

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EMME MANİFOLDU DİZAYNININ MOTOR
PERFORMANSINA ETKİSİ**

Makina Müh. Mevlüt DAL

FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr.Orhan DENİZ

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|------------|
| <u>SİMGE LİSTESİ.....</u> | <u>v</u> |
| <u>ŞEKİL LİSTESİ.....</u> | <u>ix</u> |
| <u>ÖNSÖZ.....</u> | <u>xii</u> |
| <u>ABSTRACT.....</u> | <u>xiv</u> |
| <u>2.EMME MANİFOLTUNDAN BEKLENİLEN BAŞLICA ÖZELLİKLER.....</u> | <u>2</u> |
| <u>2.2 Kalitesi.....</u> | <u>3</u> |
| <u>2.4 Ağırlık.....</u> | <u>3</u> |
| <u>2.6 Montaj Kolaylığı.....</u> | <u>3</u> |
| <u>2.8 Yüksek Sıcaklık Performansı.....</u> | <u>4</u> |
| <u>2.10 Akustik Durum.....</u> | <u>4</u> |
| <u>2.11 Prototip Şekillendirme Süresi.....</u> | <u>4</u> |
| <u>2.12 Prototip Şekillendirme Maliyeti.....</u> | <u>4</u> |
| <u>2.13 Üretim Süresi.....</u> | <u>4</u> |
| <u>2.14 Üretim Aracı Maliyeti.....</u> | <u>5</u> |
| <u>2.15 Dizayn Esnekliği.....</u> | <u>5</u> |
| <u>3.EMME MANİFOLTU GENEL BİLGİLER.....</u> | <u>5</u> |
| <u>3.1 Dolgu Hacmi.....</u> | <u>5</u> |
| <u>3.2 Emme Kanalları.....</u> | <u>6</u> |
| <u>3.2.1 Ortak Dolgu Hacimli Dağıtıcı Kanallar.....</u> | <u>6</u> |
| <u>3.2.2 Birbirinden Bağımsız Dağıtıcı Kanallar.....</u> | <u>6</u> |
| <u>3.2.3 Emme Kanalı Uzunluğu Hesaplanması.....</u> | <u>7</u> |
| <u>3.2.4 Emme Ram Boru Çapı Hesaplanması.....</u> | <u>7</u> |
| <u>4.MANİFOLD PERFORMANSINI ETKİLEYEN FAKTÖRLER.....</u> | <u>8</u> |
| <u>4.2 Dolgu Hacmi.....</u> | <u>8</u> |
| <u>4.4 Kombine Etkiler.....</u> | <u>8</u> |
| <u>4.5 Helmholtz Teorisi.....</u> | <u>9</u> |
| <u>4.6 Emme Kanalı Kesit Alanı.....</u> | <u>10</u> |
| <u>4.7 Manifold Sıcaklığı.....</u> | <u>11</u> |
| <u>5.AKIŞ TÜRÜ VE DAĞILIMINA GÖRE MANİFOLDLAR.....</u> | <u>12</u> |
| <u>5.1 Kuru Akışlı Manifoldlar.....</u> | <u>12</u> |
| <u>5.3 Çift Bölge Manifoldlar.....</u> | <u>13</u> |
| <u>5.5 Değişken Geometrilik Emme manifoldları.....</u> | <u>14</u> |
| <u>5.5.1 Değişken Geometrilik Emme Manifoldları İle İlgili Sonuçlar.....</u> | <u>15</u> |

| | |
|---|-----------------------------------|
| 5.6 Egsoz Gazı Isıtmalı Manifoldlar | 15 |
| 5.7 Alev Tipi Manifoldlar | 16 |
| 5.8 Su Isıtmalı Manifoldlar..... | 18 |
| 6. MANİFOLT HAVA AKIŞI GENEL YAPISI..... | 18 |
| 6.1 Hava Hareketlerinin Düzenlenmesi | 18 |
| 7. VOLUMETRİK VERİM..... | 19 |
| 8.MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA..... | 20 |
| 8.1 Genel Bilgiler..... | 21 |
| 8.2 Süpersarj Sistemi..... | 22 |
| 8.3 Turbosarj Sistemi..... | 22 |
| 8.4 Manifold Hava Emme Modelinin İncelenmesi | 25 |
| 8.4.1 Turbo Kompresör Yapısı..... | 26 |
| 8.5 Silindire Hava Emilişi Modeli..... | 27 |
| 8.5.1 İşlem Sonuçları..... | 33 |
| 9. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ | 35 |
| 10.1 Simülasyon Uygulanışı..... | 38 |
| YAPILMASI YOLUYLA AKIŞ ANALİZLERİNİN | 39 |
| İNCELENMESİ..... | 39 |
| 11.2 Emme Manifolduna Havanın Girişindeki Hız ve Toplam Kütleli Debi Değerlerinin Hesaplanması..... | 39 |
| 12. ANALİZLER ESNASINDA İZLENİLECEK YOL | 40 |
| 14. İKİNCİ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ..... | 44 |
| 14.2 İki Nolu Çıkış Akış Analizi..... | 48 |
| 14.3 Üç Nolu Çıkış Akış Analizi..... | 49 |
| 14.4 Dört Nolu Çıkış Akış Analizi..... | 51 |
| 15. ÜÇÜNCÜ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ..... | 52 |
| 15.1 Aşırı Doldurma Uygulanması Durumunda Üçüncü Manifold | 55 |
| Dizayninin Performansının İncelenmesi..... | 55 |
| 15.2 Basınç Farkına Bağlı Sistem Analizi | 57 |
| 16.1 Emme Kanalları Dahil Basınç Farkına Bağlı Manifold Analizi..... | 63 |
| 17.1 Hava Yakıt ve Yakıt Hava Oranları..... | 69 |
| 17.2.1 Yakıt Damla Boyutu..... | 70 |
| 17.2.3 Türbülans..... | 70 |
| 18.SONUÇLAR..... | 73 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 76 |
| 11.2 Emme Manifolduna Havanın Girişindeki Hız ve Toplam Kütleli Debi Değerlerinin Hesaplanması..... | Error: Reference source not found |
| 11.3 Türbülans Analizi..... | Error: Reference source not found |

| | | |
|--------|---|-----------------------------------|
| 12. | ANALİZLER ESNASINDA İZLENİLECEK YOL..... | Error: Reference source not found |
| 13. | BİRİNCİ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ.. | Error: Reference source not found |
| 14. | İKİNCİ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ..... | Error: Reference source not found |
| 14.1 | Bir Nolu Çıkış Akış Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 14.2 | İki Nolu Çıkış Akış Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 14.3 | Üç Nolu Çıkış Akış Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 14.4 | Dört Nolu Çıkış Akış Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 15. | ÜÇÜNCÜ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ. | Error: Reference source not found |
| 15.1 | Aşırı Doldurma Uygulanması Durumunda Üçüncü Manifold Dizayninin Performansının İncelenmesi..... | Error: Reference source not found |
| 15.2 | Basınç Farkına Bağlı Sistem Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 16. | EMME KANALLARI DAHİL MANİFOLD AKIŞ ANALİZİ..... | Error: Reference source not found |
| 16.1 | Emme Kanalları Dahil Basınç Farkına Bağlı Manifold Analizi..... | Error: Reference source not found |
| 17. | EMME HAVASININ YANMA VERİMİNE ETKİLERİ | Error: Reference source not found |
| 17.1 | Hava Yakıt ve Yakıt Hava Oranları..... | Error: Reference source not found |
| 17.2 | Tutuşma Gecikmesi..... | Error: Reference source not found |
| 17.2.1 | Yakıt Damla Boyutu..... | Error: Reference source not found |
| 17.2.2 | Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı..... | Error: Reference source not found |
| 17.2.3 | Türbülans..... | Error: Reference source not found |
| 17.2.4 | Yanma Vuruntusu..... | Error: Reference source not found |
| 18. | SONUÇLAR..... | Error: Reference source not found |
| | KAYNAKLAR..... | Error: Reference source not found |
| | ÖZGEÇMİŞ..... | Error: Reference source not found |

SİMGE LİSTESİ

| | |
|-----------------|--|
| EVCD | Efektif supap kapanma süresi |
| RV | Dönüş değeri, Basınç dalgaları |
| V | Supap hızı, m/saniye |
| D | Kanal çapı |
| CID | Kübik inç yer değişimi |
| VE | Volumetrik verim |
| \dot{M}_{cm1} | İntercooler içerisine akan hava akış kütlesi |
| P_{in} | İntercooler çevresindeki basınç |
| P_a | Atmosfer basıncı |
| ρ_{in} | İlk intercooler çevresindeki hava yoğunluğu |
| ρ_m | İkinci intercooler çevresindeki hava yoğunluğu |
| k | Hava sabiti |
| \mathcal{Q} | Gaz kelebeği açısı |
| P_m | Manifold çevresindeki basınç |
| γ | Spesifik hava sıcak oranı |
| m_{in} | Hava akış miktarı |
| c_p | Hava spesifik ısısı |
| P_o | Hava manifolda giriş basıncı |
| P_{im} | Hava kompresör çıkış basıncı |
| η_c | Kompresör verimi |
| T0 | Havanın turbo kompresöre giriş sıcaklığı |
| Vin | İlk intercooler hacmi |
| Vm | Manifold hacmi |

| | |
|--------------------|---|
| T_a | Hava sıcaklığı |
| \dot{M}_{cm2} | Silindire hava kütle akışı |
| w_{tc} | Kompresör dönme hızı |
| $\dot{m}_{esa}(t)$ | Havanın içeri akış kütleli debisi |
| $P_{esa}(t)$ | Havanın supaba doğru giderken yoğunluğu |
| $u_{esa}(t)$ | Havanın supaba doğru giderken hızı |
| P_c | Silindir basıncıdır. |
| V_t (X1) | Silindir hacmi |
| $m_a(t)$ (X2) | Silindir içerisindeki gazın toplam kütlesi |
| φ (X3) | Açısal pozisyon |
| ω (X4) | Motor hızı |
| $W_{ad}(t)$ (X5) | İçeri alma işi |
| $P_c(t)$ (X6) | Kompresör gücü |
| $W_{tc}^2(t)$ (X7) | Turbo kompresör hızı |
| $P_{im}(t)$ (X8) | Manifold hava basıncı |
| $T_{im}(t)$ (X9) | Manifold hava sıcaklığı |
| $T_{cyl}(t)$ (X10) | Silindirdeki sıcaklık |
| $P_{cyl}(t)$ (X11) | Silindirdeki basınç |
| “cyl” | Silindiri ifade etmektedir |
| τ | Bir zaman sabiti |
| P_e | Egzoz gazının içerdiği güç |
| c_p (ve c_v) | Sabit basınçtaki gazın spesifik ısıdır |
| k | Sabit |
| $m_{cyl}(t)$ | Dolum esnasında silindirdeki havanın toplam kütlesi |
| $T_{im}(t)$ | Manifold hava emme sıcaklığına |
| $T_{cyl}(0)$ | Sıkıştırma başlangıcındaki gaz sıcaklığı |
| $T_{cyl}(t)$ | Zamana bağlı silindir sıcaklığı |
| $V(t)$ | Silindir hacmi |
| S_{cyl} | Silindir kesiti |
| $S_y(t)$ | Zamana bağlı silindir kesiti |

| | |
|-----------------------|--|
| V_{im} | Manifold' un temsil ettiği ara hacim. |
| $P_{cyl}(t)$ | Hava emme aşamasındaki silindirdeki hava basıncı |
| $dV(t)$ | Emme başlangıcındaki silindir hacmi |
| $\mathcal{W}_{ad}(t)$ | Havanın emme esnasındaki enerjisi |
| α | Supap oturma açısı |
| d | Emme bölgesi oturma açısı |
| $x_p(t)$ | Supap kalkış miktarıdır. |
| B | Silindir çapı |
| H | Silindir yüksekliği |
| $U_1 = \Gamma_r(t)$ | Karşı koyan tork |
| $U_2 = p_T(t)$ | Türbin gücü |
| η | Kompresör verimi |
| γ | Adyabatik indeks veya spesifik ısı oranıdır. Bu değer hava için ve diğer iki atomlu gazlar için 1.4'tür. |
| A | Kanal kesit alanı |
| M | Kanaldaki akışkan kütlesi |
| P_o | Akış alanı statik basıncı |
| V_o | Akış alanı statik hacmi |
| L | Kanal uzunluğu |
| V_n | Kanaldaki havanın hacmi |

KISALTMA LİSTESİ

| | |
|-----|------------------------------------|
| SI | Spark Ignition |
| CI | Compression Ignition |
| PVC | Positive ventilation of crank case |
| CFD | Computational fluid dynamics |
| AÖN | Alt ölü nokta |
| ÜÖN | Üst ölü nokta |

ŞEKİL LİSTESİ

| | Sayfa |
|------------|---|
| Şekil 1.1 | Tipik emme manifoldu gösterimi.....2 |
| Şekil 3.1 | Manifold emme ram borusu gösterimi.....7 |
| Şekil 4.1 | Emme sistemi gösterimi.....11 |
| Şekil 5.1 | Çift bölgeli emme manifoldu.....13 |
| Şekil 5.2 | Üstten besleme13 |
| Şekil 5.3 | Yandan besleme 13 |
| Şekil 5.4 | Yandan besleme, değişken geometri13 |
| Şekil 5.5 | Honda yandan beslemeli manifold dizaynı14 |
| Şekil 5.6 | Mercedes üstten beslemeli manifold dizaynı.....14 |
| Şekil 5.7 | Ford değişken geometrili manifold dizaynı.....14 |
| Şekil 5.8 | Değişken geometrili emme manifoldu dizaynı,114 |
| Şekil 5.9 | Değişken geometrili emme manifoldu dizaynı, 214 |
| Şekil 5.10 | Değişken geometrili emme manifoldu dizaynı, 314 |
| Şekil 5.11 | Egsoz gazı ısıtmalı emme manifoldu.....15 |
| Şekil 5.12 | Manifold alev ısıtma sistemi.....17 |
| Şekil 5.13 | Su ısıtmalı emme manifoldu.....18 |
| Şekil 8.1 | Aşırı doldurma sistemi genel yapısı.....22 |
| Şekil 8.2 | Emme manifolduna doğru hava akışı.....24 |
| Şekil 8.3 | Manifold hava emme modeli gösterimi.....26 |
| Şekil 8.4 | Emme supabı.....27 |
| Şekil 8.5 | Kam şaftının eliptik formu.....28 |
| Şekil 8.6 | Silindir yapısı.....28 |
| Şekil 8.7 | Krank şaftı ve kam şaftı açılmal pozisyonları.....29 |
| Şekil 10.1 | Ford 3.0L 4 supaplı V6 motor manifoldu gösterilmiştir.....36 |
| Şekil 10.2 | Ford 3.0L 4 supaplı V6 motor manifoldu önden ve yandan gösterilişi.....37 |
| Şekil 13.1 | Birinci manifold dizaynı genel görünüş.....40 |
| Şekil 13.2 | Birinci Manifold dizaynı giriş ve çıkışlar genel gösterimi.....40 |
| Şekil 13.3 | Birinci manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi.....41 |
| Şekil 13.4 | Birinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi.....42 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 14.1 | İkinci manifold dizaynı genel görünüş..... | 43 |
| Şekil 14.2 | İkinci manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi..... | 43 |
| Şekil 14.3 | İkinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi..... | 45 |
| Şekil 14.4 | İkinci manifold dizaynı, bir nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi..... | 45 |
| Şekil 14.5 | İkinci manifold dizaynı, bir nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi... | 46 |
| Şekil 14.6 | İkinci manifold dizaynı, İki nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi..... | 47 |
| Şekil 14.7 | İkinci manifold dizaynı, iki nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi... | 47 |
| Şekil 14.8 | İkinci manifold dizaynı, üç nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi..... | 48 |
| Şekil 14.9 | İkinci manifold dizaynı, üç nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi.... | 49 |
| Şekil 14.10 | İkinci manifold dizaynı, dört nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi..... | 50 |
| Şekil 14.11 | İkinci manifold dizaynı, dört nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi... | 50 |
| Şekil 15.1 | Üçüncü manifold dizaynı genel görünüş..... | 51 |
| Şekil 15.2 | Üçüncü manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi..... | 52 |
| Şekil 15.3 | İkinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi..... | 53 |
| Şekil 15.4 | Aşırı doldurma, üçüncü manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi..... | 54 |
| Şekil 15.5 | Aşırı doldurma, üçüncü manifold dizaynı basınç vektörlerinin gösterimi..... | 56 |
| Şekil 15.6 | Basınç farkı sonucu, üçüncü manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi ... | 56 |
| Şekil 15.7 | Basınç farkı sonucu, üçüncü manifold dizaynı basınç vektörlerinin gösterimi. | 58 |
| Şekil 16.1 | Emme kanalları dahil manifold genel görünüş..... | 58 |
| Şekil 16.2 | Emme kanalları dahil manifold hava çıkışları..... | 59 |
| Şekil 16.3 | Emme kanalları dahil manifold hız vektörleri, birinci görünüş..... | 59 |
| Şekil 16.4 | Emme kanalları dahil manifold hız vektörleri, ikinci görünüş..... | 60 |
| Şekil 16.5 | Emme kanalları dahil manifold basınç vektörleri, birinci görünüş..... | 61 |
| Şekil 16.6 | Emme kanalları dahil manifold basınç vektörleri, ikinci görünüş..... | 61 |
| Şekil 16.7 | Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, birinci görünüş..... | 62 |
| Şekil 16.8 | Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, ikinci görünüş..... | 62 |
| Şekil 16.9 | Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, üçüncü görünüş..... | 63 |
| Şekil 16.10 | Basınç farkı ile, manifold, basınç vektörlerinin gösterimi, ikinci görünüş..... | 64 |
| Şekil 16.11 | Basınç farkı ile, manifold, basınç vektörlerinin gösterimi, birinci görünüş.... | 64 |
| Şekil 17.1 | Dizel Motorda Yanma..... | 67 |
| Şekil 17.2 | Tutuşma gecikmesinin silindir içindeki basınç yükselmesine tesiri | 70 |

ÇİZELGE LİSTESİ

| | Sayfa |
|---|-------|
| Çizelge15.1 Dizayna bağlı manifold çıkış hızları..... | 52 |

ÖNSÖZ

Tezimde seri üretime geçmesi planlanan bir emme manifoldu üzerinde, homojen bir akışın sağlanması için, akış analizleri yoluyla, düzenli hız ve basınç dağılımlarının oluşması için optimizasyon yapılmıştır. Bu çalışmamda bana desteklerini esirgemeyen; Prof.Dr. Orhan DENİZ, Yrd.Doç.Dr. Tarkan SANDALCI ve Yrd.Doç.Dr. Hakan DEMİR hocalarıma çok teşekkür ediyorum.

ÖZET

Çalışmamızda; emme manifoldu, aşırı doldurma sistemleri ve CFD hakkında genel bilgiler verilerek, manifold akış analizleri yapılmıştır. Analizler esnasında havanın manifold içerisindeki hız ve basınç değişimleri incelenmiştir. Manifold içerisindeki hava hareketleri; emme basıncı, kütsel debisi ve içeride oluşan türbülansa bağı olarak incelenmiştir.

Manifold geometrisi solidworks programında oluşturulup, akış analizleri gambit ve fluent programları kullanılarak yapılmıştır.

Solidworks programında oluşturulan manifold geometrisi, ardından gambit programında açılır. Gambit programı ile geometri üzerinde iyileştirmeler yapılarak sonlu hacimde ağ hücreleri uygulanır ve fluent programına gönderilir. Bunun ardından silindir hacmine bağı olarak, her bir silindir için gerekli hava miktarı hesaplanır ve toplam hava miktarı, manifold hava girişine, sıcaklık ve basıncıyla birlikte programa data olarak girilir. Ardından Fluent programı türbülans ve diğere parametrelere bağı olarak iterasyonlar yaparak bize manifold içerisindeki hava hız ve basınç dağılımını verir. Toplam üç adet emme manifoldu geometrisi ve bir adet emme kanalları dâhil manifold analizi yapılmış olup homojen bir akışın sağlanması amaçlanmıştır. Ayrıca, aşırı doldurma ve sistem içerisinde basınç farkı oluşumunun, hava akış ve basınç değerlerine etkileri incelenmiştir.

ABSTRACT

In this study, there has given general informations about, intake manifold, supercharging systems, CFD and there has done flow analyses. During the analyses there has investigated the air's speed and pressure inside the intake manifold. The air flow inside the manifold is investigated by the help of intake pressure, mass flow rate and turbulence.

Manifold geometry has created at solidworks software and air flow analysis has done with the Gambit and Fluent softwares.

The geometry which has created at solidworks software, has opened at gambit software. After clean up the geometry at gambit software, the geometry had meshed than transferred to the fluent software. Air flow rate (which has calculated by the help of cylinder volume), heat and pressure datas edited to the software. Fluent software has iterated and calculated air flow speed and pressure by the help of turbulence and another datas. There has totally three different intake manifold geometry and one whole manifold design together with intake pipes analyzed. The target was to create the almost possible homogen flow inside manifold. Together with these analyses the manifold has analyzed when supercharging and pressure drop occurs for investigating their effects to the air flow speed and pressure .

1.GİRİŞ

Emme manifoldunun ana görevi yanma için gerekli karışımı (direkt enjeksiyonlu motorlarda sadece havayı)silindir başındaki her bir emme kanalına dağıtmaktır. Dağıtım motor verimi ve performansı için çok önemlidir.

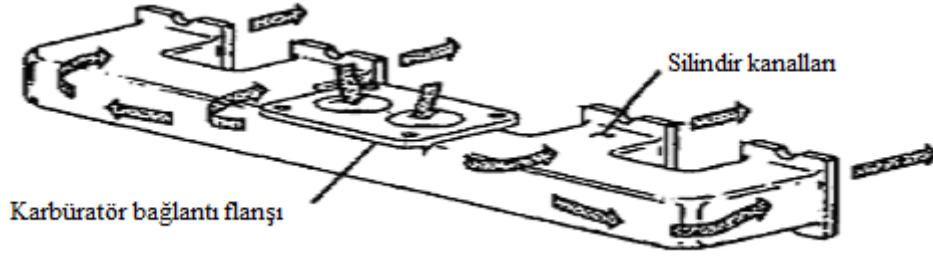
Düzenli bir çalışma için silindirlere alınan dolgunun hepsi birbirine yakın miktar ve kalitede olmalıdır. Bu nedenle yakıt hava karışımı dağılımı mümkün olduğu kadar iyi yapılmalıdır. Bu tamamen emme manifoldu dizaynına bağlıdır. Yakıtın bir miktar buharlaşması yakıt dolgusu için mükemmel bir karışım sağlar, buna rağmen dolgunun çok yüksek sıcaklıklarda olmaması için bundan kaçınılır. Eğer yakıt dolgusu aşırı derece ısıtılmış ise motorun gücü düşer. Bunun nedeni ise dolgunun sıcaklıktan dolayı genişlemesidir. Yeni modern emme manifoldu dizaynlarında emme manifoldu çeperlerinde yoğunlaşan yakıt miktarı minimuma indirilmiştir.

Motorlar uzun yıllar kullanıldıktan sonra performanslarında düşüş olabilmektedir. Bu performans düşüşünün nedenlerinden biride emme manifoldu kaçaklarıdır. Emme manifoldu kaçakları, motorda performans düşüşüne ve motorun aşırı ısınmasına sebep olup motora hasar verir. Bunun için düzenli kontroller yapılmalıdır.

Pistonların AÖN' ya doğru hareketinden dolayı, subaplarda oluşan koşullara bağlı olarak, buji ateşlemeli motorlarda, emme manifoldunda (atmosfer basıncından daha düşük) bir vakum oluşur.

Bu manifold vakumu çok güçlü olabilir ve bu otomobilin diğer sistemleri için bir güç kaynağı olarak kullanılabilir(tutuşma gelişimi, elektrik destekli frenler, hız sabitleme, silecekler elektrikli pencereler ve havalandırma sistemi valfleri vs.)

Ayrıca bu vakum karter içerisindeki piston havalandırma gazlarının atılması için kullanılır. Bu işlem pozitif karter havalandırması PVC olarak adlandırılmaktadır. Bu yolla gazlar hava-yakıt karışımı ile yakılır. Emme manifoldu geleneksel olarak alüminyum ve dökme demirden yapılmakta olup son zamanlarda magnezyum, polyamid ve kompozit plastik malzemelerde yaygınlık kazanmaktadır. Kompozit plastik malzemedan yapılmış manifold kullanan motorlara örnek olarak Chrysler 4 silindirli motorları ve Ford duratec 2.0 ve 2.3,GM Ecotec serisi motorları gösterebiliriz. Manifold hava akış şemasını Şekil 1.1'de görebilmekteyiz. [2]



Şekil 1.1 Tipik emme manifoldu gösterimi

2.EMME MANİFOLTUNDAN BEKLENİLEN BAŞLICA ÖZELLİKLER

- 1-Dayanıklılık
- 2- Kalitesi
- 3-Hava akışı, Performans
- 4-Ağırlık
- 5-Birleşme uyumu
- 6-Montaj kolaylığı
- 7-Yanmaya direnç
- 8-Yüksek sıcaklık performansı
- 9-Düşük sıcaklık performansı
- 10-Akustik durum
- 11-Prototip şekillendirme süresi
- 12-Prototip şekillendirme maliyeti
- 13-Üretim süresi
- 14-Üretim aracı maliyeti
- 15-Dizayn esnekliği

Emme manifoldu motor ile hava-yakıt sistemi arasında bir tampon görevindedir. Emme manifoldu dizaynları, performansın yanı sıra, manifoldun motor bölmesindeki konumuna da bağlı olarak yapılmaktadır. Bundan dolayı bazı seri üretim motorlarda düşük performanslı manifoldlar görebilmekteyiz. Ayrıca manifoldun motor bölmesindeki konumu ve dizaynı, montaj zorluklarına sebep olabilmektedir. Emme manifoldundan beklenen başlıca özellikleri tek tek incelersek ; (Keoleian ve Kar, 2003)

2.1 Dayanıklılık

Emme manifoldu çalışma ısısına ve basıncına bağlı olarak bu etkileri karşılayabilecek, malzemelerden imal edilmelidirler.

2.2 Kalitesi

Manifold havanın ve çevre sıcaklığına bağlı olarak korozyona veya yüksek dış ortam ısısına uygun malzeme ve üretim teknikleri ile imal edilmelidir.

2.3 Hava akışı, Performans

Manifold performansını artırabilmek için dizayn esnasında mümkün olduğu kadar köşelerden kaçınılması ve yeterli dolgu hacminin belirlenmesi gereklidir. Bununla birlikte manifold pürüzlülüğünü de en düşük seviyeye indirmemiz performansa katkı sağlar.

2.4 Ağırlık

Otomobilin her bir parçasında olduğu gibi manifold içinde ağırlığı mümkün olan en düşük seviyede tutmak otomobilin genel performansını artıracaktır. Bundan dolayı manifold imalatında kompozit malzemeler kullanılmaktadır.

2.5 Birleşme Uyumu

İki parçadan oluşan manifoldlar için parçalar arasındaki sızdırmazlığın sağlanması ve manifold ile motor bloğu arasında birleşme uyumu çok önemlidir. Sızdırmazlığın sağlanması için ayrıca contalar kullanılmaktadır.

2.6 Montaj Kolaylığı

Manifold dizayn edilirken motor bloğu ile otomobil gövdesi arasındaki boşluğa dikkat edilmeli ve bağlantı elemanlarının ve manifoldun konumu buna göre belirlenmelidir.

2.7 Yanmaya Direnç

Termoplastik ve kompozit manifoldlarda kullanılan malzemenin motordan yayılan yüksek ısıya, yanmaya karşı dayanıklı olması gerekir.

2.8 Yüksek Sıcaklık Performansı

Manifold çok yüksek sıcaklıklarda belirli bir oranda genişmelidir. Bunun nedeni, geometride bozukluklar oluşmasını engellemektir.

2.9 Düşük Sıcaklık Performansı

Manifold çok düşük hava sıcaklıklarında emilen havanın ısıtılmasını sağlamalıdır. Bunun için manifoldların düşük sıcaklıklarda havanın ısısını ne kadar değiştirdiği ölçülür ve gerekli durumlarda çeşitli ısıtma sistemleri manifold içerisinde kullanılır.

2.10 Akustik Durum

Manifold akustiği motor akustiğini oluşturan en önemli faktörlerden biridir. Emme kanalının dar bölümlerinde tiz, geniş bölümlerinde ise daha tok bir ses oluşur. Bununla birlikte manifold hava akışı ve hava hareketleri motor yanma verimini etkiler, bu sayede yanma iyileşir ve gürültü oranı düşer.

2.11 Prototip Şekillendirme Süresi

Bir manifold imalatında bilgisayar destekli akış analizlerinin yanında en son imal edilecek manifoldun prototipinin de testlere tabi tutulması gerekmektedir. Fakat bu analizler önceki yıllarda deneme yanılma yolu ile yapılmaktaydı ve bir çok prototip imal edilip sonra atılmakta idi. Bundan dolayı prototiplerin mümkün olduğu kadar kısa sürede imal edilmesi gerekliydi. Fakat bugünde bu tür sistemlerin kullanılmadığı imalatlarda bu sürenin mümkün olduğu kadar kısa olması arzu edilmekte olup özel kalıplar hazırlanmaktadır.

2.12 Prototip Şekillendirme Maliyeti

Çok fazla prototipin üretilmesi ile artan maliyetler, prototip şekillendirme maliyetinin en düşük seviyede tutulması ile düşürülebilir. Bunun için kalıp maliyeti, malzeme maliyeti, şekillendirme süresinin en düşük seviyede tutulması gereklidir

2.13 Üretim Süresi

Manifold üretim süresi ne kadar kısa olursa bu işletme belirli bir süre içerisinde o kadar çok imalat yapabilir ve buda işletmenin karını artırır. Bu sürenin kısalması imal yönteminin yanı sıra manifold dizaynına da bağlıdır.

2.14 Üretim Aracı Maliyeti

Seri üretime geçecek bir manifold için ilk olarak hangi malzemenin kullanılacağı, ardından nasıl bir dizayn uygulanacağı en son ise manifoldun seri üretimi için hangi imal yönteminin kullanılacağı belirlenir. Kullanılacak imal yöntemine bağlı olarak ise üretim aracının maliyeti değişiklik gösterir. Bu kriter daha çok imalatçının tercihine bağlıdır.

2.15 Dizayn Esnekliği

Prototip aşamasındaki bir manifoldun esnek bir dizayna sahip olması, farklı manifold dizaynlarının kalıpta çok fazla değişikliğe gerek duyulmadan denenmesini sağlar.

3.EMME MANİFOLTU GENEL BİLGİLER

3.1 Dolgu Hacmi

Dolgu hacmi emme dağıtıcılarının birleştiği bölümdür. Tek bir dolgu hacminde bütün emme dağıtıcılarının birleşebildiği gibi, iki dolgu alanı da olmaktadır. Dolgu hacmi çok önemli bir performans geliştirme aracıdır.

İstenilen belirli bir uygulama veya devir aralığı için dolgu hacmini belirlemek oldukça zordur. Dolgu hacmi Helmholtz rezonatörü dalgalarını karşılayabilecek kadar büyük, yüksek hava hızlarında yakıtın buharlaşmasını koruyacak kadar küçük olmalıdır. Bu sayede motorun gaz tepkisi artacaktır. Dolgu hacmi, motorun geniş bir devir aralığında iyi çalışabilmesi için genel kurallar dâhilinde incelenebilmektedir. Motorun 5000-6000d/dak aralığında çalıştığı durum için;

V8 bir motorda bir tek geniş dolgu hacmi, sekiz silindiri beslemek için Helmholtz rezonatör başlayıncaya kadar gerekli hacimde havayı silindirlere sağlamak için yeterli olmayabilir, bu durumda dolgu hacmi, silindir hacminin %40–50 si kadar olmalıdır. 4 silindirli bir motorda %50-60'si kadar ve üç silindirli motorlarda (6 silindirli motorlarda da) dolgu hacmi silindir hacminin %65-80'i kadar olmalıdır.

Eğer 7000-7500d/dak gibi yüksek devir aralığında motordan ilave bir güç isteniyorsa, dolgu hacmi %10–15 daha küçük olmalıdır. 2500-3000d/dak aralığında güç isteniyorsa dolgu hacmi

%30 oranında daha büyük olmalıdır. Orta devirlerde güç artışı için ise dolgu hacmi %30 artırılabilir. [1]

3.2 Emme Kanalları

3.2.1 Ortak Dolgu Hacimli Dağıtıcı Kanallar

Bunlar silindir başları ile dolgu alanı arasındaki bağlantılardır. Bunlar aracınız maksimum devirde iken yeterli miktar ve hızda havanın ve düşük devirlerde ise düşük hızlarda havanın silindire akmasını sağlamaktadırlar. Benzinli motorlarda emme kanallarında yön değişimleri maksimum 15° kadar olmalıdır ve kanallar mümkün olduğu kadar düz bir geometriye sahip olmalıdır.

Ayrıca volumetrik verimi artırmak için emme basıncı dalgalanmaları (Helmholtz rezonatörü) kullanılacak ise emme kanallarının uzunlukları çok önemlidir. En son geliştirilen emme manifoldlarının avantajı, dolgu hacimlerinin büyük olması sayesinde kalbüratördeki emme vurunularının azalması ve hava yakıt karışımının hızının kanal sonunda artmasıdır. Birçok emme manifoldu küçük dolgu hacmi ile yapılmaktadır ve bunları büyütme genellikle performansa yardımcı olur.

Birçok otomobil firmasının bunu küçük yapmasının nedeni, motorun mümkün olduğu kadar yerini değiştirmemektir. Fakat bu durum yüksek devirli motorlarda değişmektedir. Çünkü bu tür motorlarda performans en öncelikli kısıttır. [1]

3.2.2 Birbirinden Bağımsız Dağıtıcı Kanallar

Birbirinden bağımsız dağıtıcı kanalların dolgu bölümü yoktur. Her bir silindir için bir besleme kanalı vardır ve bağlayıcı bir şey yoktur. Bu düşük devirlerde dikkate değer bir gücün oluşmasını sağlar, çünkü besleyici borunun içerisine en yüksek hızda akışkanın girmesini sağlar fakat yüksek devirlerde bu problemlere yol açar. Yüksek akış hızına bağlı olarak birbirinden bağımsız dolgu besleyicilerinin fazladan hava akış hacmine ihtiyacı olur. [1]

3.2.3 Emme Kanalı Uzunluğu Hesaplanması

Emme kanalı boyu hesaplamasında emme süresi hesaba katılmalıdır. Burada bizim istediğimiz basınç dalgalarının supap kapanmadan önce ve tekrar açıldığına emme supabına ulaşmasıdır. Bunu sağlayabilmek için bir miktar sürenin emme süresinden çıkartılması gerekmektedir. Bunun için genellikle belirtilen süreden 20–30° çıkartılmalıdır. [1]

$$EVCD = 720 - (305 - 30)$$

720°:Maksimum kam mili devir açısı

30°:Ayarlama amaçlı sabit açı değeri

305°:Kam emme açısı

$$L = ((EVCD \times 0.25 \times V \times 2) \div (rpm \times RV)) - \frac{1}{2}$$

EVCD = Effective Valve Closed Duration(Efektif supap kapanma süresi)

RV = Reflective Value (Dönüş değeri, Basınç dalgaları)

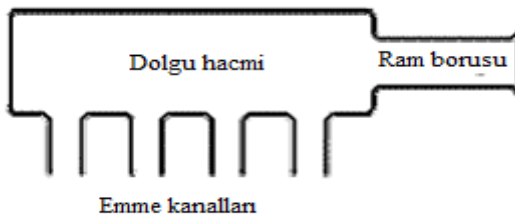
V = Pressure Wave Speed(Basınç dalgası hızı)

D = Runner Diameter(Kanal çapı)

$$L = ((445 \times 0.25 \times 1300 \times 2) \div (7000 \times 2)) - 0.5$$

3.2.4 Emme Ram Boru Çapı Hesaplanması

Bu bulunması en kolay değerlerden biridir. Emme ram borusundaki hız maksimum devirde 54 m/sn den yüksek olmamalıdır. Verilen bir hız için emme ram boru çapı hesaplaması şu şekilde yapılmalıdır. [1]



Şekil.3.1 Manifold emme ram borusu gösterimi

$$D = \sqrt[3]{(CID \times VE \times RPM) \div ((V \times 1130)/0,3048)}$$

D = Diameter (Boru çapı)

CID = Cubic Inch Displacement (Küçük inç yer değişimi)

VE = Volumetric Efficiency (Volumetrik verim)

V = Velocity in m/sec (Hız, m/saniye)

4.MANİFOLD PERFORMANSINI ETKİLEYEN FAKTÖRLER

4.1 Kanal Geometrisi

Bütün kenar ve köşeler hava akışının sınırlanmasına sebep olur. Hava hafiftir fakat bir kütlesi olup, köşeler ve engeller akışını engellemektedir. Islak akışlı bir manifold da yüksek devirler yakıtın havadan ayrılmasına neden olabilmektedir. Bu nedenden dolayı manifold dizaynının da mümkün olduğu kadar kenar ve köşelerden kaçınılmalıdır.

4.2 Dolgu Hacmi

Dolgu hacmi büyüklüğü ve şekli manifold performansını belirleyen ana unsurlardandır.

Doğru hacimde ve geometride bir dolgu hacmi içeri alınan havanın, silindirlere istenilen hızda ve basınçta ulaşmasında en önemli araçtır.

4.3 Manifold Pürüzlülüğü

Yüksek manifold pürüzlülüğü, sürtünmeyi artırarak, manifold yüzeyine temas eden havanın hızını düşürür ve basınç kaybına neden olur. Manifold pürüzlülüğünün artması havanın manifold içerisindeki akış performansının düşmesi anlamına gelir. Bu durumdan dolayı dökme emme manifoldlarının imalatında pürüzlülüğe ekstra dikkat edilmelidir.

4.4 Kombine Etkiler

İyi bir emme zamanlaması ile emme supabı açıldığı durumda supap üzerinde yüksek bir basınç dalgası olacaktır. Emme portundaki basınç, atmosferik basınçtan yüksek olduğu zaman silindir aşağı doğru iner ve silindire hava dolmaya başlar. Diğer bir anlatımla, supabın açılması ile supap üzerindeki yüksek basınç, silindir içerisindeki alçak basınçla dengelenir ve silindir içerisine hava dolmaya başlar. Pistonun tam aşağı inmesi ile silindirde ayrı bir negatif basınç oluşur ve iki negatif basınç dalgası ardı ardına hareket eder.

İyi ayarlanmış bir emme manifoldunda, emme supabında basınç dalgalanmalarından dolayı 0.2 bar kadar ekstra bir basınç oluşabilmektedir, hatta bu değeri de aştığı görülebilmektedir. Buradan anlaşıldığı üzere, bu durumun motor volumetrik verimine büyük bir etkisi vardır. Böylece atmosferik beslemeli bir motorun nasıl %100 verimi aşabileceği ortaya çıkmaktadır.

[1]

4.5 Helmholtz Teorisi

Burada amaç geliştirilmiş bir portun avantajlarını dolgu hacmi ve emme kanallarında kullanmaktır. Aslında iyi ayarlanmış kanallar Helmholtz rezonatörün kendisidir. Daha açık bir şekilde söylenecek olursa, motor'un çalışması esnasında emme kanalları ile dolgu hacmi arasında emme titreşimleri oluşmaktadır. Bu titreşimler, aslında basınç dalgalanmaları olup yüksek basınç ortamından alçak basınç ortamına doğru ses hızında hareket ederler. Amaç bu basınç dalgalarının emme portuna ulaştığı anda supap'ın açılmasını sağlamaktır.

Helmholtz rezonatörünün motor volumetrik veriminin artmasına katkısı olmakla birlikte, dolgu hacminin besleyebileceği silindir adeti sınırlıdır. Verimli bir şekilde çalışabilmesi için 4 silindirden fazla kullanılmamalıdır. Bu ayarlar 6 silindirli motorlar için iki dolgu hacmi ile verimlidir ve her bir dolgu hacmi 3 silindiri beslemelidir.

Bununla birlikte 6 veya 8 silindirli motorlarda bu işlem her bir ateşleme zamanında gerçekleşmezse sistem doğru çalışmaz. 8 silindirli bir motor için en iyi çözüm 180° krank shaftı kullanılmalıdır. Daha sonra 4 'er silindire ayırarak Helmholtz rezonatör uygulanabilir.

8 silindirli motorlarda tek bir dolgu hacmi kullanmak düşük devirlerde çok az bir performans artışı sağlayabilmektedir, fakat bu güçte azalmaya neden olmaktadır. Helmholtz rezonatörde 3 ayarlanabilir kısım bulunmaktadır. Bunlar; dolgu hacmi, emme borularının boyları ve çaplarıdır.

Helmholtz rezonatörünün etkisiyle tam güç alınabilmesi için emme supabının açılışı doğru zamanda olmalıdır. Bu motor dizaynı için çok zor bir problem yaratmaktadır. Bunun nedeni ise emme supabının açılma zamanı motor hızına bağlıdır, Helmholtz rezonatörü ise emme kanalının uzunluğuna, çapına ve ses hızına bağlıdır. Burada geleneksel çözüm emme kanalının boyunu, maksimum performans arzu edilen belirli bir motor hızına göre belirlemektir. Bununla birlikte yeni modern teknolojiler farklı çözümler sunmaktadır. Bunlar değişken zamanlı subap kontrolü (Valvetronic) ve değişken emme geometrisidir.

Helmholtz teorisinin matematiksel gösterimi ise şu şekildedir; [1]

Resonans frekansı ;

$$w_h = \sqrt{\gamma \frac{A^2}{m} \frac{P_0}{V_0}} \text{ (rad/s)}$$

Burada;

γ : Adyabatik indeks veya spesifik ısı oranıdır. Bu değer hava için ve diğer iki atomlu gazlar için 1.4'tür.

A : Kanal kesit alanı

m : Kanaldaki akışkan kütlesi

P_o :Akış alanı statik basıncı

V_o :Akış alanı statik hacmi

Silindirik veya dikdörtgen kanallar için kesit alanı ;

$$A = \frac{V_n}{L}$$

Burada ;

L :Kanal uzunluğu

V_n :Kanaldaki havanın hacmi

Bu eşitlikler ile helmhotz resonatörü için kanal boyunun uzunluğunun, kanal içerisindeki basınç ve sıcaklık değerlerinin performansa etkileri görülebilmektedir.

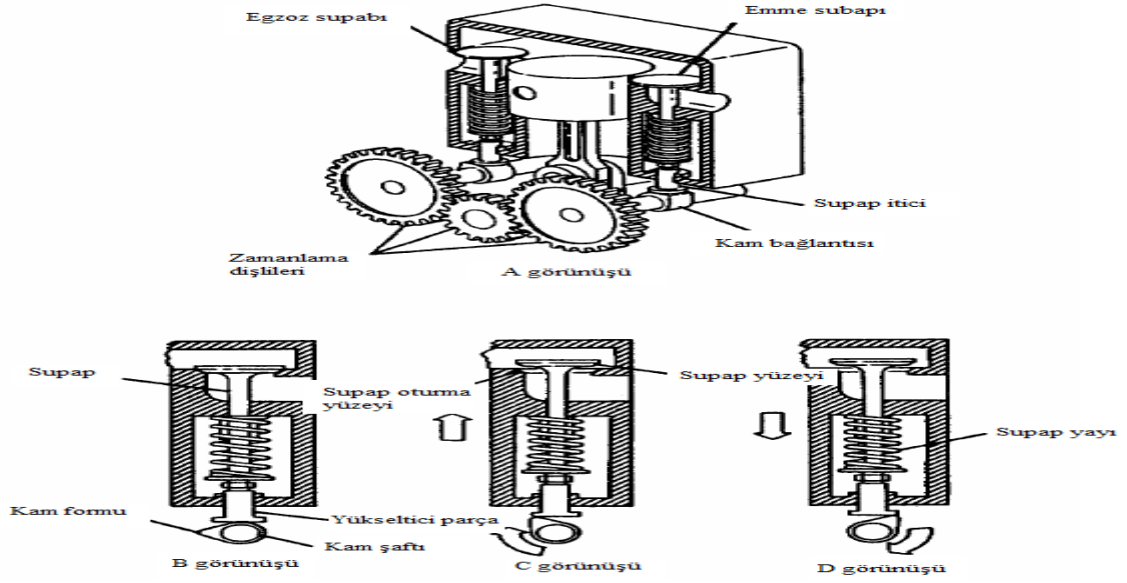
4.6 Emme Kanalı Kesit Alanı

Emme esnasında manifold gövdesinin uzunluğundan bağımsız olarak, kanalın kesit alanı, belirli bir devir aralığında gücü etkiler. Eğer kanal çok küçük ise bu akışı olumsuz etkiler fakat çok büyük olursa da bu hızı düşürür ve güç düşüşü gerçekleşir. Bununla birlikte emme kanalı ne kadar geniş olursa basınç dalgaları daha az olacaktır.

Emme kanalları supaplara en uygun miktarda havanın gitmesi için boyutlandırılmalıdır. Akış esnasında akış alanı toplam supap alanının %80'i kadardır. Yani 2,02" çapında bir supap'ın,

supap alanı $3.2''^2$ olup akış çapı 2,5''tir. (3,2'nin

%80'i). Bazı iyi ayarlanmış yarış araçlarında bu değer %85 olup standart kullanımda %80 olmaktadır. Şekil 4.1'de supap geometrik yapısı, emme kanalı ve piston hareketine bağlı olarak supap konumu gösterilmiştir. [1]



Şekil 4.1 Emme sistemi gösterimi

4.7 Manifold Sıcaklığı

Manifoldun soğuk olması buharlaşmayı zorlaştırarak yoğunlaşmaya sebep olur. Bu takdirde karbüratörden uzakta bulunan silindirler fakir, yakında bulunanlar ise zengin karışım alırlar. Manifoldun çok sıcak olması havanın aşırı ısınmasına ve genişlemesine, dolayısıyla silindire giren hava miktarının azalmasına yol açar. Belirtilen sebeplerden dolayı manifold şekli ve sıcaklığı yanma hazırlığı bakımından önemli bir faktördür.

Birçok motor egzoz gazlarını kullanarak hava-yakıt karışımını ısıtan sıcaklık kontrollerine sahiptir. Bu buharlaşmayı ve karışımın dağıtımını iyileştirir. Motor soğukken bütün egzoz gazı manifoldun "sıcak olması gereken" noktaları etrafında dolaştırılır. Motor ısındıkça termostat özelliğine sahip yay ısınır ve gerilimini kaybeder. Böylece sıcaklık kontrol valfinin pozisyonu değişir, bu değişim sayesinde daha hızlı kullanırken ve ısınmış motor ile egzoz gazları direk olarak egzoz borusu ve susturucudan dışarı atılır.

Sıcaklık kontrolü termostat özelliğine sahip bir yay tarafından yapılır. Yayın karşılığında bir ağırlık bulunur ve ısındıkça uzayan yay bu ağırlığında çekmesiyle gazı dışarı atacak olan sıcaklık kontrol valfini çalıştırır. [1]

5.AKIŞ TÜRÜ VE DAĞILIMINA GÖRE MANİFOLDLAR

5.1 Kuru Akışlı Manifoldlar

Hava ve yakıt emme sırasında hareket ederken, sert kenarlar dönüş esnasında hız artmasına neden olurlar. Hava yakıttan daha hafiftir ve daha keskin dönüşler yapar. Bir hava yakıt karışımı sert bir dönüşe geldiği zaman, yakıt ayrılır ve dönülen kenarın dış kısmına doğru savrulur. Emme kanallarının yeterince uzun olması düşük ve yüksek tork değerlerini sağlamak için yeterlidir motor bloğu ile kaput arasındaki açıklığına dikkat etmek gereklidir. Çok noktadan yakıt enjeksiyonu bize yakıtın direkt olarak emme portuna enjeksiyonunu sağlar buda emme manifoldundan sadece havanın geçmesi demektir. Bundan dolayı emme manifoldunda daha keskin eğimler yapabiliriz. Hava düz bir yolda daha iyi akar fakat eğimli durumda da yakıttan ayrışma problemi ortadan kaldırılabilir. [1]

5.2 Islak Akışlı Manifoldlar

Bu tür manifoldlarda hava ve yakıt beraber akmaktadır. Kalbüratör ve emme manifolduna enjeksiyon sistemleri buna örnektir. Emme kanalı şekli çok önemli olup, hava yakıt karışım oranı bozulmamalıdır. Bundan dolayı ıslak akışlı manifold dizaynı daha karmaşıktır. Eğer 4 silindirli bir motorun emme manifoldunu incelersek kalbüratörün altındaki, manifold bağlantısı eğimi çok fazladır. Kalbüratörün altından geçen hava silindirlere gelmeden önce yaklaşık 90° dönüş yapar. Yüksek devirlerde yakıtla havanın karışım halinde kalması zorlaşır. Çok düşük hızda karışımın ayrılmasına sebep olur. Bu durum özellikle geniş kanallarda ve düşük devirlerde oluşur. Düşük hız demek yakıtın daha yavaş olarak akışı anlamına gelir. Yakıt havadan daha ağırdır ve yavaş hareket uzadıkça daha çok ayrılma gerçekleşir. Yüksek akış hızı elde etmek kolaydır fakat belirli sınırlara bağlı olarak bunun gerçekleştirilmesi gereklidir. Yüksek devirlerde akışın daha iyi olması için geniş kanallar gereklidir, fakat bu durumda ise geniş kanallar hızı düşürür ve gücü azaltır. [1]

5.3 Çift Bölgele Manifoldlar

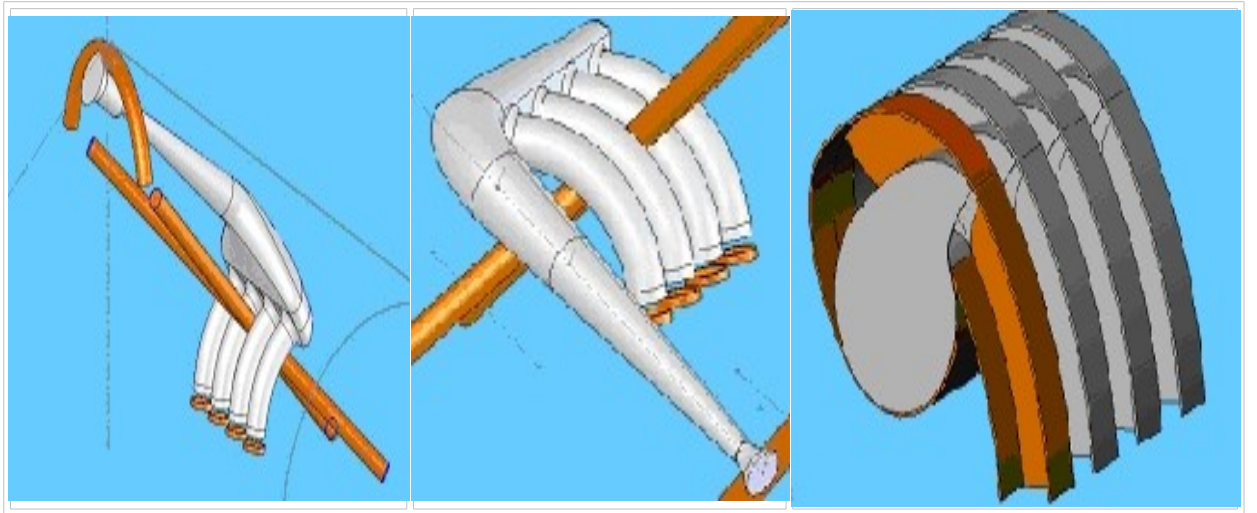
Bu tür manifoldlarda iki adet dolgu hacmi bulunur. Bu özellik düşük devirde gücü artırır ve diğer manifoldlara göre gaz tepkisini artırır. Çift bölgele manifoldlar, özellikle büyük hacimli kalbüratörlerde kullanılmaktadır. Şekil 5.1’de çift bölgele emme manifoldu genel gösterimi bulunmaktadır. [1]



Şekil 5.1 Çift bölgele emme manifoldu

5.4 Tek Bölgele Manifoldlar

Bütün emme kanalları genel bir dolgu hacmine doğru birleşirler. Açık dolgulu manifoldlar, çift bölgele manifoldlara göre daha yüksek güç sağlarlar. Yüksek devirli araçlarda tek bölgele emme manifoldları performansı daha çok artırmaktadır. Tek bölgele emme manifoldlarında, manifold içerisine hava girişi farklı şekillerde olabilmektedir. Aşağıdaki şekillerde manifold içerisine farklı yönlerden hava girişleri görülebilmektedir. [1]



Şekil 5.2 Üstten besleme

Şekil 5.3 Yandan besleme

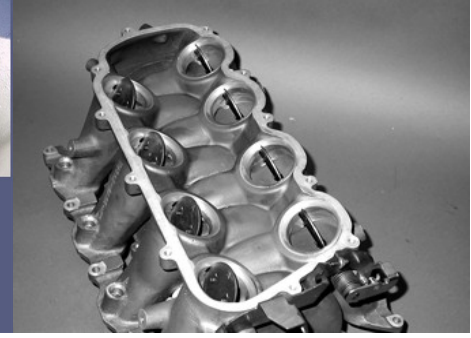
Şekil 5.4 Yandan besleme, değişken geometri



Şekil 5.5 Honda yandan beslemeli manifold dizaynı



Şekil 5.6 Mercedes üstten beslemeli manifold dizaynı



Şekil 5.7 Ford değişken geometrili manifold dizaynı

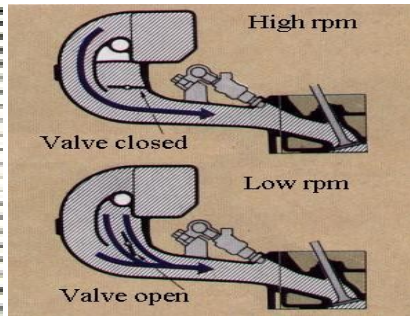
5.5 Değişken Geometrili Emme manifoldları

Son yıllarda değişken geometrili emme manifoldu daha popüler olmuştur, bu sayede düşük hızlarda tork dağılımı daha iyi olmakta ve yüksek hızlardaki güç azalması engellenebilmektedir. Çoğu sürekli değişken emme manifoldu, üretim zorluğundan dolayı, farklı uzunluklardaki iki emme kanalından oluşmaktadır. Bunlardan uzun olanı düşük devirler için, kısa olanı ise yüksek devirler için kullanılmaktadır. Bu değişkenlik, toplamda ideal tork değişimi ile iyi hızlanma ve esneklik değerlerinin temelidir.

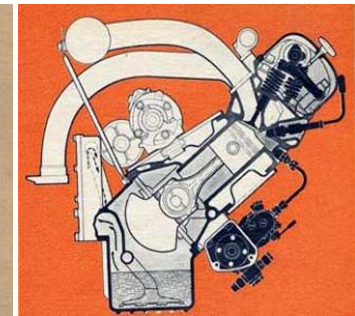
Bazı motor üreticileri (BMW, PORSCHE, MAZDA VS.) değişken manifold geometrisini başarılı bir şekilde kullanmışlardır. Bu sayede Audi, V6 motorunda düşük motor devrinde yüksek tork elde edilmiştir ve 2000-3500d/dak aralığında daha geniş bir tork bandı elde edilmiştir. Ve iki boyutta emme manifoldu kullanarak daha yüksek bir güç ile daha iyi motor çalışma karakteristiği elde edilmiştir. Değişken geometrili emme manifoldu dizaynları Şekil 5.8, 5.9 ve 5.10 'da gösterilmektedir. [1]



Şekil 5.8



Şekil 5.9



Şekil 5.10

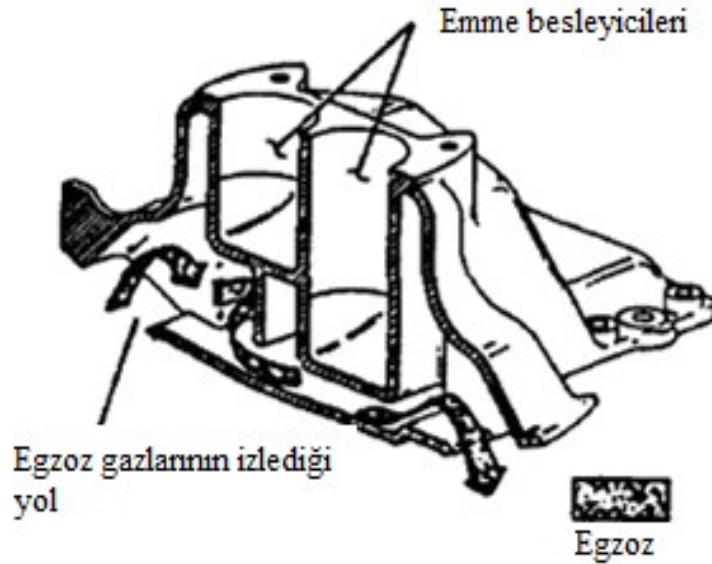
Değişken geometrili emme manifoldu dizaynları

5.5.1 Değişken Geometrilili Emme Manifoldları İle İlgili Sonuçlar

- 1-Dolgu hacmi artırıldığı zaman, orta devirlerde performans artışı görülmektedir. Eğer motor performansının yüksek devirlerde iyi olmasını istiyorsak, dolgu hacmi azaltılmalıdır.
- 2-Dolgu hacmi ve manifold basıncı arttığı zaman karışım daha zayıf olmaktadır.
- 3-Karışımındaki hava oranının artmasına bağlı olarak kirletici emisyonlar azalmaktadır.
- 4-Dolgu hacminin, motorun performansı ve kirletici emisyonlar üzerinde çok büyük etkisi bulunmaktadır. Değişken dolgu hacimli manifoldlar kullanılarak motorun performansı artırılabilir.

5.6 Egsoz Gazı Isıtmalı Manifoldlar

Çoğu manifold dizaynlarında emme girişindeki havanın ısıtılması için egzoz ile ısıtma sistemi kullanılmaktadır. Bu yakıtın atomizasyonu için önemlidir fakat sıcaklık çok yüksek olur ise gücü düşürür. Serin hava daha yoğundur ve yoğun hava daha fazla güç sağlar. Performans motorlarında manifold ısıtıcı kullanılmamaktadır. Manifold ısıtma ucuz olup, yanma veriminin artmasıyla, menzil artar. Şekil 5.11’de manifold genel yapısını görebilmekteyiz. (Subcourse, OD1619)



Şekil 5.11 Egsoz gazı ısıtmalı emme manifoldu

5.7 Alev Tipi Manifoldlar

Motorların kışın soğuk havalarda ilk çalışmasını kolaylaştırmak alev tipi (flame-type) emme manifoldları kullanılır.

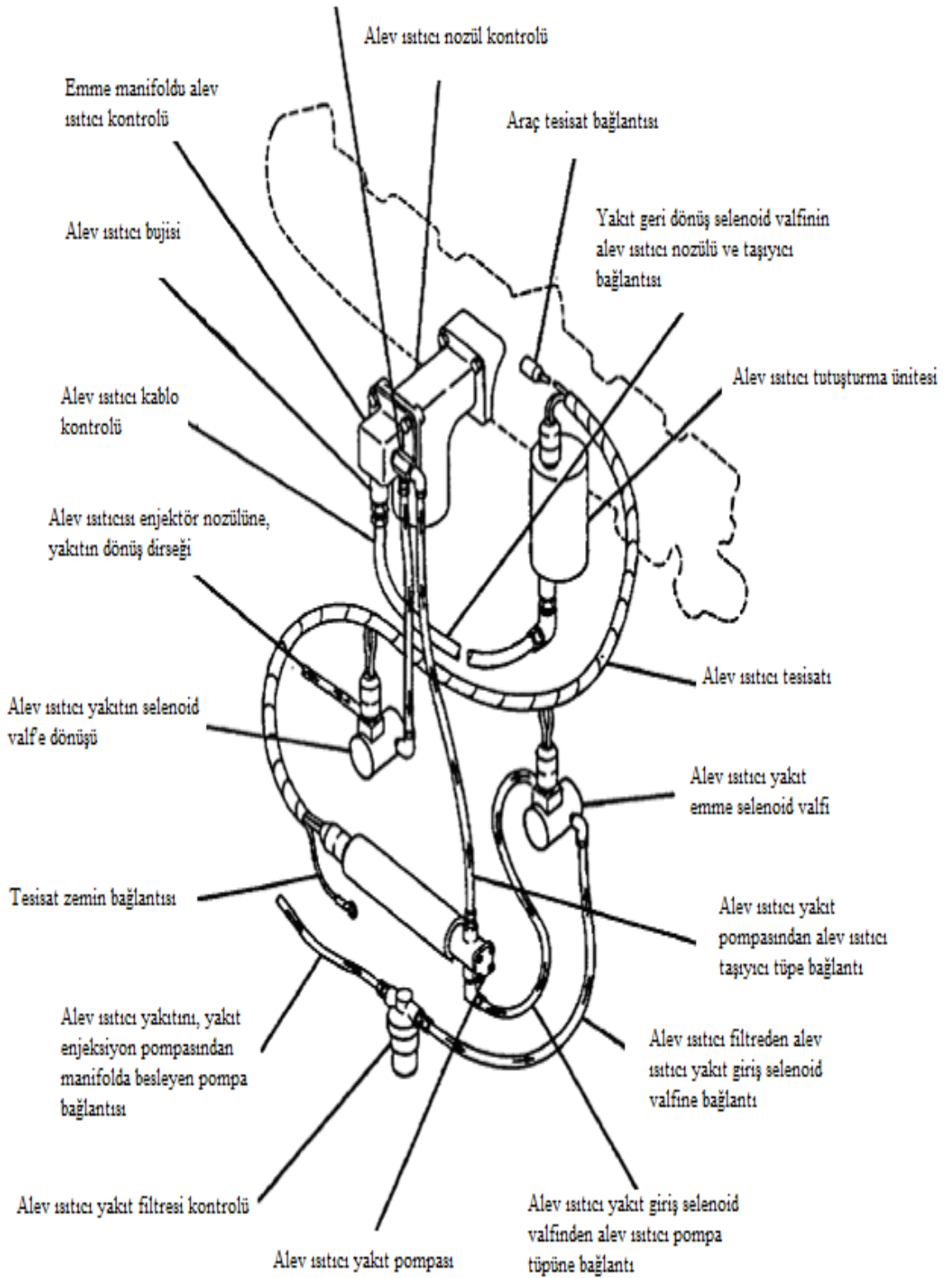
Bu manifoldlar, bir dolgu hacmi, buji, akış kontrol nozülü, ve iki adet selenoid valften oluşur. Buji enerjisini, alev ısıtıcı tutuşturma ünitesinden alır. Nozül, yakıtı emme manifoldu dirsek bölümü içerisine, basınç altında püskürtür ve oluşan yakıt buharı buji ile tutuşturulur. Böylece hava silindirin içerisine alınmadan önce ısıtılır.

Sistem kullandığı yakıtı otomobilin yakıt deposundan karşılar ve sistem parçaları, eğer motor çok yakıtlı ise bu duruma dayanıklılık göstermelidir.

Alev yakıt pompası, radyal tipte olmalıdır ve kapalı devre bir elektrik motor ile tahrik edilmelidir. Pompa gerekli yakıtı, yakıt tankından alarak püskürtme nozülüne dağıtır. Bu pompa otomobilin içerisindeki bir düğme yardımıyla açılarak kapatılabilmektedir.

Emme manifoldu alev ısıtma sisteminde, yakıttaki pislikleri dışarı atmak için nozülden önce bir filtre bulunur. Alev ısıtma sistemi için, iki adet yakıt selenoid valfi kullanılır. Valfler alev ısıtma sistemi aktive olduğu zaman açılırlar ve yakıtın sadece sistem çalışır halde olduğu durumda, dağıtılmasını sağlarlar. Bu valfler yakıt akışını, sistemin veya motorun kapanması durumunda durdururlar. Şekil 5.12 'de sistem genel çalışma prensibi gösterilmektedir. (Subcourse, OD1619)

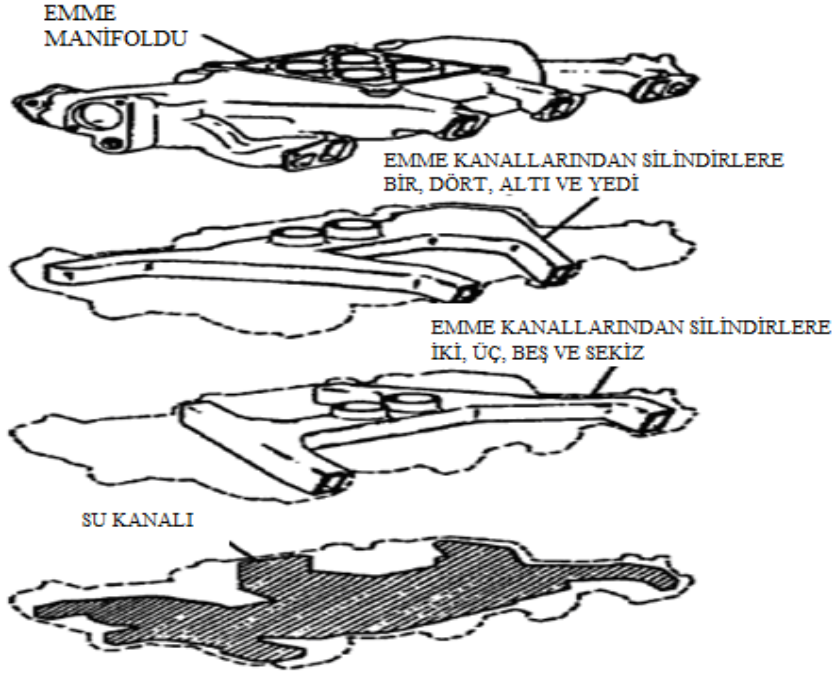
Alev ısıtıcı nozül kontrolörü



Şekil 5.12 Manifold alev ısıtma sistemi

5.8 Su Isıtmalı Manifoldlar

Bu manifoldlar, egzoz gazı ısıtmalı manifoldlarla benzer prensipte çalışmakta olup, ısıtma için gerekli su, radyatörden sisteme sağlanmaktadır. Şekil 5.13 'de sistem genel yapısı gösterilmiştir. (Subcourse, OD1619)



Şekil 5.13 Su ısıtmalı emme manifoldu

6. MANİFOLT HAVA AKIŞI GENEL YAPISI

6.1 Hava Hareketlerinin Düzenlenmesi

Havanın, motora girişini optimum kayıplarla sağlamak, motorun güç üretiminin artışı için çok önemli olup, hava miktarının artırılmasının çeşitli yolları bulunmaktadır. Havayı artırmanın üç yolu bulunmaktadır. İlki bilindiği gibi daha iyi geçiş kanalları ve supap geometrileridir.

İkincisi ve az uygulanan yöntem ise havanın silindirleri daha iyi doldurması için havaya hareket verilmesidir. Eğer bütün emme sistemi elemanları uyumlu bir şekilde çalışırsa, hava, piston ÜÖN 'ya doğru harekete başladığı durumda bile bir miktar dolmaya devam eder.

Bu durum içeri alınan akışkanın, akış hızına bağlı olarak bir noktada, geriye doğru akışa direncidir. Üçüncüsü ve en az bilinen yöntem ise emme supabının çalışma ayarıdır. Bu belirli bir devir aralığı için çok kompleks ve zor olup zamanlamanın doğru yapılması gereklidir. [1]

6.2 Türbülans Oluşumu

Emme manifoldu içerisindeki havaya türbülans hareketinin verilmesi daha çok dizel motorlarda arzu edilen bir durumdur. Emme penceresinden silindir içerisine alınan hava ne kadar dönme hareketi yaparsa, o kadar çok püskürtülen yakıt partikülleri ile yan yana gelecek ve yanma verimi o kadar artacaktır. Bu durum direkt püskürtmeli Otto motorlar içinde geçerlidir. Fakat diğer durumlarda Otto motorlarda emme manifoldu kanalları mümkün olduğu kadar az eğimle imal edilir, bunun nedeni ise hava ve yakıtın akış esnasında farklı özgül kütleleri olduğundan ayrışmasını önlemektir.

7. VOLUMETRİK VERİM

Bir motorun volumetrik veriminde emme manifoldu dizaynı çok önemli bir faktördür. Ani şekil değişiklikleri basınç düşümlerine neden olur ve bu durum daha az havanın (ya da hava yakıt karışımının) yanma odasına girmesine neden olur. Yüksek performanslı Otto motorlarda emme manifoldları daha düz hatlardan oluşur.

Modern emme manifoldlarında genellikle emme kanalları kullanılmaktadır, bunlar tüplerden oluşur ve manifoldu her bir silindirdeki emme portuna bağlar. Bu kanalların kullanılmasındaki amaç havanın Helmholtz rezonansı özelliğinden faydalanmaktır. Hava açık olan supaptan belirli bir hız ile geçerken, kapandığı durumda, havanın halen belirli bir momentumu ve basıncı olduğundan bu durum supap üzerinde yüksek bir basınç oluşmasına sebep olur.

Bu durumda, supap üzerindeki yüksek hava basıncı ile manifold içerisindeki düşük hava basıncı eşitlenmeye başlar, fakat havanın hareketsizliğinden dolayı bu durum hava içerisinde bir basınç dalgalanması yaratır. İlk olarak emme kanalının içerisindeki hava basıncı, manifold basıncından düşük olur, daha sonra manifolddaki hava basıncı, kendini kanalın içerisindeki hava basıncı ile eşitlemeye başlar ve dalgalanma tekrar başlar. Bu işlem ses hızında gerçekleşir ve çoğu manifoldda, kanal içerisindeki dalgalanmalar, supap tekrar açılana kadar aşağı ve yukarı yönde birçok defa tekrarlanır.

Düşük kanal hava geçiş alanı hava akımında daha yüksek rezonansın oluşmasına neden olur. Bu yönden Helmholtz rezonatörü, venturi efektini oluşturur. Piston aşağı doğru hareket ettiği durumda emme kanalının çıkışındaki basınç azalır. Bu düşük basınç kuvveti daha sonra silindir içerisinde yüksek basınç kuvvetine dönüştürülür.

Bazı atmosferik motorların volumetrik verimleri %100'ü geçmektedir. Diğer bir deyişle emme sırasında yanma odasındaki basınç, sıkıştırma evresinden önce atmosferik basınçtan yüksek olup, bazı makine uzmanları bunun mümkün olmadığını ve enerjinin korunumu ilkesine aykırı olduğunu savunurlar. Burada atmosferik basıncın üstündeki basınca sahip havanın sıkıştırılması için gerekli ek enerji, momentum sayesinde oluşur. [2]

7.1 Emme Basınç Dalgaları

Bir motor çalıştığı zaman manifoldun içerisinden düşük ve yüksek basınç dalgaları geçer ve bu havaya hareket kazandırarak emme supabının açılıp kapanmasını sağlar. Burada emme portunun ayarlanmasının amacı yüksek basınç dalgasının emme manifolduna gelmesi ile kapandığı veya ilk açıldığı durumlarda içeri ekstra dolgu girişini sağlamaktır. [1]

7.2 Emme Basınç Dalgaları Nedenleri

En iyi bilinen basınç oluşumu piston aşağı inerken meydana gelen çekme kuvvetidir. Emme esnasında piston bir negatif basınç oluşturur ve dolgunun silindire girişini sağlar. Negatif basınç dolgu alanına geldiği durumda, bu kısımda pozitif basınç gibi tepki verir. Bu pozitif basınç silindirlere doğru hareket eder ve bir basınç dalgalanması oluşturur. Eğer bu pozitif basınç supap kapanmadan o noktaya ulaşırsa bir miktar daha havanın içeri girişi olur.

İkinci basınç dalgalanma nedenini ise şu şekilde açıklayabiliriz. Emme supabı kapandığı zaman emme supabının arkasında kalan hava basınç yapar. Bu yüksek basınçlı hava, dolgu alanına doğru hareket eder ve burada düşük hava basıncına dönüşür. Daha sonra emme supabına tekrar ulaştığı zaman emme supabı kapanır ve bu basınç dalgaları buradan tekrar yansır ve tekrar dolgu alanına gider ve hareketine aynı şekilde devam eder. Belirli bir süre sonra ise oluşan bu dalgalanmalar yüksek basınç dalgalarının yardımı ile stabil hale gelir. [1]

8.MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA

8.1 Genel Bilgiler

İçten yanmalı motorlarda motor gücü, yaklaşık olarak silindirlerinde yakılan yakıt ve bu yakıtın yanmasını sağlayacak hava miktarı ile orantılıdır. Aynı hacimdeki bir motordan daha fazla güç elde etmek için, silindir içerisine daha fazla hava almak gerekir. Bu da harici bir kompresör kullanılarak gerçekleştirilir. Tabii emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı arttırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir.

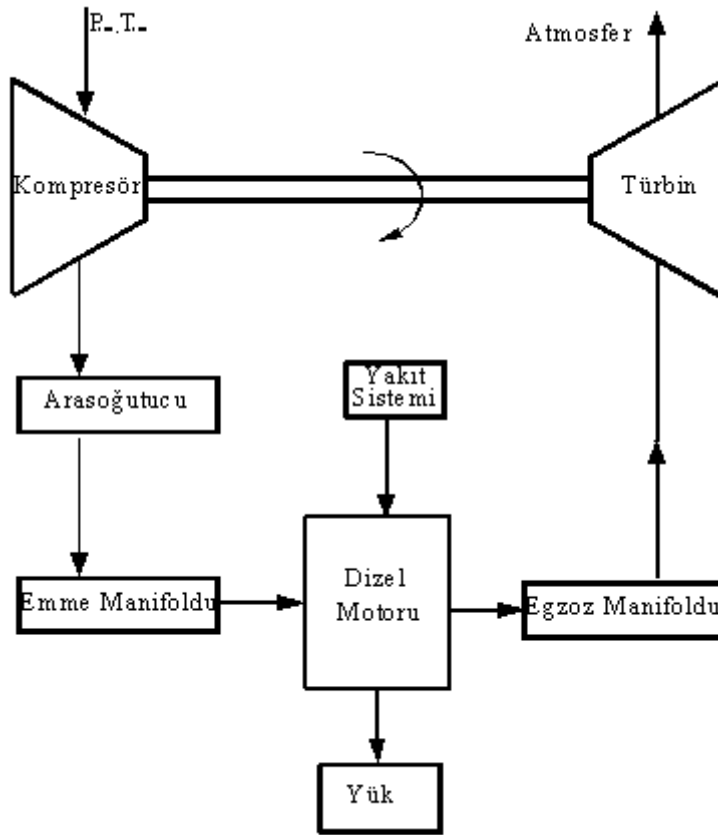
Normal emişli dizel motorlarında deniz seviyesinden yükseklere çıkıldıkça atmosfer basıncı düştüğünden motor gücü de düşer. Deniz seviyesinden her 1000 m yükseğe çıktıkça, çekiş gücünün %10'u kaybolur. Turbo motorlarda güç düşmesi söz konusu değildir. Çünkü motora alınan hava türbin tarafından devamlı basınçlı olarak temin edilmektedir. Aşırı doldurmalı motorların özgül yakıt tüketimleri normal emişli motorlara nazaran daha düşüktür.

Aşırı doldurmanın amacı, silindir içine giren havanın basıncını ve yoğunluğunu arttırmak sureti ile volumetrik verimi arttırmaktır. Aşırı doldurma ile bir motorun hızı arttırılmadan, gücü arttırılabilir veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve hacmi düşürülebilir. Aynı zamanda yakıtın tam yanması sağlanarak egzoz emisyonlarında bir düzelme görülür.

Aşırı doldurma benzin ve dizel motorlarının her ikisine de uygulanabilir. Ancak aşırı doldurma uygulanan bir benzin motorunda, vuruntu riskinden dolayı sıkıştırma oranını düşürmek gerekir. Bu da aşırı doldurma uygulamasının cazibesini gölgeler. Bu yüzden benzin motorlarında aşırı doldurma uygulamasının pek rağbet görmemesine karşın, dizel motorlarında yüksek performans ve yumuşak çalışma gibi özelliklerinden dolayı yaygın halde kullanılmaktadır.

Dizel motorlarda, aşırı doldurmayı cazip yapan diğer önemli bir neden de normal emişli bir motora nazaran daha temiz bir egzoz gazına sahip olmasıdır. Aşırı doldurmalı bir dizel motorunda, daha fazla bir güç için yakıt miktarı arttırılırken, yine aynı motorda hava artış oranı yakıt artış oranının çok çok üstündedir. Bir dizel motorunda tasarı sırasında güç artışı en emin ve en güvenilir yol olan aşırı doldurma ile elde edilmesi planıdır. Aşırı doldurma ile motorda büyük hava kütesinin geçmesi düşünülürken (atmosferik bir motora nazaran) yakıt miktarı da hava artış oranına kıyasla düşük bir oranda arttırılır. Bu artış örneğin hava artışı normal emişli bir motora nazaran 1.5/1 veya 1.75/1 oranında planlanırken yakıt artışı 1.2/1 veya 1.3/1 oranında düşünülür. Sonuçta da yakıt-hava oranı normal emişli bir motora nazaran oldukça düşerek daha yumuşak bir yanma ve genişleme daha temiz bir egzoz gazı (dumansız

egroz ve silindir içinde daha az karbon birikintisi) meydana gelecektir. Şekil 8.1’de sistem genel çalışma prensibi gösterilmektedir. (Aktaş vd., 2005)



Şekil 8.1. Aşırı doldurma sistemi genel yapısı

8.2 Süperşarj Sistemi

Süperşarj sisteminde hava genellikle üfleyici adı verilen bir aygıtta sıkıştırılır. Üfleyici tahriğini dişliler yardımıyla direkt olarak motor krank şaftından alır ve kullanılan en genel üfleyiciler, havayı sıkıştırmak için iki adet dönen rotordan oluşur. Süperşarjlı bir motor ile turboşarjlı bir motor’un çalışma prensibi benzerdir. Farkları emme havasını sıkıştırmak için gerekli gücün alındığı kaynakların farklı olmasıdır.

Süperşarj sisteminin tercih edildiği motorlar genellikle iki stroklu motorlardır. Bu sayede gerekli olan yüksek basınçlı hava sağlanabilmektedir. (Mechanical Science, 1993)

8.3 Turboşarj Sistemi

Motorlar normal şartlarda atmosferik basınçla çalışır. Yani, dışarıdaki hava alınarak motora verilir ve yanma odasında yakıtla karıştırılarak yanma sağlanır. Yanma verimliliğini artırmak

için hava yakıt oranı çok önemlidir ve hacmi arttırmadan daha fazla güç elde etmek için basınçlı hava verilir. Turboşarj sayesinde, yanma odasına normalden daha çok hava ve daha fazla yakıt verilir. Turbo nun basıncına göre alınan güç de artar. Düşük turbo basıncı daha yumuşak bir kullanım sağlar ve motorun parçalarını daha az yorar. Yüksek turbo basıncıyla çalışan motorların genel olarak daha sağlam yapılması gerekir. Turbo motorlar genelde aynı güçteki daha yüksek hacimli motorlara göre daha az yakıt tüketir ve tork değerleri de daha iyidir. Ayrıca atmosferik beslemeli motorlara göre torku daha düşük devirlerden itibaren sunarlar.

Turboşarj sisteminde motordan çıkan egsoz gazları bir türbine gönderilir ve türbini (türbin çarkını) döndürür. Bu türbin ayrıca ikinci bir türbin çarkına bağlıdır ki bu ikinci türbin çarkı taze hava emme sisteminin içinde bulunur. Taze hava emme sisteminin içinde bulunan kompresör, alınan taze havayı sıkıştırır. Sıkıştırılmış havanın, motor performansı açısından iki faydası vardır. Birincisi her bir silindire maksimum miktarda hava (oksijen) göndererek, motorun gücünü artırmak. Bu silindir içerisine daha fazla yakıt gönderilmesini yani daha fazla güç alınmasını sağlar. İkincisi ise emme basıncını artırmaktır. Havanın bu özelliği, oluşan egsoz gazlarının dışarı atılmasını kolaylaştırır. Turboşarj sistemi özellikle yüksek güçlü dört stroklu motorlar için kullanılmaktadır. Ayrıca iki stroklu motorlarda da yüksek basınçlı taze hava karışımını silindir içerisine göndererek, egsoz gazlarının daha rahat dışarı çıkmasını sağlar, böylece motorun çalışma karakterini düzenler. Hava sıkıştırıldığı zaman yüksek ısı oluşur.

Turbo tarafından sıkıştırılan hava silindire alınmadan önce patlamayı önlemek için soğutulmalıdır. Soğutma işlemi intercooler tarafından yapılır. Akış yapısı (Şekil 8.2)'de gösterilmiştir. (Mechanical Science, 1993)

Kompresöre kütle akışı, kompresör basınç oranı ve türbin shaft hızı, yükleme miktarına bağlı olarak değişiklikler gösterir. Kompresör, turbocharger üreticisinden gelen verilere veya motor test verilerine bağlı olarak imal edilmelidir.

$$\dot{M}_{cm1} = map(P_{in} / P_a)$$

Burada

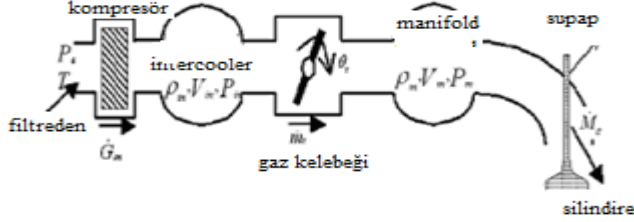
\dot{M}_{cm1} : Intercooler içerisine akan hava akış kütlesi

P_{in} : İntercooler çevresindeki basınç

P_a : Atmosfer basıncı

Gaz kelebeğine doğru olan kütle akışı, ideal gazın aynı kelebeğe akışı gibi modellenebilir.

$$\dot{m}_t = C_t(A_t(\theta))\phi(P_{in}, P_m)$$



Şekil 8.2 Emme manifolduna doğru hava akışı

Burada $C_t(A_t(Q))$ boşaltma katsayısı olup akış alanına bağlıdır $A_t(Q)$;

Q : Gaz kelebeği açısı

P_m : Manifold çevresindeki basınç

$$P_{in} \geq P_m$$

$$\phi(P_{in}, P_m) = \sqrt{P_{in}} \rho_{in} \sqrt{\frac{k+1}{2k}} \sqrt{\left(\frac{k}{k+1}\right)^2 - \left(\frac{P_m}{P_{in}} - \frac{1}{k+1}\right)^2}$$

(8.1)

$$P_{in} < P_m$$

$$\phi(P_{in}, P_m) = \sqrt{P_m} \rho_m \sqrt{\frac{k+1}{2k}} \sqrt{\left(\frac{k}{k+1}\right)^2 - \left(\frac{P_{in}}{P_m} - \frac{1}{k+1}\right)^2}$$

(8.2)

Burada

ρ_{in} : İlk intercooler çevresindeki hava yoğunluğu

ρ_m : İkinci intercooler çevresindeki hava yoğunluğu

k : Hava sabiti

Termodinamiğin ilk kanununa göre bu çalışmada, kütle, momentum ve enerji arasındaki ilişki belirtilmiş olup, havanın intercooler'a doğru hareketi ve manifold aşağıda modellenmiştir.

(Xie vd., 2006)

İlk intercooler

$$\frac{d\rho_{in}}{dt} = \frac{(\dot{M}_{cm1} - \dot{m}_t)}{V_{in}}$$

$$\frac{d\rho_{in}}{dt} = \frac{kRT_a}{V_{in}} \dot{M}_{cm1} - \frac{kP_{in}}{V_{in}\rho_{in}} \dot{m}_t$$

(8.3)

Manifold

$$\frac{d\rho_m}{dt} = \frac{(\dot{m}_t - \dot{M}_{cm2})}{V_m}$$

$$\frac{d\rho_m}{dt} = \frac{kRT_a}{V_m} \dot{m}_t - \frac{kP_m}{V_m\rho_m} \dot{M}_{cm2}$$

(8.4)

Burada

- V_{in} : İlk intercooler'in hacmi
- V_m : Manifold hacmi
- T_a : Hava sıcaklığı
- \dot{M}_{cm2} : Silindire giden hava akış kütlesi

Silindire hava akışı, silindir modelinin integrasyonu ile elde edilebilir.

$$\dot{M}_{cm2} = Q(P_m, P_c)$$

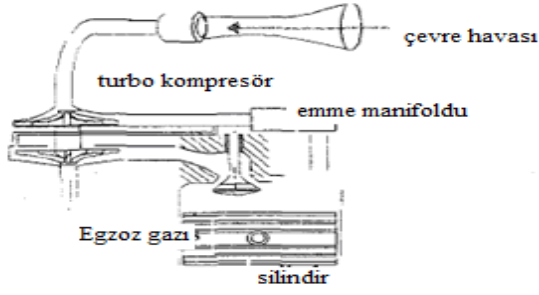
(8.5)

Burada P_c silindir basıncıdır.

8.4 Manifold Hava Emme Modelinin İncelenmesi

Manifold içerisindeki havanın basınç ve sıcaklık gibi özellikleri içten yanmalı motorlar için çok önemlidir.

Turboşarjlı dizel motorlarda hava karakterinin değişiminin, (sıcaklık ve basınç) turbo kompresörü için çok önemi yoktur. Fakat turbo kompresör yardımıyla oluşan hava basıncının motor performansı ve silindirler üzerinde çok büyük bir etkisi vardır. Manifold bu tür çalışmalarda bir ara hacmi sembolize eder V_{im} . Şekil 8.3'de havanın sistemde izlediği yol gösterilmektedir. (Ouenou vd.,1997)



Şekil 8.3 Manifold hava emme modeli gösterimi

8.4.1 Turbo Kompresör Yapısı

Verilen bir motor için maksimum motor gücü, silindire alınan yakıtta ve silindir içerisine dolan hava miktarına bağlıdır. Daha yüksek hava yoğunluğu ile daha yüksek güç elde edilebilir.

ω_{tc} dönme hızında bir turbo kompresörde, gerekli gücün bulunabilmesi için turbomakinenin kontrol hacmi termodinamiğin ilk yasası uygulanarak şu şekilde bulunur;

$$P_C = \frac{\dot{m}_{in} c_{p,a} T_0}{\eta_C} \left[\left(\frac{P_{im}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

(8.6)

Burada $\gamma, \dot{m}_{in}, c_p, P_0, P_{im}$ hava spesifik oranlarıdır. Spesifik hava sıcaklık oranı, hava akış miktarı, hava spesifik ısısı, hava emme manifoldu giriş basıncı, kompresör çıkış basıncını temsil ederler. η_C verim olup T_0 ise havanın turbo kompresöre giriş sıcaklığıdır. Turbo kompresör ile türbin mekanik olarak kompresöre bağlıdır ve bu nedenle kompresörde mekanik kayıplar olacaktır. (Ouenou vd.,1997)

Sistemin genel formülize gösterilişi şu şekildedir.

$$\dot{P}_C = \frac{\dot{m}_{in} c_{p,a} T_0}{\eta_C} P_0^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_{im}^{\frac{-1}{\gamma}} \frac{dP_{im}}{dt}$$

Veya

$$\frac{dP_{im}}{dt} = \frac{\eta_C}{\dot{m}_{in} c_{p,a} T_0} P_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} P_{im}^{\frac{1}{\gamma}} \dot{P}_C$$

(8.7)

Emme manifoldu dinamikleri bize gösterir ki, manifold içerisindeki ısı değişimleri kompresörden gelen havanın dinamiklerine bağlı olarak değişim göstermektedir.

$$\frac{dT_{im}}{dt} = k_{sc} p_{im}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dot{P}_C \quad (8.8)$$

Burada k_{sc} manifold hacmine bağlıdır.

8.5 Silindire Hava Emilişi Modeli

Dizel çevrimi dört procesten oluşur. Bunlar havanın silindire alınması, sıkıştırma, yakıt enjeksiyonu, daha sonra tutuşma ve yanma ile genişleme ve silindirin boşalmasıdır. Burada bizim yapacağımız emme işleminin teorik modellenmesidir.

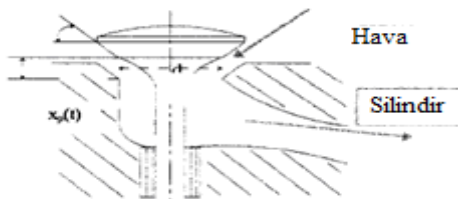
Havanın içeri akışı $\dot{m}_{esa}(t)$, supap bölümüne doğru giderken yoğunluğuna $\rho_{esa}(t)$ ve hızına $u_{esa}(t)$ bağlıdır. Geçiş bölümündeki havaya ideal gaz bağıntısı uygulanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{m}_{esa}(t) = \rho_{esa}(t) u_{esa}(t) S_{esa}(t) \quad (8.9)$$

$S_{esa}(t)$ supap açıldığı konumda koni şeklindedir. Bundan dolayı bağıntı şu şekilde verilmiştir.

$$S_{esa}(t) = \pi (d + x_p(t) \cos a \sin a) x_p(t) \cos a \quad (8.10)$$

Burada α supap oturma açısı, d emme bölgesi oturma açısı ve $x_p(t)$ ise şekilde gösterildiği gibi supabın kalkış miktarıdır. Şekil 8.4 emme supabı genel gösterimi ile supabın porta oturması incelenecektir.

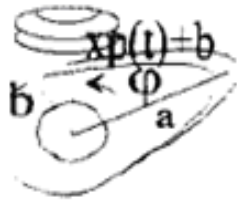


Şekil 8.4 Emme supabı

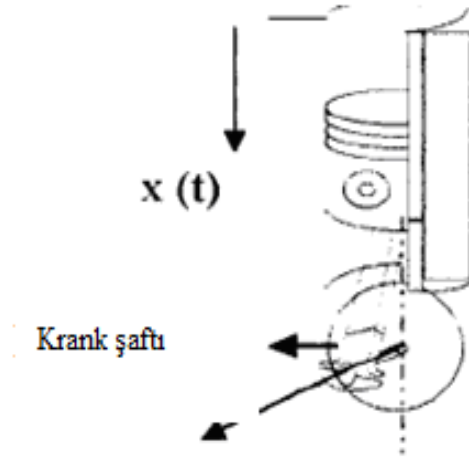
Genellikle supapların açılışı kam şaftı tarafından yönetilir ve supap açılma hızı motorun hareketine bağlıdır. Kam şaftı formuna bağlı olarak supap kalkış bağıntısı şöyle gösterilir;

$$x_p(t) = b \left[1 - \cos^2 \varphi_p \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \right]^{-0.5} - b \quad (8.11)$$

Burada a ve b şekilde gösterildiği gibi elipsin kısa ve uzun eksenleridir. Emme esnasındaki silindir hacmi, piston stroğuna ve silindir kesiti'ne (S_{cyl}) bağlıdır. Şekil 8.5, kam şaftının eliptik formunu, Şekil 8.6 'de ise krank şaftı konumu piston hareketine bağlı olarak gösterilmektedir.



Şekil 8.5 Kam şaftının eliptik formu



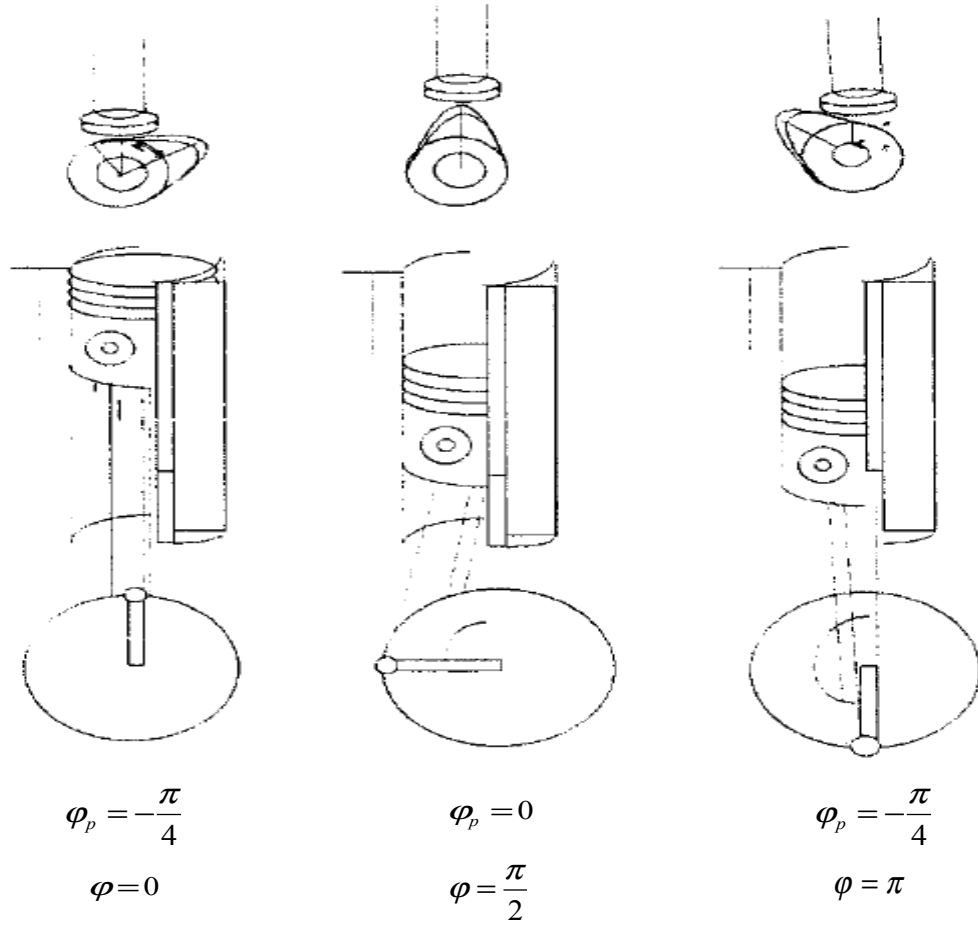
Şekil 8.6 Silindir yapısı

$$V(t) = S_{cyl} x(t) \quad \text{ve} \quad \lambda = \frac{L}{r} \quad (8.12)$$

$$x(t) = r(1 - \cos \varphi) + L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \varphi}{\lambda^2}} \right) \quad (8.13)$$

R,L motor krank yarıçapı ve krank kol uzunluğudur. Emme safhasının ilk bölümünde krank şaftı açısız pozisyonu sıfırdır ve kam şaftı açısı $\pi/4$ radyandadır. Şekil 8.7 ile piston hareketine bağlı olarak krank şaftı ve kam şaftı açısız pozisyonları görülebilmektedir.

$$\varphi_p = -\frac{\varphi}{2} + \frac{\pi}{4} \quad (8.14)$$



Şekil 8.7 Krank şaftı ve kam şaftı açısal pozisyonları

Emme aşamasında silindire alınan hava adyabatik ve değişken akışlı kabul edilebilir. Enerjinin korunumu yasası silindire uygulanırsa (hacim $v(t)$ ve silindir kesiti $S_v(t)$) aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\frac{d}{dt} \iiint \rho u dv = - \iint \rho u V n d\sigma + \dot{\phi}_{sv} + \dot{\phi} \quad (8.15)$$

| | | | |
|------------------------------|-------------------|---------------|------------------|
| Toplam enerjinin değişimi | Toplam entalpi | Termal güç | Termal enerji |
|------------------------------|-------------------|---------------|------------------|

Gazlar için kinetik enerji ve potansiyel enerji genellikle ihmal edilir. Toplam entalpi şu şekilde bulunur.

$$h = u + pv$$

Burada u iç enerji, p termodinamik basınç ve v ise gazın hacmidir. Gazın silindire girişteki entalpisi üniform olarak düşünülür. Kütle ve enerji dengesinden aşağıdaki eşitlik meydana gelir.

$$\frac{d}{dt}(mu) = \dot{m}_{cyl} h_{cyl} - P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{dt}$$

(8.16)

“cyl” gösterimi silindir içerisindeki basınç ve hacimleri göstermektedir. Silindir içerisinde kalan gazın sıcaklık ve basınç değeri önceki çevrime bağlıdır. Hava iç enerjisi ve entalpisi, sıcaklığın lineer fonksiyonlarıdır.

$$u(T) = c_v T + k$$

(8.17)

$$h(T) = c_p T + k$$

(8.18)

Burada c_p (sırasıyla c_v) sabit basınçtaki gazın spesifik ısıdır ve k bir sabittir.

Entalpi ile iç enerji eşitliklerinin yerinin değiştirildiği durumda, dolmuş esnasında silindirdeki havanın toplam kütlesi $m_{cyl}(t)$; manifold hava emme sıcaklığına $T_{im}(t)$, başlangıç esnasındaki gazın sıcaklığına $T_{cyl}(0)$ ve t zamanına $T_{cyl}(t)$ bağlıdır.

Dinamik gaz modellerinde, kontrol hacimlerine doğru akış; akış şartlarına, karakteristik metotlara, kütle akışına ve enerjinin korunumuna bağlıdır.

Atmosferik hava hızının sıfır varsayıldığı ve sıcaklığın T_0 olduğu kabul edildiği durumda emme manifoldundaki havanın hızı, enerjinin korunumu yasasından çıkartılır.

$$u_{im}(t) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}(T_0 - T_{im}(t))}$$

(8.19)

Supap'a doğru olan hava yoğunluğunun izentropik şartlarda gösterilişi;

$$\frac{P_{im}(t)}{P_{im}^\gamma(t)} = \frac{P_{esa}(t)}{P_{esa}^\gamma(t)}$$

Eşitlikleri birleştirirsek;

$$P_{cyl}(t) = P_{esa}(t)$$

Elde edilen eşitlik;

$$\rho_{esa}(t) = \frac{P_{im}(t)}{rT_{im}(t)} \left[\frac{P_{cyl}(t)}{P_{im}(t)} \right]^{\frac{1}{\gamma}}$$

(8.20)

Supap'a doğru havanın akış eşitliği (8.9)'da verilmiştir. Burada havanın hızı, gazın emme manifoldu ile supap arasındaki enerjinin korunumundan çıkarılmaktadır.

$$\dot{m}_{esa}(t) = \rho_{esa}(t)u_{esa}(t)S_{esa}(t)$$

$$\dot{m}_{esa}(t) = \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left(rT_{im}(t) - \frac{P_{cyl}(t)}{P_{esa}(t)}\right) + u_{im}^2(t)\right)}$$

(8.21)

Hava dolun metoduna, havanın içeri akış kütleli debisi $\dot{m}_{esa}(t)$ ve emme süresi eklendiği zaman silindir içerisindeki anlık sıcaklık ve basınç elde edilebilir. Bu bağıntı sıcaklık değişiminin bir fonksiyonudur.

$$\frac{d}{dt}T_{cyl}(t) = \frac{1}{m_{cyl}(t)}\left(\gamma\frac{P_{cyl}(t)}{r\rho_{esa}(t)} - T_{cyl}(t)\right)\frac{d}{dt}m_{cyl}(t) - \frac{1}{c_v m_{cyl}(t)}\frac{d}{dt}W_{ad}(t)$$

(8.22)

İdeal gaz bağıntısı uygulanırsa;

$$P_{cyl}(t) = \frac{m_{cyl}(t)rT_{cyl}(t)}{V_{cyl}(t)} = \rho_{cyl}(t)rT_{cyl}(t)$$

(8.23)

Hava emme aşamasında, sistem şu şekildedir; silindirdeki hava basıncı $P_{cyl}(t)$ ve hacim $dV(t)$ olduğu durumda hava $\mathcal{W}_{ad}(t)$ enerjisini alır. Bunun gösterilişi;

$$\mathcal{W}_{ad}(t) = -P_{cyl}(t)dV(t)$$

(8.24)

Modelin belirli bir formda yazılabilmesi için aşağıdaki notlar verilmiştir.

- $X_1 = V_{(t)}$ Silindir hacmi
- $X_2 = m_a(t)$ Silindir içerisindeki gazın toplam kütlesi
- $X_3 = \phi(t)$ Açısal pozisyon
- $X_4 = \omega(t)$ Motor hızı
- $X_5 = W_{ad}(t)$ İçeri alma işi
- $X_6 = P_c(t)$ Kompresör gücü
- $X_7 = \omega_{tc}^2(t)$ Turbo kompresör hızı
- $X_8 = P_{im}(t)$ Manifold hava basıncı
- $X_9 = T_{im}(t)$ Manifold hava sıcaklığı
- $X_{10} = T_{cyl}(t)$ Silindirdeki sıcaklık

$X_{11} = P_{cyl}(t)$ Silindirdeki basınç

Silindirler ve manifolda havanın emilmesi ile ilgili diferansiyel eşitlikler aşağıda verilmektedir. (Ouenou vd.,1997)

$U_1 = \Gamma_r(t)$ Karşı koyan tork

$U_2 = P_T(t)$ Türbin gücü

$$f_2(X_3, X_8, X_{10}, X_{11}) = \rho_{esa}(t)u_{esa}(t)S_{esa}(t)$$

$$\dot{X}_1 = k_1 X_4 \sin(x_3) \left(r + L \frac{\cos(X_3)}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2(X_3)}{x^2}}} \right) = f_1(x_3, x_4)$$

(8.25)

$$\dot{X}_2 = k_2 f_2(X_3, X_8, X_{10}, X_{11})$$

(8.26)

$$\dot{X}_3 = X_4$$

(8.27)

$$\dot{X}_4 = (-k_4 X_5 - U_1) / j$$

(8.28)

$$\dot{X}_5 = X_{11} \dot{X}_1 = f_5(X_3, X_4, X_{11})$$

(8.29)

$$\dot{X}_6 = \frac{1}{\tau_{PC}} (-X_6 + \eta_m g(U_2)) = f_6(X_6)$$

(8.30)

$$\dot{X}_7 = \frac{\tau_{PC}}{I_{tc}} \dot{X}_6 = f_7(X_6)$$

(8.31)

$$\dot{X}_8 = k_8 X_8^{\frac{1}{\gamma}} \dot{X}_6 = f_8(X_6, X_{11})$$

(8.32)

$$\dot{X}_9 = k_9 X_8^{\frac{1}{\gamma}} \dot{X}_8$$

(8.33)

$$\dot{X}_{10} = k_{10} \frac{f_2(X_3, X_8, X_{10}, X_{11})}{X_2} \left(\gamma \frac{X_{11}}{r \rho_{esa}} - X_{10} \right) + \frac{f_5(X_3, X_4, X_{11})}{c_v X_2} \quad (8.34)$$

$$\dot{X}_{11} = \frac{1}{X_1} (R X_2 \dot{X}_{10} + R X_{10} \dot{X}_2 - X_{11} \dot{X}_1) \quad (8.35)$$

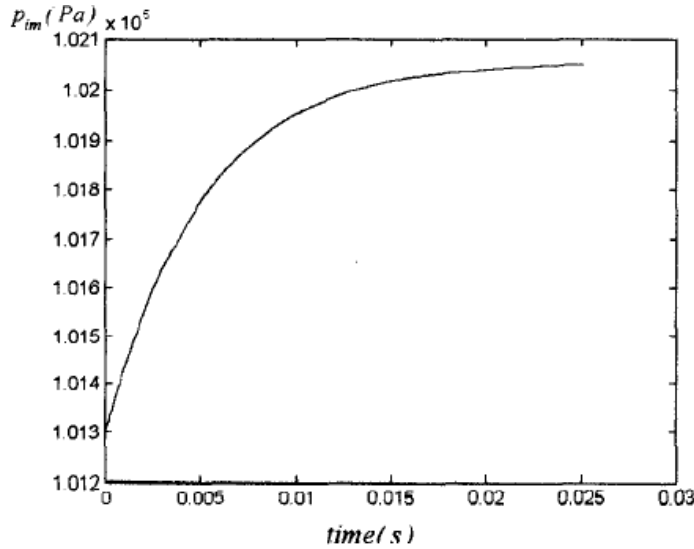
8.5.1 İşlem Sonuçları

Aşırı doldurma uygulanan bu sistem için, sabit tork ve sabit türbin gücüne bağlı olarak, farklı emme koşulları altında, diferansiyel eşitliklerdeki sabitler aşağıda gösterilmiştir.

$$k_1 = 2 \cdot 10^{-4} \quad , \quad k_2 = 10^{-2} \quad , \quad k_4 = 1$$

$$\tau_{PC} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad , \quad k_8 = 10^{-3} \quad , \quad k_9 = 50$$

Dinamik manifold basıncı genel olarak kullanılan eşitlik sayesinde bulunmaktadır.



Grafik 8.1 Manifold basıncı

Örneğin τ bir zaman sabiti ve P_e egzoz gazının içerdiği güç olarak ele alındığı durumda manifold basıncı aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\tau \frac{dp(t)}{dt} = -p(t) + f(Pe, \omega)$$

(8.36)

Bu çalışmada görülen sonuç, emme manifoldu basınç ve sıcaklık profilleri çok benzerdir.

Emme manifoldu basıncı direkt olarak kompresörün çalışmasına bağlıdır. Kompresör tarafından sıkıştırılan havanın sıcaklık ve basınç değerleri, eğer türbin güç değeri sabit ise, silindir içerisine girişte değişmez.

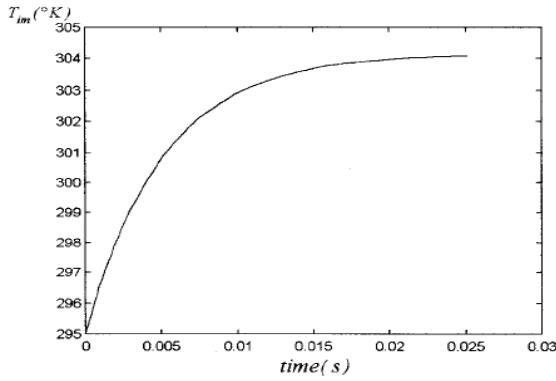
Havanın silindir içerisindeki davranışı tamamen emme aşamasına bağlıdır.

Emme işleminin başlangıcında, piston üst ölü noktada toplam akışkan kütlesi yanmış gazlardan meydana gelir. Daha sonra bu kütle yeni dolgunun alınmasıyla artar.

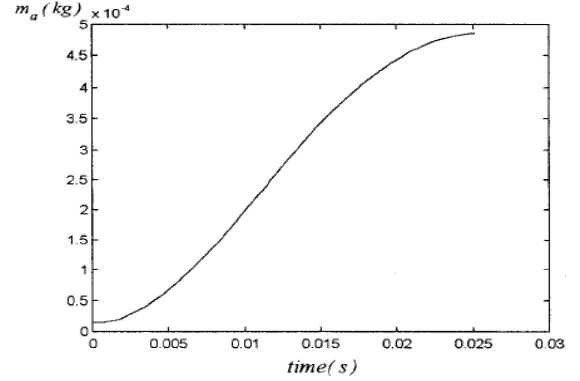
Önceki egsoz zamanının bitiminden sonra silindirde 700K sıcaklıkta gaz kalır. Emme supabının açılması ile silindire taze hava dolmaya başlar.

Sistemin sıcaklık dengesine gelmesi 315K gibi bir değerde olur. Manifold ısısı 305K olduğu düşünülürse bir miktar sıcaklık artışı gerçekleşir.

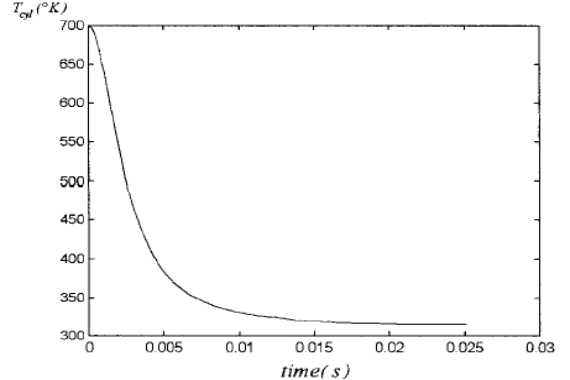
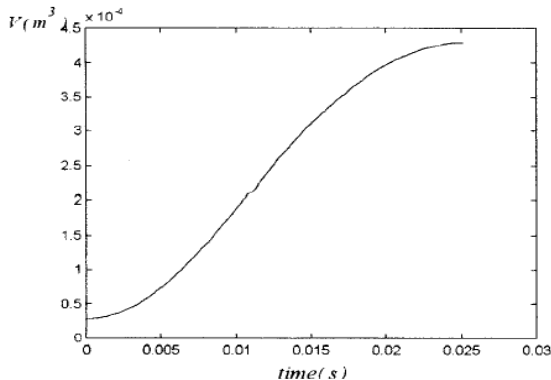
Atmosferik hava, sistemi temizler ve sistemin sıcaklığı alınan havanın sıcaklığına bağlıdır. Bu esnada gaz sıkıştırılmıştır ve sıcaklığıda buna bağlı olarak artmıştır. İlk durumda ise havanın silindir içerisindeki basıncı düşmüştür ve enerjisi negatiftir. (Ouenou vd.,1997)



Grafik 8.2 Manifold ısısı



Grafik 8.3 İçeri alınan havanın Toplam kütlesi



Grafik 8.4 Silindir hacmi

Grafik 8.5 Silindir içerisindeki havanın sıcaklığı

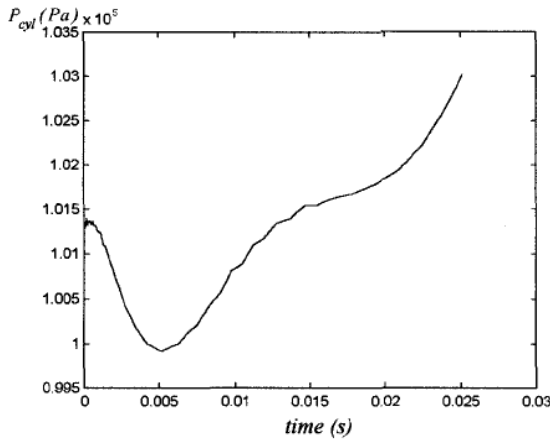
Emme zamanında silindirin içerisine havanın dolması, basıncın artmasını sağlar. Buna rağmen hacim önemlidir ve havanın içeri alınması sırasında yapılan iş çok düşüktür. Motor hızı farklılıkları verilen mekanik eşitlik sayesinde bulunabilmektedir.

$$I \frac{d\omega(t)}{dt} = \Gamma_m(t) - \Gamma_r(t)$$

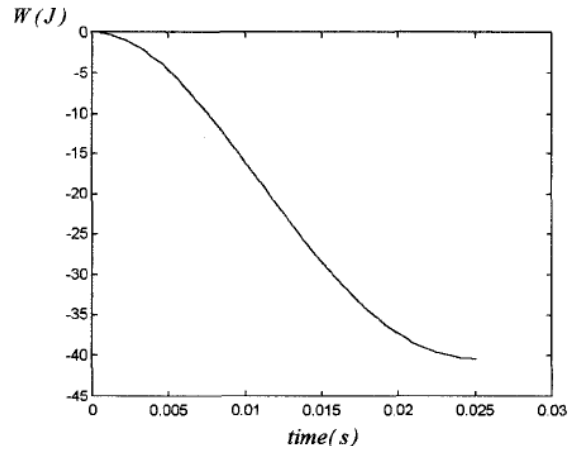
(8.37)

Belirtilen motor gücünde torktaki değişim çok zayıftır.

Emme zamanı tam olarak alt ölü noktada sona erer ve daha sonra motorda silindir içi basınç oluşur.



Grafik 8.6 Silindir içerisindeki hava basıncı



Grafik 8.7 Emme esnasında oluşan enerjisi

9. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Akışkanın hareketleri, fiziksel yönden; kütle prensipleri, momentum ve enerjinin korunumuna göre yön bulmaktadır. Bu ana prensipler kendilerinin en genel halinde, non-lineer kısmi diferansiyel eşitlikler olarak ifade edilebilirler. CFD tekniği yaklaşık ve nümerik olarak akışkanın, akış eşitliğinin çözümünü sunar. Tekrarlanan bu çözüm prosedürü uygun olarak işlenerek, grafiksel analizler olarak gösterilebilir. Akışın özellikle farklı geometrilerdeki türbülans yapısı modellenmeli ve doğru sonuçların elde edilebilmesi için önceden elde edilen deneyimlerden de faydalanılmalıdır. Bu çalışmada Fluent yazılım paketi kullanılmış ve teknik genel olarak tanımlanmıştır.

Bir CFD yönteminin gerçekleştirilebilmesi için bazı adımların atılması gereklidir. Bunlardan ilk olarak, akışın önemli özellikleri modellenmeli, bir model geometrisi oluşturulmalı ve bunun sonlu hacimde ağ hücreleri oluşturulmalıdır. Eşitliklerin çözümünün gerçekleştirilebilmesi için akış özellikleri ve sınır şartları gereklidir.

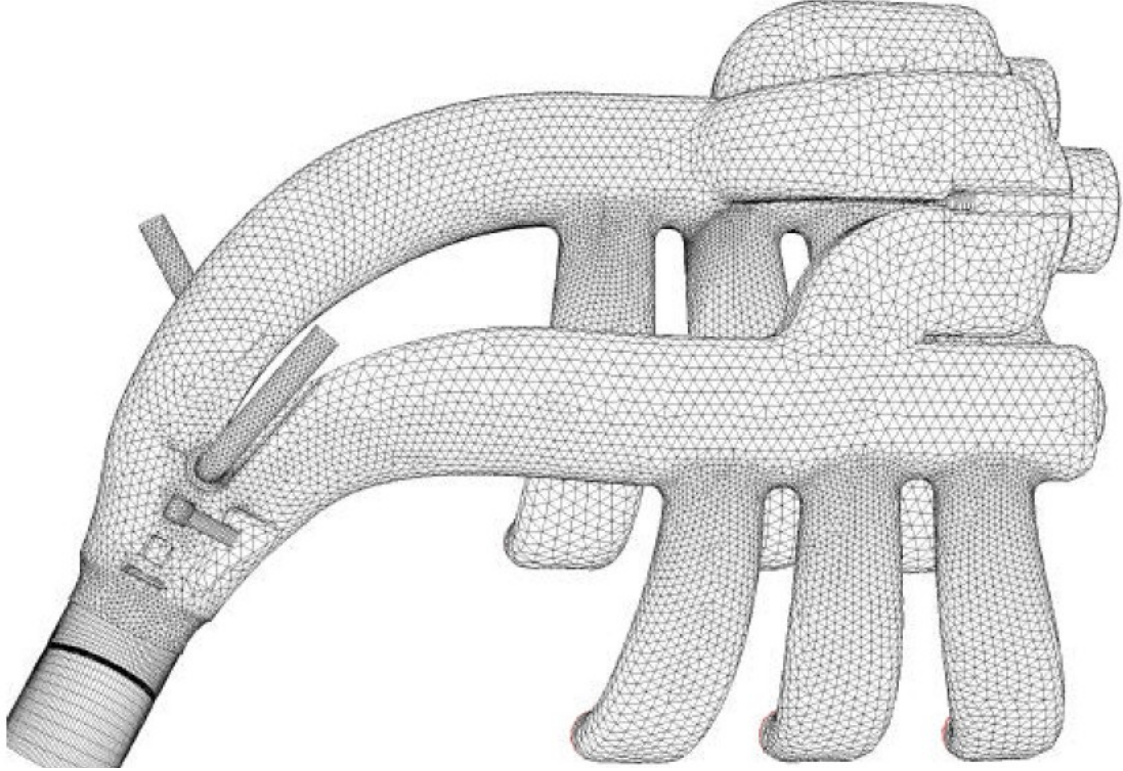
Bir katı modelleme aracı olan SOLIDWORKS manifoldun geometrisinin oluşturulması için kullanılmış, GAMBIT programı ise bunun sonlu hacimde ağ hücreleri olarak oluşturulmasında kullanılmıştır. Daha sonra ise bu model fluent programına gönderilmiştir. Standart $k-\epsilon$ modeli olan uygulamalı mühendislik türbülans modeli uzun yıllardır kullanılmakta olup, basitlik ve daha az zaman alması yönünden kullanışlıdır.

Sınır şartları, emme esnasında içeri alınacak havanın; hız, sıcaklık, basıncına göre programa girilmektedir. Buna bağlı olarak emme kanalı için hız profili ve türbülans yoğunluğu belirlenmiştir.

Çıkış kısımlarındaki toplam basınç düşümü atmosferik basınca eşit olarak alınmıştır. Her bir çıkıştaki basınç düşümü uç kısımlardaki hıza bağlı olarak yani çıkıştaki akış oranının bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Kombine edilmiş bütün şartlar çıkış düzlemlerine uygulanmıştır.

Otomobil motor kontrolü birçok problemi de beraberinde getirir. Bunlar; rölanti zamanı, hızı, ateşleme zamanı ve hava-yakıt karışımıdır. Hava basıncı ve manifolda dolgu akışı sistemdeki en önemli kontrol parametreleridir. Hava (hava-yakıt karışımının) akış hızının kontrolü çok önemlidir. Modern motorlar yüksek dönme hızına sahiplerdir ve bundan dolayı istenilen parametrelerin ve sonuçların, gecikmeleri de hesaba katarak çok kısa bir sürede elde edilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte kontrol metodu istikrarlı olup, emisyon düzenlemelerine ve gelişen güç ve ekonomiklik gereksinimlerine uygun olmalıdır. Motor sistemi çok karmaşık olup bununla birlikte turboşarj sistemi de bulunuyorsa bunun modellenmesi ve analiz edilmesi daha da zorlaşmaktadır. (Ed, 2002)

10.BİLGİSAYAR DESTEKLİ MODELLEME

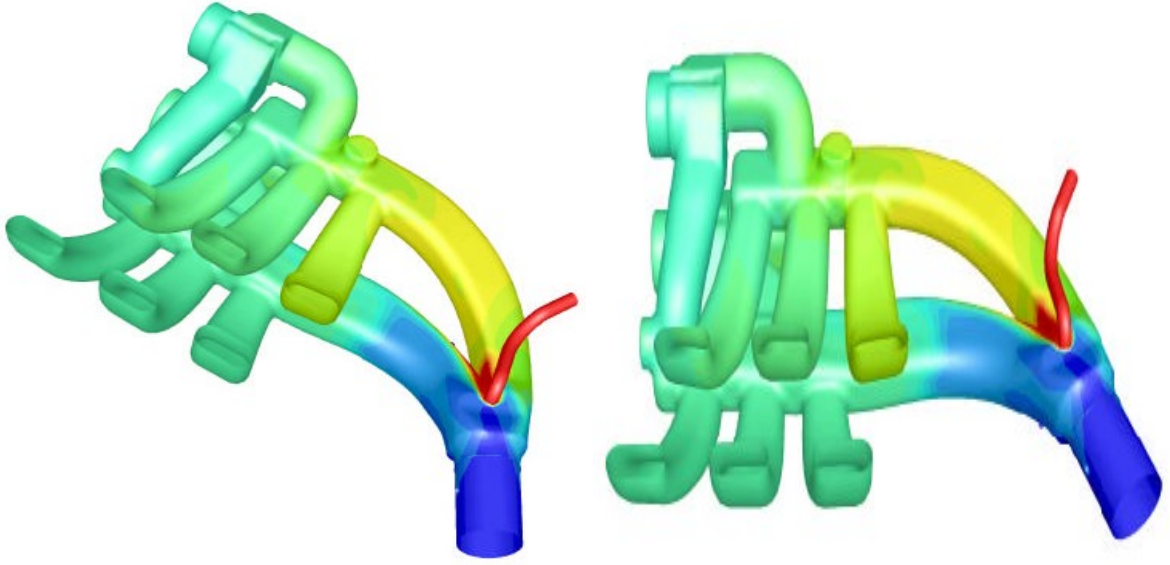


Şekil 10.1 Ford 3.0L 4 supaplı V6 motor manifoldu gösterilmiştir.

Bilgisayar destekli emme manifoldu dizaynı bize çeşitli otomobil modellerinin gereksinimlerine göre, manifold dizaynının gerçekleştirilmesini sağlamıştır. Bununla birlikte üretim ve lojistik avantajı ile çok büyük mali kazançlar sağlanabilmektedir.

Bilgisayar destekli modelleme kullanılmadan önce mühendisler bir otomobilin manifoldundan beklenen gereksinimleri yerine getirebilmek için (gürültü, titreşim ve dayanıklılık) 8 haftaya ihtiyaç duymaktaydılar.

Şu anda bu işlem; modelleme, üretim ve test'te dâhil olmak üzere bir veya iki hafta almaktadır. Şekil 10.1 'de bu yöntemle çizilmiş bir manifold modeli gösterilmekte olup, Şekil 10.2 'de ise bu manifold için akış analizleri yapılmıştır. Bilgisayar destekli akış dinamiği bize manifold içerisindeki herhangi bir noktadaki akış hızını ve basınç değerini vererek, hataların belirlenmesini ve çözülmesini kolaylaştırmaktadır. Bu sayede daha çok modelin incelenebilmesi ve bütün gereksinimler sağlandıktan sonra daha düşük bir maliyet ve zaman harcayarak, istenilen bütün ihtiyaçları karşılayacak bir manifold modeli üretilmektedir.



Şekil 10.2 Ford 3.0L 4 supaplı V6 motor manifoldu önden ve yandan gösterilişi.

Bununla birlikte motorlarda kullanılan manifoldların kaputla motor arasındaki belirli bir boşluk alanına sığdırılabilmesi de, bilgisayar destekli modellemenin kullanımının bize getireceği avantajlardan biridir. Önceki şartlarda bu işlem bir manifold modelinin yapılması denenmesi, daha sonra bu modelin istenilen performans şartlarını yerine getirmemesi durumunda tekrar dizayn edilmesi, kontrolü şeklinde sürekli devam etmekte idi şu anda ise bütün bu işlemler bilgisayar ortamında çok daha hızlı gerçekleşmektedir. Bilgisayar destekli modelleme sayesinde saatler içerisinde yeni dizaynlar yapılabilmekte ve denenebilmektedir.

(Ed, 2002)

10.1 Simülasyon Uygulanışı

Gambit ağ şeklinde bir yüzey oluşturmak için kullanılır. Bu işlemden sonra ise TGrid ağ şeklindeki yapıya hacim kazandırır ve bu yeni yapı, sınırlarında az miktarda prizmadan oluşmaktadır. Bu sayede akış alanında, yüksek eğimli ve dört yüzlü elementlerden oluşan bir yapı meydana gelir. Yapılan simülasyonlar sonucunda bazı bölgelerdeki basınç düşümleri, hız değişimleri belirlenerek düzeltme işlemi sonucunda düzeltilir ve istenilen optimum dizayn elde edilir. Bu sayede kısa süre içerisinde bir çok dizayn akustik, gürültü, titreşim açısından incelenir. İmalat prosesinde ise fiziksel model, bilgisayar destekli model ile aynı zamanda tamamlanır ve simülasyondaki test şartları modelin eş zamanlı olarak kontrolü için yapılır. Bu yöntem sayesinde zaman ve maliyetleri 7 kat düşürmek mümkündür. [3]

11. EMME MANİFLDU GEOMETRİSİNDE DEĞİŞİKLİKLER YAPILMASI YOLUYLA AKIŞ ANALİZLERİNİN İNCELENMESİ

Çalışmamızda inceleyeceğimiz motor şu anda geliştirme çalışmaları sürmekte olan 4.6 lt hacimli dizel bir ünedir. Çalışmamızda statik ağ yapısı kullanılmış olup, supap hareketi akış analizine dahil edilmemiştir. İncelenen emme manifoldu dizaynı yapılan çalışmalar sonucunda optimize edilmiş ve en düzenli akışın sağlanması amaçlanmıştır. Yapılan çalışmaları şu şekilde inceleyebiliriz.

11.1 Silindirlere Alınacak Hava Miktarının Hesaplanması

Silindir verileri: B:108mm (Çap)
H:127mm (Yükseklik)

$$\text{Silindir hacmi} = 54^2 \times \pi \times 127 = 1163432.2 \text{ mm}^3 = 1.1634 \text{ m}^3$$

$$4 \text{ silindir için toplam silindir hacmi } \sum V_A = 1.1634 \times 4 = 4.6537 \text{ m}^3$$

$$\text{Giriş kütleli debisi ise } \dot{m} = \frac{\sum V_A \times n}{60 \times a} \times \rho_h,$$

$$\dot{m} = \frac{4.6537 \times 10^{-3} \times 2250}{60 \times 2} \times 1.23 = 0.08726 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1.23 = 0.10732 \text{ kg} / \text{s}$$

Burada ;

$\sum V_A$: Toplam silindir hacmi (lt)

n : Devir sayısı (d/dak)

a : Emme supabı adedi

ρ_h : Hava kütleli debisi (kg/ m³)

11.2 Emme Manifolduna Havanın Girişindeki Hız ve Toplam Kütleli Debi Değerlerinin Hesaplanması

Emme manifolduna giriş kesiti çapı 76mm olup,

$$\text{Giriş kesit alanı} = \frac{76^2 \times \pi}{4} = 4536.4 \text{ mm}^2 \text{ dir.}$$

$$\text{Havanın manifolda giriş hızı} = \frac{0.08726 \text{ m}^3 / \text{s}}{4536.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 19.238 \text{ m} / \text{s} \text{ dir.}$$

Manifolda giriş kütleli debi ise daha önceden hesapladığımız, $\dot{m} = 0.10732 \text{ kg/sn}$ olup analizlerimizde bu değerleri kullanacağız.

11.3 Türbülans Analizi

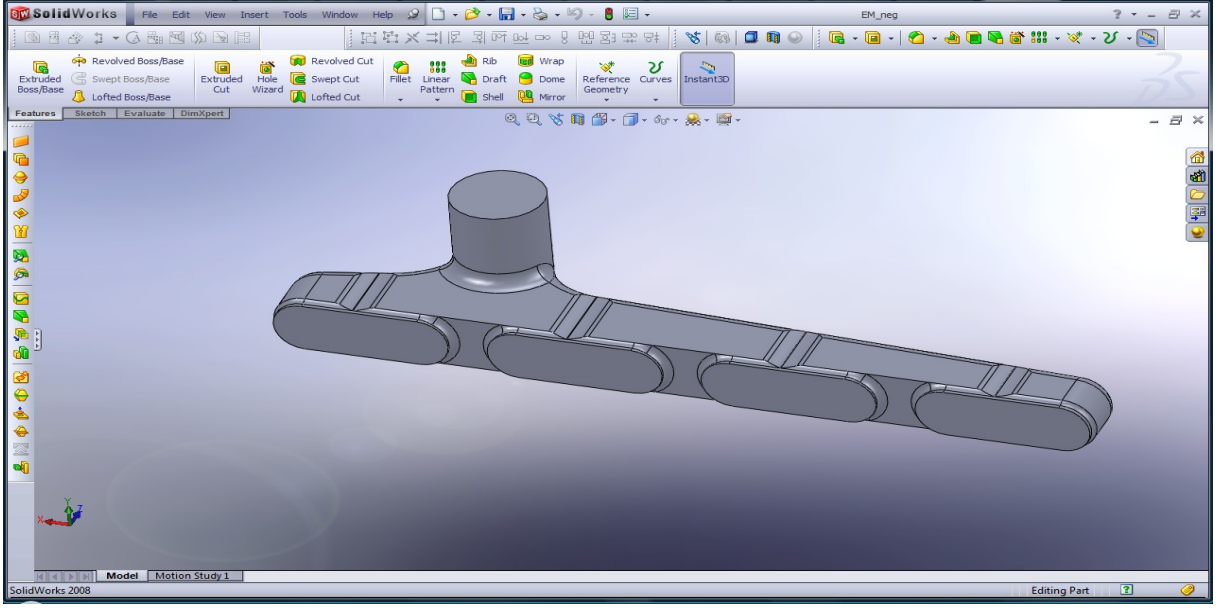
$$Re = \frac{\rho v x d}{\mu} = \frac{1,205 \times 19.238 \times 76 \times 10^{-3}}{1.8 \times 10^{-5}} = 97837,9 > 4000 \text{ olduğundan akış türbülanslıdır.}$$

12. ANALİZLER ESNASINDA İZLENİLECEK YOL

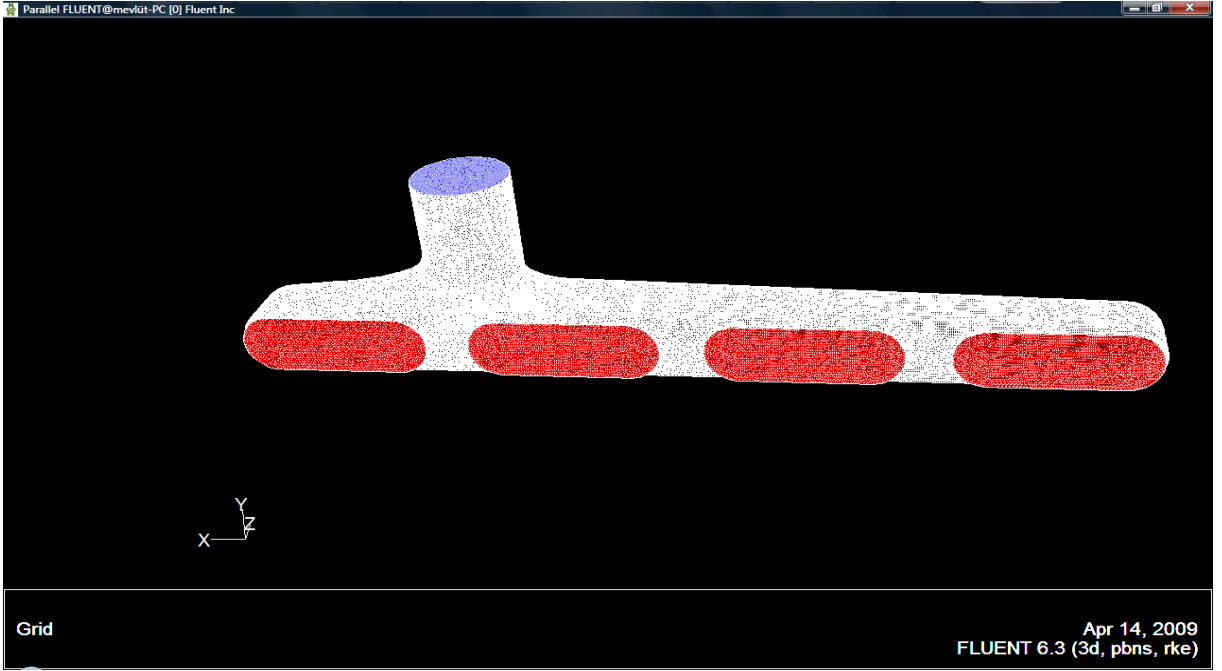
İlk çalışmamızda üç farklı geometrideki emme manifoldu için hava akışının, doğal ve türbülanslı olduğu kabulü ile analizler yapılmış olup, bununla birlikte üçüncü dizayn için aşırı doldurma analizi yapılmıştır. Diğer bir çalışmada ise motor bloğu içerisindeki emme kanalları ile birlikte manifold, aşırı doldurma uygulanarak incelenmiştir.

Yapılan çalışmalarda, manifold geometrisindeki değişiklikler sonucunda, hava akımında ne gibi farklılıklar oluştuğu analiz edilmiştir. Bununla birlikte her bir emme kanalına mutlak eşit bir dağılım elde etmek teorik olarak mümkün olmakla birlikte pratikte mümkün olamamaktadır. Çalışmamız esnasında çıkış bölgelerindeki hava hareketlerini detaylı olarak incelemek amacıyla her çıkışa bir numara verilmiştir.

13. BİRİNCİ EMME MANİFOLDU DİZAYNİNİN İNCELENMESİ

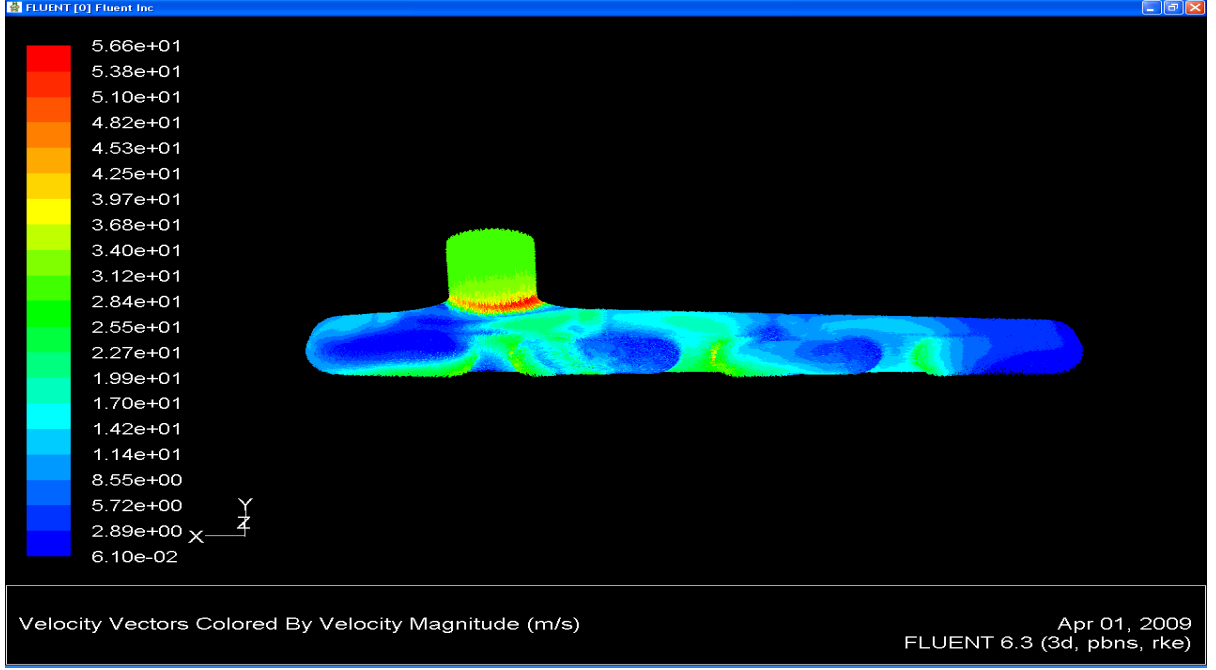


Şekil 13.1 Birinci Manifold dizaynı genel görünüş



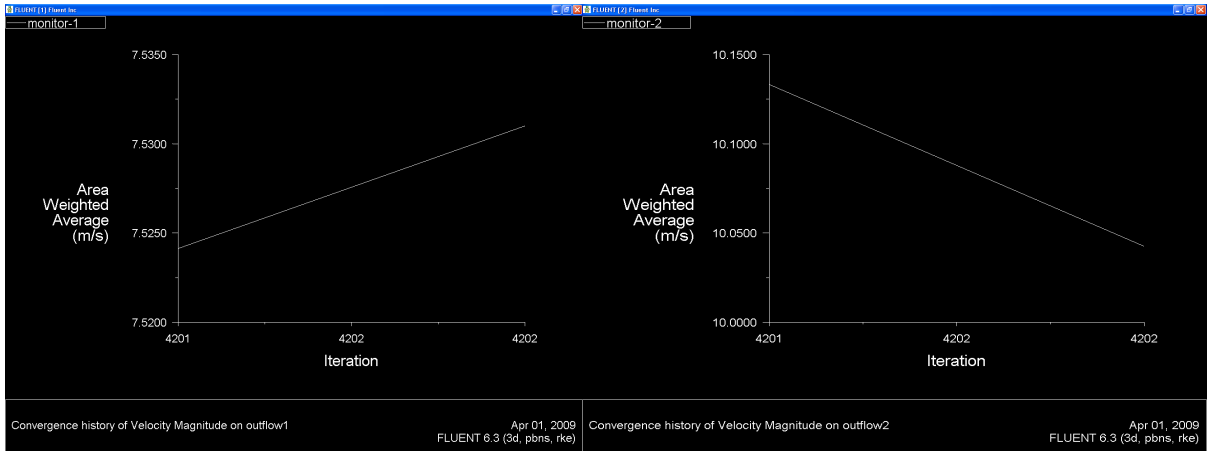
Şekil 13.2 Birinci Manifold dizaynı giriş ve çıkışlar genel gösterimi

Bütün analizlerimizde çıkışlar soldan sağa doğru, 1, 2, 3 ve 4 olarak (kırmızı renkli) ayrı ayrı incelenecektir. Havanın emme manifolduna girişi, sol üstteki mor bölümden olacaktır. Programa havanın giriş kütesel debisi, türbülans durumu ve ortam şartları girilerek iterasyonlar yaptırılır. Bu iterasyonlar sonucunda, manifold içerisindeki akış için alınan sonuçlar grafiksel olarak şöyledir.



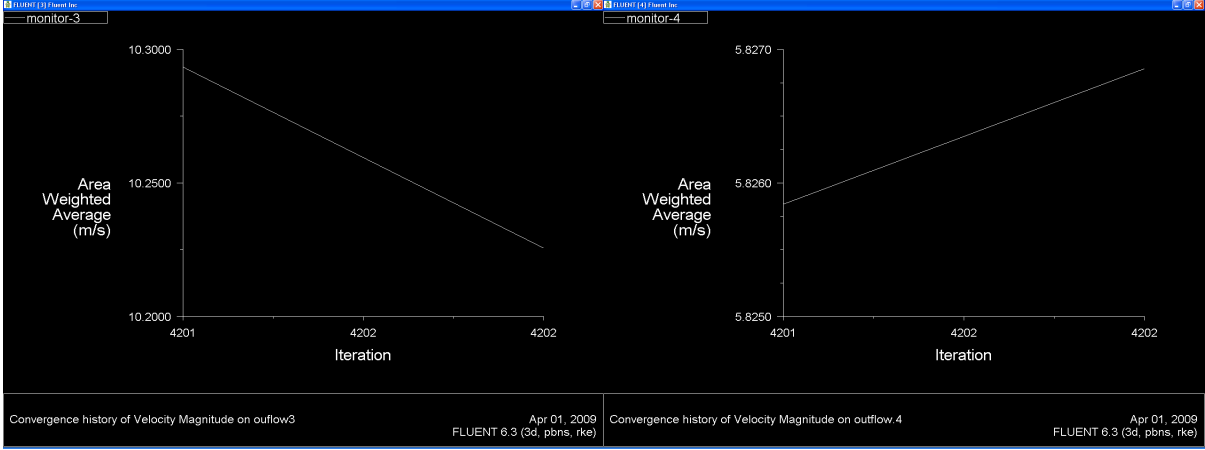
Şekil13.3 Birinci manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi

Hava manifold içerisinde maksimum 56.64m/s hıza kadar yükselmiştir. Çıkışlardaki hızları ayrı ayrı incelediğimiz zaman;



Grafik 13.1 Birinci dizayn, bir nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 13.2 Birinci dizayn, iki nolu çıkış ort. hava hızı

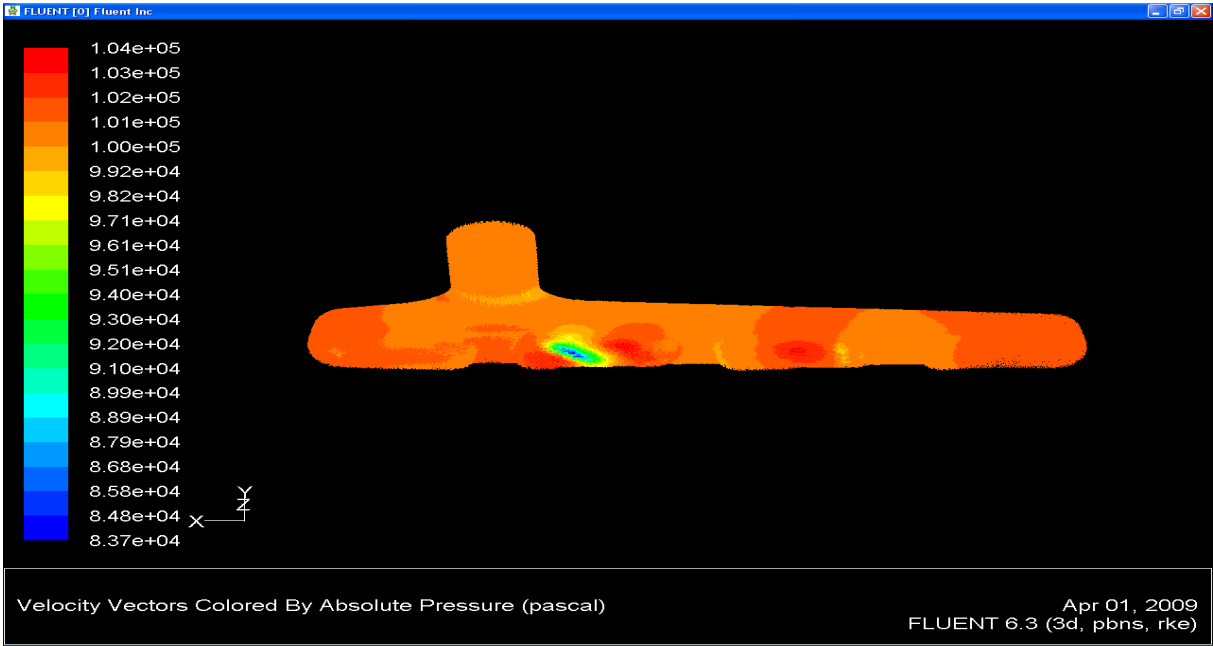


Grafik 13.3 Birinci dizayn, üç nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 13.4 Birinci dizayn, dört nolu çıkış ort. hava hızı

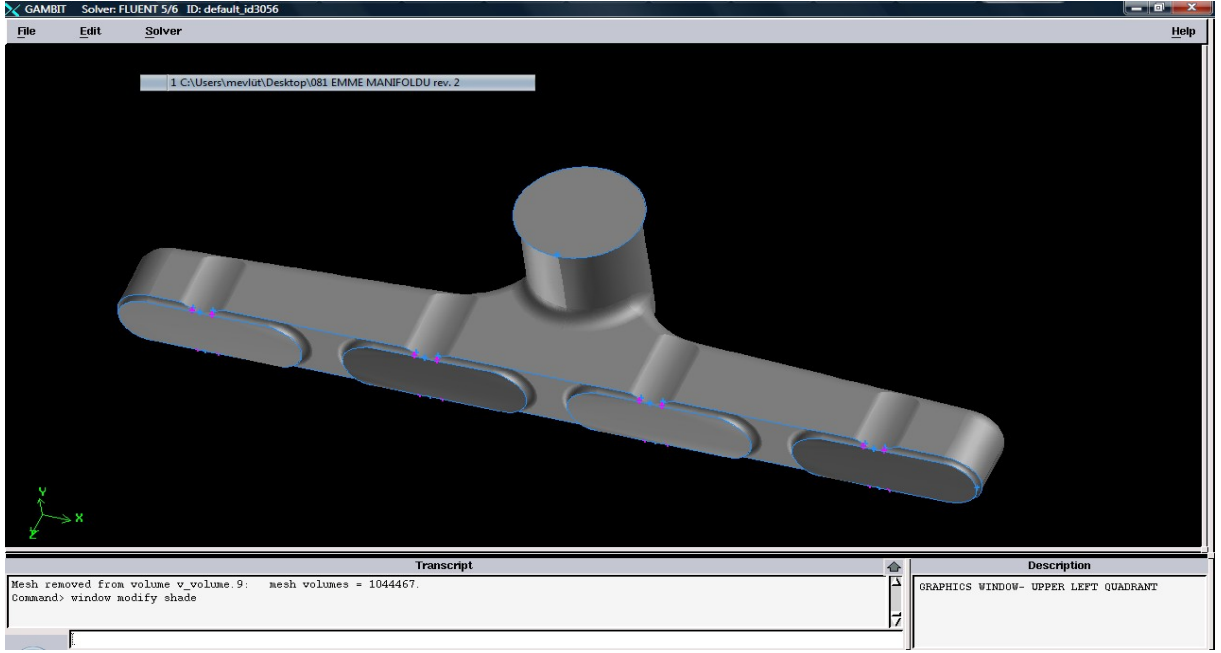
Burada sistemin düzene girdiği bir ana gelinceye kadar iterasyon yapılmaktadır ve daha sonra oluşan hızlara bakıldığında ise; 1 nolu çıkıştaki hızın 7.53m/s olduğu, 2 nolu çıkıştaki hızın 10.05m/s olduğu, 3 nolu çıkıştaki hızın 10.23m/s olduğu ve 4 nolu çıkıştaki hızın ise 5.827m/s olduğu görülmektedir. Bu analiz sonucunda, manifold içerisindeki akışın çok düzensiz olduğu görülmüştür. Bu şekilde gerçekleşen bir hava dağılımı, her bir silindirden alınacak gücün farklı olmasına neden olacak ve motorun çalışma karakteristiğini bozacaktır.

Manifold içerisindeki mutlak basınç analizini incelediğimiz zaman ise aşağıdaki basınç dağılımları oluşmaktadır.



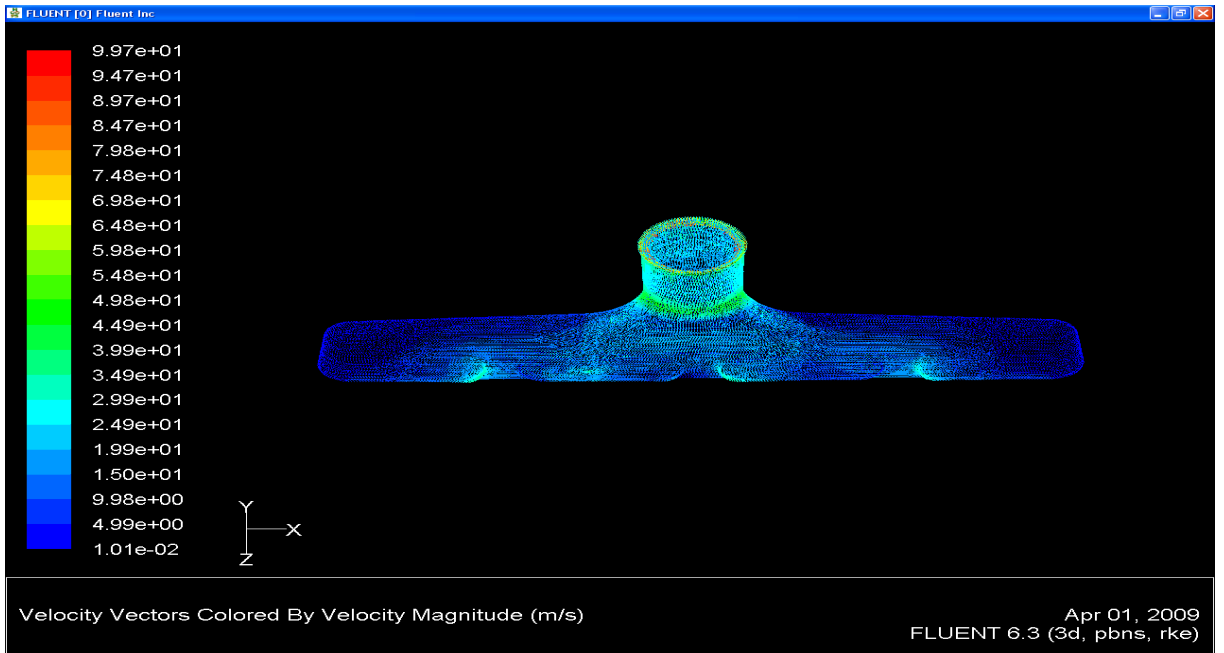
Şekil 13.3 Birinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi

14. İKİNCİ EMME MANİFOLTU DİZAYNININ İNCELENMESİ



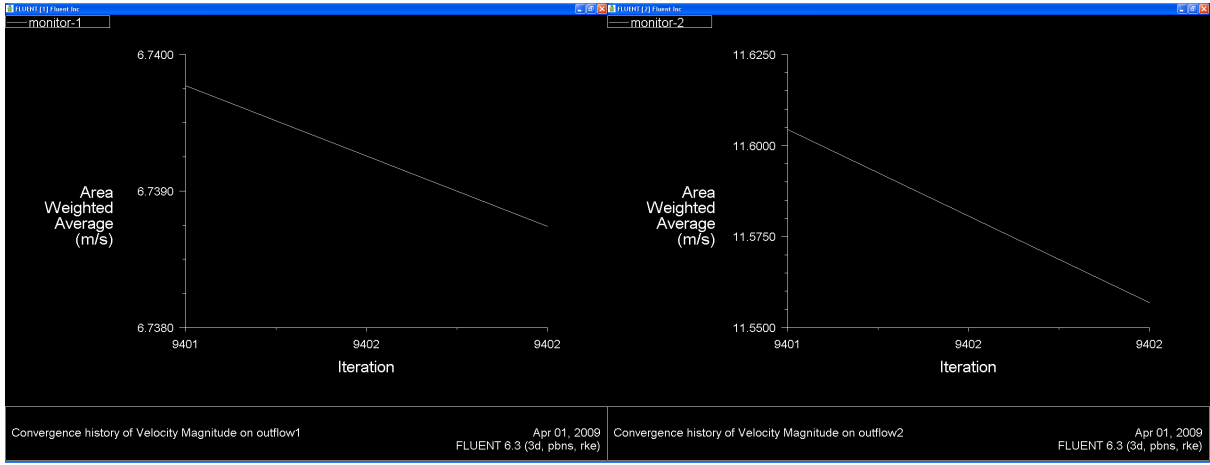
Şekil 14.1 İkinci Manifold dizaynı genel görünüş

Bu manifold geometrisinde hava girişi manifoldun sol bölümünden ortaya getirilerek daha homojen bir akış amaçlanmıştır. Bu durumda manifold içerisindeki akışı genel olarak incelediğimiz zaman elde ettiğimiz hava hız dağılımı aşağıdaki şekilde olmaktadır.



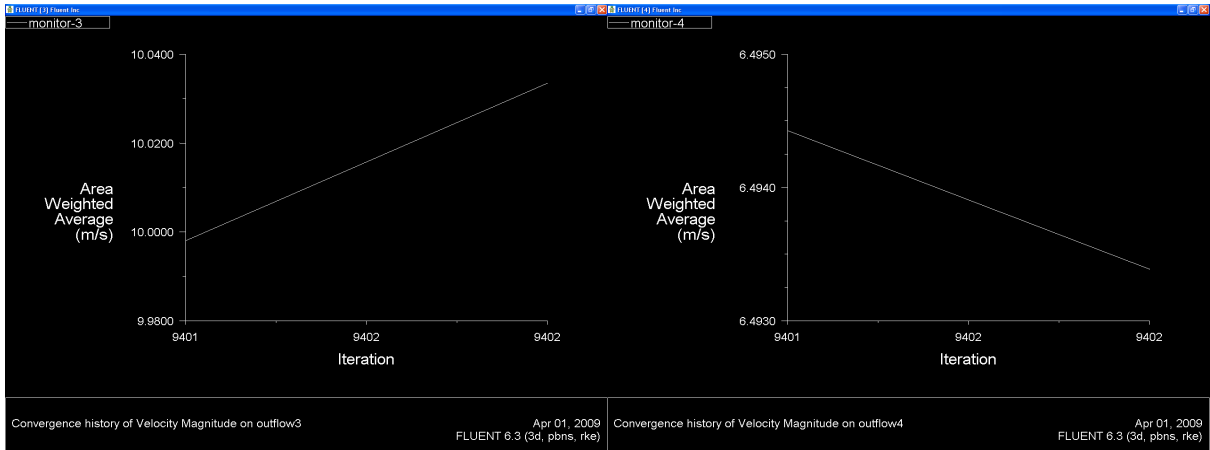
Şekil 14.2 İkinci manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi

Yapılan yeni dizaynda hava hızı manifold içerisinde maksimum 99.36m/s' ye kadar çıkmış olup, her çıkıştaki hızları ayrı ayrı incelediğimiz durumda sonuçlar şu şekildedir;



Grafik 14.1 İkinci dizayn, bir nolu çıkış ort. hava hızı

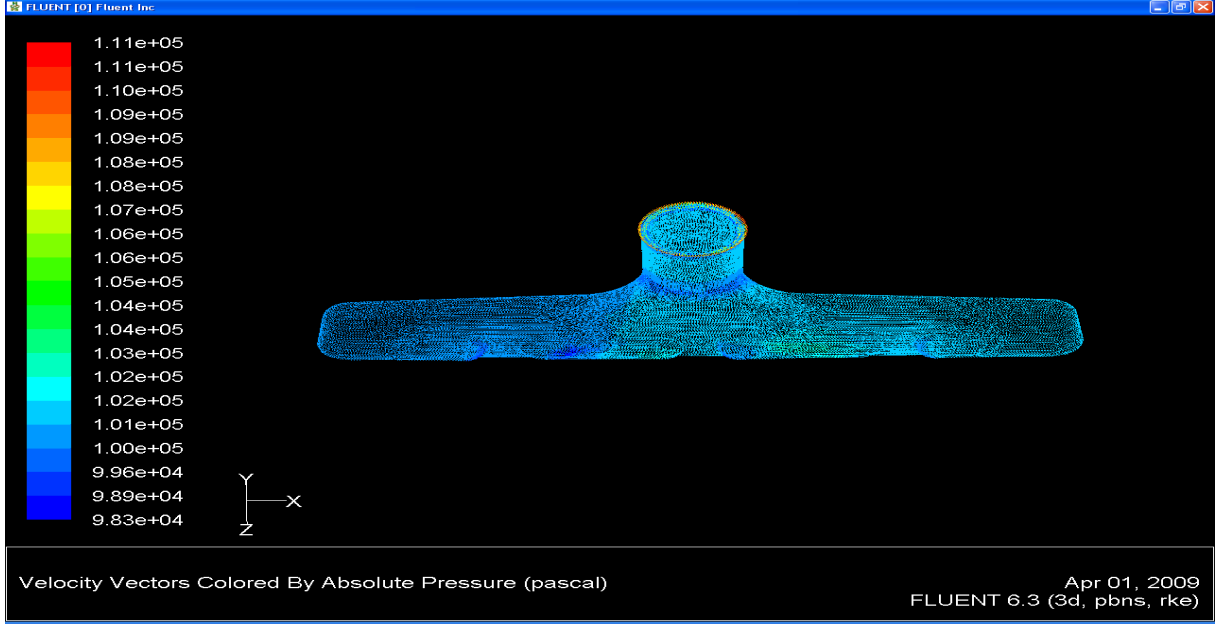
Grafik 14.2 İkinci dizayn, iki nolu çıkış ort. hava hızı



Grafik 14.3 İkinci dizayn, üç nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 14.4 İkinci dizayn, dört nolu çıkış ort. hava hızı

Çıkışlardaki hız değerleri; 1 nolu çıkışta 6.7385m/s, 2 nolu çıkışta 11.56m/s, 3 nolu çıkışta 10.03m/s ve 4 nolu çıkışta 6.492m/s olduğu görülmüştür. Manifold içi basınç dağılımları ise aşağıdaki gibi gerçekleşecektir.

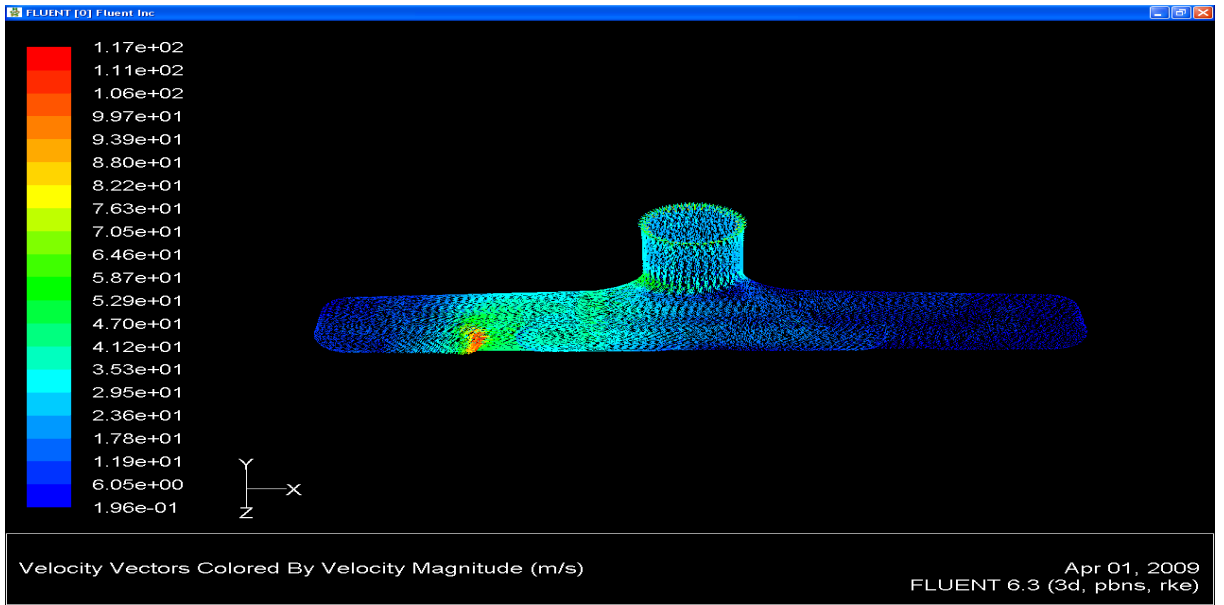


Şekil 14.3 İkinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi

Yaptığımız analizlerin sonucunda bir ve dört nolu çıkışlardaki hızların düşüklüğünün nedenlerini aramak amacıyla her bir çıkış için özel analizler yapılmıştır. Bu analizler aşağıda verilmiştir.

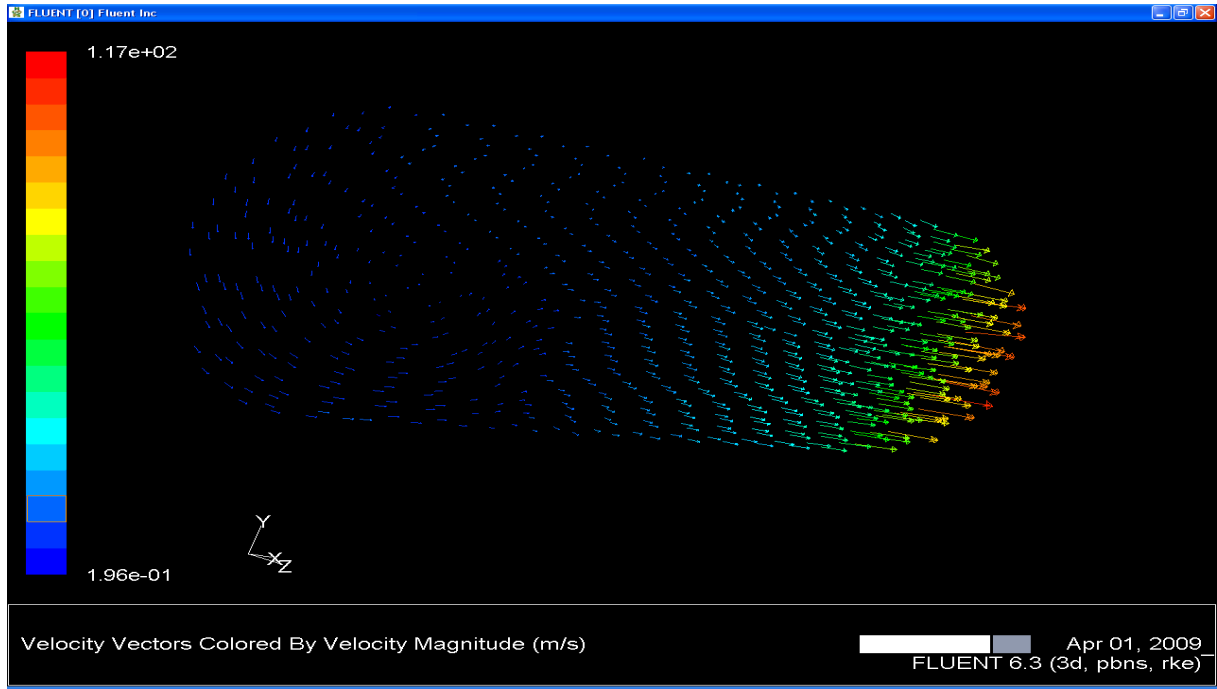
14.1 Bir Nolu Çıkış Akış Analizi

Bu analizde, manifoldta giren havanın kütleli debisi sabit tutulmuş olup, 1 nolu çıkışın açılması ve diğerlerinin kapatılması suretiyle bir inceleme gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuç aşağıdaki şekildedir;

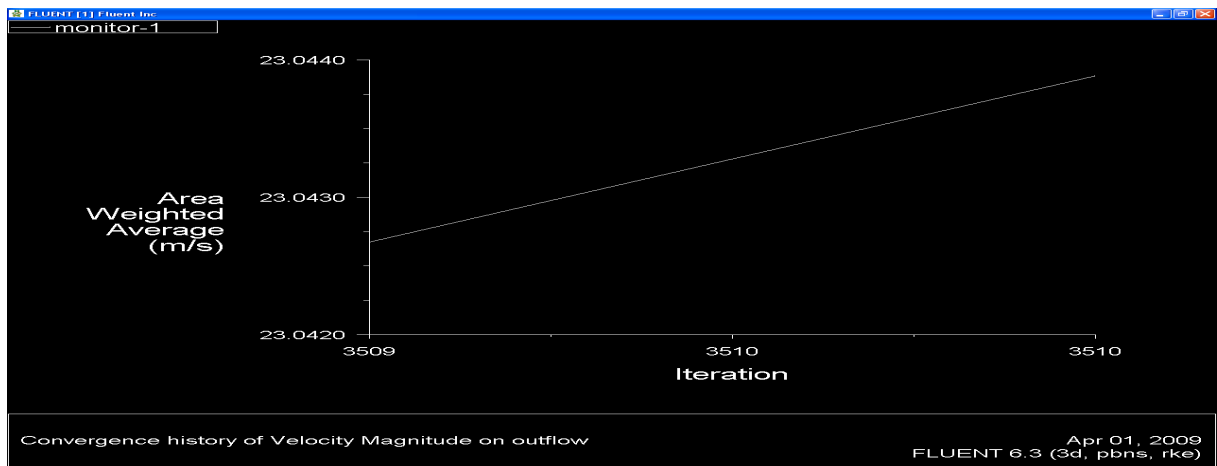


Şekil 14.4 İkinci manifold dizaynı, bir nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi

Bu hesaplamada manifold içerisindeki maksimum hız 117 m/s olup, 1 nolu çıkış için hız vektörlerini spesifik olarak incelersek alttaki grafik karşımıza çıkmaktadır.



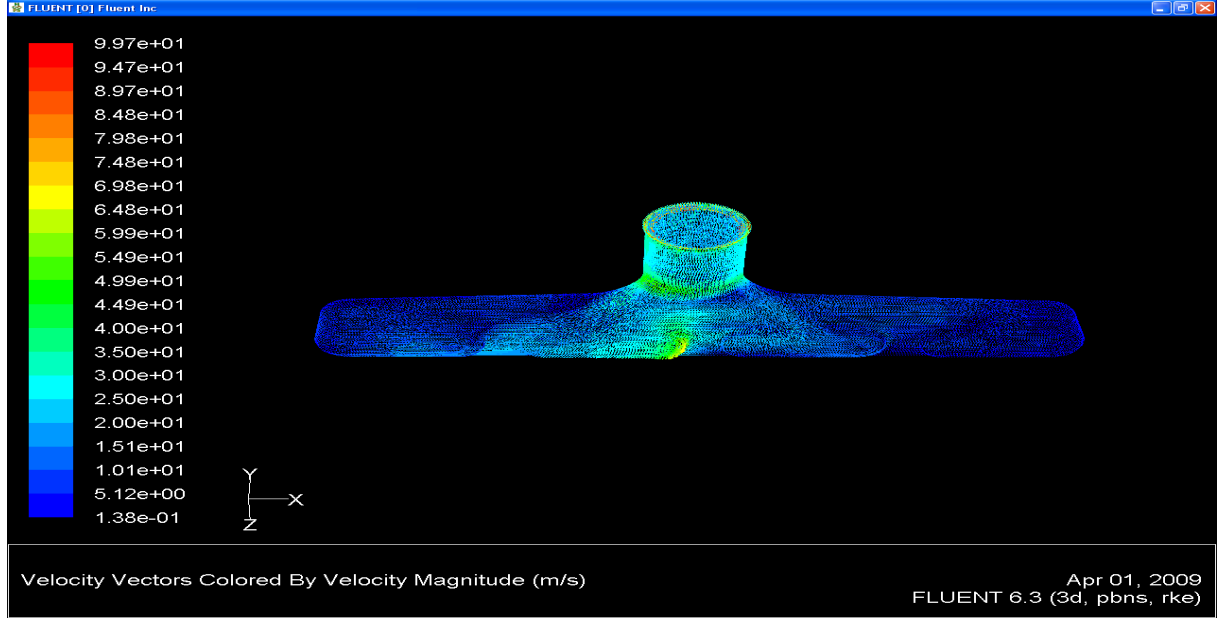
Şekil 14.5 İkinci manifold dizaynı, bir nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi Şekilde görüldüğü gibi sol kısımda bir türbülans olmaktadır ve buda istenilen hava akış hareketinin oluşmasını engellemektedir. Bunun önlenmesi için yapılan değişiklikler, üçüncü emme manifoldu dizaynında incelenecektir. Bu akış analizi sonucunda bir nolu çıkış için alan ağırlıklı ortalama çıkış hızı 23.044m/s' dir.



Grafik 14.5 İkinci manifold dizaynı, bir nolu çıkış ort. hız gösterimi Aynı şekilde ikinci, üçüncü ve dördüncü çıkışları da incelemeye devam edersek;

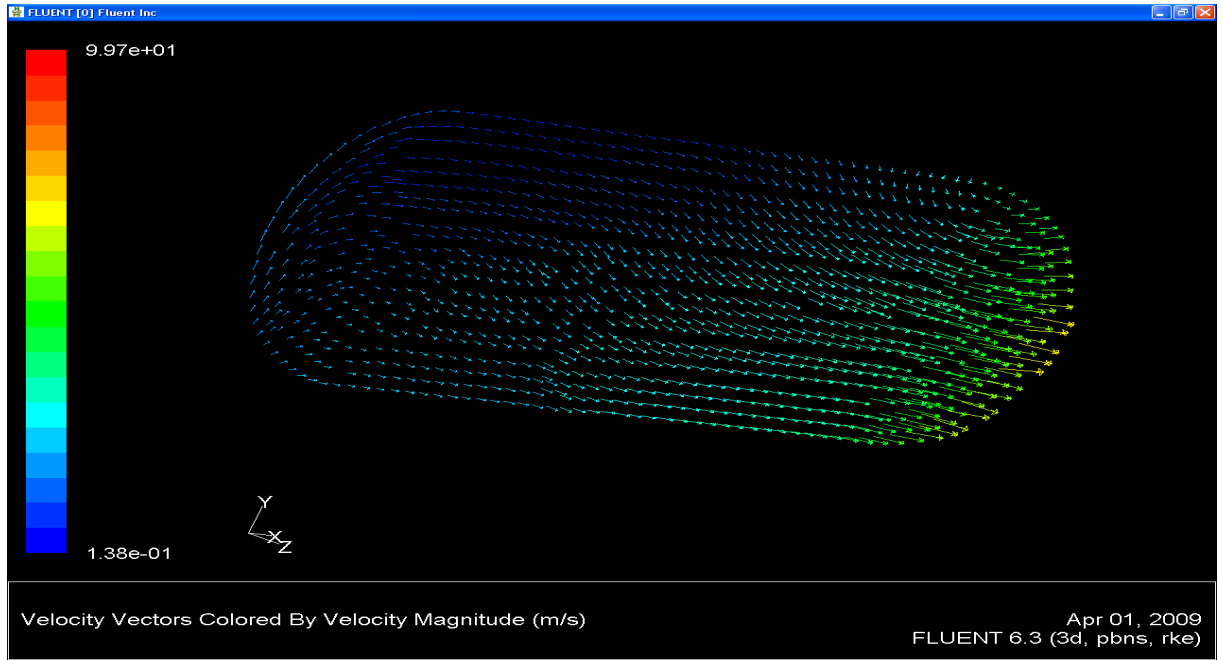
14.2 İki Nolu Çıkış Akış Analizi

Bu akış analizinde iki nolu çıkış açılmış ve diğer çıkışlar kapatılmıştır. Alınan sonuç şu şekilde olmuştur;



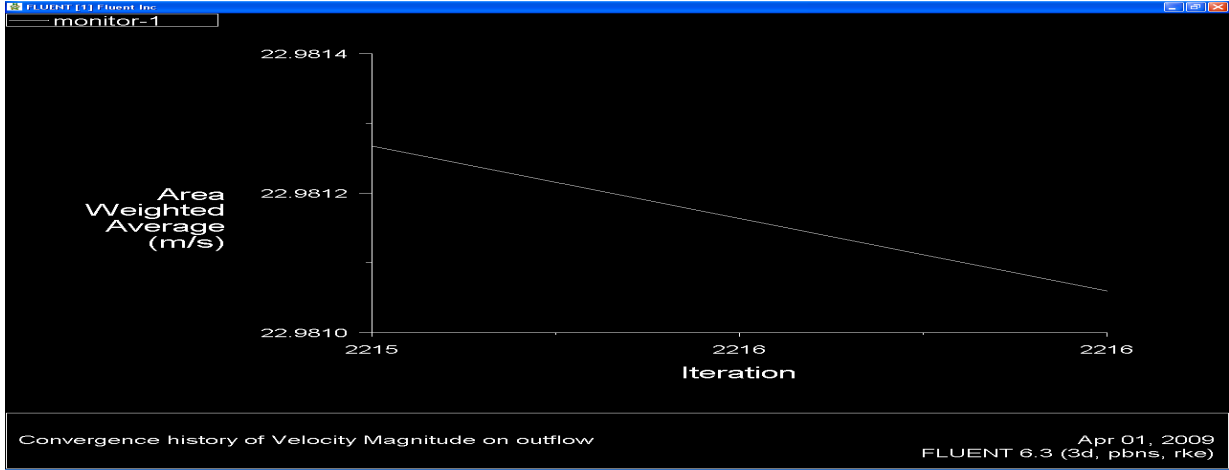
Şekil 14.6 İkinci manifold dizaynı, İki nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi

Bu akış analizinde manifold içerisinde hava maksimum hızı 99.7 m/s olup, iki nolu çıkış için spesifik hız vektörleri incelemesi yapıldığı durumda alttaki grafik elde edilmiştir.



Şekil 14.7 İkinci manifold dizaynı, iki nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi

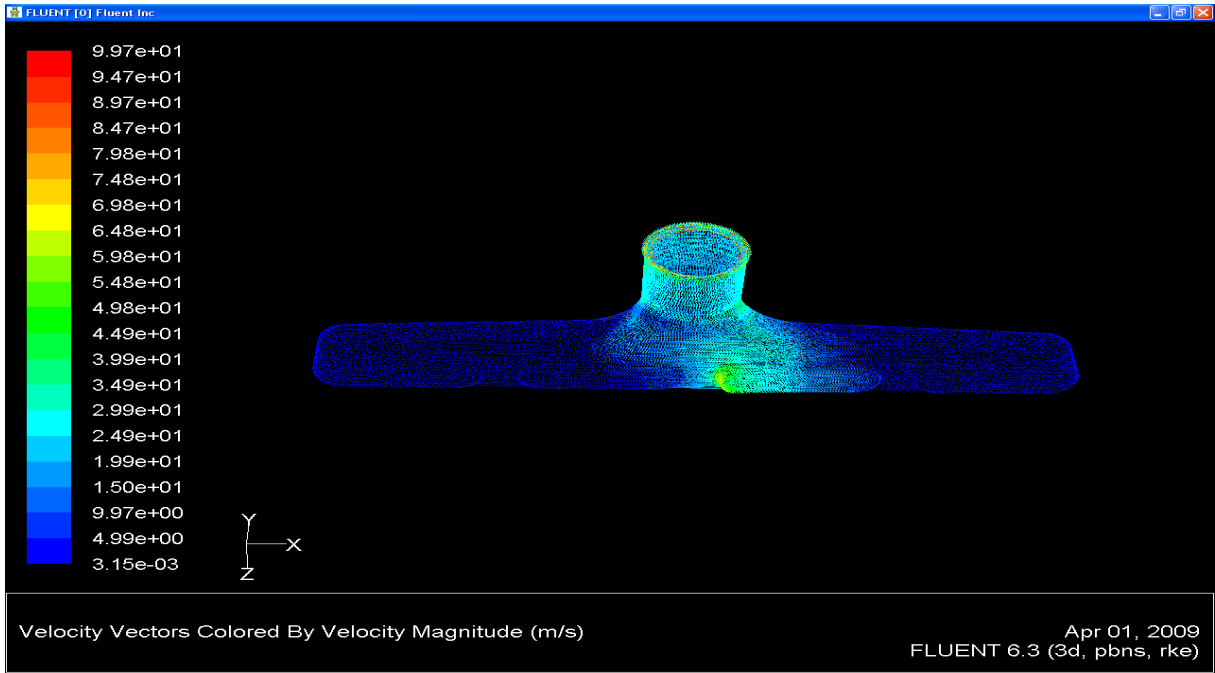
Bu akış hareketi kabul edilebilir bir dağılımda gerçekleşmektedir ve manifold girişine yakın olduğundan diğer çıkışlara oranla, akış hızı daha yüksektir. Bu çıkış için alan ağırlıklı ortalama akış hızı 22.98m/s' dir.



Grafik 14.6 İkinci manifold dizaynı, iki nolu çıkış ort.hız gösterimi

14.3 Üç Nolu Çıkış Akış Analizi

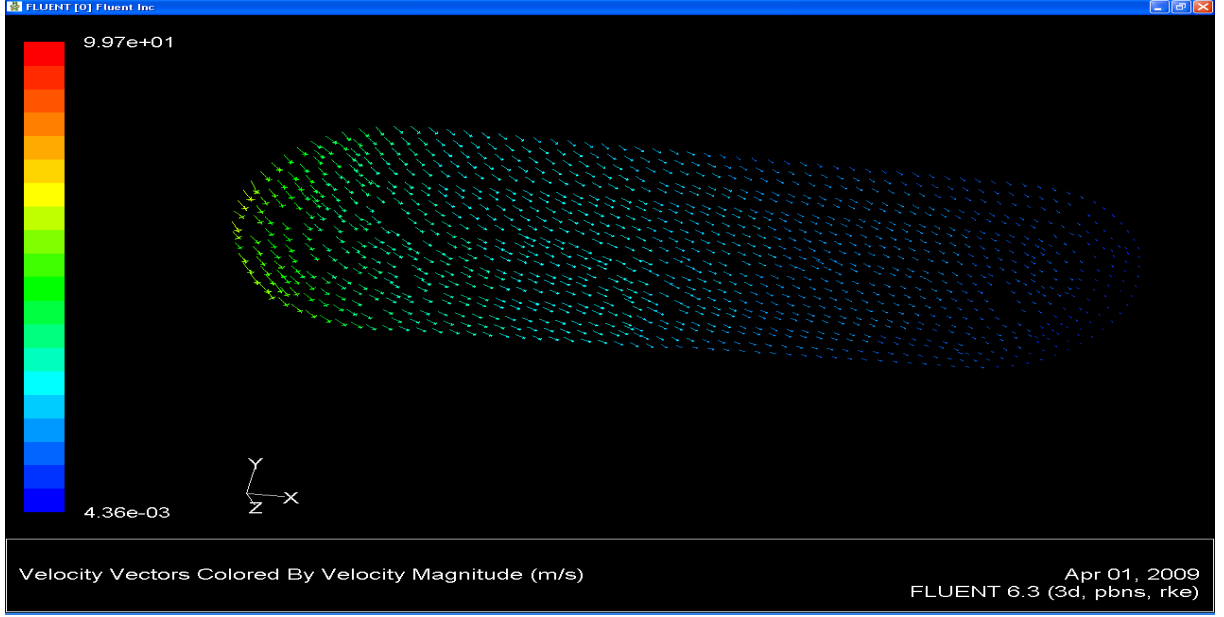
Bu akış analizinde de önceki yaptığımız iki akış analizi ile aynı yolu izleyeceğiz. Gerekli veriler programa girildikten sonra manifold içerisindeki hız dağılımı aşağıdaki gibidir;



Şekil 14.8 İkinci manifold dizaynı, üç nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi

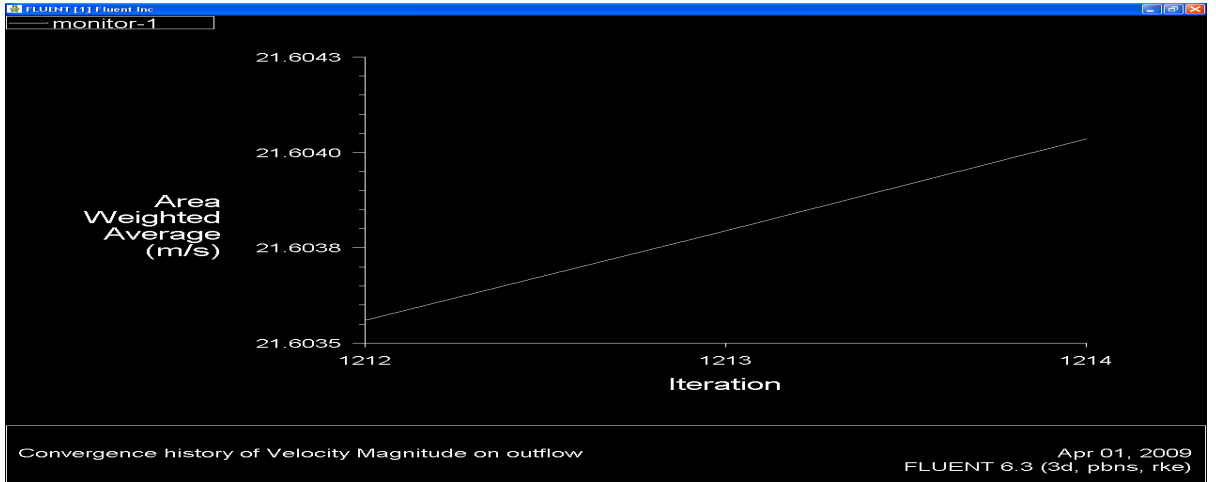
Bu akış analizinde maksimum akış hızı 2 nolu akış analizi ile aynı olup 99.7 m/s' dir.

3 nolu çıkıştaki hava akışını spesifik olarak incelersek;



Şekil 14.9 İkinci manifold dizaynı, üç nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi

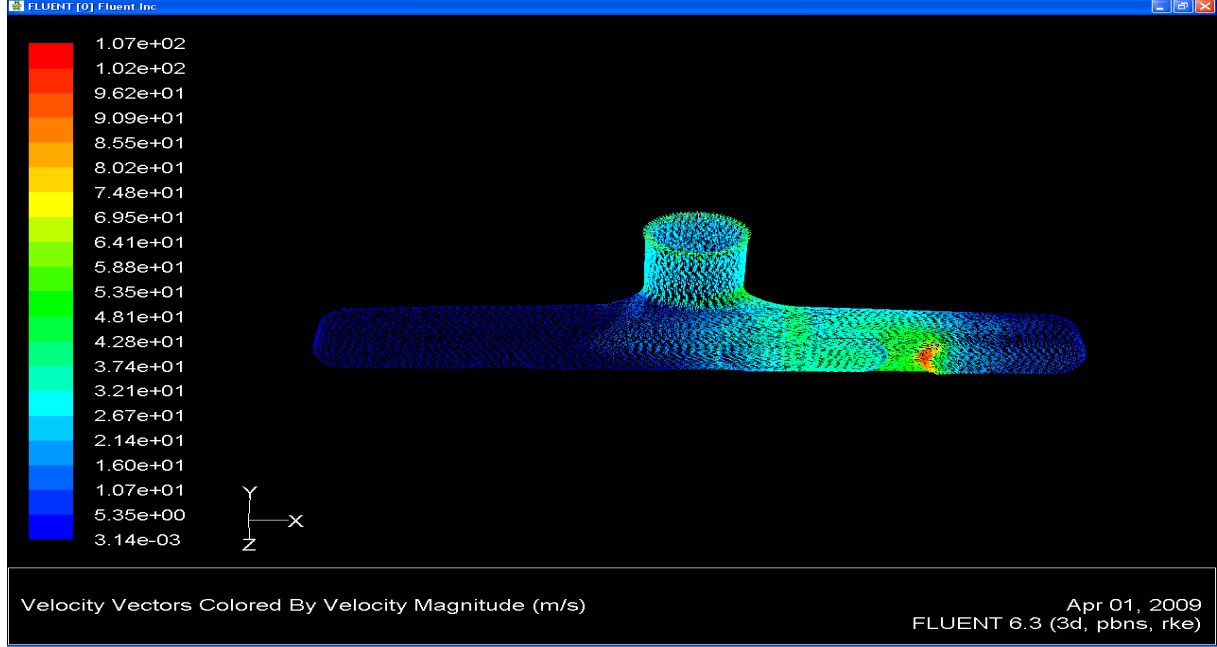
Bu analizde de 2 nolu akış analizinde olduğu gibi oldukça düzenli akış vektörleri görmekteyiz ve akış analizi sonucunda ise alan ağırlıklı ortalama akış hızı 21.638m's'dir.



Grafik 14.7 İkinci manifold dizaynı, üç nolu çıkış ort. hız gösterimi

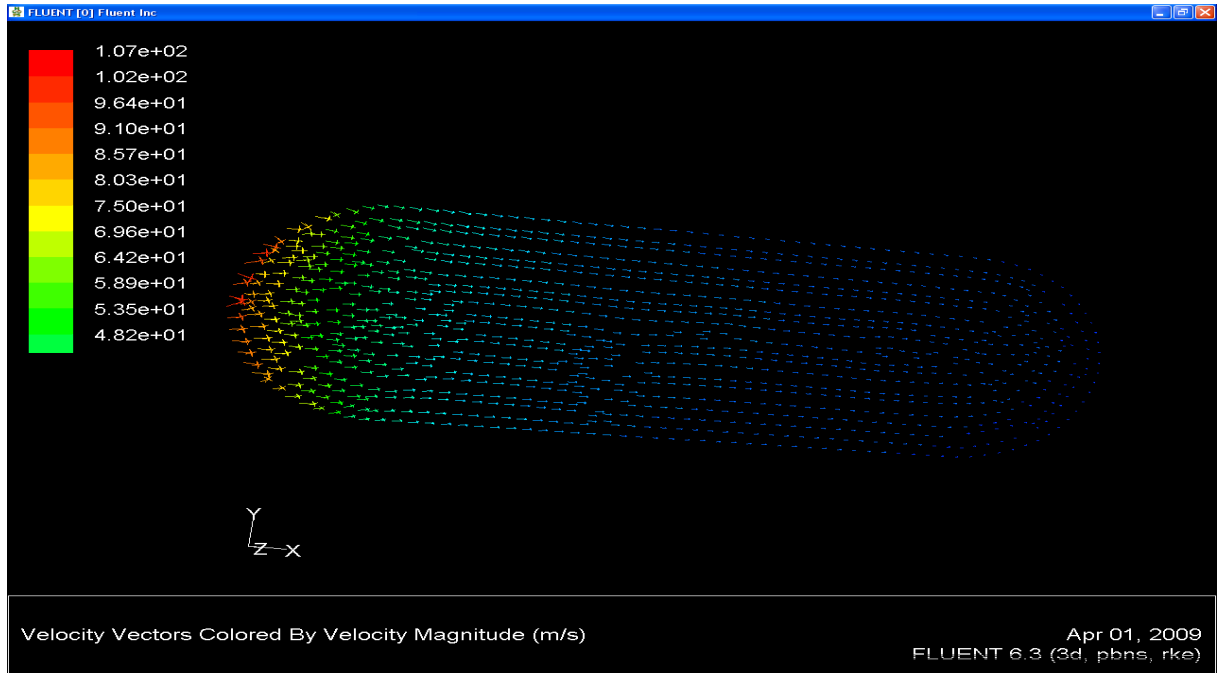
14.4 Dört Nolu Çıkış Akış Analizi

4 nolu akış analizinin de incelenmesinde aynı yöntem kullanılmıştır ve elde ettiğimiz grafiksel sonuç şu şekildedir;



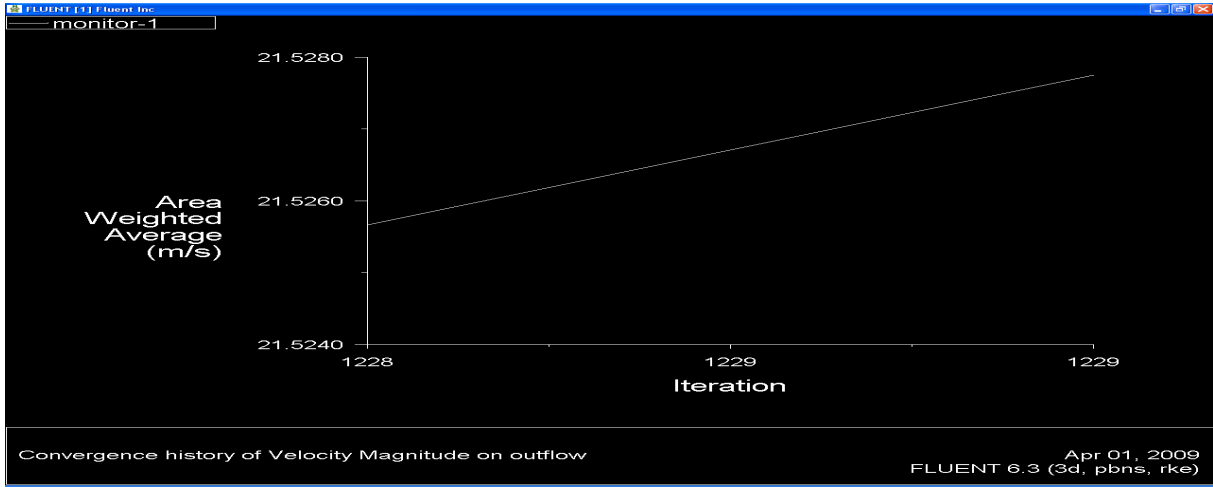
Şekil 14.10 İkinci manifold dizaynı, dört nolu çıkış hız vektörlerinin gösterimi

Bu akış analizinde manifold içerisindeki maksimum hız 106.907m/s'ye kadar çıkmaktadır. Çıkış bölgesindeki spesifik hız vektörleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 14.11 İkinci manifold dizaynı, dört nolu çıkış spesifik hız vektörlerinin gösterimi

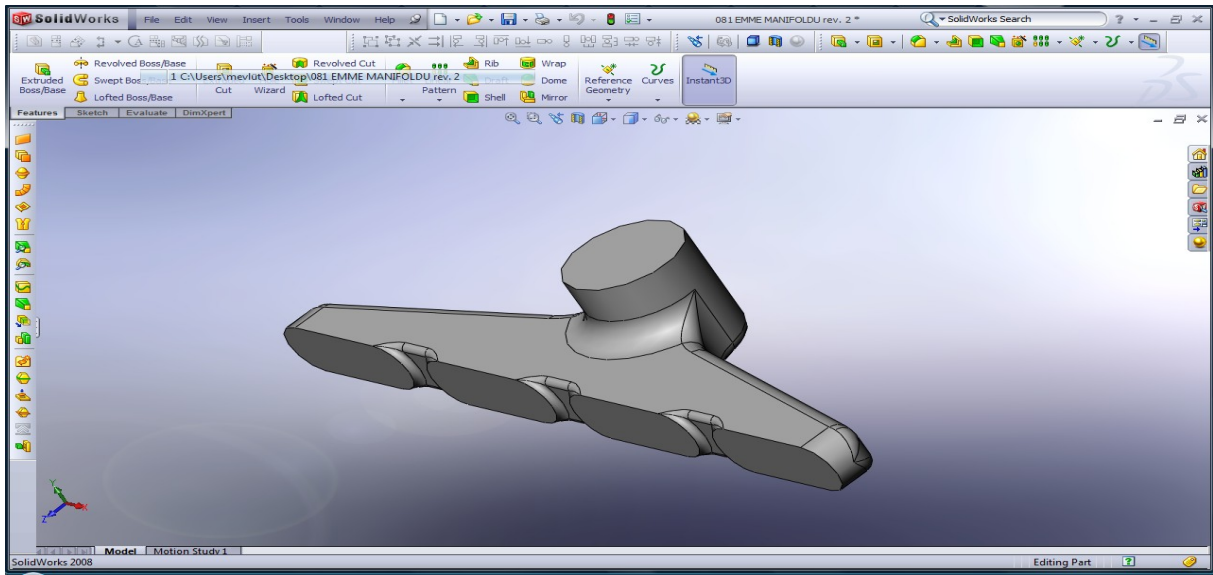
Dört numaralı çıkışta da bir numaralı çıkışa benzer türbülanslar oluşmaktadır fakat daha az yoğunluktadır. Alan ağırlıklı ortalama hız ise 21.527m/s kadardır.



Grafik 14.8 İkinci manifold dizaynı, dört nolu çıkış ort.hız gösterimi

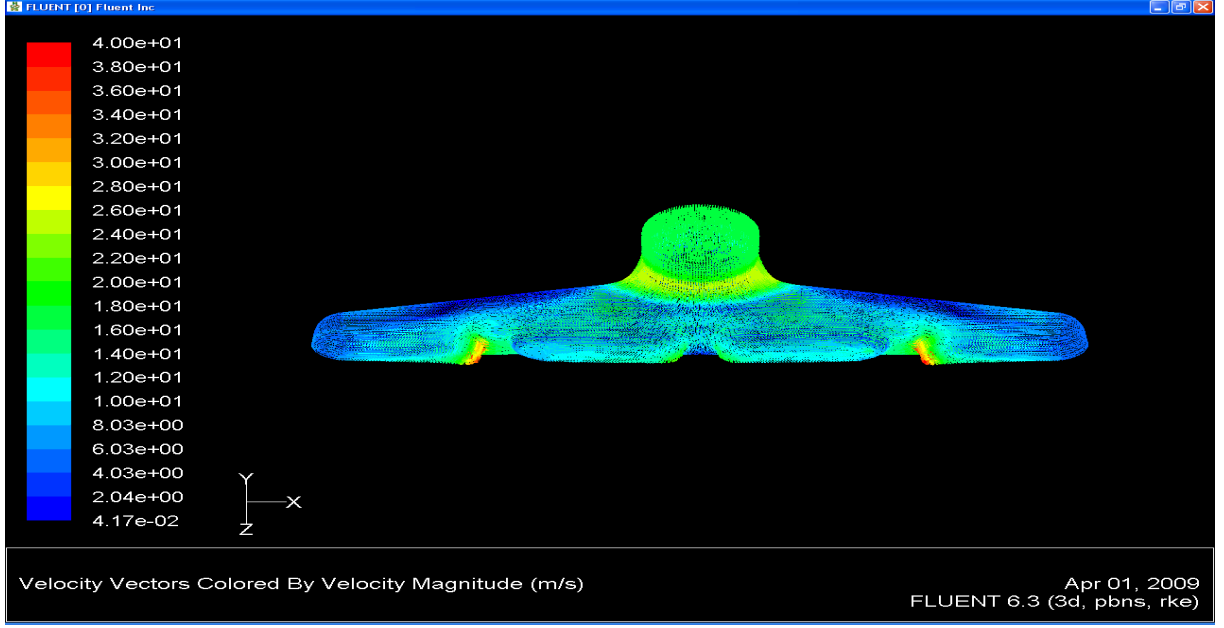
15. ÜÇÜNCÜ EMME MANİFOLDU DİZAYNININ İNCELENMESİ

Yapılan bu incelemelerin ardından, manifold üzerinde, bu akış düzensizliklerinin giderilmesi için bazı geliştirmeler yapılmıştır. Bunlar arasında dağıtıcı yolların açısının daraltılması, ve daha arkadan giriş kanalına birleştirilmesi ile köşedeki iki çıkışa havanın daha rahat dönebilmesi için köşelere eğim verilmesi bulunmaktadır.



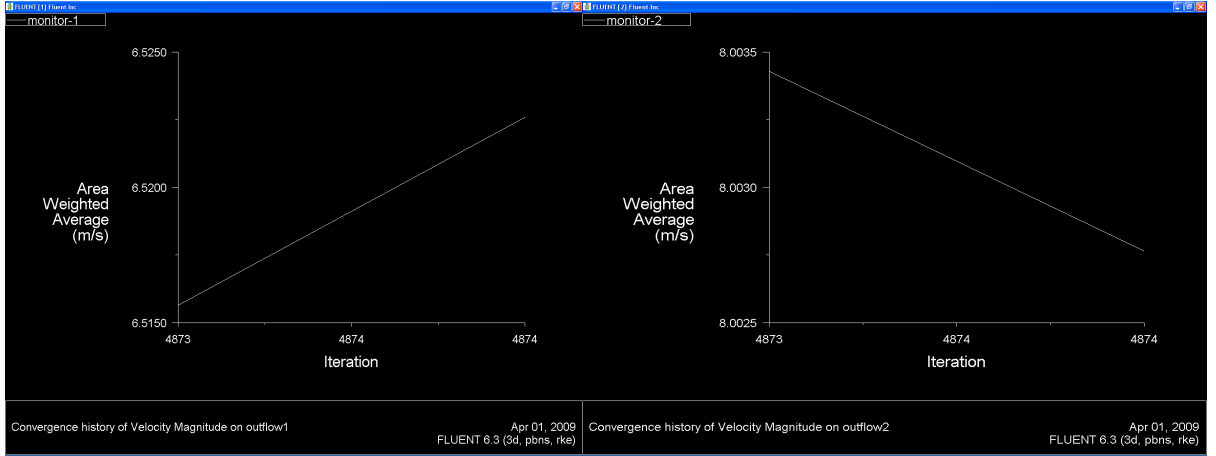
Şekil 15.1 Üçüncü Manifold dizaynı genel görünüş

Yaptığımız optimizasyonun ardından, manifold içerisindeki genel akışı incelersek aldığımız sonuçlar şu şekildedir;



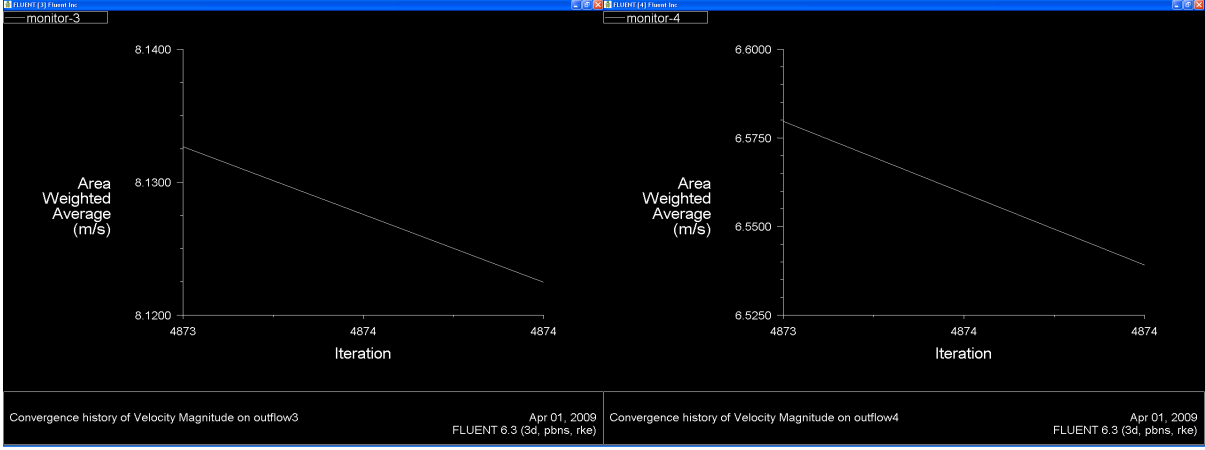
Şekil 15.2 Üçüncü manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi

Bu akış analizinde havanın manifold içerisindeki maksimum hızı 40 m/s olmaktadır. Grafikten de görüldüğü gibi en homojen hava dağılımı üçüncü manifold dizaynı ile sağlanmıştır. Çıkışlardaki hızları tek tek incelersek;



Grafik 15.1 Üçüncü dizayn, bir nolu çıkış ort. hava hızı

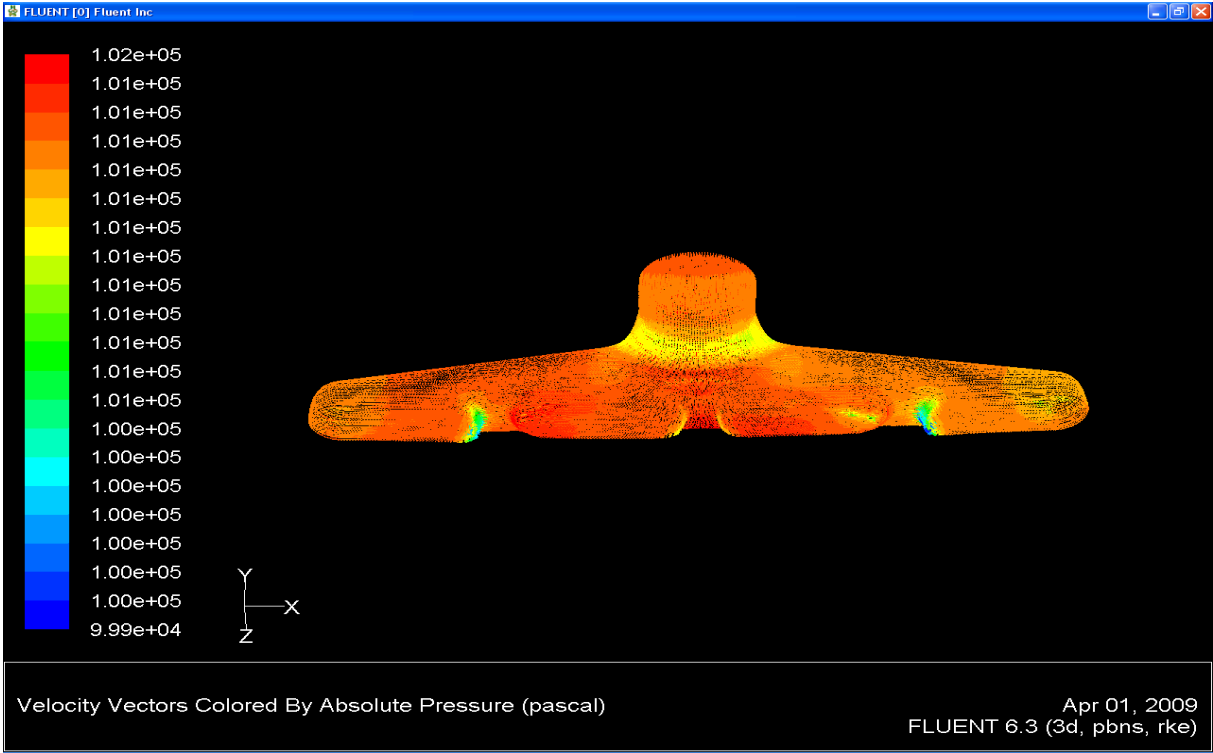
Grafik 15.2 Üçüncü dizayn, iki nolu çıkış ort. hava hızı



Grafik 15.3 Üçüncü dizayn, üç nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 15.4 Üçüncü dizayn, dört nolu çıkış ort. hava hızı

Sonuçlar ise şu şekildedir; 1 nolu çıkış için hız 6.525m/s, 2 nolu çıkış için hız 8.0025, 3 nolu çıkış için hız 8.12m/s ve 4 nolu çıkış için hız ise 6.54m/s' dir. Manifold içerisindeki basınç dağılımı ise şu şekilde gerçekleşmektedir;



Şekil 15.3 İkinci manifold dizaynı basınç vektörleri gösterimi

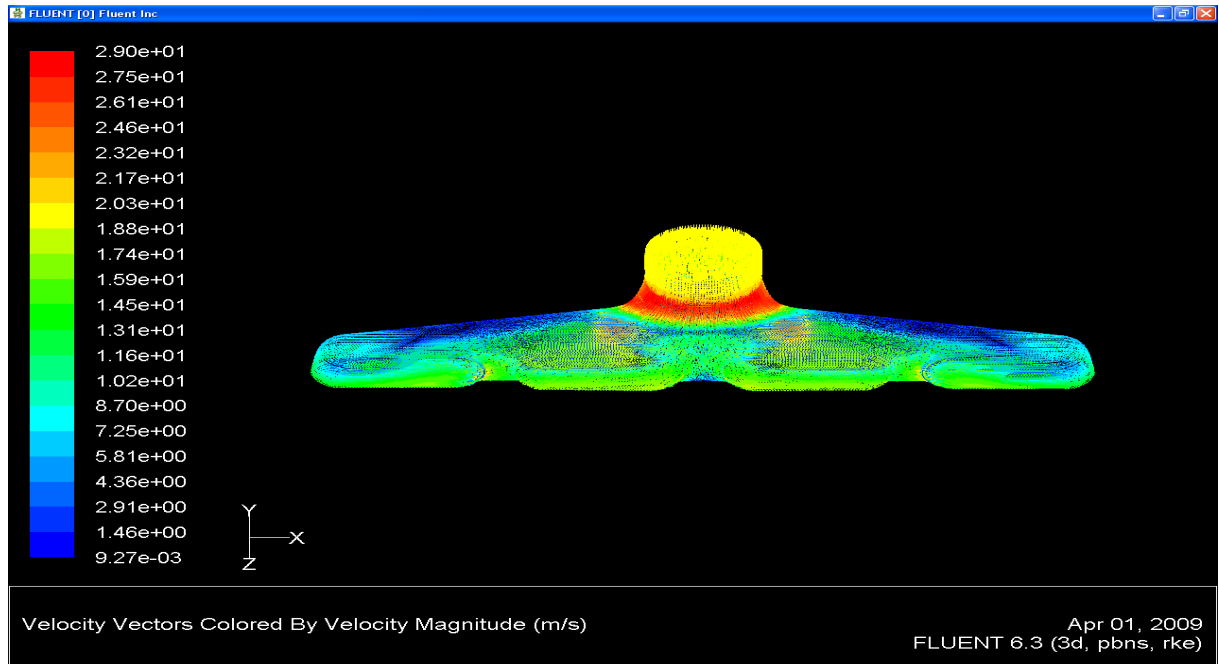
Çizelge15.1.Dizayna bağlı manifold çıkış hızları

| | 1.nolu çıkış hızı(m/s) | 2.nolu çıkış hızı(m/s) | 3.nolu çıkış hızı(m/s) | 4.nolu çıkış hızı(m/s) |
|----------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1.Dizayn | 7.53 | 10.05 | 10.23 | 5.87 |
| 2.Dizayn | 6.7385 | 11.56 | 10.03 | 6.497 |
| 3.Dizayn | 6.525 | 8.0025 | 8.12 | 6.54 |

Yukarıdaki tablodan da görüldüğü gibi doğal akış koşullarında en homojen hız dağılımı üçüncü manifold dizaynı ile elde edilmiştir ve bu dizayn motor için en düzenli çalışma karakteristiğini sağlayacaktır.

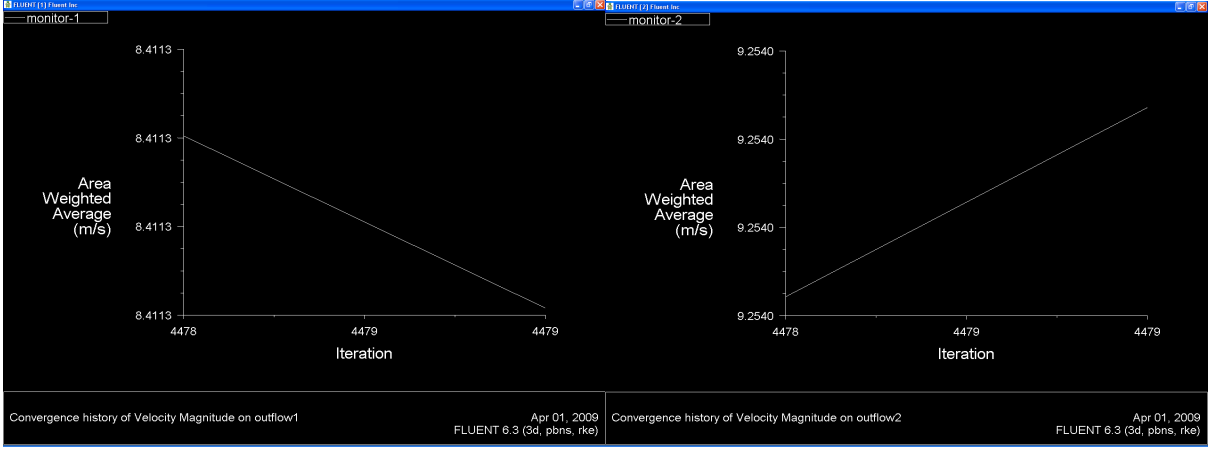
15.1 Aşırı Doldurma Uygulanması Durumunda Üçüncü Manifold Dizaynının Performansının İncelenmesi

Bu durumda manifold içerisine alınan hava 1.2 bar basınçta girecektir. Akış hızı ile türbülans değerleri ilk alınan değerlerle aynıdır. Bu durumda manifold içerisindeki genel akış şu şekilde olmaktadır;



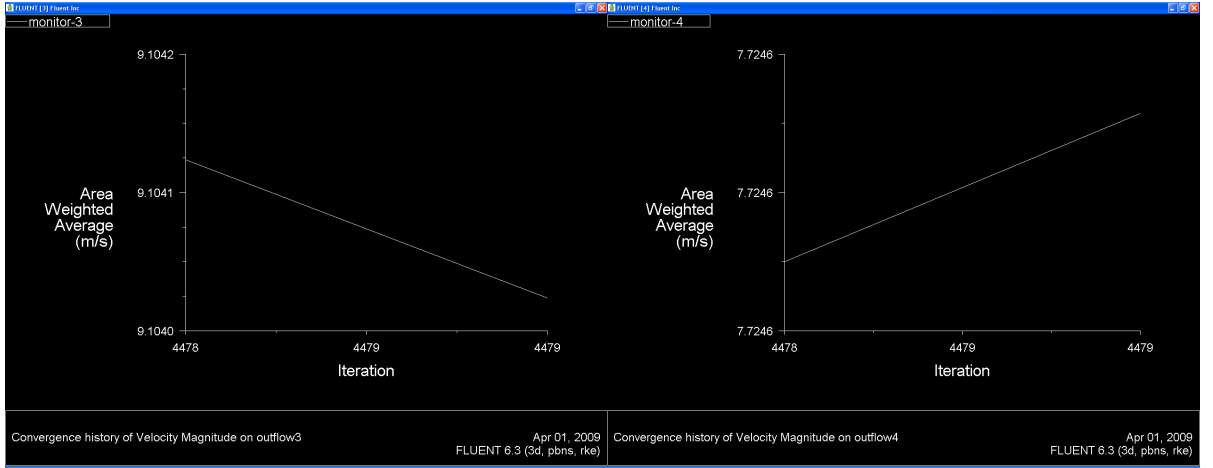
Şekil 15.4 Aşırı doldurma, üçüncü manifold dizaynı hız vektörlerinin gösterimi

Manifold içerisindeki maksimum hız değeri 28,98m/s olup, bu durumda her bir çıkıştan elde edilen hız değerleri şu şekildedir,



Grafik 15.5 Aşırı doldurma, üçüncü dizayn bir nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 15.6 Aşırı doldurma, üçüncü dizayn iki nolu çıkış ort. hava hızı

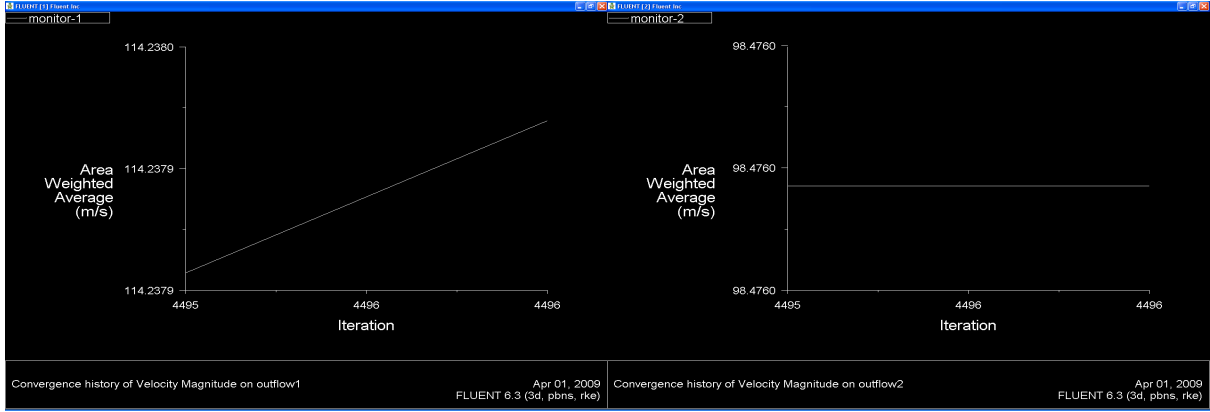


Grafik 15.7 Aşırı doldurma, üçüncü dizayn üç nolu çıkış ort. hava hızı

Grafik 15.8 Aşırı doldurma, üçüncü dizayn dört nolu çıkış ort. hava hızı

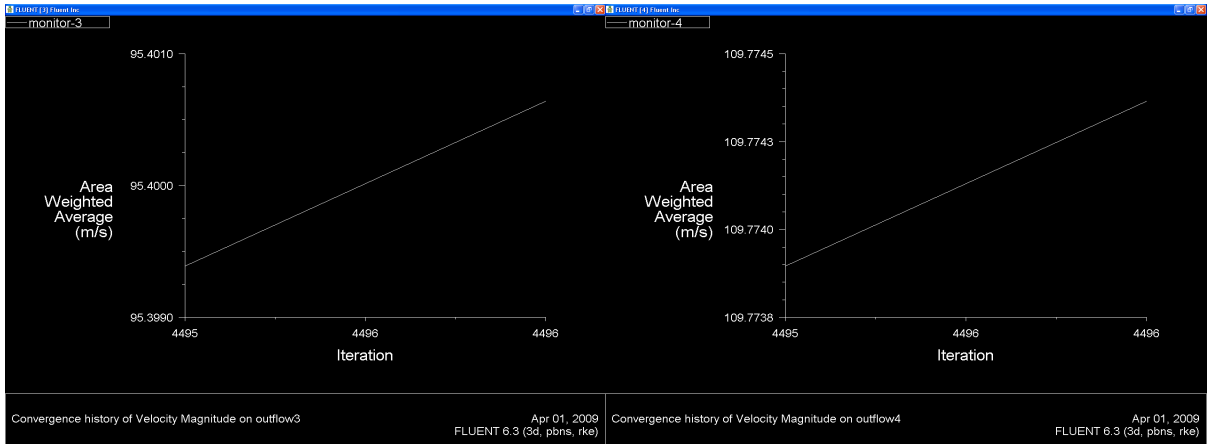
Bu durumdaki hız değerleri incelendiği durumda ise; 1 nolu çıkıştaki hız 8.413m/s,2 nolu çıkıştaki hız 9.254m/s, 3 nolu çıkıştaki hız 9.104 m/s ve 4 nolu çıkıştaki hız ise 7.724 m/s çıkmaktadır. Bu sonuçlar bize aşırı doldurma sonucunda, akış hızlarının daha düzenli olduğunu göstermiştir. Bu akımın basınç grafiğini incelersek şu şekilde çıkmaktadır;

Akış hızı maksimum 383.3 m/s' ye çıkmakta olup her çıkış bölgesindeki hızlar şu şekilde oluşmaktadır.



Grafik 15.9 Basınç farkı, üçüncü dizayn bir nolu çıkış ort. hava hızı

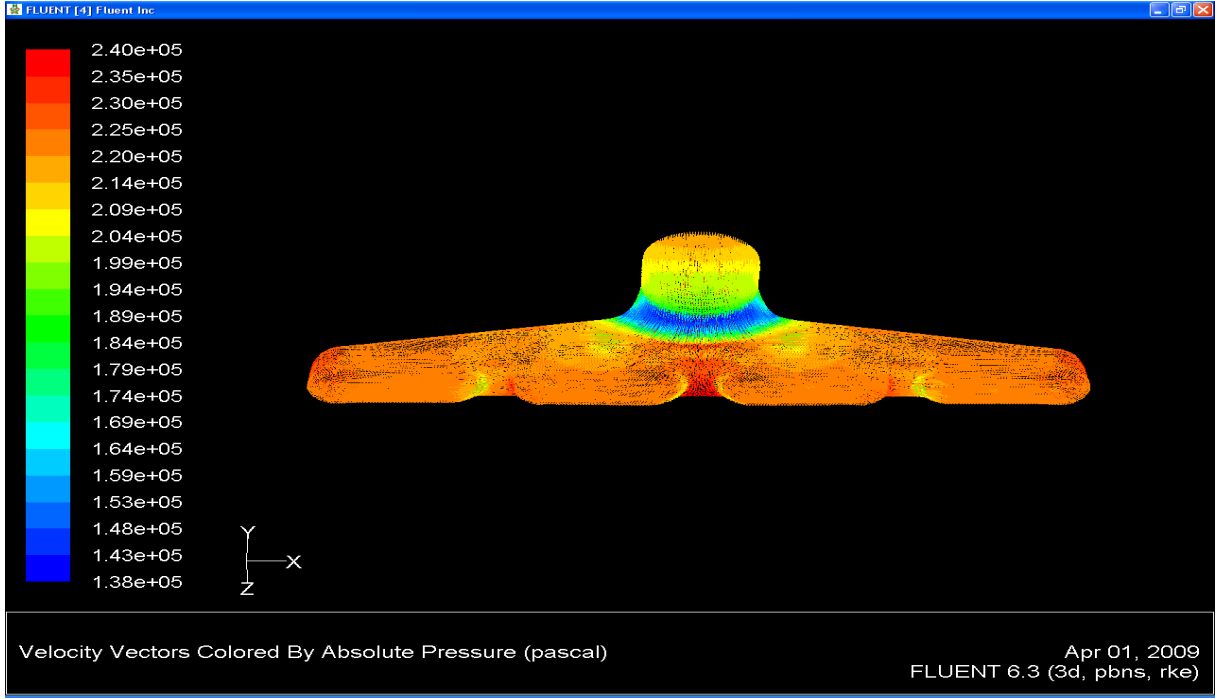
Grafik 15.10 Basınç farkı, üçüncü dizayn iki nolu çıkış ort. hava hızı



Grafik 15.11. Basınç farkı, üçüncü dizayn üç nolu çıkış ort. hava hızı

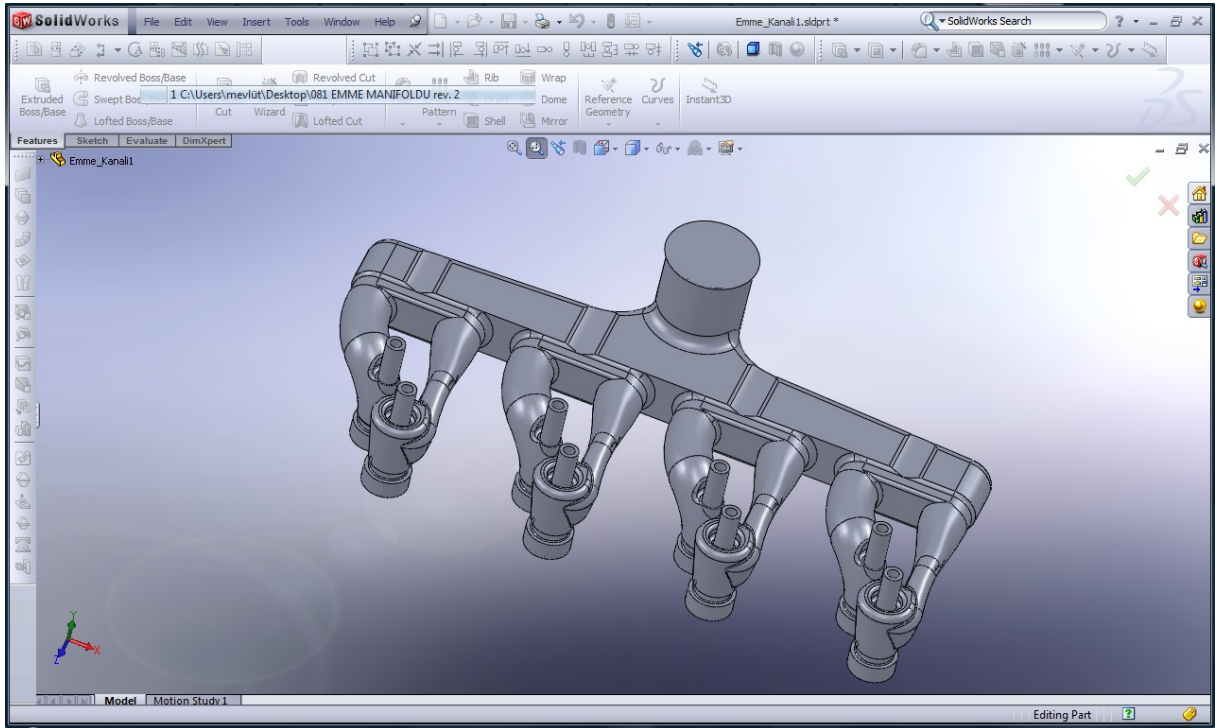
Grafik 15.12. Basınç farkı, üçüncü dizayn dört nolu çıkış ort. hava hızı

Bu şartlarda 1 numaralı çıkıştaki hız 114.238m/s, 2 numaralı çıkıştaki hız 99.476m/s, 3 numaralı çıkıştaki hız 95.4m/s ve 4 numaralı çıkıştaki hız ise 109.774 m/s' dir. Bu sonuçlar sistemde böyle bir basınç farkı olması durumunda oldukça güçlü hava hareketlerinin olacağını göstermiştir. Sistemin basınç değişimi ise şu şekildedir;



Şekil 15.7 Basınç farkı sonucu, üçüncü manifold dizaynı basınç vektörlerinin gösterimi

16. EMME KANALLARI DAHİL MANIFOLD AKIŞ ANALİZİ



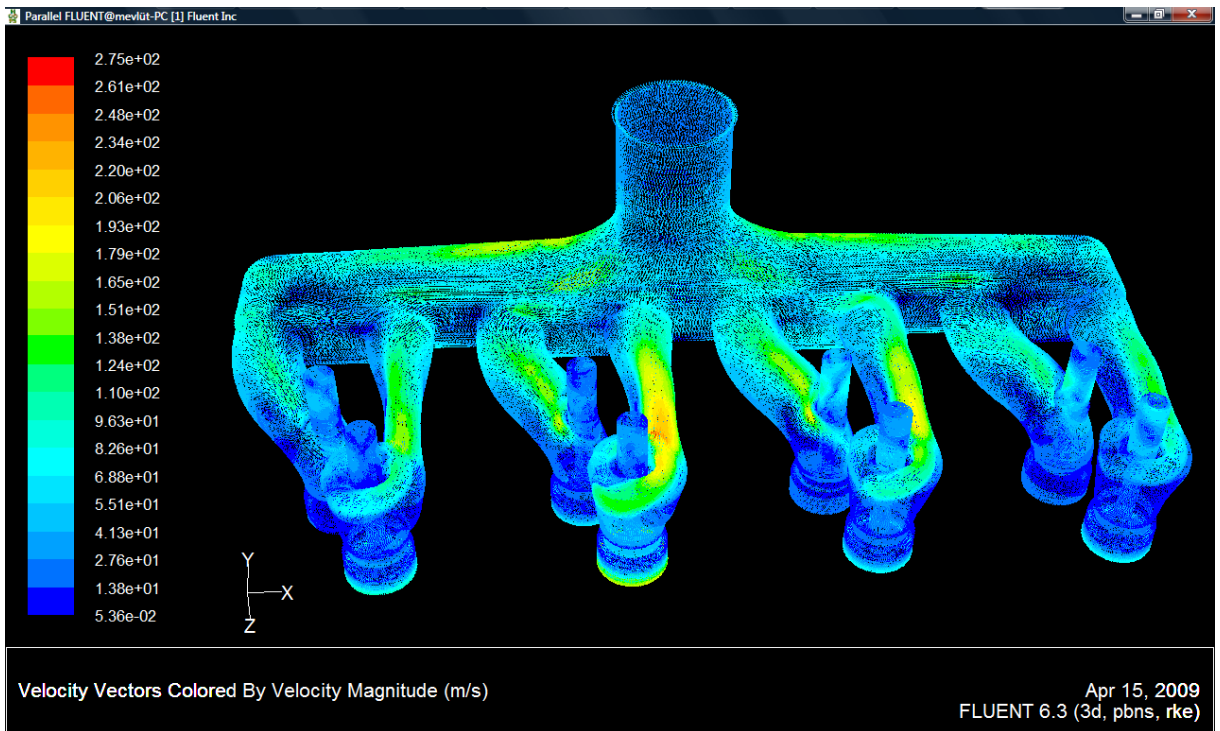
Şekil 16.1 Emme kanalları dahil manifold genel görünüş

Manifold hava çıkışları aşağıdaki şekilde gösterilmektedir;

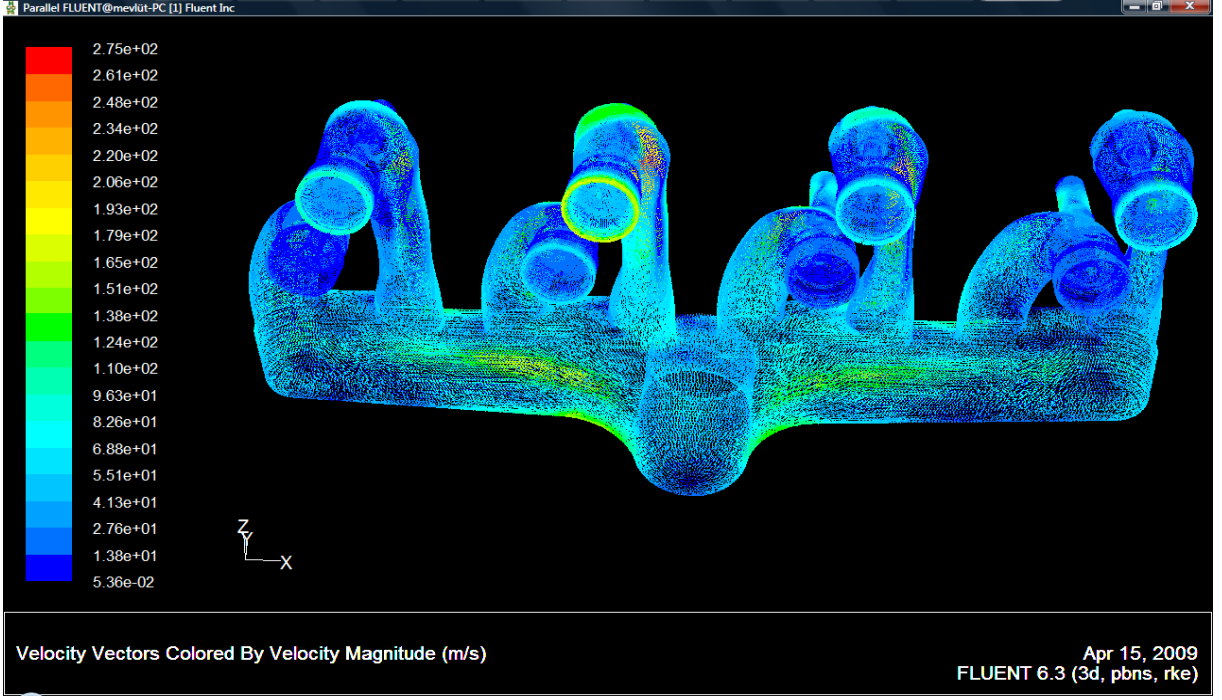


Şekil 16.2 Emme kanalları dahil manifold hava çıkışları

Bu çalışmada sistemde aşırı doldurma olduğu kabul edilmiş, giriş basıncı 1.2 bar çıkış basıncı 1.1 bar ve giriş hızı, kütleli debiye bağlı olarak 19.23m/s verilmiştir. Bu çalışmadan alınan sonuçlar aşağıdaki şekilde görülmektedir.

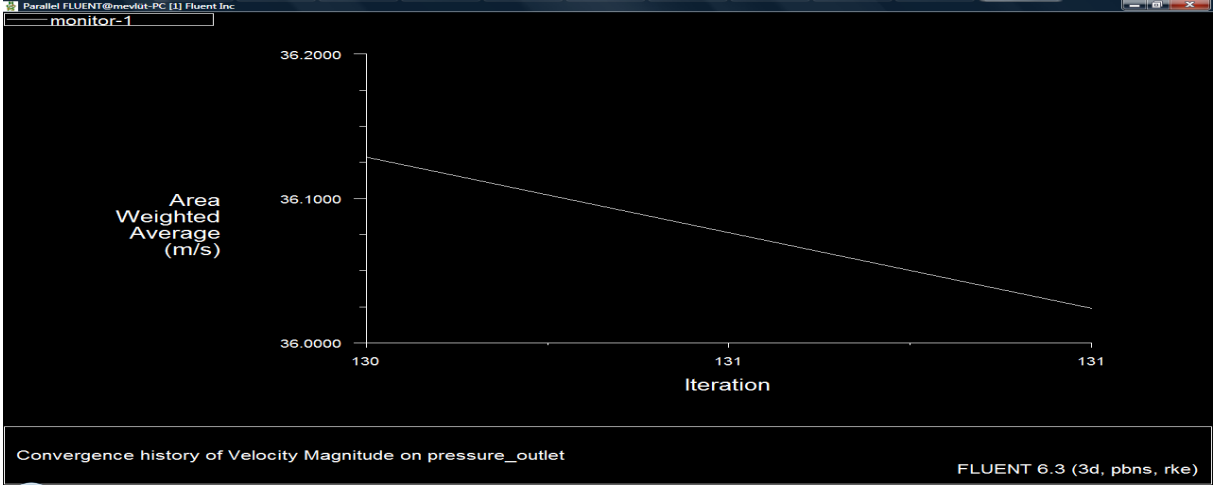


Şekil 16.3 Emme kanalları dahil manifold hız vektörleri, birinci görünüş



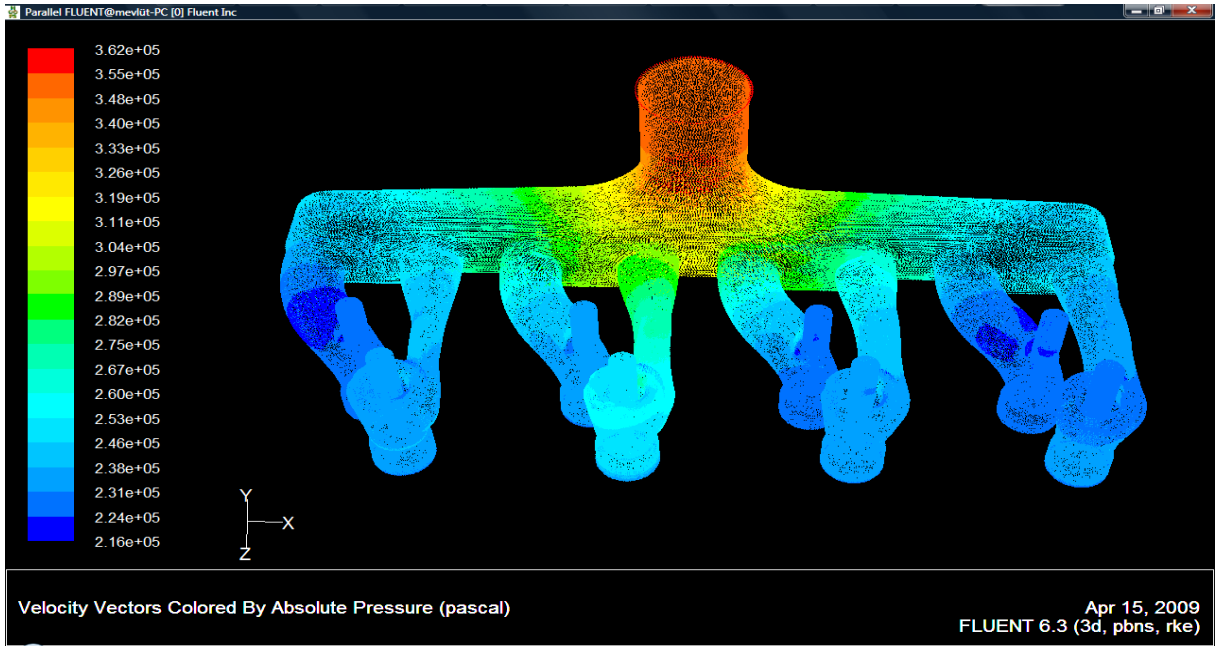
Şekil 16.4 Emme kanalları dahil manifold hız vektörleri, ikinci görünüş

Bu çalışmada hava manifold içerisinde maksimum 275 m/s hıza kadar yükselmiştir ve havanın çıkışlardaki ortalama hızı 36 m/s 'dir.

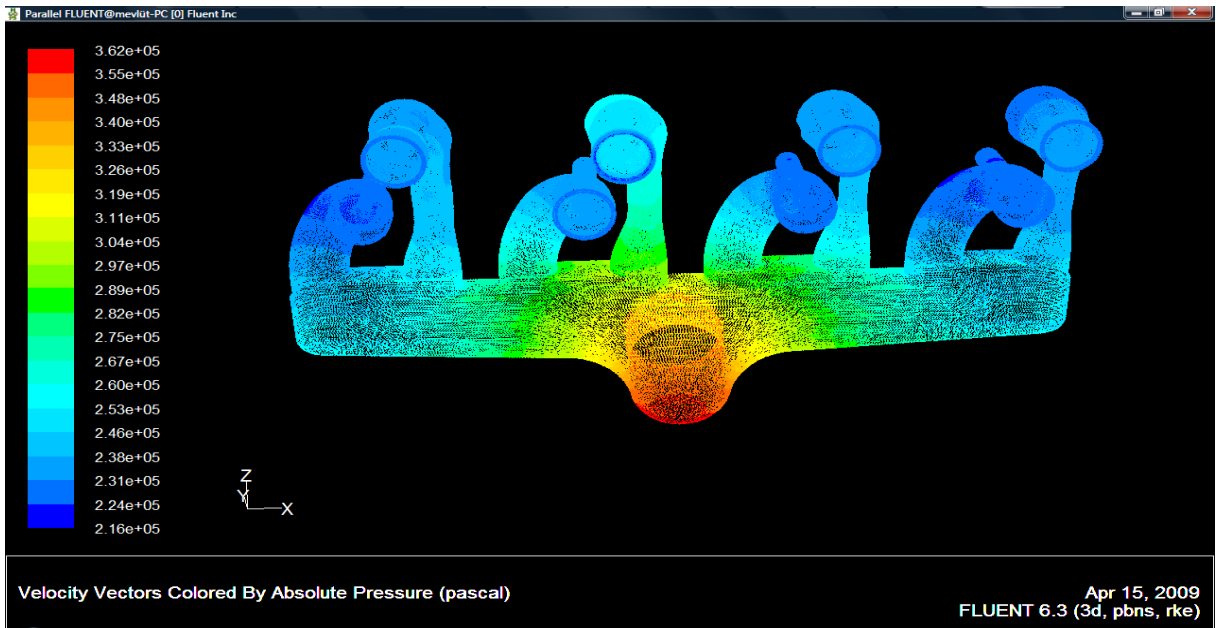


Grafik 16.1 Manifold çıkış ortalama hız gösterimi

Sistem içerisindeki basınç dağılımları ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 16.5 Emme kanalları dahil manifold basınç vektörleri, birinci görünüş

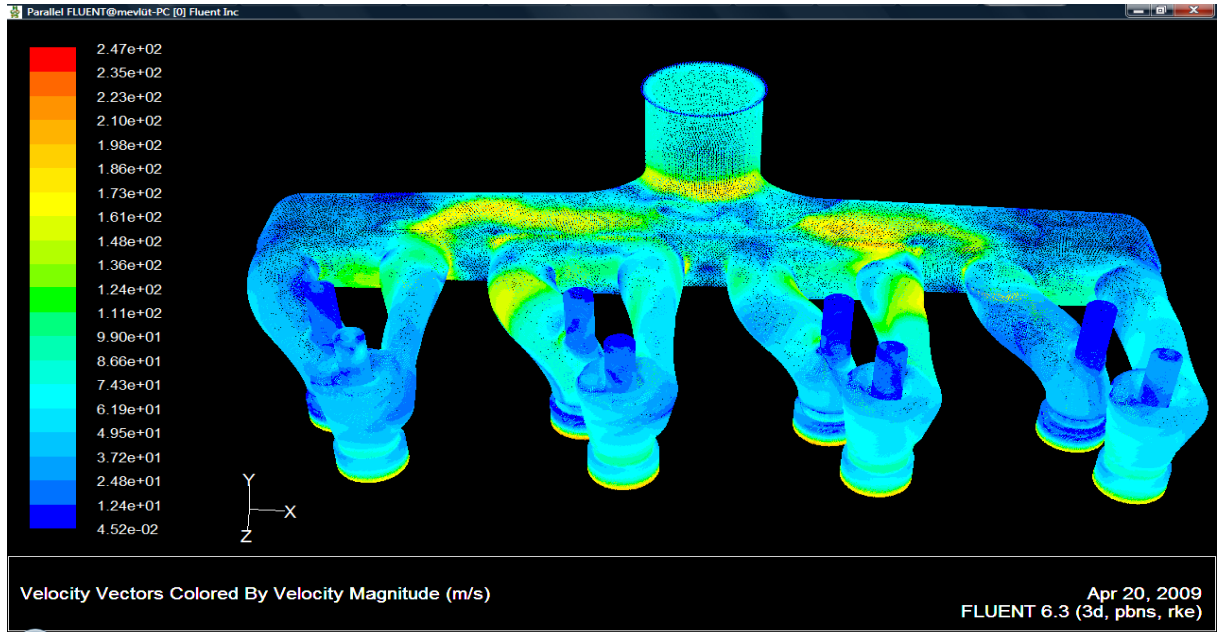


Şekil 16.6 Emme kanalları dahil manifold basınç vektörleri, ikinci görünüş

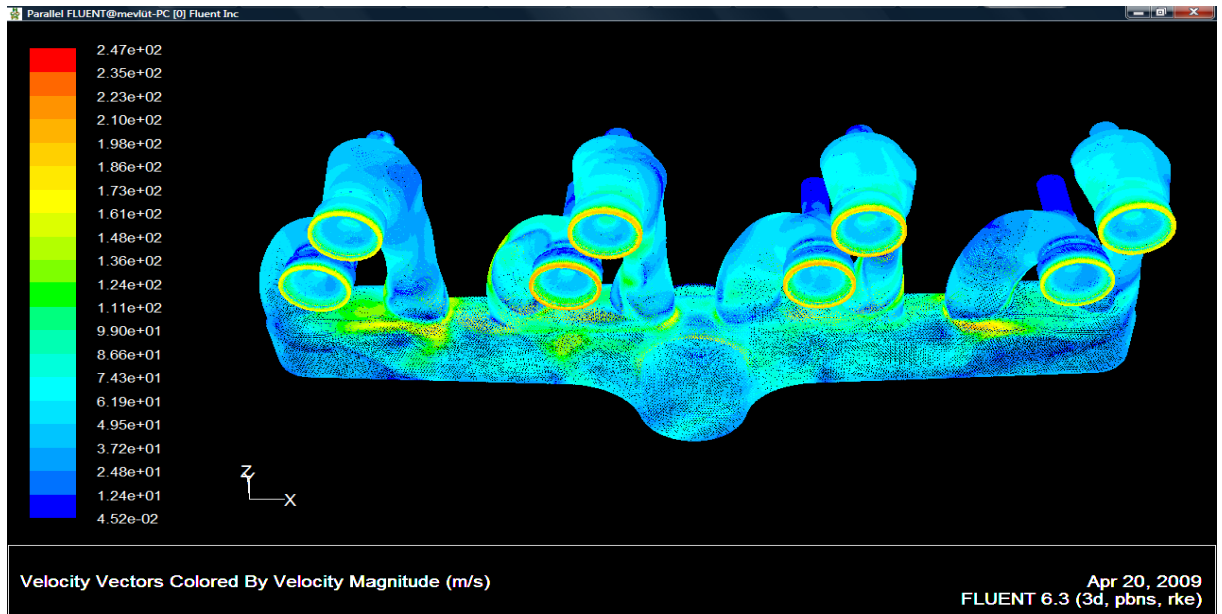
16.1 Emme Kanalları Dahil Basınç Farkına Bağlı Manifold Analizi

Bu çalışmada hava manifold' a 1.2 bar'da girmiş ve emme kanallarından 1 bar basınç ile çıkmıştır. Bundan önceki çalışmalardan farklı olarak programa kütsel debi değil, basınç farkı girilmiştir ve program hız ve basınç değerlerini otomatik olarak hesaplamıştır.

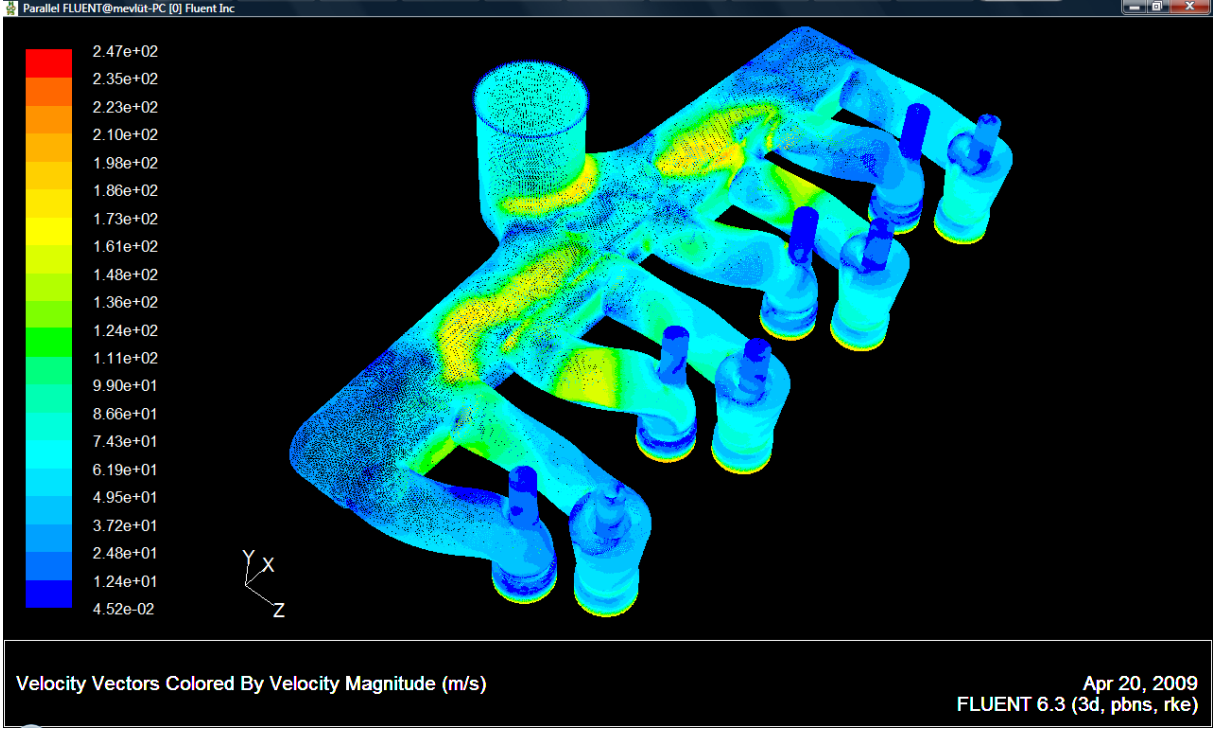
Bu durumda havanın emme kanallarındaki ve manifold daki, hız ve basınç değışimleri aşğıdaki şekilde gibidir;



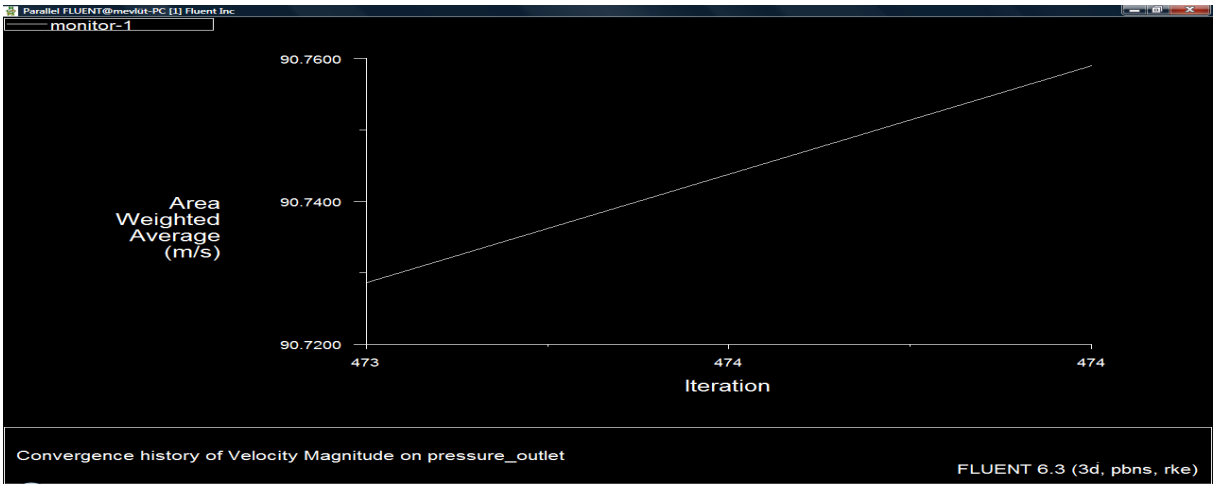
Şekil 16.7 Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, birinci görünüş



Şekil 16.8 Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, ikinci görünüş

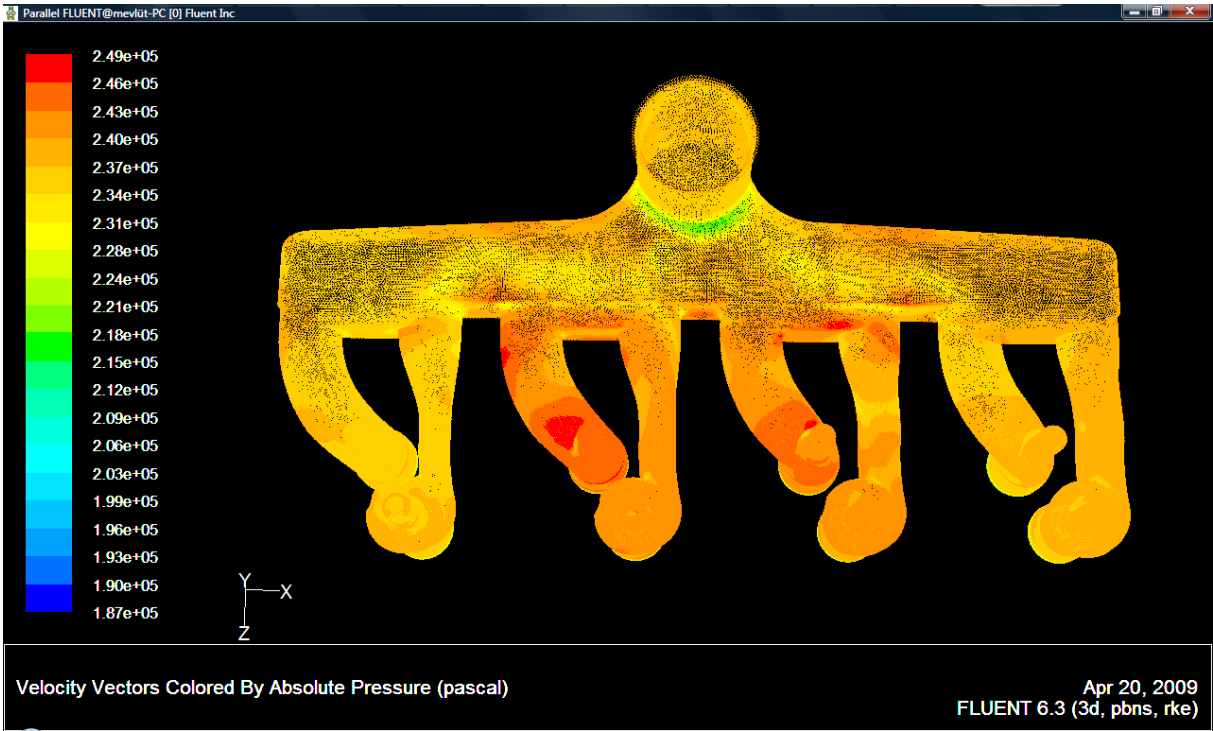


Şekil 16.9 Basınç farkı ile, manifold, hız vektörlerinin gösterimi, üçüncü görünüş
 Bu durumda sistemdeki havanın ulaştığı maksimum hız değeri 247 m/s olup çıkışlardaki havanın ortalama hızı 90.75 m/s' dir.

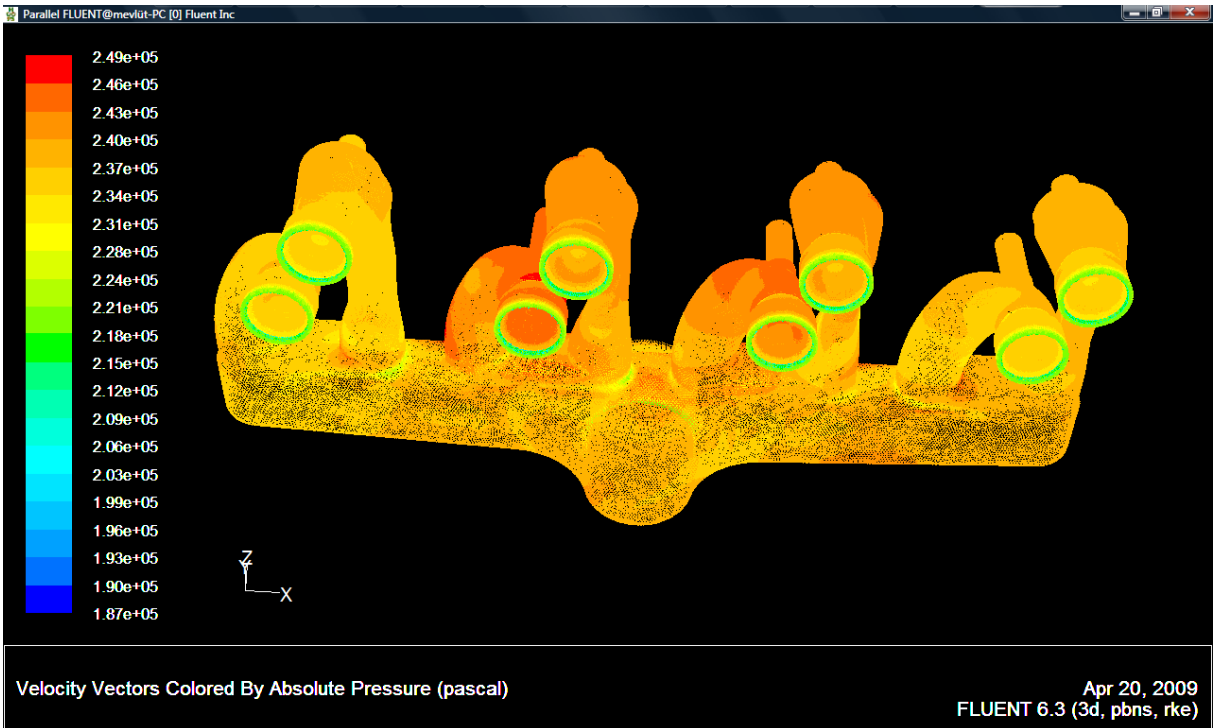


Grafik 16.2 Basınç farkı ile, çıkışlardaki ortalama hızın gösterimi

Bu sistemdeki basınç değişimleri ise řu şekilde gerçekleşmektedir.



şekil 16.10 Basınç farkı ile, manifold, basınç vektörlerinin gösterimi, birinci görünüş



şekil 16.11 Basınç farkı ile, manifold, basınç vektörlerinin gösterimi, ikinci görünüş

17.EMME HAVASININ YANMA VERİMİNE ETKİLERİ

Bu bölümde, silindir içersine alınan havanın yanma verimine ve motor performansına etkilerini inceleyeceğiz.

Benzin motorlarında yanma; “ Yanma Odası “ adını verdiğimiz kapalı bir hacimde olur ve yanma süresi içinde bu hacim çok az değişir (Pistonun hareketi ile). Bu sebeple benzinli motorlarda sabit hacimle yanma vardır.

Yanma çok kısa süreli olduğundan bir patlama karakterindedir. Bu sebeple benzin motorlarına patlamalı motorlar adı da verilmektedir. Benzin motorlarındaki yanmayı daha iyi anlamak için yanmanın safhalarını ayrı ayrı inceleyelim.

Hazırlık Safhası: Benzin motoru yanma odasında yanmayı temin etmek için önce buraya yakıt ve havayı sevk etmek ve sonra karışımı yanmaya hazırlamak gerekmektedir.

Hava, yanma odasına pistonun hâsıl ettiği alçak basınç sebebiyle ve atmosfer basıncının itmesi ile girer. Benzinin yanma odasına gönderilmesi için muhtelif metotlar kullanılır.

Bunlar;

- 1) Giren havaya karbüratörde benzin karıştırmak
- 2) Yakıtı doğrudan doğruya yanma odasına püskürtmek
- 3) Yakıtı emme manifolduna veya manifoldlarına püskürtmek

Dizel Motorlarında Yanma: Dizel motorlarında yanma için kullanılacak hava, silindir yanma odasında sıkıştırılır. Sıkışan havanın sıcaklığı yükselir ve yanma için gerekli ısıyı temin eder. Yakıt, yanma odasındaki sıkıştırılmış sıcak hava içine piston üst ölü noktaya gelmeden 15 ile 30 derecede önce enjektör vasıtasıyla püskürtülür.

Yakıtın silindir içine püskürtülmesinden itibaren yanma şu dört safhayı takip eder.

1-Yakıtın püskürtülmesinden itibaren kendi kendine tutuşmasına kadar geçen zaman (tutuşma gecikmesi)

2-Tutuşma gecikmesi süresi içinde püskürtülerek silindir içinde birikmiş olan yakıtın hızlı yanması.

3-Geriye kalan yakıtın püskürtülmesi sırasında devam eden yanma.

4-Son yanma devresi; yanmaya iştirak edememiş yakıtın oksijen bulunduğu takdirde yanmasını kapsayan devre.

İkinci devre piston üst ölü noktaya gelmeden, yani yanma odasına yakıt püskürtmeye devam edildiği zaman bitmeli ve üst ölü noktayı geçmemelidir. Silindir içinde en yüksek basınç, piston aşağı doğru harekete başlarken teşekkül etmelidir.

Şimdiki incelememizi ise karbüratörlü tipler için yapacağız.

Karbüratörde ince parçalara ayrılan benzin henüz yanmaya hazır değildir. Manifolda hava ile beraber sürüklenen benzin zerreleri burada kısmen buharlaşmaya başlarlar. Buharlaşmayı kolaylaştırmak için genel olarak emme manifoldu, egzoz manifoldu tarafından ısıtılır. Hazırlığın bu safhasına ait birkaç noktayı işaret edelim.

Yakıt içinde kolay buharlaşmayan ürünler varsa bu ürünler manifoldda yoğuşacak ve cidarlara yapışarak silindirlere gitmeyecektir. Bunun aksine kolay buharlaşan ürünlerin fazla olması manifold da yakıt buhar basıncının artmasına sebep olur. Bu da karışımın zenginleşmesine yol açar. Hazırlığın ikinci safhası silindir içindeki sıkıştırma safhasıdır. Sıkıştırılan ve bu sebeple ısınan hava, benzin zerrelere ısınmasına ve buharlaşmasına yardım eder. Burada önemli olan sıkıştırma sonundaki karışımın basıncı ve sıcaklığıdır. Bunların nelere bağlı olduklarını sıralarsak problemi daha iyi anlamak mümkündür.

Sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı şunlara bağlıdır.

- * Sıkıştırma oranı
- * Motorun aşınma durumu
- * Supapların çalışması-ayarı
- * Gaz kelebeğinin durumu
- * Motor soğutma suyu sıcaklığı
- * Dış hava sıcaklığı
- * Manifold sıcaklığı
- * Egzost karşı basıncı
- * Motorun devir sayısı.

Sıkıştırma oranı arttıkça sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı yükselir. Piston silindir boşluklarının artması sıkıştırma basıncını kartere kaçıracağı için sıkıştırma sonu basıncını ve sıcaklığını düşürür. Supapların zamanında açılıp kapanmaları silindire giren hava miktarına dolayısıyla sıkıştırma sonuna tesir eder, gaz kelebeğinin durumu manifolddaki basıncı değiştireceğinden silindire giren karışım miktarına da tesir eder. Motor soğutma suyu sıcaklığı silindir sıcaklığına da tesir ettiğinden karışımın silindirlere olan ısı alışverişine, dolayısıyla sıcaklığına tesir eder.

Dış hava sıcaklığının çok soğuk veya çok sıcak olması giriş havası sıcaklığına dolayısıyla sıkıştırma sonu sıcaklığına tesir eder. Egzoz karşı basıncının yüksek olması egzoz strokunda yanma ürünlerinin silindirden tamamen atılmasına mani olur, dolayısıyla silindire giren karışım miktarına ve sıcaklığına tesir eder.

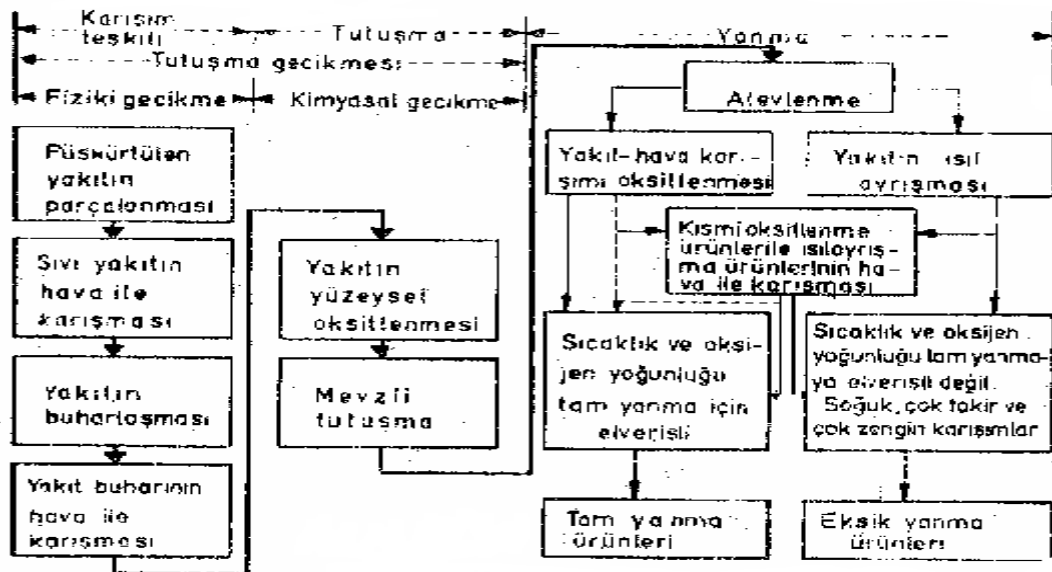
Motor devir sayısının artması piston-silindir kompresyon kaçaklarını ve karışımla silindir arasındaki ısı alışverişini azaltır.

Yanma Safhası: Yukarıda sayılan bu çok çeşitli şartların altında silindire giren karışımı istenilen zamanda ateşlemek için bir kıvılcım kullanılır. Motor ateşleme sistemi buji vasıtasıyla silindir yanma odasında bir kıvılcım hasil ederek yanmayı başlatır. Yanma genel olarak daha önce anlatıldığı şekilde vuku bulur. Yukarıda sayılan bütün şartların hazırlık safhasına tesir eder. Motorun devir sayısının artması piston-silindir kompresyon kaçaklarını ve karışımla silindir arasındaki ısı alışverişini azaltır.

Yanmayı daha iyi takip edebilmek için Şekil 17.1. deki şemayı inceleyelim.

Silindir içine püskürtülen yakıt çok küçük parçalara ayrılır. Enjektör deliklerine verilen açılar yardımı ile yakıt zerrelere yanma odasının her tarafına yayılarak hava ile karışırlar, sıcak havadan ısı alan yakıt zerrelere buharlaşırlar.

Aynı zamanda bu yakıt buharları silindir içindeki mevcut havaya iyice yayılırlar. Buraya kadar yanma başlamamıştır. Hasil olan gecikme, fiziksel olaylardan doğduğu için bu devreye fiziksel tutuşma gecikmesi denir.



Şekil 17.1 Dizel Motorda Yanma

Hava içinde yayılmış olan yakıt buharı içindeki zerrecikler daha sonra yüzeyden oksitlenirler. Neticede yanma odasında mevzii tutuşmalar başlar. (Kendi kendine ateşleme) Bu devreye kimyasal karakterinden dolayı kimyasal tutuşma gecikmesi denir.

Yukarıda anlatılan şekilde mevzii olarak tutuşan yakıt o bölgedeki karışımın sıcaklığını 500 ile 1000 °C a kadara yükseltir. Neticede yakıt buharları parçalanarak karbon ve hidrojene ayrılır. Bundan sonra yanma hızla gelişerek eksik veya tam yanma olarak neticelenir(Şekil 17.1) (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

Motor performansına etki eden ana faktörler şunlardır;

- 1.Yüksek yakıt yanma verimi
2. Yüksek volumetrik verim
3. Emme havası yoğunluğunu artırarak, kullanılan motorun gücünü artırmak
- 4.Maksimum verimde yanabilecek hava/yakıt oranını sağlamak
- 5.Yüksek piston hızı

17.1 Hava Yakıt ve Yakıt Hava Oranları

Motor testlerinde, hava kütleli debisi \dot{m}_a ve yakıt kütleli debisinin \dot{m}_f her ikisi de ölçülebilir. Bu kütleli debilerin oranı, otomobilin çalışma şartlarına bağlı olarak belirlenir.

$$\text{Hava/Yakıt oranı (H/Y)} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

$$\text{Yakıt/Hava oranı (Y/H)} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

Geleneksel benzin yakıtlı bir SI motorda, normal çalışma şartlarında hava-yakıt oranı yandaki gibidir, $12 \leq H/Y \leq 18$ ($0.056 \leq Y/H \leq 0.083$); Dizel yakıtlı CI motorlar için ise, $18 \leq H/Y \leq 70$ ($0.014 \leq Y/H \leq 0.056$) olmaktadır.(Heywood, 1988)

17.2 Tutuşma Gecikmesi

Dizel motorlarında yanma olayını incelerken tutuşmanın diğer bir deyimle kendi kendine ateşlemenin püskürtme başlangıcından bir müddet sonra başladığını ve arada tutuşma gecikmesi dediğimiz bir zaman aralığı bulunduğunu belirttik. Bilhassa yüksek hızlı motorlarda ateşlemenin istenen noktada başlaması yanma odasındaki basınç yükselmesinin piston hareketlerine uyması fevkalade önemlidir. Benzin motorlarında bu nokta distribütör tarafından çok hassas olarak kontrol edilmekte ve karışım istenilen zamanda ateşlenmektedir.

Dizel motorlarında bu durum çok farklıdır. Kendi kendine tutuşmaya tesir eden faktörler o kadar çeşitlidir ki bunları kontrol altına almak ve istenilen şekilde yöneltmek çok güçtür. Basınç yükselmesinin üst ölü noktadan önce azami değerine varması sert çalışma ve güç kaybına sebep olur. Basıncın üst ölü noktadan çok sonra yükselmesi güç kaybı ve yüksek egzoz sıcaklıkları gibi arıza doğuracak hadiselerine sebep olur. Problemi daha yakından anlamak için tutuşma gecikmesinin nelere bağlı olduğunu inceleyelim. (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

17.2.1 Yakıt Damla Boyutu

Yanma odasına püskürtülen yakıt zerrecilerinin ısınması, hava bulabilmesi ve buharlaşması püskürtülen yakıtın damla büyüklüğüne bağlıdır. Damla ebadı püskürtme basıncına ve enjektör deliği ve deliklerinin büyüklüklerine bağlıdır. Yakıt viskozitesinin de damla ebadına tesiri vardır. Püskürtme basıncı yükseldiği takdirde damla ebadı küçülür daha doğrusu küçük boyutlu damlaların sayısı artar. Enjektör deliklerinin küçülmesi de küçük ebatlı damlaların sayısını artırır.

Sıkıştırma sonu basıncı arttığı takdirde havanın yoğunlaşması dolayısıyla damla ebadı küçülür. Genel olarak damla sayısı küçüldükçe buharlaşmaları kolaylaşacağı için tutuşma gecikmesi (fiziksel) kısalmır. (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

17.2.2 Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı

Sıkıştırma sonu sıcaklığının tutuşma gecikmesine çok önemli tesiri vardır (Sıcaklığın yanmanın üç esas unsurundan biri olduğu unutulmamalıdır). Sıcaklık yükseldikçe tutuşma gecikmesi kısalmır. Sıkıştırma sonu sıcaklığı esas olarak motorun sıkıştırma oranına bağlıdır. Fakat emilen havanın sıcaklığı, silindir ve yanma odaları yüzeylerinin büyüklüğü ve sıcaklığı da buna tesir eder. Yanma odası ve pistonun sıcaklığı soğutma suyu sıcaklığına bağlı olmakla beraber motorun yapısı da buna tesir eder. (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

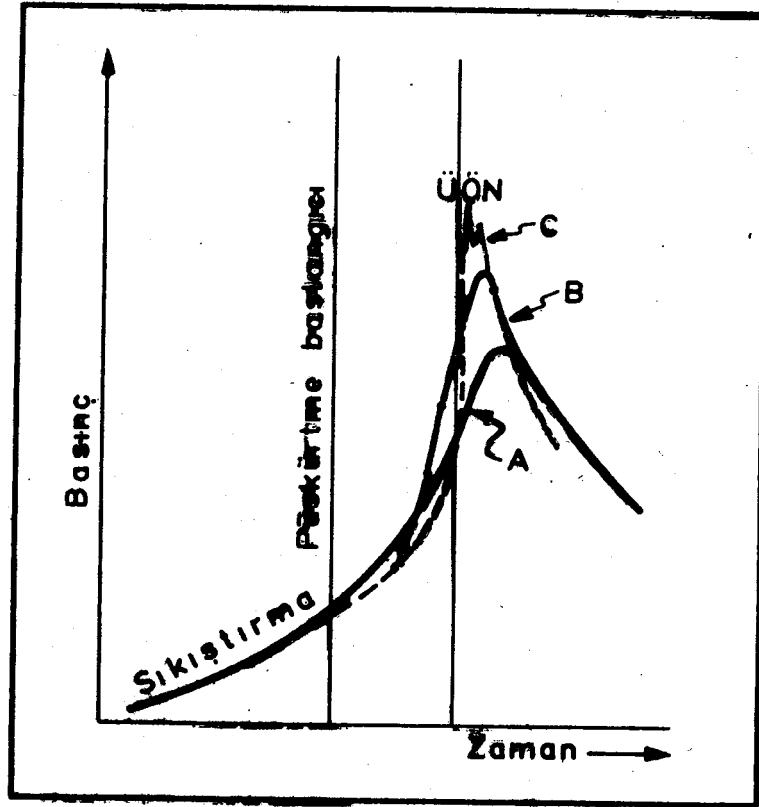
17.2.3 Türbülans

Türbülans adı verilen sıkıştırılmış hava içindeki hava akımları, yakıt zerrecelerini yanma odasına dağıttığı gibi bu zerrecelerin ısınma hızını da artırır. Tabii bu da tutuşma gecikmesini azaltır. Bu hava hareketi, silindire giren havayı yönlendirmek, pistonu ve yanma odasına özel şekiller (bölünmüş yanma odaları) vermek suretiyle temin edilir.

Türbülans aynı zamanda motorun devir sayısı ile de artar. Tutuşma gecikmesi türbülansla ters orantılıdır. Türbülans arttıkça tutuşma gecikmesi azalır. (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

17.2.4 Yanma Vuruntusu

Bir dizel motorunun çalışmasında yumuşaklık silindir içindeki yanmada, basıncın artma hızına bağlıdır. Basıncın artma hızı her krank derecesi için basınçtaki Paskal (N/m^2) olarak değişimlerdir. Basıncın artma hızı büyüdükçe motor daha sert çalışır. Eğer yakıtta hiç tutuşma gecikmesi yoksa veya setan sayısı çok yüksekse yanma, yakıt silindire püskürtülmeye başlar başlamaz başlayacak ve basınç yükselmesi Şekil 17.2 de A eğrisi ile gösterildiği gibi tedrici olacaktır. Vasat bir yakıt Şekil 17.2 de B de gösterilen basınç eğrisini verecektir. B eğrisinin en büyük basıncı A eğrisininkinden yüksektir. Tutuşma gecikmesi sırasında yakıt yanma odasına püskürtülmeye devam eder. Tutuşma geciktiği müddetçe silindir içinde yanmayan yakıt miktarı artar. Neticede ateşleme olur olmaz yanma odasındaki bütün yakıt şiddetle yanar. Bu durum Şekil 17.2 de C eğrisi ile gösterilmektedir.



Şekil 17.2 Tutuşma gecikmesinin silindir içindeki basınç yükselmesine tesiri

Basınçtaki bu ani yükselme ve gaz titreşimleri dizel vuruntusu dediğimiz vuruntu sesini doğurur. Basınçtaki bu ani yükselişler, yataklar için zararlı olup, motorda güç kaybına sebep olur.

Bu vuruntu ses itibariyle benzin motorlarındaki avans vuruntusuna benzemekle beraber ondan çok farklıdır. Benzin motorunda vuruntu yanmanın sonunda, dizel motorunda yanmanın başlangıcında olur. (Kayserli ve Erdoğan, 2002)

18.SONUÇLAR

- *Dolgu hacmi akış performansının ve dağıtıcı kanal akış performansının ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekmektedir.
- *Toplam basınç kayıplarındaki küçük farklılıkların motor volumetrik verimine çok büyük etkisi olmamaktadır.
- *Manifold dizaynında dikkat edilmesi gereken en önemli husus, havanın manifold içerisinde nerede türbülans hareketi yapmasını veya nerede düzgün şekilde hareket etmesini istediğimizi belirlemek ve ona göre geometriyi düzenlemektir.
- *Manifold dizaynında mümkün olduğu kadar basınç kayıpları en aza indirilmelidir.
- *Dizel ve Otto motorlarda manifold geometrisi farklı olmaktadır. Bunun nedeni dizel motorlarda havanın türbülanslı olmasının arzu edilmesi, Otto motorlarda ise (direkt enjeksiyonlu motorlar hariç) büyük hava hareketlerinin karışımın homojenliğini bozmasıdır.
- *Manifold sıcaklığı ve imalat esnasındaki pürüzlülüğü her zaman kontrol edilerek belirli sınırlar dahilinde tutulmalıdır.
- *Manifold içerisindeki her yön değişimi, akış hızında belirli bir düşüşe neden olmaktadır.
- *Manifoldlar için en önemli dizayn kriteri performans olmakla birlikte manifoldun konumuna bağlı olarak, montaj kolaylığının sağlanması için manifold dizaynı değiştirilebilmektedir.
- *Yanma verimini artırmak amacıyla, soğuk havalarda akış havasının bir miktar ısıtılması çeşitli manifold sistemleri ile sağlanabilmektedir.
- *Manifold emme kanalları doğru şekilde boyutlandırılarak Helmholtz rezonansı etkisiyle performans artışı sağlanabilmektedir.
- *Bilgisayar destekli modelleme ve akış analizlerinin sayesinde haftalarca süren işlemler saatler içerisinde tamamlanabilmektedir. Bu sayede imalata geçiş süresi çok büyük oranda azalmış ve yüksek prototip maliyetleri kalkmıştır
- *İki parçadan oluşan manifoldlarda, parçaların birbirleri arasındaki ve manifold ile motor bloğu bağlantılarındaki sızdırmağın sağlanması çok önemlidir.
- *Değişken geometri emme manifoldlarında yüksek ve düşük devirler için farklı uzunluklarda emme kanalları kullanılarak performans artırılabilir.
- *Akıllı supap zamanlama sistemi Helmholtz rezonatörü etkisinden en iyi şekilde yararlanılmasını sağlar ve yakıt sarfiyatını düşürür.

- *Çalışmamız esnasında seri üretime geçmesi planlanan bir motorun emme manifoldu incelenerek manifold geometrisinde düzenli akış dağılımının sağlanması için çeşitli düzenlemeler yapılmıştır.
- *İlk olarak incelediğimiz birinci dizaynda hava dağılımının çok düzensiz olduğu görülmüş ve nedeninin hava emme kanalının konumundan kaynaklandığı tespit edilmiştir. Ardından sol bölümdeki hava emme kanalı ortaya alınmıştır.
- *İkinci emme manifoldu dizaynı için analizler yapıldığı zaman akışın daha düzenli olduğu görülmüş fakat havanın köşedeki dağıtıcı kanallara düzenli bir şekilde dağılmadığı ve havanın kanal içerisine girişinde türbülans oluştuğu gözlenmiştir.
- *Üçüncü emme manifoldu dizaynında daha düzenli hava dağılımı için eğim artırılmış ve köşeler türbülansı önleyecek şekilde kavisli yapılmıştır.
- *Bu dizayn kullanılarak yapılan analizlerde en homojen akış dağılımı sağlanmıştır.
- *Basınç farkına bağlı emme manifoldu akış analizi ile gerçek çalışma şartlarında, emme esnasında silindir içerisindeki düşük basınca bağlı olarak emilen havadaki hız artışı görülmüştür.
- *Aşırı doldurma uygulanması durumunda artan basınç ve sıcaklık ile hava akış hızı, basınç farkının da etkisiyle çok yükselmektedir.
- *Emme kanalları dahil komple sistemin incelenmesi ile atmosferik şartlarda ve aşırı doldurma uygulanması durumlarında kanallar içerisindeki hava hareketleri görülmüş ve havanın silindirlere giriş koşulları belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

Ouenou, S. , Gamo, S. , Ouladsine, M. ve Rachid, A. (1997), “Air Intake Theoretical Model and Simulation of a Turbocharger Diesel Engine”, Proceedings of the Twenty-Ninth Southeastern Symposium on Volume, March 9-11,Amiens, France, pp:332-337

Xie, L. , Ogai, H. , Inoue, Y. ve Ohata, A. (2006) “Modeling of Engine Intake System and Development”, Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, June 21-23 , Dalian, China

Heywood, John B. (1988), Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill, Inc. New York

Ed H.(2002) “Simulation Helps Adapt Intake Manifold for Multiple Models Saving Millions”, Ford Motor Company, Michigan

Kaysirli, B. ve Erdoğan O. (2002), Benzinli Ve Dizel Motorlarda Yakıt Sistemleri, T.C. Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Bitirme Ödevi

Aktaş, H. , Bahar, O. , Şahan,O. ve Sönmez, İ. (2005) , Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma,Sakarya Üniversitesi, Bitirme tezi

Mechanical Science, (1993), DOE Fundamentals Handbook, U.S Department Of Energy, Volume 1 of 2, Washington

Subcourse, OD1619, Principles Of Internal Combustion Engines, The Army Institute for Professional Development, Army Correspondence Course Program, Edition 8

Keoleian G.A. ve Kar K. , (2003) “Elucidating complex design and management tradeoffs through life cycle design: air intake manifold demonstration project”, Journal of Cleaner Production 11 (2003)61–77, University of Michigan, USA

INTERNET KAYNAKLAR

[1] www.grapeaperacing.com, Technical articles, induction systems

[2] www.wikipedia.com, intake manifold systems

[3] www.msi.umn.edu/cgi-bin/Research_Report_url=_general_Reports_rptfiles_2006-60

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 04.10.1983

Doğum yeri Antakya

Lise 1997-2001 İskenderun Cumhuriyet Lisesi (Y.D.A)

Lisans 2001-2006 İnönü Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı kurumlar

2007-2008 BT Isı Sistemleri Ltd.Şti.