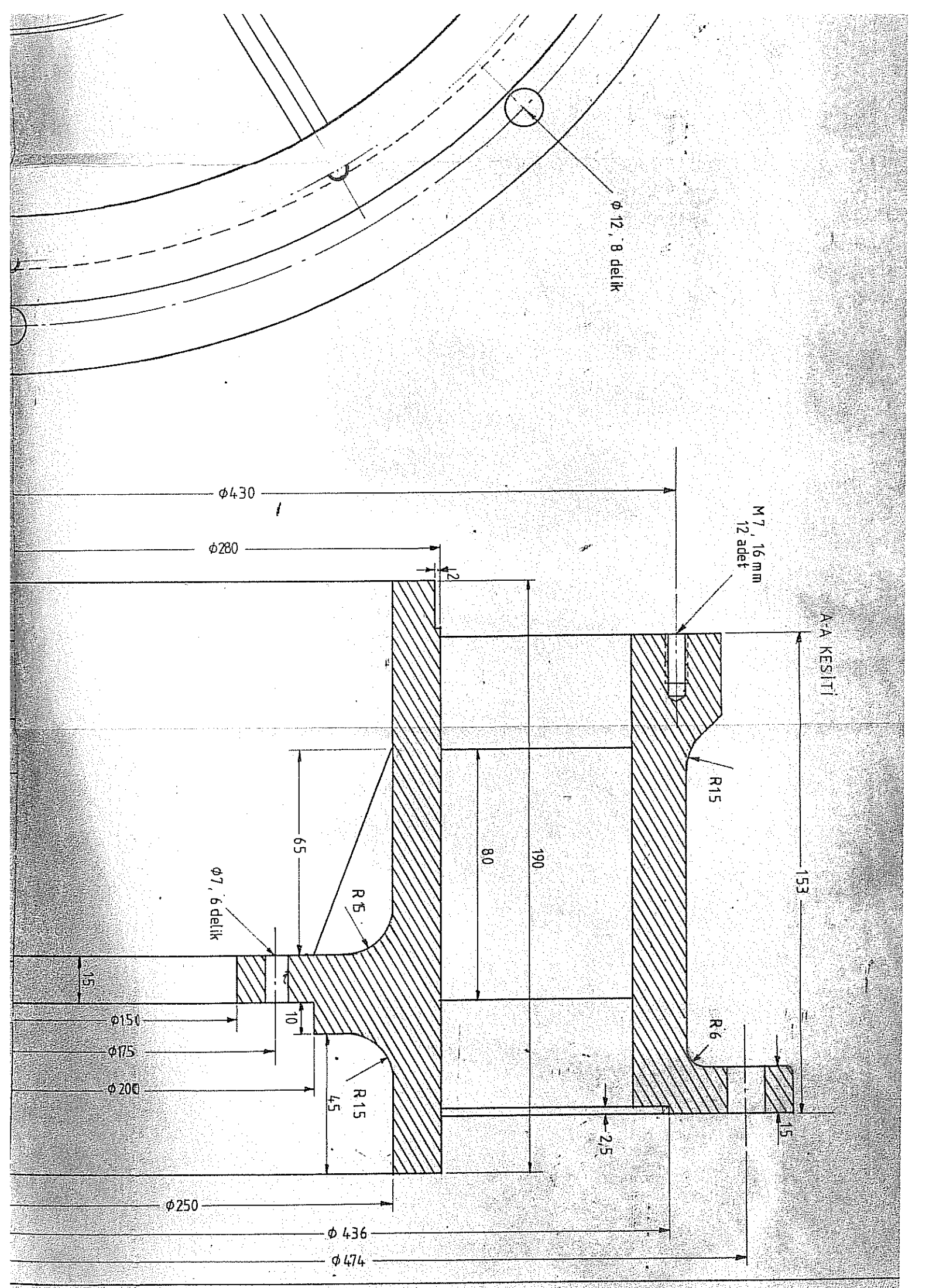


46	Giriş			2
45	Yaylı Halka	36 TS 79/16	1	
44	Somun	M36	1	
43	Rotor Kanatçığı		4 X 38	7
42	Rotor Kanat Bileziğı		4	6-5
41	Rotor Kalın Ara Bilezik		2	6-2
40	Rotor İnce Ara Bilezik		2	6-1
39	Rotor Tamburu		1	11
38	Rotor Orta Ara Bile.		4	6-3
37	Rotor Kademe Tutucu		8	6-4
36	Bağlama Çubuğı		8	10
35	Yaylı Halka	12 TS.79/16	16	
34	Somun	M12	16	
33	Kama	8X8X32	2	
32	Çıkış		1	14
31	Civata	M24	1	
30	Yaylı Halka	24 TS 79/16	1	
29	Civata	M42	1	
28	Yaylı Halka	42 TS79/16	1	
27	Arka Yatak Burcu		1	13-3
26	Arka Yatak Arka Kap.		1	13-2
25	Arka Yatak Rulmanı	FAG 1209	1	
24	Arka Yatak Ön Kapagi		1	13-1





46	Giriş			2
45	Yaylı Halka	36 TS 79/16	1	
44	Somun	M36	1	
43	Rotor Kanatçığı		4 X 38	7
42	Rotor Kanat Bileziğı		4	6-5
41	Rotor Kalın Ara Bilezik		2	6-2
40	Rotor İnce Ara Bilezik		2	6-1
39	Rotor Tamburu		1	11
38	Rotor Orta Ara Bile.		4	6-3
37	Rotor Kademe Tutucu		8	6-4
36	Bağlama Çubuğı		8	10
35	Yaylı Halka	12 TS 79/16	16	
34	Somun	M12	16	
33	Kama	8 X 8 X 32	2	
32	Çıkış		1	14
31	Civata	M24	1	
30	Yaylı Halka	24 TS 79/16	1	
29	Civata	M42	1	
28	Yaylı Halka	42 TS 79/16	1	
27	Arka Yatak Burcu		1	13-1
26	Arka Yatak Arka Kap.		1	13-2
25	Arka Yatak Rulmanı	FAG 1209	1	
24	Arka Yatak Ön Kapuğı		1	13-



$\phi 12, 8$  delik

M7, 16 mm  
12 adet

A-A KESITİ

$\phi 430$

$\phi 280$

$\phi 7, 6$  delik

$\phi 151$

$\phi 175$

$\phi 200$

$\phi 250$

$\phi 436$

$\phi 474$

153

R15

R6

R5

R15

80

190

65

10

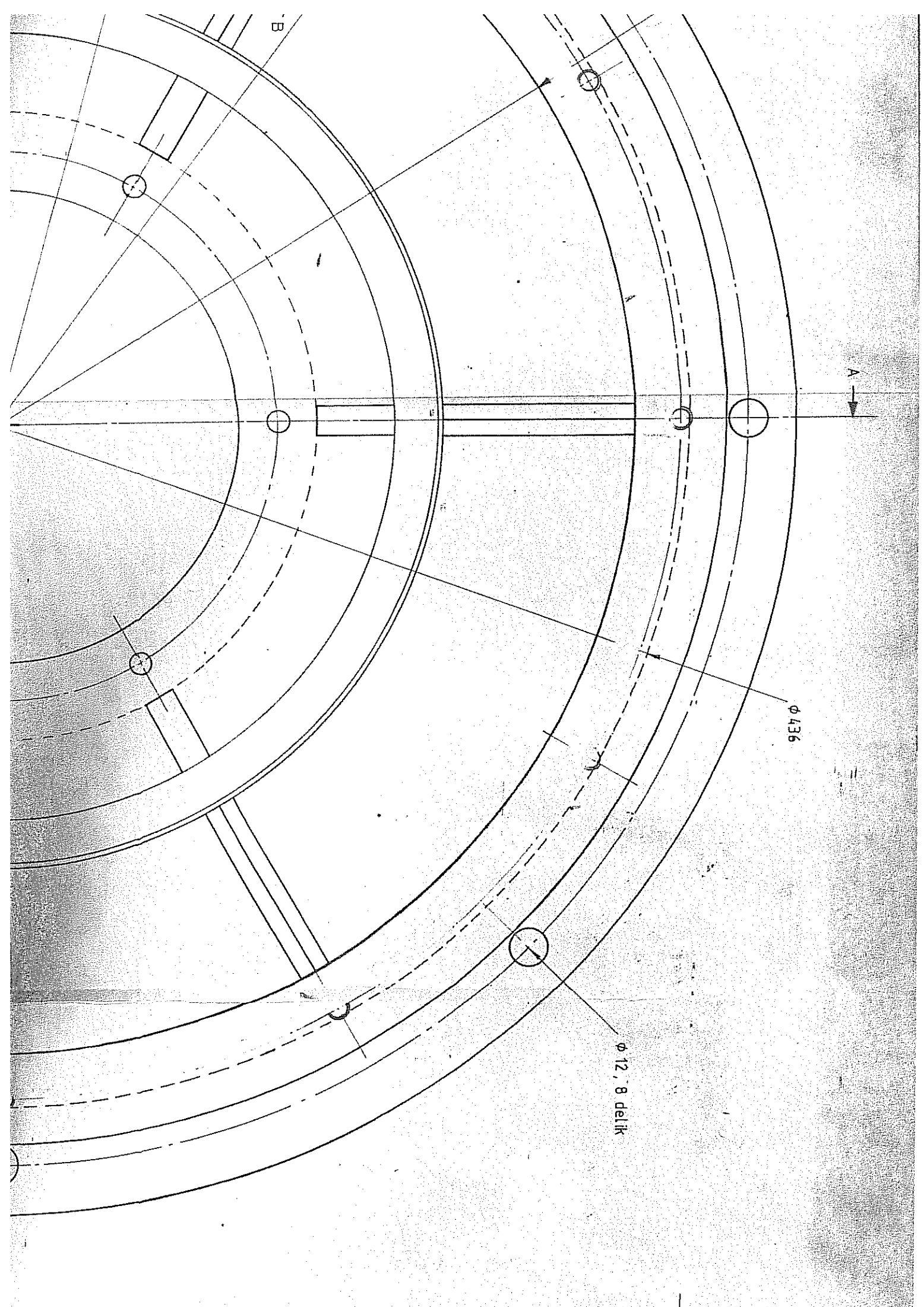
4.5

2.5

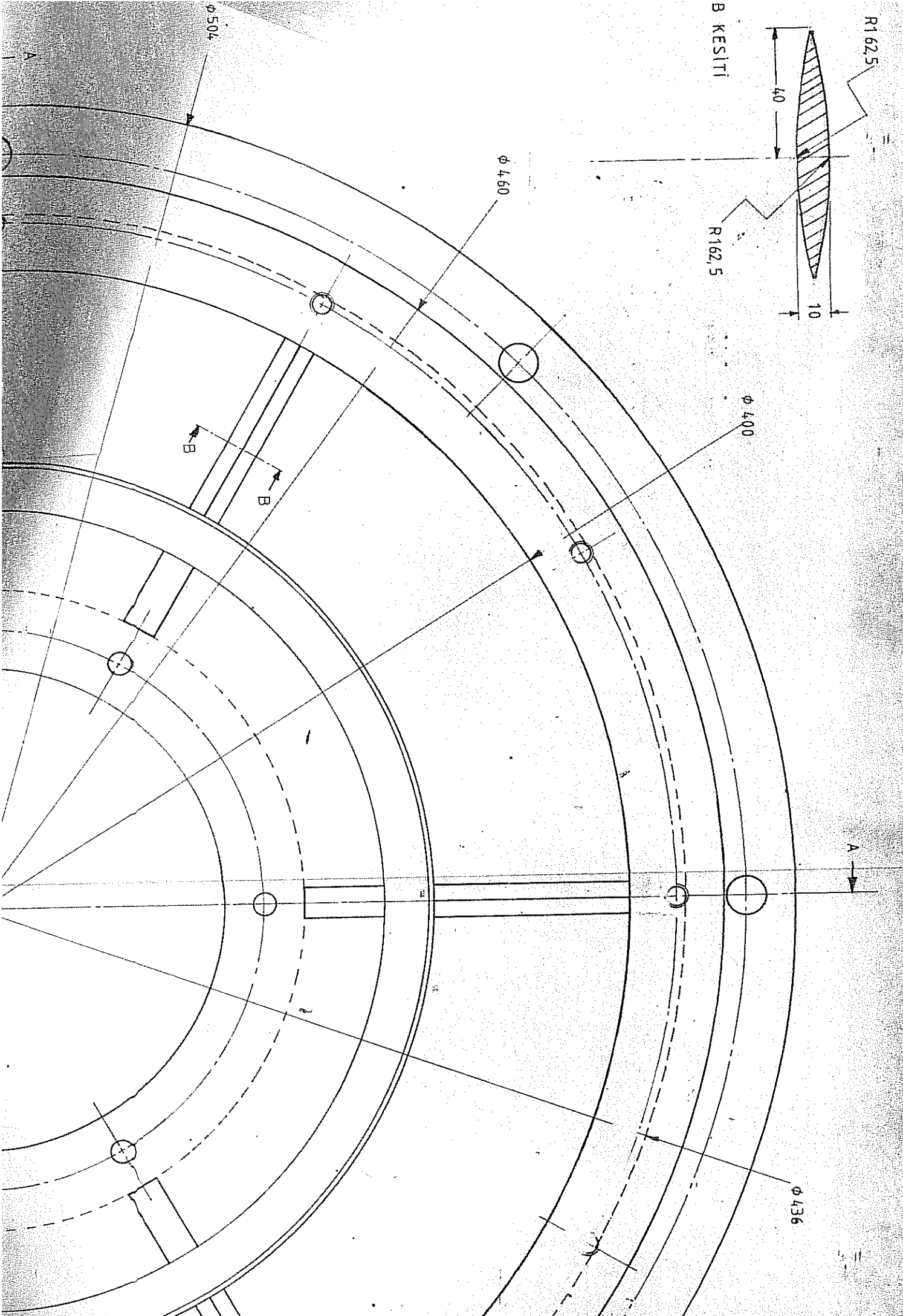
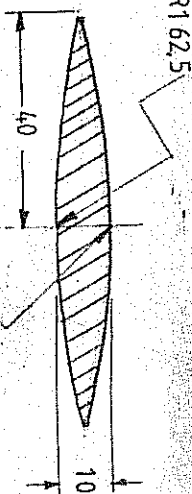
15

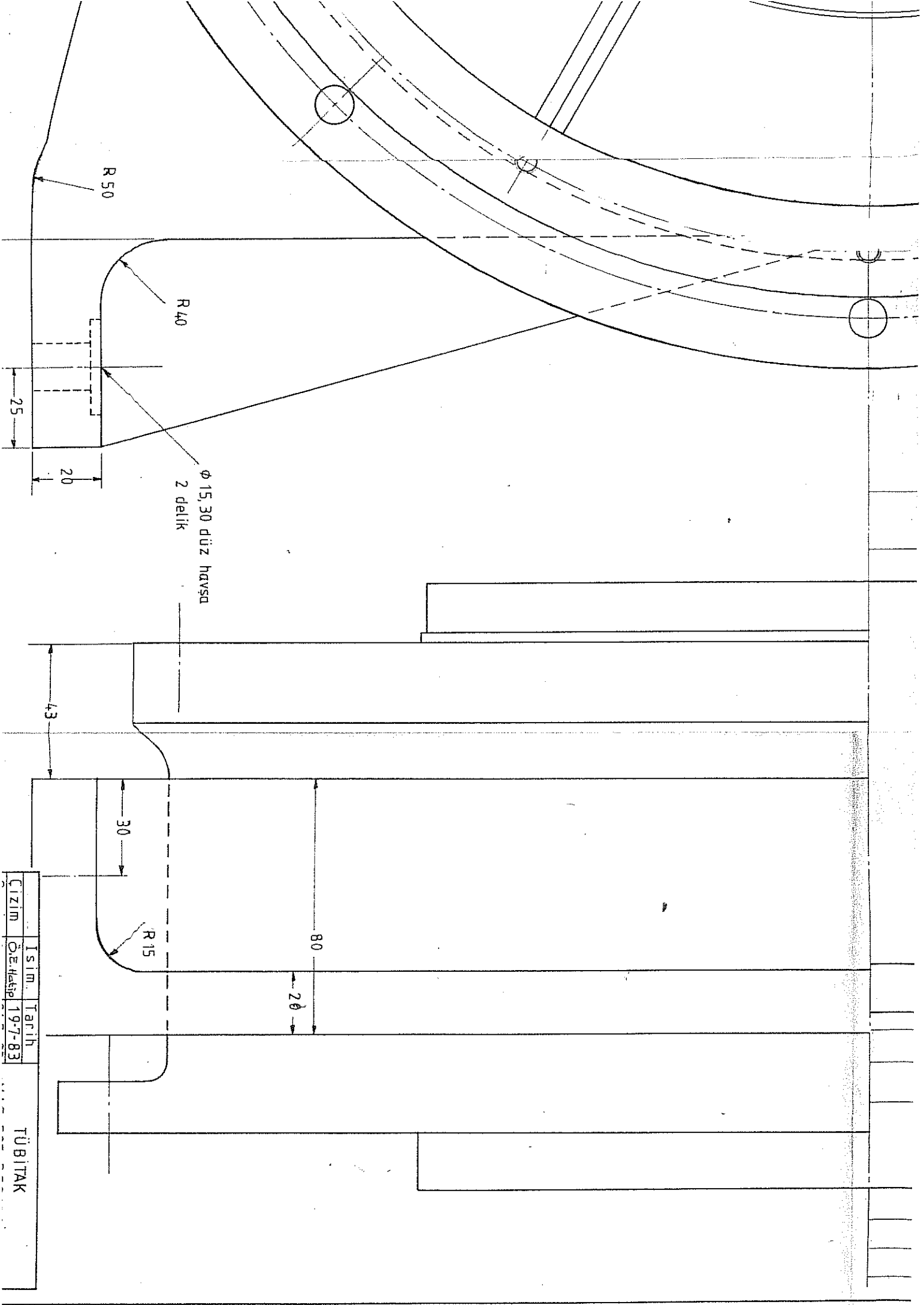
15

12

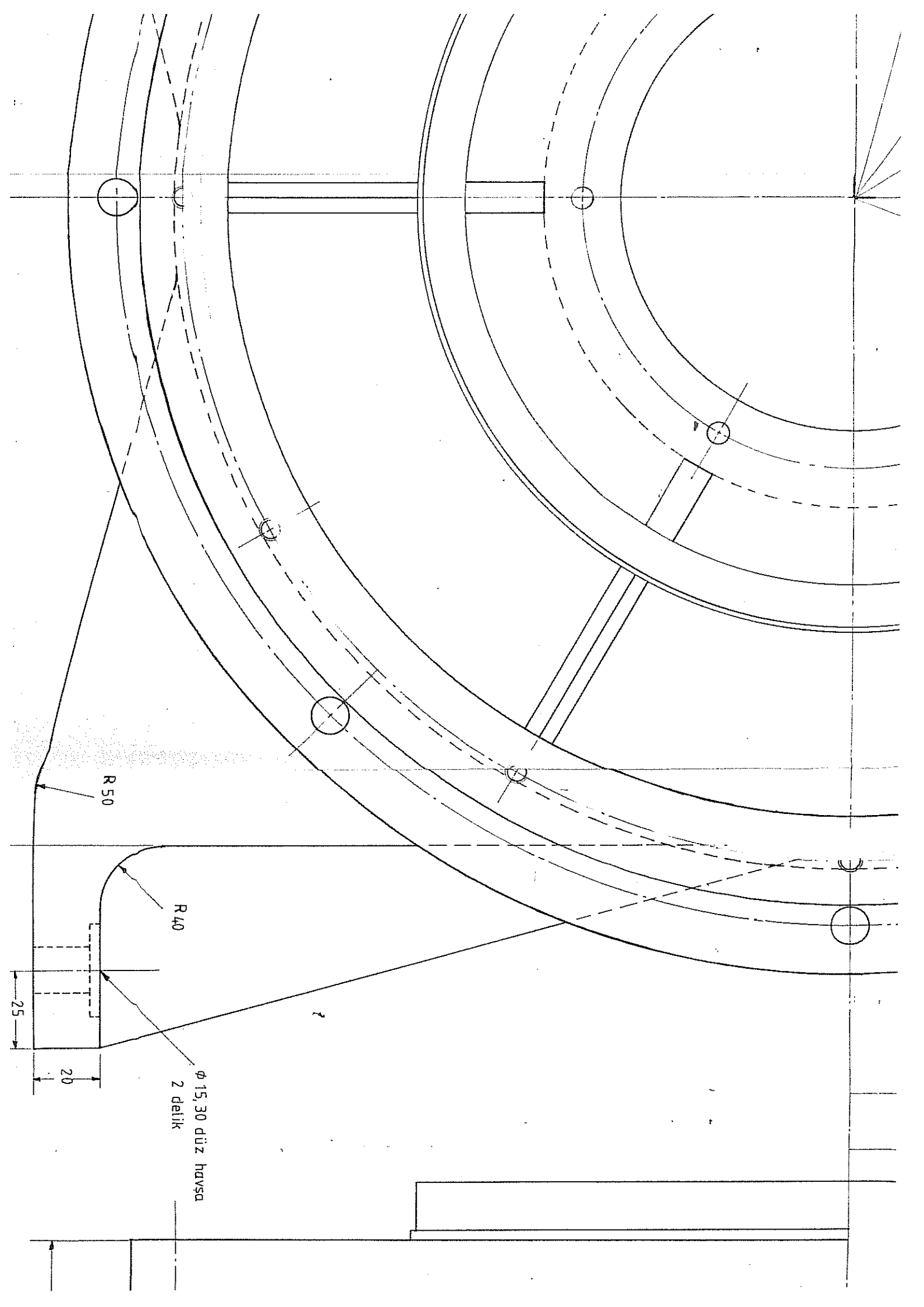


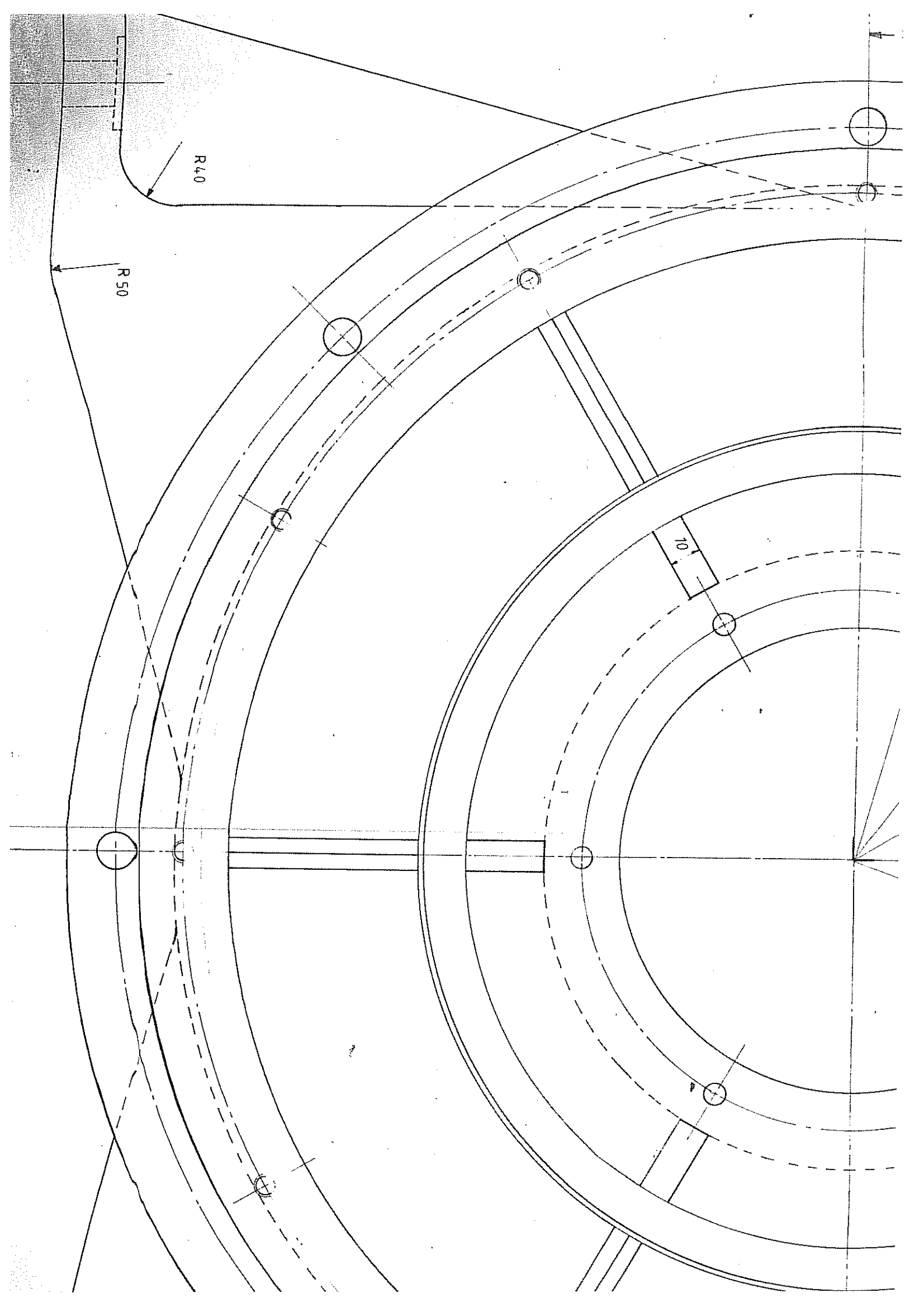
B KESITI

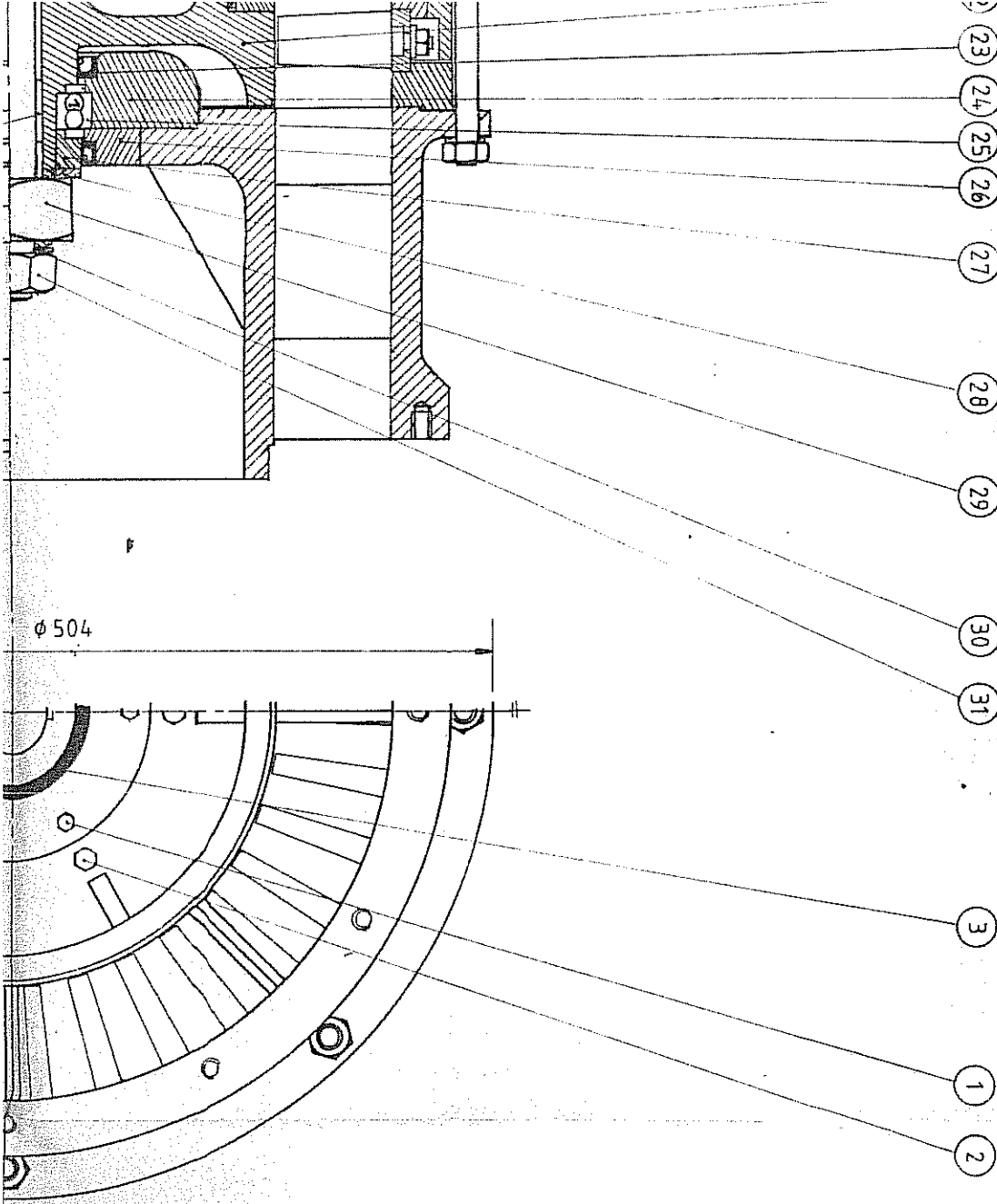




Çizim	İsim	Tarih	TUBİTAK
Öz. H. H. H. H.	19.7.83		

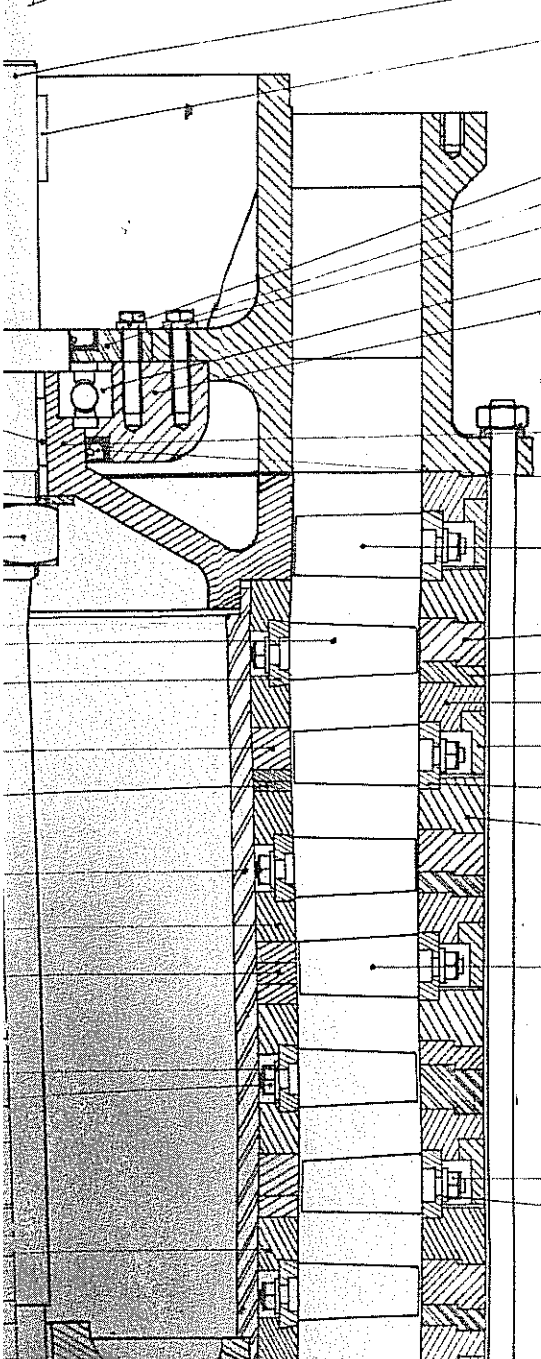
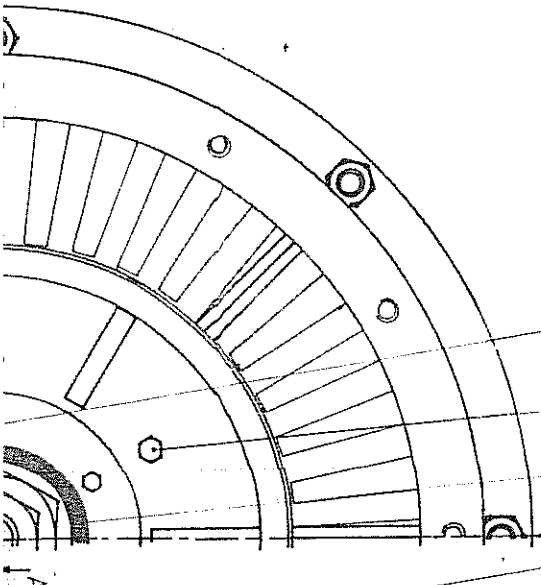




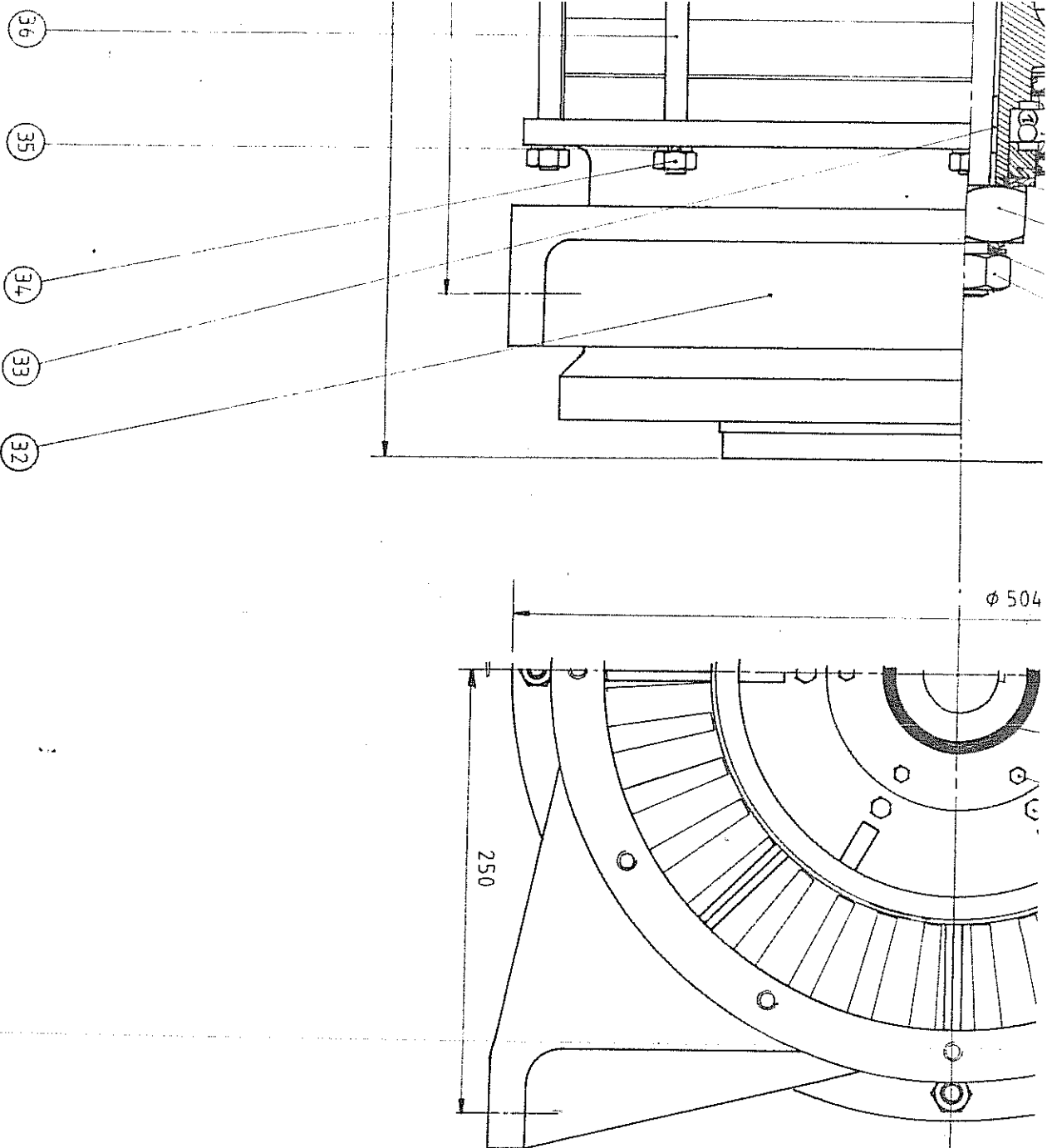


46	Giris			2
45	Yayli Halka	36 TS 79/16	1	
44	Somun	M36	1	
43	Rotor Kanatçığı		4 X 38	7
42	Rotor Kanat Bileziği		4	6-5
41	Rotor Kalın Ara Bilezik		2	6-2
40	Rotor İnce Ara Bilezik		2	6-1
39	Rotor Tamburu		1	11
38	Rotor Orta Ara Bilezik		4	6-3
37	Rotor Kademe Tutucu		8	6-4
36	Bağlama Çubuğu		8	10
35	Yaylı Halka	12 TS 79/16	16	
34	Somun	M12	16	
33	Kama	8 X 8 X 32	2	
32	Çıkış		1	14
31	Civata	M24	1	
30	Yaylı Halka	24 TS 79/16	1	
29	Civata	M42	1	
28	Yaylı Halka	42 TS 79/16	1	
27	Arka Yatak Burcu		1	13-3
26	Arka Yatak Arka Kap.		1	13-2
25	Arka Yatak Rulmanı	FAG 1209	1	

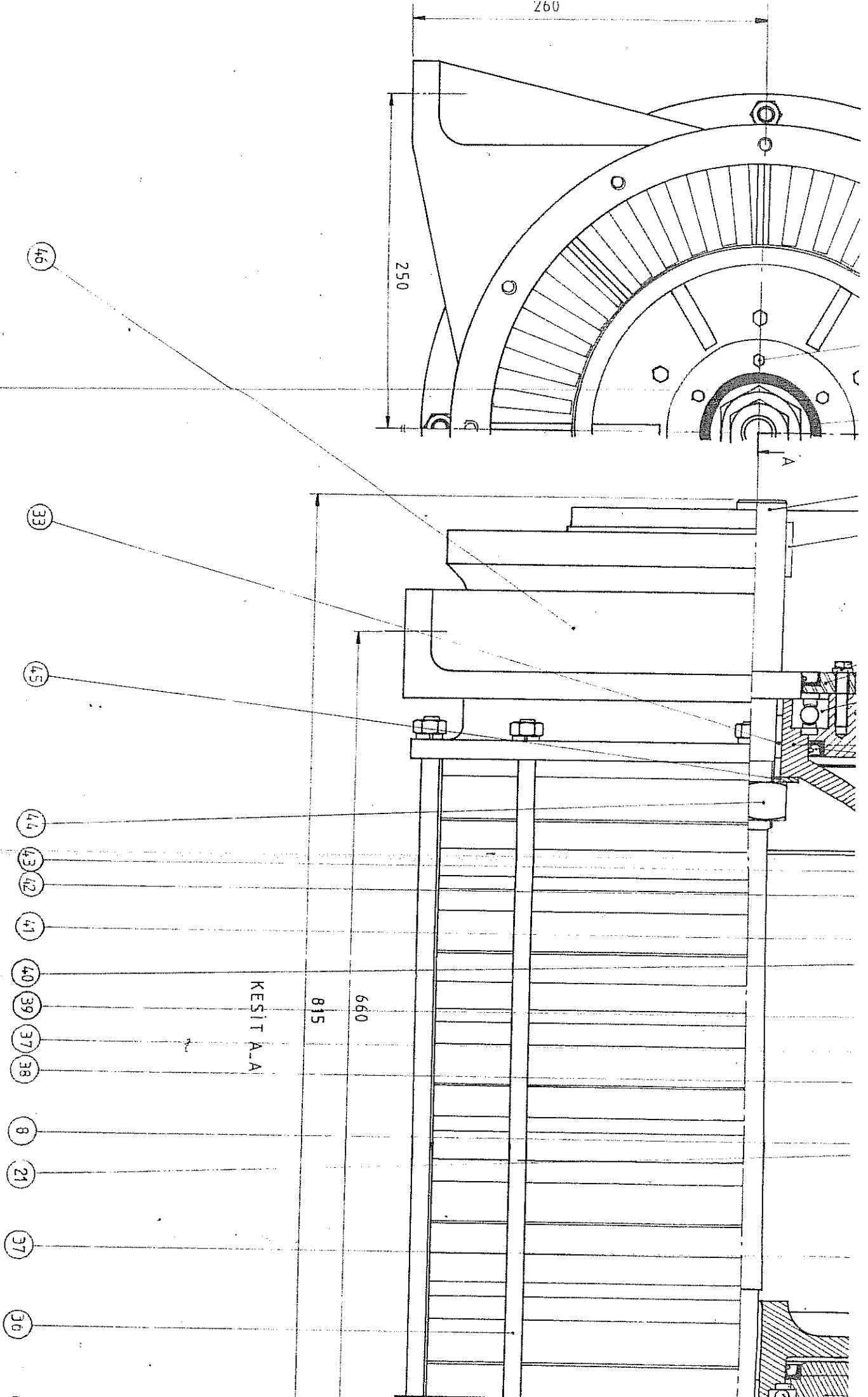




- 1
- 2
- 3
- 4
- 5
- 6
- 7
- 8
- 9
- 10
- 11
- 12
- 13
- 14
- 15
- 16
- 17
- 18
- 19
- 20
- 21
- 8
- 22



26	Arka Yatak Arka Kap.		1	13.2
25	Arka Yatak Rulmanı	FAG 1209	1	
24	Arka Yatak Ön Kapağı		1	13.1
23	Keçe	SKT 47047	1	
22	Rotor Arka Göbeği		1	12
21	Somun	M8	334	
20	Stator Kanatçığı		4X37	9
19	Stator Kademe Çiğ Bile.		5	8.4
18	Stator Kanatçık Bileziği		5	8.6
17	Stator Kapak Bileziği		5	8.5
16	Stator Kademe Giriş Bilezik		5	8.3
15	Stator İnce Ana Bilezik		4	8.1
14	Stator Kalın Ana Bilezik		4	8.2
13	Giriş Yönlendirme Kanatçığı		34	9
12	Keçe	SKT 410227	1	
11	Rotor Ön Göbeği		1	5
10	Ön Yatak Arka Kapağı		1	3.2
9	Ön Yatak Rulmanı	FAG 6212	1	
8	Yaylı Halka	8 TS 79/16	12	
7	Ön Yatak Ön Kapağı		1	3.1
6	Yaylı Halka	6 TS 79/16	12	
5	Kama	12X8 X 40	1	
4	Saft		1	4
3	Keçe	SKT 47225	2	
2	Civata	M8	12	
1	Civata	M6	12	
NO	PARÇA İSMİ	STANDART	ADET	RESİM NO
	İsim	Tarih		
	Çizim	26-8-83		TÜBİTAK
	Onay	26-8-83		MAG 597 PROJESİ



260

250

A

46

33

45

46

43

42

41

40

39

37

38

8

21

37

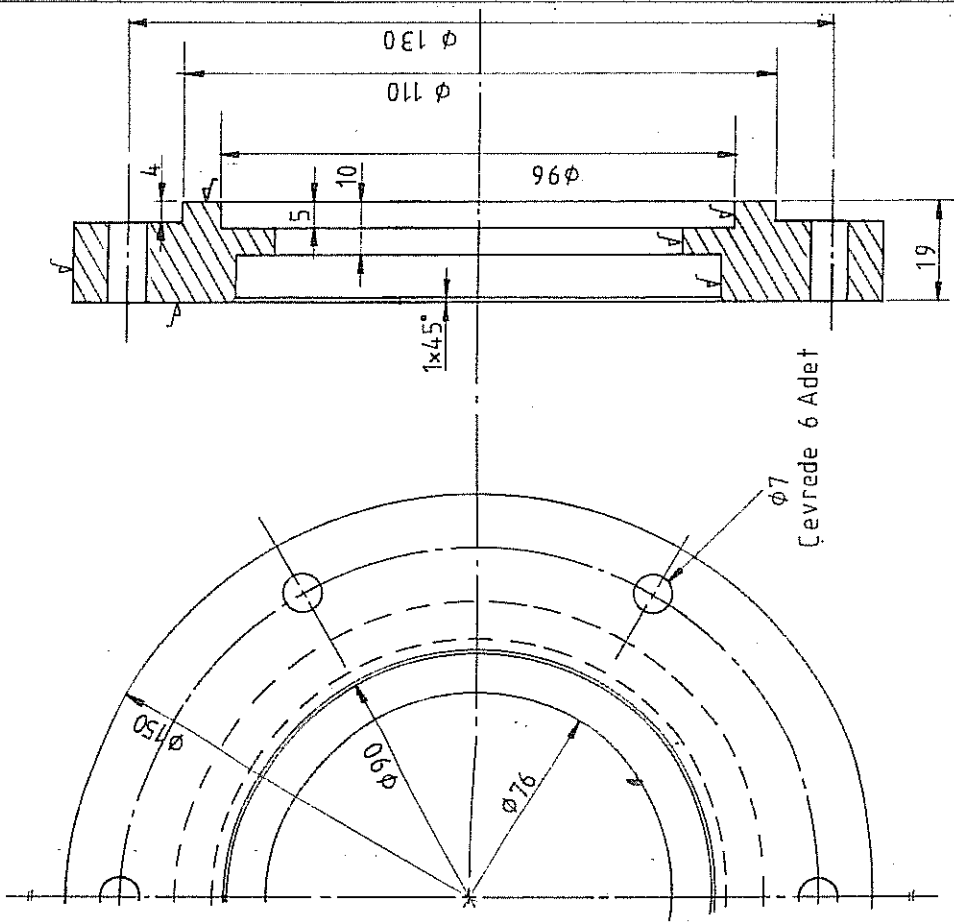
30

660

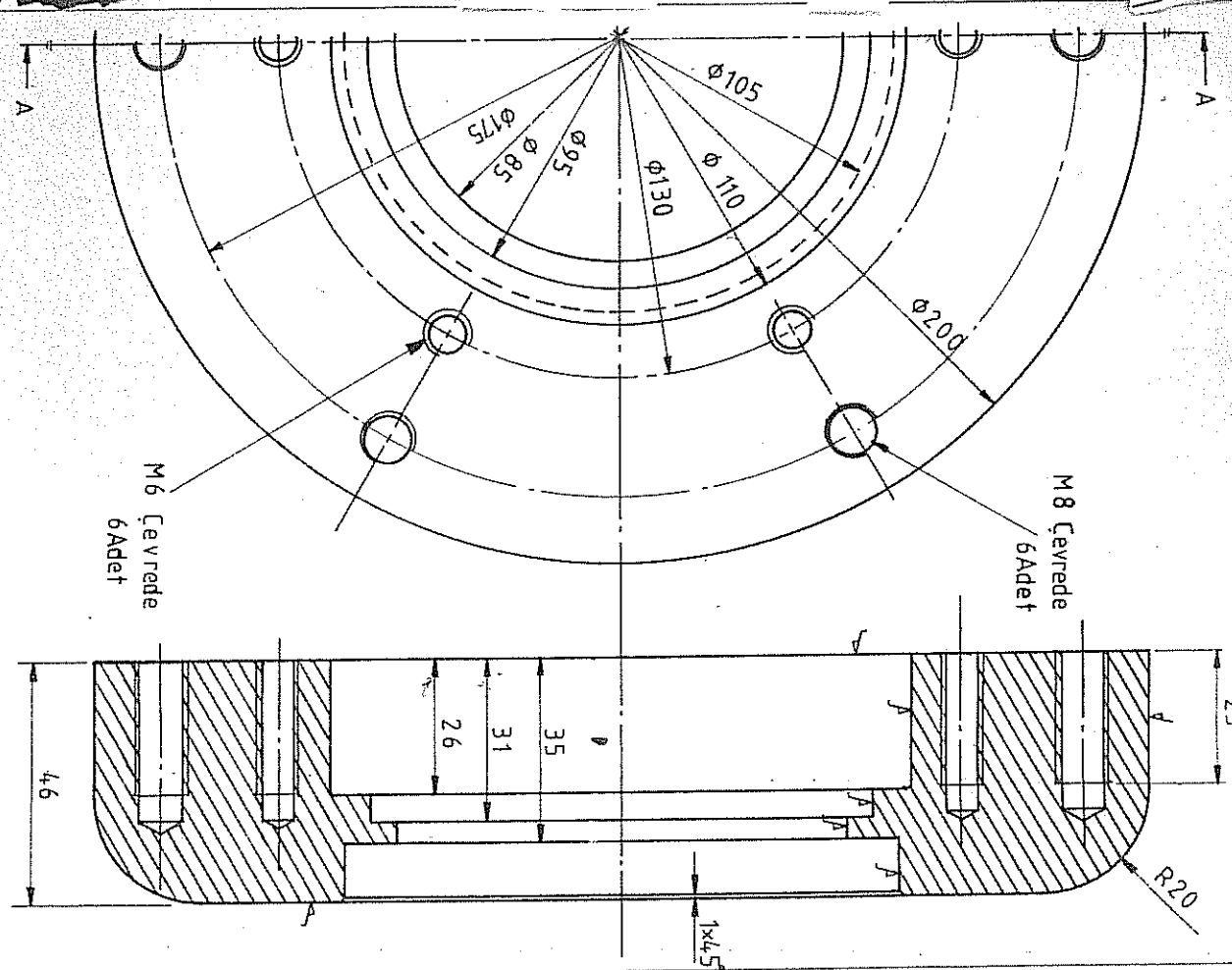
815

KESIT A-A

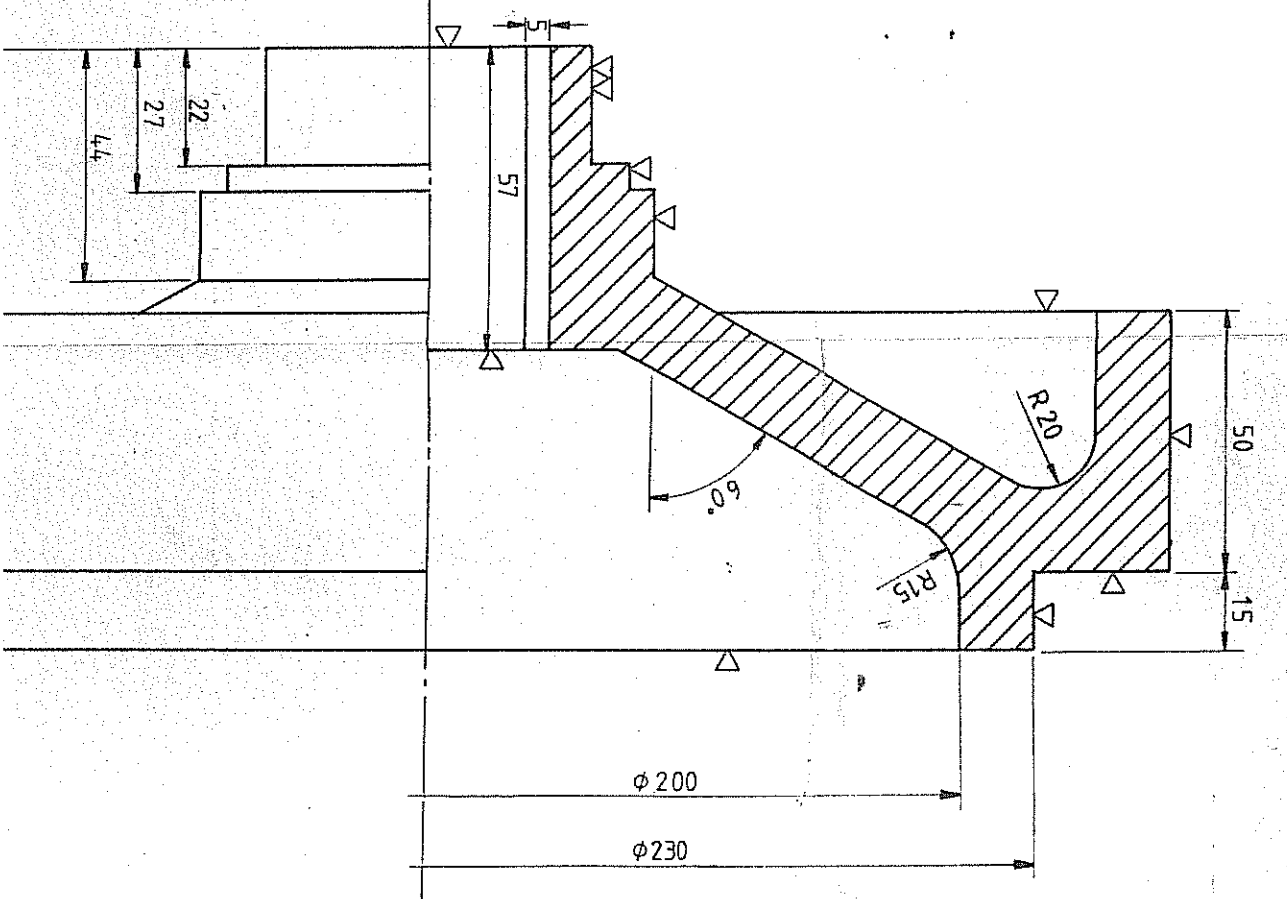
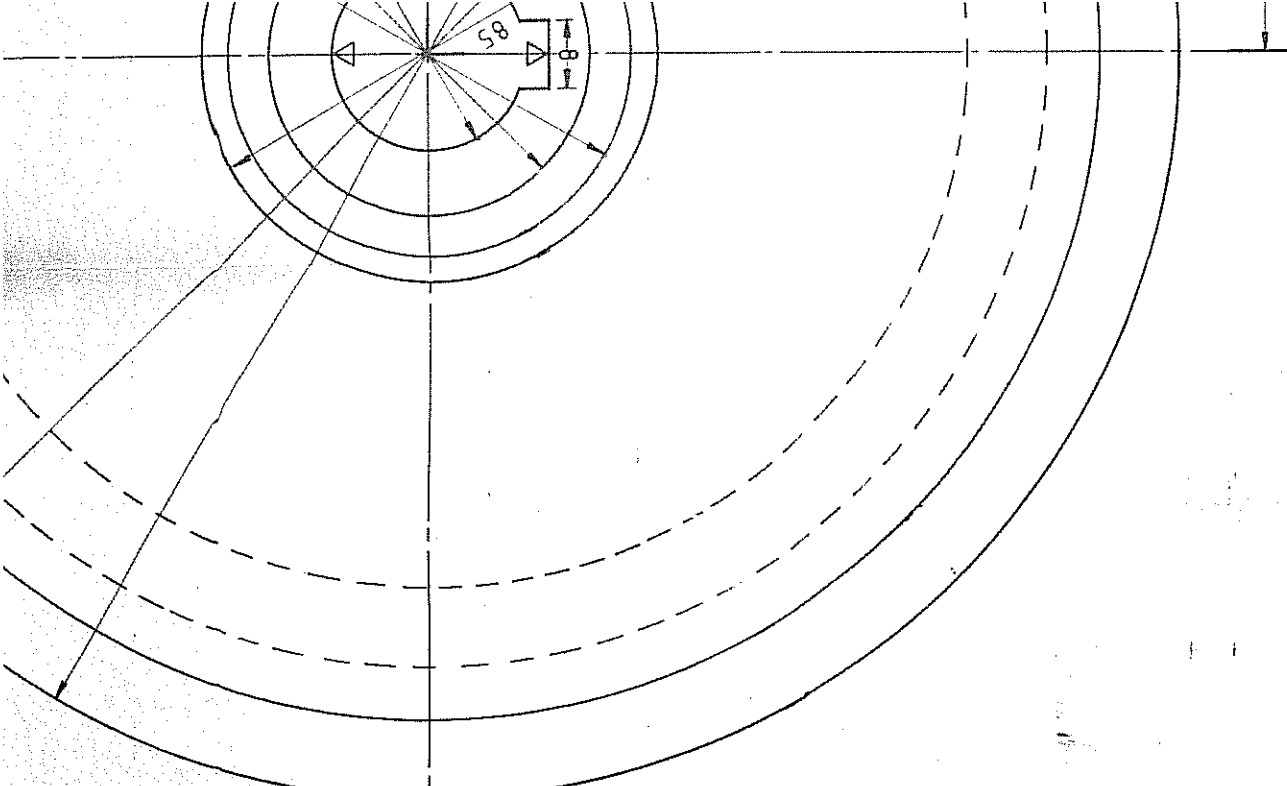




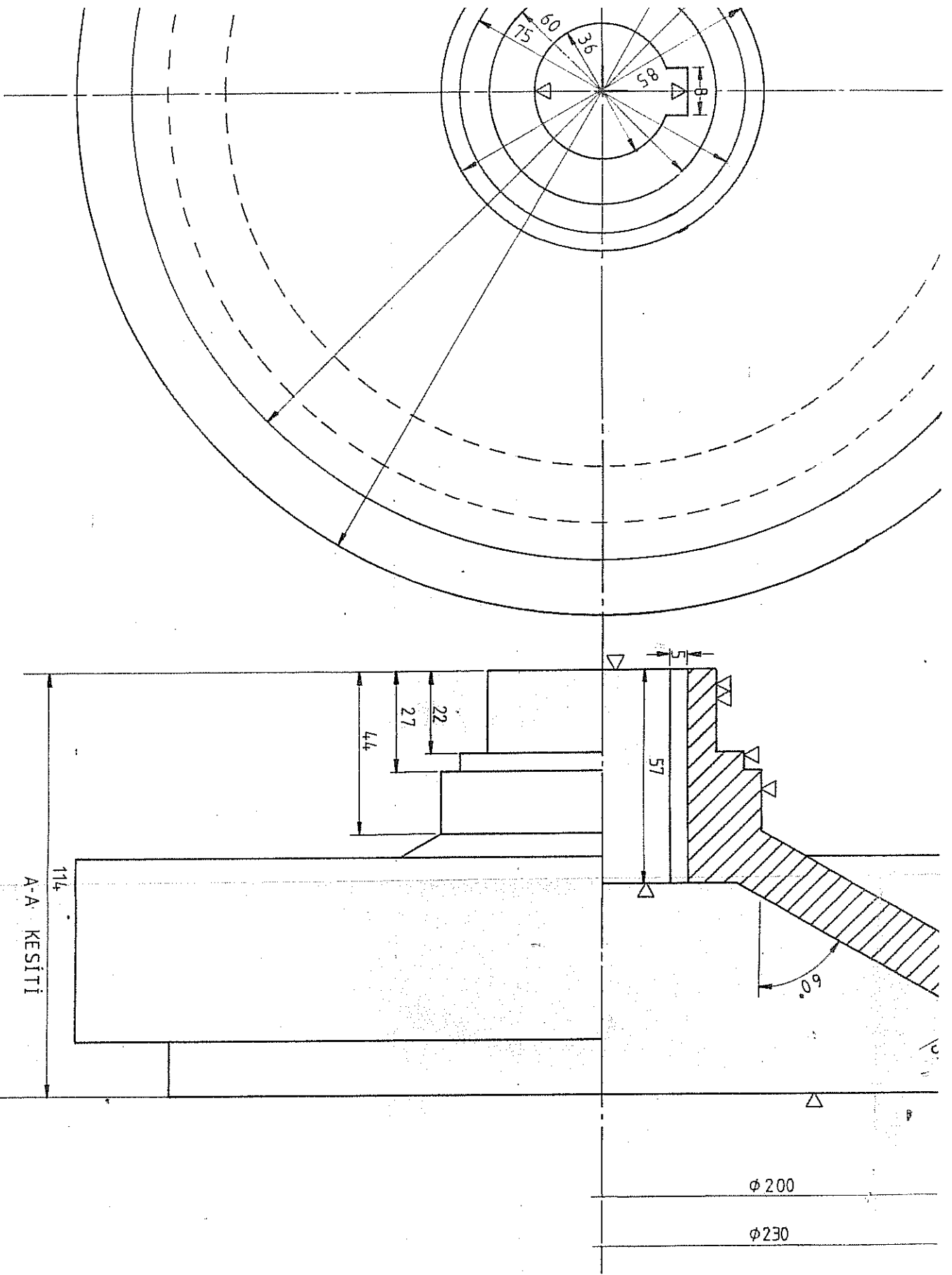
TÜBİTAK		RESİM NO:3-1	
MAG 5 97 PROJESİ		EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR	
1:1		ÖN YATAK ÖN KAPAĞI	
İsim	Tarih	Çizim	RESİM
Ö.E. HASTA	23-8-83	Onay	
S.E. KILIÇ	23-8-83		



TÜBİTAK		RESİM NO:3-1	
MAG 5 97 PROJESİ		EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR	
1:1		ÖN YATAK ÖN KAPAĞI	
İsim	Tarih	Çizim	RESİM
Ö.E. HASTA	23-8-83	Onay	
S.E. KILIÇ	23-8-83		





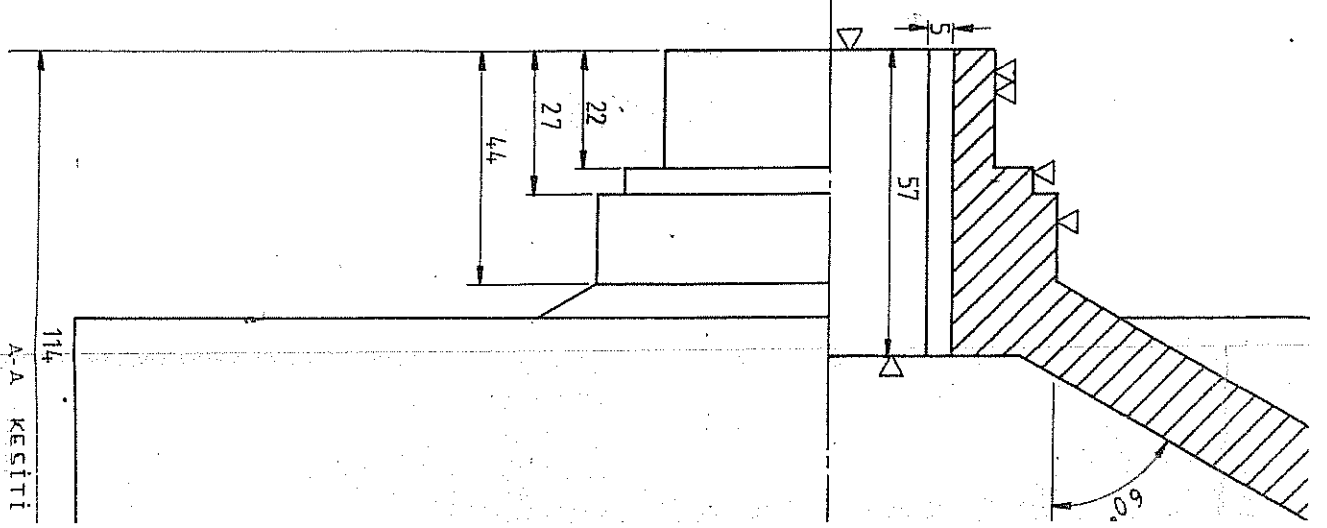
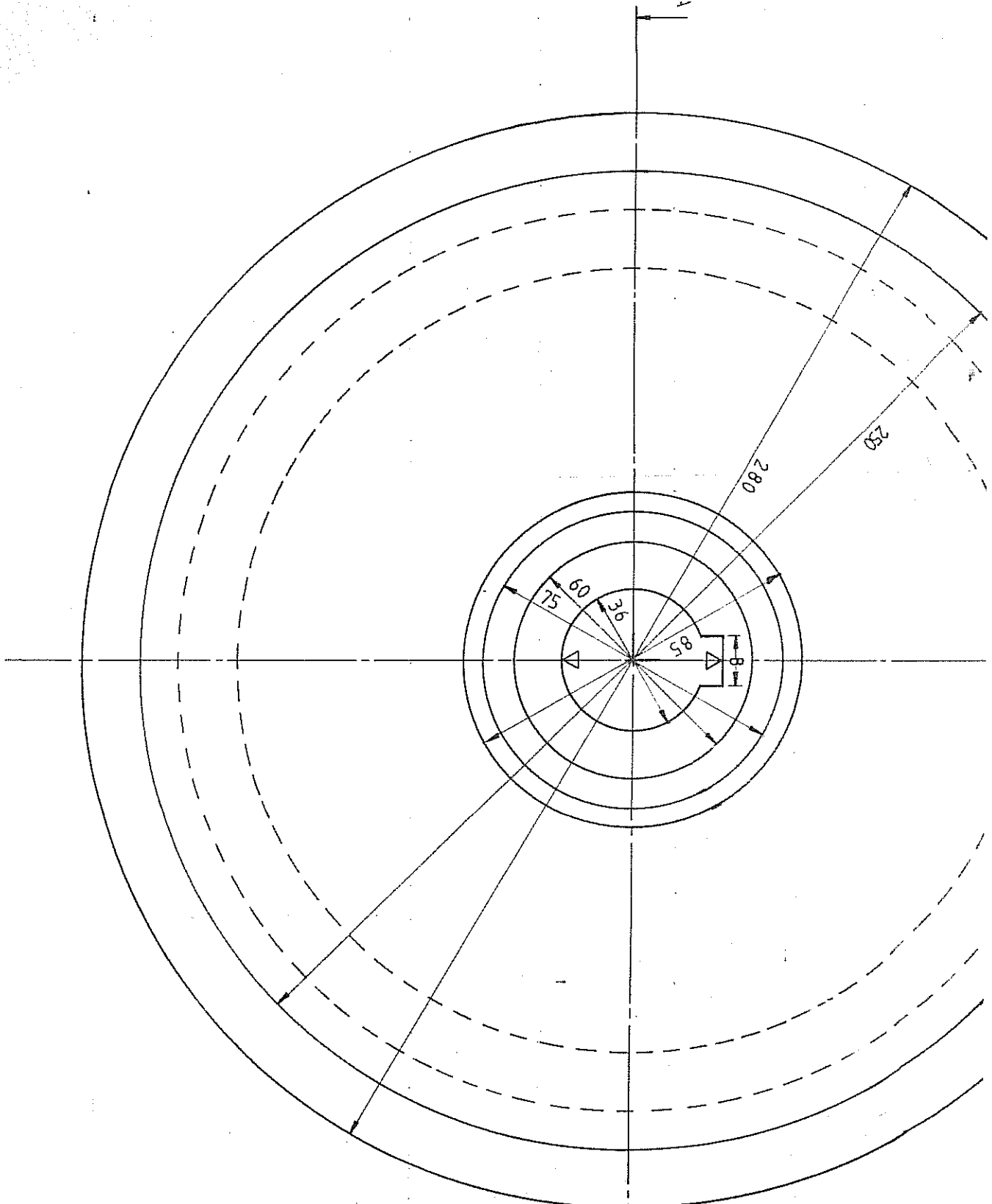


Ölçüler mm'dir.

İsim	Tarih
Çizim	9-8-83
Onay	19-8-83

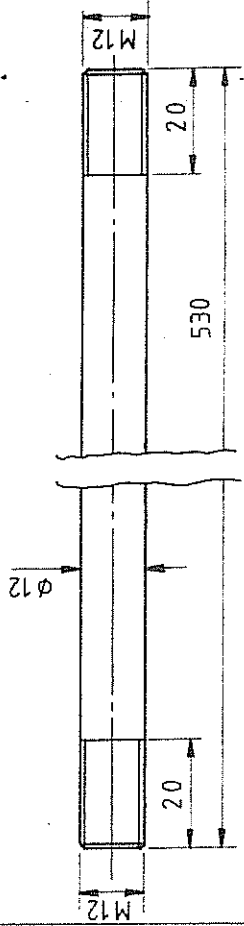
TÜBİTAK  
MAG 597 PROJESİ





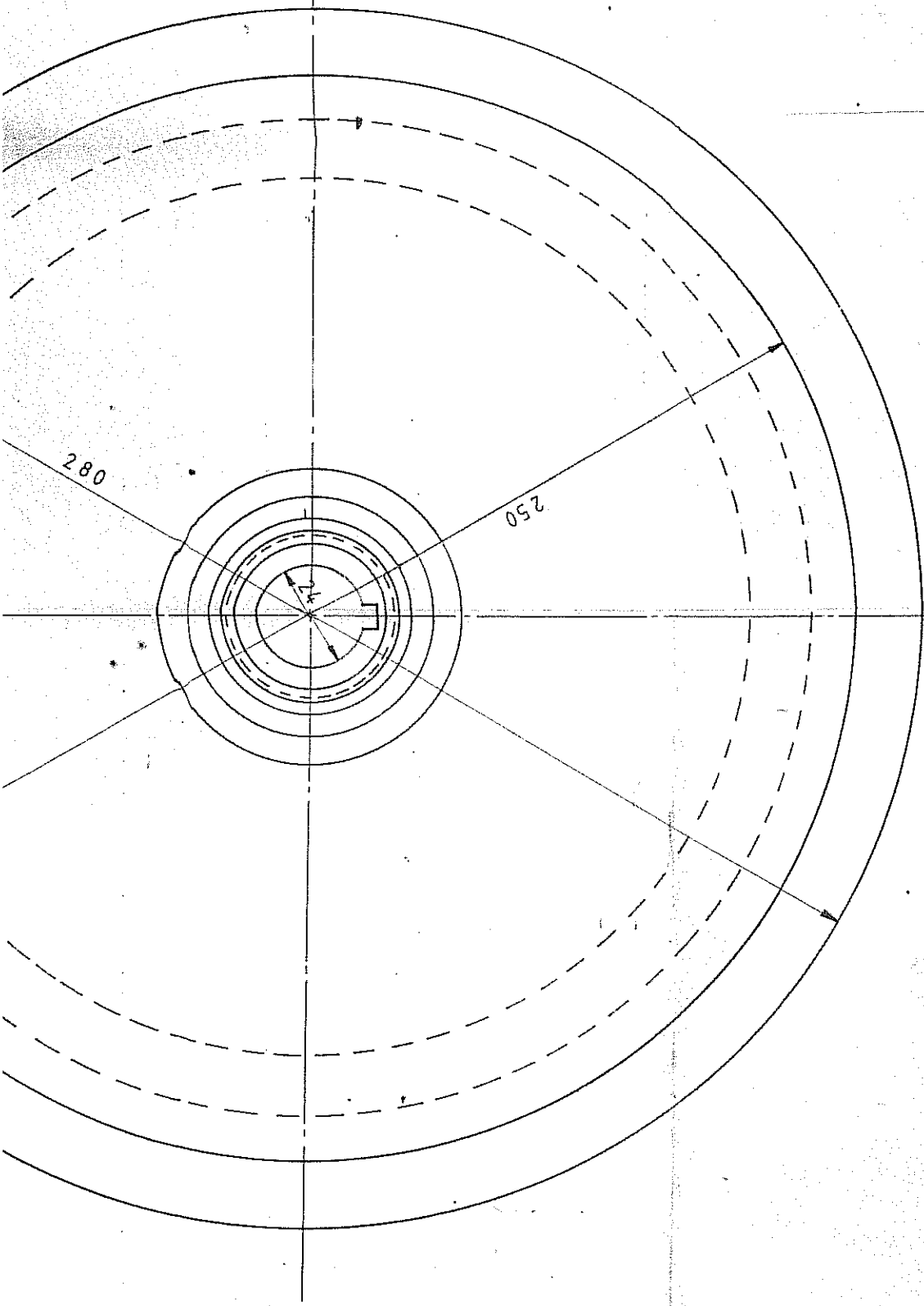
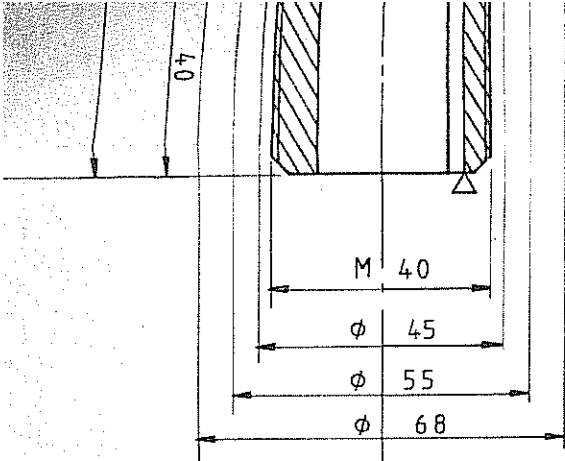
Ölçüler mm'dir.

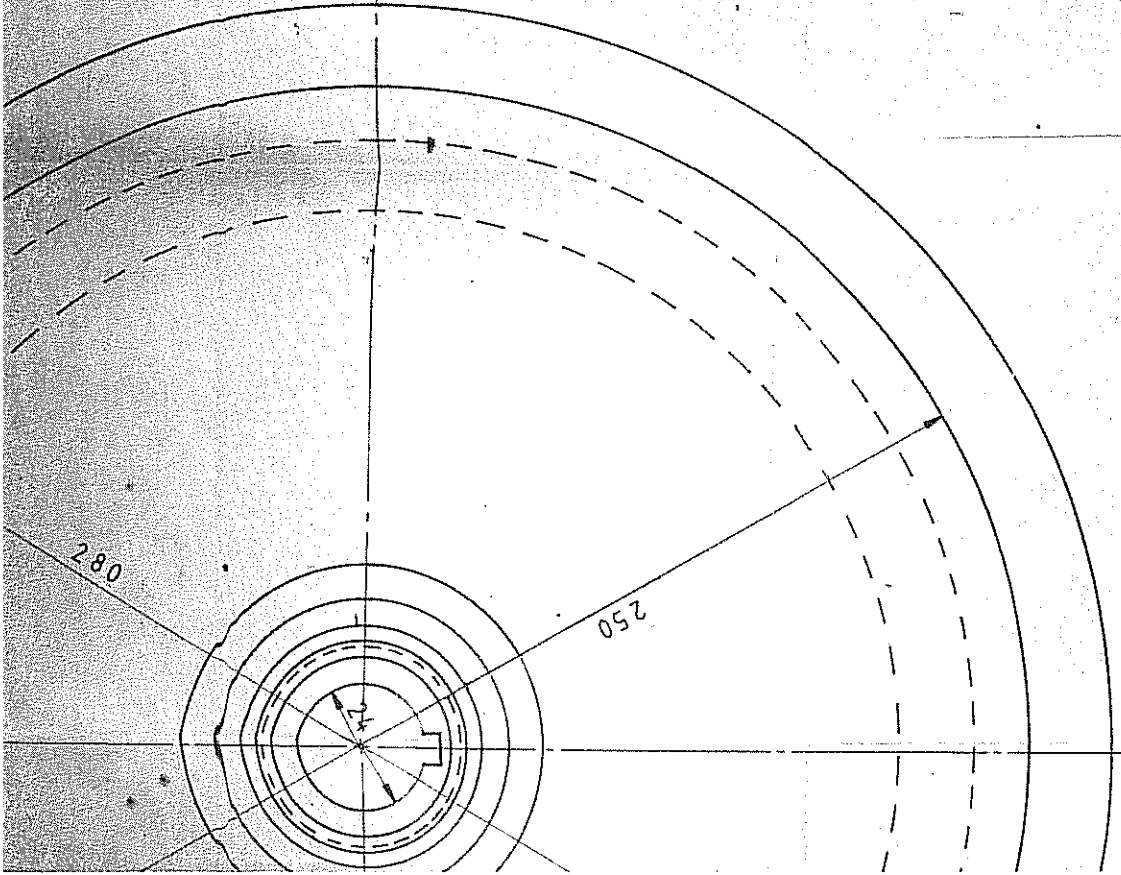
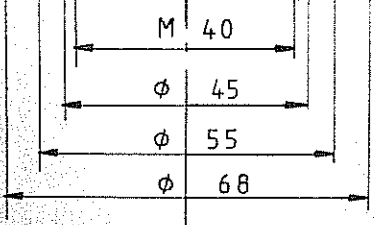
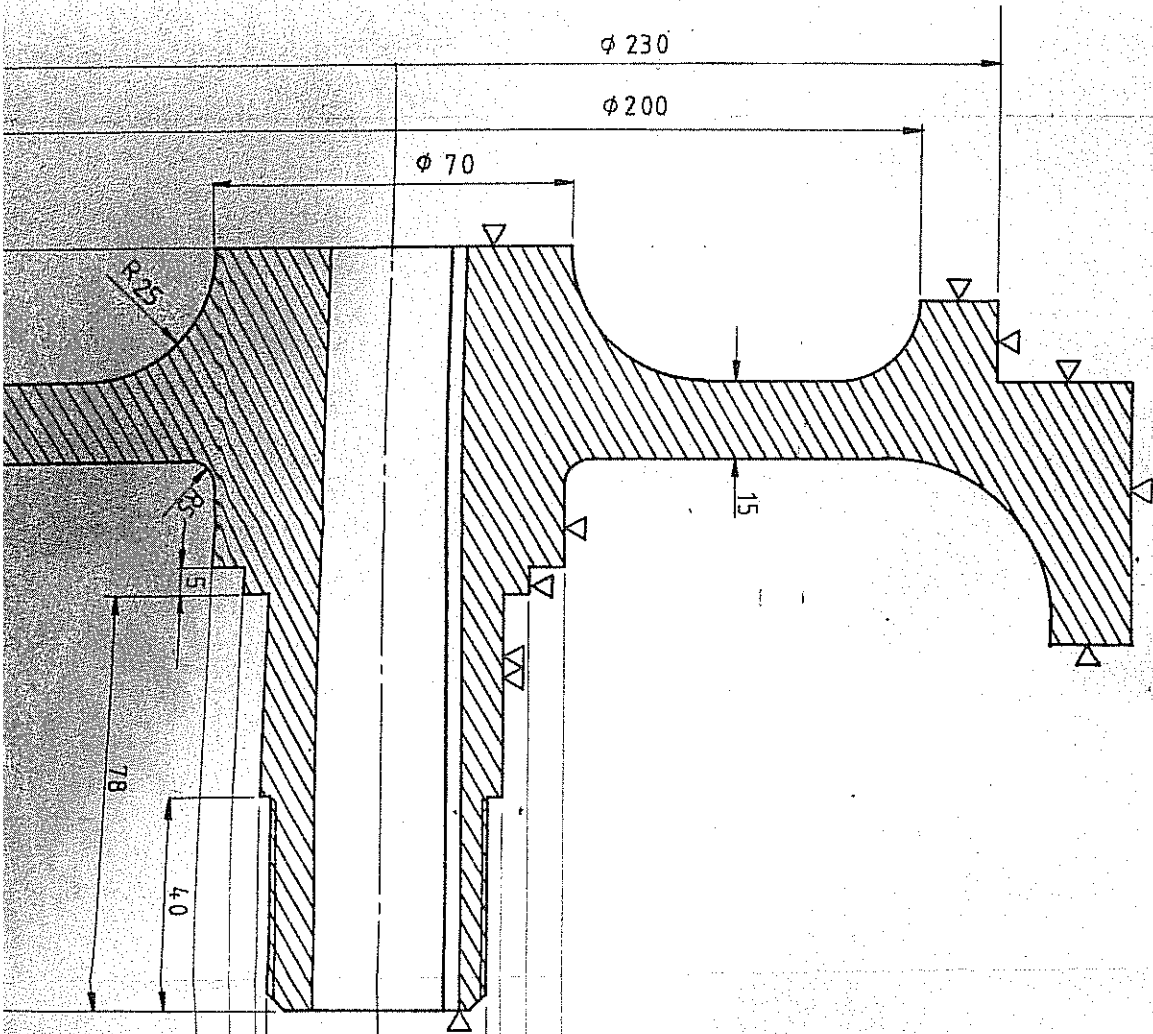
A-A KESİTİ

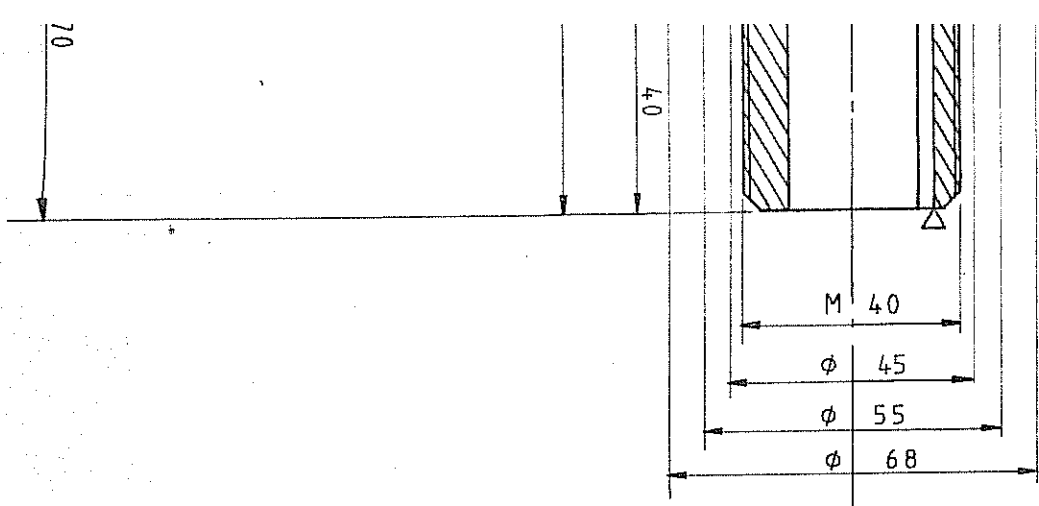


8 ADET ÜRETİLECEK

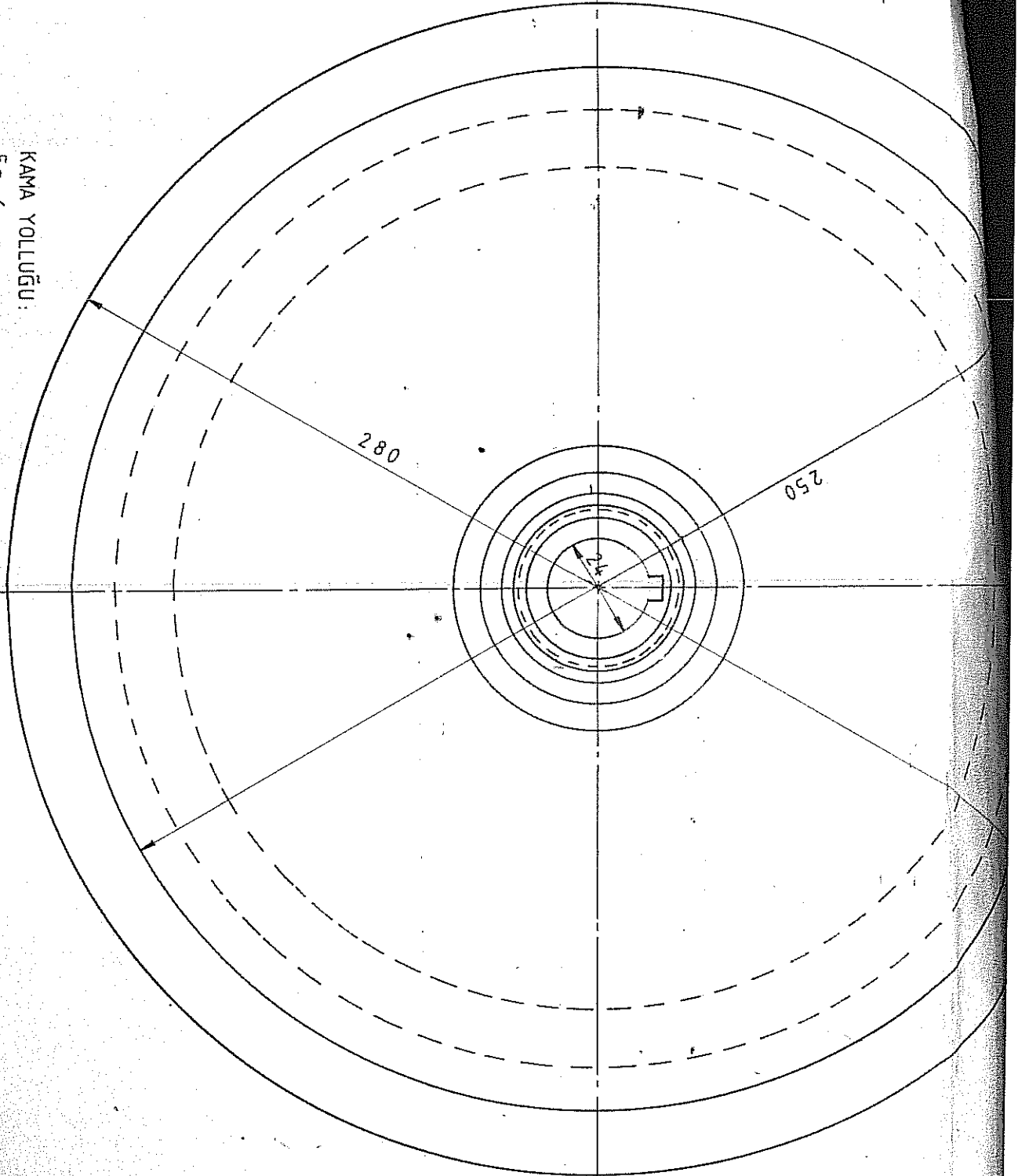
İSİM		TARİH	
ÇİZİM	Ö.E. HAZIR	17-8-83	TÜBİTAK
ONDY	S.E. KILIC	17-8-83	MAG 597 PROJESİ
Ölçek:	EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR		Resim
1:1	BAĞLAMA DEMİRİ		No:10





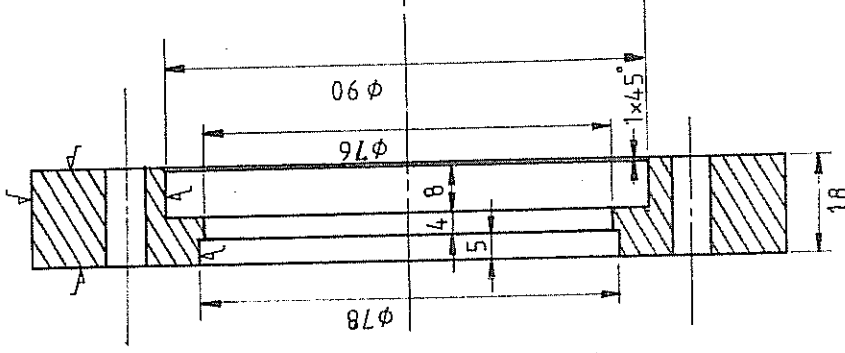
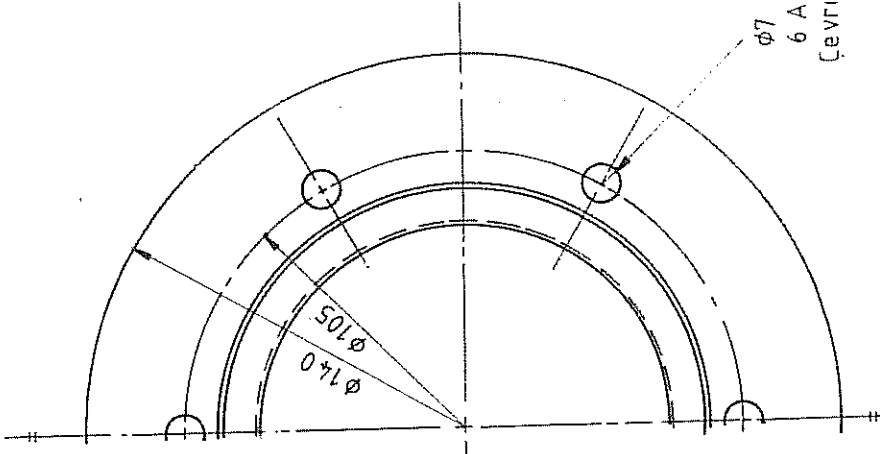


KAMA YOLLUĞU:  
En: 6  
Derinlik: 3

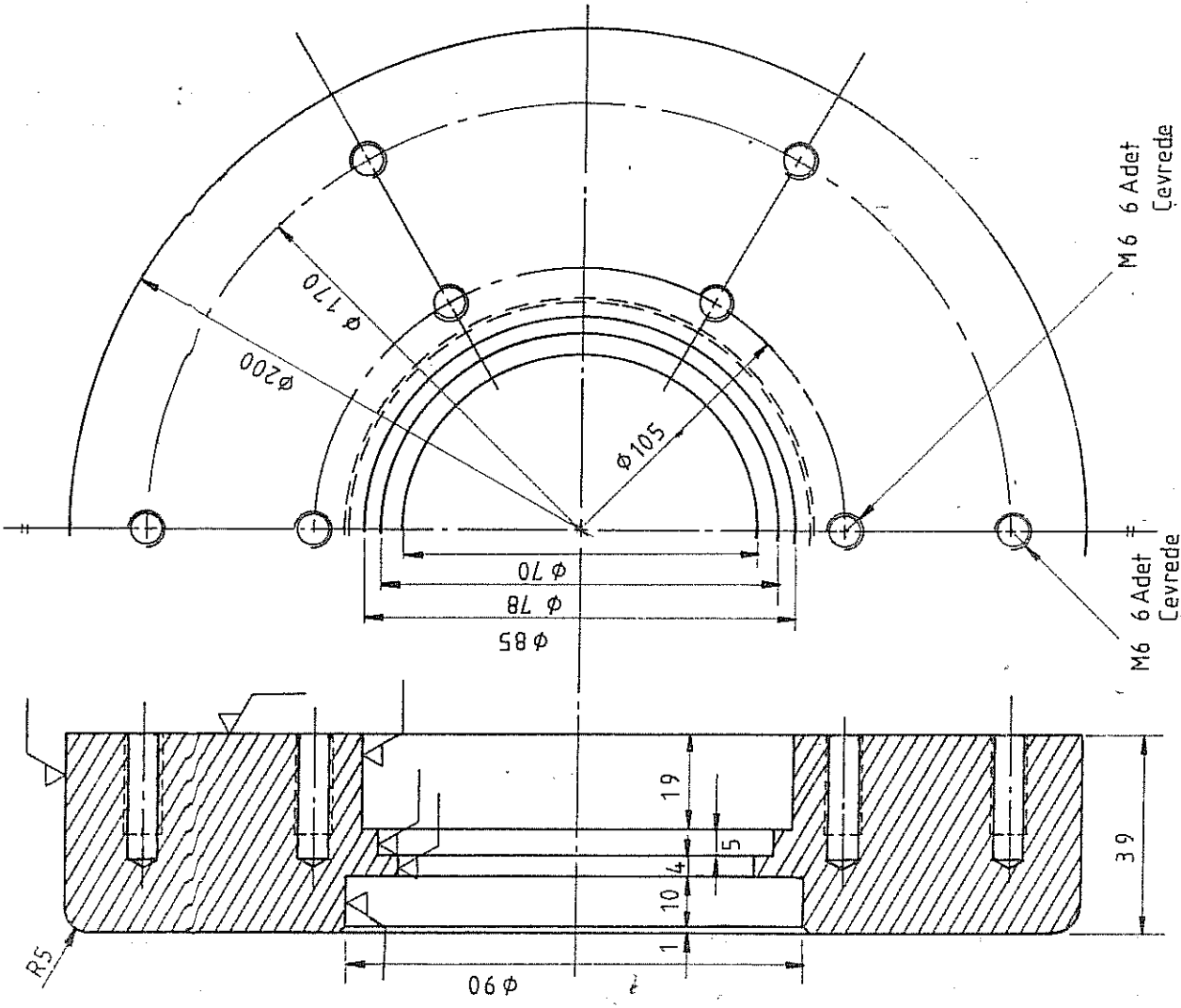


İsim	Tarih	TUBİTAK
Çizim	10-8-83	MAG 597 PROJESİ
Onay		

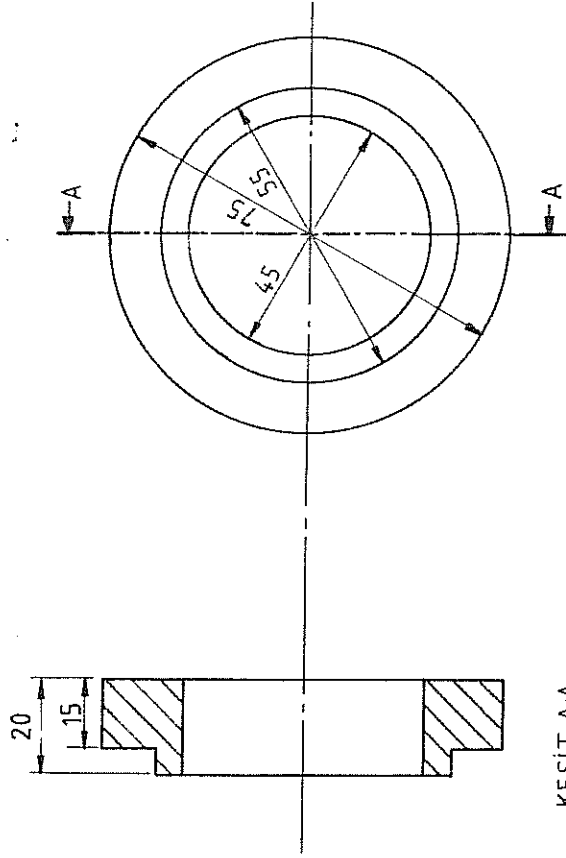




İsim	Tarih	TÜBİTAK
Çizim	17-8-83	MAG 597 PROJESİ
Onay	19-8-83	
1:1	EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR	RESİ
	ARKA YATAK ARKA KAPAĞI	NO:1



İsim	Tarih	TÜBİTAK
Çizim	17-8-83	MAG 597 PROJESİ
Onay	19-8-83	
1:1	EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR	RESİM
	ARKA YATAK ÖN KAPAĞI	NO:13.1



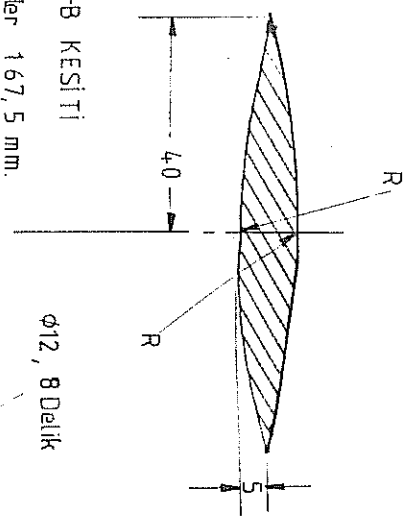
KESİT A-A

İSİM	TARİH	TÜBİTAK	
Çizim	S.E. Hacıoğlu	MAG 597 PROJESİ	
Onay	S.E. Kılıç		
Ölçek	EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖR		RESİM
1:1	ARKA YATAK BURCU		NO 13-3

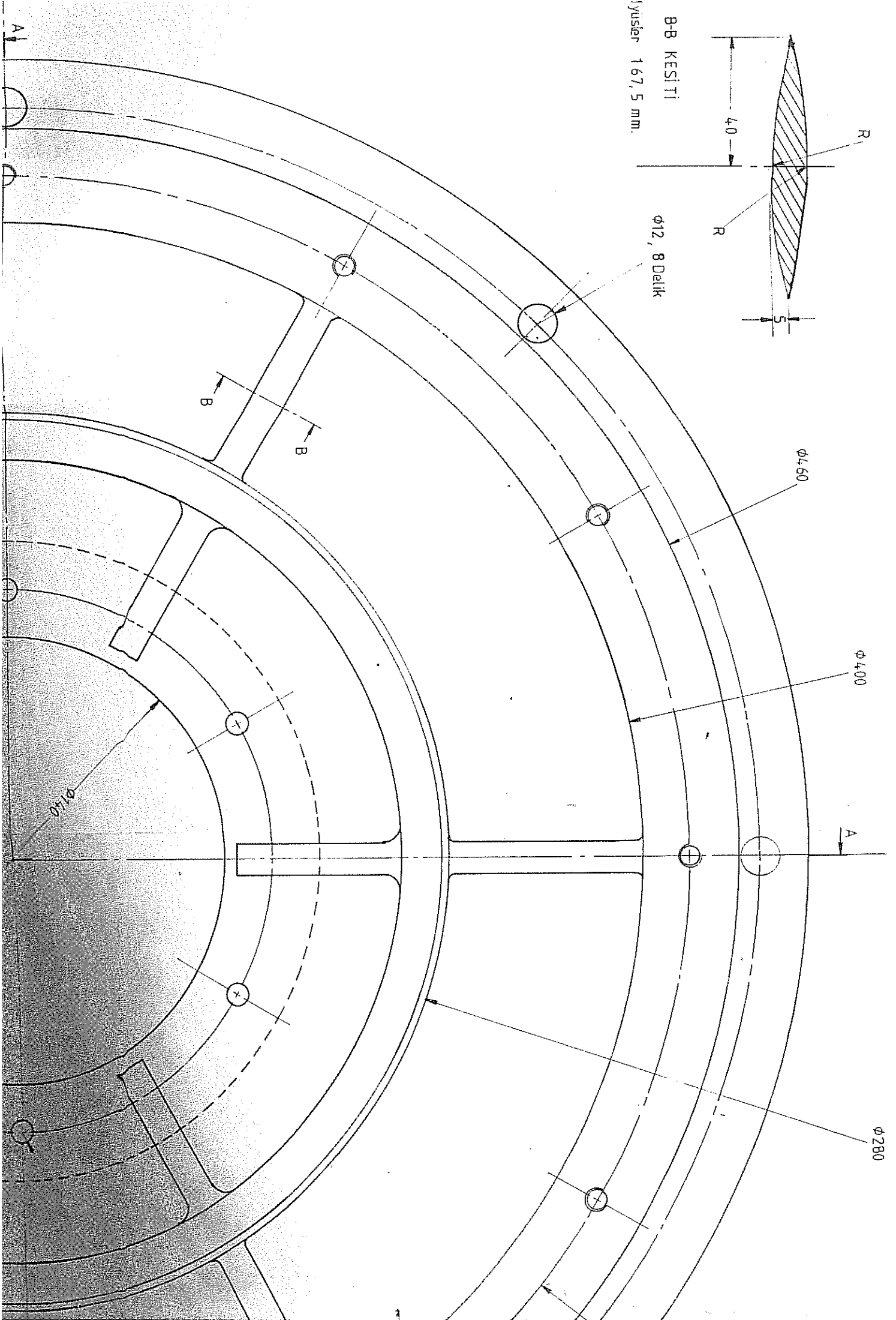


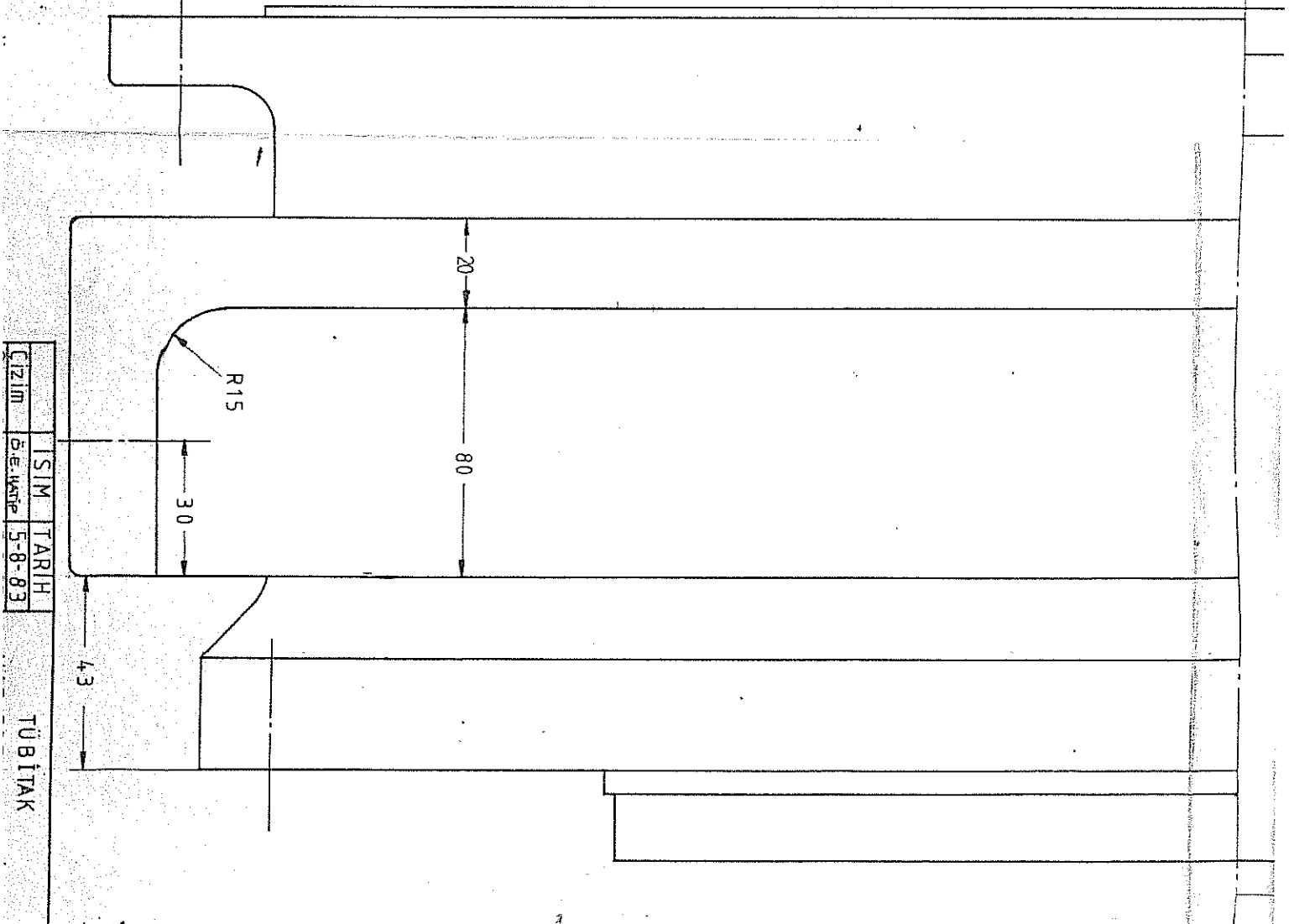
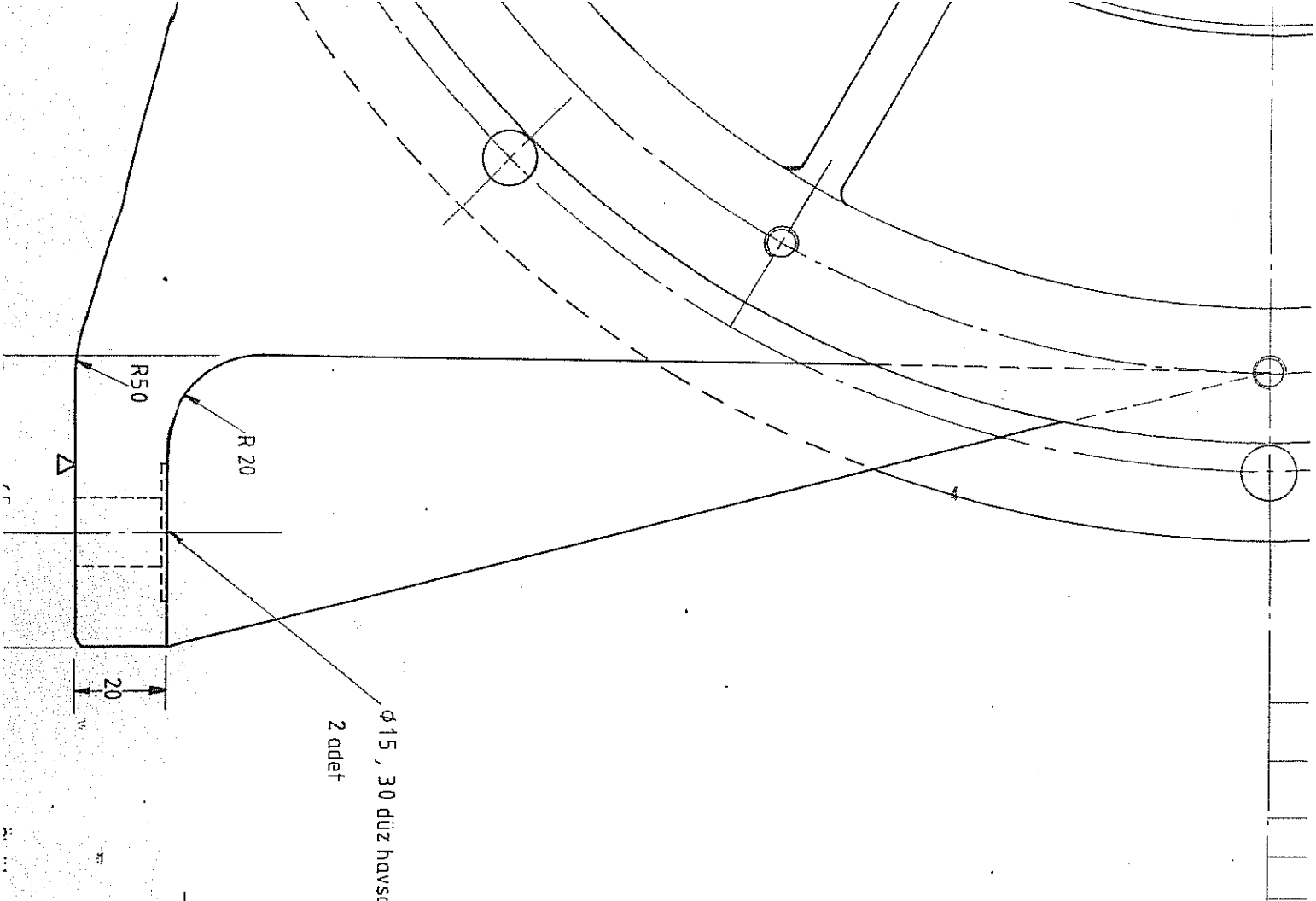


B-B KESİTİ  
İyusler 1 67,5 mm.

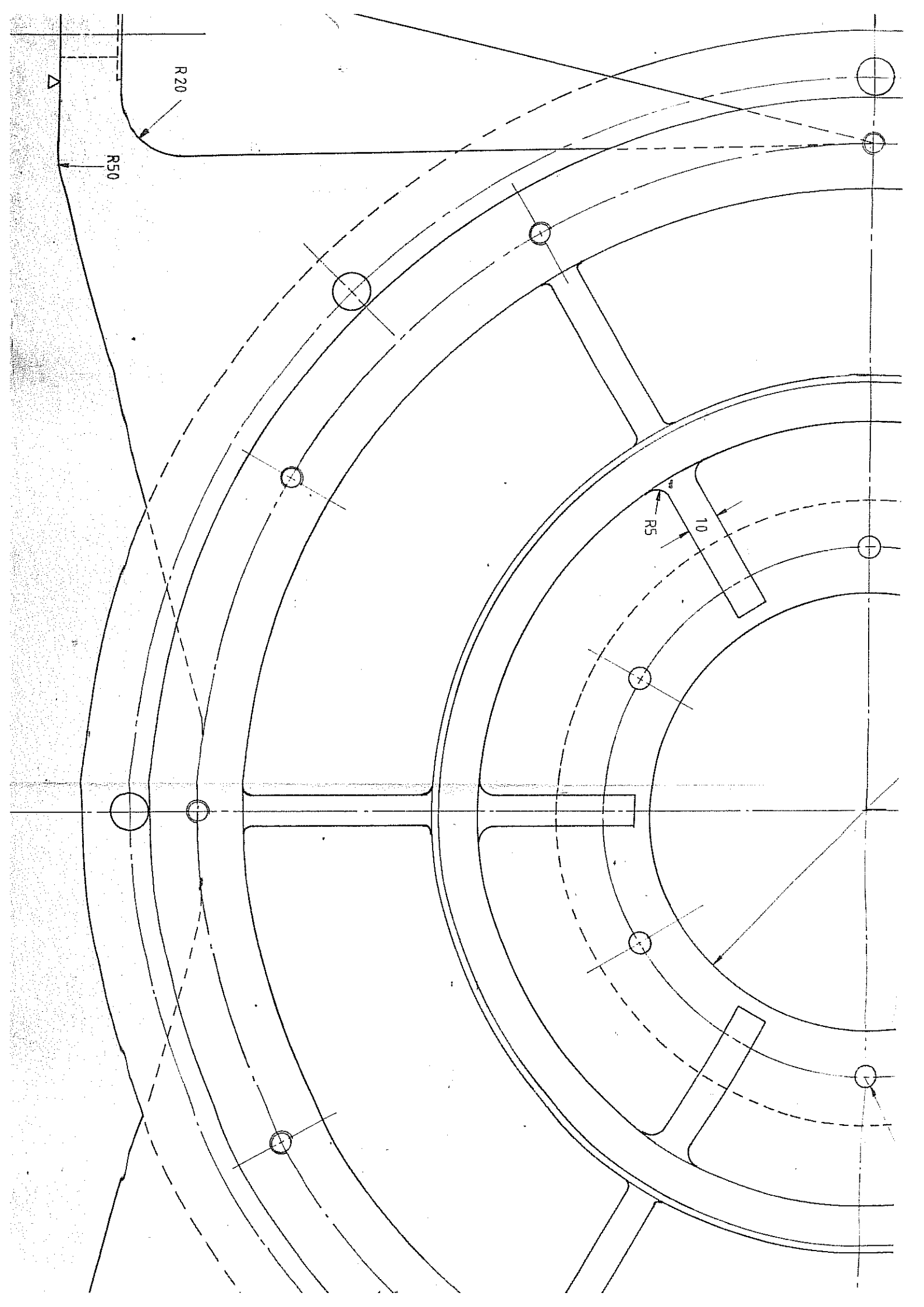


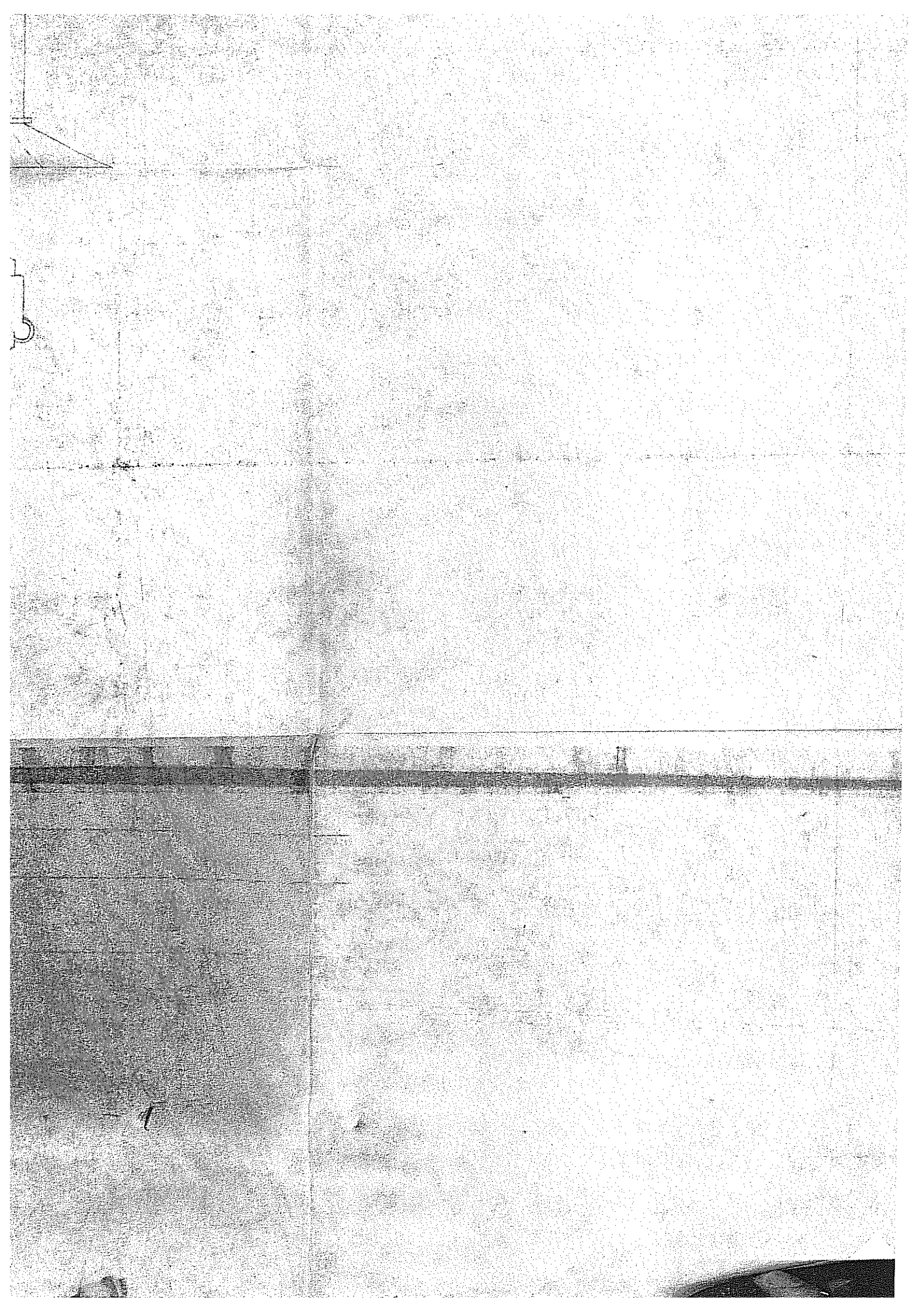
Ø12, 8 Delik



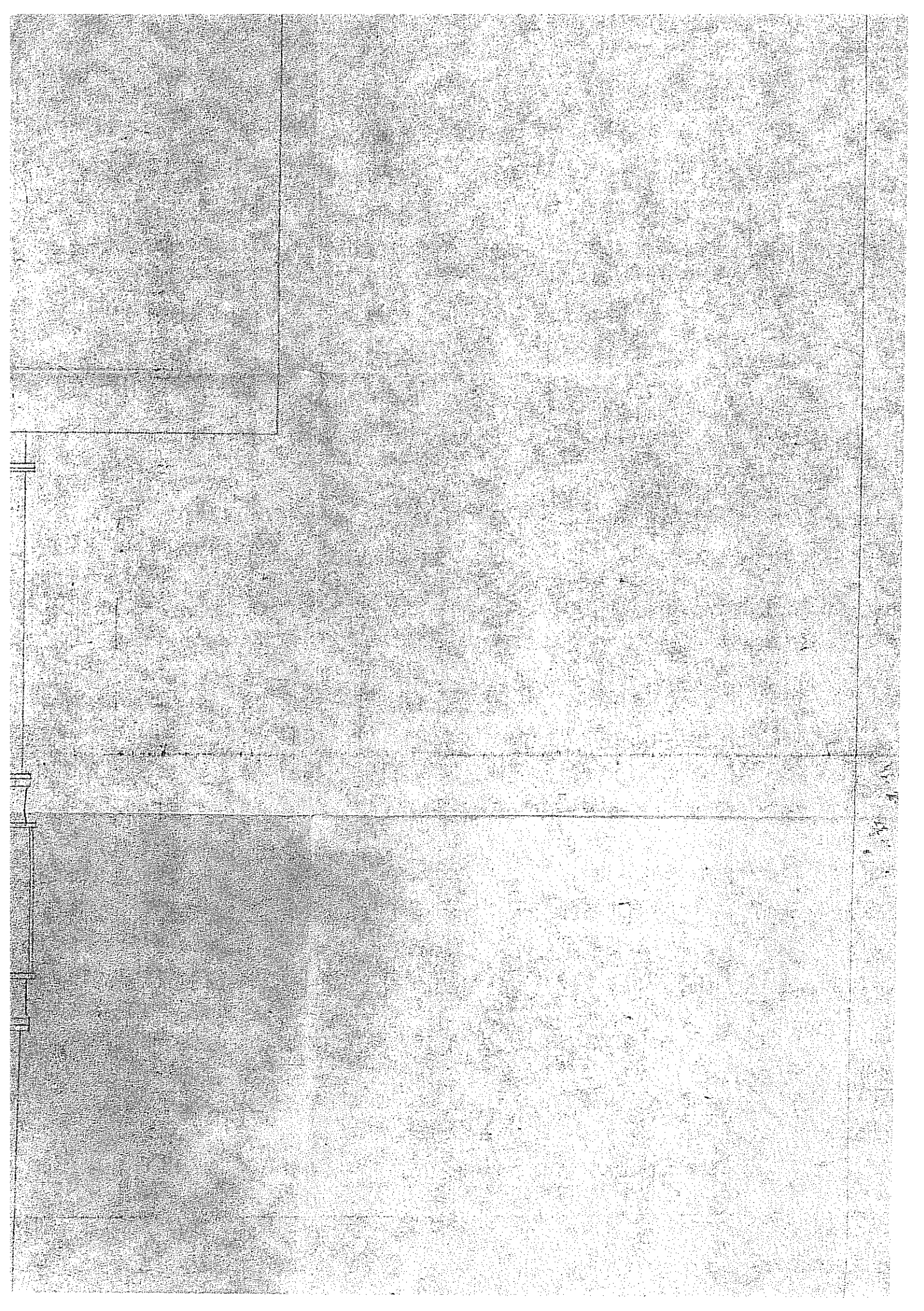


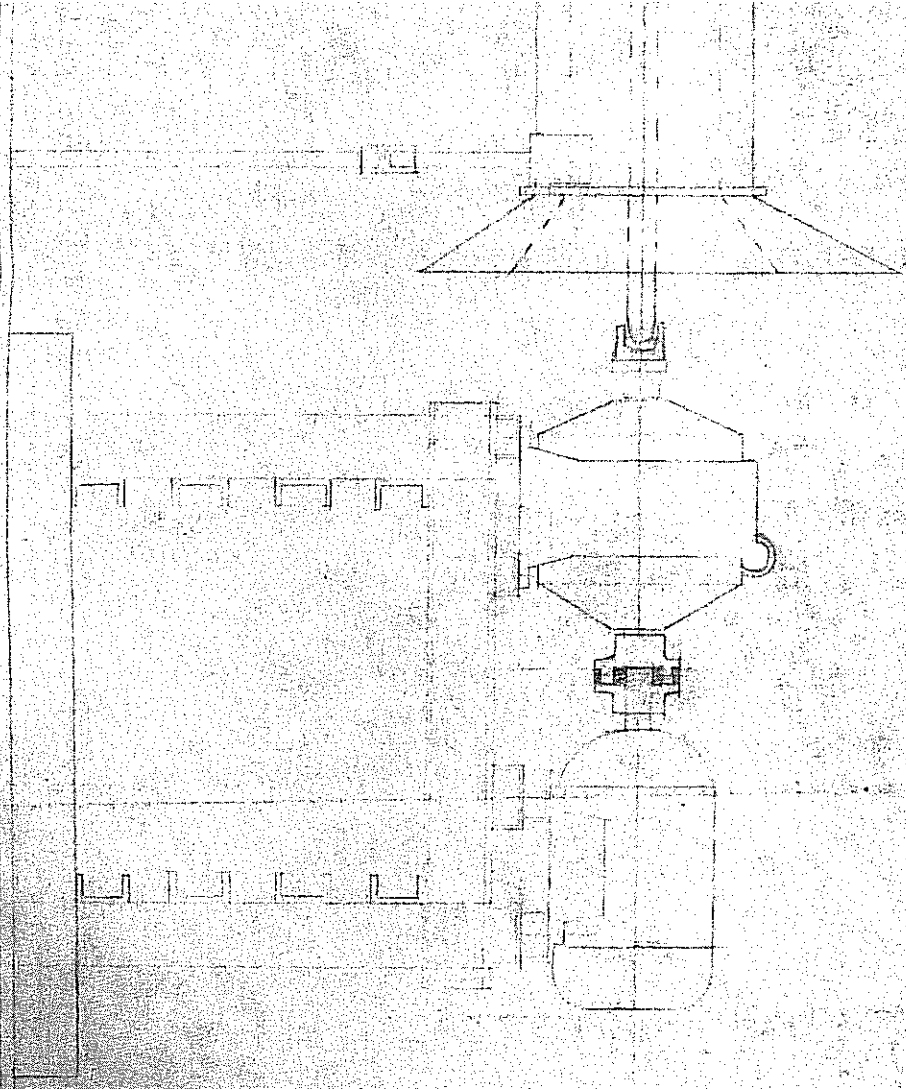
CİZİM	SİM	TARİH	TÜBİTAK
Ö. KATP	5-8-83		











RESIM 15



