T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

800BG MOTOR GÜCÜ KAPASİTELİ ARAÇLAR İÇİN TORK KONVERTÖRÜN HİDRODİNAMİK ANALİZİ

Özlem AKMAN

DANIŞMAN
Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL-2019

Bu çalışma, 23.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU (Danışman)
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Prof. Dr. Nihat AKKUŞ
Marmara Üniversitesi
Teknoloji Fakültesi

Prof. Dr. H. Rıza GÜVEN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

20.04.2016 tarihli Resmi Gazete'de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa'nın abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında birikimi, tecrübesi ve öğrencilerine olan inancı ile farklılık ve farkındalık sağlayan, bu tez çalışmamda yönlendirmesi ve desteği ile katkıda bulunan tez danışmanım Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU' ya teşekkür ederim.

Akademik anlamda başarılarımda en büyük katkısı olan, mentörlük ve danışmanlık yaparak bana tam güven ile akademik gelişimimi destekleyen eşim Ali Serkan AKMAN' a ve kızları ile gurur duyan annem Azime UYSAL' a teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz 2019 Özlem AKMAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ ..... **iv**
İÇİNDEKİLER ..... **v**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **vii**
TABLO LİSTESİ ..... **xii**
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvi**
1. GİRİŞ **1**
1.1. PROBLEMİN TANIMI 2
1.2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ 2
1.3. ÇALIŞMANIN AMACI 3
2. GENEL KISIMLAR **4**
2.1. GENEL HATLARI İLE OTOMOTİV VE ARAÇLAR 4
2.1.1. Binek Otomobiller 6
2.1.2. Hafif Ticari Araçlar 6
2.1.3. Otobüsler 7
2.1.4. Ağır Taşıtlar 8
2.2. TRANSMİSYON SİSTEMİ 9
2.3. TRANSMİSYON (AKTARMA) SİSTEMİ BİLEŞENLERİ 13
2.3.1. Kavrama 13
2.3.2. Vites Kutusu 15
2.3.3. Şaftlar, Kardan Milleri, Mafsallar 18
2.3.4. Diferansiyel 19
2.4. TORK KONVERTÖR 20
2.4.1. Tanım 20
2.4.1.1. Pompa (Pump Impeller) *25*
2.4.1.2. Türbin (Turbine Runner) *26*
2.4.1.3. Statör *26*
2.4.2. Tork Konvertör Dizayn Parametreleri ve Sistemi 27
2.4.3. Önceki Çalışmalar 31

3. MALZEME VE YÖNTEM 37
3.1. TORK KONVERTÖR TASARIM AŞAMALARI 37
3.2. TORK KOVERTÖR GİRİŞ YÜKLERİ DEĞERLERİ VE MALZEME SEÇİMİ 42
3.3. TORK KONVERTÖR CFD ANALİZ MODELLEME VE SİMULASYON 50
4. BULGULAR 57
4.1. POMPA ANALİZ SONUÇLARI 57
4.2. TÜRBİN ANALİZ SONUÇLARI 60
4.2.1. SR:0.8 Hız Oranına Göre 1600d/dk. Dönüş Hızı Sonuçları 60
4.2.2. SR:0.4 Hız Oranına Göre 800d/dk. Dönüş Hızı Sonuçları 63
4.3. TORK KONVERTÖR MONTAJ ANALİZ SONUÇLARI 66
4.3.1. SR:0.8 ωP:2000d/dk. & ωT:1600d/dk. 66
4.3.2. SR:0.4 ωP:2000d/dk. & ωT:800d/dk. 69
5. TARTIŞMA VE SONUÇ 73
KAYNAKLAR 76
EKLER 79
EK.1 Malzeme Seçme Yöntemleri, Malzeme Endeksleri [34] 79
EK.2 800BG Motor Özellikleri, Golen High Performance Engine 83
ÖZGEÇMİŞ 84

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1: Otomatik şanzıman sistemi alt bileşenleri [2] 1

Şekil 2.1: Ford Model-T seri üretim hattı [4] 4

Şekil 2.2: İlk Türk otomobili Devrim [6] 5

Şekil 2.3: İlk seri üretim Türk otomobili 5

Şekil 2.4: Ticari araç sınıfları [8] 7

Şekil 2.5: Genel motorlu araç sınıfları [8] 7

Şekil 2.6: Ağır taşıtlar için çekici ve treyler ölçüleri [9] 8

Şekil 2.7: Kaya kamyonu [10] 8

Şekil 2.8: Kurtarma aracı [11] 8

Şekil 2.9: Transmisyon (aktarma) sistemi genel yerleşimi [16] 9

Şekil 2.10: Çekiş gücü taşıt hızı karşılaştırması (transmisyon sistemi olmadan) [13] 11

Şekil 2.11: Çekiş gücü taşıt hızı karşılaştırması (dişli kutusu sistemi ile) [13] 11

Şekil 2.12: Temel direnç kuvvetleri grafiği [15] 12

Şekil 2.13: Temel direnç kuvvetleri [15] 12

Şekil 2.14: Kavrama sistemi bileşenleri [17] 13

Şekil 2.15: Kavrama sistemi kavrama / ayrışma durumu [17] 13

Şekil 2.16: Kavrama çapına bağlı tork ve enerji; 1-Tork kapasitesi 2-Atırmada harcanan enerji [19] 14

Şekil 2.17: Manuel vites kutusu [17] 15

Şekil 2.18: Manuel vites şeması [17] 15

Şekil 2.19: Standart vites dişli kutusu [20] 16

Şekil 2.20: 3 planet dişli sisteminden oluşan, 6 vitesli otomatik şanzıman [12] 17

Şekil 2.21: Şaft tipleri ve çalışma şekli [21] 18

Şekil 2.22: Kardan mili dönüş hızlarındaki dalgalanma ve dönüş açıları [20].....18

Şekil 2.23: Diferansiyel genel görünüşü [17].....19

Şekil 2.24: Diferansiyel ve Viraj dönüşü [17].....19

Şekil 2.25: Dönüş, tork ve güç işaretleri (pozitif/negatif) [22] 21

Şekil 2.26: WOLF Transmisyon sembolü [23] 22

Şekil 2.27: Tork konvertörü bileşenleri [17] 23

Şekil 2.28: Hidrolik kaplin çalışması [24].....24

Şekil 2.29: Hidrolik Kaplin akışkan döngüsü [24].....24

Şekil 2.30: Tork konvertör transmisyon sıvısı, akış yönü [23] 25

Şekil 2.31: Pompa (Pump Impeller) [23] 25

Şekil 2.32: Türbin (Turbine Runner) [23] 26

Şekil 2.33: Statör [23].....26

Şekil 2.34: Vektör diyagramı 28

Şekil 2.35: Konverter test diyagramı ve Motor parabolü diyagramı [25] 28

Şekil 2.36: Tork konvertör sistemi [25].....29

Şekil 2.37: Tork konvertör akış çevrimi [25] 29

Şekil 3.1: SOLIDWORKS Parça Montaj Modu.....38

Şekil 3.2: Tüm elementlerin kanatçık çizimi (a) Pompa; (b) Türbin (c) Statör.....38

Şekil 3.3: (a) Torus 1D çizimi; (b) Akış alanı ve elemanlar arası sınır şartları.....39

Şekil 3.4: (a) Pompa tekil akış alanı; (b) Türbin tekil akış alanı; (c) Statör tekil akış alanı 40

Şekil 3.5: (a) Torus montaj ön görsel; (b) İzometrik görsel 40

Şekil 3.6: (a) Pompa Kanat Geometrisi; (b) Türbin Kanat Geometrisi; (c) Statör Kanat Geometrisi 41

Şekil 3.7: (a) Pompa Kanat 3D; (b) Türbin Kanat 3D; (c) Statör Kanat 3D 41

Şekil 3.8: Malzeme yoğunluğu ve gerilmeye göre Ashby Grafiği [Granta Design] 43

Şekil 3.9: Malzeme yoğunluğu ve gerilmeye göre Ashby Grafiği [Granta Design] 43

Şekil 3.10: λ-α değerlerine göre Ashby Grafiği [Granta Design] 44

Şekil 3.11: λ-E değerlerine göre Ashby Grafiği [Granta Design] 44

Şekil 3.12: CES Edupack ileri seviye veri tabanı seçimi ekran görüntüsü.....46

Şekil 3.13: Türbin, pompa, statör için stres-densite grafiği oluşturma.....46

Şekil 3.14: Sınır şartları giriş sekmesi 47

Şekil 3.15: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f3Mw = \sigma f \rho}$ performans endeksine göre 47

Şekil 3.16: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f3MT = \tau f 2/3 \rho}$ performans endeksine göre.....48

Şekil 3.17: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f3MT = \sigma f \rho}$ performans endeksine göre 48

Şekil 3.18: Termal genleşme – Densite grafiği, $\boldsymbol{f3MTh = \lambda \alpha}$ performans endeksine göre 49

Şekil 3.19: Ansys Workbench Katı Model aktarma ve mesh tel kafes oluşturma 50

Şekil 3.20: Mesh parametreleri.....50

Şekil 3.21: Ansys Workbench Mesh oluşturma (a) Popmpa, (b) Türbin, (c) Statör 51

Şekil 3.22: Pompa Ansys Workbench CFX analiz oluşturma aşamaları 51

Şekil 3.23: Pompa Ansys CFX hazırlık ekranı.....52

Şekil 3.24: Pompa analiz giriş – çıkış, periyodlar, giriş dönme hızı, çözümleyici tanımlanması.....52

Şekil 3.25: Pompa CFX analizini çözüm aşaması (a) Momentum, (b) Türbülans değerleri.....53

Şekil 3.26: Türbin analiz giriş – çıkış, periyodlar, giriş dönme hızı, çözümleyici tanımlanması.....53

Şekil 3.27: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Momentum, (b) Türbülans değerleri.....54

Şekil 3.28: Tork Konvertör tek kanatçıklı montaj mesh- tel kafes oluşturma.....54

Şekil 3.29: Tork Konvertör Tek Kanatçıklı tüm elemanların sınır şartları ve parametreleri girişi.....55

Şekil 3.30: CFX analizini çözüm aşaması Momentum (a) Pompa, (b) (Statör), (c) Türbin 55

Şekil 3.31: CFX analizini çözüm aşaması Türbülans (a) Pompa, (b) (Statör), (c) Türbin.....56

Şekil 4.1: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı.....57

Şekil 4.2: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı.....57

Şekil 4.3: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi.....58

Şekil 4.4: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı.....58

Şekil 4.5: Pompa CFX analizini çözüm aşaması (a) Dönme Hızı, (b) Kayma Gerinimi değerleri.....59

Şekil 4.6: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı.....60

Şekil 4.7: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı.....60

Şekil 4.8: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi.....61

Şekil 4.9: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı.....61

Şekil 4.10: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri.....62

Şekil 4.11: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı.....63

Şekil 4.12: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı.....63

Şekil 4.13: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi.....64

Şekil 4.14: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı.....64

Şekil 4.15: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri.....65

Şekil 4.16: (a) Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı.....66

Şekil 4.17: (a) Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı.....66

Şekil 4.18: (a) Kuvvetler; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi....67

Şekil 4.19: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı....67

Şekil 4.20: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri....68

Şekil 4.21: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Toplam Basınç, (b) Meriyonal Hız değerleri....68

Şekil 4.22: (a) Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı....69

Şekil 4.23: (a) Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı....70

Şekil 4.24: (a) Kuvvetler; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi....70

Şekil 4.25: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı....71

Şekil 4.26: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri....71

Şekil 4.27: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Toplam Basınç, (b) Meriyonal Hız değerleri....72

Şekil 0.1: Golen Engine 800BG motor parametreleri....83

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1: Ağırlıklarına göre binek araç sınıfları [7] 6

Tablo 2.2: 0-5 aralığında transmisyon sistemi / fonksiyon değerlendirmesi [12] 9

Tablo 2.3: Endüstriyel ve ticari araç transmiyon sistemi karşılaştırması [12] 10

Tablo 2.4: Tork konvertörün gelişimi 20

Tablo 3.1: Tork konvertör tasarım parametreleri 37

Tablo 3.2: Tork konvertör gerilme parametreleri 45

Tablo 3.3: Giriş yükleri ve akışkan değerleri 45

Tablo 3.4: Aday malzemeler tablosu 49

Tablo 4.1: Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri 59

Tablo 4.2: Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri 59

Tablo 4.3: SR:0.8 Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri 62

Tablo 4.4: SR:0.8 Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri 62

Tablo 4.5: SR:0.4 Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri 65

Tablo 4.6: SR:0.4 Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri 65

Tablo 4.7: SR:0.8 Montaj Kuvvet ve Tork Değerleri 68

Tablo 4.8: SR:0.4 Montaj Kuvvet ve Tork Değerleri 72

Tablo 0.1: Direngenlik limitli performans endeksleri, ağırlık minimize 79

Tablo 0.2: Dayanım limitli performans endeksleri, ağırlık minimize 80

Tablo 0.3: Dayanım limitli performans endeksleri, performans maksimize 81

Tablo 0.4: Titreşim limitli performans endeksi 81

Tablo 0.5: Hasar limitli performans endeksi 82

Tablo 0.6: Termal ve termomekanik limitli performans endeksi 82

Tablo 0.7: Elektromekanik performans endeksi 83

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler **Açıklama**

BG : Beygir gücü
ρ : Yer çekimi ivmesi, kg/m^3
C_x : Aerodinamik direnç katsayısı
A : Taşıtın izdüşüm alanı, m^2
V : Taşıtın hızı, m/s
V_0 : Hareket doğrultusundaki rüzgar hızı, m/s
F_N : Kavrama kuvveti, N
M_K : Kavrama momenti, Nm
n : Kavrama sürtünme yüzeyi
P_K : Kavrama basıncı, Pa
F_Y : Kavrama yay kuvveti, N
E_A : Kavrama ayrışma enerjisi, J
M_{emax} : Max. Motor torku, Nm
W : Taşıt ağırlığı, kg
f_r : Yuvarlanma direnci katsayısı
r : Teker efektif yarıçapı, m
η_t : Aktarma verimi
ξ_{ax} : Son dişli oranı
Θ_{smax} : %... eğim, derece

Kısaltmalar **Açıklama**

TK : Tork konvertör
SW : SolidWorks
FEM : Sonlu elemanlar methodu
CFD : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
ABD : Amerika Birleşik Devletleri
CAD : Bilgisayar destekli tasarım
ARGE : Araştırma geliştirme

EKS : Emniyet katsayısı

NRD : Nominal jant çapı

NSW : Teker genişliği

Ø : Çehre oranı

ÖZET

800BG MOTOR GÜCÜ KAPASİTELİ ARAÇLAR İÇİN TORK KONVERTÖRÜN HİDRODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özlem AKMAN

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU

Otomotiv endüstrisinin ülkemiz ekonomisindeki payı göz önüne alındığında, otomotiv alanında yerlileşme ve Ar-Ge faaliyetlerinin geliştirilmesi ihtiyacı artmaktadır. Ağır yük ve askeri araçlar için kullanılacak bir araştırmaya odaklanarak bu alandaki ulusal bilgi birikimine katkıda bulunulacaktır. Çalışmada, otomatik şanzımanlarda bulunan tork konvertörün tasarımını hedeflemektir. Bu tasarıma teşkil edecek güç 540kW (≃ 800BG) dir ve tork konvertör tasarım ve analizlerinde 2000d/dk. motor devri ile 2300Nm tork, ağır yük / askeri araçlar ele alınacaktır.

Bu tez çalışmasında, tork konvertörün tasarımı Solidworks modelleme programında gerçekleştirilmiş ve giriş yüklerine göre akış alanındaki hız, tork, türbülans ve kanatçıklara uygulanan kuvvet değerleri Anysy CFX (Academics) analiz programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Temmuz 2019, 100 sayfa.

Anahtar kelimeler: otomotiv, tork konvertör, aktarma organları, ağır taşıtlar, CFX, CFD

SUMMARY

HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF A TORQUE CONVERTER FOR 800 HP ENGINE POWER CAPACITY VEHICLES

M.Sc. THESIS

Özlem AKMAN

Istanbul University-Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU

Considering the share of the automotive industry in Turkey's industrial economy , the need for local production and development as well as the activities of R&D in the automotive sector increases. By focusing on a research for heavy and military vehicles will contribute to knowledge in this field. In this study, the objective is to design and execute numerical analysis of a torque converter for a power capacity of 540kW (800Hp), creating angular velocity of about 200rpm and 2300Nm.

In the thesis, the design of the specified torque converter was performed by using Solidworks and the following step, by using input loads, engineering simulations and solutions were executed by using Ansys CFX (Academics) to get the values of velocity, torque, turbulance and

July 2019, 100 pages.

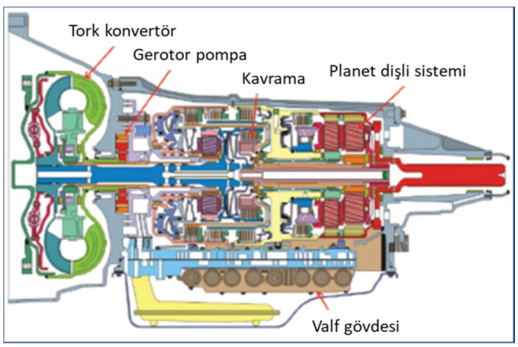
Keywords: automotive, torque converter, transmission systems, heavy vehicles, CFX, CFD

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisinin ticarileşmesinden bu yana, hem motor (güç), hem de aktarma organlarında gelişmeler hızla devam etmektedir. Bu gelişmelerden biri olan otomatik şanzımana sahip araçlar, aktarma organlarının daha sessiz ve sarsıntısız çalışmasına ve sistem ömürlerinin uzamasına olanak sağlamıştır.

Sürüşü ve kavramayı kolaylaştıran otomatik transmisyon sistemi, Kanadalı mühendis Alfred Horner Munro tarafından 1921 senesinde icat edilmiştir. Bu icadın ardından, General Motor Şirketi, ilk ticari otomatik şanzımanlı otomobili 1940'lı yıllarda piyasaya sürerek hidrolik sistem ile geliştirmeye katkıda bulunmuştur.

Otomatik aktarma sisteminde üç ana alt sistemden mevcuttur, sırasıyla; hidrolik kontrol ünitesi, planet dişli ünitesi ve tork konvertör ünitesi otomatik transmisyon sistemini oluşturmaktadır. Hidrolik kontrol ünitesi genel olarak, transmisyon akışkan basıncını, dişli seçimini, vites geçiş zamanını ve sarsıntısız (düzgün) vites geçişlerini kontrol eden sistemdir. Planet dişli sistemi çift kavramalı sisteme benzer doğrudan vites geçişi, viteş küçültme, ekonomi vitesi (overdrive) ve geri viteslere geçişleri tek parçayı veya iki parçayı birbirine kilitleyerek transmisyonu besleyen ünitedir. Tork konvertörler ise otomatik transmisyon sisteminin en önemli ünitelerinden biridir; motordan direkt olarak aldığı torku transmisyon sistemine iletiminde rol oynar ve vites geçişlerinde tork ayarlaması yaptığı için sarsıntısız çalışma imkânı sunar. Bazı gerekli durumlarda, tork artırımı ile sistemi besler, sistem yağ pompalanmasını sağlayan otomatik şanzımanların mutlak ünitesidir.



Şekil 1.1: Otomatik şanzıman sistemi alt bileşenleri [2]

1.1. PROBLEMİN TANIMI

Günümüzde, Türkiye'de otomotiv sanayisinde yaşanan gelişmeler ve otomotiv sanayisine katkısı sadece montaj hatlarından ibaret görmeyen üreticilerin girişimleri ile yerli – milli üretim hedefleri gittikçe artmaktadır. Bu hedefler doğrultusunda, montaj hattı desteğinin yanı sıra katma değer yaratacak ürünlerin de geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır.

Özellikle savunma sanayindeki gelişmeler ve yerlileştirme (motor, transmisyon, kontrol üniteleri gibi...) çalışmaları hem devlet kurumları tarafından, özellikle üniversiteler, bilim & teknoloji enstitüleri ve özel sektör tarafından dikkatle takip edilmekte ve desteklenmektedir. Bu destekleri alan çalışmalar genellikle tasarımı, üretimi yurtdışı kaynaklı parçalar/üniteler/sistemlerde daha da önem kazanmaktadır. Bu sistemlerden biri de otomatik şanzıman sisteminin ana bileşenlerinden "Tork Konvertör" ünitesidir. Özellikle ağır vasıta/askeri araçlarda yapılacak uygulamalar yerlileştirme projelerine büyük katkı sağlayacaktır.

Tork konvertörlerin sistemdeki fonksiyonu şu şekilde tanımlanır; motordan gelen gücü direkt olarak transmisyon sistemine aktarmaya ve gerekli durumlarda tork ayarlamaları yaparak (transmisyon akışkanı vasıtası ile) sistemin sarsıntısız çalışmasını sağlayan hidrodinamik bir sistemdir. Ana olarak üç parçadan oluşmaktadır. İmpeler, pompa olarak da adlandırılır, motordan gelen güç ile dönüşüne başlar ve ana gövde kapakları içerisinde vakum oluşturarak, sıvıyı döndürerek türbine iletir. Türbin bu sıvı iletimi ile birlikte ters yönde dönüş yapar. Pompa ve türbin arasında kalan statör adlı parça, türbinden gelen ters yönlü sıvıyı çevirerek pompaya iletir ve torkun arttırılmasına yardımcı olur. Sistem hem alt parçaları hem de bileşen durumunda çeşitli hidrodinamik yüklere maruz kalmaktadır. Parçalara ve bileşenlere gelen yükleri analiz etmek amacı ile sistemin üç bileşeni, türbin, statör, impeler (pompa), SW programında CAD dataları oluşturulmuş ve gerekli yük analizleri, CFD, FEM uygulamaları kullanılarak, yapılmıştır.

1.2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ

Günümüzde, gelişmekte olan teknolojiler ile otomotiv teknolojisi de çeşitli alanlarda gelişim göstermektedir. Otomatik transmisyon sistemi, her ne kadar 1940'lı yıllarda icad edilmiş dahi olsa, sistemin sürdürülebilir ve sarsıntısız çalışmasında ve enerji verimliliğine katkıda bulunan geliştirme faaliyetleri hızla devam etmektedir. Önceleri, ABD'de standart haline

gelene kadar, 1970'lı yıllar, sadece binek otomobillerde kullanılan otomatik şanzıman sistemi, günümüz otomobilleri dışında, ticari araçlarda, ağır vasıtalarda da yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Otomatik şanzıman sisteminin ana bileşenlerinden biri olan tork konvertörün tasarım detayları ve çeşitli yük analizlerinin tez konusu olarak seçilmesi, özellikle ağır vasıtalar için yol gösterici olmakta ve literatürde yer alması açısından büyük öneme sahiptir.

Bu araştırma, tork konvertör sistemi ve tüm bileşenlerinin ayrı ayrı tasarım ve yük analizleri (hidrodinamik), deformasyonları hakkında bilgi sağlayacaktır. Bu çalışmanın sonucunda, ağır vasıtalar için belirlenen motor gücüne bağlı olarak, tork konvertörün yapısının ve sistemdeki yeterliliğinin belirlenmesine olanak sağlayacaktır.

Literatüre katkısının yanı sıra, otomotiv ve diğer sanayi alanlarında bir ürünün/sistemin nasıl ele alındığına; konsept oluşturulmasından tasarıma, CAD parçaları tasarımından malzeme seçim yöntemleri & parametrelerine ve son olarak tüm mühendislik problemlerini içeren sonlu elemanlar analiz prosedürüne dair bir inceleme olarak da ele alınacaktır.

1.3. ÇALIŞMANIN AMACI

Bu çalışmanın ilk amacı, Türkiye'deki otomotiv literatürüne tez içerisinde değinilen yöntemler ile katkıda bulunmak ve otomotiv sanayinde yerlileştirme projelerinden biri olan transmisyon sistemleri ki buna bağlı alt sistem olan tork konvertör konusunda araştırma yapmaktır.

Mühendislik uygulamalarının ve ARGE nin tasarım alanındaki ana kaynaklarından biri olan CAD yazılımları kullanarak tork konvertörün tüm bileşenleri ve montajını bilgisayar ortamına aktarmak çalışmanın ikinci aşaması ve amacı olacaktır.

Çalışmanın üçüncü amacı, tasarım programından alınan CAD dataların, sisteme uygulanması gereken analiz yapısına göre uygun FEM yazılımlarına aktarımının yapılması ve çözüme ulaşılana kadar tüm sürecin adımlarının takibini yapmak olacaktır.

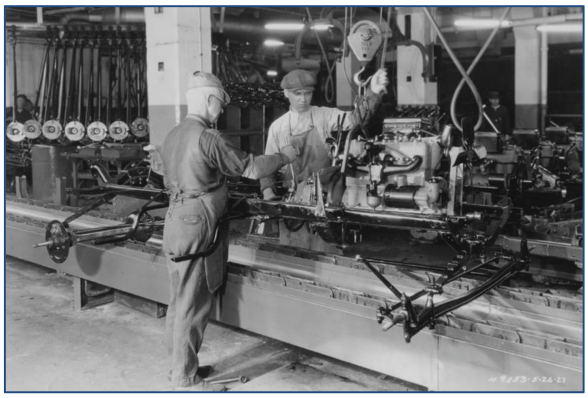
Son adımda, toplanan analiz sonuçları ilgili parametrelere göre derlenecek, sistemin yapısına göre uygun optimizasyon önerileri sunulacaktır.

2. GENEL KISIMLAR

2.1. GENEL HATLARI İLE OTOMOTİV VE ARAÇLAR

1700'lü yılların ortalarında buharlı makinalar destekli, tekerlekli ve motorlu araçlar icat edilmiş olsa da bilinen anlamı ile, fosil yakıt ile (gaz, benzin, dizel.) çalışan motora sahip araçların icadı 1800'lü yılların ortalarında yapılmıştır. İlk içten yanmalı motor teknolojisinin icadı ile, genellikle küçük ölçekli atölyelerde otomotiv endüstrisinin temelleri atılmaya başlanmıştır ki bu dönem 1. Dünya Savaşı öncesindedir. ABD'de bisiklet üreticileri, at arabası üreticileri, pompa & dikiş makinesi, gazlı motorlar üreticileri gibi üreticiler bu küçük atölyelerden evirilen ve büyüyen üreticilerdi, bunlara örnekler; Daimler, Opel, Morris, Rolls-Royce ve Ford otomotiv üreticileri olarak mühendislik ve ekonomi yeteneklerini birleştirerek üretime adım attılar. [3]

Otomotiv endüstrisindeki asıl gelişme ve disiplinler arası mühendislik çalışmalarının otomotive uyarlanması, Henry Ford'un yukarıdaki otomotiv üreticilerinin arasından sıyrılması, üretimi seri ve kişiye özel hale getirmesi ile başlamış ve otomotiv endüstrisine yön vermiştir. Endüstride ve teknolojide yenilikler getirmiş; standardizasyon, hassas proses, değiştirilebilirlik ve süreklilik kavramları tüm endüstrilere otomotivde Model-T seri üretim hattını kuran Ford tarafından yayılmıştır.



Şekil 2.1: Ford Model-T seri üretim hattı [4]

1800 ve 1900'lü yılların başlarında, dünyada otomotiv sanayinde gelişmeler yaşanırken, Türkiye otomotiv endüstrisine 1950'li yılların başında Türk Willys'in orduya jip ve kamyonet üreterek giriş yapmıştır. Sırasıyla, Otosan ve Çiftçiler ile otobüs ve kamyon fabrikaları kurulmuştur. Türkiye ilk yerli otomobili Devrim'i ise 1961 yılında Eskişehir'de üretmiştir. Devlet demir yolları fabrikasında 4 adet prototip Türk mühendisleri ve türk sermayesi ile üretilir fakat talebin az olması gerekçe gösterilerek seri üretime geçilememiştir. 1970'lerde Tofaş ve Oyak-Renault kurulması ile beraber, otomotiv sanayi atılım yapmaya başlamış ve otomotiv ile ilgisi olmayan üreticiler de bu büyük otomotiv firmalarına yan sanayi olarak destek vermeye başlamışlardır. Böylece Türkiye'de otomotiv kültürü ve teknolojisi atılım yaparak bugünkü kapasitesine ve bilgi birikimine ulaşmışlardır. [5]



Şekil 2.2: İlk Türk otomobili Devrim [6]



Şekil 2.3: İlk seri üretim Türk otomobili Anadol [6]

Otomotiv teknolojileri geçmişinden bugüne disiplinler arası çalışmalar ile şekillenen bir kültüre sahiptir. Konsept ve tasarım disiplinleri içerisinde; ergonomi, standartlara uygunluk, seri üretime uygunluk, çevre gibi alt dalları barındırır. Mühendislik disiplinleri içerisinde; Otomotiv teknolojileri, makine, enerji, endüstri, elektrik – elektronik, mekatronik, malzeme, bilgisayar mühendisliği gibi neredeyse tüm ana mühendislik dallarının koordine çalışmaları ile inşa edilir. Fen bilimlerinin; kimya, fizik, matematik dallarının yeni teknolojilere katkıları ile, örneğin, nano-malzemeler, kompozitler vb. tüm teknolojilerde olduğu gibi otomotiv endüstrisinde de büyük rolleri vardır. Tüm bu ana dalların yanı sıra, test, kalibrasyon, kalite standartları, üretim optimizasyonları vb. gibi branşlar ile de desteklenmektedir. Otomobil endüstrisi kategorilerini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz; Motor ve bileşenleri, transmisyon ve

bileşenleri, elektronik sistemler (MEMs...), otomotiv bileşenleri (pistonlar, contalar...), fren sistemleri, şasi bileşenleri, aksesuarlar (iç donanımlar, koltuk, konsol...), lastikler, kalıp, makina, test ekipmanları... şeklinde devam eden uzun bir listeye ve alt dallarına sahiptir.

Aşağıdaki listede otomotiv sanayinde, genel hatları ile, üretilen ve sınıflandırılan araç türlerinin özellikleri incelenmiştir. Detaylı olarak incelendiğinde, motor gücü, aktarma organı gibi teknik detaylar ile sınıflandırma yapılsa da genel olarak ağırlıklarına ve aks mesafelerine göre sınıflandırılması tüm dünyada standart olarak kabul edilmiştir.

2.1.1. Binek Otomobiller

Binek araçlar, dünyada 2. Sınıf (Class 2) kategorisindedirler. 2 akslı ve 1 veya 2 akslı treyler taşıyabilirler. Standart donanımları ile 1600kg ile 2300kg arasında ağırlığa sahip olan binek araçlar alt kategorilere ayrılmaktadır; segmentlere göre ayrıldığında, A, B, C, D, ... olarak mini (şehir arabası) segmentinden üst sınıf, lüks spor sınıf segmentlerine doğru kategorilendirilir. Yakıt tipi, motor hacmi ve emisyon sınıflarına göre de sınıflandırılabilir.

Tablo 2.1: Ağırlıklarına göre binek araç sınıfları [7]

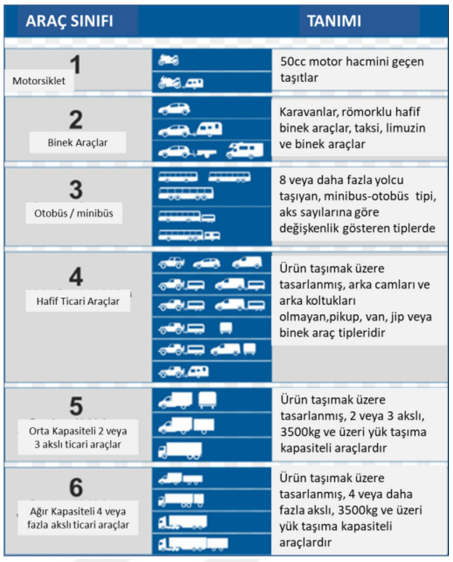
Binek araç sınıfları	Araç toplam ağırlığı
Mini	680 – 906 kg
Hafif	907 – 1134 kg
Kompakt	1135 – 1360 kg
Orta	1361 – 1587 kg
Ağır	≥ 1588 kg
Van- Pikup	Tanımlı değil
SUV	Tanımlı değil

2.1.2. Hafif Ticari Araçlar

Genel anlamıyla, yurt dışında Van veya Pick-Up olarak geçiyor olsa da ülkemizde farklı boyutlara ve koltuk tiplerine göre değişkenlik göstermektedir. Genel kategoride 4. Sınıf (Class 4) olarak, ticari araçlar kategorisinde 1'den 3. Sınıfa (Class 1 – 3) kadar değerlendirilir. Genelde arka camlar ve koltuklar olmaz ve taşımacılık için kullanılırlar; 2700kg dan 6300kg a kadar olan ticari araçları temsil ederler ve 2 aks, 3 akslı tasarımları olabilir. 2. Sınıf araçlar gibi treyler taşıyabilmektedirler.



Şekil 2.4: Ticari araç sınıfları [8]



Şekil 2.5: Genel motorlu araç sınıfları [8]

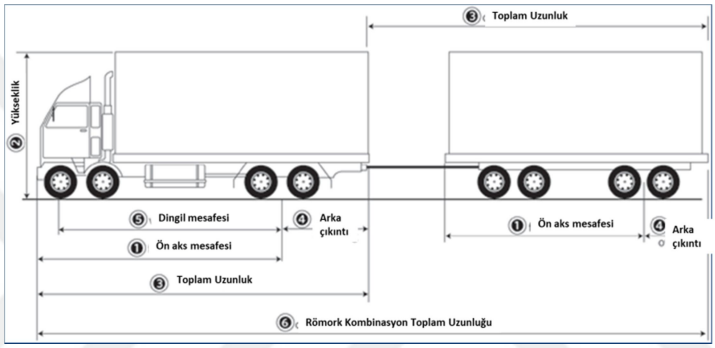
Günümüz teknolojisinin ve araç kullanım sürelerinin uzaması ile, hafif ticari araçlar taşımacılık için kullanılsa dahi kullanım kolaylığı, konfor sağlaması açısından otomatik vites sistemleri ile donatılmaya başlanmıştır. Örneklerden Fiat Fiorino ve Ford Transit Auto ülkemizdeki öncü araçlardandır.

2.1.3. Otobüsler

Otobüsler yolcu taşımacılığı yapan ticari araçlar kategorisine girmekte olup 8 veya daha yüksek kapasitede yolcu taşıması yapmaktadırlar ve ulaşım aktivitesinde üst segment güvenlik sistemlerine sahip taşımacılık araçlarındandır. 2 veya 3 akslı araçlardır ve 8.000kg ve üzeri ağırlıkları ile motorlu araçlar kategorisinde 3. Sınıf (Class 3) olarak adlandırılırlar. Şehir içi ve şehirlerarası yolcu taşımacılığında büyük rol oynayan bu araçlar otomotiv endüstrisi ve taşımacılık standartlarına göre hem sistem ve yolcu güvenliği hem de dünya çevre örgütlerinin belirlediği emisyon standartlarını karşılamak zorundadır. Yolcu kapasitesinin ve yol şartlarının gerektirdiği motor hacmi, şasi sistemi, transmisyon sistemi gibi unsurlar gelişen teknoloji ile birlikte daha çevreci tasarımlara evirilmiş, günümüzde şarj istasyonuna bağlı kalmadan dahi, kısa sürede enerji depolayan otobüsler geliştirilmeye başlanmıştır. 2014 yılında Almanya'nın Mannheim şehrinde şehiriçi 63. hatta kullanılmaya başlanmıştır.

2.1.4. Ağır Taşıtlar

OECD ülkeleri, Ulaşım Araştırma Merkezi (JTRC) nin belirlediği standartlara göre 38 farklı ağır taşır kategorisi, performanslarına göre incelenmiş ve kategorize edilmiştir. Genel anlamda ağır taşıtlar; kamyon, tır, çift veya çoklu treyler çekiciler, iş makineleri, kaya kamyonları vb. gibi ağır ortam şartlarında ve güç gerektiren görevlerde kullanılırlar. Ağır taşıtlar, 50 tona kadar kapasiteli ve toplam çekici ve treyler boyu 22 metreden den az olan, 70 tona kadar taşıma kapasiteli ve 30 metreden az olan ve toplam kapasitesi 52 tondan fazla ve 30 metreden fazla toplam boya sahip olacak şekilde üç ayrı sınıfta toplanır.



Şekil 2.6: Ağır taşıtlar için çekici ve treyler ölçüleri [9]

Ağır taşıtlar kategorisinde tır, kamyon gibi standart yük taşıyan araçların yanı sıra, özel görevler için üretilen, yüksek tork ve kavrama kuvveti gerektiren tasarımlar da mevcuttur. Bunlar; özel temizlik araçları, vinçler, madenler için üretilen kamyonlar, tarım makinaları gibi farklı kategorilerde sınıflandırılır. Bazı, tahrip edici olmayan, askeri araçlar da ağır taşırlar arasında yer almaktadır.



Şekil 2.7: Kaya kamyonu [10]

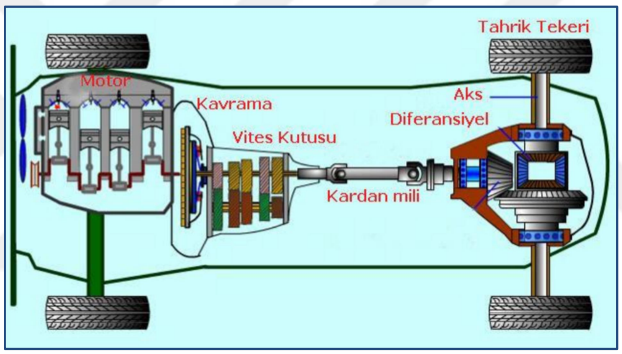


Şekil 2.8: Kurtarma aracı [11]

2.2. TRANSMİSYON SİSTEMİ

Tüm motorlu araçlarda, ki bunlara gemiler ve hava araçları da dahil, tork ve rotasyonu harekete çevirmek için çeşitli transmisyon sistemleri kullanılmaktadır. Transmisyon sistemlerinin araçlara göre seçimleri, güvenilirlik, kullanım kolaylığı, yakıt tüketimi gibi konuları etkilediğinden, otomotiv mühendisliğinde belirleyici rol oynamaktadır.

Aktarma organı bileşenleri genel hatları ile aşağıdaki gibidir. Sisteme ve aracın tasarımına göre yerleşim ve malzeme/ tasarımlarda değişiklik gösterebilirler. Manuel vitesli araçlarda kullanılan bileşenler otomatik veya hibrit transmisyon sistemlerinde farklı tasarım ve fonksiyonlar ile çalışmaktadır. Bu çalışmada, aktarma organlarının bileşenleri ayrı bölümde anlatılacaktır.



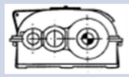
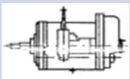
Şekil 2.9: Transmisyon (aktarma) sistemi genel yerleşimi [16]

Otomotivde kullanılan transmisyon sisteminin ana hedefi, motordan gelen gücü mümkün olan en verimli şekilde, belirli aralıkta, çekiş gücüne çevirmesidir. Otomotiv transmisyon sistemlerinde önemli özellik, spesifik kuvvet kaldırma kapasitesi, P_{spec} (kW/kg) endüstriyel transmisyon sistemlerine göre 2 kat daha fazladır.

Tablo 2.2: 0-5 aralığında transmisyon sistemi / fonksiyon değerlendirmesi [12]

Fonksiyon	Sistem çeşitleri					
	Vites dişlisi	Kayış-kasnak	Balatalı kavrama	Hidrolik kavrama	Tork konvertör	Hidrostatik dişli kutusu
Tork çevrimi	5	4	0	0	4	4
Kayma oranı	0	0	4	3	3	3
Verimlilik	5	4	4	3	3	4
Uzun ömürlülük	4	3	3	4	4	2
Güvenilirlik	2	3	2	4	4	3
Kullanım kolaylığı	4	2	3	3	3	2
Kapladığı hacim	5	3	4	4	4	2
Fiyat	5	2	4	2	2	1
Toplam puan	30	21	24	23	27	21

Tablo 2.3: Endüstriyel ve ticari araç transmiyon sistemi karşılaştırması [12]

Transmisyon	Kademe sayısı / Vites	Oran i	Güç P (kW)	Giriş Torku T1(Nm)	Hacim (m^3) Ağırlık (Kg)	Spesifik güç Pspec (kW/kg)
Endüstriyel 	İki-kademe	12.5	330	2100	0.2823	0.479
	1 vites				680	%100
Otomotiv 	İki-kademe veya üç-kademe	13.8	356	1700	0.159	1.06
	16 vites + 1 geri vites				335	%221

Transmisyonun iki ayrı ana amacı bulunmaktadır; birincisi, motordan gelen ilk gücü motor hızını adapte edebilmek ve tork ile istenen çıkış gücünü elde etmektir. İkincisi ise pistondan gelen karşılıklı hareketi, dairesel harekete çevirmektir. Aşağıda Şekil 2.10 ve Şekil 2.11 de çekiş kuvveti (traksiyon /cer gücü) diyagramının, salt motor gücü ve transmisyon / dişli kutusunun bağlı olduğu sistemlerin karşılaştırılması bulunmaktadır. [1]

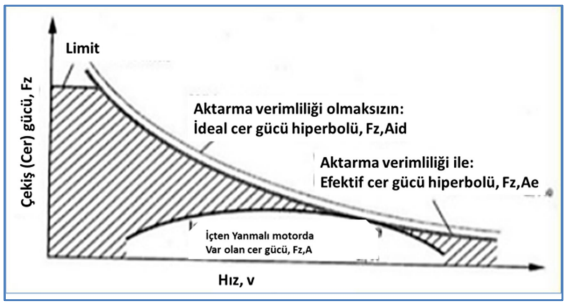
Motorun maksimum gücü, P_{max}, ile taşıt hızı, υ, eksenlerini birleştiren çizgiye ideal traksiyon hiperbolü denir, $F_{Z,Aid}$ sembolü ile gösterilir. Şekil 2.10 da tüm taralı alanların kullanılamadığı, motorun ilk traksiyonunun hızlanma ve ideal hiperbole ulaşamadığı görülmektedir.

$$F_{Z,Aid} = \frac{P_{max}}{\upsilon} \tag{2-1}$$

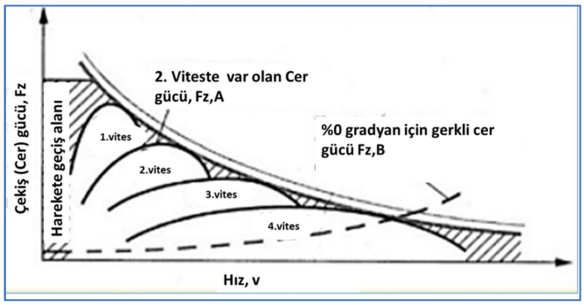
İdeal traksiyon, $F_{Z,Aid}$ motordan gelen maksimum kuvvetin , taşıt hızına bölünmesiyle veya toplam aktarma organları verimliliği ile çarpılarak da bulunabilir.

$$F_{Z,Ae} = \frac{P_{max}}{\upsilon}\eta_{tot} \tag{2-2}$$

Yukarıdaki formülde traksiyon kuvvetine etki eden aktarma organları verimliliği formülü verilmiştir.



Şekil 2.10: Çekiş gücü taşıt hızı karşılaştırması (transmisyon sistemi olmadan) [13]



Şekil 2.11: Çekiş gücü taşıt hızı karşılaştırması (dişli kutusu sistemi ile) [13]

Şekil 2.11'de mekanik / hidrodinamik kavrama / dişli sistemleri / tork konverter ile birleştirilen motorun, traksiyon hiperbolün altında kalan taralı alan oranını azalttığı görülmektedir. Dişli sayısı ve buna bağlı olarak hız arttıkça, traksiyon kuvvetinin (çekiş kuvveti) ideal limitlere ulaşacaktır.

Transmisyon sisteminin motorlarda kullanılmasının bir diğer amacı; motorlar rölanti (bekleme) kademesinde iken tork iletemezler, bunun sağlanması için ana kavrama mekanizması ile sistem oluşturulur. Kavrama mekanizması transmisyon sisteminin önemli bileşenlerinden biridir.

Özetlemek gerekir ise, transmisyon sistemi 4 ana fonksiyona sahiptir;

- Aracı rölanti / başlangıç aşamasından sürüş aşamasına geçirmek,
- Güç akışını adapte etmek; çıkış tork ve hızları ayarlamak ve tersine harekete olanak vermek,
- Minimum kayıplar ile kalıcı güç iletimlerine olanak vermek,
- Güç eşleşmelerini, gerekli kuvvetleri kontrol etmek.

Güç aktarma organları, içten yanmalı motorun ürettiği gücü iletir ve taşıtın yük durumu, yol durumuna göre gerektiğinde tork, gerektiğinde hız aktarımı yaparak aracı hareket ettirmeye yarayan bileşenlerdir, genel adı ile transmisyon da denir. Taşıta etki eden iki tip kuvvet ve dirençler bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, motordan gelen gücün aktarma organları (transmisyon sistemi) tarafından çekici tekerleklere aktarıldığında oluşan tekerlek tahrik kuvveti denilen ki bu kuvvet taşıtın ivmelenmesini ve hareketini sağlayan kuvvettir. İkincisi ise, dışarıdan etki eden ve taşıta direnç gösteren temel kuvvetler olarak anılırlar; [1] [14]

- Transmisyon direnci

$$R_t = \frac{M_{TÖ}}{r} + \frac{M_{TA}}{r} = i_k \frac{\eta_k M_M}{r} \quad (2\text{-}3)$$

- Yuvarlanma direnci

$$R_{ro} = \frac{G \times e}{r'} = \frac{e}{r} = G \times f \quad (2\text{-}4)$$

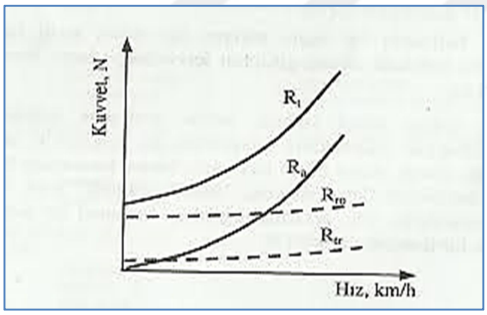
- Hava direnci

$$R_a = 0{,}5 \times \rho \times C_x \times A \times (V + V_0) \quad (2\text{-}5)$$

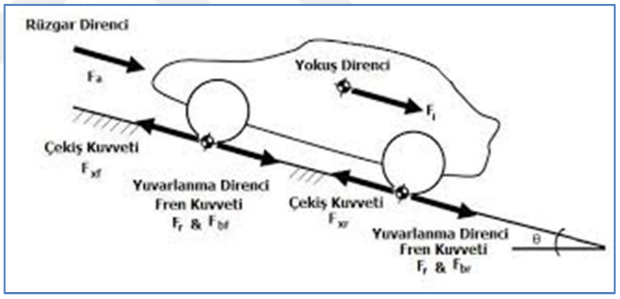
- İvme direnci

$$R_{tr} = F = m_{ef} \times a \,, m_{ef} = m \times \gamma \,;\; \gamma = 1.04 + 0.0025 \times i_0^2 \quad (2\text{-}6)$$

Transmisyon sistemleri motor ile tekerlekler arasında güç aktarımı yaparak aracın hareket etmesini sağlayan sistemlerdir. Günümüz araçlarında klasik bir transmisyon dizilimi şu şekildedir; Kavrama – Vites Kutusu – Mafsal – Şaft – Difransiyel – Akslar.



Şekil 2.12: Temel direnç kuvvetleri grafiği [15]



Şekil 2.13: Temel direnç kuvvetleri [15]

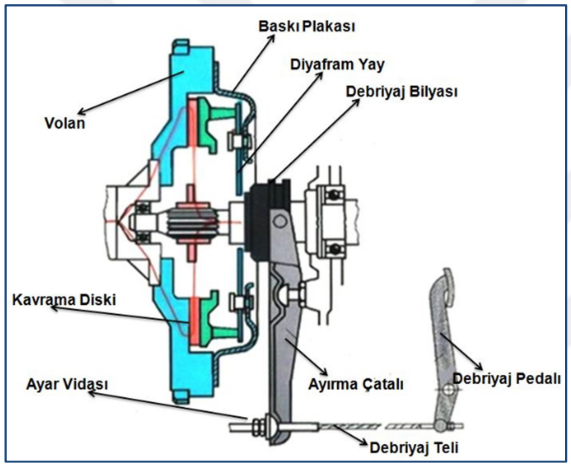
Günümüz teknolojisinde çeşitli araçlar ve çeşitli ihtiyaçlara göre birçok farklı transmisyon sistemi geliştirilmiş ve geliştirilmektedir. Transmisyon sistemlerinin bileşenleri bu çeşitliliğe göre geliştirilmektedir. Örneğin, vites sistemlerine göre özel tipte kavrama çeşitleri uygulanmaktadır. Manuel vites kutusu kullanılan bir transmisyon sisteminde, kavrama mekanik olarak çözümlenir. Otomatik vites sistemine sahip aktarma organları bileşenlerinde, kavrama sistemi hidrolik kavrama veya tork konvertör şeklinde iki ayrı seçenek ile çözümlenebilir.

2.3. TRANSMİSYON (AKTARMA) SİSTEMİ BİLEŞENLERİ

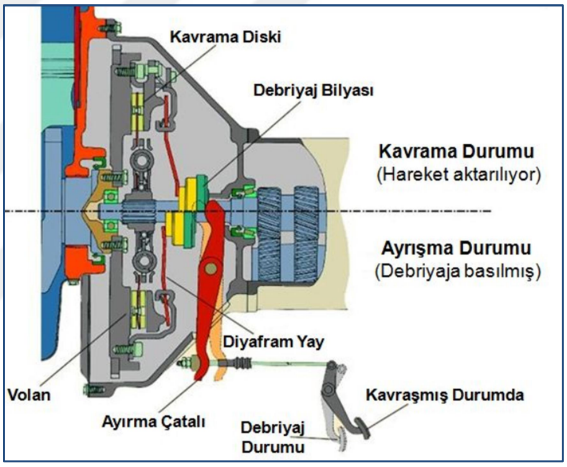
2.3.1. Kavrama

Kavramalar, genel anlamda, hareket aktarımı yapan makinelerde bulunan iki milin birleştirilmesine yarayan mekanik, elektromekanik veya hidrolik çalışma prensiplerine göre çeşitlendirilebilen parçalar ve/veya sistemlerdir.

Kavramalar, sürtünme prensibine bağlı çalışmaktadır; mekanik kavramalar, katı cisimlerin sürtünmesi prensibi ile, hidrolik kavramalar ya da tork konvertörler sıvıların ataleti ve sürtünmesi prensibine göre ayrışmaktadırlar.



Şekil 2.14: Kavrama sistemi bileşenleri [17]



Şekil 2.15: Kavrama sistemi kavrama / ayrışma durumu [17]

Kavrama sistemi, kavraşmama (debriyaj) durumunda ve ayrıca motor çalışırken (taşıt durukken) hareketi vites kutusuna iletmez. Yani, vites kademesinde olsa dahi hareket iletmez. (Taşıt harekete geçmez.) İlk harekete geçişte, kavrama kavraşmış durumda iken, Şekil 2.15, hareketi kademeli olarak tekerleklere iletir ve devir dengesi sağlar. Taşıt hareket halinde iken, motorun vires kutusu ile bağlantısını keserek, vites geçişine izin verir. Güç iletimi durdurulmadan hız oranları değiştirilmeye çalışılır ise kavraşma olmaz nedeni ise dişlilerin çevresel hızları eşitlenmemesi durumudur. [18]

Günümüzde en çok kullanılan tip kavramalar sürtünmeli tip kavramlardır. İki ve daha çok plakaların, karşılıklı yüzlerinin birbirlerini kavramaları ile kavrama (kavraşma/debriyaj) fonksiyonlarını yerine getirmektedir. Bu tip kavrama sistemlerinde, kavraşma yani tüm

karşılıklı plakalar birbiri ile kenetlendiğinde tek bir plaka (ünite) haline gelirler. Kayma ve vuruntu gibi durumları minimuma indirgediklerinden sistemi fazla yüklerden koruma özelliği de vardır. [15]

Kavrama sisteminin başlıca mekanik formülleri (kavrama kuvveti, F_N, kavrama momenti, M_K, kavrama yay kuvveti, F_s ve kavrama diski boyutu, R_0) aşağıdaki gibidir;

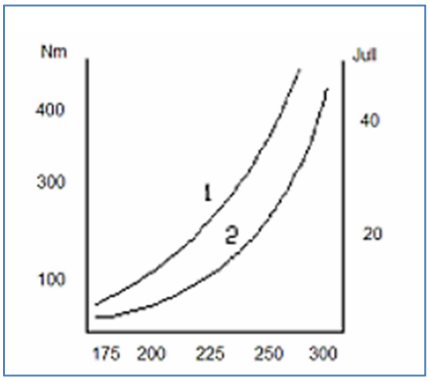
$$F_N = \frac{\pi}{4} \times P \times (D^2 - d^2) \times \eta_M \qquad \eta_M = Mekanik\ verim \sim \%85\ olarak\ alınır. \tag{2-7}$$

$$M_K = \frac{1}{3} \times F_N \times \mu \times \eta_M \frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)} \quad \mu = Sürtünme\ katsayısı \tag{2-8}$$

$$R_0 = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0{,}867 \times \pi \times P \times \mu \times 10^6}} \quad \text{Kavrama yarıçapı} \tag{2-9}$$

$$F_Y = \frac{1{,}3 \times M_K}{1{,}7 \times \mu \times R_0} \quad \text{Kavrama yay kuvveti} \tag{2-10}$$

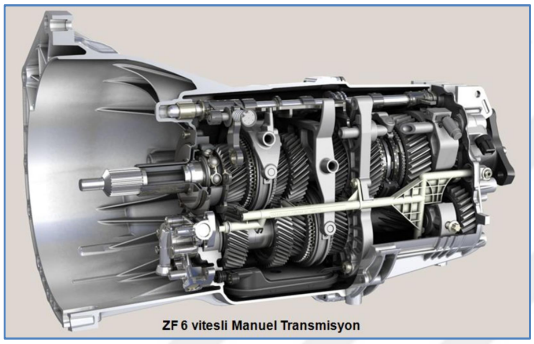
$$E_A = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times \frac{117400}{\sqrt{D}} \times\ 0{,}00335 \times 1{,}60\sqrt{D} \tag{2-11}$$



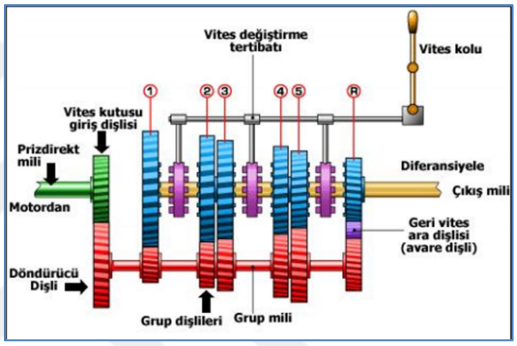
Şekil 2.16: Kavrama çapına bağlı tork ve enerji; 1-Tork kapasitesi 2-Atırmada harcanan enerji [19]

2.3.2. Vites Kutusu

Aktarma organlarının parçalarından olan vites kutusu, içerisinde, sisteme göre dizilen, dişlilerden oluşmaktadır. Aracın çekiş yönüne / sistemine bağlı olsa da, genellikle motorun arka kısmında, kavrama ile kardan şaftı arasında konumlanmaktadır. Kavrama milinden gelen motor gücünü, kardan miline iletir ve sürücüye aracın hızını ve gücünü kontrol etme olanağı verir. Gerekli olan tork kuvvetini, uygun vites oranı (hız aralığı) seçerek kontrol eder. Şekil 2.11'de vites kutusunun, oranlarının traksiyon kuvvetine olan katkısı gösterilmektedir. İdeal traksiyon eğrisine ulaşabilmesi için, vites değişimleri gerekmektedir.



Şekil 2.17: Manuel vites kutusu [17]

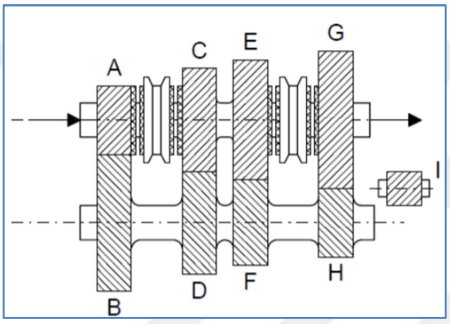


Şekil 2.18: Manuel vites şeması [17]

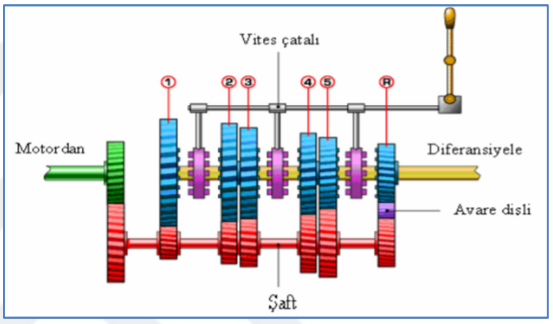
Vites (dişli) kutusunun bir diğer özelliği, araca, gerektiğinde dişlileri ters döndürerek, geri haraket kabiliyeti kazandırır. Dişli (vites) kutuları, günümüz teknolojileri de göz önüne alındığında fazla sayıda seçeneklere ve tasarıma sahiptir. Genellikle manuel vites sistemi tercih edilse de günümüzde trafik yoğunluğu, konfor talepleri de göz önünde bulundurulduğunda otomatik vites (AT), otomatik kontrollü düz vites (AMT) sistemler birçok araca uygulanmaktadır. [15], [19]

İçten yanmalı motorlarda, motor maksimum torku belirli devirde sağlanır, bu devirin altında / üstünde tork düşmektedir. Torku konumlandırmak için vites kutuları gereksinimi vardır. Motordan alınan tork, özellikle düşük devirlerde, aracı hareket ettirmekte yetersiz kalır. 1.viteste tork artışı, küçük dişli ile büyük dişli birleşiminde, büyük dişlinin çevrilmesi ile gerçekleşir. Sistem tasarımına göre vites (dişli grubu) sayısı değişiklik göstermektedir. Fakat çalışma prensibi tork ve hız oranlama üzerine kuruludur. 5 vitesli araçlarda 5. Vites genellikle yakıt tüketimini dengeleme görevi yapmaktadır.

Vites kutusunun çalışması şu şekilde olmaktadır; Sürücü, vites kolu aracılığı ile hareketi vites kutusuna iletir. Dişlilerin kavraşmasını sağlayan üç tip sistem vardır. Kayıcı dişli tip, daimî iştiraklı tip ve senkromeçli tip vites kuyuları ile vites kutusu gerekli tork değiştirici fonksiyonunu yerine getirmektedir. Aşağıda Şekil 2.20'de dişli sisteminin örneği ve nasıl çalıştığı açıklanmaktadır. Standart vites kutusu sisteminde, motordan gelen şaft ve ona bağlı dişli, tüm vites kademelerinin olduğu şaft ve dişli serisi, vites koluna bağlı kavrama dişlisi ve diferansiyele giden dişli ve şaft sistemi vardır.



Şekil 2.19: Standart vites dişli kutusu [20]



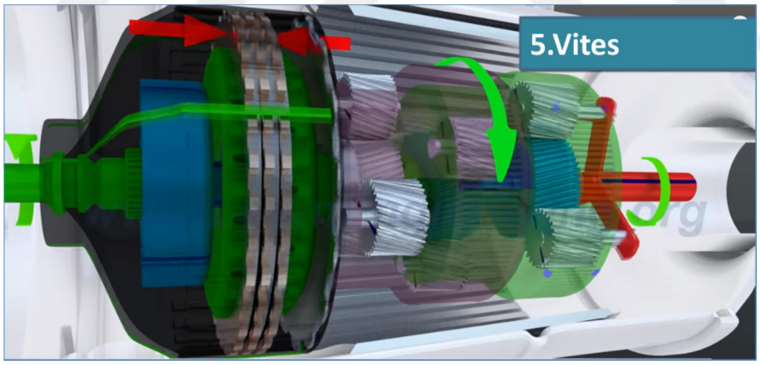
Şekil 2.20: Vitesli vites kutusu [19]

Yeşil şaft sistemi motordan çıkmaktadır ve debriyaja basıldığı zaman motordan ayrılmaktadır. Kırmızı şaft sistemi tek parça halinde bütündür, tüm dişliler aynı anda dönmektedir. Bu şaft motordan gelen şafta dişliler ile bağlanır. Debriyaj yardımı ile kırmızı şaft, gücünü yeşil şafttan alır. Sarı renkli şaft, diferansiyele bağlıdır, bu şaft döndüğünde tekerlekler de döner ve hareket başlar. Mavi dişliler, rulman ve sarı şaftta dönerler. Araç hareket halinde iken ve motor dönmezken, sarı şaft bu dişlilerin içinde serbest döner, dişliler ve kırmızı şaft dönmez. Kavrama mavi dişlilerden birini sarı şafta birleştirmektedir. Mor dişli, kavrama, doğrudan sarı şafta bağlıdır, birlikte döner. Bu mor dişli/ şaft sistemi sağa sola vires kolu vasıtası ile hareket eder ve mavi dişlilerle birleşmektedir.

Otomatik vites kutularında, sistem AFT yağı olarak bilinen sıvı ile hareket iletimi yapmaktadır. Bu hidrolik sayesinde, hareket iletimi sırasında titreşim olmamaktadır. Kavrama tertibatı da hidrolik olduğu için, vites geçişlerini yaparken debriyaj kullanılmaz. Dişli sistemi,

planet dişli sistemi şeklindedir. Vites kutuları genellikle dört, son teknolojiler ile 7 vitese kadar çıkarılmıştır. Planet dişli mekanizması olan vites kutularında, dişli setlerini kilitlemeye yarayan özel bilezik sistemleri, hidrolik kavramalar, hidrolik sistem ve transmisyon yağını iletmeye yarayan pompalar bulunmaktadır. Planet dişli sistemleri, standart (manual) dişli sistemlerine göre kendi eksenlerinde dönmektedir. Üç tim dişli sisteminden oluşmaktadır; Çevre/yörünge dişli (ring gear), pinyon dişli (planet gear) ve güneş dişli (sun gear) dişli sistemleri ve taşıyıcı modülü ile küçük hacimde daha yüksek hız oranı elde etmektedir. [12]

Motordan çıkan ve tork konvertöre bağlanan çıkış mili ara şaft ile (arada özel kavrama diskleri sistemi bulunur) planet dişli ünitesindeki dişli sistemlerinin herhangi birine bağlantılı olabilir. Bu seçim, vites arttırmak veya azaltmak ya da geri vites için farklı olmaktadır. Birden fazla basamaklı planet dişli sisteminden oluşan vites kutuları örnekleri de otomotivde kullanılmaktadır. Bu durum, ek hız (dişli) oranı elde etmek istenildiğinde uygulanan bir yöntemdir ve bu eklemeye bağlı olarak, ek kavrama sistemleri eklenmektedir. [12]



Şekil 2.20: 3 planet dişli sisteminden oluşan, 6 vitesli otomatik şanzıman [12]

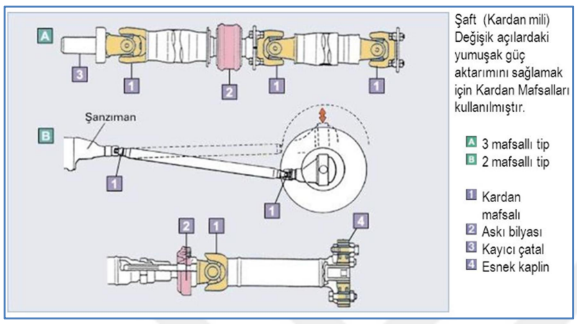
$$r_1 = \frac{Z_Y + Z_G}{Z_Y} \; ; \; r_2 = \frac{Z_Y + Z_G}{Z_G} \; ; \; r_3 = \frac{Z_Y}{Z_G}$$ 3 kademeli planet dişli oranları (2-15)

$$\varepsilon_r = r_1 * r_2 * r_3$$ Toplam redüksiyon sayısı (2-16)

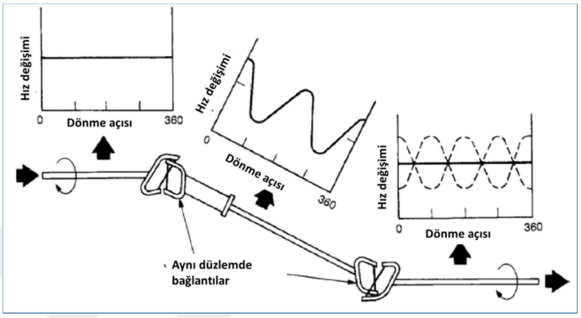
$$n_ç = \frac{n_g}{\varepsilon_r} \; ; \; M_ç = M_g * \varepsilon_r$$ Çıkış devri ve çıkış momenti (2-17)

2.3.3. Şaftlar, Kardan Milleri, Mafsallar

Motordan alınan hareketin, kavrama veya tork konvertör ve vites kutusundan çıkışı ile diferansiyele iletilmesi için ara elemanlara ihtiyacı vardır. Bir diğer adı da şaft olan kardan mili, üniversal mafsallar vasıtası ile bağlantı sağlar ve diğer aktarma organlarına hareketi iletirler.



Şekil 2.21: Şaft tipleri ve çalışma şekli [21]



Şekil 2.22: Kardan mili dönüş hızlarındaki dalgalanma ve dönüş açıları [20]

Şaftın çapı, kalınlığı ve malzemesi, aracın motordan / transmisyondan gelen tork kuvvetlerine, çalışma açısına ve çalışma anında gelecek titreşimlere göre seçilmesi gerekmektedir. Genellikle içleri boş olarak imal edilmektedir, kaliteli çelik malzeme ki genellikle alüminyum veya kompozit malzemeler kullanılır. Bu sayede millerin eğilme riskleri ve yataklardaki yükler azaltılır, araçlardaki yük hafifler. Aşağıda Kardan mili için gereken mekanik hesaplamalar mevcuttur;

$$n_{krit} = 167.10^6 \frac{D_m}{L^2} \; ; \; D_m = \frac{(D+d)}{2}$$ Şaft kritik hızı ve ortalama çapı (2-21)

$$\tau = \frac{M_t r}{I_0} \; ; \; I_0 = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$ Burulma momenti (2-22)

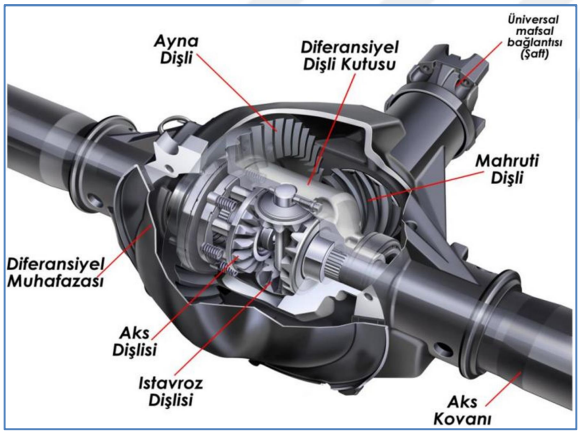
Kardan mili maksimum çalışma hızı, hesaplanan n_{krit} hızın %70'i alınarak uygulanması tavsiye edilmektedir fakat genellikle, %60'ı alınır. Her iki mafsalın, Şekil 2.21'de 1 numara ile gösterilen bağlantılar, çalışma açıları birbirine eşit olmalıdır. (β1= β2)

2.3.4. Diferansiyel

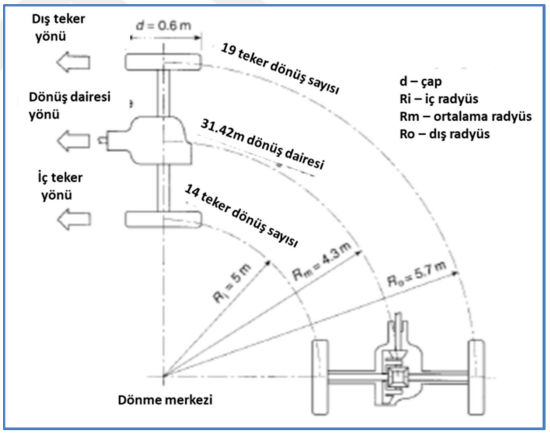
Diferansiyellerin amacı, kardan milinden gelen torkun akslara aktarımını sağlamak ve tahrik tekerlerine iletmektir. Aracın tahrik edilebilmesi için, motordan gelen gücün, tahrik tipine göre tekerleklere iletilmesini sağlar. Diferansiyel sistemi, tahrik tipine göre, önde, arkada ve hem önde hem arkada (4 teker çekişli) olabilmektedir.

Diferansiyelin kullanılma sebepleri;

- Vitesten gelen tahrik gücünü doğrudan tekerleklere iletmek (Önden çekişli araçlarda)
- Vitesten gelen tahrik gücünü kardan mili ile 90° çevirerek tekerleklere iletmek (Arkadan çekişli araçlarda)
- Vites veya hız küçültme işlevini yerine getirmek (motor ile tahrik tekeri arasında)
- Virajlarda, Şekil 2.24, viraj dairesinin dışında kalan tekerleklerin içteki tekerleklere senkronizasyonu ve istenilen dönüşü, kayma yapmadan, sağlamak.



Şekil 2.23: Diferansiyel genel görünüşü [17]



Şekil 2.24: Diferansiyel ve Viraj dönüşü [17]

Araç virajı alırken, dışta kalan tekerler daha hızlı dönmek zorunda kalır çünkü daha uzun yol kat etmek zorundadır (viraj yarıçapı, dış teker tarafında daha büyüktür). Dolayısıyla, aks dişlisinin daha hızlı dönmesi gerekmektedir. Viraj dönüş anında, içte kalan tekerlere ve dış taraftaki tekerin daha uzun yol almak zorunda kalması, iç aks tarafındaki dişlinin yavaşlamasına sebep olur. Arka akslarda redüksiyon oranı diğer bir değişle hareket iletme oranı 3:1 ve / veya 4.5:1 arasında değişir.

2.4. TORK KONVERTÖR

2.4.1. Tanım

Tork konvertörün icadının temelleri, 1900 yılına dayanmaktadır ve 1905 yılında ilk kez, H.Föttinger tork konvertör ve hidrolik kavrama sistemlerinde patentlere başvurmuştur. Föttinger bu sistemleri genellikle ağır yük makinaları ve gemiler için tasarlamış ve uygulamıştır. Tabi ki sistemin tasarımının amacı otomotiv sektörünü geliştirmek olamamıştır fakat her tasarım/sistem gibi ihtiyaçlar yönünde evrimleşmiş, gelişmiş ve zamanla otomotiv endüstrisinde de yerini bulmuştur. Aşağıdaki Tablo 2.3'te tork konvertörün gelişim ve kullanım alanlarının evreleri açıklanmıştır. [22]

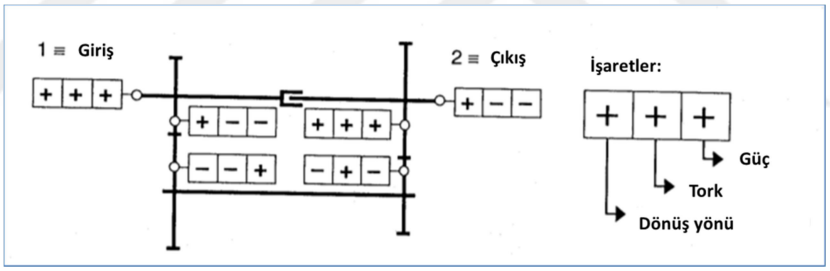
Tablo 2.4: Tork konvertörün gelişimi

Yıl	Gelişim	Yıl	Gelişim
1900	Buhar türbinleri, buhar motorlarının yerini almaya başlar ve gemilerde kullanılan dişli sistemleri çift taraflı redüksiyon, yaklaşık 1:4 1000hp, ihtiyacı duyar.	**1939**	General Motor, ilk seri üretim otomatik transmisyon aracını (10 Milyon adet) üretmiştir. The Hydromatic, adını verdikleri araçta hidrodinamik kavrama kullanılmıştır.
1902	Föttinger, Vulcan tershanesinde çalışmalarına başlar fakat sadece 400hp güç transferine ulaşabilir.	**1948**	4 fazlı tork konvertör, Dynaflow transmisyon sistemi için, GMC tarafından üretildi.
1905	Hidrodinamik güç aktarımı konusunda ilk patentine başvurur. Pat.No: 221422	**1955**	Borgward firması, hidrodinamik konvertörü (lock-up) kavrama diskini arka itişli sistem için üretmiştir.
1910	Hidrodinamik kavramanın reaktörsüz konvertöre eşit olduğunu belirten patent alınmıştır. Pat.No: 238804	**1961**	Daimler-Benz firması, arkadan itişli transmisyon sistemi için, 4vitesli 2 planet sistemi ile kombine hidrodinamik kavramayı kendi bünyelerinde üretmeye başlamıştır.
1917	Gemi mühendisliği alanındaki dişli çark kutusu (gearwheel) sistemlerinin, tork konvertörün yerini alması ile hidrodinamik kavram sistemleri başka endüstrilerde önem kazanmaya başlamıştır.	**1963**	Zahnradfabrik Friedrichshafen şirketi, Trilok konvertörü preslenmiş çelikten imal ederek, 3 kademli planet dişli sistemi ile arkadan itişli transmisyon sistemine uygulamıştır.
1925	Rieseler, Föttinger'in çalışma arkadaşı, tork konvertör ve planet dişli vites sistemini bir arada kullandığı otomatik vites transmisyon sistemi tasarlamış ve testlerine başlamıştır.	**1965**	Ticari araçların transmisyon sistemleri için Trilok konvertör ve (lock-up) kavrama diski birlikte kullanılmaya başlamıştır. Pompa döküm malzemeden, türbin preslenmiş çelikten üretilmiştir.
1928	Trilok konsorsiyumu, Trilok konverteri geliştirmiştir. Trilok konverter, tüm fazların tek akışkan döngüsünde tamamlanmasını sağlamaktadır. η_{max} =0.8-0.9 ve kavrama fazında η_{max} =0.98dir.	**1980**	Otomatik vitesli binek otomobillerde Trilok konvertör ve (lock-up) kavrama diski birlikte kullanılmaya başlamıştır.

Otomatik vitesli araçlarda, geleneksel, manuel, vites sistemlerinde kullanılan kavramanın görevini yapan sisteme tork konvertörü veya hidrolik kavrama denmektedir. Tork konvertörleri motorun (giriş hızı) dönme hızı ve güç aktarma organları (planet dişli sistemi) arasındaki farklı hızları karşılayarak, sistemin ideal çalışmasını sağlar. Bu konvertörler iki farklı çalışma durumu sağlamaktadır;

- İlk aşamada tork artışı sağlar
- İkinci aşamada, tork artışı sağlamaz ve basit bir hidrolik kaplin görevini görürler.

Tork konvertörün detaylarına girmeden önce, transmisyon sistemini, özellikle vites kutusunda ve şaftlarında etkili kuvvet olan torkun, sistemdeki genel tanımalarını sırasıyla incelenecektir. Transmisyon giriş şaftında tork yönü genel olarak pozitif alınır. Transmisyonun diğer elemanları ayrı ayrı ele alınıp, tork dengesi sağlandığında, tork yönü, serbest şaft üzerinde ters gösterilebilir. Aşağıda, Şekil 2.30'da transmisyon sistemindeki komponentlerdeki tork yönü (aktarımı) değişimleri gösterilmektedir, çıkış noktalarında dönüş yönü değişmez.



Şekil 2.25: Dönüş, tork ve güç işaretleri (pozitif/negatif) [22]

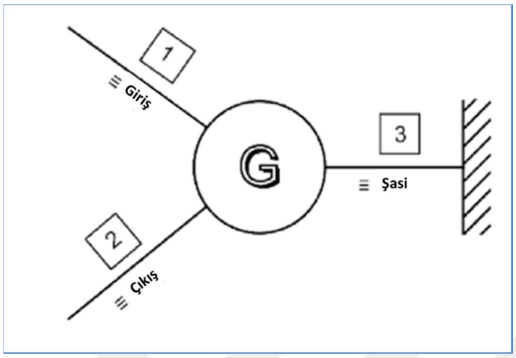
Eğer, güç işareti pozitif ise, güç sistemden alınmaktadır, fakat tersi durum olduğunda, güç iletilir demektir. Transmisyon sisteminin tüm bileşenlerinde, ilgili sistemin dönüş hızı ve torku aşağıdaki güç formülünde uygulanır.

$$P = \omega T = 2\pi n T \tag{2-23}$$

Transmisyon sistemlerinde dönme hızı, tork ve güç değerleri ile ilgili 4 kural vardır;

- Tüm parallel ve aynı yönde dönen şaftlar aynı hız ve işarete sahiptir.
- Giriş şaftında, tork ve dönme hızı işaretleri aynıdır, çıkış şaftında birbirlerine ters işarete sahiptir.
- Giriş gücü her zaman pozitif işaretli, çıkış gücü negatif işaretlidir.
- Birbirine bağlı iki tork değeri, serbest bağlantılı şaft üzerinde, ters işaretlidir.

Transmisyon sistemini sembolize etmek gerekirse, giriş, çıkış ve sınır (transmisyon sistemi sınırı) bölgelerinden oluşmaktadır. Sınır bölgesi, vites kutusunu sembolize etmektedir. Her bir bölgenin tork ve hız hesaplamaları WOLF'un transmisyon sembolü ile anlatılmaktadır ve aşağıdaki gibi formulize edilmektedir.



Şekil 2.26: WOLF Transmisyon sembolü [23]

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = -T_1 i_G \qquad (2\text{-}24)$$

$$T_3 = -T_1 - T_2 = T_1(i_G - 1) \qquad (2\text{-}25)$$

İ$_G$=transmisyon oranı

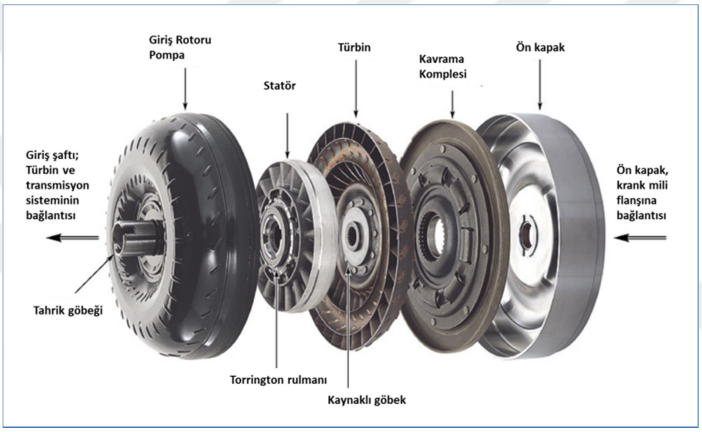
ω=açısal hız

Transmisyon sistemi sembolizasyonu ve genel tork yükleri tanımlamalarından sonra tork konvertörün tanımı ve detaylandırılmasına takip eden paragraflarda devam edilecektir.

Tork konvertörü, otomatik vitesli binek ve/veya ticari araçlarda, hatta günümüz teknolojisi ile arazi ve askeri araçlarda, mekanik kavramanın yerine kullanılmaktadır. Sadece motor devri ve/veya torku, taşıtları hareket ettirmeye yetmediği için, tork konvertörleri, taşıt hidrolik sistemini vasıtasıyla, vites kutusuna gerekli tork artışını aktarmaktadır. Kalkış için gerekli gücün hesaplanması, tüm yol koşulları ve taşıt koşullarının belirlendiği faktörler, transmisyon sistemleri bölümünde detaylandırılan dirençler, öngörülerek yapılmaktadır. Çekiş gücü, Şekil 2.11 de belirtilen kademeler ile hiperbol altında kalan alanı azaltarak elde edilir. Bu, vites kademeleri ile mümkün olmaktadır. Motordan gelen gücün, vites sistemine doğrudan iletimi mümkün değildir, dolayısıyla, otomatik vites sistemli taşıtlar için, tork konvertörü, vitesler arasında kuvvet aktarımı görevini de görmektedir.

Tork konvertörün diğer fonksiyonlarından biri de motor çalışırken aracın ve dişli sisteminin durmasını sağlamaktadır. Tork konvertörünün dış kapak kısımları, iki adet özel tasarım ve dayanıklı malzeme olan çelik sacı derin çekme yöntemi ile üretilir. Motor tarafındaki kapak, motor volanı ile giriş şaftına ve diğer kapak, vites kutusu giriş şaftına (transmisyon çıkış şaftı) bağlanarak, iki sistem arasında konumlanmaktadır. Tork konvertörünün alt bileşenleri; [23]

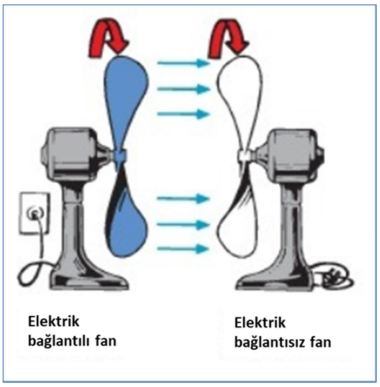
- Türbin Rotoru (Türbine: tahrik edilen bileşen
- Giriş Rotoru veya Pompa (Impeller): tahrik eden bileşen
- Statör (Stator): hidrolik akışını pompa arkasına yönlendiren bileşen
- Tek yönlü kavrama (One-way clutch): Statörün serbest dönüşünü sağlayan bileşen



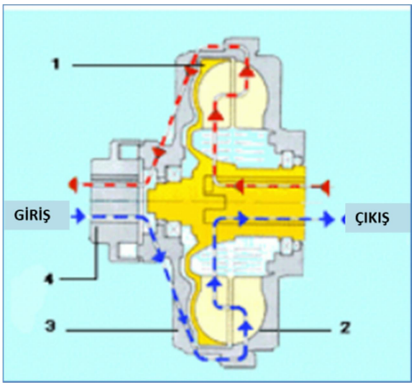
Şekil 2.27: Tork konvertörü bileşenleri [17]

Tork konvertörün alt bileşenlerinin dönüş yönleri, motor şaftının dönüşü ve çıkış (transmisyona giden) şaftının dönüşü, aynı olmalıdır. Sadece geri vites anında, dişli sistemi vasıtası ile ters dönüş yapılabilir.

Tork konvertörün çalışma prensibi ve dizayn parametreleri 2.4.2 Tork Konvertör Dizayn Parametreleri ve Sistemi başlığında detaylandırılacaktır. Sistem detaylarından önce, çalışma prensibini genel hatları ile anlatan yöntem olan hidrolik kaplin, iki pervaneyi karşılıklı konumlandırarak akışkan ile güç aktarım, aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 2.28: Hidrolik kaplin çalışması [24]

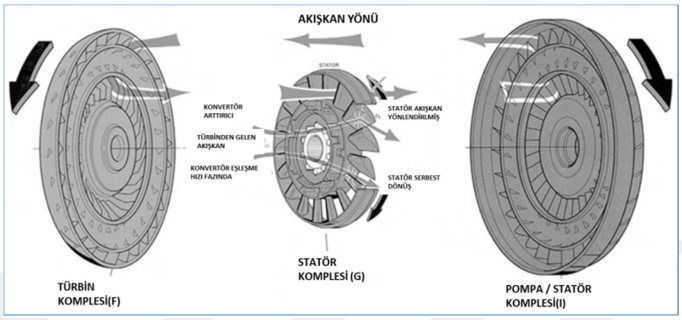


Şekil 2.29: Hidrolik Kaplin akışkan döngüsü [24]

Çalışma prensibi, pervanelerin yönleri birbirine bakacak şekilde yerleştirilen, Şekil 2.33, bir çift fandan biri prize takılmış ve diğeri elektriğe bağlı değildir. Elektriğe bağlı olan fan çalıştırıldığında, iki fan arasında bulunan akışkan, ki bu sistemde hava, diğer fana (elektrik bağlantısı olmayan) iletilmeye başlar. İlk aşamada, düşük hızla dönen fan, akışkanı diğer fana iletemez fakat pervane dönüş hızı arttırıldıkça, ikinci fan pervanesi, aynı yönde dönmeye başlar. Sistem, belirli zaman sonunda, dengeye ulaşır ve iki pervane de aynı hızda aynı yönde dönmeye başlar.

Hidrolik kavrama sistemi de aynı prensip ile çalışmaktadır. Tek farklılık, akışkanın transmisyon yağı ve kapalı devrede çalışmasıdır. Giriş ve çıkış torkları aynıdır. Motordan gelen torku, mekanik sürtünmeler ve ek bağlantılar olmaksızın dişli sistemine iletir. Hidrolik kavrama sistemi, türbin, pompa ve kapaklardan oluşmaktadır. Türbin ve pompanın iç tasarımında blade diye adlandırılan, hidrolik sıvıyı yönlendirmeye yarayan kanatçıklar mevcuttur. Sistem çalışmaya başladığında, pompa tarafından türbin (çıkış şaftına bağlı olan) tarafına merkezkaç prensibi ile akışkan, 3 boyutlu olarak iletilir, Şekil 2.30. Türbine kanatçıklarına çarpan akışkan, belirli bir torka ulaştığında (motordan iletilen başlangıç tork) türbin ve bağlı olan çıkış şaftı dönmeye başlar. Böylece, motordan alınan güç, hidrolik bağlantı ile giriş şaftından çıkış şaftına iletilir. Giriş torku ve çıkış torku eşittir, hidrolik kaplinler, tork konvertörlerden farklı olarak tork artırımı fonksiyona sahip değillerdir. Tork artırımı ve hız iletimi fonksiyonları tork konvertörlerde, statör olarak adlandırılan, akışkanı türbinden dönen akışkanı üzerindeki kanatçıklar ile pompaya ve hız kazanan pompadan tekrar türbine iletilir. [24]

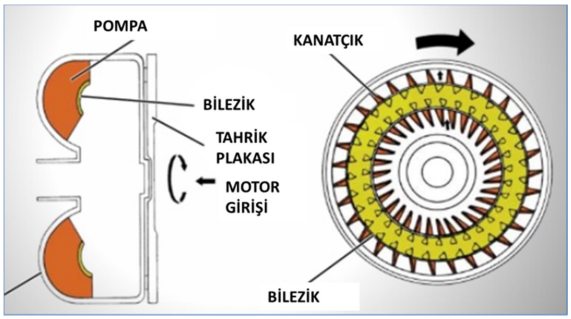
Tork konvertörleri, transmisyon sıvısı vasıtası ile otomatik kavrama gibi çalışır, motordan gelen kuvveti (tork) transmisyon şaftlına iletir. Motordan tarafından alınan torku, içerisindeki özel eklenti vasıtasıyla arttırarak, sisteme aktarmaktadır. Motorun çalışmasından kaynaklı sarsıntıları, volan vazifesi görerek yumuşatır ve burulma momentinden kaynaklı titreşimleri absorbe eder.



Şekil 2.30: Tork konvertör transmisyon sıvısı, akış yönü [23]

2.4.1.1. Pompa (Pump Impeller)

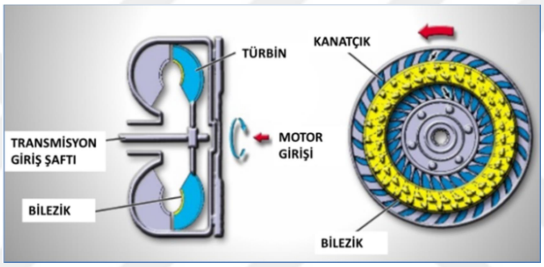
Tork konverterin bileşenlerinden biri olan pompa, motor tarafına bağlantılıdır, santrifüj pompa gibi çalışır ve düşük devirlerde hidrolik sıvının içerisinde, türbin parçasına hareket iletmeden dönüş yapar. Motor dönüş hızı arttıkça, hidrolik sıvının kayması artar ve pompa kanatçıklarından türbine akış sağlanır, vakum ortamı yaratılır ve daha çok hacimde sıvıyı çeker, sonucunda türbin dönmeye başlar. Hidrolik sıvının hareket iletimi ile vites kutusuna da dönme hareketi iletilir, oradan da transmisyon sisteminin son aşaması ile tekerlekler dönmeye başlar.



Şekil 2.31: Pompa (Pump Impeller) [23]

2.4.1.2. Türbin (Turbine Runner)

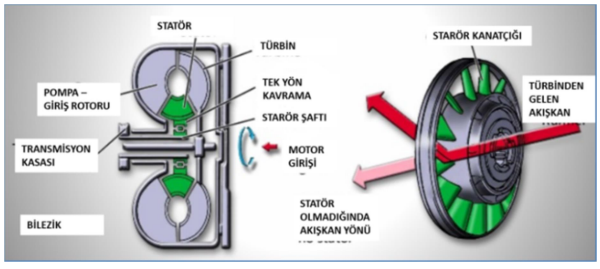
Türbin çarkı, pompadaki gibi özel açılar ile konumlanmış kanatçık yapısına sahiptir. Transmisyon sistemine, transmisyon çıkış şaftı ile doğrudan bağlantılıdır. Türbin kanatçıkları (blade), pompa kanatçıklarından daha fazla kavisli yapıya sahiptir şöyle ki pompadan gelen hidrolik sıvı, türbinin dış çeperine denk gelen kanat bölgesinden geçer ve türbin çıkışına yakın (orta kanal) kanatçıklarda yön değiştirerek türbin merkezinden, türbini döndürerek çıkar. Hidrolik sıvısının (transmisyon sıvısı) çıkış yönü, giriş yönünün tam tersidir. Hidrolik sıvısı, pompa ve motorun dönüş yönüne ters dönüş yapmaktadır. Sıvının, tekrar pompaya dönüş yapmasıyla motor hızını düşürebilmektedir ki bu güç düşüşüne neden olmaktadır. Bu yüzden, tork konvertörler içinde statör parçası kullanılmaktadır.



Şekil 2.32: Türbin (Turbine Runner) [23]

2.4.1.3. Statör

Statör kanat tasarımı diğer iki üniteden çok farklı, agresif yapıdadır öyle ki hidrolik sıvısı akış yönünü neredeyse tamamen terse çevirmektedir. Tek yönlü kavrama, statör içerisinde konumlandırılmıştır, statörü transmisyon sistemine bağlantılı şafta sabitler. Bu bağlantı sistemi ile statör hidrolik sıvısı ile birlikte dönüş yapmaz, sadece tersine yönde dönmektedir ki bu sayede, akışkan yönünün tersi yöne dönmesine zorlar. Verimliliği arttırmaktadır. Statör, tork konvertörün en özenli özelliği olan, tork arttırıcı özelliğini sağlamaktadır.



Şekil 2.33: Statör [23]

2.4.2. Tork Konvertör Dizayn Parametreleri ve Sistemi

Tork konvertörler kapalı çevrim çalışma prensibine dahil olduklarından, geleneksel pompa-türbin eşitlikleri yani Bernoulli ve Euler turbo makineler denklemleri kullanılmaktadır. Bu eşitlikler ile birlikte kütlenin korunumu, enerji denge denklemleri ve momentum korunumu denklemleri de bu tip kapalı çevrim sistemlerde kullanılmaktadır. Tork konvertörler için, genel değerlendirme denklemleri de hız oranı, tork oranı ve verimlilik gibi, genel oranlar olarak kullanılmaktadır. [25]

Temel denklemler;

$\dot{m}_P = \dot{m}_T$ Kütle korunumu (2-26)

$M_P + M_S + M_T = 0$ Momentum korunumu (2-27)

$P_P + P_T + P_{loss} = 0$ ve ya $H_P + H_T = H_{loss}$ Enerjinin korunumu (2-28)

Bernoulli Denklemleri;

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz + H = const. \quad (2\text{-}29)$$

$$H_P = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - g(z_2 - z_1) \quad (2\text{-}30)$$

$$H_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - g(z_2 - z_1) \quad (2\text{-}31)$$

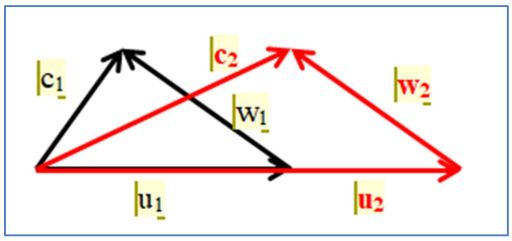
Euler Denklemleri;

$$\mathbf{H} = \frac{T\omega}{\dot{m}} = \Delta(c \cdot u) \quad (2\text{-}32)$$

$$H = \Delta h = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \quad (2\text{-}33)$$

$$P = \dot{m}H = \dot{m}(c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1) = T\omega \quad (2\text{-}34)$$

Akış vektörleri c (toplam vektör), u (teğetsel vektör) ve w (radyal vektör), aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

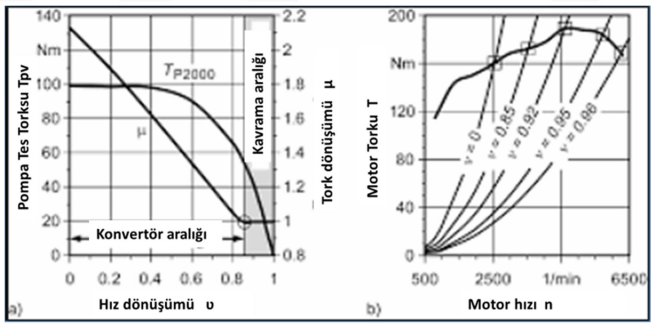


Şekil 2.34: Vektör diyagramı

Araştırmanın bu bölümünde, tork konvertörün karakeristik formülleri ve sistem tasarımı detaylı incelenecektir. Tork konvertör test diyagramından faydalanarak, motor karakteristiğine eklenmiş olan pompanın parabolü diğer bir adı ile konvertör parabolüne göre;

$$k(v) = {T_{PV}}/{n^2}_{PV} \tag{2-35}$$

$$T_P = k(v){n^2}_{PV} \quad \text{Pompa tork parabolü} \tag{2-36}$$



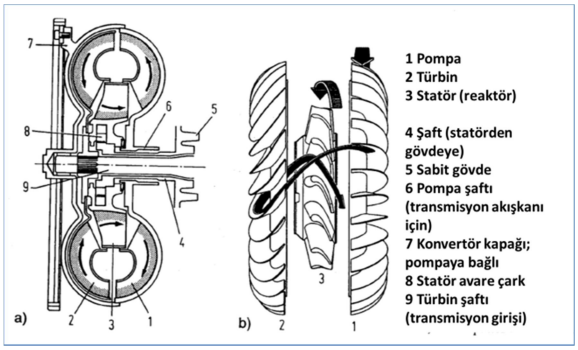
Şekil 2.35: Konverter test diyagramı ve Motor parabolü diyagramı [25]

Grafikten alınan özel υ değerlerine göre η değeri alınarak aşağıdaki formüllere göre türbinin tork değeri hesaplanmaktadır.

$$n_T = vn_P \quad \text{Türbin hız formülü} \tag{2-37}$$

$$T_T = \mu T_P \quad \text{Türbin tork formülü} \tag{2-38}$$

Tork konvertörü bütün olarak ele aldığımızda, pompa, türbin ve statör (reaktör) için hesaplamalar aşağıdaki gibi olmaktadır;



Şekil 2.36: Tork konvertör sistemi [25]

$$T_P + T_{S(R)} + T_T = 0 \qquad \text{Tork denge formülü} \qquad (2\text{-}39)$$

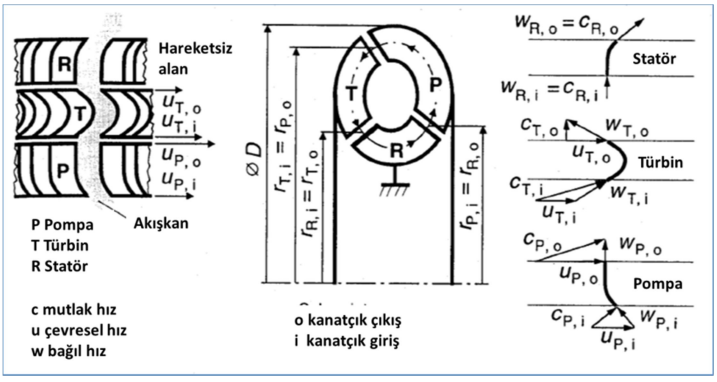
$$T = Q\ \rho\ \Delta(r\ c_u) \qquad \text{Tork konvertör bileşenleri tork değerleri} \qquad (2\text{-}40)$$

c_u= mutlak hız

r= radyüs

ρ= akışkan yoğunluğu

Q= akışkan debisi



Şekil 2.37: Tork konvertör akış çevrimi [25]

$$\sum P = P_P + P_{S(R)} + P_T + \sum P_V = 0 \qquad P_V\text{; sürtünme ve diğer kayıplar} \qquad (2\text{-}41)$$

$$\Delta(r\ c_u) = r_o c_{u,o} - r_i c_{u,i} \qquad \text{Twist balans } \Delta(r\ c_u) = 0 \qquad (2\text{-}42)$$

Tork oranları ve hız oranlarının formülleri kullanılarak 2-37, 2-38 numaralı formüller ile tork konvertör verimi aşağıdaki formül ile hesaplanacaktır;

$$\eta_{TC} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \omega_T}{T_P \omega_P} = \mu\vartheta$$ Tork konvertör verimi (2-43)

Tork konvertörlerin tasarım prensiplerinde iki ön şart sağlanmalıdır, bu önkoşullar hidrolik modelleme kanunlarının karakteristik değerleri ve deneylerden alınan değerlerdir.

- Geometrik benzerlik

$$m = \frac{D}{D_M}$$ D_M=modelin profil çapı, m=model ölçeği (2-44)

- Kinematik benzerlik

$$\frac{c}{c_M} = \frac{w}{w_M} = \frac{u}{u_M} = m\frac{\omega}{\omega_M} = m_V$$ M_V = modelin hız ölçeği (2-45)

$$m_{twist} = m^2 \frac{\omega}{\omega_M}$$ Model twist (2-46)

$$m_Q = \frac{\omega D^3}{\omega_M D_M^3}$$ Model akış oranı (2-47)

$$P \cong \rho\omega^3 D^5$$ Model gücü (2-48)

$$T \cong \rho\omega^2 D^5$$ Model tork değeri (2-49)

Otomatik transmisyonlarda akışkan yoğunluğu ρ=800-900kg/m^3 arasında alınmaktadır.

λ, hız oranı fonksiyonu ve performans sabiti olarak alınır ve tork konvertör elemanlarının değerlerini hesaplarken 2-49 nolu formülde çarpım olarak eklenir.

Tork konvertörlerin performansları, test datalarının kullanılmadığı problemlerde, aşağıdaki bazı jenerik formüller ile de hesaplanmaktadır.

$$\lambda = \frac{T_P}{\rho D_P^5 \omega_P^2} = \frac{P_P}{\rho D_P^5 \omega_P^3}$$ Performans karakteristik parametresi (2-50)

$$\mu = \frac{T_T}{T_P}$$ Tork oranı (TR) (2-51)

$$\vartheta = \frac{\omega_T}{\omega_P}$$ Hız oranı (SR) (2-52)

$$\eta = \mu\vartheta$$ Verimlilik (2-53)

2.4.3. Önceki Çalışmalar

Tork konvertör üzerine yapılan çalışmalar ve yayınlan makaleler göstermektedir ki, tork konvertör hesaplamalarında en önemli ve zorlu konu pompa, statör ve türbin üzerindeki kanatçıkların eğimleri ve kesit tasarımıdır.

Yabancı araştırmacılarca yapılan çalışmalar, sadece sistem içerisinde oluşan akışkan mekaniğini üzerine yoğunlaşmamakta ayrıca bıçak /kanatçık tasarımı optimizasyonu konusunda da yoğunlaşmaktadır.

Çalışmalar genellikle, 1D, tek boyutlu olarak değerlendirilmekte, sonuçları deneyler ile karşılaştırılmaktadır. Fakat bazı araştırmacılar, nümerik ve deneysel analizlerin yanı sıra, güçlü analiz programları kullanarak 3D, üç boyutlu, zamana bağlı değişen, hidrodinamik analiz yöntemlerini de kullanmışlardır.

Magus, Kesy ve Kesy [26] çalışmalarında deneysel sonuçların ve teorik analizlerinin karşılaştırılması üzerinde yoğunlaşmışlardır. Teorik çalışmalarında baz aldıkları iki model bulunmaktadır. Sistemi dengede, zamana bağlı olmayan ve 1D ve 3D modelleme ile ANSYS CFX programı kullanarak nümerik sonuçlara ulaşmışlardır. Deney sürecinde ölçümlenen parametreler giriş ve çıkışlardaki, açısal hız, tork ve tork katsayısı, verimlilik olmuştur. Deneyde ve nümerik analizlerde HL 46 mineral transmisyon akışkanı ve PH 305, çap 305mm, hidrodinamik tork konvertör kullanılmıştır. Test esnasında, akışkan sıcaklığı sabit varsayılmıştır. 1D, tek boyutlu analizde, akışkan debisi, hacim sabit ve akışkanın mekanik özellikleri sıcaklığa göre değişken kabul edilmiştir. 3D, üç boyutlu analizde, türbulans opsiyonu seçilerek analiz yapılmış, Reynols sayısı $4x10^3$ olarak alınmıştır. CATIA V5 3D tasarım programı kullanılarak, pompa, statör ve türbin tasarımı tamamlanıp ANSYS CFX analiz programına aktarılmıştır. Akışkan giriş ve çıkış yüzeyleri, 3 eleman için belirlenmiştir. Tüm elemanlar için sınır şartları girilerek sadece türbinde türbülans akış olarak girilmiştir ve tüm sistemin dengede olduğu var sayılarak “steady-state” modu uygulanmıştır. Son aşamada, deney sonuçları, 1D ve 3D analiz sonuçları hız oranı-tork katsayısı ve tork oranı – verimlilik grafiklerinde karşılaştırılmıştır. Tüm bu karşılaştırma sonuçlarına göre, 3D analiz ve deney sonuçlarında çok büyük farklar görülmemiştir, ANSYS CFZ analizinde gerçekleştirilen 1D & 3D modelleme geçerli kabul edilmiştir.

Schweitzer ve Gandham [27] üç elemanlı ticari tork konvertörün CFD analizini, ticari analiz programlarından CFX TASGflow programını kullanarak gerçekleştirmiş ve bu analizi, tasarım aşamalarına yol gösterme amaçlı doğrulama ve uygulama olarak çalışmışlardır. Tork konvertörün elemanları arasında akupleman (kavrama durumu) meydana geldiği ve karmaşık akışkan hareketleri, ki genellikle türbulans akış gerçekleşmektedir, göz önünde bulundurulmuştur. Bu nedenle, çalışmalarında, deneysel modellemeye de yer vermişlerdir; LDV (laser doppler velocimetry), (saydam veya yarı saydam sıvıların akışındaki doğrusal ve titreşim hareketlerini ölçümlemeye yarar), prob (test çubuğu/sensörü), dinamometre datalarını toplayarak akışkan hız profillerini oluşturmuşlardır. Türbin ve pompa elemanında kullanılan grid (mesh / kafes) ortogonal olmayan, blok tipi yapı ile sınır şartları belirlenerek, H tipi yapı oluşturulmuştur. Statör elemanı ise, O-kafes ve C-kafes tipi ile tüm kafes deyatı ortogonal olabilecek şekilde modellenmiştir. Türbin ve pompa kafesi 22500 nod statör 35000 nod olarak, endüstrideki uygulamalara da uygun şekilde modellenmiş ve CFD analize hazırlanmıştır. Çözüm modeli, sınır şartları ve akışkan modeli aşağıdaki gibi tanımlanmış ve sonuçlar deneysel datalar ile karşılaştırılmıştır; Kanatçıkların sınır şartlarında basınç ve emiş yüzeyleri oluşturulmuştur böylece bu sınır şartlarında hız sıfır olarak belirlenmiştir. Tüm elemanların kanatçıkları arasında ara yüz bağlantısı oluşturulmuştur ki tüm modeller aynı anda çözüme ulaşabilecektir, böylece zamandan bağımsız, steady-state, model analiz uygulanmıştır. Akış modeli, türbülans, k-ε olarak seçilmiştir. LDV deneyi, Dr. Ronald Flack önderliğinde, Probe dataları Dr. Budugar Lakshminarayana tarafından, Dinamometre dataları, GM Powertrain araştırmacıları tarafından sağlanmış ve CFD sonuçları ile ayrı ayrı karşılaştırılmıştır. Çalışmada, model ve deney sonuçları arasında oluşan eşleşmeler sonucunda, CFD analizinin sonuçlarının kullanılabilir olduğunu belirtmişlerdir; Tork oranı, K faktörü, verimlilik ve hız oranı eğrileri CFD sonuçlarına göre çıkartılmış ve bu eğrilere göre parametreleri güncelleyerek optimum tasarıma ulaşabilmişlerdir.

Venkateswaran ve Mallika Parveen [28] çalışmalarının ana amacını otomotiv endüstrisinde kullanılan tork konvertörünün hidrolik akışkan parametrelerinin optimizasyonu olarak belirlemişlerdir. Hesaplamalarında, tork konvertördeki basıncı maksimum tutarak daha fazla tork elde etmişlerdir. Çalışmalarında Taguchi Metodunu kullanarak, varyasyonları azaltmayı hedeflemişlerdir. Öncelikle, tork konvertörde kullanacakları akışkana karar vermeyi, maksimum basınç ile pompa ve türbinde maksimum RPM (hız) yakalamayı hedefleyerek çalışmalarını şekillendirmişlerdir. Metodun adımları şu şekilde gerçekleştirilmiştir;

maksimum basınç, kPa cinsinde, amaçlanmıştır. Parametreler ve değişkenler belirlenmiştir: akışkanın yoğunluğu, giriş sıcaklığı, giriş hızı ve viskozitesi parametreleri oluşturmaktadır. Ortogonal diziliş ile 4 parametre sınırlandırılmıştır. SN numaraları ile parametrelerin sonuçlarını, performans maksimizasyonu formülü kullanarak elde etmişlerdir. CFD analizi için SOLIDWORKS Flow Simulation programını kullanmışlardır. Akışkanın yoğunluğu, viskozitesi, sıcaklığı ve giriş hızı parametrelerini araştırmalarında kullandıkları minimum, medyan ve maksimum değerlerinden uygulamışlardır. 3D modellemeyi de SOLIDWORKS CAD modülünde, türbin ve pompayı tasarlamışlardır. Flow Simulation modülüne 3D modeli aktararak programın özelliklerine göre kafesi oluşturarak, iki deneme ile türbin ve pompanın analizini gerçekleştirmişler ve alına sonuçlara göre SN parametrelerini oluşturarak hangi parametrenin basınca etkisi fazladır cevabını elde etmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda görülmüştür ki analizin final değerlerinde, türbin ve pompadaki basınca etki eden en önemli parametre akışkanın giriş hızıdır, akışkan yoğunluğunun etkisi en son sıradadır. Optimum akışkanlar türbin ve pompada değişiklik göstermektedir çünkü SN parametrelerinde değişkenler yoğunluk ve sıcaklıkta olmaktadır. Çalışmada, Taguchi ve CFD modelleme kullanarak, akışkan optimizasyonu elde edilmiştir.

Liu, Xiang, ve diğerleri [29] çalışmasında kanatçık tasarımı optimizasyonu için deneysel çalışma ve CFD analizi birlikte yürütmüşlerdir. CFD-O olarak adlandırılan çalışmalarına, kanatçık parametrelerini Bezier eğrisi kullanarak daha efektif ve verimli profil oluşturmuşlardır. Tasarım parametrelerini toplamak adına CFD analizinden önce DOE metot ile değişkenler hesaplanmıştır. İlk aşamada, steady-state (zamandan bağımsız), tek faz, türbülans akış (k-ε) tanımlamaları ile verileri toplayarak bağlantı noktalarında kullanılan birincil değişkenler hesaplanmıştır. Optimizasyon aşamasında MATLAB ve TURBOGRID programları periyodik akış için kullanılmıştır. Kafes tasarımı ICEM-CFD de oluşturulmuş ve ANSYS-CFD programı akışkan alanı simülasyonunda kullanılmıştır. İki aşamadan oluşan kanatçık eğrisi, kılavuz eğrisi ve deneme eğrisinden oluşmakta olup, üretilebilirlik ve hidrodinamik performansa göre sınırlandırılarak optimize edilmiştir. Eğrinin konkav şekilde olmaması en önemli tasarım sınırlarındandır. Tüm sınır şartları tanımlamalarından sonra bıçakların giriş ve çıkış açıları son sınır şartı olarak tanımlanmıştır ki bu giriş – çıkışlarda kanatçıkların çakışmasını önlemek amaçlı hesaplanmıştır. 24 tasarım değişkeni (parametre) bu analiz için tanımlanmıştır; τi, τo, xp, yp, ρp, ϕ kanatçık şekil parametreleri, γ giriş açısı ve N kanatçık sayısı ile konvertörün 3 elemanın parametreleri olarak kabul edilmiştir. Tork

oranı, TR_0, kapasite sabiti C_0, ve maksimum verimlilik η_{max} değerleri hesaplanması hedeflenmiştir. DOE metot ile tanımlanan parametrelerin önem ve etki dereceleri ANOVA istatistik programı ile belirlenmiştir. Tüm parametreleri tanımladıktan sonra hızlı CFD ve kesin CFD analizleri ile türbin, statör ve pompa için tork konvertör analizi tamamlanmıştır. Hızlı CFD modellemede 1milyona yakın eleman kullanılırken kesin CFD de 10milyon eleman analizde kullanılmıştır. Türbin kanatçık tasarımında verimliliği etkileyen en önemli unsur giriş açısı olmuştur. Bu çalışmada, pompa hidrodinamik performansına etki eden parametre kanatçık eğrisinin y eksenindeki değişkenlik olarak tespit edilmiştir. Statör kanatçıklarında y parametresinin verimliliğe etkisi fazla olmaktadır. Çalışmanın optimizasyon aşamasında daha yüksek tork değeri ve verimlilik hedeflenerek kanatçık eğrisindeki x ve y parametreleri %84 verimlilik altında kalanlar elenerek oluşturulmuş ve 2 tip optimizasyon sonucu değerlendirilmiştir. Son aşamada tam 3D geçici akış analizleri tamamlanmış ve optimum kanatçık tasarımı konusunda pratik uygulamalara destek olmak adına literatür araştırmalarında yerini almıştır.

Yang, Shin ve diğerleri [30] çalışmalarında bilgisayar destekli tasarımı tork konvertörün modifikasyonu stratejisini uygulamayı planlamışlardır. İlk aşamada 1-D analiz uygulamaları yaparak doğru kanatçık tasarım profilini elde etmeyi amaçlamışlardır. Elde edilen profilden ilk optimize kanatçık tasarımı elde edilmiştir. Optimize edilmiş profili CAD data ile görsel model oluşturulmuş ve CFD modele hazırlık aşamasını oluşturmuşlardır, 3D akış analizleri yapılmıştır. Çalışmanın çıktıları ile yeni tasarım prosedürü oluşturulan araştırmada amaç, tasarım ve analiz aşamalarında harcanan zaman ve maliyetlerin düşürülmesi olmuştur. 1-D performans analizi programı geliştirerek, kanatçık açıları ve kanatçık radyüsleri girilerek, tork oranı, verim, kapasite faktörü ve hız oranı grafikleri elde edilmiştir. Performans analizi programından elde edilen optimal datalar ile tasarım yolu noktasal olarak elde edilmiş ve CAD çizimleri halinde NURB eğrileri şeklinde kanatçık çizimleri oluşturulmuştur. 3-D analizi aşamasında MIXING PLANE yöntemi kullanılarak quasi-steady çözüm uygulanmıştır. CFD-ACE analiz programına MIXING-PLANE çözüm modeli girilerek SIMPLE-C algoritması ile çözüme ulaşmışlardır. Çalışmalarını analiz çözümü ile tamamlayan Yang, Shin ve diğerleri, tork konvertör kanatçık tasarımı ve optimizasyonu stratejisi ile sanal model ve akış analizini birleştirmişlerdir.

Xiangzhong, Bo, ve Zheng [31] ana amacı, hidrodinamik tork konvertörün akış analizi hesaplamalarında kesinlik ve hassasiyet iyileştirmesi ve ölçümü çalışmasıdır. Çalışmalarında YB355-2 model tork konvertör parametreleri kullanılmış, ikincil ve viskoz akış, vorteks, hidrolik kayıplar gibi etkenler araştırılmıştır. 3D model, SOLIDWORKS tasarım programında oluşturulmuş ve akışkan alanı konvertörün tüm elemanlarında çift kanatçık olacak şekilde hesaplanmıştır. Bu sayede akışkan alanında bütünlük sağlanmış ve daha hasas domain oluşturmayı hedeflemişlerdir. Mapping metot ve HEXAHEDRAL mesh (kafes) yöntemi uygulanarak hassasiyet arttırılmayı hedeflemişlerdir. Uygulamada ANSYS /ICEM-CFD analiz programı kullanmışlardır. Standart k-ε model ve sıkıştırılamaz (incompressible) akışkan mixing plane model uygulanmıştır. Analiz sonuçlarına göre verim ve katsayılar elde edilmiş deneysel datalar ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, çift kanatçık akışkan domaini ve mixing plane metot ile daha hassas sonuçlar elde edilmiştir.

Robinette ve Blough [32] çalışmalarında alışılagelmiş çalışmalardan farklı olarak, yüksek hızlarda çalışmakta olan tork konvertörün ısı transferi ve enerji denge modelini incelemişlerdir. Çalışmalarında 3 ayrı ölçüde tork konvertörü analizi ve deneysel dataları toplayarak enerji denge yöntemi ve kondaktiv ısı transferi korelasyonu ile incelemeleri tamamlanmıştır. Data, özel dinamometre ile toplanmış ve NUSSELT korelasyon yöntemi ile aktarılmıştır. 1-D akışkan modeline, genel akışkanlar mekaniği ve termodinamik yasaları uygulanarak en uygun tahmin yöntemleri oluşturulmuştur. K-faktörü, SR (hız oranı), TR (tork oranı) grafikleri analiz modeli ve deney dataları karşılaştırmalı şekilde belirtilmiştir. Deney ve analiz modelinden alına değerler ile debi, zaman ve sıcaklık grafikleri oluşturulmuş daha sonra iç ve dış ısı transferi katsayıları Nusselt ilişkilendirmesi ile hesaplanmış, böylece toplam ısı transferi katsayıları elde edilmiştir. Sonuç olarak, çalışmada, enerji denge ve performans karakteristik değerleri kullanılarak 3 tip konvertörün, torus sıcaklık değerleri elde edilmiştir.

Banerjee ve McPhee [33] lineer grafik modelini baz alarak tork konvertörde hidrolik akışkanın ve pompa, statör ve türbine uyguladığı mekanik değişkenlerin analizini çalışmışlardır. Araştırma modeli olarak çizge teorisi modellini analizlerinde uygulayarak matematiksel temel denklemleri oluşturmuşlardır. Nodlar ve birleşim kenarlarını belirleyerek, burulma ataleti yay – damper sistemi, lineer sistem olarak temsil edilmiştir. Mekanik alanda, tork, etki kuvvetleri ve hız, ivme, deplasman değişkenleri, hidrolik alanda hacimsel debi ve basınç farklılıkları hesaplanacaktır. Mekanik ve hidrolik alan için, çevrim, kesi kümesi ve

temel denklemleri oluşturarak değişkenler arası bağlantı eşitlikleri oluşturarak çözüm oluşturmuşlardır. Sınır şartları ve sabitleri denkleme kullanarak final denklemi elde ederek hız oranı, verimlilik değerleri, belirtilen değişkenlere (mekanik ve hidrolik değişkenler) ek olarak grafik temsili elde edilmiştir.

Talukder [34] yüksek lisans tezinde, 230mm çapında tork konvertörün CFD analizini genel hatları ile gerçekleştirmiş, sonrasında detaylı olarak statör elamanını hem 1D hem 3D analizini CFD-ACE+ ticari program ile kurgulanmıştır. Geometri tasarımında CFD-GEOM programını kullanmış, SAE tarafından verilen tasarıma benzer model fakat kanatçık açıları farklı olacak şekilde tasarlanmıştır, kanatçıkları ilk olarak grid –kafes modeli ile oluşturmuş, daha sonra katı model oluşturmuştur. Analiz için CFD-ACE (U) kullanılmıştır. Model olarak, türbülans akış, k-ε, pompanın dönüş hızı 1000, 2000, 2350rpm, türbin hız oranı 0.6, periyodik sınır şartı koşulları, MIXING-PLANE model pompa ve türbin için uygulanmıştır. 1000 iterasyon ile simüle edilmiş ve tork oranı, verimlilik ve hız oranı, kapasite faktörü grafikleri oluşturulmuştur. Statör kanatçıklarının üzerine gelen giriş – çıkış bölgelerindeki tüm yükler detaylandırılmış ve optimizasyon için, statör kanatçık sayılarını 13,18,19 olarak güncelleyerek karşılaştırma yapmıştır.

Fuente, Stoff , Volgmann ve Wozniak [35] araştırmalarında 3D, türbülans akış, k-ε, düzensiz akış ve çift faz modellemesini uygulayarak, tork konvertörün nümerik analizini tamamlamışlardır. Çalışmalarında ticari programlardan ANSYS CFX, RANS modülünü kullanarak, akış alanını kanatçıkların pozisyonunu baz almışlardır. Düzgün olmayan akış, pompa çıkış ve türbin giriş hesaplama alanında görülmüş ve incelenmiştir. Pompa ve statör arasındaki düzensiz akış ihmal edilmiştir. Pompa dönüş hızı 2000rpm, hız oranı 0.7 alınmıştır. Hesaplama alanının verimliliği karşılaştırması için iki tip tork konvertör modeli tasarlanmıştır; pompa, statör ve türbin tek kanatçık alan, pompa ve türbin 3 kanatçık, statör 1 kanatçık alandan oluşturulmuştur. Analiz sonuçlarına göre, düzensiz akışın başlıca sebebi, pompa ve türbinin düşük hız alanında, kanatçıkların üst üste gelmesi ile pompa çıkış ve türbin girişleri çakışarak düzensiz akışa sebep olmakta sonucuna varmışlardır. Ayrıca dar eksenle aralıklar neticesinde pompa çıkışında düzensiz akış görülmüştür.

3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde, problemin, tork konvetörün hidrodinamik analizinin boyutları, kanatçık açıları ve adetleri, malzeme seçimi, giriş değerleri belirlenecektir. Değerler önceki çalışmalardan referans alınarak yapılacak ve daha önce çalışması yapılmamış ölçüler ve tasarım oluşturulacaktır.

İlk aşamada, tork konvertörün 1D çizimi ile taslak hazırlanarak, katı modelde kullanılacak değerler sabitlenecektir. İlgili malzeme ve ölçü tabloları oluşturulacak ve sistemin, pompa, statör ve türbin, 3D tasarımı SOLIDWORKS programında oluşturulacaktır.

İkinci aşamada, tasarım parametreleri ve yük değerlerine göre oluşturulan girdiler ile mazleme seçimi gerçekleştirilecektir. Malzeme seçimi, Ashby grafiklerinin yardımı ile gerçekleştirilecek ve aday malzemeler malzeme seçim programı CES ile oluşturulacaktır.

CFD analizleri ilk aşamada 1D modelde, 1 kanatçıklı sistem üzerinde gerçekleştirilecektir. Sonrasında, 3D modelde, steady-state (zamandan bağımsız), türbülans akış ve tek faz hesaplama alanı kullanılacaktır. CFD akış analizleri ANSYS CFX modülleri kullanılarak gerçekleştirilecektir.

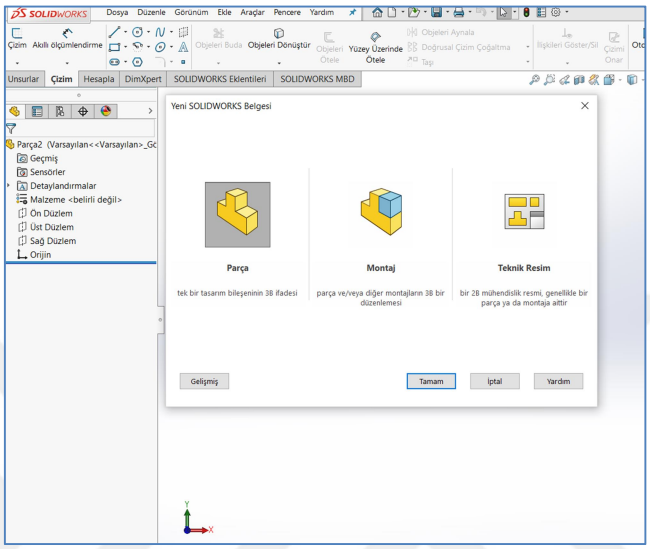
3.1. TORK KONVERTÖR TASARIM AŞAMALARI

Tork konvertör tasarımının ilk aşamasında, kanatçıkların giriş ve çıkış açıları ile kanatçık adetleri tablosu oluşturularak, 1D taslak çizimi ve tork konvertörün, pompa, türbin ve statör elemanlarının montajının toplam boyutu, ölçülendirmesi yapılmıştır.

Tablo 3.1: Tork konvertör tasarım parametreleri

	Pompa (İmpeler)	Türbin	Statör (Reaktör)
Kanatçık Sayısı	39	35	21
Giriş Açısı	-45	50	20
Çıkış Açısı	15	-48	60
Dış Çap (mm)	280	280	180
İç Çap (mm)	140	140	140
Kanatçık kalınlığı	1	1	2.5

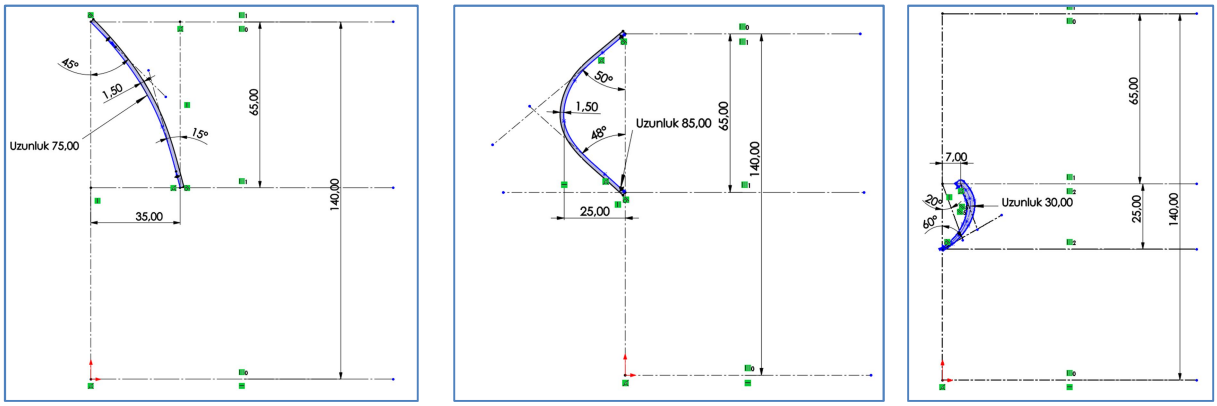
Kanatçık tasarım aşaması, modelleme adımının ilk aşamasıdır ve kafes modelleme ile taslak çizgiler oluşturulmuştur. Aşağıda, SOLIDWORKS tasarım programının 2D tasarım ekranı, parça montaj modülü Şekil 3.1 ile 2 boyutlu çizim yapılarak Şekil 3.2 a'da pompanın kanatçık tasarımı hazırlık taslağı Tablo 3.1'deki değerler kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.1: SOLIDWORKS Parça Montaj Modu

Giriş çapı 280 mm olan pompanın, kanat alanı 65mm, kanatçık yay uzunluğu, giriş – çıkış açılarının verdiği ölçü ile 75 mm alınmıştır. Kanatçık kalınlığı 1.5 mm dir.

a) b) c)



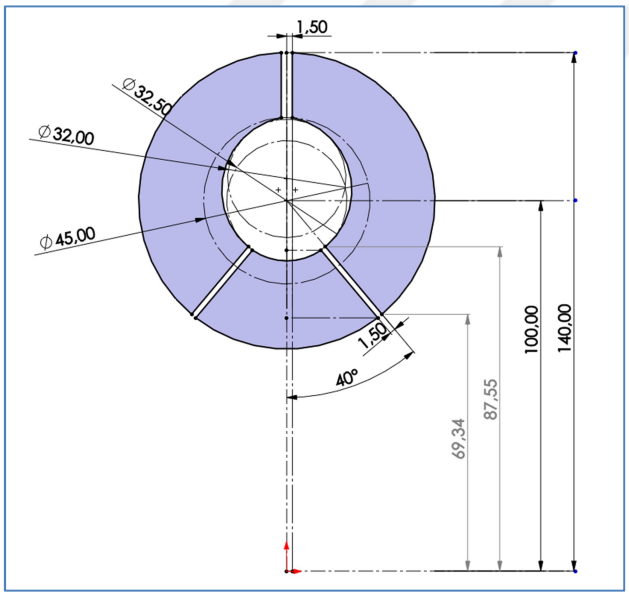
Şekil 3.2: Tüm elementlerin kanatçık çizimi (a) Pompa; (b) Türbin (c) Statör

Giriş çapı 280 mm olan türbinin, kanatçık alan yüksekliği, pompa ile aynı alınarak 65 mm yapılmıştır. Kanatçık yayı uzunluğu, giriş- çıkış açılarının verdiği ölçü ile 85 mm ölçeklendirilmiş, Şekil 3.2 b'de gösterilmiştir.

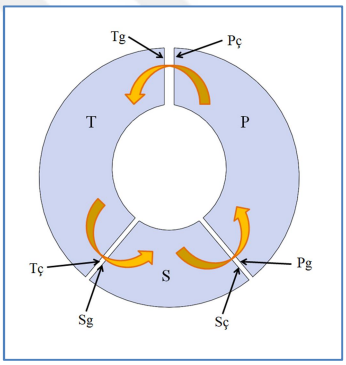
Statör (Reaktör) kanatçık tasarımı, türbinden geri gelen akışkanı tekrar yönlendirme görevi gördüğünden, pompa ve türbin kanatçık yapısından farklılaşmaktadır. Yukarıdaki Şekil 3.2 c'de, statör kanatçık yapısı standart sac metal tasarım görüntüsü yerine, air foil olarak da tanımlanan, havalandırma fanları tasarımı şeklindedir. Kanatçık yüksekliği 25 mm ve statör giriş çapı 75 mm alınarak tasarlanmıştır.

Tasarım aşamasının ikinci bölümünde, torusun yani tork konvertörün yan kesitteki simit ölçülerinin, pompa, türbin giriş ve statör çıkış çaplarına göre belirlenmesi ile tork konvertör kabuk (akış alanı / geçişi) tasarımı tamamlanacaktır. Şekil 3.3'te tork konvertörün torus kesiti 1D çizimi ölçülendirme ile gösterilmiştir.

a)



b)



Pg: Pompa giriş ; Pç: Pompa çıkış

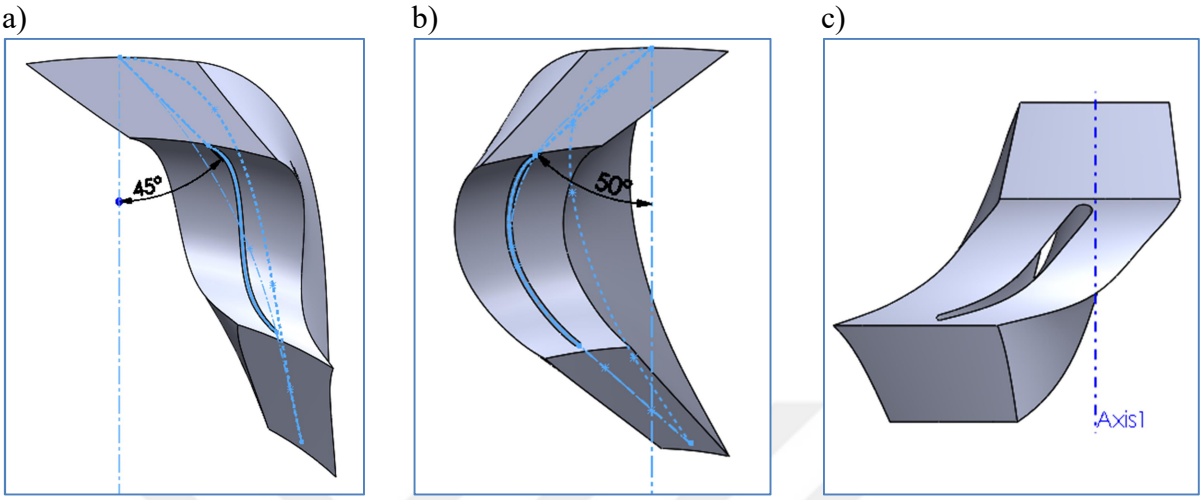
Tg: Türbin giriş ; Tç: Türbin çıkış

Sg: Statör giriş ; Sç: Statör çıkış

Şekil 3.3: (a) Torus 1D çizimi; (b) Akış alanı ve elemanlar arası sınır şartları

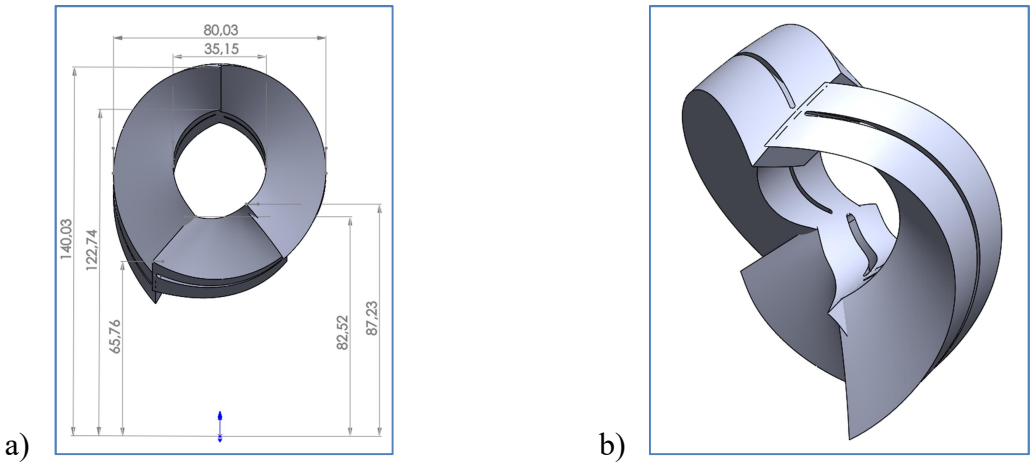
Üçüncü aşamada, kanatçık ve torus ölçülendirmelerine göre, tek akış alanlı, tork konvertörün 3D modeli oluşturulmuştur. Tekil akış alanları, kanatçıklar, Şekil 3.2'deki özelliklere göre "Lofted Surface" ile oluşturulduktan sonra, kanatçıkların adetleri "Revolve" komutunda

girilerek ve Z ekseninde 360° döndürülerek, torus profili üzerinde oluşturulmuştur. Fazla alanlar “Boundarycut” ile temizlenmiştir.



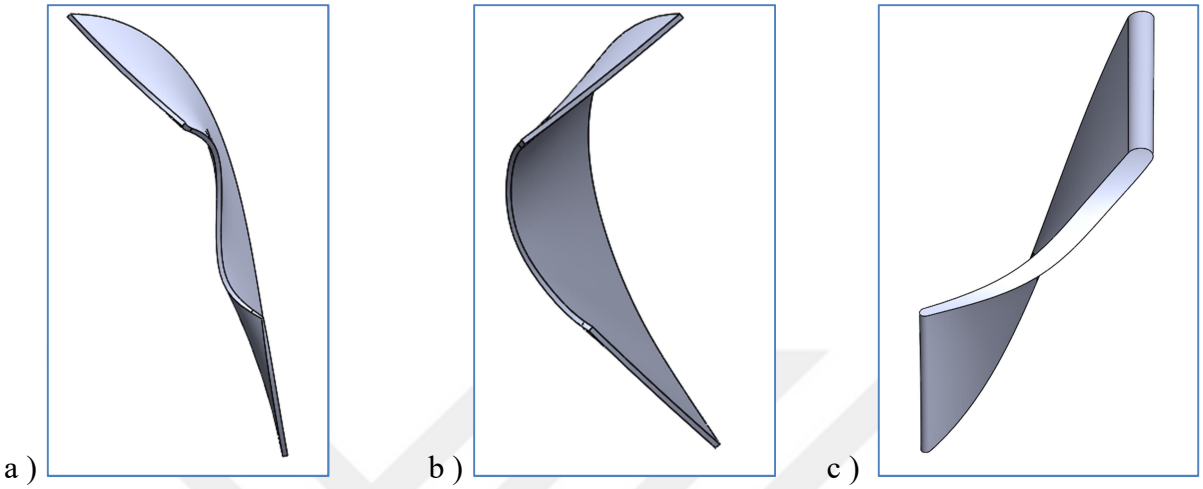
Şekil 3.4: (a) Pompa tekil akış alanı; (b) Türbin tekil akış alanı; (c) Statör tekil akış alanı

Pompa kanatçık sayısı 39’a göre, tekil akış alanı 15° açı kanatçık aralığı ile oluşturulmuştur. Türbin kanatçık sayısı 35 adet olduğundan tekil akış alanı yani tek kanatçıktan oluşan alan 10,3° ‘lik aralıklar ile oluşturulmuştur. Statör kanatçık sayısı 21 adet olduğundan, tekil akış alanı 17,14° ‘lik aralıklar ile oluşturulmuştur ve ayrıca statörün kanatçık yapısı “air-foil” yapısında yani eşit kesitte değildir.



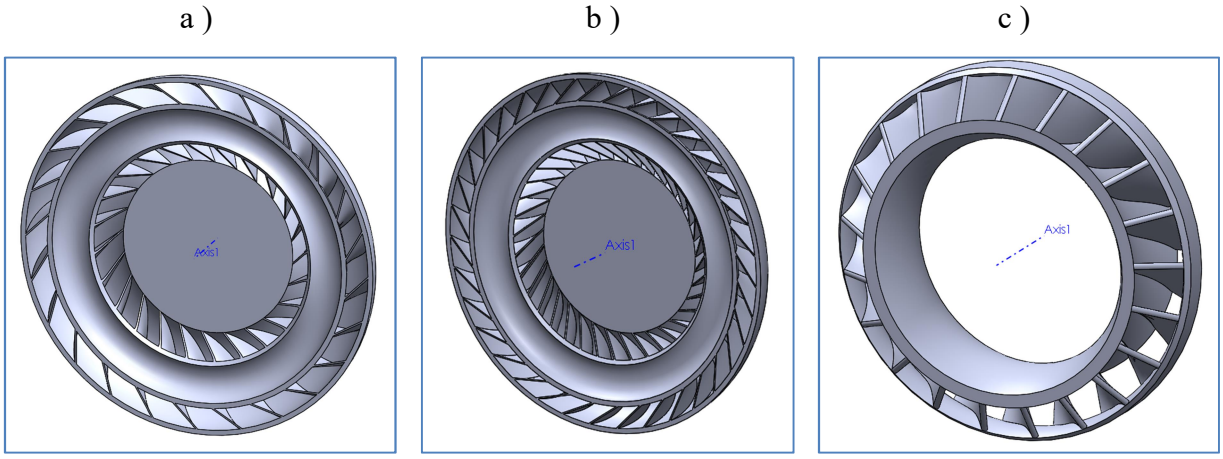
Şekil 3.5: (a) Torus montaj ön görsel; (b) İzometrik görsel

Taslak olarak çizimi yapılan kanatçık geometrileri, aşağıdaki şekilde, Şekil 3.6, gösterilmiştir. Genellikle, tork konvertörü analiz sonuçlarına göre optimizasyonu yapılacak geometriler kanatçıklar olmaktadır.



Şekil 3.6: (a) Pompa Kanat Geometrisi; (b) Türbin Kanat Geometrisi; (c) Statör Kanat Geometrisi

CFD analizi hazırlıklarının ikinci aşamasında, tekil akış alanı 360° "revolve" komutu ile döndürülerek, bütün akış alanına çevrilmiştir. Tork konvertör torus şekli, 3D geometrisi CFD analizinde, tork konvertör iç akış eğrileri incelenmesi için kullanılacaktır.



Şekil 3.7: (a) Pompa Kanat 3D; (b) Türbin Kanat 3D; (c) Statör Kanat 3D

3.2. TORK KOVERTÖR GİRİŞ YÜKLERİ DEĞERLERİ VE MALZEME SEÇİMİ

Konvertörün dış ölçüleri ve talep edilen değerlere göre tasarım parametreleri ile 3D model oluşturulduktan sonra yüklere bağlı gerilmeler, dayanım, çalışma koşulları ve maliyet gibi faktörler de hesaplanarak, malzeme seçim kriterleri oluşturulmuştur.

Ashby malzeme seçimi kriterlerine göre;

1- Sınır şartları ve tasarım için gereklilikler listelenir,
2- Kriterlere uygun olmayan malzemeler grupları elenir,
3- En iyi ve uygun malzemeler sıralanır,
4- Performansa ve amaca göre en uygun malzeme seçilerek ilerlenir.

Birinci madde aşağıdaki şekilde gruplanır;

- Tork konvertör fonksiyonu olarak; 2802.72Nm tork kapasitesi taşıması, değişen akışkan alanına / basınca / ısıya dayanım,
- Hedef kriterler; hafiflik, düşük maliyet,
- Sınır şartları; çaplar, 2000d/dk. dönme hızı, 588kw güç kapasitesi,
- Serbest parametreler; malzeme seçimi, kanatçık açıları, cidar kalınlıkları

Yukarıdaki tüm parametreler ve şartlara göre fonksiyonlara bağlayarak performans endeksi oluşturulur. Performans endeksi, P, tasarım geometrisi, G, cidar kalınlığı, dış radyus vb. gibi değerlere, fonksiyon gereklilikleri, F, yük, enerji gibi değerlere ve malzeme özellikleri, M, mukavemet, tokluk, sertlik vb. gibi değerlere göre oluşturulur.

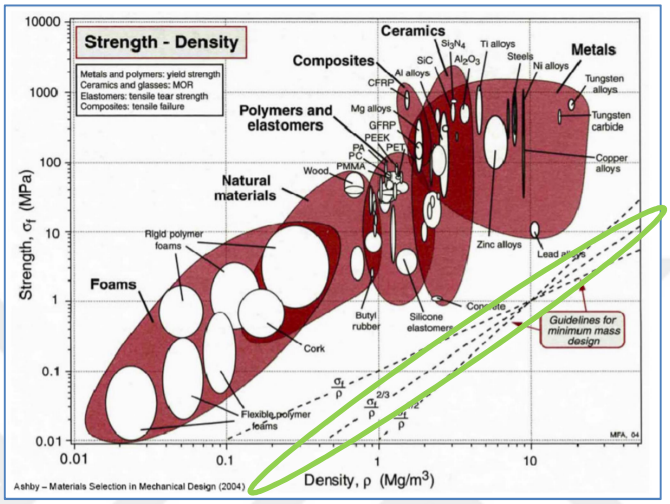
$$\boldsymbol{P = f_1(G) x f_2(F) x f_3(M)}$$

Genellikle, performans endeksini maksimize etmek için, $\boldsymbol{f_3(M)}$ fonksiyonu maksimize edilir. Bu da malzeme ağırlığının minimize edilmesi ile performans endeksi, M, minimum, genel performans maksimum olur.

Tork konvertör sisteminde, burulma kaynaklı mukavemet, dönme hızından kaynaklı enerji ve termal genleşme gerilmeleri aynı anda oluşmaktadır. Malzeme performans endeksi aşağıdaki gibi oluşacaktır. Sonrasında CES Edupack malzeme seçim programı ile performans

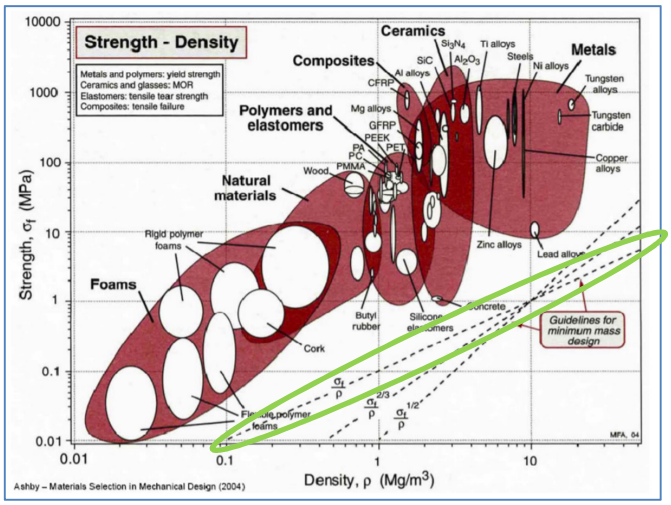
endekslerine göre grafikler oluşturularak, gerekli limit şartları da eklenerek malzeme elemine edilmesi sağlanacaktır. Şekil 3.5, 3-6, 3-7'deki Ashby grafiklerinin toplamı oluşturulacaktır.

$$f_3(M_T) = \frac{\tau_f^{2/3}}{\rho}$$ Burulma kaynaklı performans endeksi



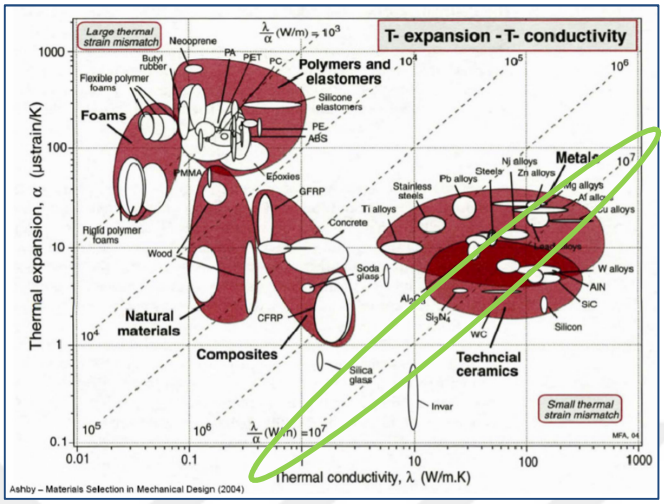
Şekil 3.8: Malzeme yoğunluğu ve gerilmeye göre Ashby Grafiği [Granta Design]

$$f_3(M_w) = \frac{\sigma_f}{\rho} \qquad KE = \frac{1}{2}J\omega^2 \qquad \sigma = \frac{\rho R^2}{2}\omega^2$$ Kinetik enerji depolanması endeksi

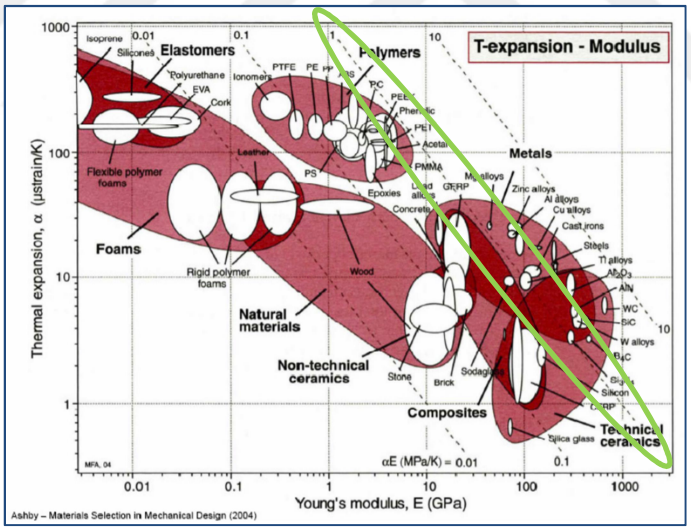


Şekil 3.9: Malzeme yoğunluğu ve gerilmeye göre Ashby Grafiği [Granta Design]

$$f_3(M_{Th}) = \frac{\lambda}{\alpha} \qquad f_3(M_{Th}) = \alpha E$$ Termal genleşme performans endeksi



Şekil 3.10: λ-α değerlerine göre Ashby Grafiği [Granta Design]



Şekil 3.11: λ-E değerlerine göre Ashby Grafiği [Granta Design]

Konvertörün giriş yükleri ve çalışma koşullarına göre (akışkan basıncı, sıcaklık, korozyon direnci @ °C) aşağıdaki parametreler tablosunda, Tablo 3.2, özetlenmiştir. Bu değerler, CES Edupack malzeme seçim programında sınır şartları (limitler) olarak işlenmiştir.

Tablo 3.2: Tork konvertör gerilme parametreleri

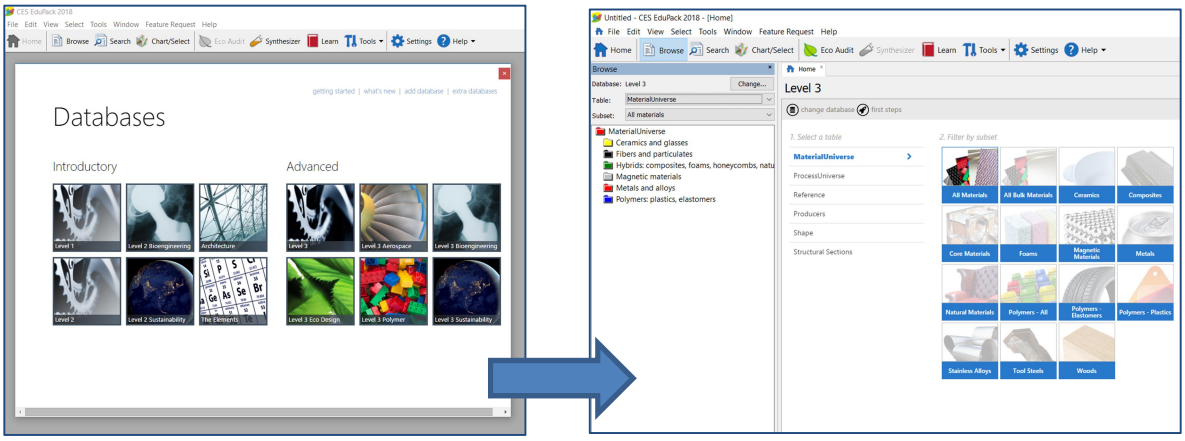
Parametreler	Değerler
Pompa Çevresel Gerilime Değeri, σ_n, MPa	16.8
Pompa Burulma Gerilme Değeri, τ, Mpa	69.0
Pompa Açısal hız Gerilme Değeri, τ, Mpa	86.8
Pompa Termal Gerilme Değeri, σ, Mpa	17.5
Pompa Giriş Torku (Nm)	2302.72
*Akışkan Basıncı (Mpa)	0.4

Tablo 3.2'deki gerilme-stres değerleri standart mukavemet denklemleri kullanılarak belirlenmiş ve süper pozisyon ile toplanmıştır. Tork konvertör sistemi, genellikle 90°C-176°C sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Termal sistem tasarımına göre, stres değeri, termal genleşmeye bağlı gerilme formülü ile hesaplanmıştır.

Tablo 3.3: Giriş yükleri ve akışkan değerleri

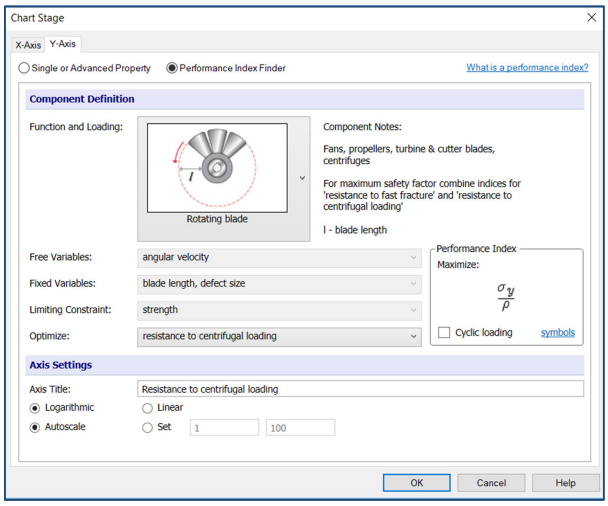
	Teorik Hesaplama	Tasarım Kabulleri
Pompa Giriş Gücü (Bg - Kw)	800Bg – 588KW	800Bg – 588KW
Pompa Giriş Hızı (d/dk - rad/s)	2201 - 230.38	2000 – 209
Pompa Giriş Torku (Nm)	2302.72	2374 - 2998
Akışkan Yoğunluğu (kg/m^3)	830@55°C	830@55°C
Akışkan Basıncı (Mpa)	-	0.4
Akışkan Alanı (m^2)		0.01
Akışkan viskozitesi (Pa.s)	0.0155	0.0159@55°C

CES Edupack programı ilk açılışında çeşitli malzeme sınıfları ve projenin/çalışmanın düzeyine göre çeşitli gruplara ayrılmıştır. Bu proje için Üst Seviye (Advanced) veri tabanı kullanılmıştır. İleriki çalışmalarda, özellikle transit analizde, üst düzey veri tabanı seçilerek daha hassas seçimler yapılabilmektedir. Aşağıdaki Şekil 3.9'da çalışma düzeyi seçimi ve malzeme evrenleri adımları gösterilmiştir.



Şekil 3.12: CES Edupack ileri seviye veri tabanı seçimi ekran görüntüsü

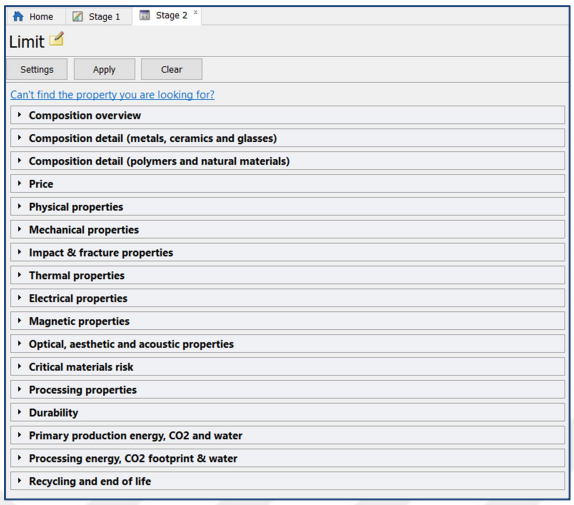
İkinci aşamada, belirlenen performans endekslerine göre, kayma gerilmesi, termal gerilim, açısal hıza göre gerilmeler ve basınca bağlı gerilmeler ile malzeme densitesine göre grafikler oluşturulmuştur. Performans endeksi eğrisi ilgili formül ile oluşturularak, eğri altında kalan, gerekli sınır şartlarını sağlamayan, malzemelerin elenmesi sağlanmıştır. Grafik oluşturulurken, CES Edupack programında olan, yük ve fonksiyon değeri pompa-türbin kanatçık olarak seçilmiştir.



Şekil 3.13: Türbin, pompa, statör için stres-densite grafiği oluşturma

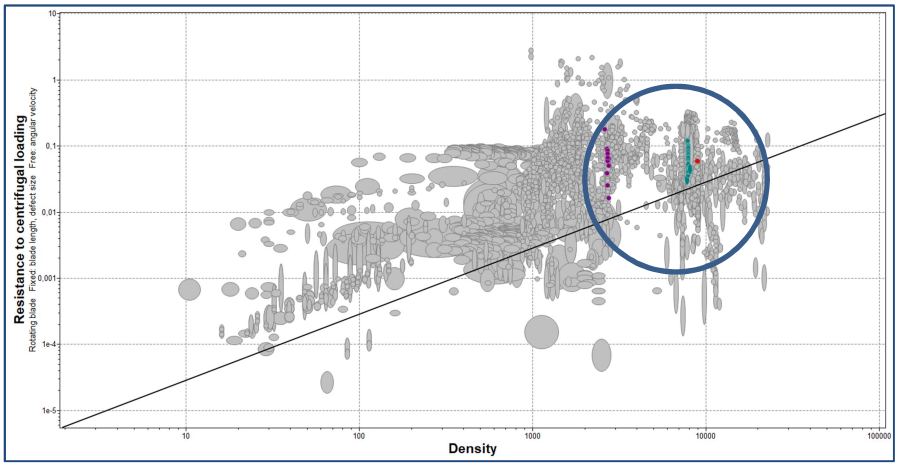
Bileşen tanımlarını oluşturma aşamasından sonra çıkan grafikte eleme yapılabilmesi için limitlerin (sınır şartlarının) girilme işlemleri aşağıdaki görselde de belirtilen “Limit”

sekmesinden yapılmıştır. Limitler; akma mukavemeti, çalışma min-max sıcaklıkları, üretim şekilleri, çalışma ortamı (asit, alkali vb..) değerleri girilmiştir.



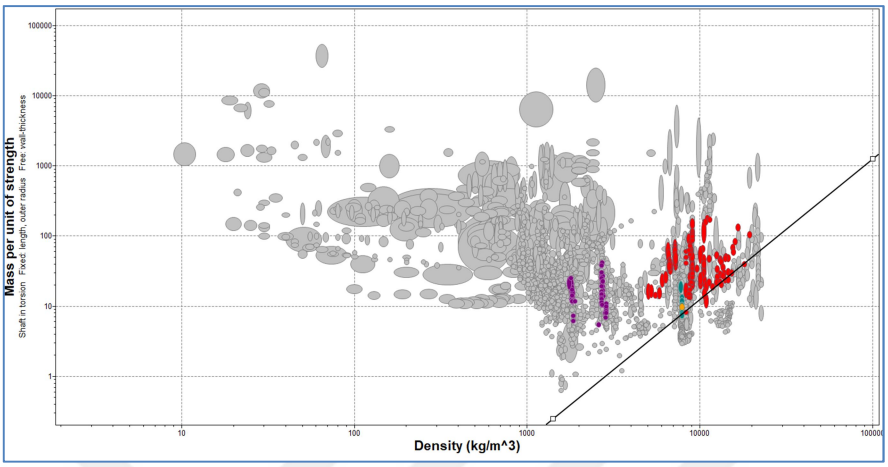
Şekil 3.14: Sınır şartları giriş sekmesi

Tüm limitler, grafik tipi, bileşen tanımı girişleri yapıldıktan sonra 3985 malzeme seçeneği 44 adete indirilmiştir. Alüminyum alaşımları, karbon çeliği, bakır alaşım ve paslanmaz çelikler olmak üzere 4 ana kategori seçilebilmektedir, Şekil 3.12'de daire içindeki bölgede gösterilmiştir.

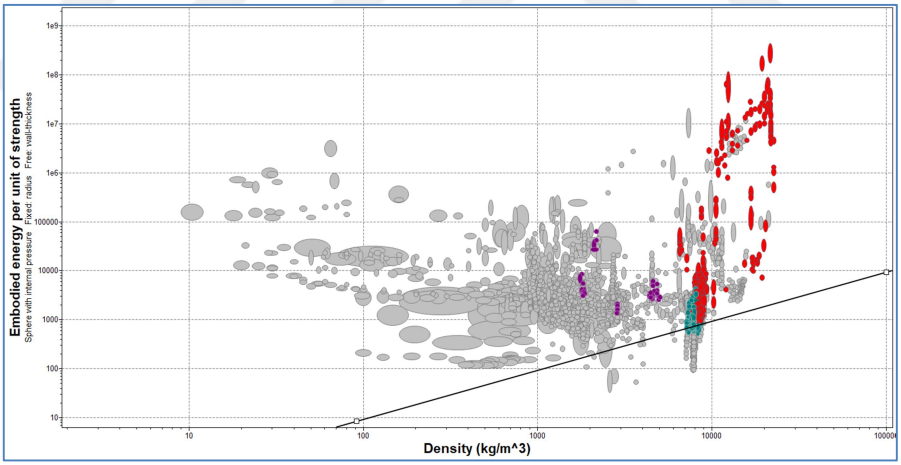


Şekil 3.15: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f_3(M_w)} = \frac{\sigma_f}{\rho}$ performans endeksine göre

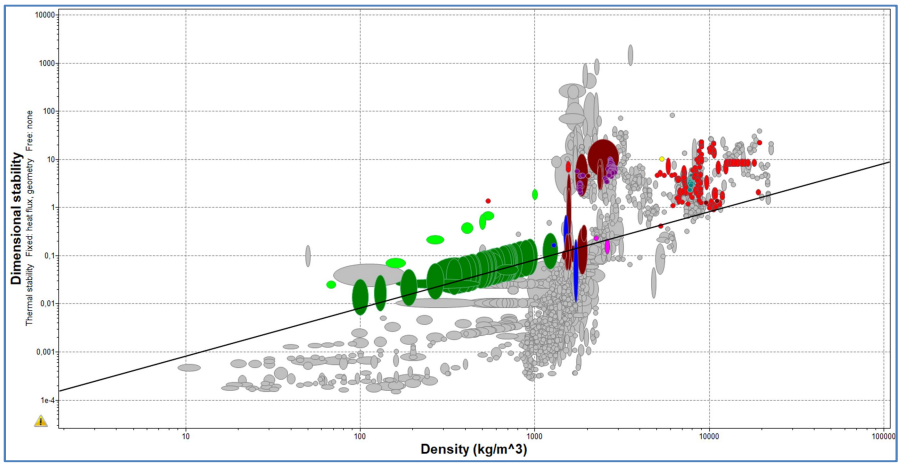
Diğer performans endekslerine göre aynı işlemler uygulanarak yukarıdaki gibi ilgili malzeme elemesi ve grafik değerleri oluşturulmuştur.



Şekil 3.16: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f_3(M_T)} = \frac{\tau_f^{2/3}}{\rho}$ performans endeksine göre



Şekil 3.17: Gerilim – Densite grafiği, $\boldsymbol{f_3(M_T)} = \frac{\sigma_f}{\rho}$ performans endeksine göre



Şekil 3.18: Termal genleşme – Densite grafiği, $\boldsymbol{f_3(M_{Th})} = \frac{\boldsymbol{\lambda}}{\boldsymbol{\alpha}}$ performans endeksine göre

CES Edupack malzeme seçim programında, performans endeksleri ve limitlere göre oluşturulan grafiklerde, fonksiyon eğrisi üzerinde kalan tüm malzemeler, belirlenen özelliklerde çalışacak tork konvertörde kullanılabilmektedir. Açısal hıza bağlı kayma gerilmeleri, termal genleşmeler, iç basınca bağlı gerilmeler, torktan kaynaklı kayma gerilmeleri doğrultusunda aşağıdaki Tablo 3.4'te aday malzemeler listelenmiştir.

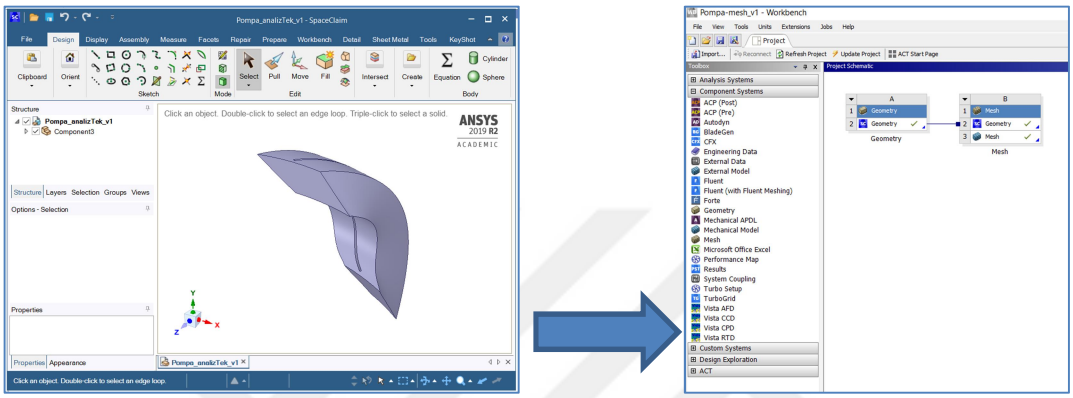
Tablo 3.4: Aday malzemeler tablosu

Malzeme Adı	Densite (kg/m^3)	Fiyat (TL)	Elastisite Modülü GPa	Kayma Gerilmesi, GPa	Otomotiv
Alüminyum 2036 T4	$2,72x10^3$	7,66	69	28	Uygun
Karbon çeliği AISI 1040	$7,8x10^3$	2,38	208	80	Uygun
Düşük al. Çelik AISI 4140	$7,8x10^3$	2,57	208	80	Uygun
Magnezyum ASTM 9980A	$1,73x10^3$	7,29	44	16	Uygun
Çinko-Bakır-Titanyum 3130	$7,12x10^3$	8,54	90	35	Uygun
Paslanmaz Çelik AISI 201	$7,7x10^3$	6,93	193	75	Uygun

Karbon çeliği malzemesi, pompa ve türbin parçalarında, Alüminyum alaşımı, statör parçasında uygulanarak, analiz işlemlerine geçilecektir.

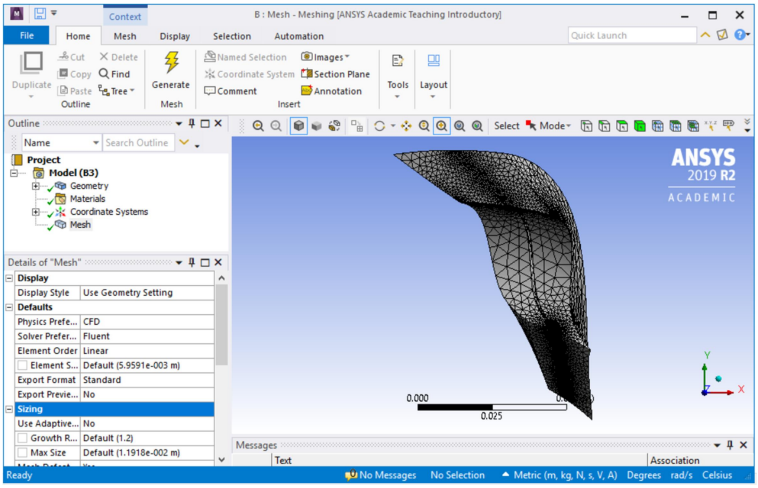
3.3. TORK KONVERTÖR CFD ANALİZ MODELLEME VE SİMULASYON

Tek akış alanı (tek kanatçık & çevresindeki akışkan) analizi, ANSYS FLUENT (Academic) CFX programı ile gerçekleştirilmiştir. Solidworks programında tasarlanan kanatçık geometrileri, Ansys Workbench modülünün SpaceClaim eklentisi ile aktarılmıştır. Aktarılan geometrileri, Ansys Workbench modülünde açarak mesh (ağ-kafes yapısı) oluşturulmuştur.



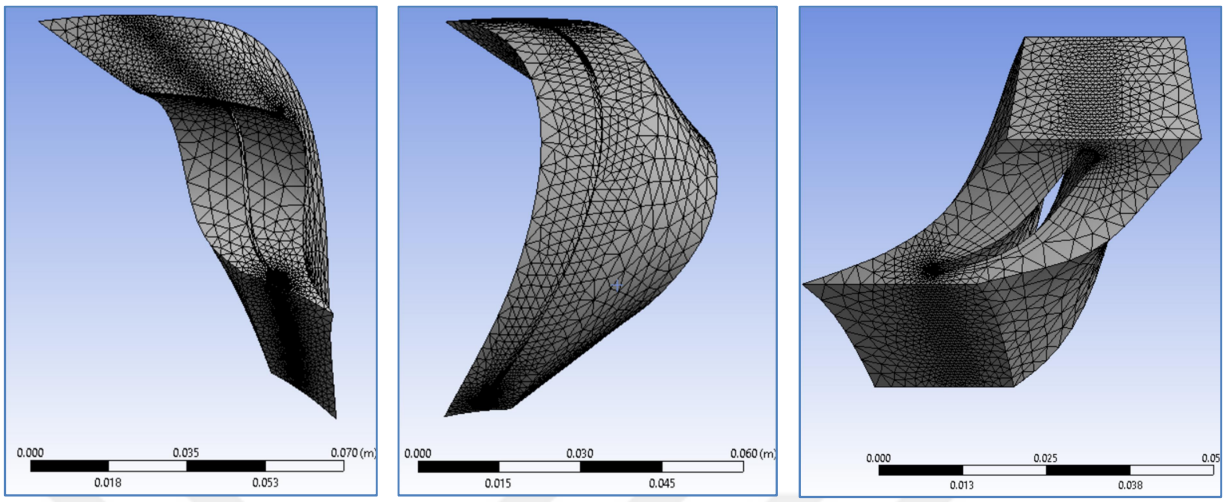
Şekil 3.19: Ansys Workbench Katı Model aktarma ve mesh tel kafes oluşturma

Mesh oluşturma aşamasında, fiziksel model olarak CFD tip, çözümleyici model olarak Fluent seçilmiş ve tel kafes boyutlandırması program üzerinde otomatik olarak alınmıştır. 47745 nod ve 250397 element ile mesh-tel kafes oluşturulmuştur.



Şekil 3.20: Mesh parametreleri

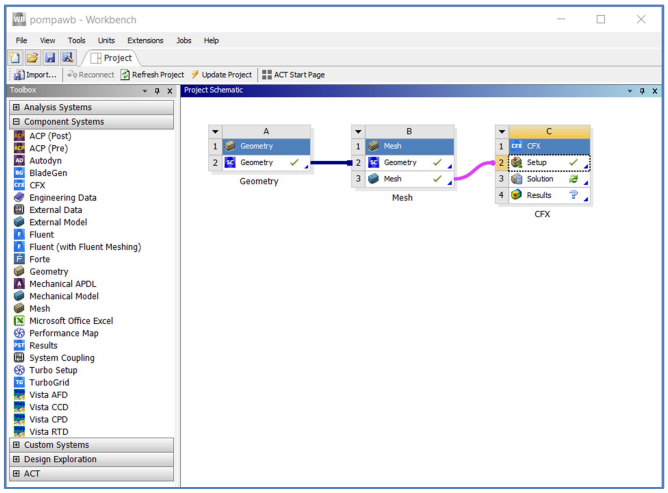
a) b) c)



Şekil 3.21: Ansys Workbench Mesh oluşturma (a) Popmpa, (b) Türbin, (c) Statör

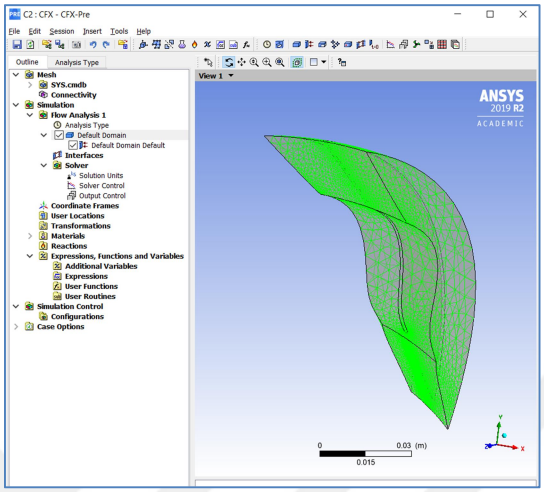
Türbin kanatçık – tekil akış alanı mesh-tel kafes oluştururken, “refinement” komutu kullanarak, ince kanatçık geometri etrafında daha hassas kafes örülmüştür, nod 161501, element 852315 olarak belirlenmiştir.

Statör kanatçık – tekil akış alanında, kanat kesitinin uçak kanatı (air-foil) şeklinde bir geometriye sahip olması sebebi ile “inflation” komutu ile hassas mesh oluşturulmuş, nod 31651, element 101703 olarak hesaplanmıştır.



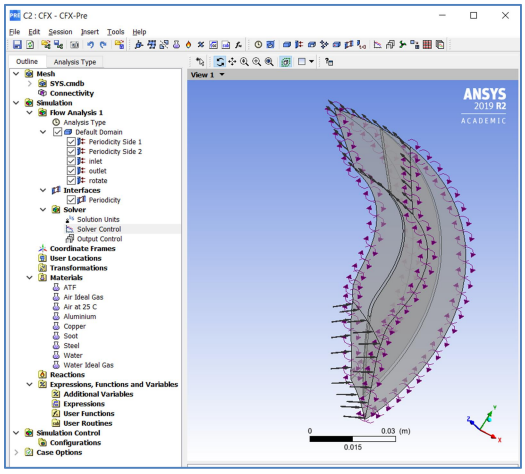
Şekil 3.22: Pompa Ansys Workbench CFX analiz oluşturma aşamaları

Ansys Workbench ekranında sırasıyla, geometri, mesh (tel kafes), CFX model sistemi birbirlerine bağlantılı biçimde, Toolbox sekmesinden seçilerek oluşturulmuş ve aşağıdaki şekilde CFX modülünde tanımlanması için aktarılmıştır.



Şekil 3.23: Pompa Ansys CFX hazırlık ekranı

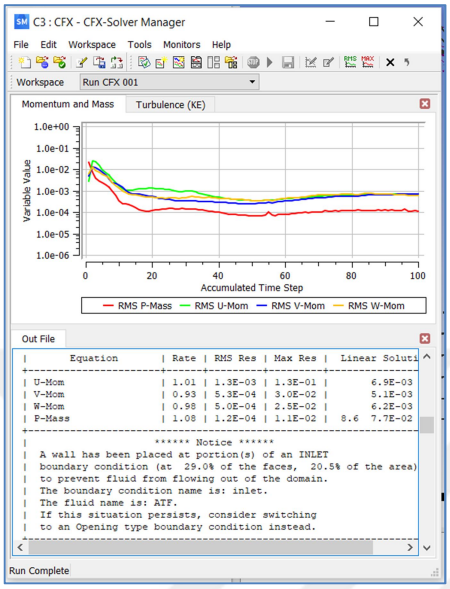
Hesaplama alanı (domain) oluşturmak için öncelikli olarak, Ansys Academic CFX'te bulunmayan transmisyon akışkanı (ATF) akışkan malzeme listesine, Ek-4'deki özellikleri ile eklenmiştir. Akışkan girişleri ve çıkışları, dönme işlemi periyodik gerçekleşen yüzeyler ve dönme giriş hızı ile çözümleyicinin özellikleri, 100 iterasyon ve standart olacak şekilde tanımlanmıştır.



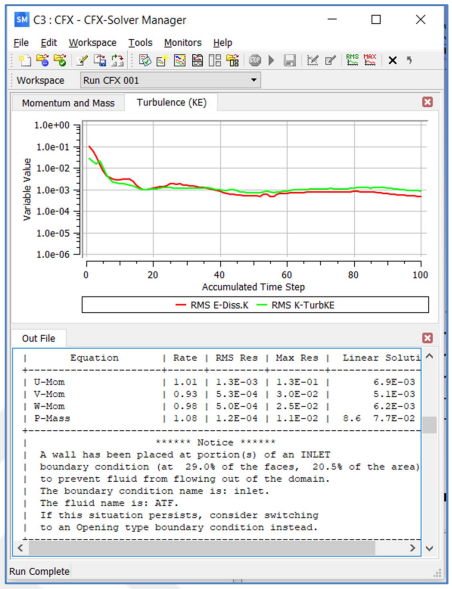
Şekil 3.24: Pompa analiz giriş – çıkış, periyodlar, giriş dönme hızı, çözümleyici tanımlanması

Tüm değerler tamamlandıktan sonra, ana Ansys Workbench ekranından “solution” sekmesi ile “solver manager” modülü aktive edilerek, iterasyon başlatılmış ve aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

a)

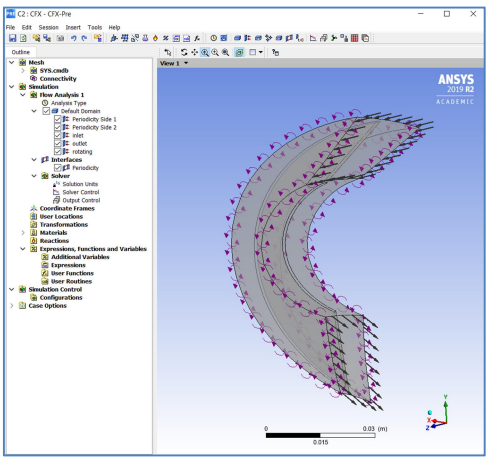


b)



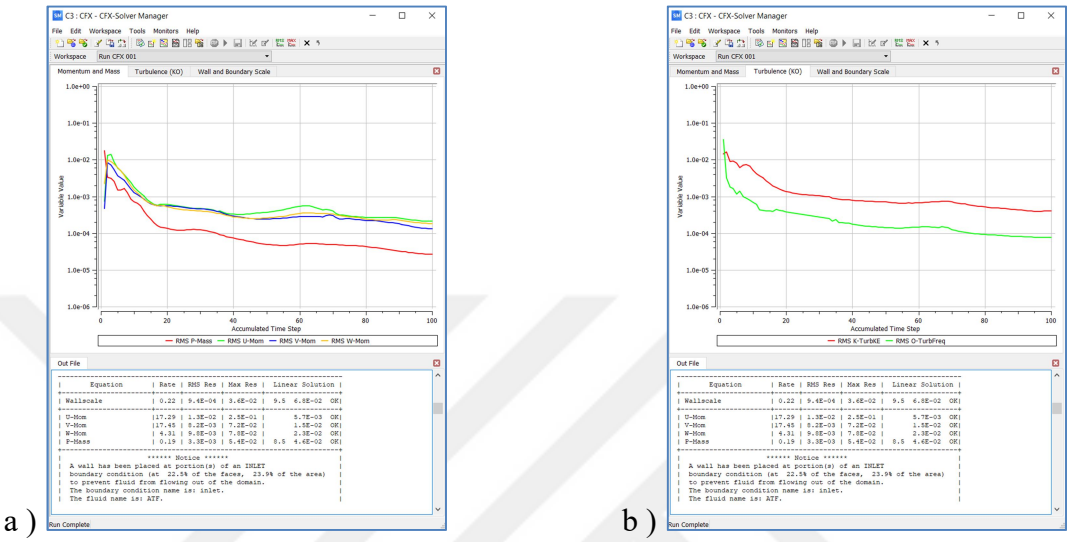
Şekil 3.25: Pompa CFX analizini çözüm aşaması (a) Momentum, (b) Türbülans değerleri

Yukarıdaki aşamaların tümü, türbin ve statör parçaları için ve eş zamanlı olacak şekilde tekrarlanmış ve son çözüm değerleri oluşturulmuştur. Tüm elemanlara ait değerler, grafik, tablo veya görsel ile bulgular bölümünde gösterilecektir.



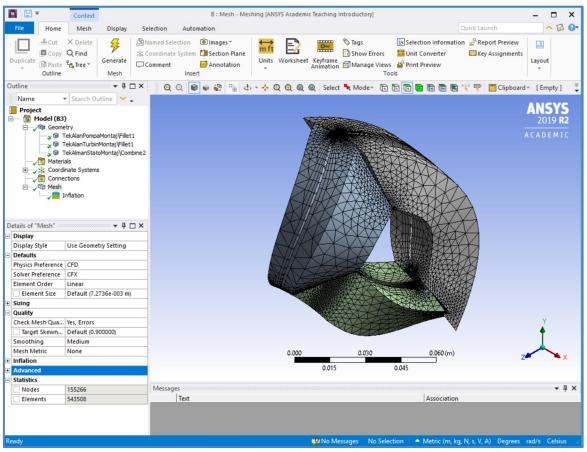
Şekil 3.26: Türbin analiz giriş – çıkış, periyodlar, giriş dönme hızı, çözümleyici tanımlanması

Türbin için de tüm değerler tamamlandıktan sonra, ana Ansys Workbench ekranından “solution” sekmesi ile “solver manager” modülü aktive edilerek, iterasyon başlatılmış ve aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Türbin kanatçık tanımlamalarında, kanatçık giriş bölgesi üst, çıkış bölgesi alt yüzeylerdir.



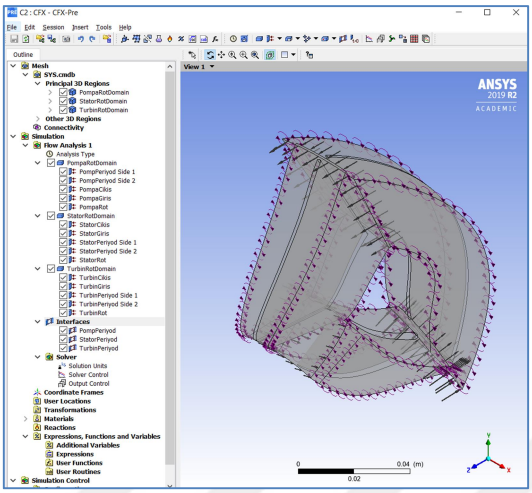
Şekil 3.27: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Momentum, (b) Türbülans değerleri

Tek kanat akış alan parametreleri hazırlıkları sonrasında, tork konvertörün tek kanat montaj akış alanını oluşturarak analize hazırlık aşamasında mesh- tel kafes örme işlemi tamamlanmıştır, toplam 155266 nod ve 543508 element orta kalitede oluşturulmuştur.



Şekil 3.28: Tork Konvertör tek kanatçıklı montaj mesh- tel kafes oluşturma

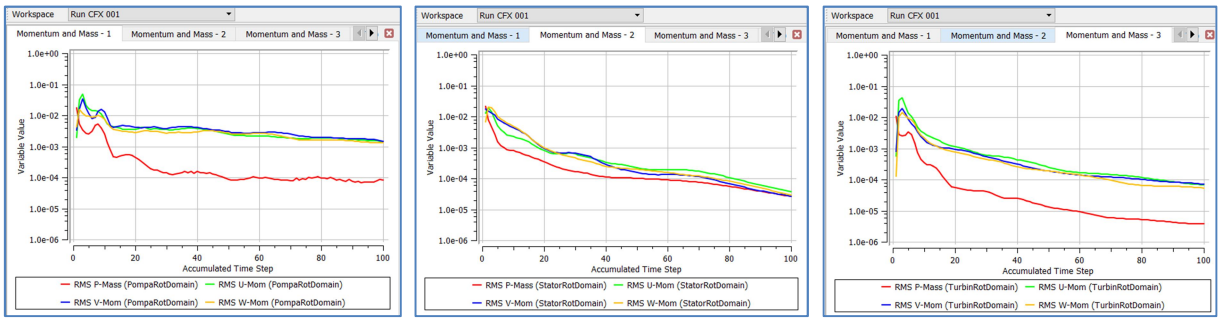
Tek kanat montaj sisteminin, sınır koşulları, dönüş hızları, periyodları ve sistemdeki giriş-çıkış duvar bağlantıları oluşturularak çözümlemeye hazır hale getirildi.



Şekil 3.29: Tork Konvertör Tek Kanatçıklı tüm elemanların sınır şartları ve parametreleri girişi

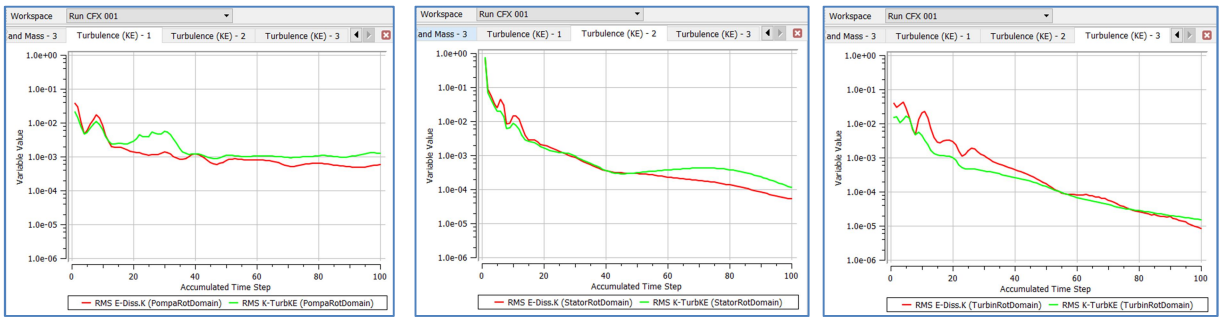
Tüm sistem için de tüm değerler tamamlandıktan sonra, ana Ansys Workbench ekranından “solution” sekmesi ile “solver manager” modülü aktive edilerek, iterasyon başlatılmış ve aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

a) b) c)



Şekil 3.30: CFX analizini çözüm aşaması Momentum (a) Pompa, (b) (Statör), (c) Türbin

a) b) c)



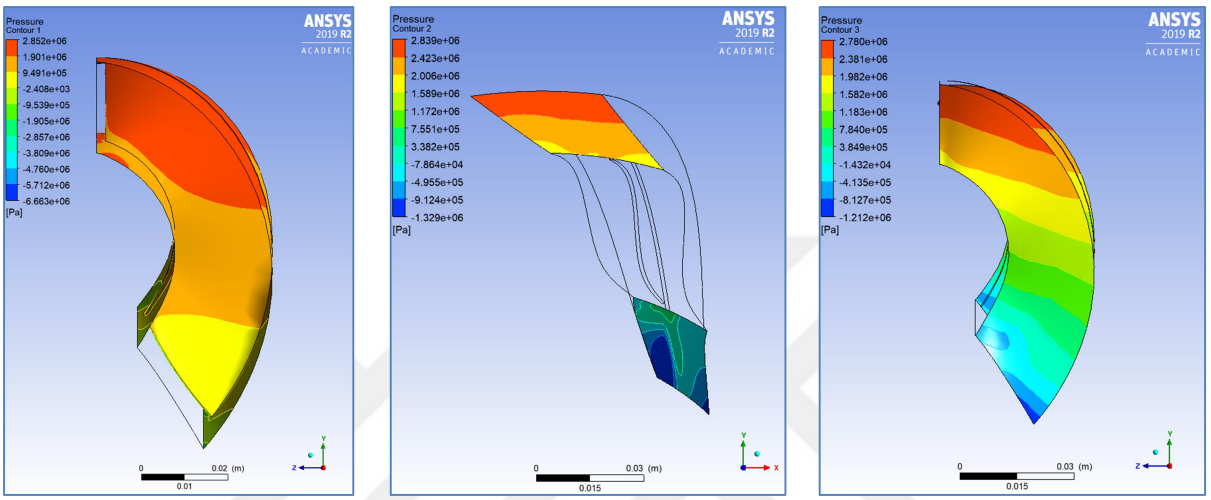
Şekil 3.31: CFX analizini çözüm aşaması Türbülans (a) Pompa, (b) (Statör), (c) Türbin

Tek eleman tek kanatçık ve tüm sistem tek kanatçıklı yapı analiz aşamasına hazırlanmış ve çözümleyiciye ilgili iterasyon sayısı girilerek bulgular oluşturulmuştur. Tüm iterasyon ve çözüm süresi toplam 22 saat sürmüştür.

4. BULGULAR

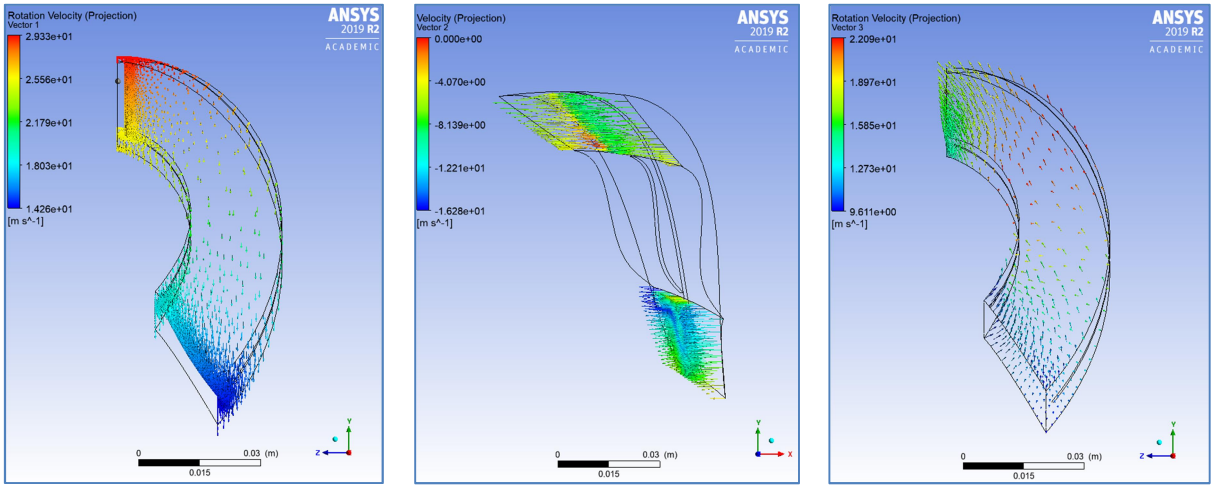
4.1. POMPA ANALİZ SONUÇLARI

a) b) c)



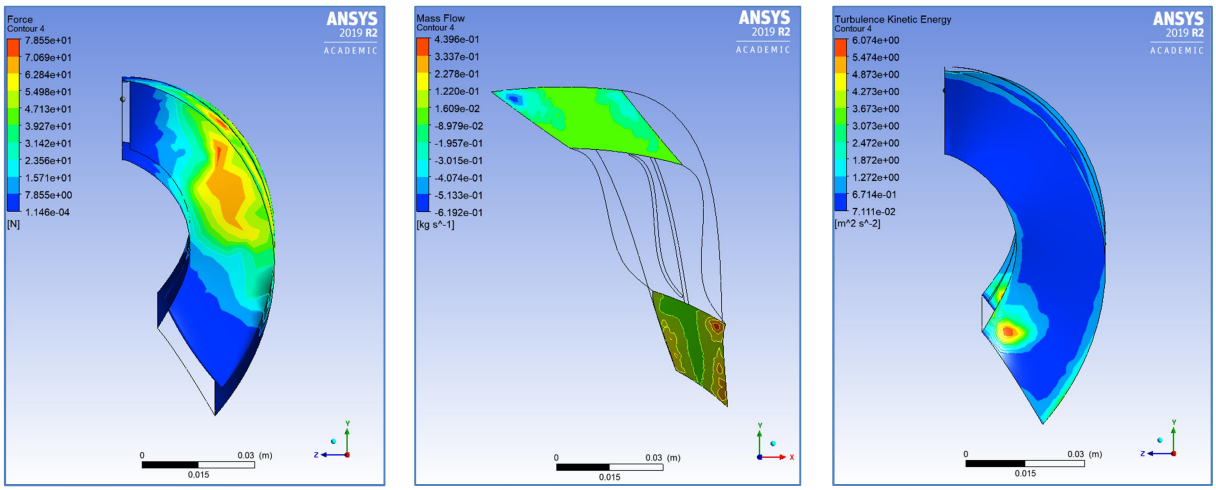
Şekil 4.1: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı

a) b) c)



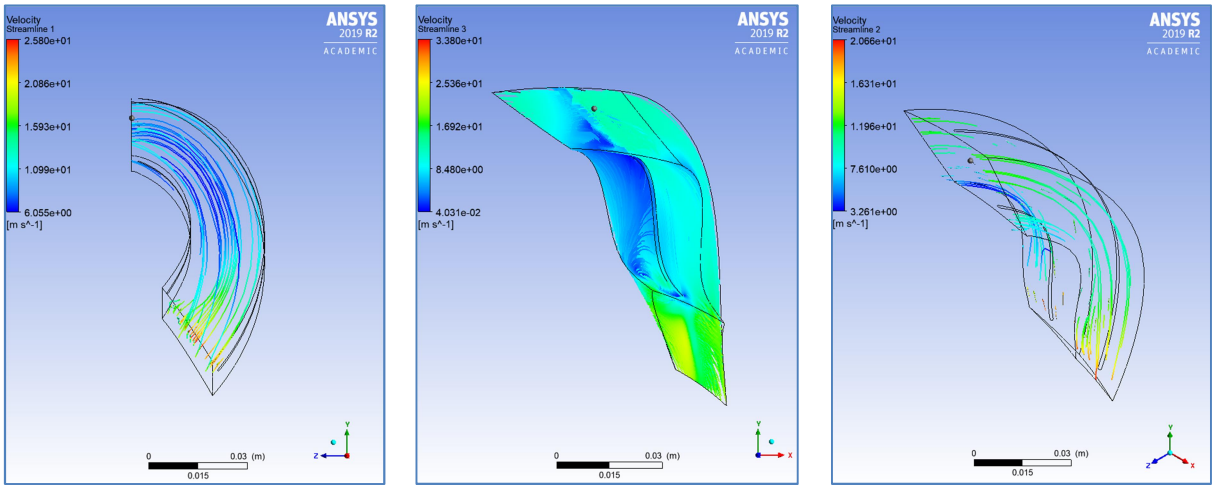
Şekil 4.2: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı

a) b) c)



Şekil 4.3: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi

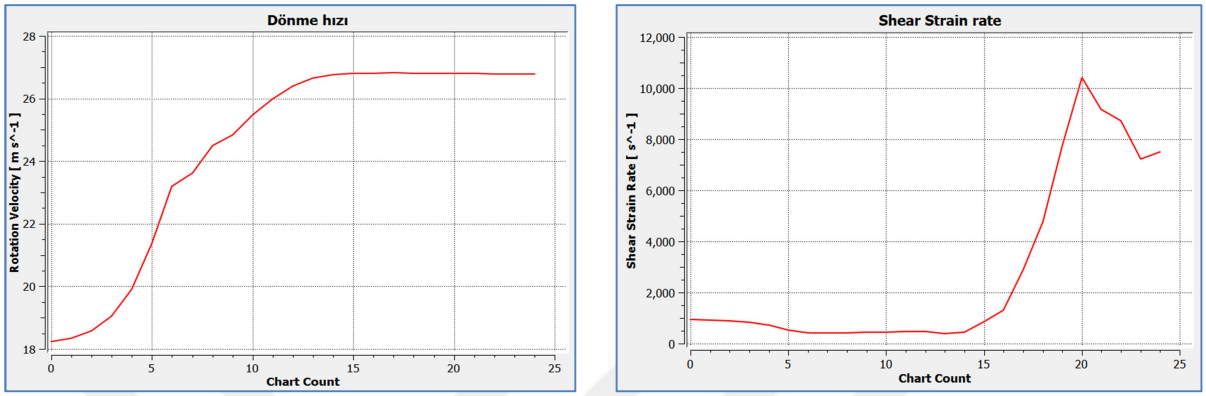
a) b) c)



Şekil 4.4: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı

Pompa üzerindeki akış alanı içerisinde periyodik çözümlenen kanatçık bölgesinin tork ve kuvvet tablosu aşağıda eklenmiştir.

a) b)



Şekil 4.5: Pompa CFX analizini çözüm aşaması (a) Dönme Hızı, (b) Kayma Gerinimi değerleri

Tablo 4.1: Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri

Hesaplama Alanı	Kuvvet Tipi	X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	-1033.5	2112.1	-1861.2
	Akışkan Kuvveti	-8.4952	15.583	2.8182
	Toplam Kuvvet	-1042	2127.7	-1858.4
	Basınç Torku	-186.82	66.427	94.831
	Akışkan Torku	1.0102	0.18863	1.3996
	Toplam Tork	-185.81	66.615	96.231

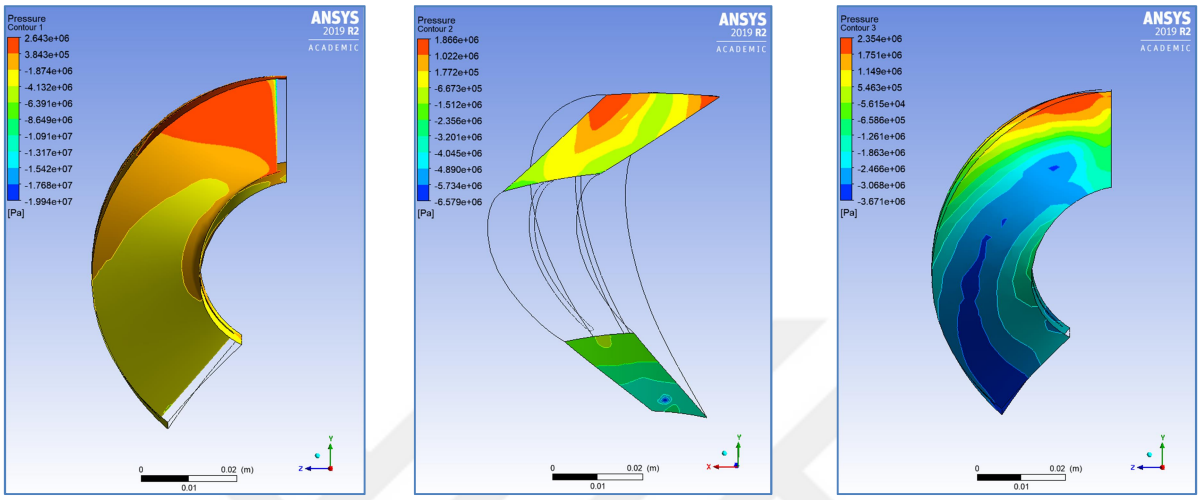
Tablo 4.2: Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri

Hesaplama Alanı	Alan Tipi	Akış Debisi	Momentum		
			X Ekseni	**Y Ekseni**	**Z Ekseni**
Giriş	Sınır	34.984	-404.69	402.79	-176.87
Çıkış	Sınır	-35	244	-10.436	-1682
Kanatçık	Sınır	0	1042	-2127.7	1858.4
Periyodik Alan1	Alan ortak yüzeyi	8.566	-2484.8	-663.08	-710.48
Periyodik Alan2	Alan ortak yüzeyi	-8.566	2229.5	1283.4	710.41

4.2. TÜRBİN ANALİZ SONUÇLARI

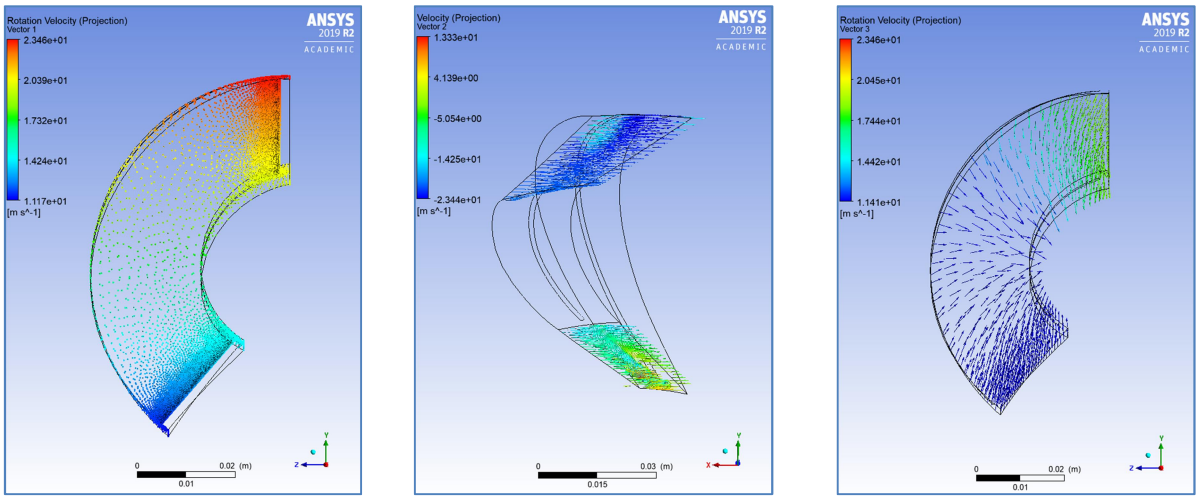
4.2.1. SR:0.8 Hız Oranına Göre 1600d/dk. Dönüş Hızı Sonuçları

a) b) c)



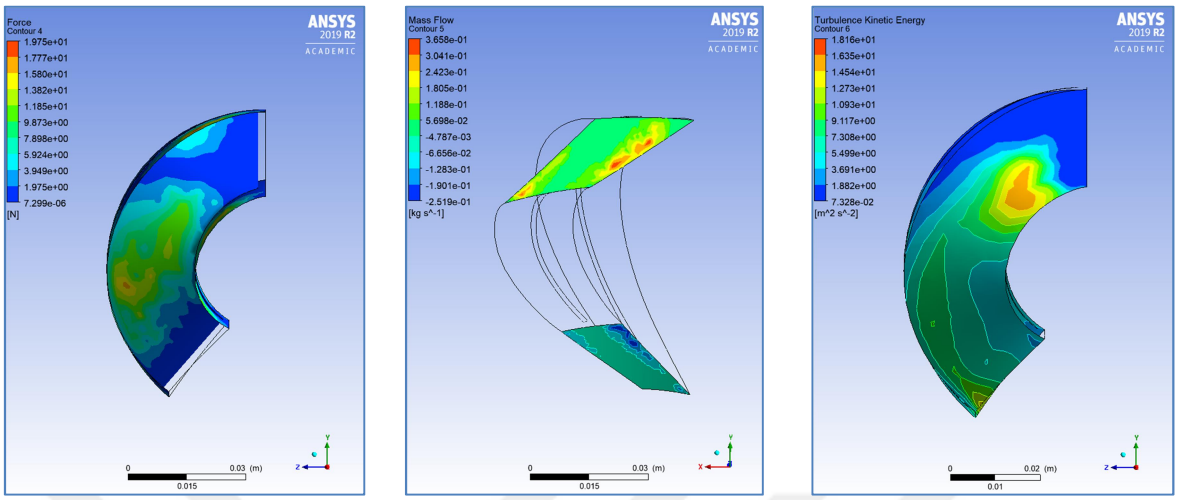
Şekil 4.6: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı

a) b) c)



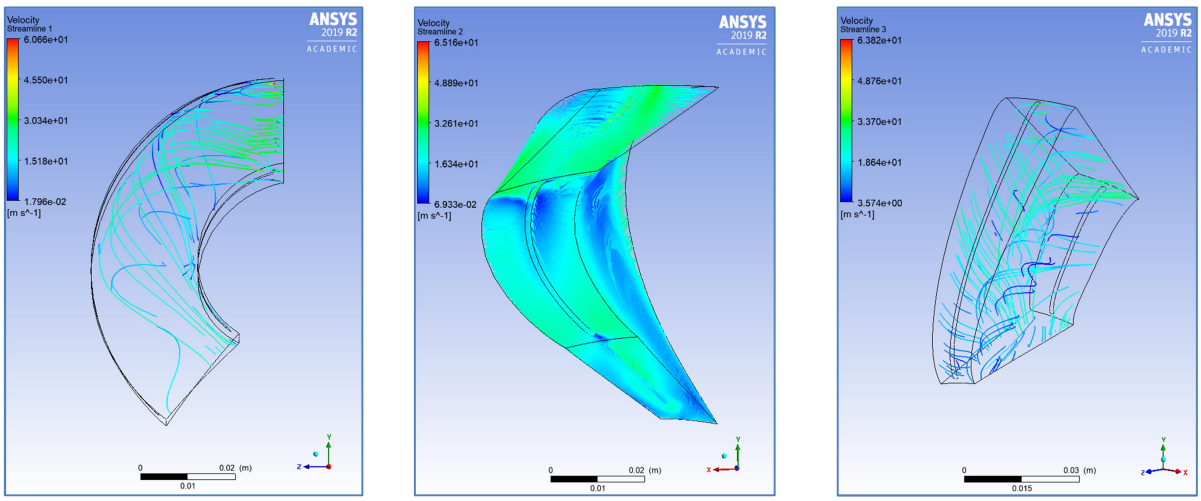
Şekil 4.7: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı

a) b) c)



Şekil 4.8: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi

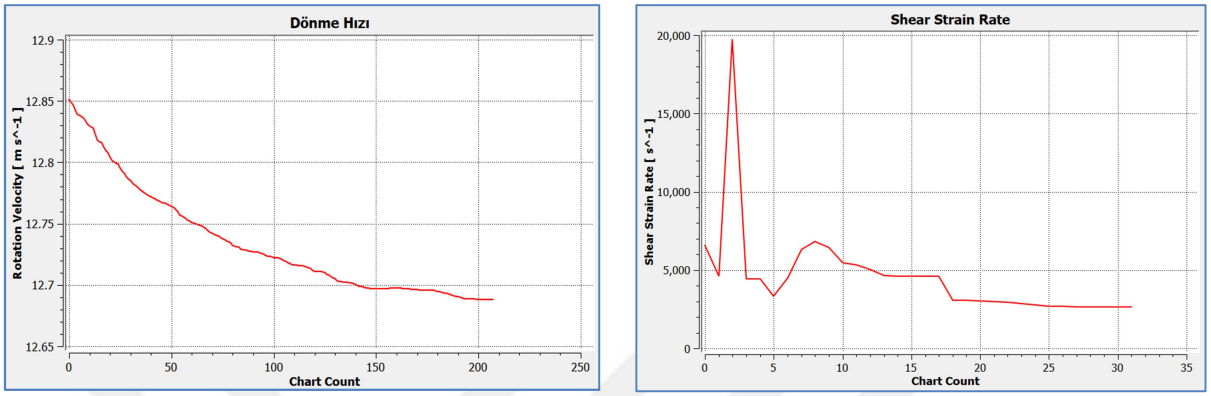
a) b) c)



Şekil 4.9: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı

SR:0,8 oranında türbin üzerindeki akış alanı içerisinde periyodik çözümlenen kanatçık bölgesinin tork ve kuvvet tablosu aşağıda eklenmiştir.

a) b)



Şekil 4.10: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri

Tablo 4.3: SR:0.8 Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri

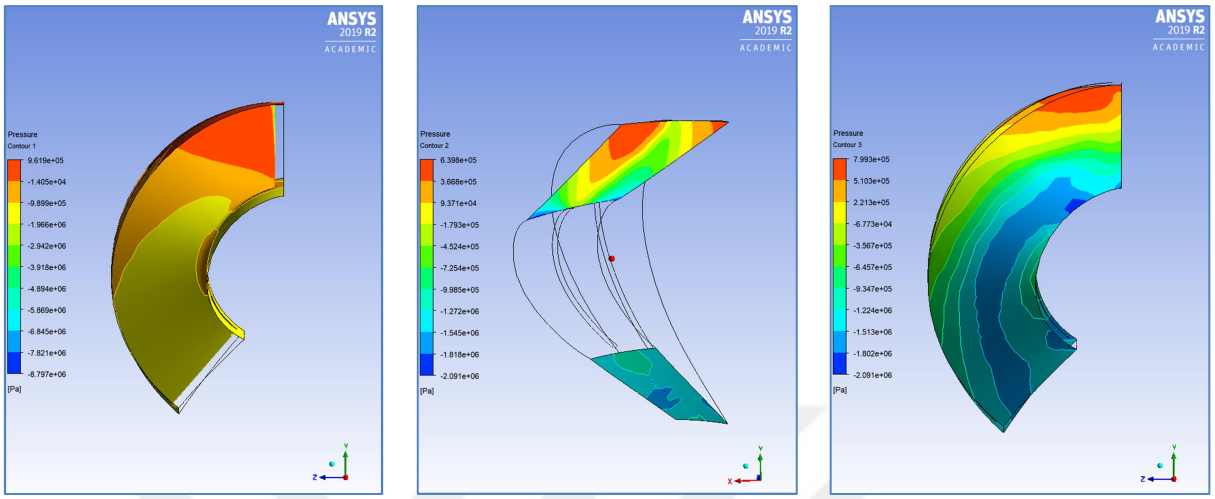
Hesaplama Alanı	Kuvvet Tipi	X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	15.412	87.749	122.67
	Akışkan Kuvveti	-9.5504	-32.368	0.65247
	Toplam Kuvvet	5.8615	55.382	123.32
	Basınç Torku	31.995	-12.068	18.998
	Akışkan Torku	1.1911	-0.17747	0.42606
	Toplam Tork	33.186	-12.245	19.425

Tablo 4.4: SR:0.8 Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri

Hesaplama Alanı	Alan Tipi	Akış Debisi	Momentum		
			X Ekseni	**Y Ekseni**	**Z Ekseni**
Giriş	Sınır	35.001	-755.33	64.148	482.72
Çıkış	Sınır	-35	216.65	-176.47	-358.42
Kanatçık	Sınır	0	-5.8615	-55.382	-123.32
Periyodik Alan1	Alan ortak yüzeyi	-12.292	-2064.8	481.83	-1309.1
Periyodik Alan2	Alan ortak yüzeyi	12.292	1946.5	-843.36	1307.7

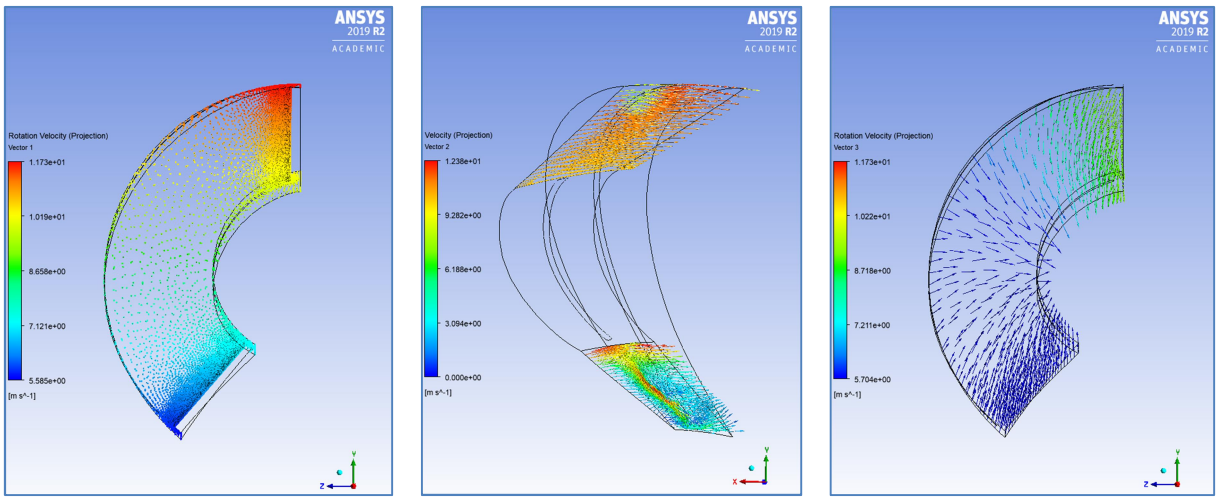
4.2.2. SR:0.4 Hız Oranına Göre 800d/dk. Dönüş Hızı Sonuçları

a) b) c)



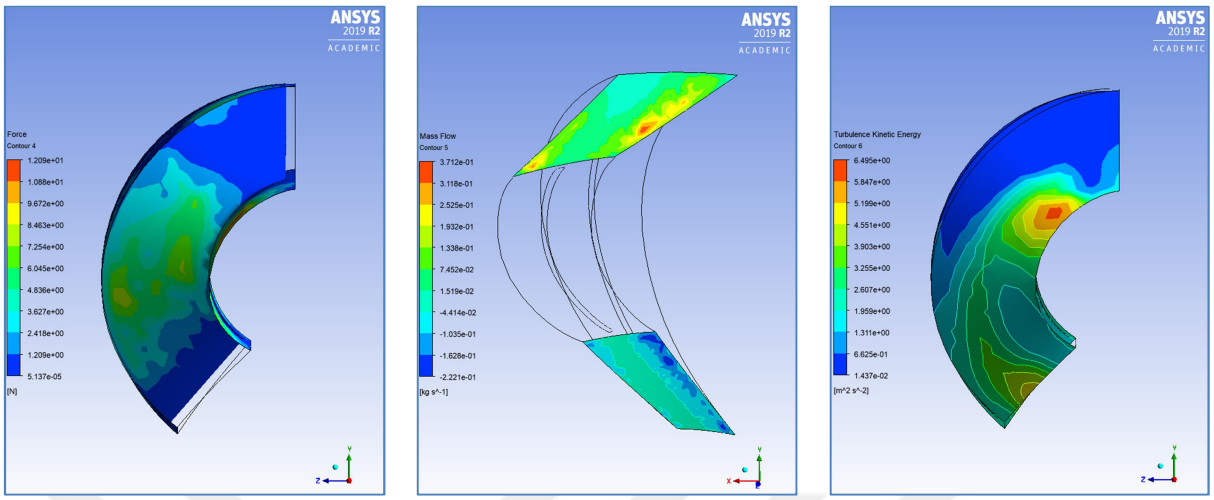
Şekil 4.11: (a) Kanatçık Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı

a) b) c)



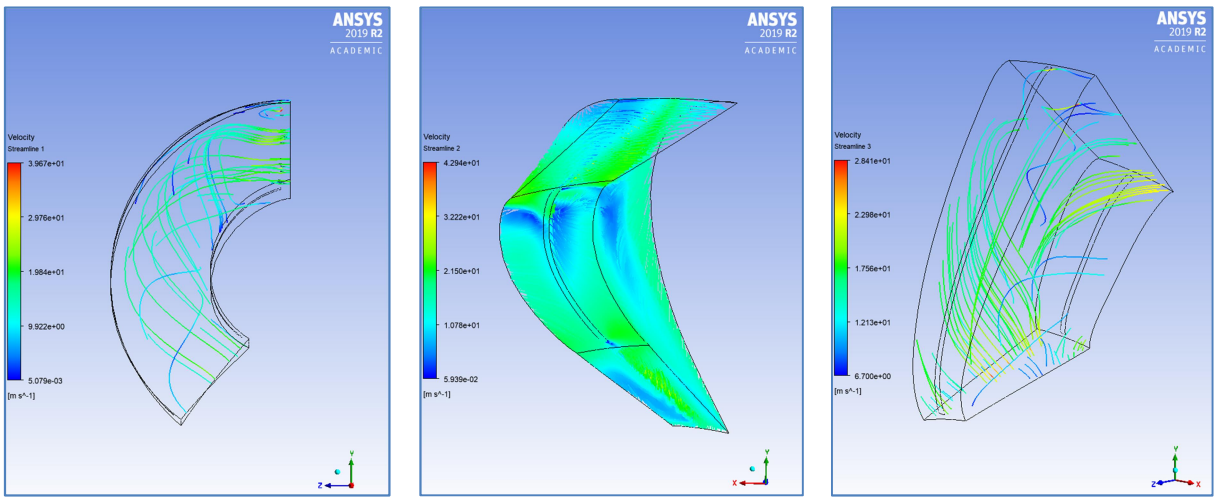
Şekil 4.12: (a) Kanatçık Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı

a) b) c)



Şekil 4.13: (a) Kanatçık Yükü; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi

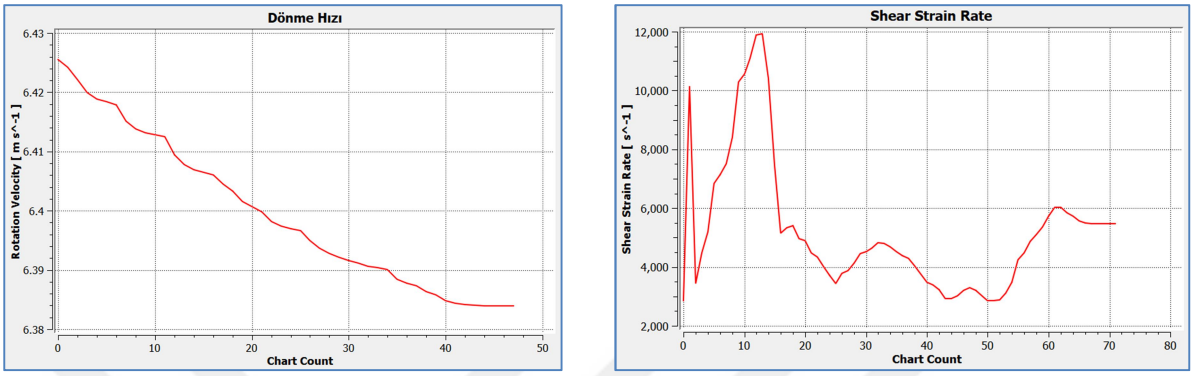
a) b) c)



Şekil 4.14: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı

SR:0,4 oranında türbin üzerindeki akış alanı içerisinde periyodik çözümlenen kanatçık bölgesinin tork ve kuvvet tablosu aşağıda eklenmiştir.

a) b)



Şekil 4.15: Türbin CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri

Tablo 4.5: SR:0.4 Hesaplama alanı Kuvvet ve Tork Değerleri

Hesaplama Alanı	Kuvvet Tipi	X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	68.742	-26.846	436.24
	Akışkan Kuvveti	-8.6787	-20.571	-1.222
	Toplam Kuvvet	60.063	-47.417	435.01
	Basınç Torku	54.823	-7.8125	3.6159
	Akışkan Torku	0.62449	-0.22819	0.5343
	Toplam Tork	55.448	-8.0407	4.1502

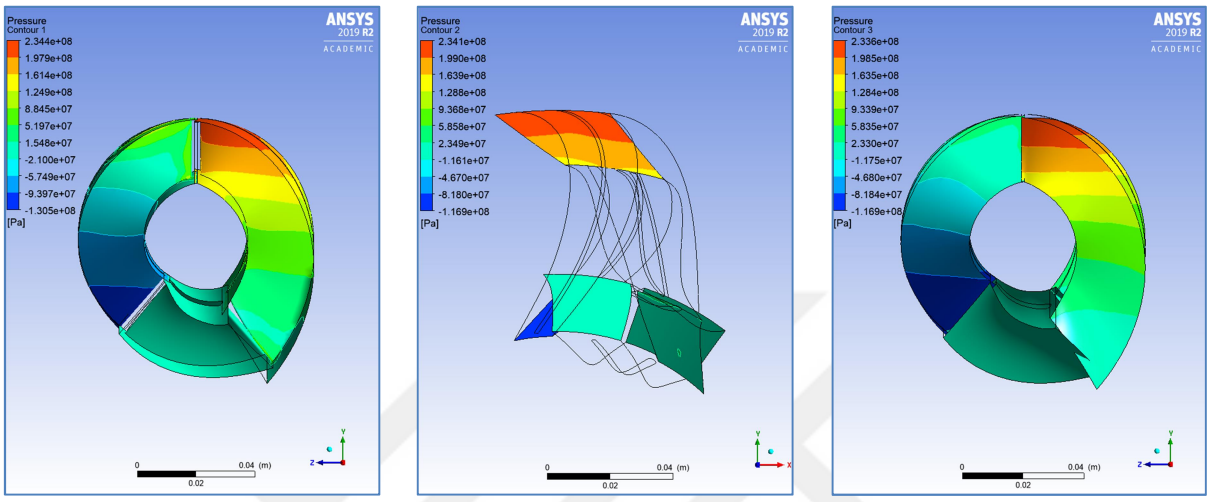
Tablo 4.6: SR:0.4 Hesaplama alanı Debi ve Momentum Değerleri

Hesaplama Alanı	Alan Tipi	Akış Debisi	Momentum		
			X Ekseni	**Y Ekseni**	**Z Ekseni**
Giriş	Sınır	35.001	-376.74	33.937	412.15
Çıkış	Sınır	-35	167.63	41.24	24.188
Kanatçık	Sınır	0	-60.067	47.419	-435.01
Periyodik Alan1	Alan ortak yüzeyi	-5.4909	-1233.2	160.42	-715.09
Periyodik Alan2	Alan ortak yüzeyi	5.4909	1185.6	-378.34	713.87

4.3. TORK KONVERTÖR MONTAJ ANALİZ SONUÇLARI

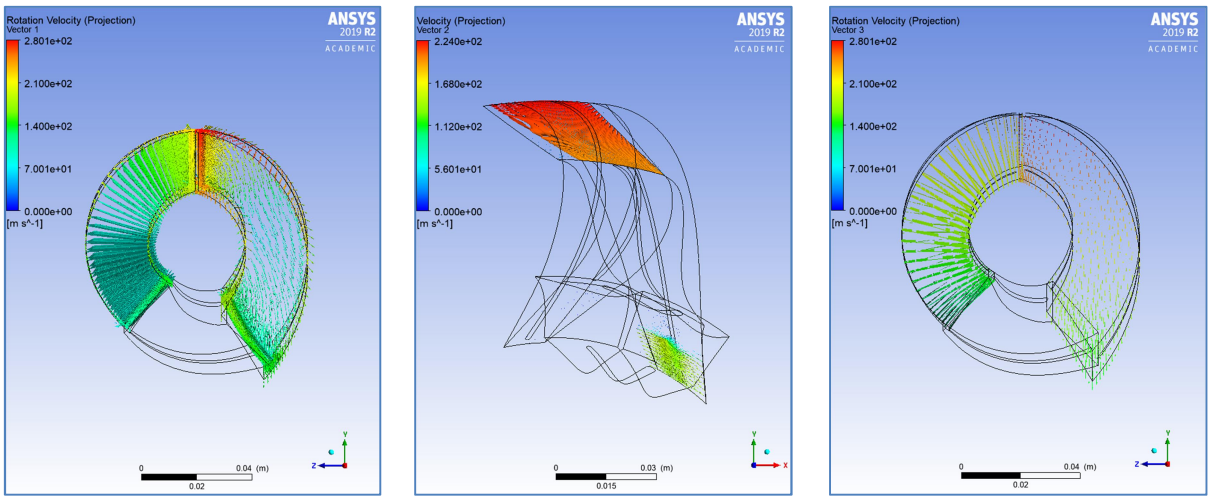
4.3.1. SR:0.8 ωP:2000d/dk. & ωT:1600d/dk.

a) b) c)



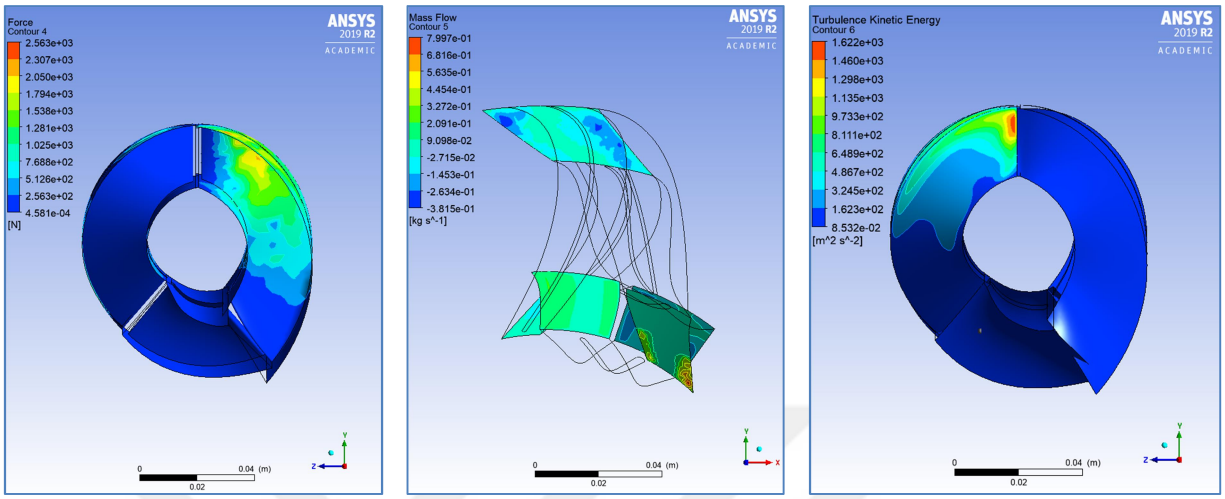
Şekil 4.16: (a) Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı

a) b) c)



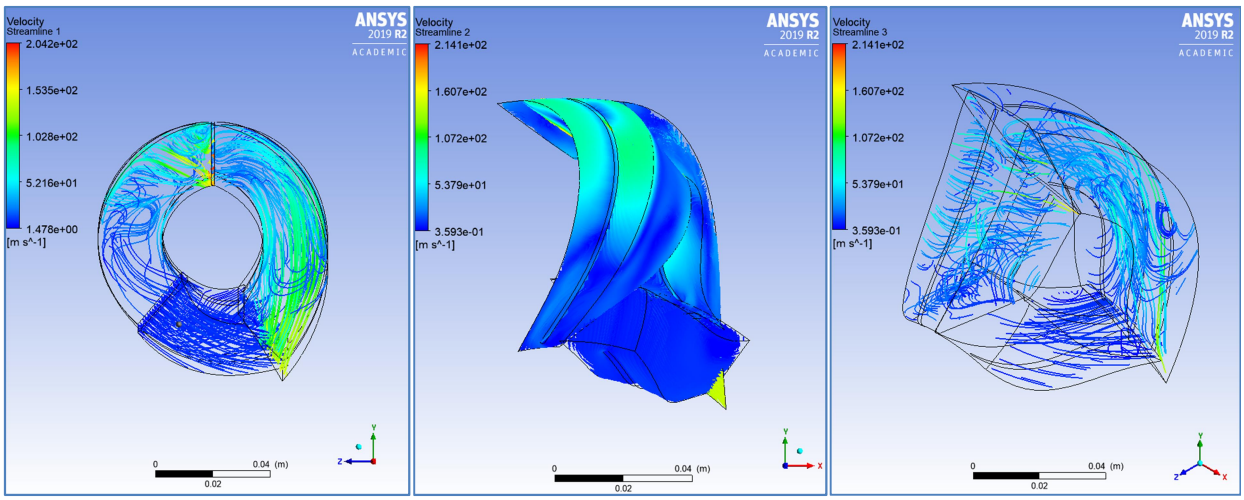
Şekil 4.17: (a) Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı

a) b) c)



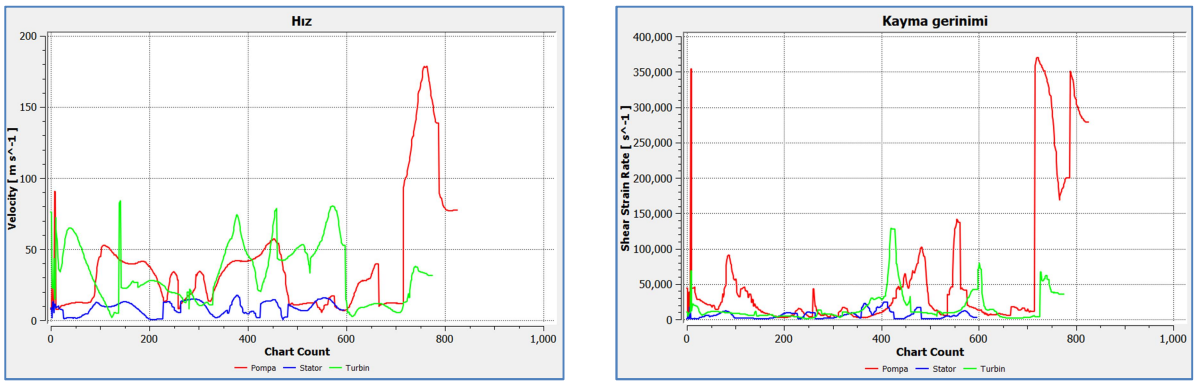
Şekil 4.18: (a) Kuvvetler; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi

a) b) c)



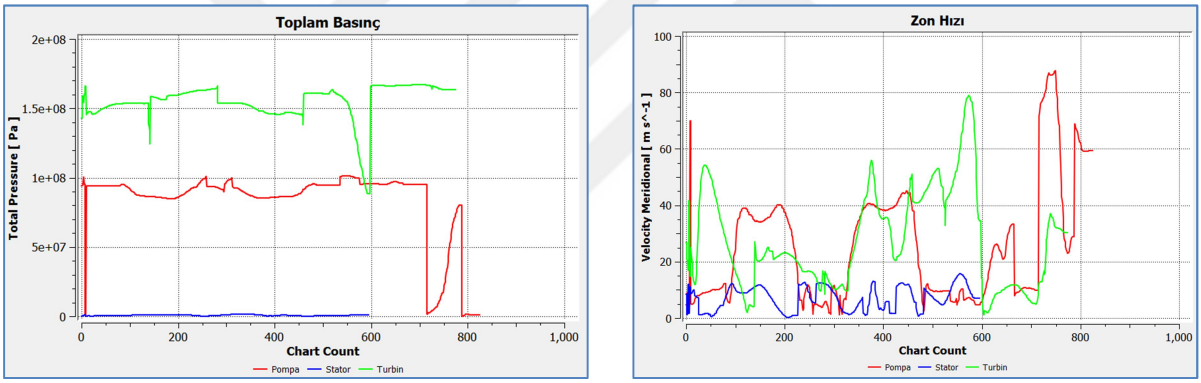
Şekil 4.19: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı

a) b)



Şekil 4.20: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri

a) b)



Şekil 4.21: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Toplam Basınç, (b) Meriyonal Hız değerleri

Tablo 4.7: SR:0.8 Montaj Kuvvet ve Tork Değerleri

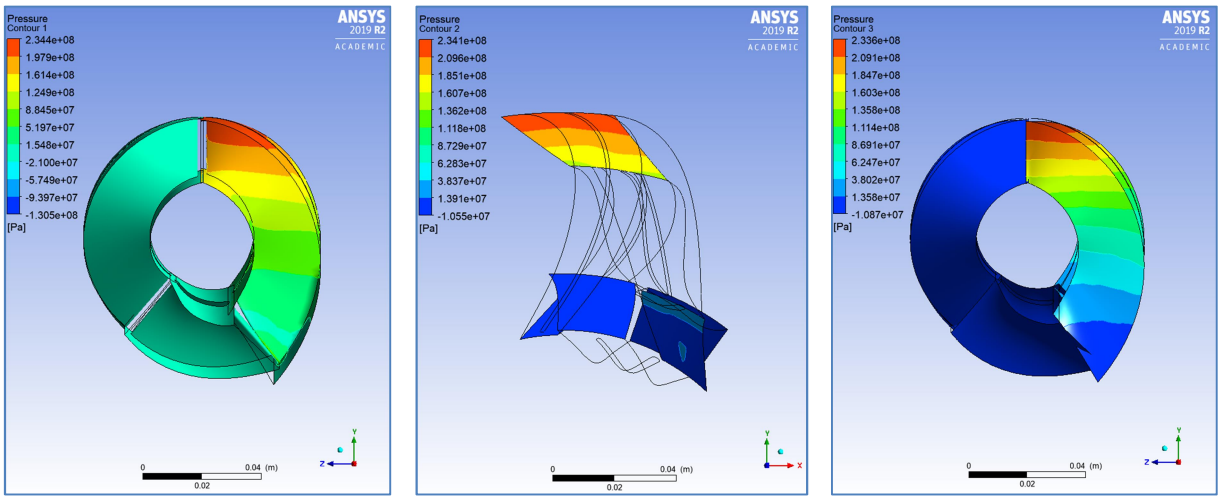
Hesaplama Alanı	Kuvvet Tipi	X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	925.31	192130	-120730
Pompa	Akışkan Kuvveti	-98.575	286.69	11.627
	Toplam Kuvvet	826.74	192420	-120710
	Basınç Torku	-11704	2248.9	1067
	Akışkan Torku	11.219	2.5773	18.259
	Toplam Tork	-11693	2251.4	1085.2

Tablo 4.7 (devam): SR:0.8 Montaj Kuvvet ve Tork Değerleri

Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	-322.4	-385.8	-208.58
Statör	Akışkan Kuvveti	3.9178	-1.089	-7.8192
	Toplam Kuvvet	-318.48	-386.89	-216.4
	Basınç Torku	-14.751	3.0854	13.724
	Akışkan Torku	-0.48876	0.1726	-0.2664
	Toplam Tork	-15.239	3.258	13.458
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	-3247.2	32337	-12118
Türbin	Akışkan Kuvveti	15.976	-72.779	107.66
	Toplam Kuvvet	-3231.3	32265	-12010
	Basınç Torku	-960.64	-495.57	364.75
	Akışkan Torku	16.436	0.17348	-5.2227
	Toplam Tork	-944.21	-495.4	359.53

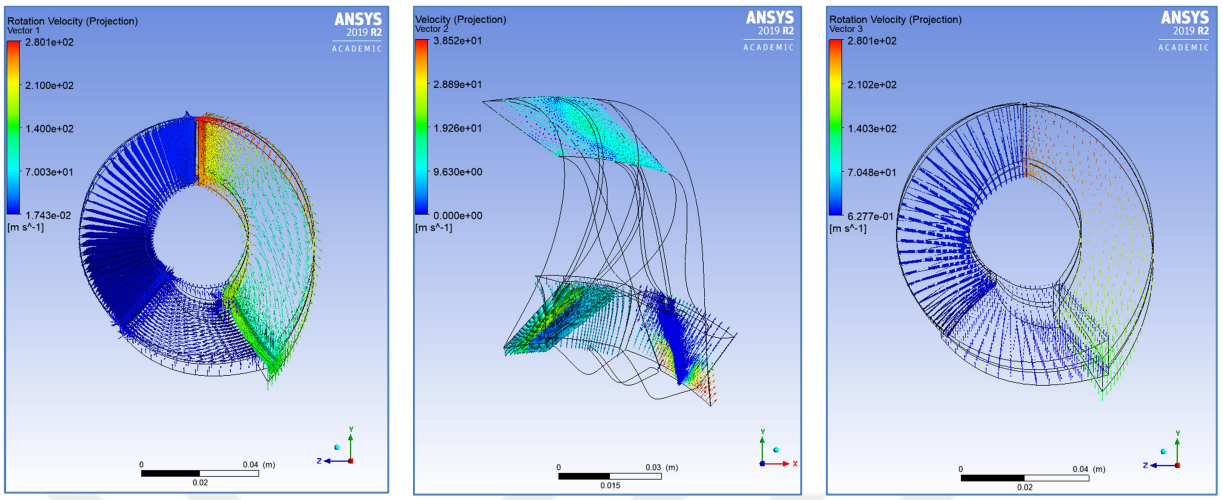
4.3.2. SR:0.4 ωP:2000d/dk. & ωT:800d/dk.

a) b) c)



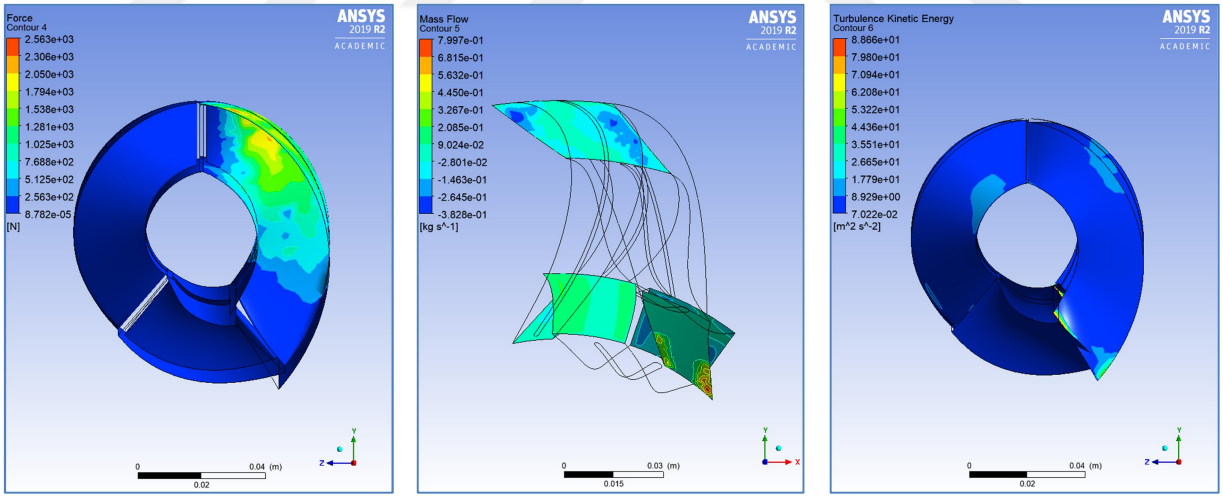
Şekil 4.22: (a) Basınç Dağılımı; (b) Giriş-Çıkış Basınç Dağılımı; (c) Periyodik Bölge Basıncı

a) b) c)



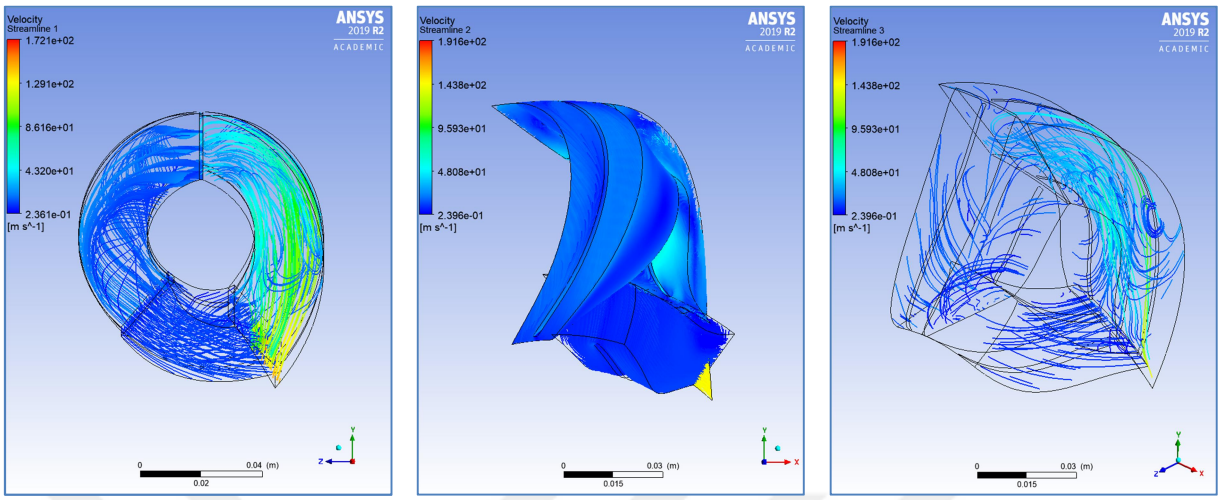
Şekil 4.23: (a) Dönme Hızı; (b) Giriş-Çıkış Hızı; (c) Periyodik Bölge Dönme Hızı

a) b) c)



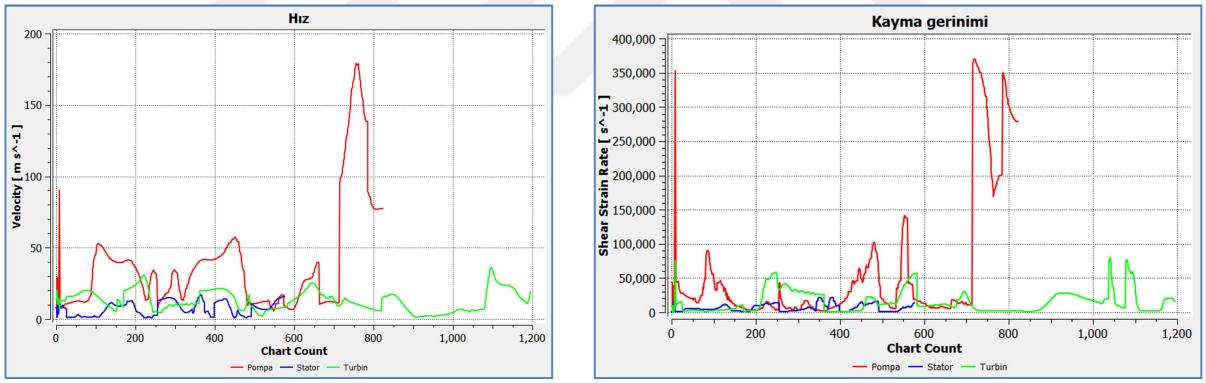
Şekil 4.24: (a) Kuvvetler; (b) Giriş-Çıkış Akış Oranı; (c) Periyodik Bölge Türbülans Kinetik Enerjisi

a) b) c)

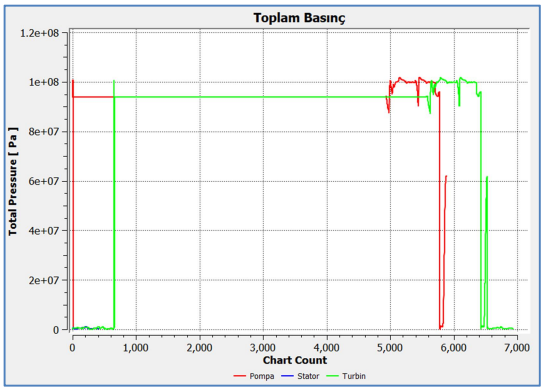


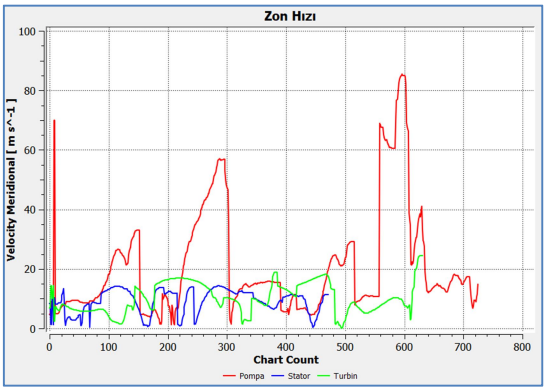
Şekil 4.25: (a) Kanatçık Akış Hattı; (b) Hesap Alanı Akış Hattı; (c) Periyodik Bölge Akış Hattı

a) b)



Şekil 4.26: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Açısal Hız, (b) Kayma gerinimi değerleri

a) 

b) 

Şekil 4.27: Montaj CFX analizini çözüm aşaması (a) Toplam Basınç, (b) Meriyonal Hız değerleri

Tablo 4.8: SR:0.4 Montaj Kuvvet ve Tork Değerleri

Hesaplama Alanı	Kuvvet Tipi	X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	924.44	192120	-120720
Pompa	Akışkan Kuvveti	-98.583	286.7	11.642
	Toplam Kuvvet	825.86	192410	-120710
	Basınç Torku	-11704	2248.8	1067
	Akışkan Torku	11.221	2.5772	18.26
	Toplam Tork	-11693	2251.4	1085.3
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	-291.83	-399.2	-178.32
Statör	Akışkan Kuvveti	3.8155	-1.1688	-7.4927
	Toplam Kuvvet	-288.01	-400.37	-185.81
	Basınç Torku	-12.544	2.8216	11.26
	Akışkan Torku	-0.46877	0.16752	-0.26482
	Toplam Tork	-13.013	2.9892	10.995
Kanat ve Akış Alanı	Basınç Kuvveti	481.41	387.85	882.33
Türbin	Akışkan Kuvveti	-4.5584	-15.962	4.4426
	Toplam Kuvvet	476.85	371.89	886.77
	Basınç Torku	94.538	4.2349	-47.142
	Akışkan Torku	1.2199	-0.23075	0.11911
	Toplam Tork	95.758	4.0041	-47.023

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Tork konvertör, ilk icat edildiğinde endüstriyel makinelerin tork kapasitelerini arttırmak için özellikler marin endüstrisinde kullanılan bir yardımcı sistem olarak kullanılmıştır. Tork konvertörler ilk kullanıldığında akış kuple sistemi (hidrolik kaplin) adı altında motorun çıkış şaftına bağlanarak motor torkunu kontrol eder ve fazla yük gerektiren uygulamalarda kuvvet kontrolü sağlamalıdır. Gelişmeler ile birlikte otomotiv endüstrisinde de kullanıma başlamış, otomatik transmisyon sistemi içerisinde akuple edilmiştir. Otomotiv endüstrisinde tork konvertör kullanım amacı, otomatik vites sistemlerinin sarsıntısız çalışması ve ihtiyaç olan torku, kademli olarak ve gerektiğinde arttırarak, dişli sistemine aktarmaktır. Tork konvertörün çalışmasında transmisyon akışkanının (ATF) pompa, türbin ve statör içerisinde türbülans oluşturmaması önemlidir. Türbülans oluşmaması kanatçık açıları ve pompa kanadına karşılık gelen türbin kanadının dönme esnasında akış alanına denk gelmesi gerekmektedir. Bu tez kapsamında, tork konvertörün kuvvet hesaplamaları ve akış alanındaki hız, akış dağılımı, basınçları hesaplamak amacı ile Ansys CFX (Academics) programı üzerinden analiz testleri yapılmıştır.

Tork konvertörün katı model oluşturulması SolidWorks programını kullanarak sağlanmıştır ve pompa, türbin, statörün tek kanatçık tek akışkan alanı ayrı ayrı oluşturulmuştur. Tekil kanatçık çalışması yapılmasının amacı, analiz esnasında kullanılan bilgisayarın rahat ve hızlı çalışmasını sağlamaktır. Tüm kanatçıklar Z dönme ekseni üzerinde simetri sağladığından, analiz tarafında Z ekseni simetri (dönme) ekseni olarak seçilmiştir. İkinci aşamada, yeniden tekil kanatçık oluşturulmuş fakat pompa, türbin ve statör montaj şeklinde çalışılmıştır.

Otomotivde kullanılan malzemelerin önemi yakıt tasarrufu ve düşük emisyon hedefleri ile birleştirildiğinde en önemli konuların başında gelmektedir. Tasarım aşamasından sonra, malzeme seçimi bölümünde Ashby grafikleri ile metotları kullanılarak malzeme endeksleri oluşturulmuştur. Bu endeksler, giriş yükleri, akışkan özellikleri, çalışma koşulları ve maliyet olarak fonksiyon şeklinde hesaplanmış ve performans endeksine dönüştürülmüştür. Performans endeksinde hedef, parça ağırlığını düşürmek ve dayanımı arttırmaktır. Performans eğrileri de fonksiyonlardan alınarak CES Edupack programında malzeme adayları bulunmuştur. Tüm hedeflere göre listelenen 6 tip malzemeye göre en uygun 2 malzeme

seçilmiş ve kullanılmıştır. Pompa ve türbin kanatçık ve gövdesinde Karbon çeliği AISI 1040, statör kanat yapısı dökme olduğu için Alüminyum 2036 T4 uygulanmıştır.

Analiz aşamasında, tekil alan pompa, türbin ayrı çalışılmış, pompa 2000rpm, 50°C, türbin kanatçık SR:0.8 ve SR:0.4 hız oranına göre, 1600rpm, 800rpm, 50°C steady-state (zamandan bağımsız/durağan) kademesinde çalışılmıştır. Kuvvet, basınç, hız ve akışkan hattı, kanat akış alanı, giriş-çıkış alanı ve periyodik alan bölgesinde dağılımları incelenmiştir.

Analizin ikinci aşamasında, tekil alan montaj bütün olarak çalışılmış, pompa 2000rpm, 50°C, türbin kanatçık SR:0.8 ve SR:0.4 hız oranına göre, 1600rpm, 800rpm, 50°C steady-state kademesinde ve statör hızı 0 olarak alınmış ve kuvvet, basınç, hız ve akışkan hattı, kanat akış alanı, giriş-çıkış alanı ve periyodik alan montaj bölgesinde dağılımları incelenmiştir.

Tekil akış alanı tek pompa 2000 d/dk analizi sonucunda, kanatçık üzerinde gelen maksimum basınç -24Mpa, giriş-çıkış basınçları maksimum 28Mpa ve -13Mpa, periyodik alan basınçları 27Mpa ve -12Mpa olarak görülmüştür. Kanatçık hızı uç değerleri, sırasıyla, maksimum 29.0m/s & minimum 19.0m/s ve dönmeye etki eden kuvvet toplam 2200N olarak bulunmuştur. Akışkan alanının dönme hızı, ωpç=1295d/dk ile birlikte çıkıştaki maksimum tork 4.3kNm olarak hesaplanmaktadır.

Tekil akış alanı tek türbin SR:0.8 1600 d/dk analizi sonucunda, kanatçık üzerinde gelen maksimum basınç 28Mpa, giriş-çıkış basınçları maksimum -65Mpa ve 16Mpa, periyodik alan basınçları -36Mpa ve -0.56Mpa olarak görülmüştür. Kanatçık hızı uç değerleri, sırasıyla, maksimum 23.4m/s & minimum 11.7m/s ve dönmeye etki eden kuvvet toplam 2944N olarak bulunmuştur. Akışkan alanının dönme hızı, ωtç=1500d/dk ile birlikte çıkıştaki maksimum tork 3.7kNm olarak hesaplanmaktadır.

Tekil akış alanı tek türbin SR:0.4 800 d/dk analizi sonucunda, kanatçık üzerinde gelen maksimum basınç 19Mpa, giriş-çıkış basınçları maksimum -20Mpa ve 0.9Mpa, periyodik alan basınçları -20Mpa ve -0.6Mpa olarak görülmüştür. Kanatçık hızı uç değerleri, sırasıyla, maksimum 11.7m/s & minimum 5.5m/s ve dönmeye etki eden kuvvet toplam 762N olarak bulunmuştur. Akışkan alanının dönme hızı, ωtç=750d/dk ile birlikte çıkıştaki maksimum tork 7.5kNm olarak hesaplanmaktadır.

Tekil akış alanı montaj analizinde SR:0.8 1600 d/dk analizi sonucunda, kanatçık üzerinde gelen maksimum basınç 88Mpa, giriş-çıkış basınçları maksimum 223Mpa ve -110Mpa, periyodik alan basınçları 233Mpa ve -116Mpa olarak görülmüştür. Kanatçık hızı uç değerleri, sırasıyla, maksimum 28m/s & minimum 17m/s ve dönmeye etki eden kuvvet toplam 250N olarak bulunmuştur. Akışkan alanının dönme hızı, ωtç=2109d/dk ile birlikte çıkıştaki maksimum tork 2.7kNm olarak hesaplanmaktadır.

Tekil akış alanı montaj analizinde SR:0.4 800 d/dk analizi sonucunda, kanatçık üzerinde gelen maksimum basınç 51Mpa, giriş-çıkış basınçları maksimum 223Mpa ve -62Mpa, periyodik alan basınçları 233Mpa ve -38Mpa olarak görülmüştür. Kanatçık hızı uç değerleri, sırasıyla, maksimum 28m/s & minimum 14m/s ve dönmeye etki eden kuvvet toplam 476N olarak bulunmuştur. Akışkan alanının dönme hızı, ωtç=1909d/dk ile birlikte çıkıştaki maksimum tork 2.9kNm olarak hesaplanmaktadır.

Analiz alanları, tekil ve tekil montaj olarak, sonuçlarına göre tork konvertöründe kullanılan genel formüller ile tork oranı, hız oranı, verim ve performans değerleri şu şekilde sonuçlanmaktadır. Tekil alan tek kanatçık sonuçlarına göre tork oranları; μ_{1600}=0.84, μ_{800}=1.7, hız oranları; υ_{1600}=1.15, υ_{800}=0.57, verim; η_{1600}=0.97, η_{800}=0.98, performans karakteristik parametreleri; $\lambda_{giriş}$=0.120, $\lambda_{çıkış}$=0.016.

Analiz alanları, tekil ve tekil montaj olarak, sonuçlarına göre tork konvertöründe kullanılan genel formüller ile tork oranı, hız oranı, verim ve performans değerleri şu şekilde sonuçlanmaktadır. Tekil alan montaj kanatçık sonuçlarına göre tork oranları; μ_{1600}=0.61, μ_{800}=0.65, hız oranları; υ_{1600}=1.62, υ_{800}=1.47, verim; η_{1600}=1, η_{800}=0.97, performans karakteristik parametreleri; $\lambda_{giriş}$=0.120, $\lambda_{çıkış}$=0.016.

Hesaplamalar steady-state (zaman bağımsız) olarak yapılmış ve kanatçık üzerinde akışkana türbülans noktaları tespit edilmiştir. Çıkış torkları sonuçları, oranlara göre daha fazla olabilmektedir fakat akışkandaki türbülans noktaları verim kayıplarına sebep olmaktadır. Bu türbülans noktalarının optimizasyonu Talukder [34] araştırmasında kanatçık sayılarının değiştirilmesi ve Favent & arkadaşlarının [35] kanatçık sayılarında pompa elemanında 1 kanat ve karşılık gelen türbin akışkan alanında 3 kanat ve statörde kanat optimizasyonu ile minimuma indirgenmesi anlatılmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Linn Benton Community College, 2016, *Automatic transmission basics,* http://cf.linnbenton.edu/eit/auto/krolicp/upload/Automatic_Transmission_Basics.pdf, [Ziyaret tarihi: 01.01.2019].

[2] National Research Council. 2015. *Cost, effectiveness, and deployment of fuel economy technologies for light-duty vehicles*. Washington, DC: The National Academies Press. https://doi.org/10.17226/21744, 168-206, https://www.nap.edu/read/21744/chapter/7, [Ziyaret tarihi: 03.01.2019].

[3] Binder A. K., Rae J. B., 2018, *Automotive Industry,* https://www.britannica.com/technology/automotive-industry, [Ziyaret tarihi: 05.01.2019].

[4] The History of Model T, 2019, *Henry Ford Model T Assembly Line*, http://model-t-forever.com/henry-ford-model-t-assembly-line, [Ziyaret tarihi: 05.01.2019].

[5] Taysad, 2019, *Türk Otomotiv Sanayi ve Taysad'ın Tarihçesi,* https://www.taysad.org.tr/tr/sayfa/Turk-Otomotiv-Sanayi-ve-TAYSADin-tarihcesi [Ziyaret tarihi: 05.01.2019].

[6] Şirin M., 2017, *Türk Otomotiv Sektörü*, https://www.endustri40.com/turk-otomotiv-sektoru/ [Ziyaret tarihi: 06.01.2019].

[7] Federal Highway Administration Research and Technology, 2014, *Verification, Refinement, and Applicability of Long-Term Pavement Performance Vehicle Classification Rules,* https://www.fhwa.dot.gov/publications/research/infrastructure/pavements/ltpp/13091/003.cfm [Ziyaret tarihi: 06.01.2019].

[8] Grable J., 2015, *Construction Vehicle Innovations,* https://www.greenbuildermedia.com/greenproducts/construction-vehicle-innovation [Ziyaret tarihi: 06.01.2019].

[9] NZ Transport Agency, 2017, V*ehicle dimensions and mass,* https://www.nzta.govt.nz/vehicles/vehicle-types/vehicle-classes-and-standards/vehicle-dimensions-and-mass/ [Ziyaret tarihi: 07.01.2019].

[10] Komatsu America, 2016, *Komatsu introduces the 980E-4 mining haul truck,* http://www.mining.com/web/komatsu-introduces-the-980e-4-mining-haul-truck/ [Ziyaret tarihi: 07.01.2019].

[11] Tatra, 2014, *8x8 High mobility heavy duty recovery vehicle,* https://www.tatratrucks.com/trucks/customer-segment-catalog/defence/more-trucks/8x8-high-mobility-heavy-duty-recovery-vehicle/ [Ziyaret tarihi: 07.01.2019].

[12] Sandalcı T., 2016, *Taşıtlara giriş ders notları*, http://www.yildiz.edu.tr/~sandalci/dersnotu/MMGII.pdf [Ziyaret tarihi: 12.01.2019].

[13] Köylü H., 2017, Vites geçişlerine göre yakıt tüketiminin modellenmesi: vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkilerinin analizi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32 (3), Orcid: ID 0000-0002-3548-0484.

[14] Rajesh K., 2017, *Automobile engineering and transmissions systems,* https://www.slideshare.net/rajeshmechh/unit-3-me-6602-automobile-engineering-transmission-systemsppt [Ziyaret tarihi: 12.01.2019].

[15] Ubay M. Y., 2017, *Güç aktarma organları ders notları,* http://golcukmyo.kocaeli.edu.tr/dosyalar/dersNotlari/yalcin/1%20guc%20aktarma%20organlari.pdf [Ziyaret tarihi: 12.01.2019].

[16] Ototeknikveri.com, 2017, *Taşıt mekaniği,* https://www.ototeknikveri.com/teknik-bilgiler/29/tasit-mekanigi [Ziyaret tarihi: 14.01.2019].

[17] Otomobilteknoloji.blogspot.com, 2016, *Otomobil kavrama (debriyaj) sistemi görevleri çalışması ve yapısı,* https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/02/otomobil-kavrama-debriyaj-sistemi-gorevleri.html [Ziyaret tarihi: 26.01.2019].

[18] Keserci H., 2018, *Kavrama sistemi*, http://www.hamikeserci.com/kavrama-sistemi/ [Ziyaret tarihi: 26.01.2019].

[19] Akkurt T., 2013, *Ağır ticari araçlarda kardan şaftına etkiyen tork değerlerinin araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi- Fen Bilimleri Enstitüsü.

[20] Abdullahdemir.net, 2017, *Taşıtlarda güç iletimi hesaplamaları,* http://www.abdullahdemir.net/ders-notlari/guc-aktarma-organlari/tasitlarda-guc-iletimi-hesaplamalar_2017/ [Ziyaret tarihi: 26.01.2019].

[21] Otomobilteknoloji.blogspot.com, 2016, *Şaft milinin yapısı çeşitleri özellikleri ve çalışması,* https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/02/saft-milinin-yapisi-cesitleri-ozellikleri.html [Ziyaret tarihi: 03.03.2019].

[22] Lechner G. and Naunheimer H., 1999, *Automotive transmissions*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, Newyork.

[23] William H. C. and Donald L. A., 1996, *Automotive Automatic Transmissions,* 6th ed., Tata McGraw Hill Publishing Co., Delhi.

[24] Talukder A. S. and Huynh B. P., 2012, Numerical study of performance of a torque converter employing a power-law fluid, *18th Australasian fluid mechanics conference*, 3-7 December 2012, Australia, ISBN 978-0-646-58373-0 (USB), 218-276.

[25] Brun K., Meyenberg C. and Thorp J., 2016, Hydrodynamic torque converters for oil & gas compression and pumping applications: basic principles, performance

characteristics and applications, *Asia turbomachinery & pump symposium,* 22-25 February 2016*,* Singapore, Texas, https://doi.org/10.21423/R1P977.

[26] Migus M., Kęsy A. and Kęsy Z., 2017, Flow simulation in hydrodynamic torque converter, *Technical transactions*, 7, DOI: 10.4467/2353737XCT.17.117.6658, 165-173.

[27] Schweitzer J. and Gandham J., 2003, Computational fluid dynamics in torque converters: validation and application, *International journal of rotating machinery,* 9 (6), DOI: 10.1080/1023621039024164, 411–418.

[28] Venkateswaran S. and Parveen M. C., 2013, Optimization of hydraulic fluid parameters in automotive torque converters, *International journal of mechanical and mechatronics engineering*, 7 (1), 114-118.

[29] Liu C., Xiang C.,Yan Q., Wei W., Watson C., and Wood H., 2019, Development and validation of a CFD based optimization procedure for the design of torque converter cascade, *Engineering applications of computational fluid mechanics,* 13 (1), DOI: 10.1080/19942060.2018.1562383, 128-141.

[30] Yang S., Shin S., Bae I., and Lee T., 1999, A computer-integrated design strategy for torque converters using virtual modeling and computational flow analysis, *International Congress & Exposition,* SAE Technical Paper, 1999-01-1046.

[31] Xiangzhong S., Bo L., and Zheng Z., 2012, Measures of internal flow calculation accuracy improvement on hydraulic torque converter, *International conference on modern Hydraulic Engineering*, Procedia Engineering, 28, https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.01.712, 235 – 240.

[32] Robinette D., and Blough J., 2016, Transient heat transfer and energy blance model for hydrodynamic torque converters while operating at extreme speed ratio, *Journal of Mechanical Engineering and Automation,* 6 (5), DOI:10.5923/201600605.05, 128-138.

[33] Banerjee M. J., and McPhee J.J., 2012, Graph-theoretic modeling and dynamic simulation of an automotive torque converter, *7th Vienna international conference on mathematical modelling,* IFAC proceeding volumes, 45 (2), DOI: 10.3182/20120215-3-AT-3016.00216, 1219- 1224.

[34] Talukder A. S., 2014, *Investigation of fluid flow in a torque converter's stator using computational fluid dynamics methods*, Master Thesis, Sidney technology university.

[35] Fuente P. D., Stoff H., Volgmann W., and Wozniak M., 2011, Numerical analysis into the effects of the unsteady flow in an automotive hydrodynamic torque converter, *Proceedings of the world congress on engineering*, 6 – 8 July 2011 London, 3, ISBN: 978-988-19251-5-2.

[36] Ashby M. F., 2016, *Materials selection in mechanical design, 5th ed*., Butterworth-Heinemann, ISBN: 9780081006108.

EKLER

EK.1 Malzeme Seçme Yöntemleri, Malzeme Endeksleri [34]

Tablo 0.1: Direngenlik limitli performans endeksleri, ağırlık minimize

Table B1 Stiffness-limited design at minimum mass (cost, energy, environmental impact*)

*Function and constraints**	*Maximize*†
Tie (tensile strut)	
stiffness, length specified; section area free	E/ρ
Shaft (loaded in torsion)	
stiffness, length, shape specified, section area free	$G^{1/2}/\rho$
stiffness, length, outer radius specified; wall thickness free	G/ρ
stiffness, length, wall-thickness specified; outer radius free	$G^{1/3}/\rho$
Beam (loaded in bending)	
stiffness, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
stiffness, length, height specified; width free	E/ρ
stiffness, length, width specified; height free	$E^{1/3}/\rho$
Column (compression strut, failure by elastic buckling)	
buckling load, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
Panel (flat plate, loaded in bending)	
stiffness, length, width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
Plate (flat plate, compressed in-plane, buckling failure)	
collapse load, length and width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
Cylinder with internal pressure	
elastic distortion, pressure and radius specified; wall thickness free	E/ρ
Spherical shell with internal pressure	
elastic distortion, pressure and radius specified, wall thickness free	$E/(1-\nu)\rho$

*To minimize cost, use the above criteria for minimum weight, replacing density ρ by $C_m\rho$, where C_m is the material cost per kg. To minimize energy content, use the above criteria for minimum weight replacing density ρ by $q\rho$ where q is the energy content per kg. To minimize environmental impact, replace density ρ by $I_e\rho$ instead, where I_e is the eco-indicator value for the material (references [1] and [4]).

†E = Young's modulus for tension, the flexural modulus for bending or buckling; G = shear modulus; ρ = density, q = energy content/kg; I_e = eco-indicator value/kg.

Tablo 0.2: Dayanım limitli performans endeksleri, ağırlık minimize

Table B2 Strength-limited design at minimum mass (cost, energy, environmental impact*)

*Function and constraints**‡	*Maximize*†
Tie (tensile strut)	
stiffness, length specified; section area free	σ_f/ρ
Shaft (loaded in torsion)	
load, length, shape specified, section area free	$\sigma_f^{2/3}/\rho$
load, length, outer radius specified; wall thickness free	σ_f/ρ
load, length, wall-thickness specified; outer radius free	$\sigma_f^{1/2}/\rho$
Beam (loaded in bending)	
load, length, shape specified; section area free	$\sigma_f^{2/3}/\rho$
load length, height specified; width free	σ_f/ρ
load, length, width specified; height free	$\sigma_f^{1/2}/\rho$
Column (compression strut)	
load, length, shape specified; section area free	σ_f/ρ
Panel (flat plate, loaded in bending)	
stiffness, length, width specified, thickness free	$\sigma_f^{1/2}/\rho$
Plate (flat plate, compressed in-plane, buckling failure)	
collapse load, length and width specified, thickness free	$\sigma_f^{1/2}/\rho$
Cylinder with internal pressure	
elastic distortion, pressure and radius specified; wall thickness free	σ_f/ρ
Spherical shell with internal pressure	
elastic distortion, pressure and radius specified, wall thickness free	σ_f/ρ
Flywheels, rotating discs	
maximum energy storage per unit volume; given velocity	ρ
maximum energy storage per unit mass; no failure	σ_f/ρ

*To minimize cost, use the above criteria for minimum weight, replacing density ρ by $C_m\rho$, where C_m is the material cost per kg. To minimize energy content, use the above criteria for minimum weight replacing density ρ by $q\rho$ where q is the energy content per kg. To minimize environmental impact, replace density ρ by $I_e\rho$ instead, where I_e is the eco-indicator value for the material (references [1] and [4]).

†σ_f = failure strength (the yield strength for metals and ductile polymers, the tensile strength for ceramics, glasses and brittle polymers loaded in tension; the flexural strength or modulus of rupture for materials loaded in bending); ρ = density.

‡For design for infinite fatigue life, replace σ_f by the endurance limit σ_e.

Tablo 0.3: Dayanım limitli performans endeksleri, performans maksimize

Table B3 Strength-limited design: springs, hinges etc. for maximum performance*

Function and constraints[*‡]	*Maximize*[†]
Springs	
maximum stored elastic energy per unit volume; no failure	σ_f^2/E
maximum stored elastic energy per unit mass; no failure	$\sigma_f^2/E\rho$
Elastic hinges	
radius of bend to be minimized (max flexibility without failure)	σ_f/E
Knife edges, pivots	
minimum contact area, maximum bearing load	σ_f^3/E^2 and H
Compression seals and gaskets	
maximum conformability; limit on contact pressure	$\sigma_f^{3/2}/E$ and $1/E$
Diaphragms	
maximum deflection under specified pressure or force	$\sigma_f^{3/2}/E$
Rotating drums and centrifuges	
maximum angular velocity; radius fixed; wall thickness free	σ_f/ρ

*To minimize cost, use the above criteria for minimum weight, replacing density ρ by $C_m\rho$, where C_m is the material cost per kg. To minimize energy content, use the above criteria for minimum weight replacing density ρ by $q\rho$ where q is the energy content per kg. To minimize environmental impact, replace density ρ by $I_e\rho$ instead, where I_e is the eco-indicator value for the material (references [1] and [4]).

†σ_f = failure strength (the yield strength for metals and ductile polymers, the tensile strength for ceramics, glasses and brittle polymers loaded in tension; the flexural strength or modulus of rupture for materials loaded in bending); ρ = density; H = hardness.

‡For design for infinite fatigue life, replace σ_f by the endurance limit σ_e.

Tablo 0.4: Titreşim limitli performans endeksi

Table B4 Vibration-limited design

Function and constraints	*Maximize**
Ties, columns	
maximum longitudinal vibration frequencies	E/ρ
Beams, all dimensions prescribed	
maximum flexural vibration frequencies	E/ρ
Beams, length and stiffness prescribed	
maximum flexural vibration frequencies	$E^{1/2}/\rho$
Panels, all dimensions prescribed	
maximum flexural vibration frequencies	E/ρ
Panels, length, width and stiffness prescribed	
maximum flexural vibration frequencies	$E^{1/3}/\rho$
Ties, columns, beams, panels, stiffness prescribed	
minimum longitudinal excitation from external drivers, ties	$\eta E/\rho$
minimum flexural excitation from external drivers, beams	$\eta E^{1/2}/\rho$
minimum flexural excitation from external drivers, panels	$\eta E^{1/3}/\rho$

*E = Young's modulus for tension, the flexural modulus for bending; G = shear modulus; ρ = density; η = damping coefficient (loss coefficient).

Tablo 0.5: Hasar limitli performans endeksi

Table B5 Damage-tolerant design

Function and constraints	*Maximize**
Ties (tensile member)	
Maximize flaw tolerance and strength, load-controlled design	K_{Ic} and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, displacement-control	K_{Ic}/E and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, energy-control	K_{Ic}^2/E and σ_f
Shafts (loaded in torsion)	
Maximize flaw tolerance and strength, load-controlled design	K_{Ic} and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, displacement-control	K_{Ic}/E and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, energy-control	K_{Ic}^2/E and σ_f
Beams (loaded in bending)	
Maximize flaw tolerance and strength, load-controlled design	K_{Ic} and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, displacement-control	K_{Ic}/E and σ_f
Maximize flaw tolerance and strength, energy-control	K_{Ic}^2/E and σ_f
Pressure vessel	
Yield-before-break	K_{Ic}/σ_f
Leak-before-break	K_{Ic}^2/σ_f

*K_{Ic} = fracture toughness; E = Young's modulus; σ_f = failure strength (the yield strength for metals and ductile polymers, the tensile strength for ceramics, glasses and brittle polymers loaded in tension; the flexural strength or modulus of rupture for materials loaded in bending).

Tablo 0.6: Termal ve termomekanik limitli performans endeksi

Table B6 Thermal and thermo-mechanical design

Function and constraints	*Maximize**
Thermal insulation materials	
minimum heat flux at steady state; thickness specified	$1/\lambda$
minimum temp rise in specified time; thickness specified	$1/a = \rho C_p/\lambda$
minimize total energy consumed in thermal cycle (kilns, etc)	$\sqrt{a}/\lambda = \sqrt{1/\lambda\rho C_p}$
Thermal storage materials	
maximum energy stored/unit material cost (storage heaters)	C_p/C_m
maximize energy stored for given temperature rise and time	$\lambda/\sqrt{a} = \sqrt{\lambda\rho C_p}$
Precision devices	
minimize thermal distortion for given heat flux	λ/α
Thermal shock resistance	$\sigma_f/E\alpha$
maximum change in surface temperature; no failure	
Heat sinks	
maximum heat flux per unit volume; expansion limited	$\lambda/\Delta\alpha$
maximum heat flux per unit mass; expansion limited	$\lambda/\rho\Delta\alpha$
Heat exchangers (pressure-limited)	
maximum heat flux per unit area; no failure under Δp	$\lambda\sigma_f$
maximum heat flux per unit mass; no failure under Δp	$\lambda\sigma_f/\rho$

*λ = thermal conductivity; a = thermal diffusivity; C_p = specific heat capacity; C_m = material cost/kg; T_{max} = maximum service temperature; α = thermal expansion coeff.; E = Young's modulus; ρ = density; σ_f = failure strength (the yield strength for metals and ductile polymers, the tensile strength for ceramics, glasses and brittle polymers).

Tablo 0.7: Elektromekanik performans endeksi

Table B7 Electro-mechanical design

Function and constraints	*Maximize**
Bus bars	
minimum life-cost; high current conductor	$1/\rho_e \rho C_m$
Electro-magnet windings	
maximum short-pulse field; no mechanical failure	σ_y
maximize field and pulse-length, limit on temperature rise	$C_p \rho / \rho_e$
Windings, high-speed electric motors	
maximum rotational speed; no fatigue failure	σ_e / ρ_e
minimum ohmic losses; no fatigue failure	$1/\rho_e$
Relay arms	
minimum response time; no fatigue failure	$\sigma_e / E \rho_e$
minimum ohmic losses; no fatigue failure	$\sigma_e^2 / E \rho_e$

*C_m = material cost/kg; E = Young's modulus; ρ = density; ρ_e = electrical resistivity; σ_y = yield strength; σ_e = endurance limit.

EK.2 800BG Motor Özellikleri, Golen High Performance Engine

RHS LS7 502ci 800hp



The 502ci makes max power and torque with a hydraulic cam which is very street able but also gives you the sound you are looking for!!

Peak Horsepower: 800bhp @ 6700 rpm
Peak Torque: 680lb/ft @ 5200 rpm
Compression Ratio: 11.5:1

Operating Range: 3000 – 6700rpm

Required Fuel: 91+ Octane Pump Gasoline

Block Specifications:

Block:
- -New RHS Aluminum Race Block
- -Zero Decked
- -Bored 4.165"
- -Honed with Torque Plates and Pressure Washed
- -New Durabond Cam Bearings Installed
- -Line Honed
- -ARP Main Studs

Pistons:
- -Wiseco Custom Forged pistons with Anti-Friction Coating

Bearings:
- -Clevite H-Series Main and Rod Bearings

Lifters:
- -Morel Hydraulic Roller Tie Bar

Covers:
- -Proper Pan For Chassis
- -GM Timing Cover
- -GM Rear Cover
- -GM Lifter Valley Cover
- -GM Valve Covers

Crank:
- -Callies Billet Series
- -4.600" stroke
- -Internally Balanced Front and Rear

Rods:
- -Callies Ultra 4340 Forged H-Beam
- -6.350" length
- -ARP 2000 Rod Bolts

Rings:
- -Stainless Steel Ring Set

Camshaft:
- -Comp Cams Custom Hydraulic Roller

Timing Set:
- -Cloyes Billet Roller Hex Adjust 4X

Oil Delivery:
- -Melling HV Oil Pump
- -GM Pick Up Tube
- -GM Windage Tray

Şekil 0.1: Golen Engine 800BG motor parametreleri

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Özlem AKMAN
Doğum Yeri	İstanbul
Doğum Tarihi	31.03.1982
Uyruğu	☑ T.C. ❒ Diğer:
Telefon	05554291789
E-Posta Adresi	ozlem.akman@ogr.iu.edu.tr
Web Adresi	

Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	Boğaziçi Üniversitesi
Fakülte	Mühendislik Fakültesi
Bölümü	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı	2014

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Enstitü Adı	Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Programı	Makine Mühendisliği

Makale ve Bildiriler