

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BÜYÜK ÇAPLI KELEBEK VANALARDA DİSK ÜZERİNDEKİ GERİLME
DAĞILIMININ SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ VE DİSK GEOMETRİSİ
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak TÜZÜNER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Yüksek Lisans Programı

AĞUSTOS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BÜYÜK ÇAPLI KELEBEK VANALARDA DİSK ÜZERİNDEKİ GERİLME
DAĞILIMININ SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ VE DİSK GEOMETRİSİ
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Burak TÜZÜNER
(503111102)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU

AĞUSTOS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111102 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Burak TÜZÜNER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BÜYÜK ÇAPLI KELEBEK VANALARDA DİSK ÜZERİNDEKİ GERİLME DAĞILIMININ SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ VE DİSK GEOMETRİSİ TASARIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **29 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **27 Ağustos 2014**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez yazma sürecimde beni yalnız bırakmayan anneme, babama, kardeşime; hiçbir konuda yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU ve Prof Dr. Haluk KARADOĞAN'a; sıkıntılı zamanlarda destek olan arkadaşlarım Alper Tunga ÇELEBİ, Esra İÇER, Burcu ATAY, Mehmet Sait ÖZER, Tarık BULUT'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ağustos 2014

Burak Tüzüner
Mühendis

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
2. TASARIM.....	5
2.1 Kelebek Vana Tasarımında Parametreler	5
2.1.1 Geometrik parametreler	5
2.1.2 Moment	7
2.1.2.1 Yataklama momenti	7
2.1.2.2 Ağırlık merkezi momenti	7
2.1.2.3 Hidrostatik moment.....	8
2.1.2.4 Oturma momenti	8
2.1.2.5 Göbek momenti	9
2.1.2.6 Dinamik moment.....	9
2.1.2.7 Diğer moment bileşenleri.....	10
2.1.3 Vana giriş çıkışı arasındaki basınç farkı	10
2.1.3.1 Debi	10
2.1.3.2 Basınç kaybı	11
2.1.4 Kavitasyon	11
2.2 Kelebek Vanada Akışta Boyutsuz Sayılar	12
2.2.1 Dinamik moment katsayısı.....	12
2.2.2 Basınç kayıp katsayısı	14
2.2.3 Debi Katsayısı	15
2.2.4 Kavitasyon endeksi	15
2.3 Kelebek Vanada Akışın Teorik Olarak İncelenmesi.....	15
3. KELEBEK VANADA AKIŞIN MODELLENMESİ	19
3.1 Geometrinin Hazırlanması	19
3.2 Çözüm Ağı Oluşturulması.....	20
3.3 Analizler	22
3.3.1 DN 2000 vanada HAD analizleri	22
3.3.2 Farklı çaplardaki vanalarda değişik sınır şartlarında HAD analizleri.....	31
3.3.2.1 DN 50 vanada HAD analizleri	32
3.3.2.2 DN 100 vanada HAD analizleri	32
3.3.2.3 DN 250 vanada HAD analizleri	33
3.3.2.4 DN 500 vanada HAD analizleri	33

3.3.2.5 DN 1000 vanada HAD analizleri	33
3.3.2.6 DN 2000 vanada HAD analizleri	34
3.3.2.7 Farklı çaplardaki vanalarda akışın karşılaştırılması	34
3.3.2.7.1 Kayıp katsayısı açısından karşılaştırma	34
3.3.2.7.2 Dinamik moment katsayısı açısından karşılaştırma	35
3.3.2.7.3 Debi katsayısı açısından karşılaştırma	36
3.3.3 DN 2000 vanada sıvı yapı etkileşimi analizleri	36
3.3.3.1 Model A.....	38
3.3.3.2 Model A1.....	40
3.3.3.3 Model A2.....	42
3.3.3.4 Model B.....	44
3.3.3.5 Model B1.....	46
3.3.3.6 Model B2.....	48
3.3.3.7 Model B3.....	50
3.3.3.8 Sıvı yapı etkileşimi analizi sonuçları	52
4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	53
4.1 Gelecek Çalışmalar.....	53
KAYNAKLAR.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	57

KISALTMALAR

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Dinamik Moment Katsayısını Etkileyen Parametrelerin Boyutları.....	12
Çizelge 2.2: Basınç Kayıp Katsayısını Etkileyen Parametrelerin Boyutları.....	13
Çizelge 3.1: Değişik Çözüm Ağlarındaki Net Kuvvet Değerleri.....	21
Çizelge 3.2: DN 2000 Kelebek Vana HAD Analizi Sonuçları.....	23
Çizelge 3.3: DN 50 Analiz Sonuçları.....	32
Çizelge 3.3: DN 100 Analiz Sonuçları	32
Çizelge 3.4: DN 250 Analiz Sonuçları	33
Çizelge 3.5: DN 500 Analiz Sonuçları	33
Çizelge 3.6: DN 1000 Analiz Sonuçları	34
Çizelge 3.7: DN 2000 Analiz Sonuçları	34

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Eş Eksenli Kelebek Vana Diski.....	5
Şekil 2.2 : Tek Ofsetli Kelebek Vana Diski.	6
Şekil 2.3 : İki Ofsetli Kelebek Vana Diski.	6
Şekil 2.4 : Boyutsuz Sayıların Hesabında Kullanılan Matrisler.....	12
Şekil 2.5 : Serbest Akım Çizgisi Teoremine Göre Vananın Gösterimi[7].	16
Şekil 2.6 : İki Boyutlu Eksenel Simetrik Vanada Moment Katsayısı[7].	16
Şekil 3.1 : Kelebek Vana Geometrisinin Kesit Görünüşü.	19
Şekil 3.2 : Çözüm Ağı Kesidi.	20
Şekil 3.3 : Vana Diski Üzerine Etkiyen Momentin Yakınsama Eğrisi.....	21
Şekil 3.4 : Dinamik Moment - Vana Açıklığı Eğrisi.	24
Şekil 3.5 : Dinamik Moment Katsayısı – Vana Açıklığı Eğrisi.	24
Şekil 3.6 : Basınç Farkı – Vana Açıklığı Eğrisi.	25
Şekil 3.7 : Kelebek Vanada Akım Çizgileri.	26
Şekil 3.8 : Açıklık Değerleri İçin Hız Vektörleri.	27
Şekil 3.9 : 5^0 , 30^0 , 60^0 ve 90^0 İçin Hız Vektörleri	28
Şekil 3.10 : 5^0 ve 30^0 İçin Hız Vektörlerinin Yakından Görünüşü.....	29
Şekil 3.11 : 60^0 ve 90^0 İçin Hız Vektörlerinin Yakından Görünüşü.....	30
Şekil 3.12 : Akış Yönüne Dik Hız Vektörleri	31
Şekil 3.13 : Giriş Hızı – K_v Kayıp Katsayısı Eğrisi.....	35
Şekil 3.14 : Giriş Hızı – C_t Dinamik Moment Katsayısı Eğrisi.....	35
Şekil 3.15 : Giriş Hızı – C_v Debi Katsayısı Eğrisi	36
Şekil 3.16 : Vana Diski Üzerindeki Basınç Dağılımı	37
Şekil 3.17 : Model A Geometrik Özellikler.....	38
Şekil 3.18 : Model A Analiz Sonuçları.....	39
Şekil 3.19 : Model A1 Geometrik Özellikler.....	40
Şekil 3.20 : Model A1 Analiz Sonuçları.....	41
Şekil 3.21 : Model A2 Geometrik Özellikler.....	42
Şekil 3.22 : Model A2 Analiz Sonuçları.....	43
Şekil 3.23 : Model B Geometrik Özellikler.....	44
Şekil 3.24 : Model B Analiz Sonuçları.....	45
Şekil 3.25 : Model B1 Geometrik Özellikler.....	46
Şekil 3.26 : Model B1 Analiz Sonuçları.....	47
Şekil 3.27 : Model B2 Geometrik Özellikler.....	48
Şekil 3.28 : Model B2 Analiz Sonuçları.....	49
Şekil 3.29 : Model B3 Geometrik Özellikler.....	50
Şekil 3.30 : Model B3 Analiz Sonuçları.....	51

BÜYÜK ÇAPLI KELEBEK VANALARDA DİSK ÜZERİNDEKİ GERİLME DAĞILIMININ SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ VE DİSK GEOMETRİSİ TASARIMI

ÖZET

Bu çalışmada, kelebek vana disk geometrisinin tasarımı için akış yapı etkileşimi metodundan faydalanılacaktır. Basit bir disk geometrisi alınarak, kapağın değişik açıklık dereceleri için sayısal çözümlene yapılarak disk üzerine etkiyen hidrodinamik momentin en fazla olduğu, dolayısıyla gerilmenin en tehlikeli olduğu açıklık pozisyonu tespit edilecektir. Disk üzerinde oluşan gerilme dağılımı, sayısal akışkanlar mekaniği yöntemleri ile belirlenecek olarak akış alanı hesaplanması sonucu elde edilen basınç ve kayma gerilmelerinin akış yapı etkileşimi metodu ile disk geometrisi üzerine uygulanması ile elde edilecektir. En tehlikeli disk açıklığının belirlenmesinden sonra, bu açıklık pozisyonu için disk geometrisi üzerinde konstrüktif değişiklikler yapılarak (kafes geometri) disk ağırlığının ve disk üzerine gelen gerilmelerin azaltılması sağlanacaktır. Bu değişikliklerin akış alanına ve gerilme dağılımına etkisi irdelenecektir. Ayrıca, Turgut Sarpkaya'nın geliştirdiği ve kelebek vanaların moment ile kavitasyon karakteristiklerini incelediği analitik yöntem kullanılarak sayısal ve analitik çözümlerin sonuçlarının, literatür ile uyumu irdelenecektir.

Başlangıçta DN2000 çaplı bir kelebek vana diski tasarlanmıştır. Bu vananın değişik açıklıklarda (5° , 10° , 12° , 13° , 14° , 15° , 16° , 18° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° , 80° ve 90°) HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Burada 14° açıklık, dinamik momentin en yüksek çıktığı değer, yani en tehlikeli açı olarak tespit edilmiştir. Daha sonra, geometrik karakteristikleri aynı olan, DN50, DN 100, DN 250, DN 500, DN 1000 ve DN 2000 kelebek vanalar için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Burada geometrik karakteristikleri aynıdan kasıt, aynı geometriden belirli bir oranda büyütülüp küçültülerek elde edilmiş olmalarıdır. Bu analizlerin sonucunda beklenen, dinamik moment katsayısı, basınç kayıp katsayısı ve debi katsayısının değerlerinin aynı olmasıdır. Bu analizlerden sonra, disk geometrisinin üzerindeki gerilme dağılımı incelenmiştir. Bunun için 7 değişik modelin üzerine DN 2000 kelebek vananın en tehlikeli açıklık durumunda en fazla momentin etki ettiği anda oluşan basınç alanı HAD analizi sonuçlarından alınarak etki ettirilmiştir. Oluşturulan 7 modelin üzerindeki gerilme dağılımı incelenmiştir. Disk malzemesi olarak GGG 40 dökme demir malzeme kullanılmıştır. Diskte gerekli değişiklikler yapılarak, disk malzemesinin emniyet sınırları içince kalacak şekilde azaltılması sağlanmıştır.

CFD ANALYSIS AND SHAPE DESIGN OF LARGE DIAMETER BUTTERFLY VALVE

SUMMARY

Butterfly valves are in use at petroleum, chemical industry, metallurgy, electric power, water supply, etc. There are widely different operating conditions and butterfly valve sizes. Valve diameters vary from 5 centimeters up to 5 meters. In the study, effects of different parameters on large-diameter (DN 2000) butterfly valve performance will be investigated. Important design topics of butterfly valves are torque, cavitation and head loss.

Torque is a remarkable issue in butterfly valve design. It is important because disc material, actuator type, disc thickness, disc geometry and shaft position. There is several torque components as bearing torque, center of gravity torque, hydrostatic torque, seating torque, dynamic torque and packing torque. The most important part of torque is dynamic torque, because when the valve opened, it reaches significant values and affects total torque.

In addition, a different parameter affects the torque. Experiments show that if the valve shafted eccentrically as the shaft centerline is quite above the disc centerline, then total torque is minimum. Therefore, the vertical distance between shaft and disc center is also an important parameter for design and analysis of butterfly valve.

Head loss is another important consideration with respect to energy costs. If the head loss increases, then energy costs increases. The most common two parameter in head loss calculations are C_v and K_v .

There is also a different flow coefficient C_d definition, which is advantageous because it is always, varies from 0 to 1 with different opening positions of valve and it is easy to show the analysis and modeling results.

Cavitation can be occurring when the local static pressure decreases below the vaporization pressure at operate temperature. The cavitation index σ term used to predict cavitation.

Cavitation index is also a dimensionless parameter. Valve characteristics are determined and shown by using K_v - % opening and C_v - % opening curves, so to obtain valve characteristics, K_v and C_v values must be calculated for different opening positions. To calculate flow coefficient and valve resistance coefficient, ΔP and Q or V values must measure. These values can be obtained by using CFD analysis. There is another method which firstly used by Sarpkaya, Helmholtz's free streamline theory. The theory gives also satisfactory results.

In this study, experimental, theoretical and CFD results compared and discussed.

Firstly, a DN 2000 butterfly valve designed. Then, flow domain obtained from geometry. For DN 2000 valve, several analysis made with different opening angles (5° , 10° , 12° , 13° , 14° , 15° , 16° , 18° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° , 80° and 90°). Opening angle defined as the angle between vertical plane and disc. 1 m/s inlet velocity and opening outlet pressure boundary conditions are used. Maximum torque occurred at 14° opening angle. Then, opening angle versus dynamic torque curve and opening angle dynamic torque coefficient curve obtained. Curve characteristics are in line with the curves in literature. Maximum dynamic torque coefficient obtained around 800 opening angle. Flow coefficient is bigger at lower opening angles. Head loss coefficient is also big at smaller opening angles. Head loss changes exponentially between 0° and 40° .

Actuator size is very important in butterfly valves, because it directly affect the valve cost and it has to provide enough torque for the valve. For this reason, determining the torque value is one of the most critical issues in butterfly valve design.

Torque values obtained from the analyses mentioned above. These provide an important advantage that the torque value is determined without making tests. It is critical for the butterfly valve design. There is need to test the products, but in th stage, determining the torque without tests is advantageous for the manufacturers.

Dimensionless numbers obtained from theory. Parameters that affect the flow are determined. Then, the dimensionless numbers are ontained using these parameters and Buckingham Pi Theorem. After obtaining dimensionless numbers, they compared with the numbers in literature.

Then, analyses made for different diameter butterfly valves. DN 50, DN 100, DN 250, DN 500, DN 1000 and DN 2000 butterfly valves are used. They are geometrically identical. Once DN 2000 valve geometry designed and then the geometry scaled to DN 1000, DN 500, DN 250, DN 100 and DN 50. For the reason that dimensionless numbers should be independent from dimensions, dimensionless numbers expected to be same for different diameters. Outlet boundary condition is set as opening pressure. Inlet boundary conditions are set as 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s and 5 m/s. Then, the dimensionless number curves obtained. Results show that dynamic torque coefficient, head loss coefficient and flow coefficient are same even the valve diameters vary.

Results obtained for the different diameter valves are important, because it shows that the disc shape directly affects the flow conditions. If the disc shapes are same, even the diameter is different, and then the characters of valves are same. In addition, results show that the dynamic torque coefficient does not change significantly with the inlet flow velocity.

In addition, static structural analyses made to see the effects of pressure field of fluid to the valve disc. DN 2000 valve is chosed because it has the largest disc and it is difficult to make experiments with large diameter butterfly valves. The crittical angle and the maximum velocity is also chosento make the analysis with the hardest conditions. Pressure field, which obtained from 140 open angle ang 5 m /s inlet velocity, used to make static structural analyses. This pressure field applied to valve disc. ANSYS uses an interface between the CFD model AND the static structural model to apply the pressure to the solid model.

The pressure field applied to model A. Model A found too safe to produce. Then it is modified, it is cut into two pieces and its middle is carved as model A1 and Model A2. The safety factor is too high for these two models, too. Then disc thickness reduced and analysis made. Finally, Model A3 found as optimum model considering safety factor.

After the static structural analyses that mentioned above, there is 33 % difference between model A and model B3.

Analyses carried out using ANSYS Workbench. To solve fluid model, ANSYS Cfx used. It is advantageous compared with ANSYS Fluent considering post processing activities. FSI model used to obtain fluid structure interaction. One way FSI model used, because water does not make significant displacement changes on a metal solid butterfly valve disc. ANSYS Static Structural model used to obtain stress distribution on butterfly valve disc.

Finally, valve characteristics obtained. Torque, which is critical to determine actuator size, is calculated. Loss coefficient, flow coefficient and torque coefficient is calculated. The most dangerous position for the torques is calculated as 14° open position.

Torque calculation, without doing an experiment, provides cost reduction and it is very advantageous by manufacturers' side. In addition, it provides convenience to researchers. It should be noticed that, all CFD analyses should be validated and calibrated with experiments. Then, CFD analysis should be carried out.

Valve characteristics is essential for the manufacturers and ones who use the valves. Obtaining these characteristic curves without experiments reduces cost and time. CFD results should be validated with experiments, but analyses reduces experiment numbers and it provides to reduce cost and time.

Cavitation is also a critical problem which is not investigated in this study. It should be investigated, due to the fact that it can be harmful for pipelines, pumps, turbines, wherever the valve is used.

In the future, effects of offset to torque can be investigated. Disc shape can be determined using optimisation techniques. Test and CFD results can be compared.

1. GİRİŞ

Büyük çaplı kelebek vanalar, günümüzde, barajlarda ve isale hatlarında kullanılmaktadır. Küçük çaplı kelebek vanalar ise her türlü boru hattında açma kapama vanası veya debi kontrol vanası olarak kullanılmaktadır. Barajlarda ve isale hatlarında kullanılan kelebek vanaların çapları 1 metreden 4 metreye kadar değişmektedir.

Kelebek vanaların 4 temel parçası vardır. Bunlar; gövde, disk, mil ve sızdırmazlık elemanıdır. Büyük çaplarda gövde ve disk dökme demirden, mil paslanmaz çelikten, sızdırmazlık elemanı ise EPDM'den imal edilmekteyken; DN500 'e kadar olan kelebek vanalarda disk malzemesi paslanmaz çelik olabilmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Tezin amacı, giriş bölümünde bahsedilen; büyük çaplı kelebek vanalarda malzeme maliyetini düşürmek amacıyla gerekli konstrüktif değişiklikleri yapmak, büyük çaplı kelebek vanalarda deney yapmanın maliyetli bir iş olmasından sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleriyle bu vanaların performans eğrilerini çıkaracak yöntem geliştirmek ve eksen kaçıklığı, yüzey eğriliği ve mil çapının hidrolik kayıplar ve disk üzerine etkileyen momente etkisinin incelenerek hidrolik kayıpları ve disk üzerine etkileyen momenti en aza indirmektir.

1.2 Literatür Araştırması

Kelebek vanalar konusunda ilk teorik çalışmalar 1959[6] ve 1961[7] yılında Turgut Sarpkaya tarafından yapılmıştır. 1959 yılında yaptığı çalışmada[6] Sarpkaya, Helmholtz'un serbest akım çizgisi teorisini kullanarak iki sonsuz paralel yüzey arasında yerleştirilmiş eğik bir levha tarafından oluşturulan iki jetin geometrik karakteristiğini incelemiştir. Teori ve deneyler sonucu elde edilen veriler karşılaştırıldığında, teorinin tatmin edici bir sonuç verdiği görülmüştür.

1961[7] yılında yaptığı çalışmasında ise, amaç; daha önce Sarpkaya tarafından yapılan[6] ve iki sonsuz levha arasında belli bir açıyla duran düzlemin akışa etkisini inceleyen; deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar veren çalışmasını vananın kavitasyon ve hidrodinamik momentini belirlemek amacıyla geliştirmektir. Çalışma sonucunda Kirchoff – Rayleigh modeline benzer bir model geliştirmeyi başarmıştır. Bu model Kirchoff – Rayleigh yöntemine göre gerçeğe daha yakın sonuçlar vermiştir.

Kelebek vanaların; büyük çaplıları barajlarda cebri borularda veya isale hatlarında, küçük çaplıları her türlü boru hatlarında debi kontrol vanası veya kapatma vanası olarak kullanılmaktadır.

2009 yılında Youngchoul ve Xueguan tarafından yapılan çalışmada[3] 1800 mm çapında bir kelebek vana üzerinde araştırma yapılmıştır.

Vana girişinde uniform hız dağılımı için değişik kapak açıklıklarında CFX kullanılarak akım katsayısı, hidrodinamik moment katsayısı vb. hesaplanmıştır.

Büyük çaplı boru hatlarında kelebek vanaların önemi giderek artmaktadır.

Vanaların karakterini belirlemek için birtakım testler yapılır. Büyük çaplı kelebek vanalarda gerçek ölçülerde test yapmak pahalı ve fazlaca ekipman gerektiren bir iş olduğundan; genellikle vananın belli bir ölçek ile küçültüldüğü modeller ile testler yapılır. Bunlar da zaman zaman gerçeğe uyumsuz sonuçlar vermektedir. Bu sebeple vanaların karakteristiklerini daha iyi inceleyebilmek ve optimum tasarımlar elde edebilmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemlerinden faydalanılmaktadır.

Bu çalışmada 1800 mm çapında bir kelebek vana CFX programı kullanılarak analiz edilmiştir.

Akış katsayısı, hidrodinamik moment katsayısı vb. parametreler incelenmiştir.

Analizler yapılırken $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır, çünkü bu model test sonuçlarıyla örtüşen sonuçlar vermiştir. Prizma elemanın, elemanlar arasında yumuşak geçişler olmasına engel olacağı düşünülerek üçgen ve dörtgen elemanlar kullanılarak çözüm ağı oluşturulmuştur.

Moment katsayısının en yüksek olduğu durum 0 dereceyi kapalı konum, 90 dereceyi açık konum kabul edersek 75 derecededir. Bu sonuç, deney sonuçları ile de uyuşmaktadır.

Tahami ve arkadaşlarının 2012 yılında yayımlanan makalesine[5] göre disk üzerine etkiyen toplam momenti hesaplamada birçok yöntem kullanılsa da, bunlar genel olarak hidrostatik hesaplara dayanmaktadır ve bu yöntemlerde önemli bir kalem olan hidrodinamik etkiler ihmal edilmektedir.

AWWA C504'te, dinamik momenti hesaplamak için bazı ampirik formüller verilmiştir, fakat bu formüller standartlarda verilen kısıtlı durumlar için kullanılabilir. Bu çalışmada, farklı şartlar ve açıklık pozisyonları için dinamik moment hesaplanmıştır. Bunun için HAD'dan faydalanılmıştır. Sonuçlar AWWA C504'te verilenlerle kıyaslanmıştır. Ek olarak, disk şekli, yüzey pürüzlülüğü ve eksen kaçıklığının etkileri de incelenmiştir.

Büyük çaplı kelebek vanalar, su dağıtım sistemleri, yakıt transfer hatları ve elektrik santrallerinde kullanılmaktadır. Bu konuda birçok çalışma yapılmıştır. Basınç kaybı, kavitasyon ve vanayı hareket ettirmek için gerekli moment bu çalışmaların en önemli konularıdır.

Büyük çaplı kelebek vanaların üretimi ve testi pahalı olduğundan, kelebek vana tasarımında HAD modelleme kullanılmaktadır. Bu yolla, üretim süreci başlamadan tasarımda görülen aksaklıklar giderilebilmektedir.

Bu çalışmada, 1000 mm nominal çaplı ve 10 bar çalışma basıncı olan bir kelebek vana incelenmiştir. Mili tek ofsetlidir ve disk merkezinden boru eksenine doğrultusunda 50 mm ötelenmiştir. Boru uzunluğu diskten önce 2 çap diskten sonra 6 çap olacak şekilde ayarlanmıştır. Dinamik momentin, kapalıya yakın 600 - 700 arasında en fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca yüzey pürüzlülüğünün, dinamik moment üzerine bir kayda değer bir etkisi olmadığı saptanmıştır. Eksen kaçıklığı arttıkça dinamik moment değerinin düştüğü gözlemlenmiştir.

2. TASARIM

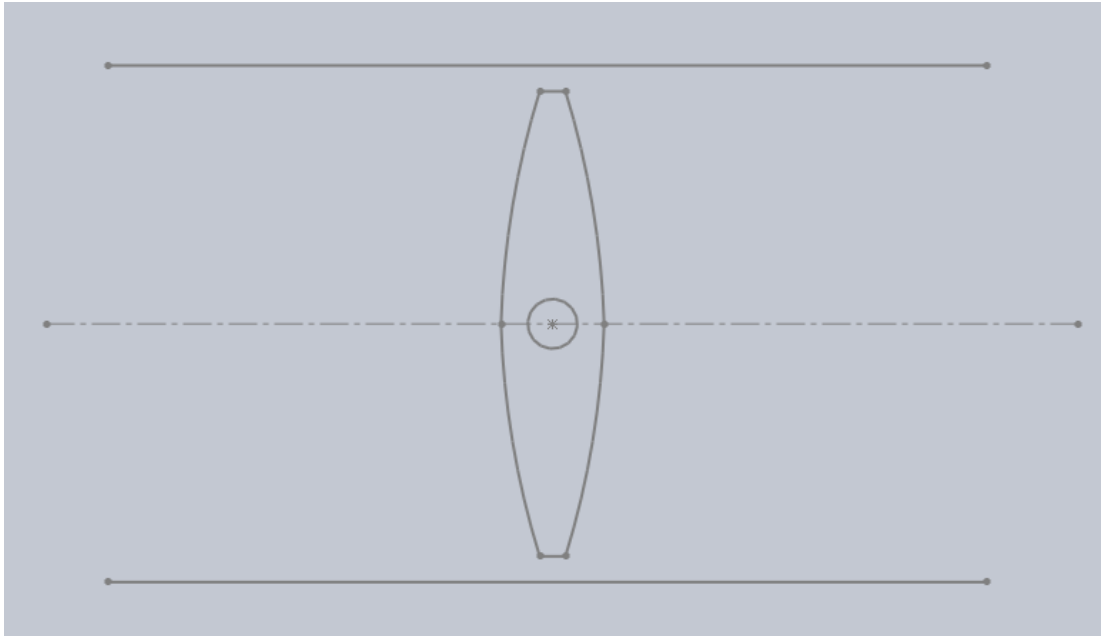
Kelebek vanalar 5 cm'den 5 metre çapa kadar üretilmektedir ve çok değişik şartlarda çalışmaktadır. Petrol ve kimya endüstrileri, metalürji, elektrik üretimi ve isale hatları gibi alanlarda kullanılmaktadırlar. Bu bölümde ana tasarım parametreleri anlatılacaktır. Bunlar; geometric parametreler disk üzerine etkileyen moment, kavitasyon ve vana giriş çıkışı arası basınç kaybıdır.

2.1 Kelebek Vana Tasarımında Parametreler

2.1.1 Geometrik parametreler

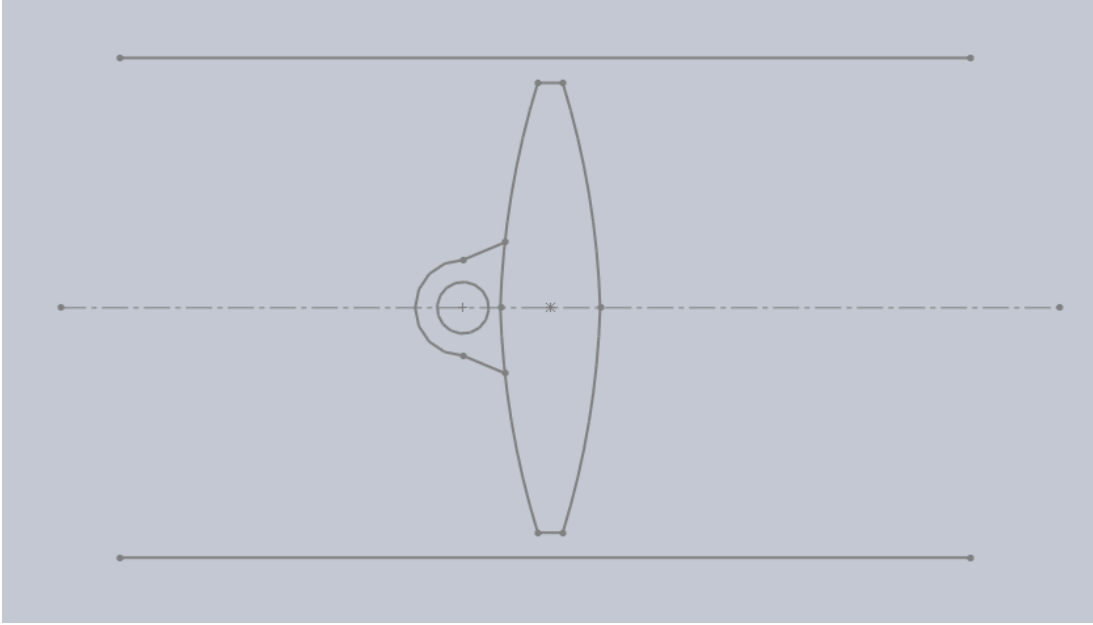
Günümüze kadar yapılan kelebek vana tasarımları boru ekseni, disk ekseni ve yataklama mili ekseni arasındaki kaçıklığa göre üç çeşittir.

Eş eksenli kelebek vanalarda disk ekseni ile mil ekseni dik olarak kesişirler(Şekil 2.1).



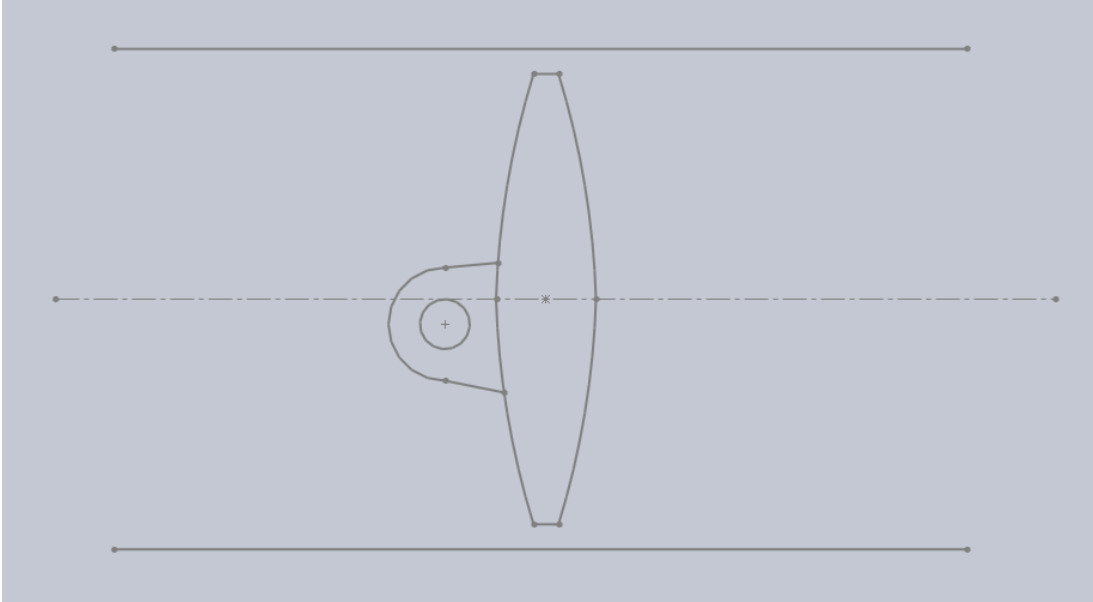
Şekil 2.1 : Eş Eksenli Kelebek Vana Diski.

Tek ofsetli kelebek vanalarda disk eksenini ile mil eksenini arasında, gövde eksenini doğrultusunda bir kaçıklık vardır(Şekil 2.2).



Şekil 2.2 : Tek Ofsetli Kelebek Vana Diski.

İki ofsetli kelebek vanalarda ise tek ofsetli vanalardaki kaçıklığa ek olarak gövde eksenini ile mil eksenini arasında da kaçıklık bulunmaktadır(Şekil 2.3).



Şekil 2.3 : İki Ofsetli Kelebek Vana Diski.

Bu konuda yapılan çalışmalarda, eksen kaçıklığının disk üzerine etkiyen momenti değiştirdiği görölmüştür. Bu çalışmada, tek ofsetli bir kelebek vana tasarımı üzerinde incelemeler yapılmıştır.

2.1.2 Moment

Kelebek vana diskü üzerine etkiyen moment, vana tasarımındaki en önemli hususlardan biridir. Disk malzemesi, aktüatör tipi, disk kalınlığı, disk geometrisi ve mil pozisyonu disk üzerine etkiyen kuvvetlere göre belirlenmektedir. Kelebek vana akışlarında momentin birkaç bileşeni vardır. Bunlar; yataklama momenti, ağırlık merkezi momenti, hidrostatik moment, oturma momenti, dinamik moment ve göbek momentidir.

2.1.2.1 Yataklama momenti

Yataklama momenti, mil yatağı ile mil arasındaki sürtünme katsayısı, mil çapı, disk çapı ve disk giriş çıkışı arası basınç düşüşüne bağlıdır.

$$T_b = \frac{\pi D_d^2 D_s}{8} C_f \Delta P \quad (2.1)$$

T_b : Yataklama Momenti

D_d : Disk Çapı

D_s : Mil Çapı

C_f : Yatak ve Mil Arasındaki Statik Sürtünme Katsayısı

ΔP : Disk Giriş Çıkışı Arası Basınç Düşüşü

Yataklama momenti her zaman pozitifdir.

2.1.2.2 Ağırlık merkezi momenti

Ağırlık merkezi momenti disk ağırlığı, disk açısı ve disk dönme merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki dik uzaklığa bağlıdır.

$$T_{cg} = W C_g \sin \theta \quad (2.2)$$

T_{cg} : Ağırlık Merkezi Momenti

W : Disk Ağırlığı

C_g : Disk dönme merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki dik uzaklık

θ : Diskin düşey eksen ile yaptığı açı

2.1.2.3 Hidrostatik moment

Hidrostatik moment, vana kapalı durumdayken ($\theta=90^\circ$) diskin akışı karşılayan yüzeyi etrafındaki durgun akışkanın sebep olduğu momenttir. Bu moment durgun akışkanın yüksekliğine bağlıdır. Borunun tam dolu olması durumunda bu yükseklik disk çapına eşittir.

$$T_h = \frac{\rho\pi}{64} D_d^4 \quad (2.3)$$

T_h : Hidrostatik Moment

D_d : Disk Çapı

ρ : Akışkanın Yoğunluğu

Eğer vana mil eksenini düşey eksen ile çakışıksa veya vananın iki yüzeyinde de eşit yükseklikte akışkan varsa: bu durumda hidrostatik moment sıfırdır.

Hidrostatik moment disk çapının 4. kuvveti ile orantılı olduğundan, vana çapı arttıkça hidrostatik momentin etkisi de artmaktadır.

2.1.2.4 Oturma momenti

Bu moment, diskin oturduğu kauçuk sızdırmazlık elemanı ile disk arasındaki sürtünme sebebiyle oluşmaktadır. Sızdırmazlık tipi, malzemesi, vana çapı, akışkan sıcaklığı ve basınç düşüşü gibi birçok parametreye bağlıdır. Testler ile belirlenir.

$$T_s = C_s D_d^2 \quad (2.4)$$

T_s : Oturma Momenti

C_s : Oturma Katsayısı

D_d : Disk Çapı

2.1.2.5 Göbek momenti

Bu moment bileşeni, mil veya disk ile gövde sızdırmazlık elemanı arasındaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Bu bileşen büyük çaplı ve eksen kaçıklığı olan kelebek vanalarda çok küçüktür ve genellikle ihmal edilmektedir.

T_h : Göbek Momenti

2.1.2.6 Dinamik moment

Dinamik moment, moment bileşenleri arasındaki en önemli bileşenlerden biridir. Bu moment, vana geometrisi, debi ve vana açıklığı ile doğrudan ilişkilidir.

$$T_d = C_t D^3 \Delta P \quad (2.5)$$

T_d : Dinamik Moment

C_t : Dinamik Moment Katsayısı

D : Nominal Vana Çapı

ΔP : Disk Giriş Çıkışı Arası Basınç Düşüşü

En büyük dinamik moment katsayısı (her açıklıkta aynı miktarda basınç düşüşü sağlayacak şekilde ölçülürse) 65° ve 80° açıklıklar arasında (0° kapalı, 90° tam açık) oluşmaktadır. Buna karşılık, en büyük dinamik moment 0° ve 50° arasında, vana giriş çıkışı arasındaki fark basıncının en yüksek olduğu durumlarda oluşmaktadır.

Ofsetli vanalarda, açıklık 85° 'den fazla olduğunda dinamik moment katsayısı negatif işaretli olabilir.

Dinamik moment katsayısı vananın açık pozisyona yakın durumunda en fazla olurken, dinamik moment en yüksek değerine 35° civarında ulaşmaktadır. Bunun sebebi vanadaki basınç düşüşününün 35° açıklıkta 80° açıklığa göre daha fazla olmasıdır.

Dinamik moment vana çapının 3. kuvvetiyle orantılı olduğundan, DN 500'den büyük çaplı vanalarda 5,2 m/s 'den daha küçük akışkan hızları için en önemli moment bileşeni olmaktadır.

DN 150 ve daha küçük vanalarda ise dinamik moment ihmal edilebilir, burada oturma momenti n önemli moment haline gelir.

2.1.2.7 Diğer moment bileşenleri

Çift eksen kaçıklığı bulunan kelebek vanalarda, düşey eksen kaçıklığından dolayı da bir moment oluşur.

Disk sebebiyle yer değiştiren akışkanın kaldırma kuvveti sebebiyle bir moment bileşeni oluşmaktadır. Fakat bu ancak DN 1500'den büyük çaplı ve 1.7 bar gibi düşük basınçlar için tasarlanmış vanalarda dikkate alınmalıdır.

2.1.3 Vana giriş çıkışı arasındaki basınç farkı

Kelebek vanadaki basınç kaybı, vana karakteristiğini çıkarmada bir başka önemli parametredir. Basınç kaybında iki önemli boyutsuz sayı akış katsayısı (CV) ve vana direnç katsayısı(Kv)dır.

2.1.3.1 Debi

Akışkan debisi debi katsayısı ile belirlenir.

$$Q = C_v (\Delta P / S_g)^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

Q : Akışkan Debisi

Cv : Debi Katsayısı

ΔP : Basınç Kaybı

Sg : Özgül Ağırlık

2.1.3.2 Basınç kaybı

Basınç kaybı, vana direnç katsayısı ile belirlenir.

$$\Delta H = \frac{K_v}{2g} V^2 \quad (2.7)$$

ΔH : Basınç Kaybı (metre su sütunu)

K_v : Vana Direnç Katsayısı

V : Akış Hızı

g : Yerçekimi sebebiyle olan ivmelenme

2.1.4 Kaviteasyon

Yerel statik basınç, işletme sıcaklığındaki buharlaşma basıncının altına düşerse kaviteasyon oluşabilir. Bu sebeple kaviteasyon da, kelebek vanalarda incelenmesi gereken önemli bir konudur.

$$\sigma = \frac{P_u - P_v}{P_u - P_d} \quad (2.8)$$

σ : Kaviteasyon İndeksi

P_u : Giriş Basıncı

P_v : Buhar Basıncı

P_d : Çıkış Basıncı

Vana karakteristik eğrileri K_v - % açıklık, C_v - % açıklık, C_t - % açıklık şeklinde verildiğinden, bu katsayılar hesaplanmalıdır.

2.2 Kelebek Vanada Akışta Boyutsuz Sayılar

Vana karakteristiğini belirlemede kullanılacak boyutsuz sayıları elde etmek için boyut analizi yapılır.

- I** is a $(N_v - N_d) \times (N_v - N_d)$ square identity matrix whose elements are all zeros, except in the main diagonal, where they are all 1
- 0** is a $(N_v - N_d) \times N_d$ null matrix, whose elements are all zeros
- A** is a $N_d \times N_d$ square matrix defined in Fig. 7-2; it is formed by the non-zero *rightmost* determinant of the dimensional matrix defined in Fig 7-1
- B** is a $N_d \times (N_v - N_d)$ matrix defined in Fig 7-2
- E** is a $N_v \times N_v$ square matrix defined by (7-14)
- A⁻¹·B** is a $N_d \times (N_v - N_d)$ matrix (this follows from the above definitions).

Şekil 2.4 : Boyutsuz Sayıların Hesabında Kullanılan Matrisler.

2.2.1 Dinamik moment katsayısı

Dinamik Moment, disk çapı ve basınç kaybı ile ilişkilidir.

Boyutsuz Matris:

Çizelge 2.1 : Dinamik Moment Katsayısını Etkileyen Parametrelerin Boyutları.

	T_d	D	ΔP
N	1	0	1
m	1	1	-2

Matrisin rankı : $R_{DM} = 2$

Değişken Sayısı : $N_v = 3$

Boyut Sayısı : $N_D = 2$

Ürün Sayısı : $N_p = N_v - N_D = 3-2=1$

A matrisi:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & -2 \end{bmatrix}$$

B matrisi:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

I matrisi:

$$[1]$$

A^{-1} matrisi:

$$\begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$A^{-1} B$ matrisi:

$$\begin{bmatrix} 3 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ -A^{-1}B & A^{-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3 & 2 & 1 \\ -1 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$q_1, q_2 = 0$

$e_1, e_2, e_3 = ?$

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3 & 2 & 1 \\ -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\square \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ -3 \\ -1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= T_d D^{-3} \Delta P^{-1} \\ \Rightarrow C_t &= T_d D^{-3} \Delta P^{-1} \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.2.2 Basınç kayıp katsayısı

Yukarıda yapılan işlemler ΔH , V ve g parametreleri kullanılarak tekrarlanırsa:

Çizelge 2.2: Basınç Kayıp Katsayısını Etkileyen Parametrelerin Boyutları.

	ΔH	V	g
m	1	1	1
s	0	-1	-2

A matrisi:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -1 & -2 \end{bmatrix}$$

B matrisi:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

I matrisi:

$$[1]$$

A^{-1} matrisi:

$$\begin{bmatrix} 2 & 1 \\ -1 & -1 \end{bmatrix}$$

$A^{-1}B$ matrisi:

$$\begin{bmatrix} 2 \\ -1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ -A^{-1}B & A^{-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -2 & 2 & 1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix}$$

$$q_1, q_2 = 0$$

$$e_1, e_2, e_3 = ?$$

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -2 & 2 & 1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\Rightarrow \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ -2 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \Delta H V^2 g^{-1} \\ \Rightarrow K_v &= \Delta H V^{-2} g^1 \end{aligned} \quad (2.10)$$

2.2.3 Debi Katsayısı

C_v , debi katsayısı ise boyutlu bir sayıdır. Eğer Q , m^3/s ve P , $kg/ms^2(Pa)$ birimleri ile tanımlanırsa; C_v akış katsayısının birimi $m^{3,5} kg^{-0,5}$ olur, Bu yüzden $C_v [L^{3,5} M^{-0,5}]$ boyutundadır.

$$C_v = \frac{Q}{\left(\frac{\Delta P}{\rho g}\right)^{1/2}} \quad (2.11)$$

2.2.4 Kaviteasyon endeksi

Kaviteasyon endeksi bir basınç oranıdır.

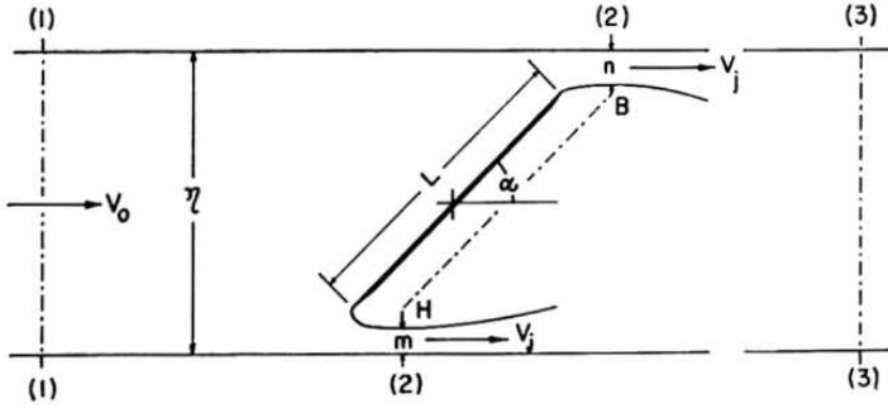
$$\sigma = \frac{P_u - P_v}{P_u - P_d} \quad (2.12)$$

2.3 Kelebek Vanada Akışın Teorik Olarak İncelenmesi

Kelebek vanada akış performansını etkileyen ana geometrik değişkenler klapenin şekli, vananın boru hattına yerleşim şekli ve vana açıklık pozisyonudur. Sarıkaya'nın çalışmasına[6] kadar yapılan çalışmalar temelde deneysel ve yarı ampiriktir.

Kelebek vanalarda kısılma ve akım katsayıları üzerine literatürde bulunan bilgiler kısıtlıdır veya deneysel çalışmalar ile elde edilmiştir. Sarıkaya'nın önceki çalışmasında[6] kelebek vanada iki boyutlu akış için deşarj katsayılarının Helmholtz ve Kirchhoff'un serbest akım çizgisi teorisi kullanılarak analitik olarak bulunabileceği gösterilmiştir.

İki sonsuz paralel yüzey arasına yerleştirilmiş sonlu bir yüzeyin kenarlarında iki jet akışı oluşumu serbest akım çizgisi analizine uygundur, çünkü bu problemde akış modelinde baskın olan etkiler atalet ve basınç etkileridir. Akış hızı hızla ivmelendiğinden, kayma, akışı yönlendiren ana etkilerden biri değildir ve gerçek ile ideal akış arasındaki fark küçüktür. Daralma katsayısı(C_c) için yerçekimi etkileri diğerleri kadar önemli değildir. Bütün bu bilinenlere rağmen, çeşitli kısıtların önemi; ancak hesaplanan sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak görülebilir.



Şekil 2.5 : Serbest Akım Çizgisi Teoremine Göre Vananın Gösterimi[7].

Sarpkaya, yaptığı iki çalışmada[6][7], kelebek vanalarda kayıp katsayısı ve kaviteasyonun belirlenmesinde analitik bir çözüm bulmaya çalışmış ve analitik yolla deneysel verilere yakın veriler elde etmeyi başarmıştır.

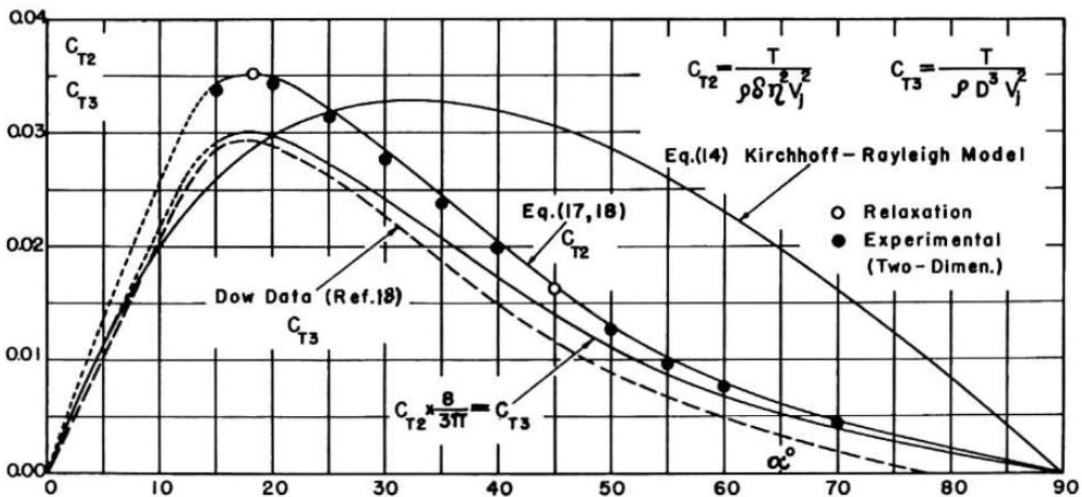


Fig. 9 Torque coefficients for two-dimensional and axially symmetrical butterfly valves

Şekil 2.6 : İki Boyutlu Eksenel Simetrik Vanada Moment Katsayısı[7].

Yukarıdaki eğride α 'nın 0^0 değeri vananın kapalı olduğu durumu temsil etmektedir. Buna göre, Kirchoff-Rayleigh modeli için, kapalıya yakın durumda, 32^0 'de dinamik moment katsayısının en yüksek değere ulaştığı görülmüştür. Bu modele göre dinamik momenti veren ifade řu şekildedir:

$$\frac{T}{\rho V_j^2 \eta^2 \delta} = \frac{3 \pi}{8} \frac{\sin 2\alpha}{(4 + \pi \sin \alpha)^2} \quad (2.13)$$

Burada, T disk üzerine etkiyen moment, V_j vana diski ile boru iç yüzeyi arasındaki daralma sonucu oluşan jetin hızı, η boru iç çapı, δ disk kalınlığıdır.

Yukarıdaki modelde, diğer modellerde olduğu gibi, vanaya yaklaşan akış uniform kabul edilmiştir. Fakat gerçekte, akış simetrik olarak uniform olmadığından moment katsayısında bir artış olacaktır. Bu bahsedilen artış şekil 1.5'te de görülebilir.

Turgut Sarpkaya'nın 1961 yılındaki çalışmasında[7] elde ettiği aşağıdaki formülasyon sonucunda analitik olarak hesaplanan dinamik moment katsayısı eğrisi, ölçümler sonucu hesaplanan dinamik moment katsayısı eğrisi ile örtüşmektedir.

$$\frac{T}{\rho V_j^2 \eta \delta} = 1 - \frac{V_0}{V_j}^2 \tau_{IC} \quad (2.14)$$

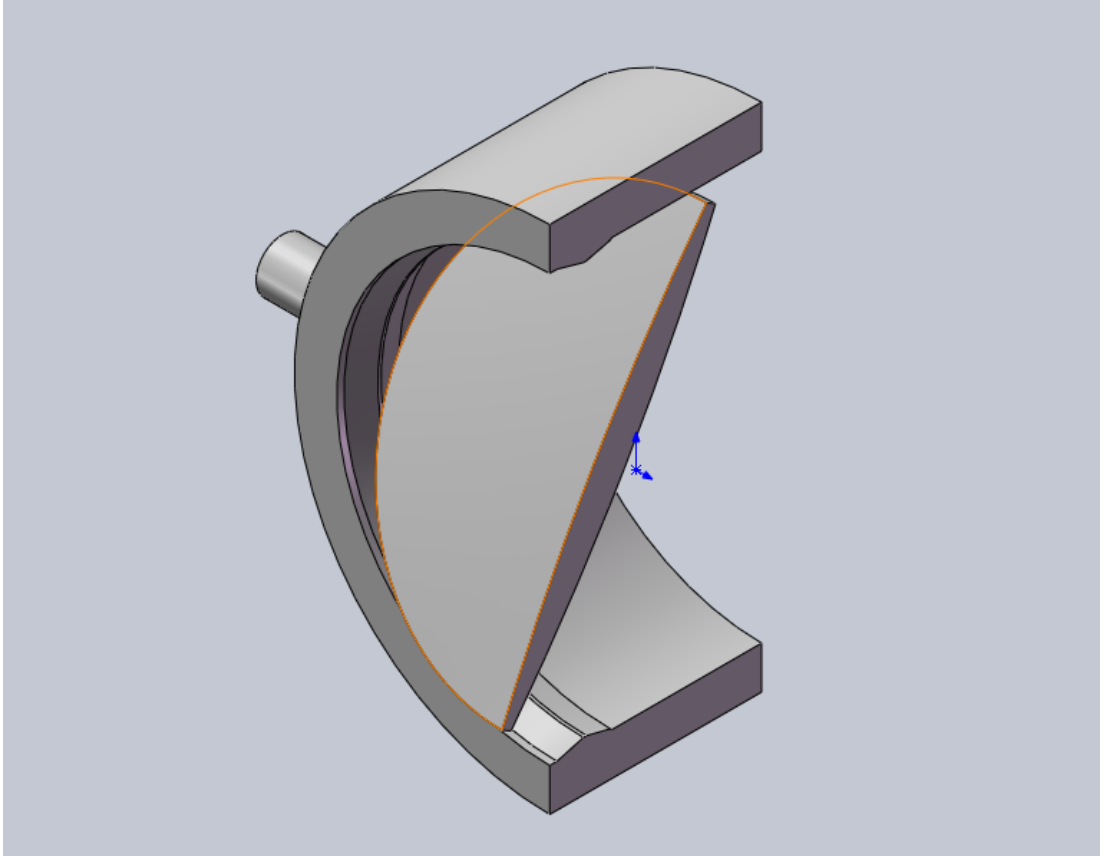
Denklem 1.2'den momente ulaşabilmek için, vana diski ekseni ile basınç merkezi arası mesafenin bilinmesi gereklidir. Bu çalışmada, yalnızca Kirchoff-Rayleigh modeli kullanılarak analitik çözüm yapılacak ve HAD sonuçları ile karşılaştırılacaktır

3. KELEBEK VANADA AKIŞIN MODELLENMESİ

Analizlerde ANSYS 14.5 kullanılmıştır. Geometriler Solidworks 2013 programında hazırlanmış, ANSYS Meshing ile çözüm ağı oluşturulmuş, ANSYS CFX programı ile de hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri gerçekleştirilmiştir.

3.1 Geometrinin Hazırlanması

Başlangıç olarak geometriler, Solidworks programında çizilmiştir. Basitçe bir disk, bir gövde ve milden oluşan bir kelebek vana oluşturulmuştur.

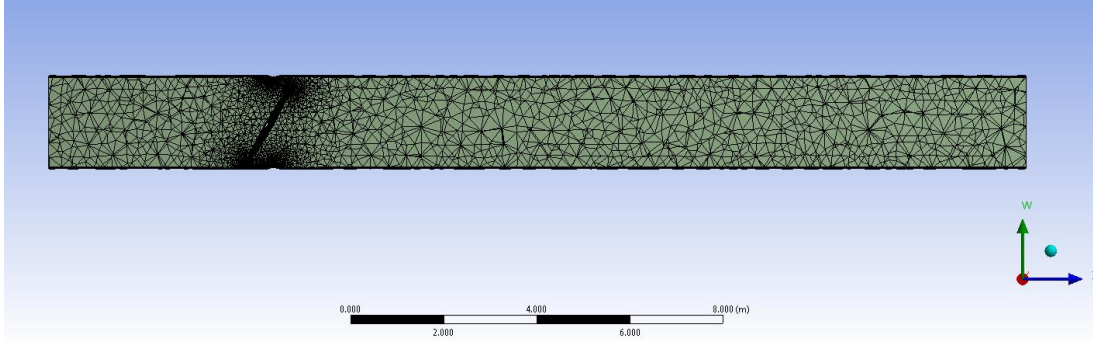


Şekil 3.1 : Kelebek Vana Geometrisinin Kesit Görünüşü.

Oluşturulan vana DN 2000 nominal çapta bir tek ofsetli kelebek vanadır. Mil çapı 250 mm'dir.

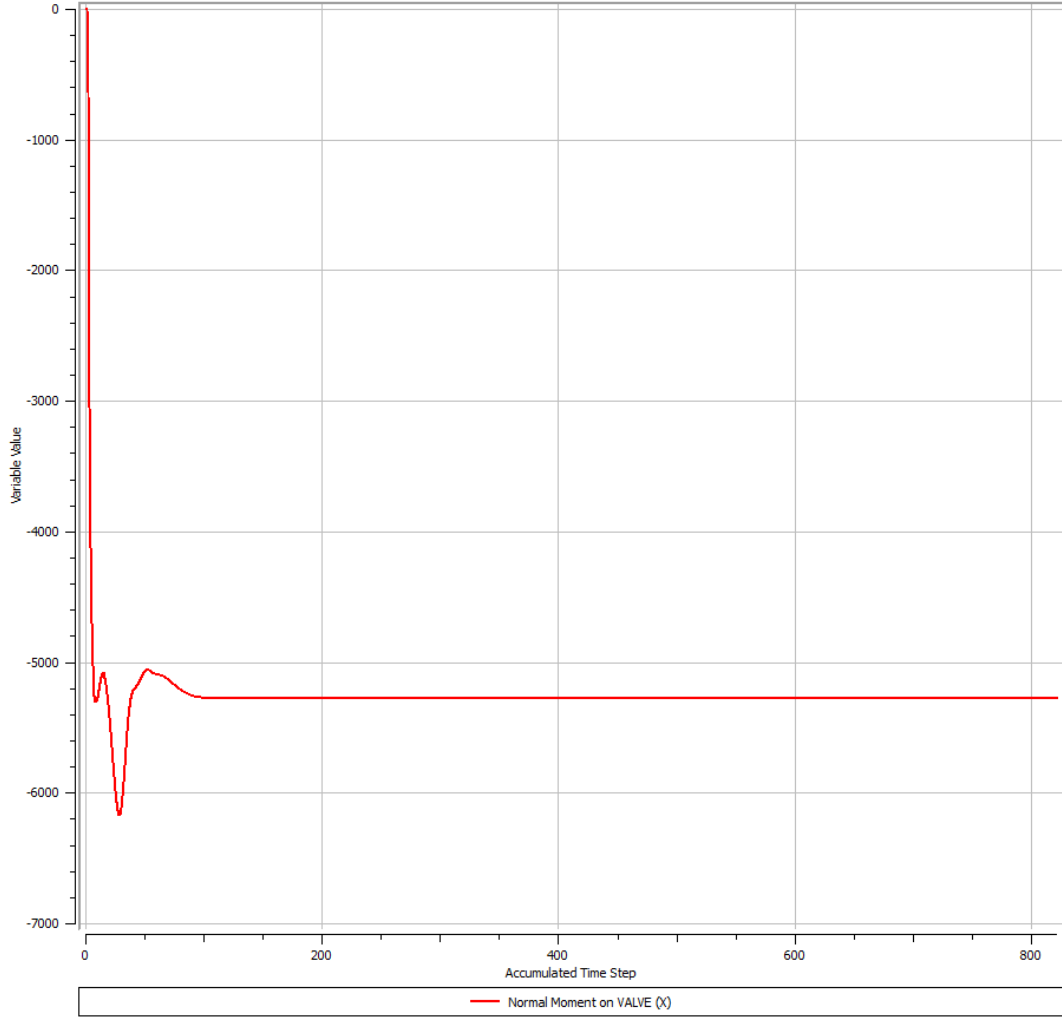
3.2 Çözüm Ağı Oluşturulması

Çözüm ağı için öncelikle akış hacmi oluşturulmuştur. Burada vana öncesi boru AWWA M49 baz alınarak 2xD boyunda uzatılmış, vana sonrası boru ise 8xD uzunluğunda çizilmiş ve akış hacmi çıkarılmıştır.



Şekil 3.2 : Çözüm Ağı Kesidi.

Yapılan analizlerin yakınsamasını incelemek amacıyla monitör kullanılarak vana diski üzerine etkiyen momentin iterasyon sayısı ile değişimi eğrisi çizdirilmiştir. Yaklaşık 100 iterasyondan sonra değerin sabitleştiği görülmüştür. Şekil 2.1’de DN2000 vana üzerine etkiyen momentin 1 m/s giriş hızında 5200 Nm civarında olduğu görülmektedir. Bu değer Çizelge 3.2’den de doğrulanabilir.



Şekil 3.3 : Vana Diski Üzerine Etkiyen Momentin Yakınsama Eğrisi.

Çözümün çözüm ağından bağımsızlığını gerçekleştirmek için değişik eleman sayıları ile analizler yapılmıştır. 3 değişik çözüm ağı için, kritik olan disk üzerine etkiyen net kuvvetler kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.1: Değişik Çözüm Ağlarındaki Net Kuvvet Değerleri.

Eleman Sayısı	Diske Etkiyen Net Kuvvet[N]
1244493	980958
1781567	981474
2781175	981419

Bu sonuçlara bakılarak 1781567 elemanın olduğu çözüm ağı ile analizlere devam etmeye karar verilmiştir. Çözüm ağından bağımsızlık sağlanmıştır.

3.3 Analizler

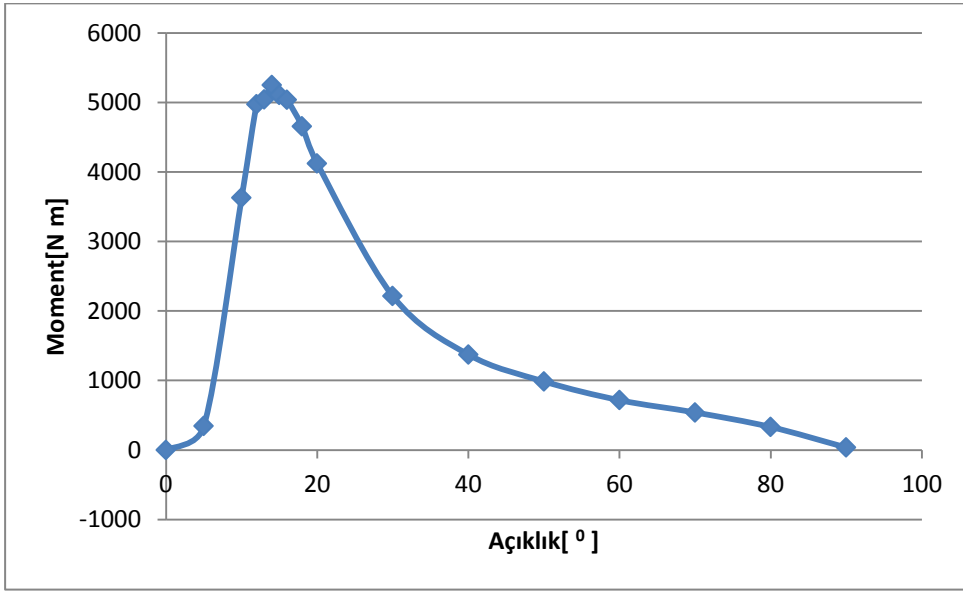
3.3.1 DN 2000 vanada HAD analizleri

İlk olarak analizler DN2000 çaptaki kelebek vana için yapılmıştır. DN2000 çaptaki vanada, vananın düşey eksen ile yaptığı açının 5^0 , 10^0 , 12^0 , 13^0 , 14^0 , 15^0 , 16^0 , 18^0 , 20^0 , 30^0 , 40^0 , 50^0 , 60^0 , 70^0 , 80^0 ve 90^0 tam açık olduğu durumlar için analizler gerçekleştirilmiştir. Turgut Sarpkaya'nın yatay eksen ile vana diski arasındaki açı tanımı yerine, AWWA M49'un düşey eksen ile vana diskinin yaptığı açının sayısal değeri açı tanımı olarak kullanılmıştır. Turgut Sarpkaya'nın eğrilerinde x ekseninin sol tarafı tam açık, sağ tarafı tam kapalı durumu temsil ederken; AWWA M49'da durum tam tersidir.

Girişte tam gelişmiş akışta 1 m/s maksimum hız sınır şartı, çıkışta atmosfer basıncı sınır şartı verilmiştir. Buna göre yapılan analizler ile yukarıda çıkarılan boyutsuz sayılar hesaplanmış ve açıklık pozisyonlarıyla değişim eğrileri çizilmiştir.

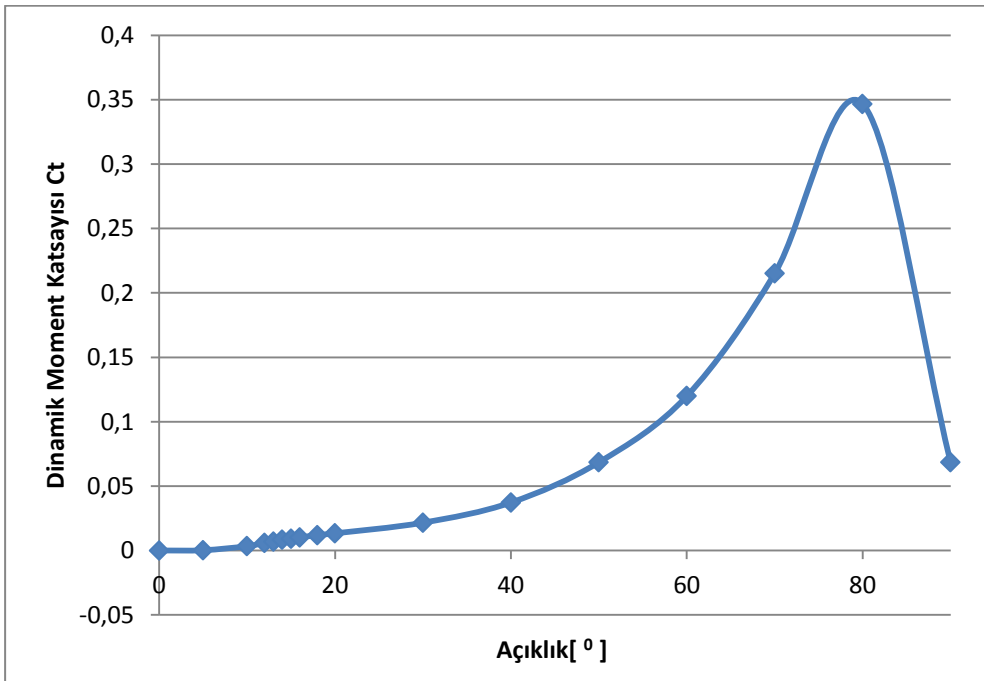
Çizelge 3.2: DN 2000 Kelebek Vana HAD Analizi Sonuçları.

Açıklık[°]	Dinamik Moment [N m]	Giriş Açıklık[%]	Çıkış Basıncı[Pa]	Basıncı Farkı[Pa]	D[m]	Ct	Basıncı Farkı [m su sütunu] K _v Cv			
							Basıncı[Pa]	Basıncı[Pa]	Basıncı[Pa]	
0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	
5	344	0,06	207191	6	207185	2	0,0002	21,16	415,2	7150
10	3627	0,11	136644	2	136638	2	0,0033	13,96	273,8	5806
12	4974	0,13	104031	2	104029	2	0,0060	10,63	208,5	5066
13	5044	0,14	91085	2	91083	2	0,0069	9,30	182,5	4741
14	5250	0,16	79520	2	79518	2	0,0083	8,12	159,4	4429
15	5107	0,17	69930	2	69928	2	0,0091	7,14	140,1	4154
16	5037	0,18	61854	2	61852	2	0,0102	6,32	124,0	3907
18	4655	0,20	48714	2	48712	2	0,0119	4,98	97,6	3467
20	4121	0,22	38625	2	38623	2	0,0133	3,94	77,4	3087
30	2214	0,33	12814	2	12812	2	0,0216	1,31	25,7	1778
40	1373	0,44	4614	3	4611	2	0,0372	0,47	9,2	1067
50	987	0,56	1804	2	1802	2	0,0684	0,18	3,6	667
60	717	0,67	750	2	748	2	0,1199	0,08	1,5	430
70	541	0,78	317	3	314	2	0,2151	0,03	0,6	278
80	332	0,89	122	2	120	2	0,3467	0,01	0,2	172
90	37	1	70	2	68	2	0,0684	0,01	0,1	129



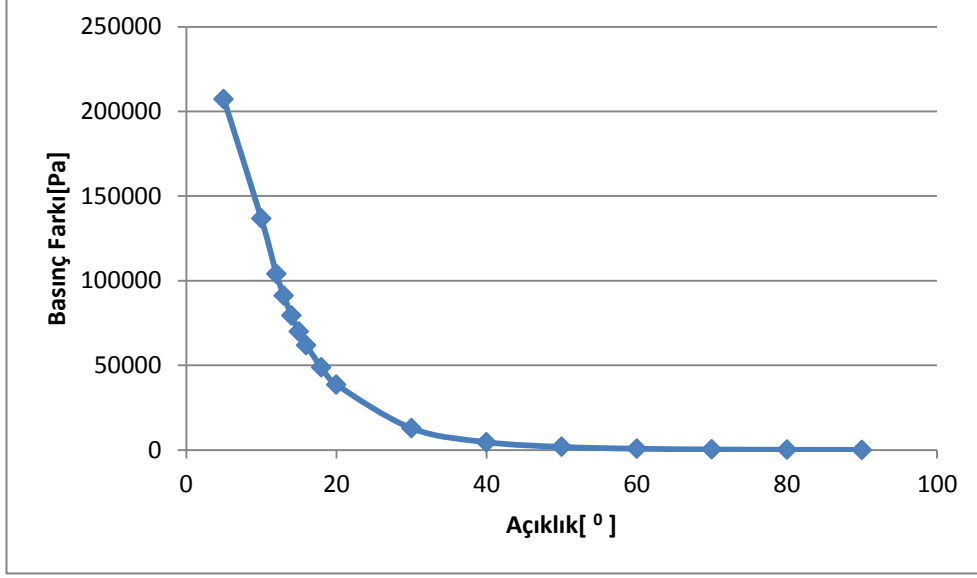
Şekil 3.4 : Dinamik Moment - Vana Açıklığı Eğrisi.

Bu eğriye göre tam açık durumdan kapalı duruma doğru dinamik momentin önce lineer şekilde arttığı, 30⁰ açık durumdan sonra ise hızlı bir artış gösterdiği görülmektedir. Dinamik momentin en yüksek olduğu açıklık ise kapalıya yakın 14⁰'dir.



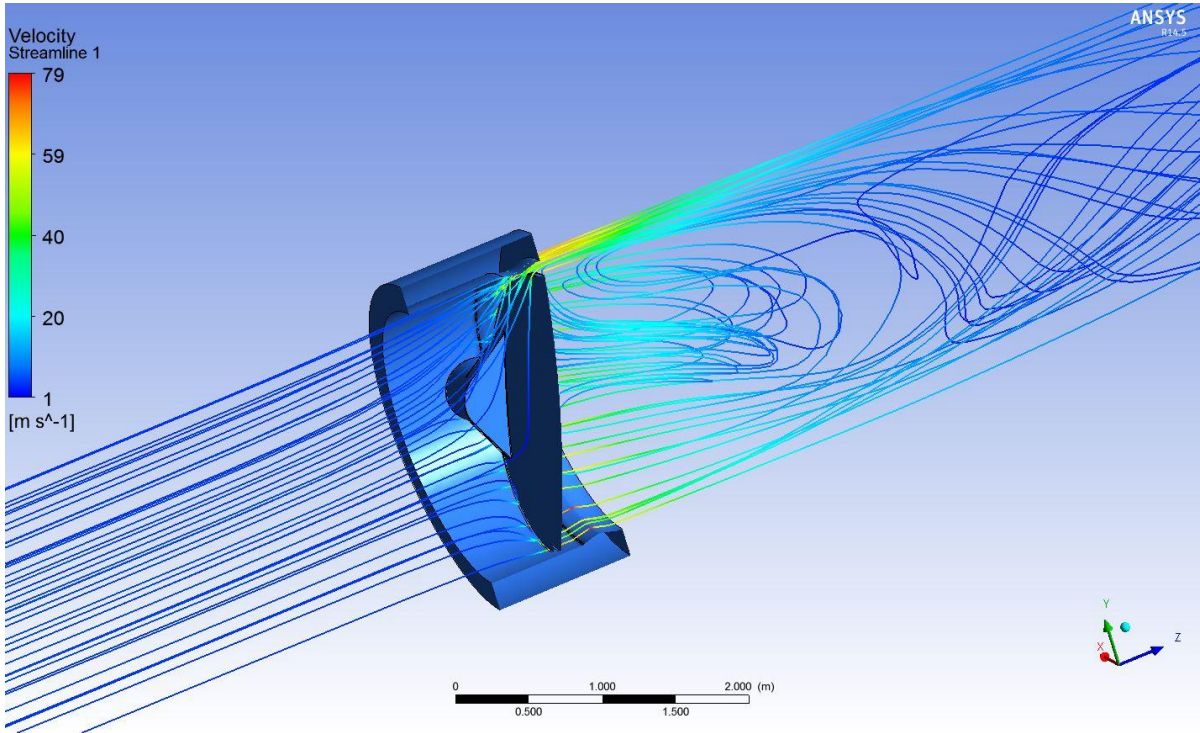
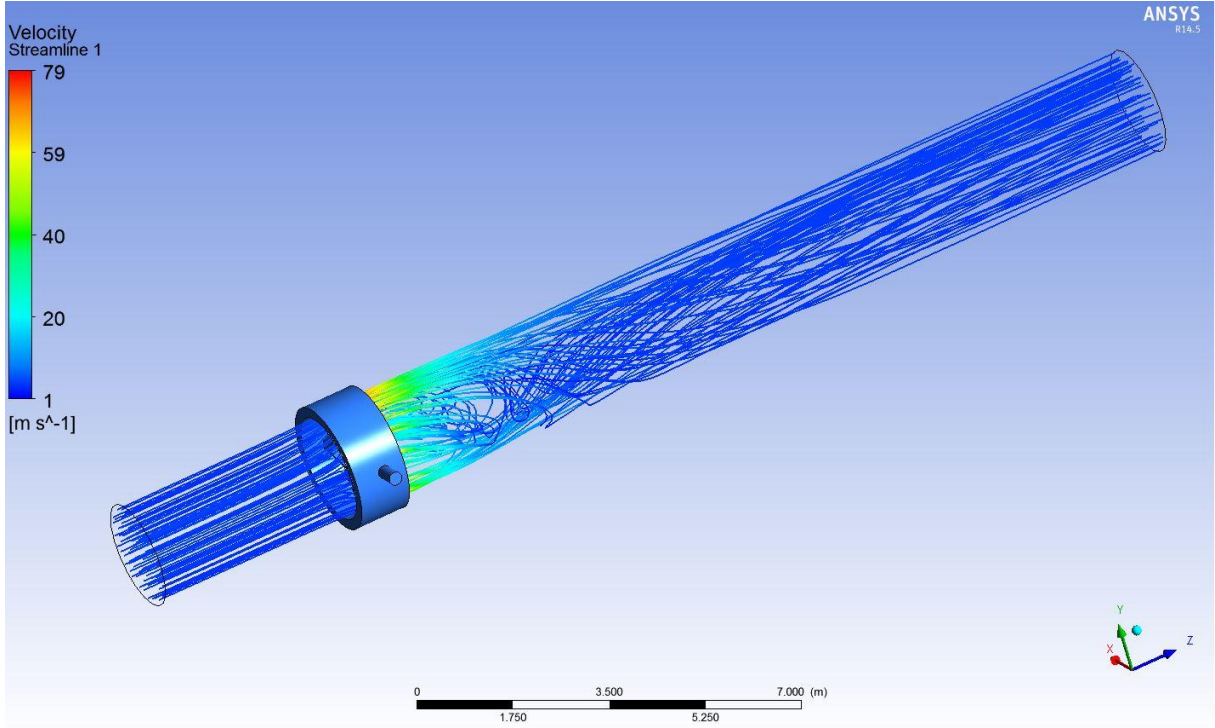
Şekil 3.5 : Dinamik Moment Katsayısı – Vana Açıklığı Eğrisi.

Bu eğriye göre dinamik moment katsayısının 80^0 açık durum civarında en yüksek seviyeye geldiği görülmektedir. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'e bakarak dinamik moment ile dinamik moment katsayısı arasında ters orantı olduğu görülebilir. Dinamik momentin küçük olduğu değerlerde dinamik moment katsayısının daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir.

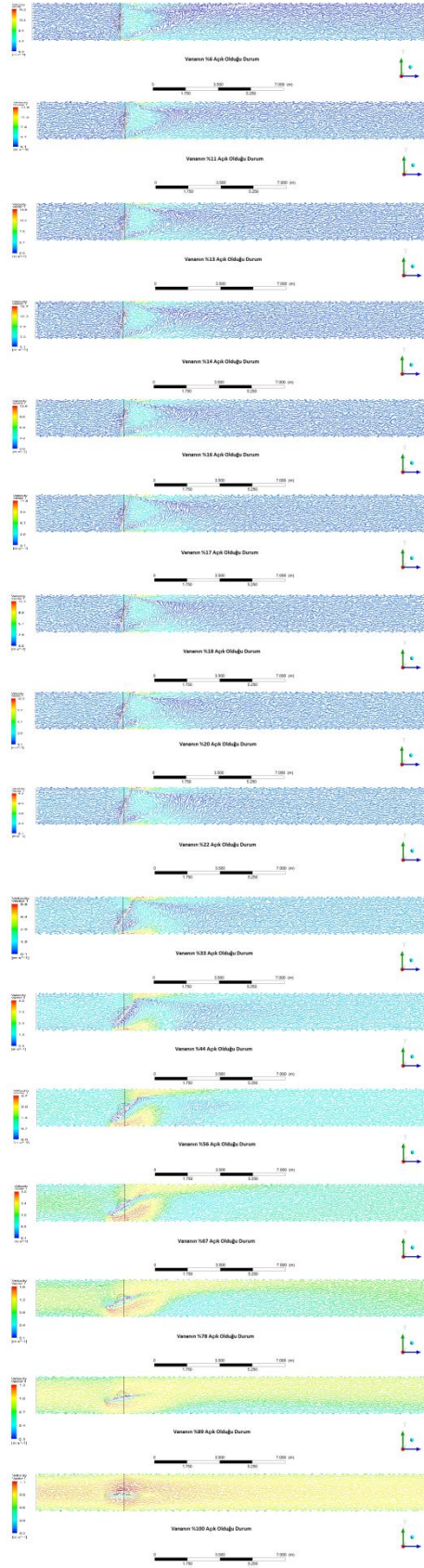


Şekil 3.6 : Basınç Farkı – Vana Açıklığı Eğrisi.

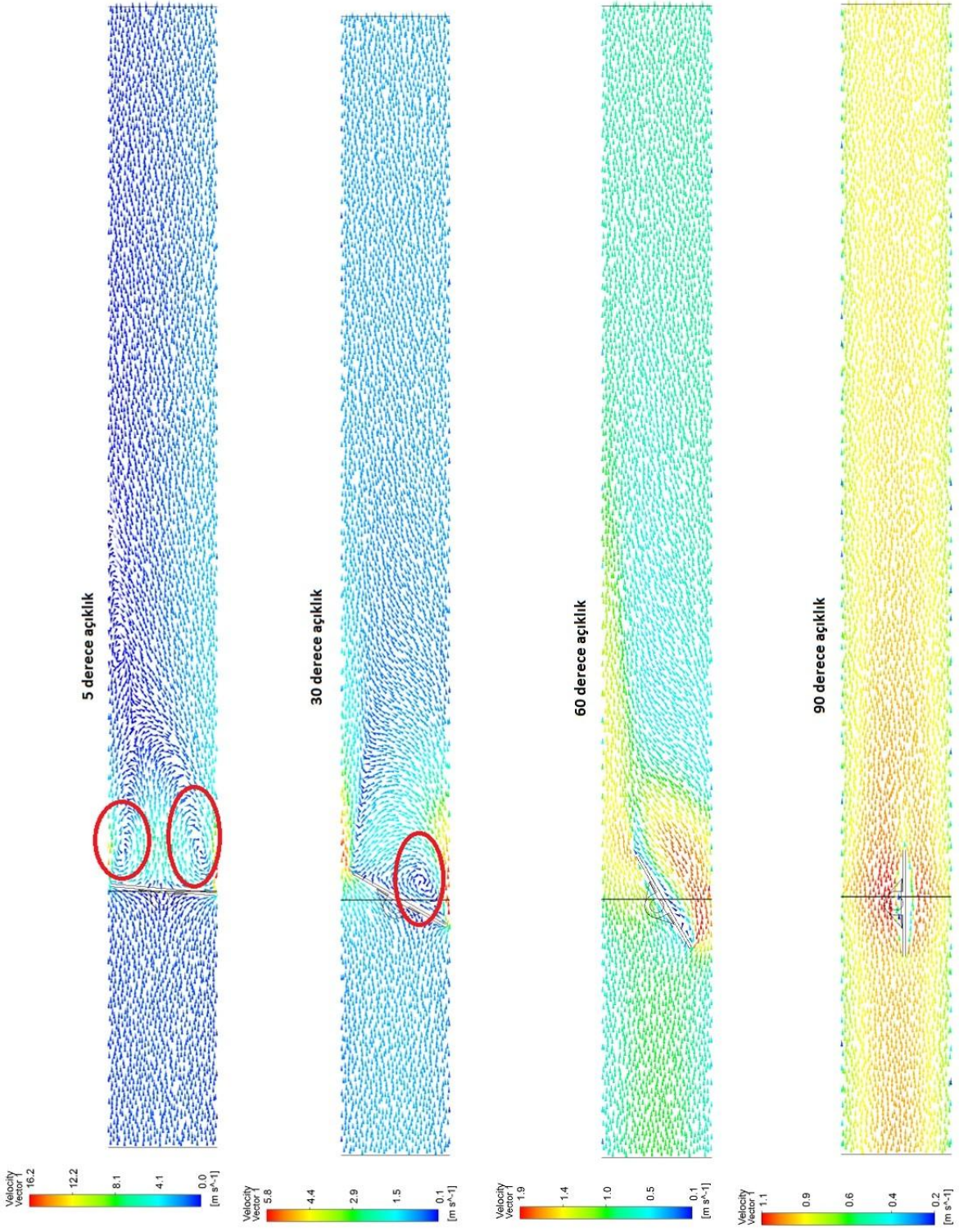
Şekil 3.6'ya göre vana tam açık durumdan 40^0 açık duruma gelene kadar, vana giriş çıkışı arasındaki basınç farkı çok ciddi miktarlarda değişmemiştir. 40^0 'den sonra ise akışkanın geçtiği kesit alanı daraldığından basınç farkı üstel olarak artmıştır.



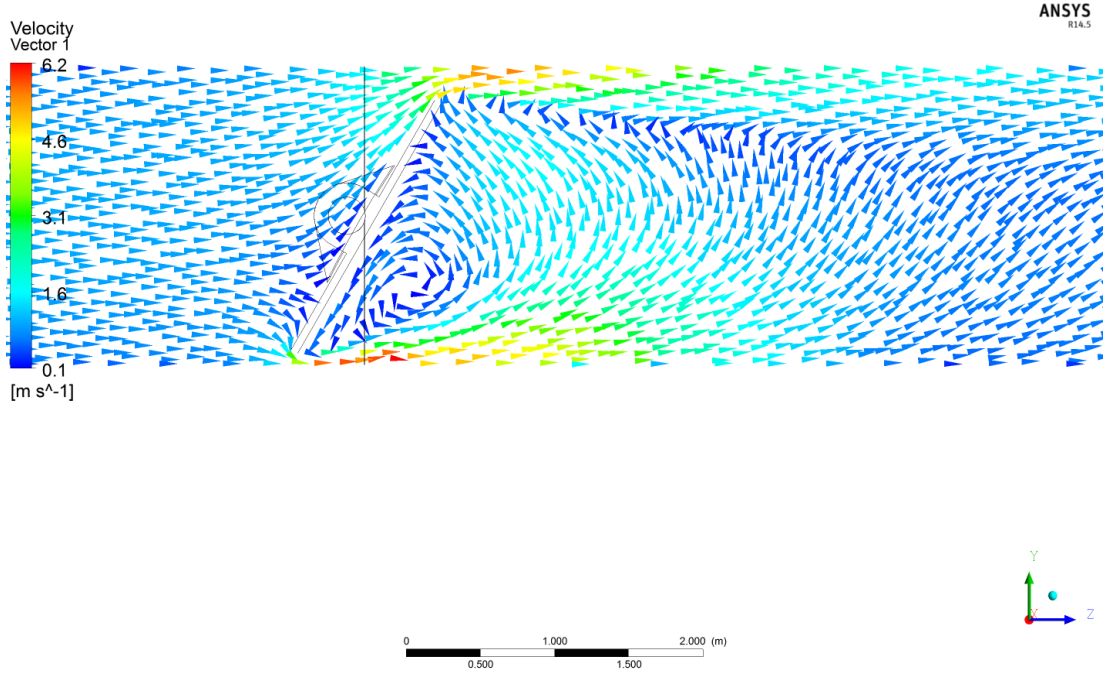
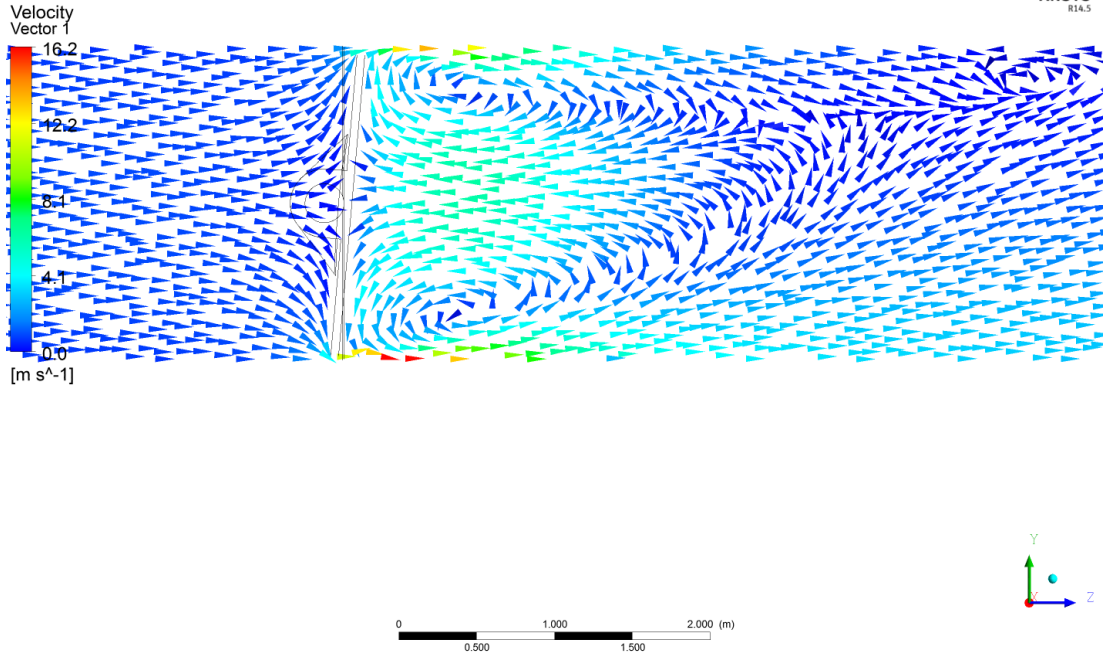
Şekil 3.7 : Kelebek Vanada Akım Çizgileri.



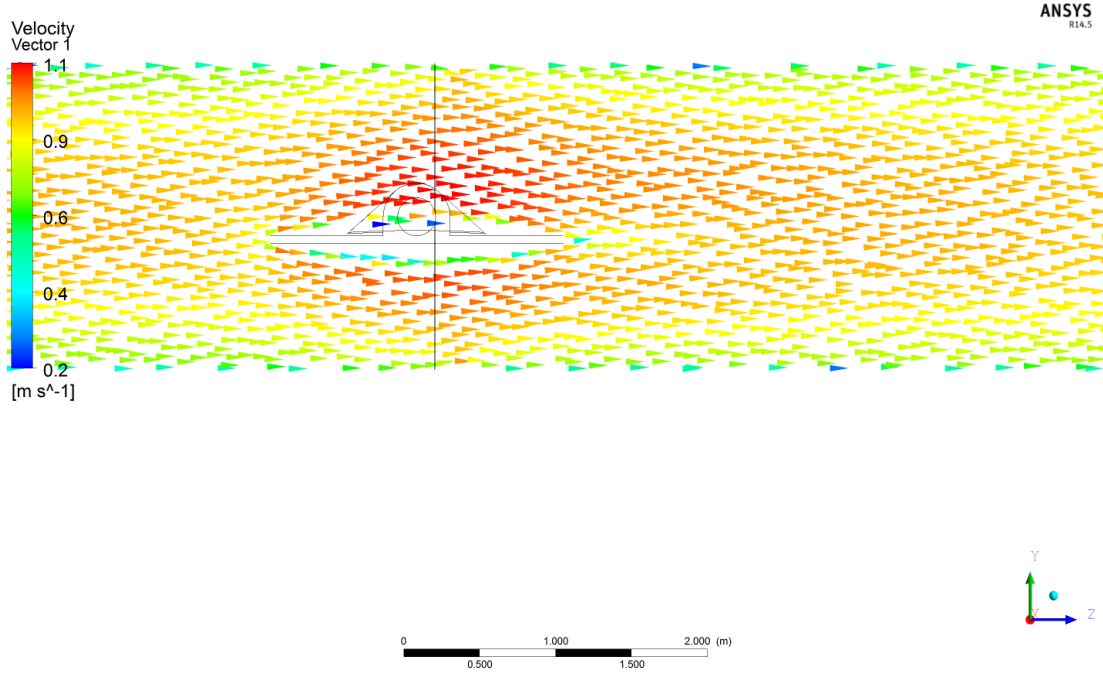
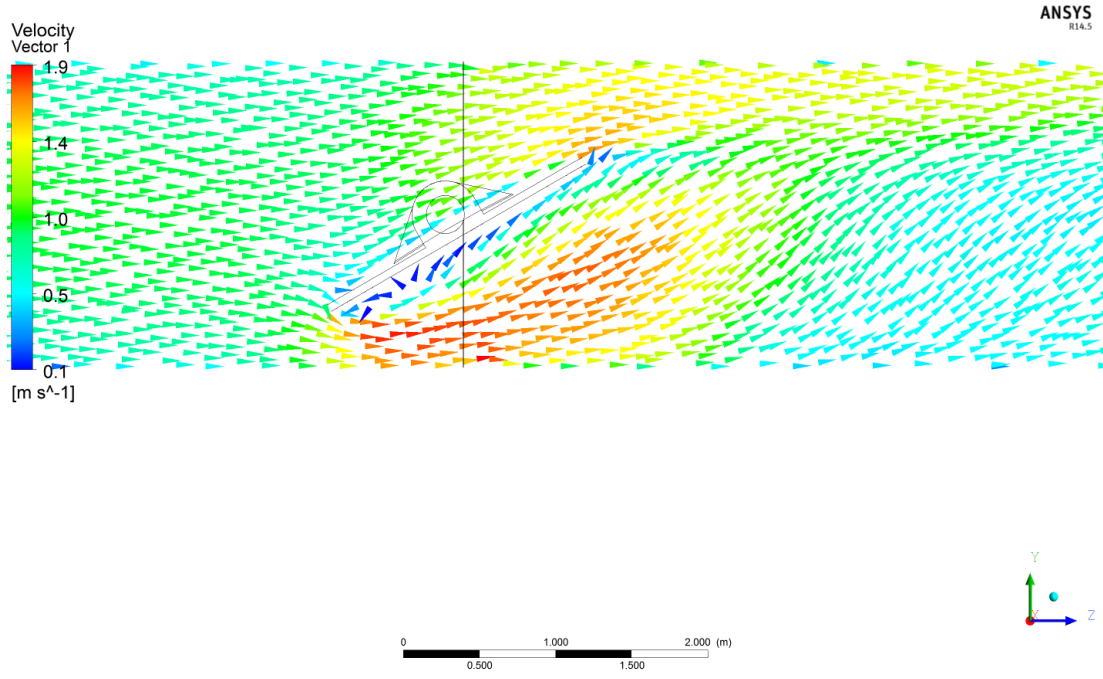
Şekil 3.8 : Açıklık Değerleri İçin Hız Vektörleri.



Şekil 3.9 : 5^0 , 30^0 , 60^0 ve 90^0 için Hız Vektörleri.

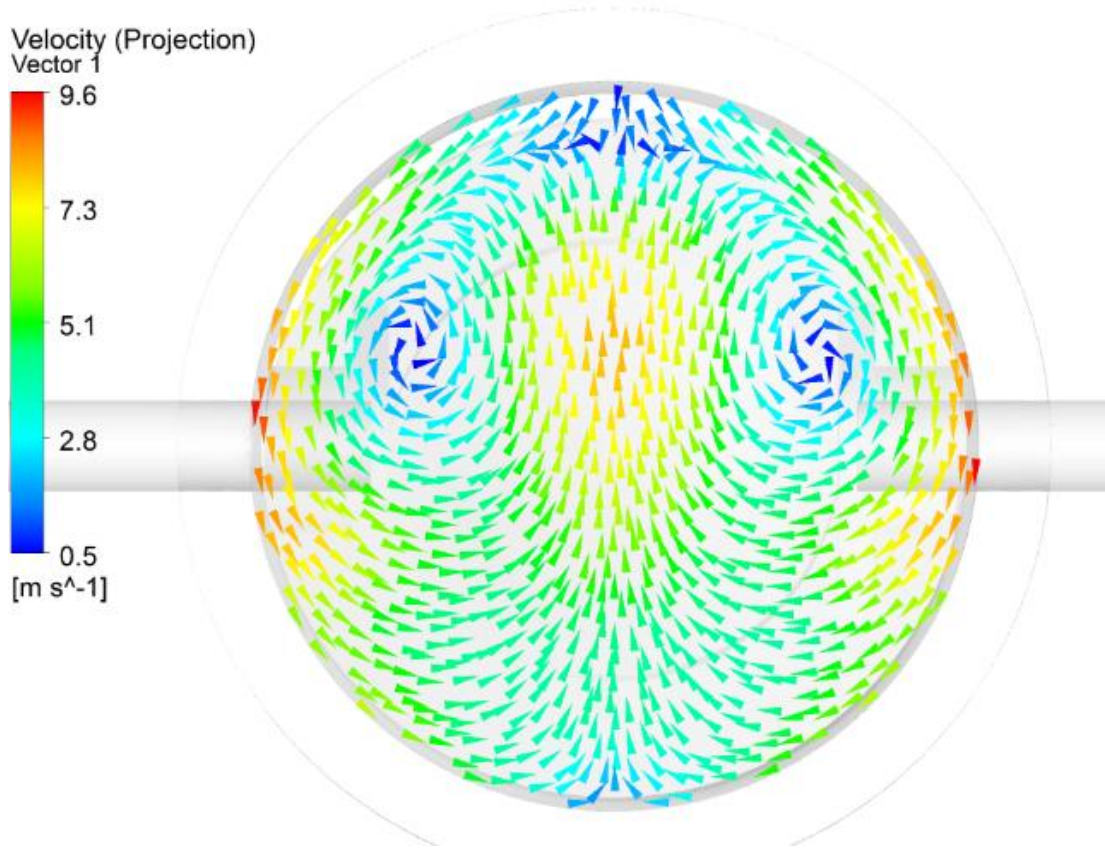


Şekil 3.10 : 5⁰ ve 30⁰ İçin Hız Vektörlerinin Yakından Görünüşü.



Şekil 3.11 : 60^0 ve 90^0 İçin Hız Vektörlerinin Yakından Görünüşü.

Yukarıdaki resimlere bakılarak 5^0 ve 30^0 'de oluşan girdaplar görülebilir. 90^0 açılımda ise daha düzgün bir hız dağılımı mevcuttur.



Şekil 3.12 : Akış Yönüne Dik Hız Vektörleri.

Yukarıdaki resimde, DN 2000 çaplı vananın çıkışında, vanadan 1 metre uzaklıktaki hız vektörleri görülmektedir.

3.3.2 Farklı çaplardaki vanalarda değişik sınır şartlarında HAD analizleri

Geometrik özellikleri aynı, çapları farklı kelebek vanalarda analizler yapılarak boyutsal değişimin akış karakteristiği ve vana karakteristiği üzerine etkileri gözlemlendi.

Aynı geometrik özelliklere sahip DN 50, DN 100, DN 250, DN 500, DN 1000 ve DN 2000 olmak üzere 6 değişik çaptaki vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı şartlarında, maksimum momentin olduğu 14⁰ sabit açıklık değerinde analizler yapıldı.

3.3.2.1 DN 50 vanada HAD analizleri

DN 50 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

Çizelge 3.3: DN 50 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
0.08	1	1.61	80957	55956	0.00821	162	4469
0.33	2	3.22	323810	111911	0.00817	649	8939
0.74	3	4.82	727126	167867	0.00817	1457	13394
1.32	4	6.43	1290768	223823	0.00820	2587	17846
2.07	5	8.04	2014630	279778	0.00821	4037	22296

3.3.2.2 DN 100 vanada HAD analizleri

DN 100 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

Çizelge 3.3: DN 100 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
0.66	1	7.83	80860	111911	0.00821	162	4467
2.66	2	15.66	322518	223823	0.00824	646	8921
5.98	3	23.49	724268	335734	0.00826	1451	13368
10.63	4	31.33	1285173	447645	0.00827	2575	17807
16.61	5	39.16	2006242	559557	0.00828	4021	22249

3.3.2.3 DN 250 vanada HAD analizleri

DN 250 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

Çizelge 3.4: DN 250 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
10.4	1	48.9	80746	279778	0.00826	162	4464
41.7	2	97.9	322012	559557	0.00828	645	8914
93.7	3	146.8	723433	839335	0.00829	1450	13360
166.6	4	195.8	1284900	1119113	1284861	2575	131.24
249.2	5	244.7	1985300	1398892	1985238	4010	202.77

3.3.2.4 DN 500 vanada HAD analizleri

DN 500 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

Çizelge 3.5: DN 500 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
83.2941	1	195.8	80552	559557	0.00827	161.426	4458
332.64	2	391.6	321405	1119113	0.00828	644.099	8905
747.941	3	587.4	722258	1678670	0.00828	1447.412	13350
1329.15	4	783.1	1282985	2238227	0.00829	2571.113	17792
2076.24	5	978.9	2003550	2797783	0.00829	4015.130	22234

3.3.2.5 DN 1000 vanada HAD analizleri

DN 1000 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

Çizelge 3.6: DN 1000 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
667.6	1	783.1	80216	1119113	0.008323	161	667.6
2672.7	2	1566.3	320205	2238227	0.008347	642	2672.7
6012.7	3	2349.4	719719	3357340	0.008354	1442	6012.7
10689.7	4	3132.6	1278651	4476453	0.008360	2562	10689.7
16702.0	5	3915.7	1996869	5595567	0.008364	4002	16702.0

3.3.2.6 DN 2000 vanada HAD analizleri

DN 2000 kelebek vana için 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s giriş hızı; 0 bar basınç çıkış basıncı şartları için 5 adet analiz yapıldı. Analizde 14⁰ sabit vana açıklığındaki geometri kullanıldı.

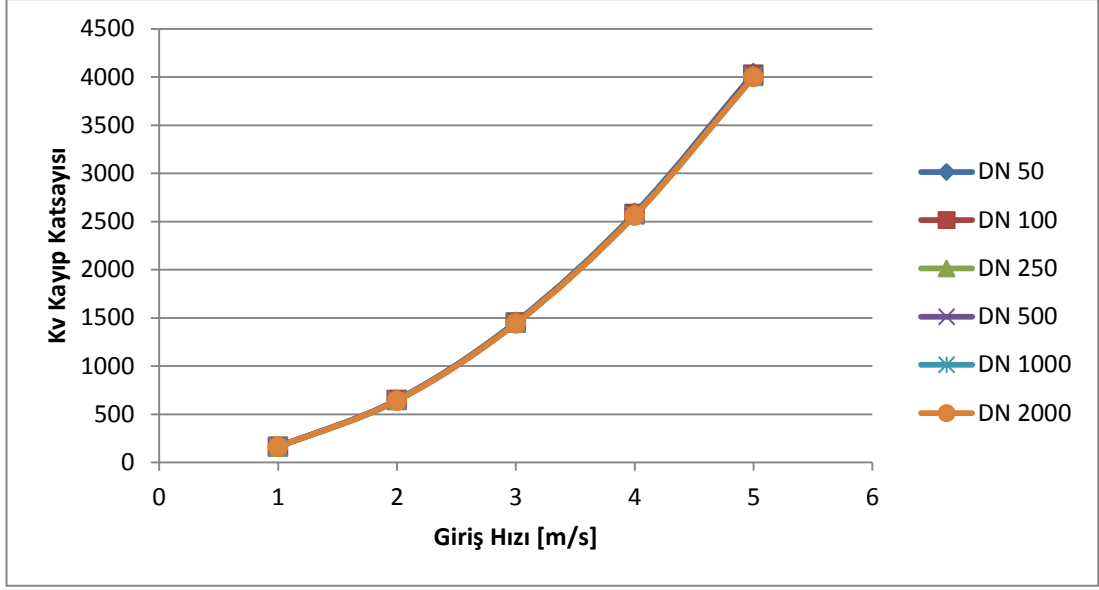
Çizelge 3.7: DN 2000 Analiz Sonuçları.

Dinamik Moment	Giriş Hızı	Debi	Basınç Farkı	Reynolds	Ct	Kv	Cv Akış Katsayısı
[N m]	[m/s]	[kg/s]	[Pa]	-	-	-	[L ^{3,5} *M ^{-0,5}]
5293.4	1	3133	80092	2238227	0.00826	161	4445
21175.1	2	6265	319845	4476453	0.00828	641	8884
47598.0	3	9398	719160	6714680	0.00827	1441	13321
84692.5	4	12530	1277651	8952907	0.00829	2560	17755
132336.0	5	15663	1995560	11191134	0.00829	3999	22190

3.3.2.7 Farklı çaplardaki vanalarda akışın karşılaştırılması

3.3.2.7.1 Kayıp katsayısı açısından karşılaştırma

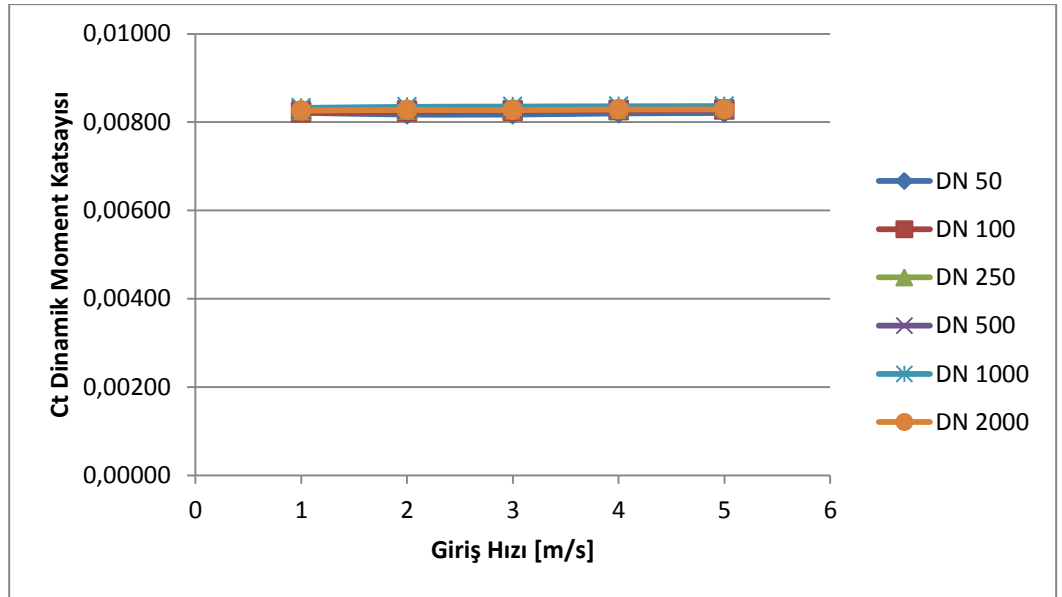
Aşağıda, geometrik karakteristikleri aynı olan değişik çaplardaki kelebek vanalar için kayıp katsayısı – Reynolds sayısı eğrisi görülmektedir. Buna göre, aynı giriş hızı ve çıkış basıncına sahip kelebek vanalarda kayıp katsayısının aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 3.13 : Giriş Hızı – K_v Kayıp Katsayısı Eğrisi

3.3.2.7.2 Dinamik moment katsayısı açısından karşılaştırma

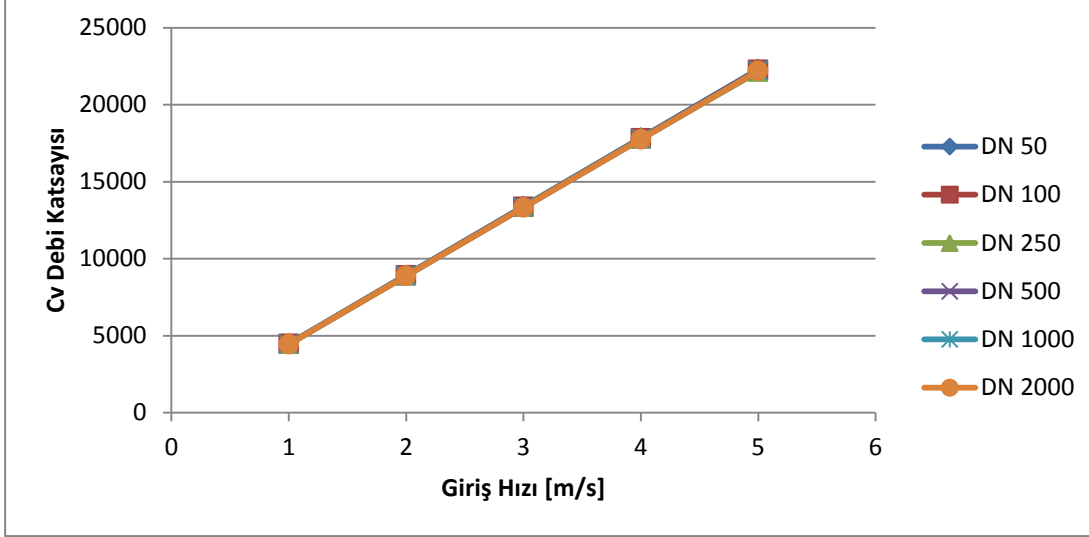
Aşağıdaki eğri incelendiğinde, karakteristik ve boyuttan bağımsız bir özellik olan dinamik moment katsayısının farklı çaplardaki vanalar için yaklaşık olarak aynı olduğu görülmüştür ki bu beklenen bir sonuçtur. Ayrıca giriş hızındaki değişimin dinamik moment katsayısını değiştirmedeği görülmüştür. Ancak vana açısı değiştiğinde vana etrafındaki akışkanın hızında değişiklikler olmaktadır ve bu da dinamik moment katsayısında değişmelere sebep olmaktadır.



Şekil 3.14 : Giriş Hızı – C_t Dinamik Moment Katsayısı Eğrisi

3.3.2.7.3 Debi katsayısı açısından karşılaştırma

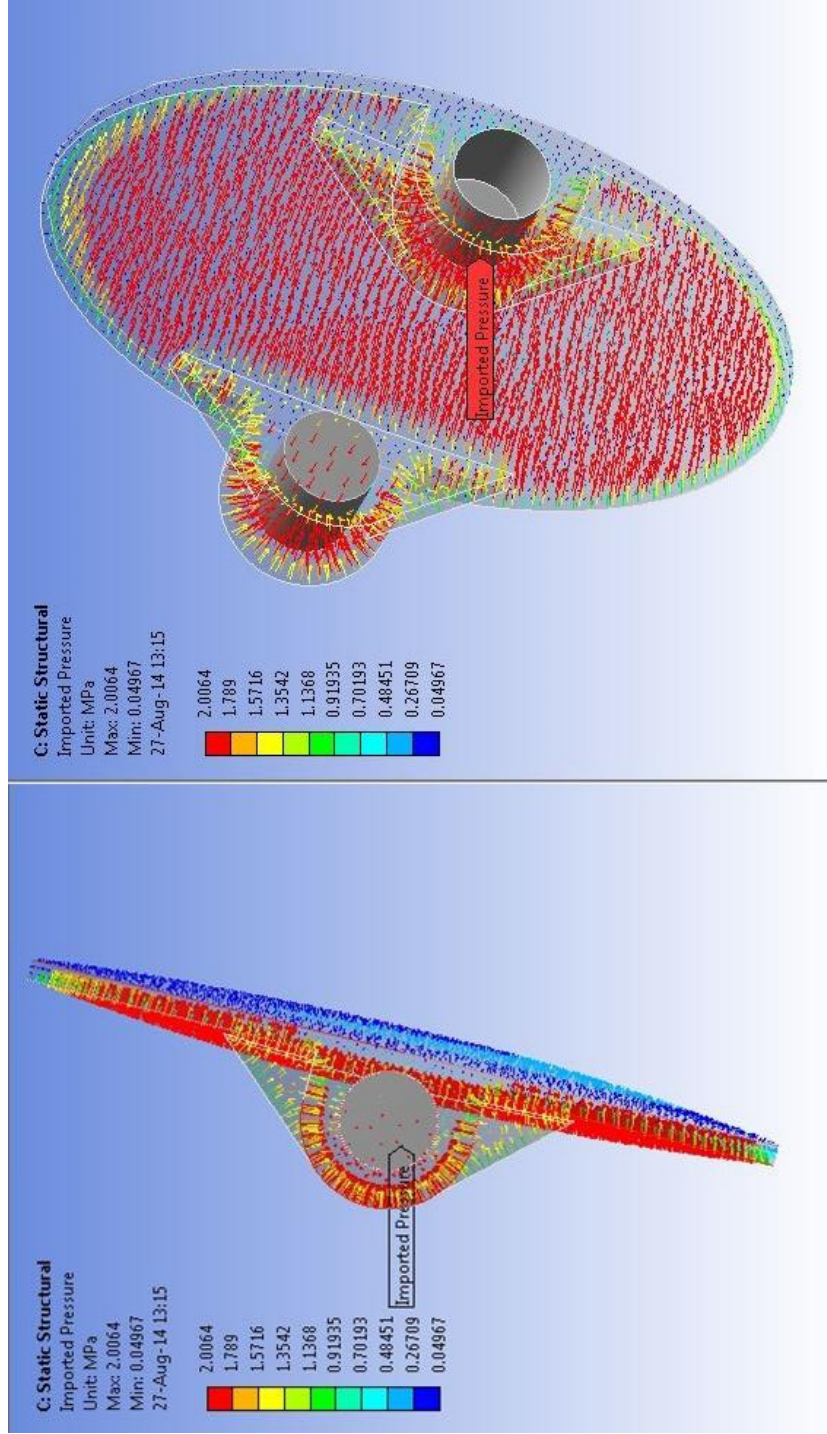
C_v debi katsayısı açısından sonuçlar karşılaştırıldığında, çaptaki değişimin debi katsayısı değerini değiştirmedeği, aynı geometric özelliklere sahip vanaların çapları farklı olsa dahi C_v debi katsayısının aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 3.15 : Giriş Hızı – C_v Debi Katsayısı Eğrisi

3.3.3 DN 2000 vanada sıvı yapı etkileşimi analizleri

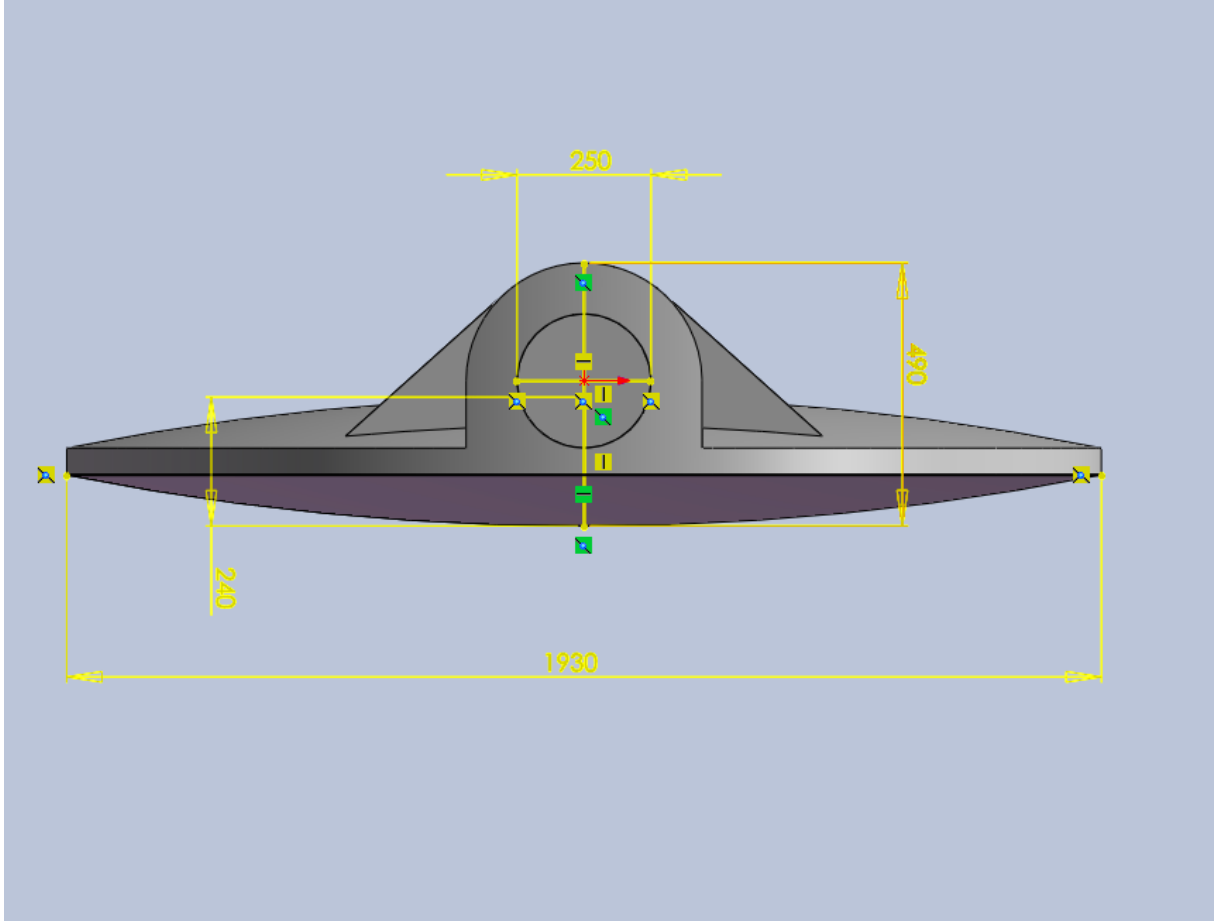
Vana malzemesini ve dolayısıyla maliyetini azaltmak amacıyla yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bunun için sıvı yapı etkileşimi yöntemi kullanılmıştır. Buna göre önce HAD ile akış alanı çözdürülmüş, daha sonra bu alandan elde edilen basınç dağılımı, yapısal analiz ile kelebek vana diski üzerine etki ettirilmiş ve akışkanın vana diski üzerinde oluşturduğu gerilme dağılımı incelenmiştir. Analizler DN 2000 vana için; dinamik momentin en yüksek olduğu 14^0 açıklık ve 5 m/s giriş hızı şartlarındaki akış alanından elde edilen basınç dağılımı ile yapılmıştır. Disk malzemesi olarak kullanılan GGG40'ın akma dayanımı 250 MPa, çekme dayanımı ise 390 MPa'dır.



Şekil 3.16 : Vana Diski Üzerindeki Basınç Dağılımı.

3.3.3.1 Model A

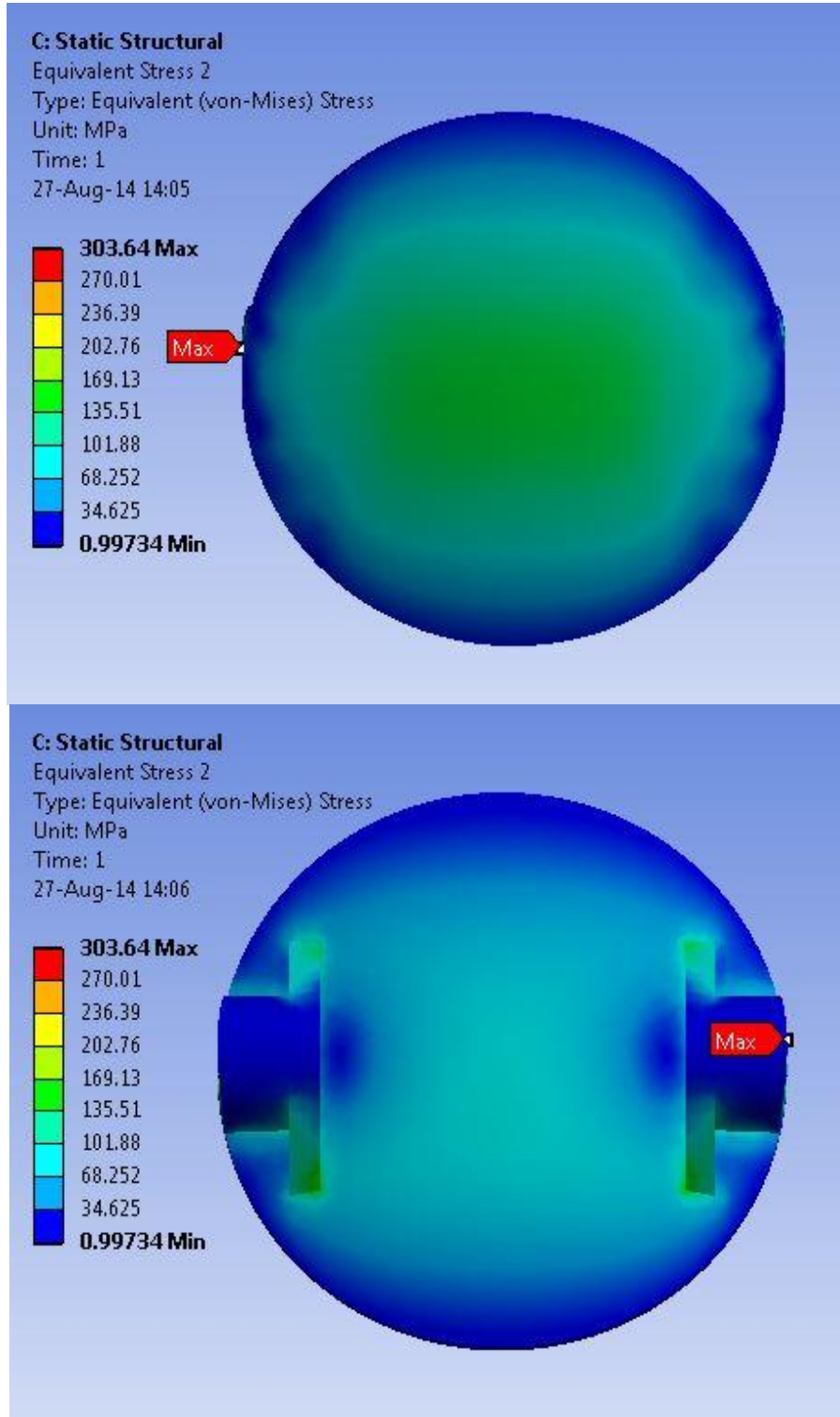
Model A'nın bölüm 2.3.1'de bahsedilen geometrik özellikleri aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.17 : Model A Geometrik Özellikler.

Bu modelde, karakteristik geometrik özellikler olan disk çapı, disk genişliği, mil çapı ve mil eksenini arasındaki kaçıklık Şekil 3.17'te belirtilmiştir. Bu modelde diskin ağırlığı 3485 kg'dır.

Buna göre yapılan analizlerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

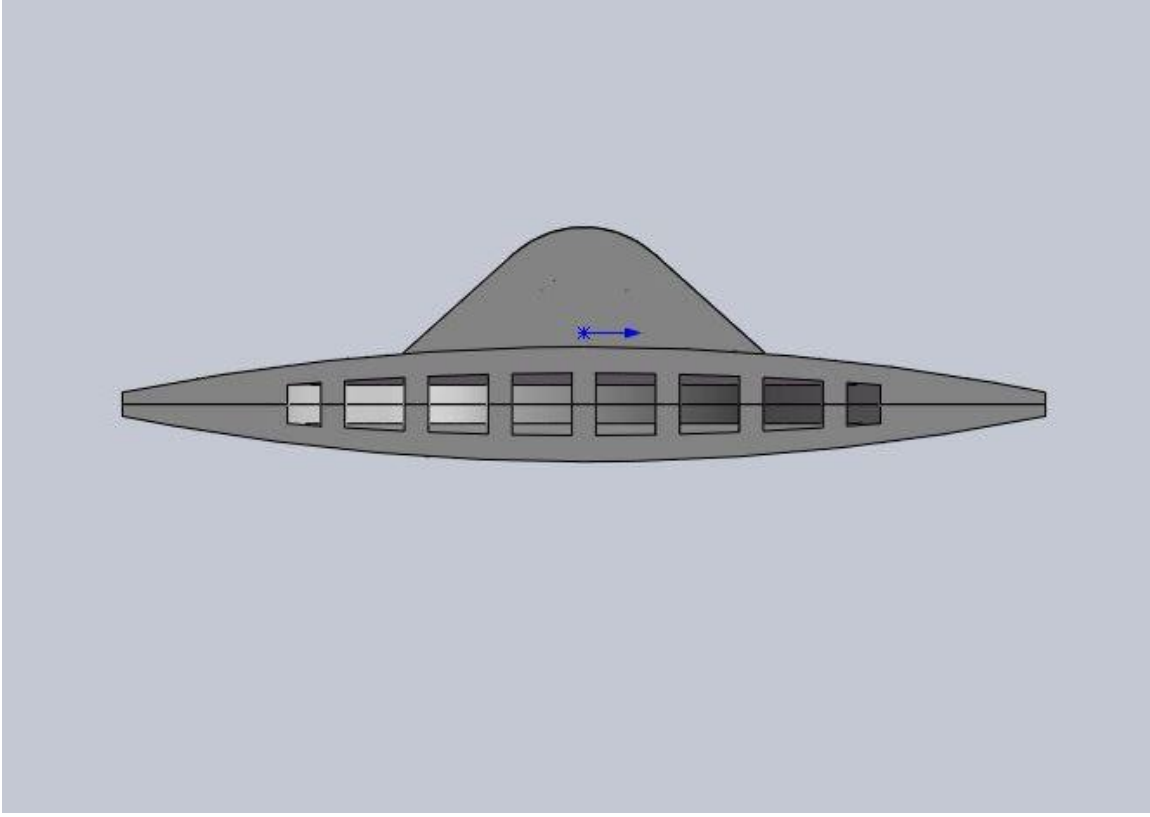


Şekil 3.18 : Model A Analiz Sonuçları.

Model gerilmeler açısından emniyetlidir. Bu sebeple, disk şeklinde değişiklikler yapılarak emniyet sınırları içinde kalmak şartıyla vana üretiminde kullanılacak malzeme miktarı ve dolayısıyla maliyeti azaltılacaktır.

3.3.3.2 Model A1

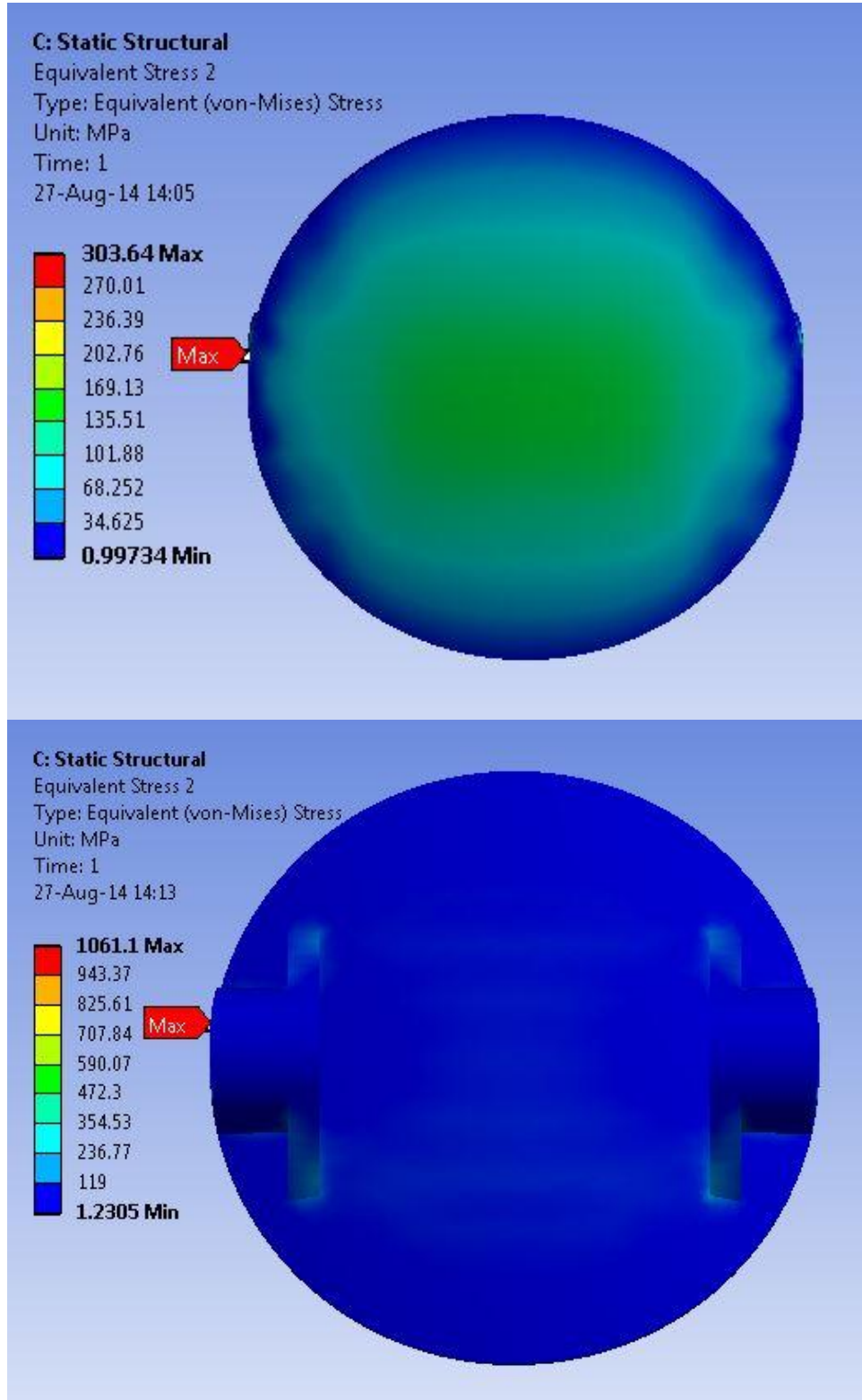
Model A1'in geometrisi aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.19 : Model A1 Geometrik Özellikler.

Bu modelde, Model A temel alınıp üzerinde değişiklikler yapılmıştır. Disk iki parçaya bölünmüş ve parçaların içi şerit şeklinde oyulmuştur(Şekil 3.19). bu sayede disk malzemesi azaltılıp gerilme açısından bir tehlike yaratıp yaratmadığı incelenmiştir. Model A1'in ağırlığı 2835 kg'dır.

Analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:

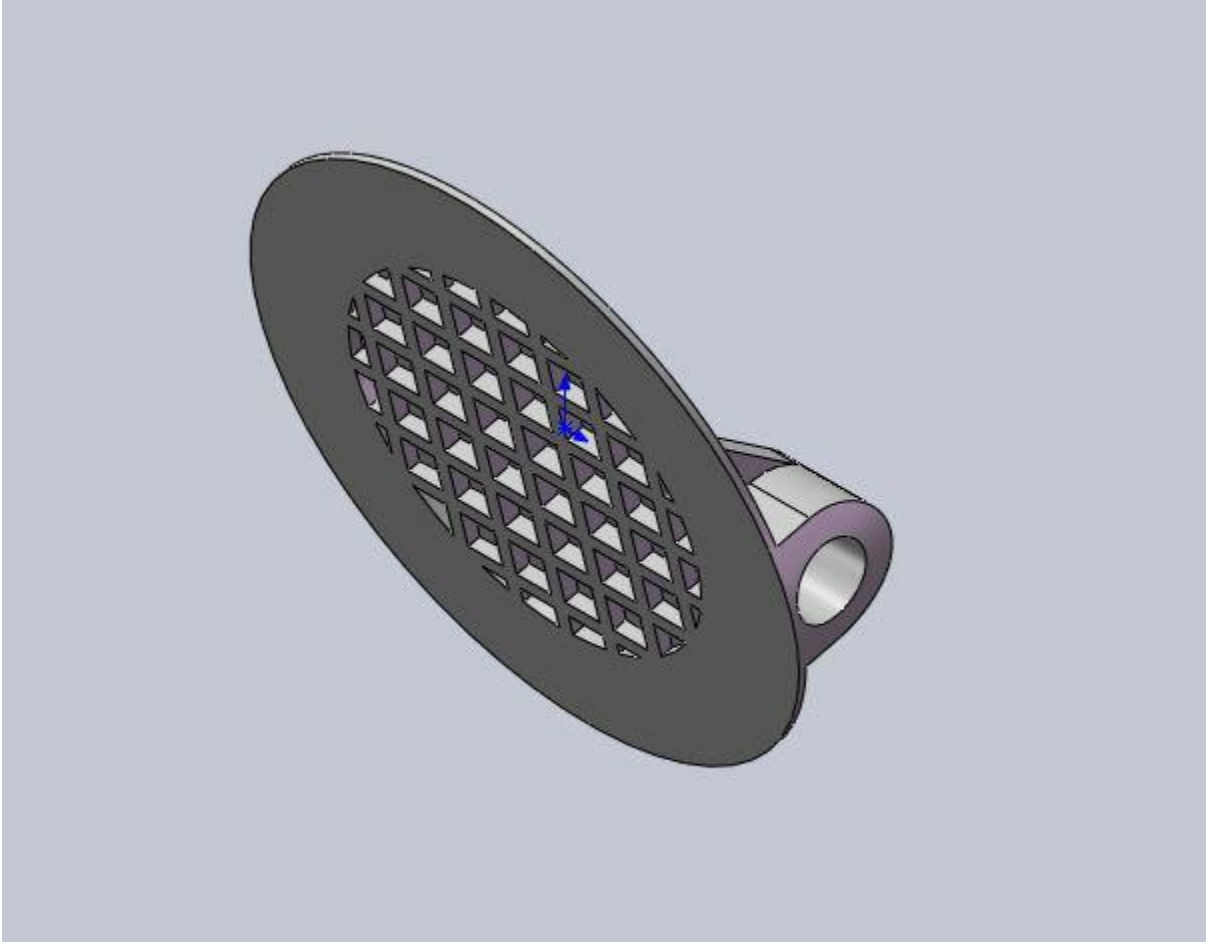


Şekil 3.20 : Model A1 Analiz Sonuçları.

Yapılan analiz sonuçlarına göre, gerilmelerin emniyet sınırlarının altında kaldığı görülmüştür.

3.3.3.3 Model A2

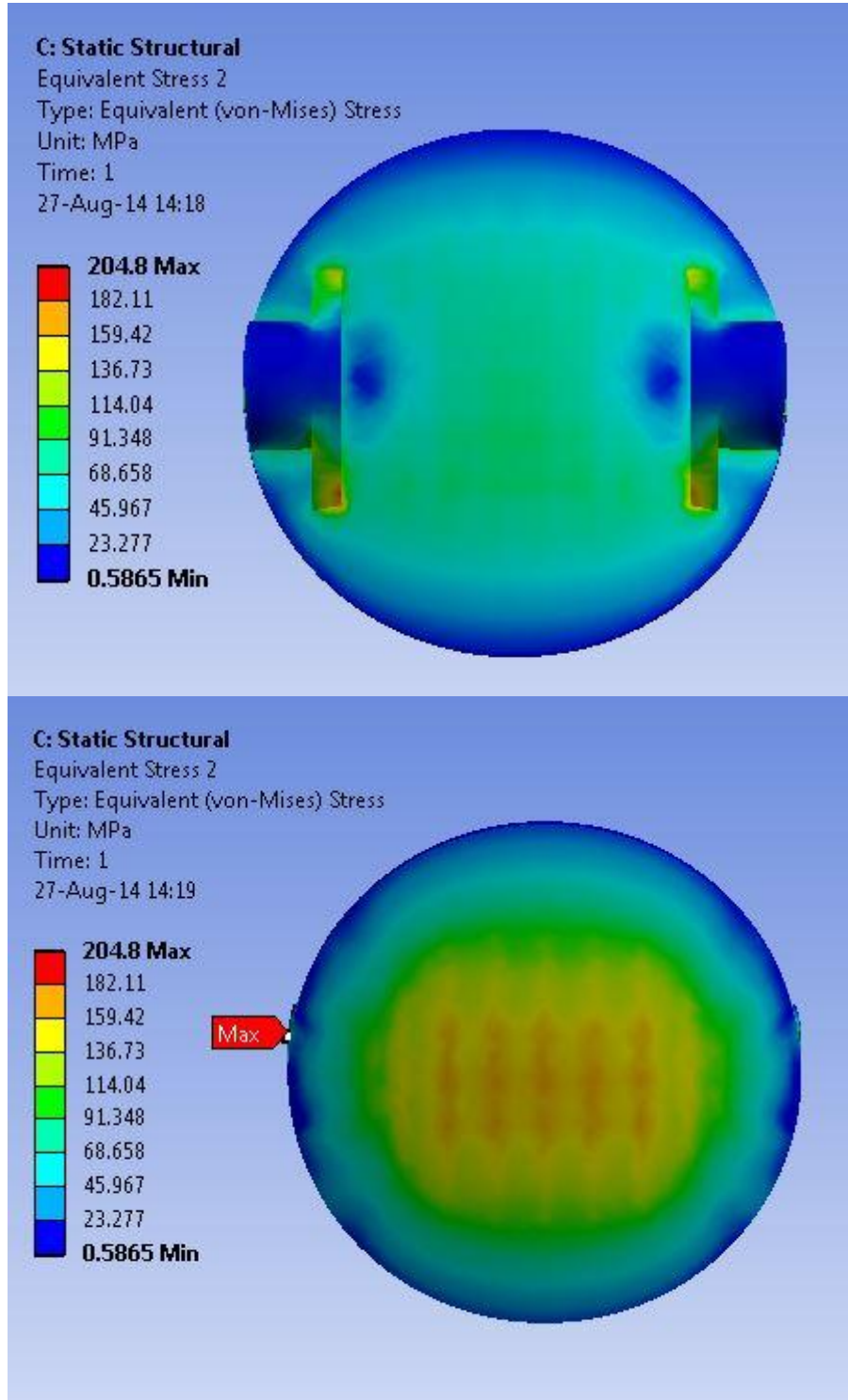
Model A2'nin geometrisi aşağıdaki gibidir:



şekil 3.21 : Model A2 Geometrik Özellikler.

Bu modelde, Model A temel alınarak disk iki parçaya bölünerek içine ızgara biçiminde oyuklar açılmıştır. şekil 3.21'de iki parçaya bölünen diskin parçalarından biri görölmektedir. Karşısındaki parçada da aynı şekilde oyuklar mevcuttur. Diskin ağırlığı 3025 kg'dır.

Analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:

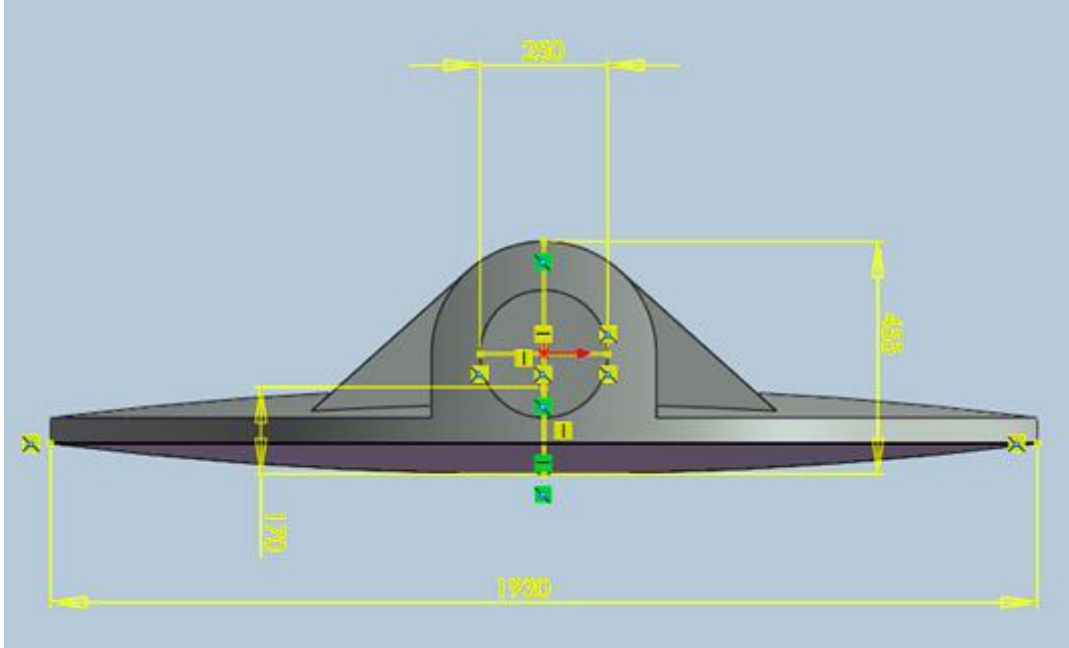


Şekil 3.22 : Model A2 Analiz Sonuçları.

Analiz sonuçlarında parçanın emniyetli olduğu görülmüştür.

3.3.3.4 Model B

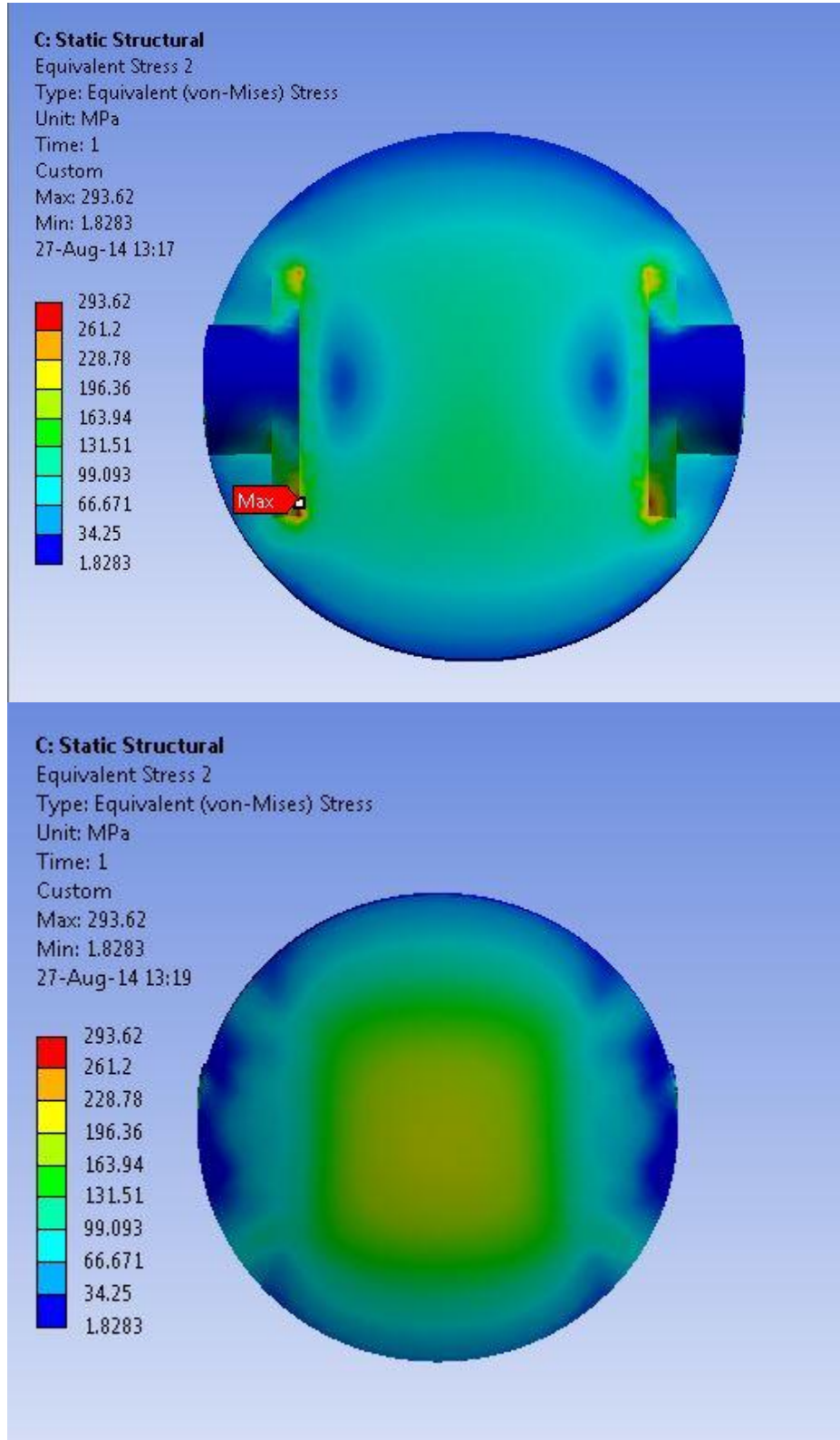
Model B'nin geometrisi aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.23 : Model B Geometrik Özellikler.

Bu modelde vana diskinde temel geometrik parametrelerden olan disk kalınlığı değiştirilmiş ve bunun etkileri incelenmiştir. Model B'nin ağırlığı 2777 kg'dır.

Analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:

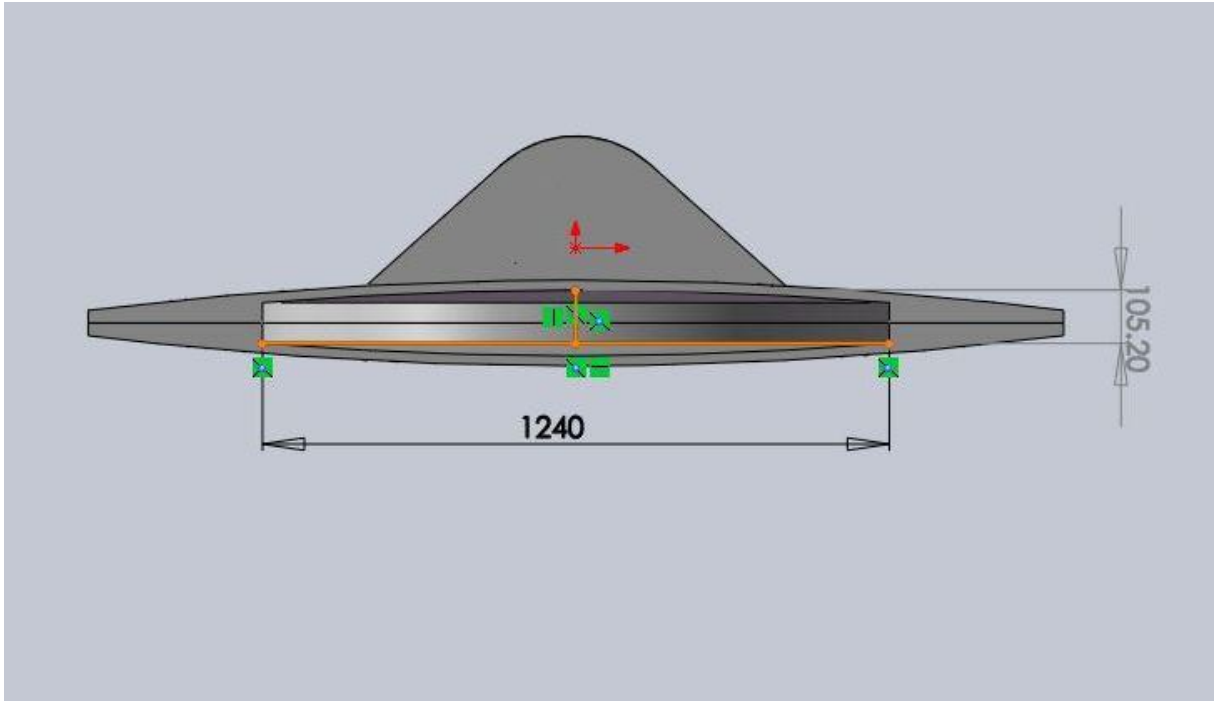


Şekil 3.24 : Model B Analiz Sonuçları.

Şekil 3.24’de, en yüksek gerilme değerleri disk ve milin oturduğu parçanın bağlandığı bölgece oluştuğu görülmektedir. Bu bölgelerde oluşan gerilmeler gerçekte oluşan gerilmelerden yüksektir. Geometrideki keskin geçişler bu bölgede gerilmenin gerçekten yüksek çıkmasına sebep olmaktadır. Bu bölgelerde yuvarlatmalar yapılarak daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir. Bu bölge dışında parça emniyetlidir.

3.3.3.5 Model B1

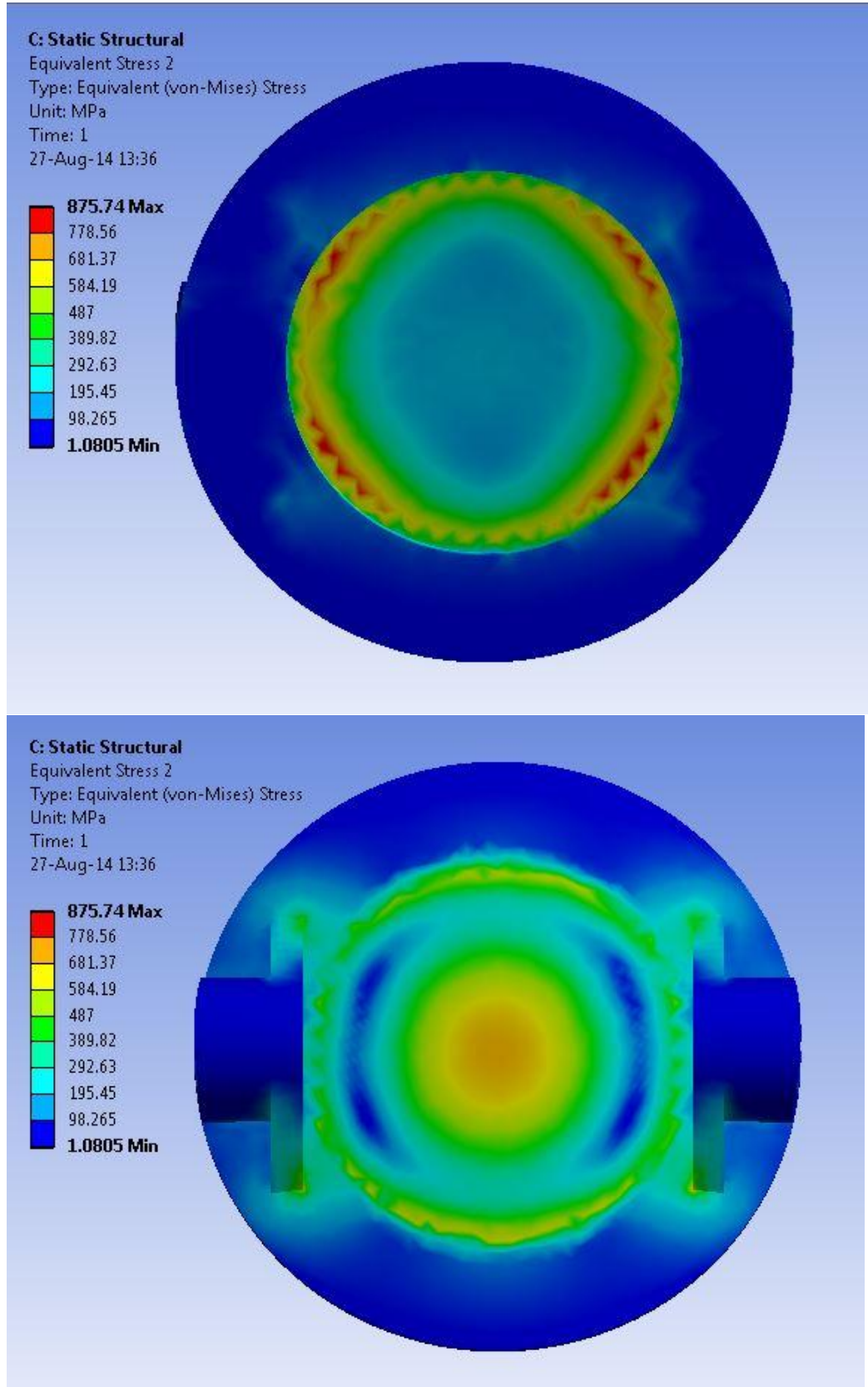
Model B1’in geometrisi aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.25 : Model B1 Geometrik Özellikler.

Bu model, Model B esas alınarak tasarlanmıştır. Modelde diskin ağırlığı 1861 kg’dır.

Analiz sonuçları Aşağıdaki gibidir:

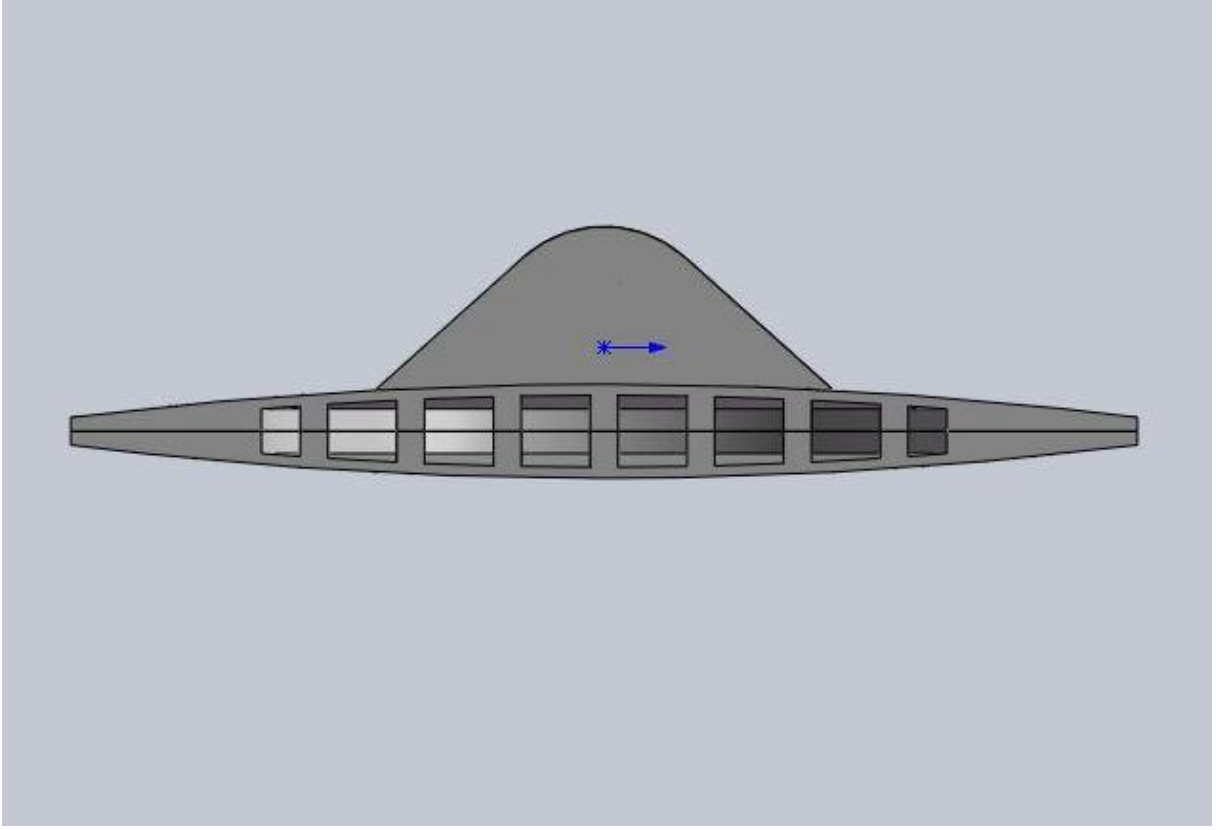


Şekil 3.26 : Model B1 Analiz Sonuçları.

Analiz sonuçlarında emniyet sınırını aşan gerilmeler ortaya çıkmıştır.

3.3.3.6 Model B2

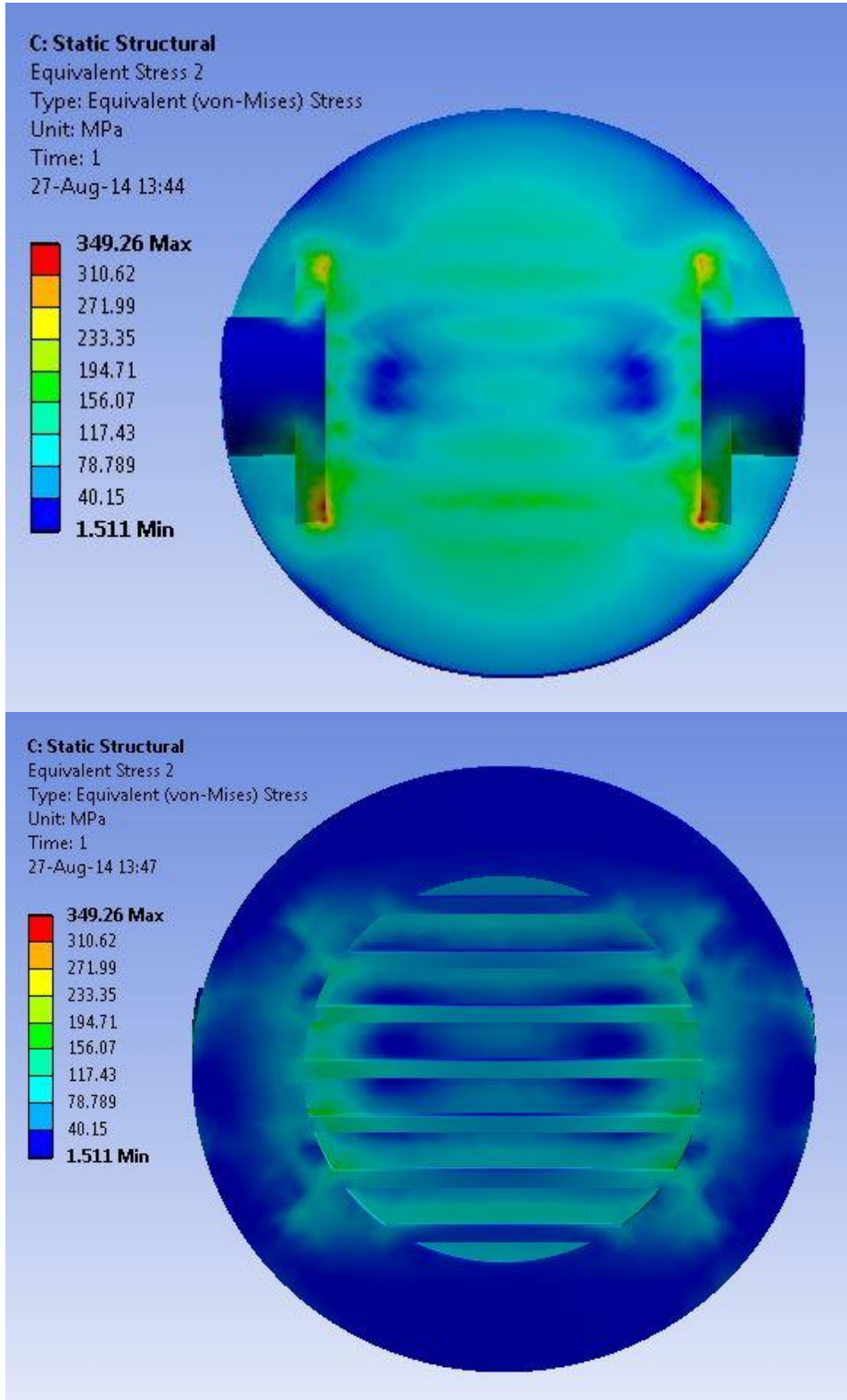
Model B2'nin geometrisi aşağıdaki gibidir:



şekil 3.27 : Model B2 Geometrik Özellikler.

Model B2, model B esas alınarak oluşturulmuştur. Ağırlığı 2124 kg'dır.

Analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:

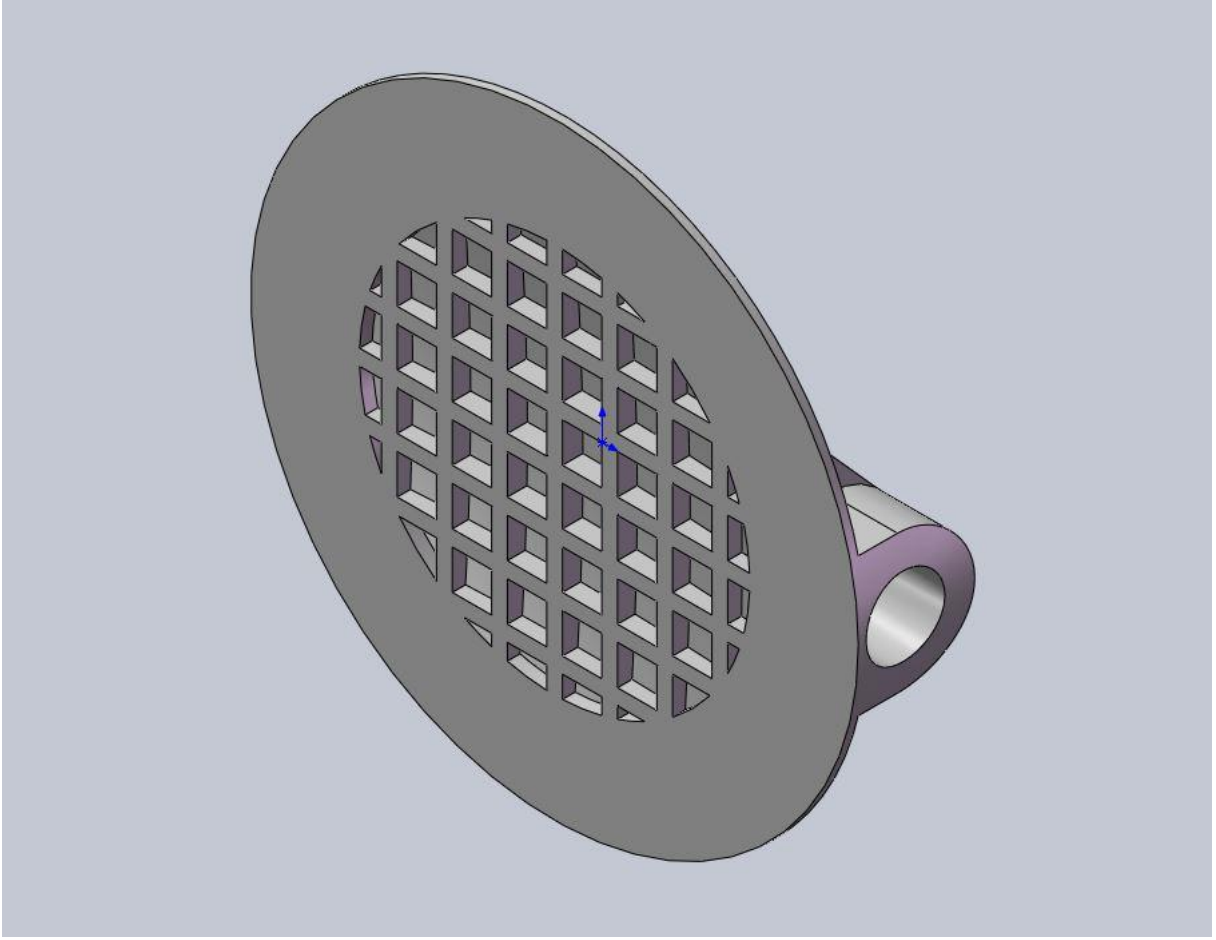


Şekil 3.28 : Model B2 Analiz Sonuçları.

Modelin emniyetli olduğu Şekil 3.28'ten görülebilir.

3.3.3.7 Model B3

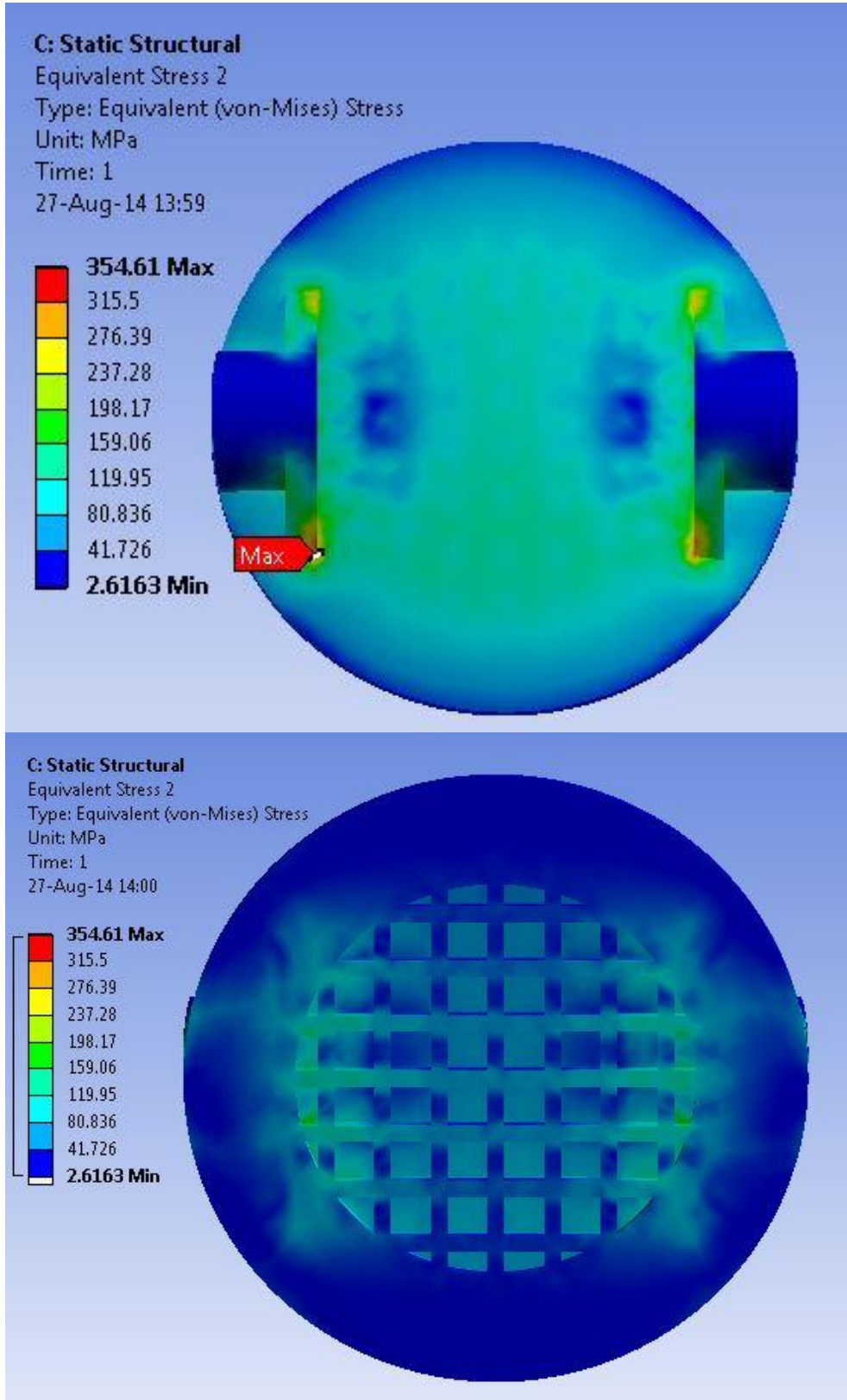
Model B3'ün geometrisi aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.29 : Model B3 Geometrik Özellikler.

Model B3'te de ızgara modeli uygulanmıştır. Ağırlığı 2316 kg'dır.

Analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.30 : Model B3 Analiz Sonuçları.

Analiz sonuçlarında parçanın emniyetli olduğu görülebilir.

3.3.3.8 Sıvı yapı etkileşimi analizi sonuçları

Sonuçlar incelendiğinde, Moel B3'ün gerilmeler açısından emniyetli olduğu gözlemlenmiştir. GGG 40 malzemenen tasarlanan vana diskinin B3 numaralı modeled ağırlığı 2316 kg'dır. İlk model olan Model A'nın ağırlığı ise 3485 kg'dır. Buna göre disk ağırlığında %33'lük bir azalma sağlanmıştır. Bu da malzeme maliyetinin önemli ölçüde düşmesini sağlayacaktır.

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Sonuç olarak, büyük çaplı kelebek vanalarının karakteristik eğrilerinin test yapmadan, HAD kullanılarak çıkartılabileceği görüldü. Ayrıca üretim yapmadan, sıvı yapı etkileşimi yöntemi ile vana disk geometrisinde gerekli değişiklikler yapılarak vana maliyetinin azaltılabileceği görüldü. Aktüatör seçimi için kritik olan momentin hesaplanması gerçekleştirilmiştir.

4.1 Gelecek Çalışmalar

Gelecekte, Turgut Sarpkaya'nın bulduğu yöntem ile dinamik moment katsayısı hesaplanarak, çıkan sonuçlar HAD sonuçları ve test sonuçları ile karşılaştırılıp HAD analizleri sonuçlarının deney ve teori sonuçları ile uyumluluğu irdelenebilir. Disk geometrisinin tasarımında güncel optimizasyon yöntemlerinden faydalanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **American Water Works Association** (2001). Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis.
- [2] **Chaiworapuek, W. et al**, (2010). An Investigation of the Water Flow Past the Butterfly Valve.
- [3] **Henderson, A. D. et al.**, (2007). A Numerical Study of the Flow through a Safety Butterfly Valve in a Hydro-Electric Power Scheme.
- [4] **Kim, R. H.**, (1996). Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows.
- [5] **Park, J. Y., & Chung, M. K.** (2006). Study on Hydrodynamic Torque of a Butterfly Valve. *Journal of Fluids Engineering*.
- [6] **Sarpkaya, T.**, (1961). Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves.
- [7] **Sarpkaya, T.**, (n.d.). Oblique impact of a bounded a plane lamina.
- [8] **Shin, M.-S. et al.**, (2010). Numerical Analysis for Structural Safety Evaluation of Butterfly Valves, 319–326. doi:10.1063/1.3464873
- [9] **Szirtes, T.** (1997). *Applied Dimensional Analysis and Modeling*.
- [10] **Wang, L., Song, X., & Park, Y.** (n.d.). The Improvement of Large Butterfly Valve by Using Numerical Analysis Method.
- [11] **Youngchul, P., & Xueguan, S.**, (n.d.). Numerical Analysis of Large Diameter Butterfly Valve.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Burak Tüzüner

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul / 14.05.1988

Adres: Gültepe Mah. Cengiz Topel Cad. No:42 D:3 Küçükçekmece İstanbul

E-Posta: butuzuner@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği