

DESIGN & MODELLING OF FUEL FILTER ATTACHMENT OF A VEHICLE UNDER DYNAMIC EFFECTS

SUMMARY

Key words: Commercial Vehicles, Automobile, Fuel Filter, Reinforcement Design, Finite Element Method , CAD, Dynamic Effects in Automobile, Vibration , Attachment Reinforcements in Automotive

Main important factor that effects a component part life time in automotive is the type of the attachment used. Other related factors that effects the design of the attachment for the component part of the vehicle are , material used for the attachment reinforcement , dimensions and material of the hardwares used , strength of these materials.

With the heavy conditions of our country and the pollution of the diesel fuels makes the fuel filters become a big demand on the market. The main reasons that make fuel filter become a must in vehicl ; the fuel used in the diesel vehicles possible pollution during the period of time from the production of the fuel , to the vehicle depot and also the diesel engines are much more sensitive than others.

Especially in this study ,selected location for the filter of a commercial vehicle is appart from the engine and on an appropriate location on the body , this attachment reinforcement should also have a high strength of every environmental vibration and impacts. For providing this part could be attached on the engine compoartment area in an appropriate location and alos for a good and easy servicability.

For making this study , evaluating all kinds of options on vehicle and package for the part has been calculated and a welded attachment reinforcement on an appropriate place has been designed. During the design of the fuel filter reinforcement , all the factors that effect dynamic vibration and stress has been evaluated by analysis by accepting a vehicle on a rough road and filter is in work status.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Türkiye otomotiv sektöründe büyük bir pazar payına sahip olan ticari araçların birbirleri ile rekabeti bakımından en önemli kıstaslardan biri olan detay parça ömürleri ve bunların aracın geneline olan etkileridir. Bunun için de aracın kendi içinde değil de kullanıldığı ülke şartlarına ve aracın kullanıcı tarafından kullanılma biçimine göre tasarımlar yapılması gerekir.

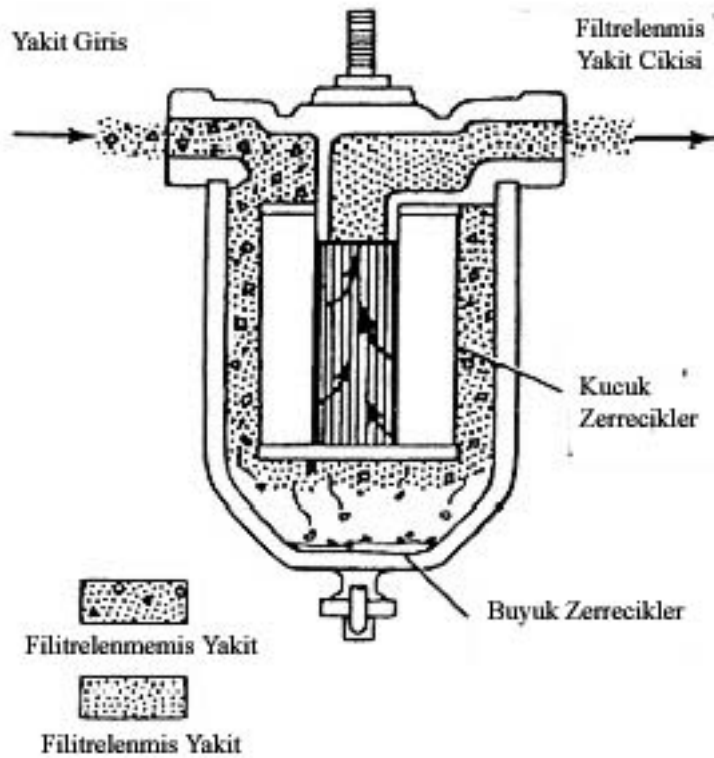
Bu açıdan bakıldığında ülkemizde bulunan yakıt kalitesinde bir tutarlılık olmaması ve ilerleyen teknoloji ile birlikte hassas dizel motorların üreilmeye başlandığı günümüz şartlarında yakıt filtresi bir araçta genelde birden fazla olmakla birlikte araç üzerinde motor harici yakıt filtresinin bağlanması ön motor bölümünde gövde üzerine yapılır. Bunun için de kullanılacak ara bağlantı braketinin dayanıklı ve uzun ömürlü olması açısından yapılacak tasarımın belirli şartları sağlıyor olması ve imalat öncesi yapılacak analizlerle bunların uygunluğu kontrol edilerek araca uygun doğru tasarım yapılabilir.

Buradan yola çıkarak bu çalışma ile hem araç ömrü hem de yakıt filtresinin işlevini düzgün yerine getirmesinde etken bir parça haline gelen filtre bağlantı braketinin uygunluğu ve kullanılabilirliği, sistemi etkileyen dış faktörler ve sınır şartlar tespit edilerek karşılaştırılır.

BÖLÜM 2. ARAÇLARDAKİ YAKIT FİLTRELERİ

2.1. Giriş

Dizel motorlarda kullanılan motorin rafineriden motorun deposuna gelinceye kadar birçok yer değiştirir. Bunlar; rafineri deposundan araç tankerine, tankerden benzin istasyonu deposuna ve istasyondan dizel motorunun deposuna konulmasıdır. Bu doldurma – boşaltma esnasında depoların kapaklarında bulunan havalandırma deliklerinden toz ve su zerreciklerinin girmesi ile motorin kirlenir. Dizel yakıt sistemindeki parçaların hassasiyeti nedeni ile kullanılan motorinin mutlaka temizlenmesi gerekir. Bu görevi yakıt filtresi yapar [1] .



Şekil 2.1 Yakıt filtresinin genel çalışma prensibi

Yakıt enjeksiyon sisteminin başlıca hassas parçaları plandır ile silindiri, ventiller ve enjektör memeleridir. Bu parçaların her biri çalıştığı yere 0,001 mm (1 mikron) hassasiyetle alıştırılmıştır. Çünkü her parça yüksek basınç altındaki yakıtla çalışmaktadır. Hassas alıştırmada ki toleransın kısa zamanda bozulmaması için yakıt içerisinde su, pas, toz, iplik lifleri ve yapışkan maddelerin bulunmaması gerekir. Ayrıca sistemin çalışma özelliği bakımından parçalar çalıştıkları yüzeylerden sızdırma ve kaçırma yapmamalıdır. Örneğin; enjeksiyon pompasının elemanları görevlerini yaparken 80- 400 Kg/Cm² basınçla yakıt basarlar. Palandır ile silindir arasındaki sızıntıyı önlemek için segman veya salmastra kullanılmaz. Bu basınçta istenilen miktarda yakıt asma işlemini yalnız alıştırmadaki 0,001 mm hassasiyet sağlar. Bu hassasiyeti temin edebilmek için fabrikalar plandır ile silindirin ventil ile kaydını ve enjektör memesi ile iğnesini birlikte imal ederek alıştırırlar. Alıştırmalar optik standartlara göre leplenerek yapılır.

2.2. Yakıt Filtreleri

Seçilen araç sınıfı olarak Ticari araçların Türkiye'deki Pazar payına baktığımızda büyük çoğunluğunu oluşturan araçlarda bulunan dizel motorlar hassasiyeti ve karmaşık bir yapıya sahip olması itibari ile kullanılan yakıtın depoya konuluşuna ve sistem içerisinde kullanılmasına dikkat edilerek temizlik sağlanmalıdır. Yakıt temizliği demek, yakıtın içindeki aşındırıcı madde miktarının az olması demektir. Bu aşındırıcı maddelerin Yakıt filtreleri tarafından uzaklaştırılması ile motorun ömrü ve aşınma süresi uzamaktadır.

2.2.1. Yakıt Filtreleri Genel Yapısı

Yakıt sisteminin kritik bir elemanı olan yakıt filtresi olmazsa olmaz parçalar arasındadır. Beslenme pompasından gelen basınçlı yakıt önce filtre gövdesine giriş yapar. Yakıtın filtre gövdesini tamamen doldurması ile birlikte bütün filtre çevresine eşit miktarda basınç artışına sebep olur. Yakıt en kolay geçiş yolu olarak, elemanı bulup dıştan içeri doğru geçerek toplanma kanalında birikir. Bu geçiş anında yakıt

içindeki zerrecikler elemanın dış yüzeyinde kalır. Süzölmüş olan yakıt çıkış kanalına ve rakordan enjeksiyon pompasına gönderilir.

Ayrıca filtreye gelen yakıt eleman yüzeyinden geçişi ile temizlenirken, büyük zerrecikler ve su yoğunluk farından dibe çökerler.

Bir yakıt filtresinin başlıca nitelikleri;

Parça tutma niteliği: Filtre elemanının malzemesinin ve yüzeyinin en küçük zerrecikleri tutabilmesidir.

Dengeliklik: Filtre elemanının süzdüğü yakıtın boğulma ömrü boyunca aynı miktar ve hassasiyetle süzölmüsidir.

Boğulma ömrü: Filtre elemanının tam kapasite ile ve süzme niteliği muhafaza ederek kullanılma müddetidir.

2.2.2. Filtre Çeşitleri ve Çalışma Şekilleri

Araçlarda kullanılan yakıt filtreleri sınıflandırıldığında içinde bulunan elemanın türüne sınıflandırılır.

1-Metal Elemanlı Filtreler

2-Metal Elemanlı Olmayan Filtreler

- Kâğıt elemanlı Filtreler

- Keçe elemanlı filtreler

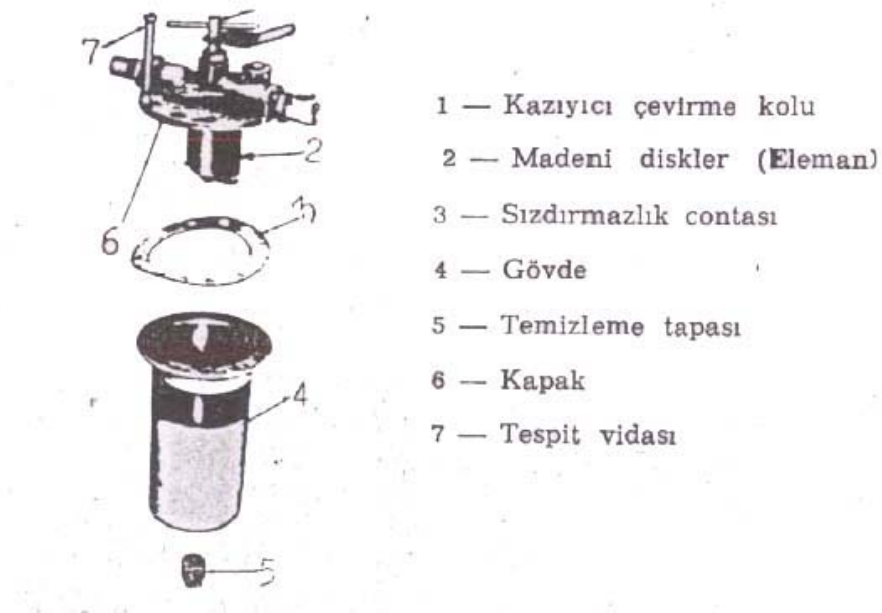
2.2.2.1. Metal elemanlı filtreler:

Filtrenin elemanları disk şeklindeki birçok plakaların üst üste takılmasıyla meydana gelir. Ayrıca diskler üzerindeki tortuları kazıyacak kanatçıklar yerleştirilmiştir.

Diskler iki kademeli olup, büyük zerrecikler dışta daha küçükler ise içteki disklerde tutularak yakıtın temizlenmesi yapılır. Süzme kabiliyeti diğer elemanlara göre pekiyi değildir. Ancak temizleme işleminde 0,037 mm ye kadar olan parçacıkların tutabilmekte, daha küçükler ise süzülmeden geçebilmektedir.

Süzme işlemi dıştan merkeze doğru yapıldığından, tortular elemanın dış yüzeyinde kalır. Toplanan tortular elemanın yüzeyinden kazıyıcılar vasıtası ile temizlendikçe filtre kabının dibine birikirler.

Bu tip filtreler çok hassas süzme yapamadıklarından yakıt sisteminde tel başına kullanılmazlar. Ancak iki veya üç değişik filtre takıldığında birinci filtre olarak kullanılabilir. Metal elemanlı filtrenin parçaları Şekil 2.2’de görülmektedir.

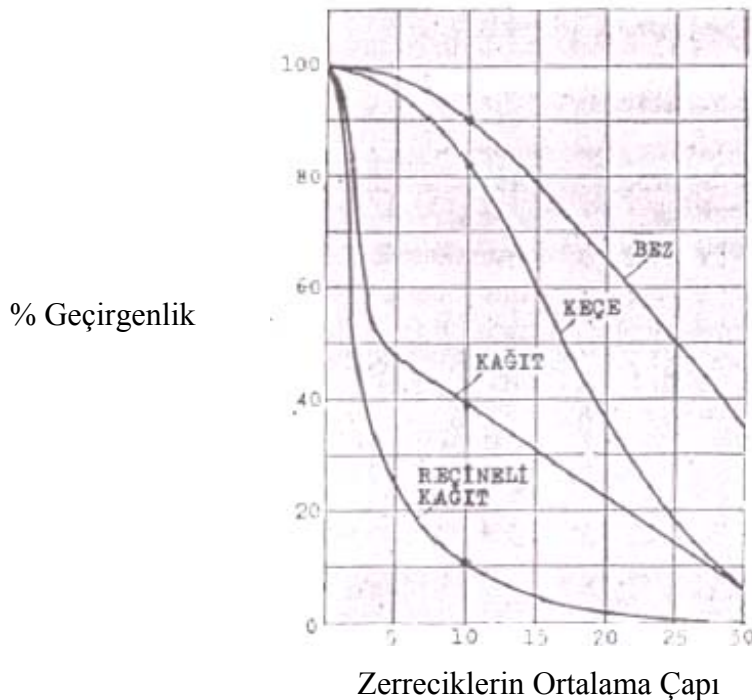


Şekil 2.2 Metal Elemanlı Yakıt Filtresinin Genel Yapısı

2.2.2.2. Metal elemanlı olmayan filtreler

Metal olmayan elemanlardan en çok kullanılanlar kâğıt ve keçe elemanlardır. Metal olmayan çeşitli malzemelerin yüzeyinden geçen zerreciklerin & olarak geçiş miktarlarını Şekil 2.3'teki grafikte görebiliriz. Deneme ile elde edilen bu eğriler, genel bir açıklama yönünden ilginç neticelerin çıkmasını sağlamıştır. Grafiğe bakıldığında kâğıt elemanlı keçelerin diğerine göre daha iyi bir filtreleme özelliği olduğunu görmekteyiz.

Bez elemanlı filtrede 5 mikronlu zerrecikler tutulamamakta ve 30 mikronlu zerreciklerin ise %35'i yakıt içerisinde ayrılabilir. Keçe elemanlı filtrede ise 5 mikronlu zerreciklerin %95'i süzülmeden geçmekteyken 30 mikronlu zerreciklerin ise %8'i süzülmeden geçmektedir. Kâğıt elemanlı filtrede ise 5 mikronlu zerreciklerin %48'i süzülmeden geçmekte iken, 30 mikronlu zerreciklerin ise %8'i süzülmeden geçmektedir. En iyi durum gözlenen reçineli kâğıtta ise 5 mikronluların % 25'i süzülmeden geçerken, 30 mikronluların ise tamamen temizlenmesi yapılmaktadır.



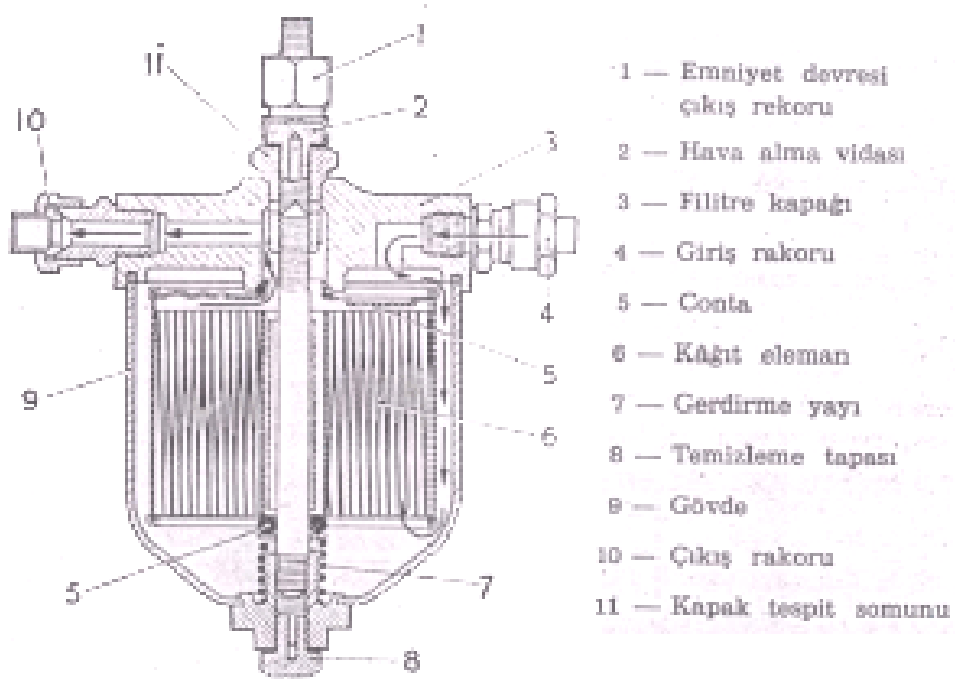
Şekil 2.3 Çeşitli filtre elemanlarının geçirgenlik grafiği

Kâğıt elemanlı filtreler:

Elemanlar özel kâğıttan yapılarak, yakıt süzmede en çok tercih edilen tiptir. Bir yakıt filtresinin parça tutma, dengelilik ve boğulma ömrü gibi özelliklerine en iyi cevap veren kâğıt elemanlarıdır. Aynı zamanda kâğıt elemanın sınırlı hacimde daha büyük bir süzme alanı vardır ve kapasitesini artırabilmek için körük şeklinde katlanarak yapılmıştır.

Filtre elemanının boğulma ömrünün kısalması daha ziyade aşındırıcı maddelerin tutulması ile olmayıp, motorindeki organik maddelerden meydana gelmektedir. Bu nedenle her kâğıt eleman aynı özellik göstermez. Kâğıt eleman içine katılan özel reçineler yardımı ile parça tutma, dengelilik ve boğulma niteliklerinde farklar görülmektedir. Bu farklılardan dolayı kâğıt elemanlar 8-3 mikron arasındaki zerreleri tutabilmektedir.

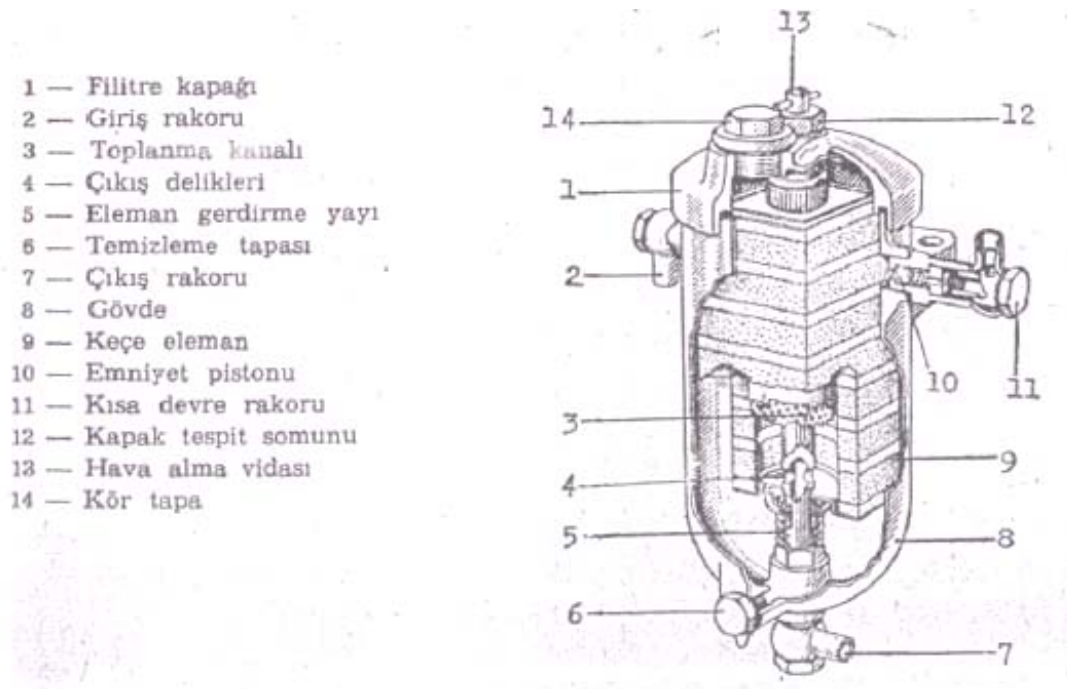
Yapılacak çalışmalarda bu kâğıt tipi filtre kullanılır. Seçilen en son seviye bir kâğıt elemanlı yakıt filtresine uygun bağlantı tasarımı yapılır .



Şekil 2.4 Kâğıt elemanlı yakıt filtresi

Keçe elemanlı filtreler:

Şekil 2.5'te de görüldüğü gibi keçeler dört köşe veya silindirik şekilde kesilerek meydana getirilirler. Süzme işlemi dıştan içe doğru yapılarak 0,010-0,025 mm. Çapındaki zerrecikleri tutabilme özelliğine sahiptirler. Eleman yüzeyi tıkanıldığında veya dört defa sökölüp temizlenerek tekrar kullanılabilir.



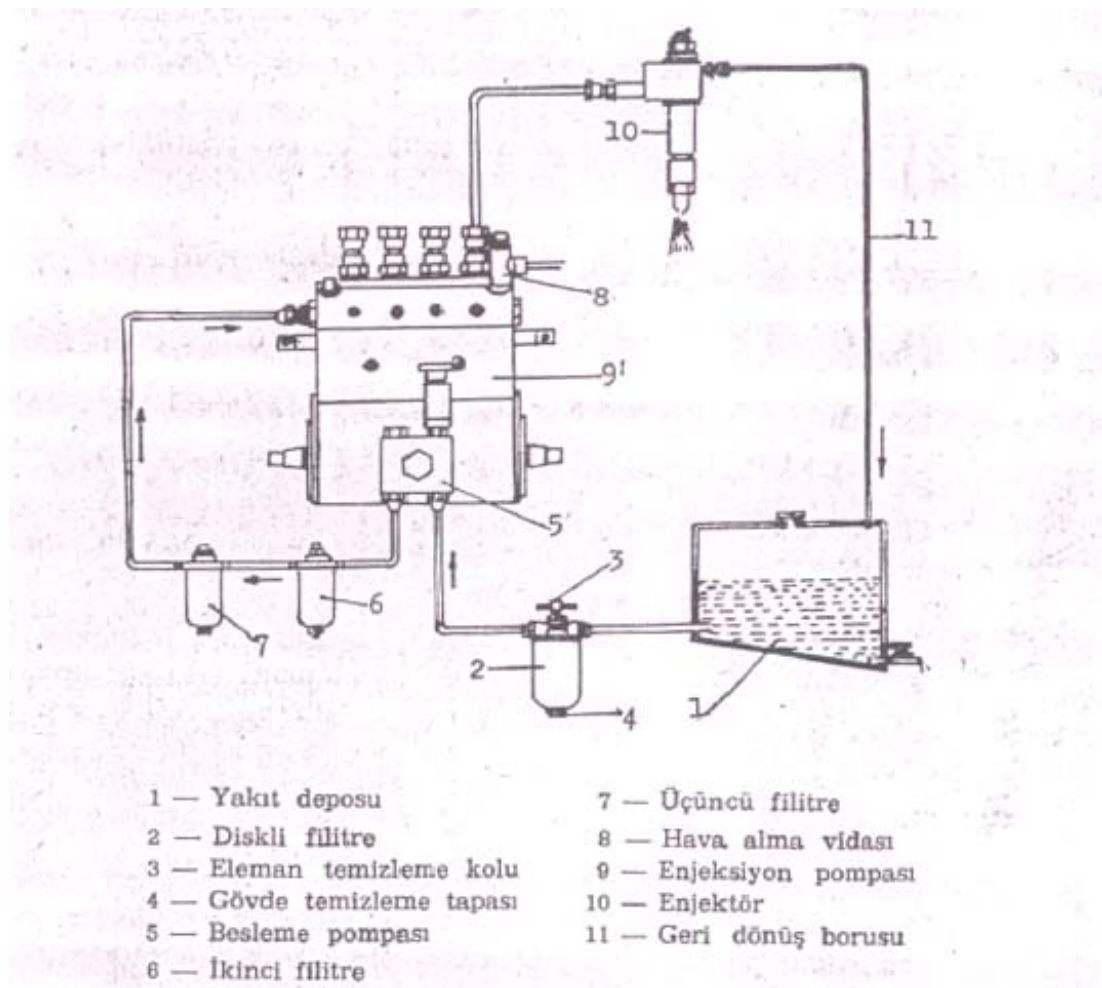
Şekil 2.5 Keçe elemanlı yakıt filtresi ve parçaları

Bez elemanlı filtreler:

Çok sık dokunmuş bezlerden yapılmış olup süzme hassasiyeti kullanılan malzeme özelliğine göre değişik değerdedir. Bez elemanlı yakıt filtreleri görüldüğü gibi süzme niteliği en az olandır.

2.2.3. Filtrenin Yeri ve Bağlantı Şekilleri

Motorun çalışma şartlarına ve kapasitesine göre filtre sayısı ile bağlantı şekilleri değişmektedir. Ayrıca takılan filtreler amaca uygun olarak seri ya da paralel bağlanabilirler. Mesela beslenme pompası ile enjeksiyon pompası arasında bir veya daha fazla filtre takılabilir.(Bkz Şekil 2.6)



Şekil 2.6 Araç üzerinde motor bölgesinde filtre içeren bir yakıt devresi

Eğer araçta filtrenin süzme kapasitesi artırılmak istendiğinde birden fazla filtre araca paralel olarak bağlanır.

BÖLÜM 3. TAŞITLARDA DİNAMİK YAPI

3.1. Genel Taşıt Dinamiği

Ticari araçların dinamik yapılarını incelerken, temel olarak bir aracın gövdesi altı serbestlik derecesine sahiptir. Bu sebeple araç altı değişik salınım gösterebilir. xx , yy , zz eksenlerindeki doğrusal hareketler S_x , S_y , S_z ve bu eksenlerdeki açısal hareketler sırayla, α_x , α_y , α_z olarak tanımlanmıştır [2] .

Pratikte, altı serbestlik dereceli sistemin kompleks yapısı sebebiyle, sistemi basite indirmek için araç gövdesi iki serbestlik dereceli olarak incelenir. İnsan organizması üzerindeki etkileri ve konfor bakımından en önemli olan salınımlar aracın aşağı-yukarı (zıplama- S_z) ve başvurma (α_y) hareketleridir. Bu sebeplerden dolayı araç dinamiği incelenirken, bu iki koordinat esas alınır.

Dikey salınım, araç kasislerden geçerken-görülür. Eğer bir araç yumuşak süspansiyon ve az sönümlü bir sistem üzerine oturtulmuşsa, aracın gövdesi üzerindeki dikey deplasman büyük, salınım frekansı küçük olur ve salınımların insan organizması üzerindeki etkisi azalır. Bu sebepten, istenilmeyen duyumlara sebep olan dikey salınımların etkisini azaltmak için, yumuşak süspansiyon sistemi tercih edilir.

Genel bir kural olarak, araç gövdesi serbest salınımdaki frekansta salınır. Düşey düzlemde aracın serbest titreşim incelemelerinde, titreşen kütle (gövdenin m_b kütlesi) yerine üç ayrı kütle kullanılır. Bu kütleler m_1 , m_2 ve m_3 olarak tanımlanırsa m_1 ve m_2 kütleleri gövdenin ağırlık merkezinden a_b ve b_b uzaklıklarına, m_3 kütlesi ise gövdenin ağırlık merkezine yerleştirilir. Bu üç kütleli sistemi tek kütleli sistem ile karşılaştırsak aşağıdaki eşitlikleri çıkarabiliriz [2].

— Sistemdeki tüm kütlelerin toplamı, aracın titreşen kütlesine eşit olmalıdır.
 $m_1+m_2+m_3 = m_b$ (3.1)

— Sistemin ağırlık merkezi, aracın titreşen kütlelerinin ağırlık merkezi ile aynı olmalıdır.

$$m_1.a_b = m_2.b_b \quad (3.2)$$

— Sistemin ağırlık merkezinden geçen yatay eksene göre atalet momenti, titreşen kütlelerinin aynı eksene göre atalet momentine eşit olmalıdır.

$$m_1.a_b^2 + m_2.b_b^2 = j = m_b r^2 \quad (3.3)$$

r , titreşen kütlelerin kütle atalet yarıçapıdır.

(1.1) (1.2) (1.3) denklemlerini çözersek,

$$m_1 = (m_b r^2) / a_b.(a_b + b_b) \quad (3.4)$$

$$m_2 = (m_b r^2) / b_b.(a_b + b_b) \quad (3.5)$$

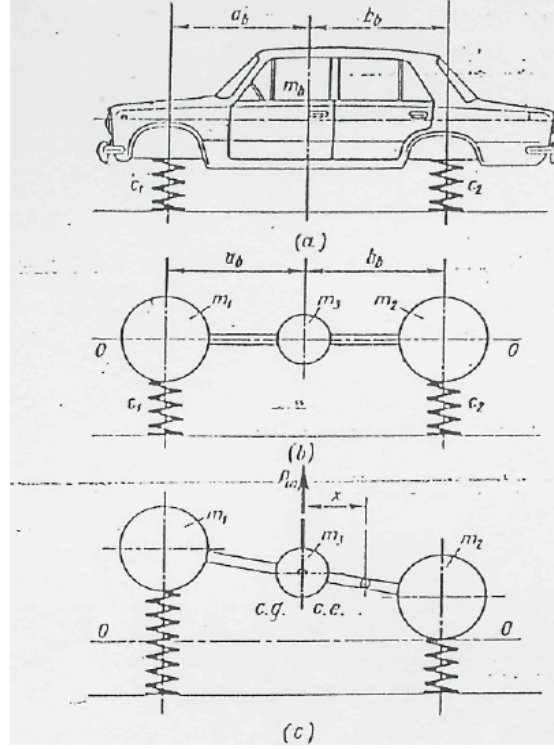
$$m_3 = m_b (1-r^2/ b_b a_b) \quad (3.6)$$

olarak bulunur.

Eğer sistem dış bir etki ile denge durumu dışına çıkarılıp bırakılırsa, elastik elemanları üzerinde salınım yapmaya başlar.

m_3 kütlelerinin ve elastik merkezinin salınım üzerindeki etkileri incelenebilir.

(Bkz.Şekil 3.2)



Şekil 3.2 Taşıt genel serbest salınım diyagramı

Salınım sırasında, sistemin ağırlık merkezine uygulanan kuvvet;

$$P_{in} = m_3 \cdot g \quad (3.7)$$

olarak hesaplanabilir. Elastik merkeze göre, kuvvetin momenti;

$$M_{in} = P_{in}x = m_3 \cdot g \cdot x \quad (3.8)$$

Sistemin salınımının artmasını önlemek istiyorsak, M_{in} momentinin olabildiğince küçük olması hatta sıfır olması sağlanmalıdır.

M_{in} momentinin sıfır olabilmesi için $m_3 = 0$ veya $x = 0$ olması gerekir.

- $m_3 = 0$ şartını alırsak (3.6) denkleminde,

$m_3 = 0$ olabilmesi için $r^2 / b_b a_b = 1$ olmalıdır. Çünkü gövdenin kütlesi m_b hiçbir zaman sıfır olamaz. Bu eşitliği sağlayabilmek için araç tasarımcıları araç üzerindeki çeşitli parçaların konumlarını değiştirirler. (örneğin motor ve şasi üzerindeki diğer parçalar.) Eğer mümkün ise sistemin ağırlık merkezi de değiştirilebilir. Günümüz modern araçlarında $r^2 / b_b a_b$ oranı 1'e yakındır. Bu oranın 1'e yakın olması sürüş zevkini artırır.

- $x = 0$ durumu ancak ağırlık merkezi ile elastik merkezin çakışması ile sağlanabilir.

Bu durumda,

$$x = (k_1 a_b - k_2 b_b) / (k_1 + k_2) = 0 \text{ ise } k_1 a_b = k_2 b_b \quad (3.9)$$

olur.

Araçlarda süspansiyon direngenliği, aracın ağırlık merkezi koordinatı ile ters orantılıdır. Eğer aracın ön ve arka süspansiyonu aynı oranda esnerse, araç gövdesi öne-arkaya olan salınımı yapmaksızın sadece dikey olarak hareket edecektir. Dikey hareketin S_z değeri, aracın salınım frekansının arzu edilen limitler içinde seçilmesinden sonra hesaplanabilir.

Aracın sağa-sola salınımı α_x , aracın bir tarafındaki tekerleklere dış kuvvet uygulandığında meydana gelir. (Aracın bir tarafındaki tekerleklerin kasis veya çukura girmesi gibi.) Araçta meydana gelen bu tip salınımlar, aracın sağa-sola doğru olan açısız süspansiyon direngenliğini belirleyen stabilizatör yardımıyla kontrol altına alınabilir.

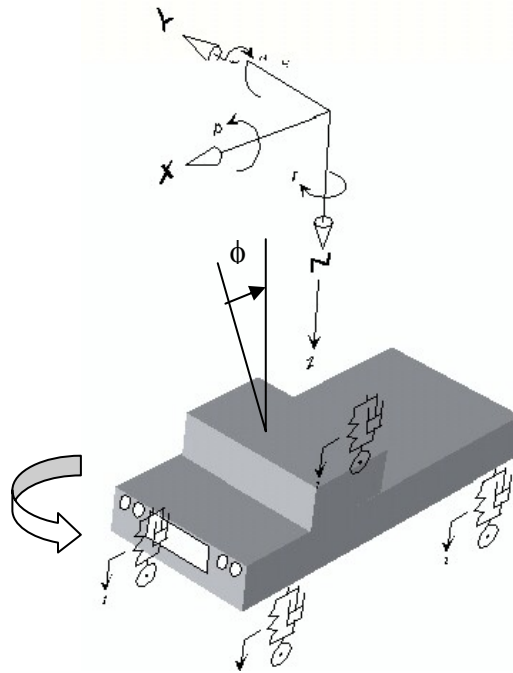
Yol şartlarından kaynaklanan salınımlar dışında araç motor, şanzıman ve tekerleklerden kaynaklanan dikey hareketi küçük (deplasmanı az), yüksek frekanslı titreşimlere de maruz kalır. Bu tip titreşimler aracın düzgün çalışmasına etki yapmayıp, sadece ses ve parçalar arasındaki bağlantıların kısa zamanda bozulmasına sebep olabilir. Bu tip salınımlar özel olarak üretilen titreşim yutucu elemanlar yardımıyla elimine edilebilir (Örneğin motor, şanzıman takozları gibi).

Konfor açısından önemli titreşimler, düşey doğrultudaki titreşimlerle başvurma işlemleridir. $k_1 a_b \neq k_2 b_b$ olduğu müddetçe bu hareketlerden birinin uyarılması diğer hareketin de doğmasına yol açar. Mesela, düşey doğrultudaki bir titreşim, aracın başvurma titreşimlerini de başlatır.

Aracın tekerlekleri üzerinde, aracın üzerinde bulunan aksamardan dolayı bir kuvvet oluşmaktadır. Tekerleklerdeki bu kuvvet ile tekerleklerin yol tutuşu arasında bir bağıntı vardır. Bu kuvvetin artışı ile tekerleklerin yol tutuşu artmakta, azalmasıyla da

tekerleklerin yol tutuşu azalmakta ve tekerlekler kayma eğilimi içine girmektedir. Araç üzerindeki tekerlerde aracın ağırlığı eşit olarak dağılmamaktadır. Burada en önemli etken aracın ağırlığının bir noktaya indirildiği ağırlık merkezinin pozisyonudur. Ağırlık merkezi hangi bölgede ise o bölgedeki tekerlekler üzerinde diğer bölgeye nazaran daha fazla bir kuvvet oluşacak, bu da o bölgedeki tekerleklerin daha iyi yol tutmasına yol açacaktır. Ağırlık merkezinin ve tekerleklere gelen yükün hesaplanması ile aracın durağan haldeki yol tutuşu hesaplanabilir. Ancak araç hareket halindeyken tekerleklere gelen kuvvetler her zaman aynı kalmamaktadır. Araca etkiyen frenleme, ivmelenme ve viraj kuvvetleri gibi etkenlerden dolayı tekerleklere gelen kuvvetlerde değişim meydana gelmektedir, buna ağırlık transferi denir.

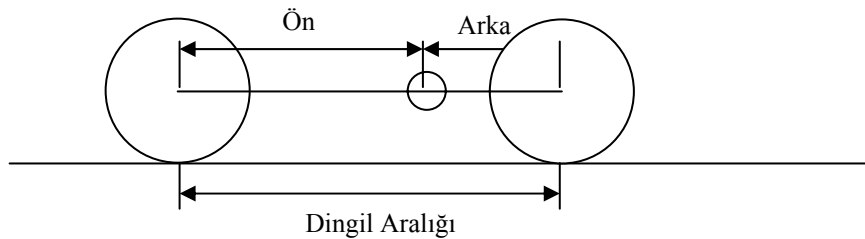
Ağırlık transferinin yarattığı etkiden dolayı tekerleklerde kuvvet artışı ya da azalması meydana gelir ve bu sebeple tekerleklerin yol tutuşu seyir halindeyken sürekli olarak değişir. Bir tekerde meydana gelen kuvvet artışı diğer tekerde kuvvet azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenden dolayı araçlarda ağırlık transferi istenmeyen bir durum olmakla beraber önüne geçilemeyen bir durumdur. Yapılabilecek şey, ağırlık transferinin mümkün olduğu kadar en az seviyede tutulmasıdır. Buda ϕ açısının mümkün olduğu kadar düşük olmasıyla sağlanır [3].



Şekil 3.3 Taşıtta yanal kuvvetlerde oluşan ağırlık transferi basit model

Ağırlık transferinde etkiyen faktörler şu şekilde sıralanabilir. Ağırlık merkezinin konumu, aracın salınım yaptığı eksen olarak tanımlanabilecek olan salınım ekseninin (roll center) yüksekliği ve araçta kullanılan süspansiyon sisteminin özellikleridir. Genel olarak süspansiyon sistemleri standart hale geldiklerinden dolayı bu konu üzerinde fazla durulmayacaktır. Ancak süspansiyon sisteminin özelliği, aracın yerden yüksekliğini ayarlayarak, salınım eksenini ile ağırlık merkezinin birbirine olan konumlarında ayarlama yapmasıdır. Yumuşak ve uzun yay kullanarak aracın yerden yüksekliğinin artması, araca yol şartlarından gelen kuvvetleri absorbe etmesinde yardımcı olmakta ve aracın konforunu arttırmakla beraber, salınım eksenini ve ağırlık merkezini yükselterek ağırlık transferinin artmasına sebep olmaktadır. Buda aracın yol tutuşunu düşürmektedir. Sert ve kısa yayların kullanımı ise aracın ağırlık merkezi ve salınım eksenini zemine yaklaştırmakta ve ağırlık transferini azaltmakla beraber araca yol şartlarından dolayı oluşan kuvvetleri yansıtmaktadır. Bu nedenle kullanılacak süspansiyon sistemine karar verilmeden önce ağırlık merkezi ve salınım ekseninin konumlarının saptanması büyük önem taşımaktadır [3].

Ağırlık merkezi genel olarak aracı oluşturan ekipmanlarının ağırlıklarının bir noktaya indirgenmiş halidir. Bu noktanın konumu genel olarak aracın her bir bileşeninin ağırlık merkezlerinin hesaplanmasından sonra bu ağırlık merkezlerinin tek bir noktada toplanmasıyla hesaplanmaktadır. Günümüzde ağırlık merkezi hesaplanması araçları karmaşık geometriye sahip birçok elemandan oluşmasından dolayı CAD programları ile kolaylık yapılabilmektedir. Özel durumlar hariç aracın ağırlık merkezinin, aracın orta eksenine üzerine olmasına çalışılır. Bundaki temel sebep, aracın her iki yanındaki tekerleklerde de eşit oranda kuvvet oluşmasını sağlamaktır. Ağırlık merkezi denklem (3.10) ve (3.11)'den bulunabilir (Bkz. Şekil 3.4) [4].



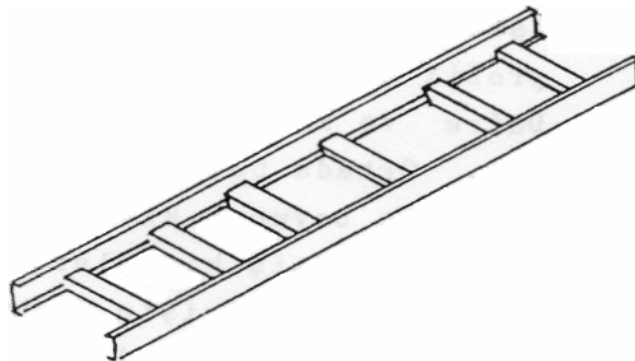
Şekil 3.4 Ağırlık merkezinin orta ekseninde olduğu durum

3.2. Araçlarda Kullanılan Şasi Tipleri

Bütün taşıtlar kendilerini ve üzerlerindeki yükü taşıyan bir gövdeye sahiptir. Kullanım amaçlarına göre farklı olmakla birlikte taşıtların gövdeleri genel olarak iki ana kısımdan oluşur: Şasi ve karoseri. Şasi tipleri insan vücudundaki iskelet sistemi gibi ana taşıyıcılık görevini yerine getirir, karoseri ise taşıta şekil veren, fonksiyonlarını yerine getirmesi için ana hacim sağlayan kısımdır. Ağır kamyonlar ve yük taşıyan taşıtlar şasilidir ve üzerinde sürücü kabini ile yük konan kasası vardır. Binek otoları eskiden şasili olarak yapılırlardı, ancak günümüzde takviye edilmiş karoseri ile yekpare gövde halinde yapılmaktadır. Kendi kendini taşıyan karoseri, tabanı kuvvetlendirilmiş bir yapıdadır. Saç gövde gerekli takviyelerle ve şekil mukavemeti yardımıyla dayanıklı hale getirilmektedir [5].

3.2.1. Dikdörtgen şasi tipi

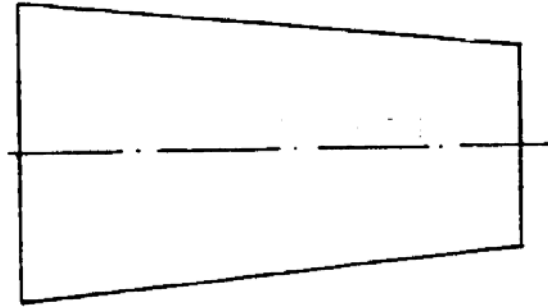
Yaygın bir şekilde kullanılan şasi tipidir. Genellikle kamyon ve otobüslerde kullanılır. Otomobillerde uygulaması hemen hemen yoktur. İki boylamasına kiriş ve ikiden fazla enlemesine kirişten oluşur. Kiriş profilleri genellikle açık kesitlidir. Perçin veya cıvata bağlantılı olarak birleştirilirler. Nadiren kaynaklı birleştirme yapılır. İmalatı basit ve ucuzdur. Şekil 3.5’de bu tür bir şasiye örnek verilmiştir.



Şekil 3.5 Dikdörtgen tipli şasi

3.2.2. Trapez şasi tipi

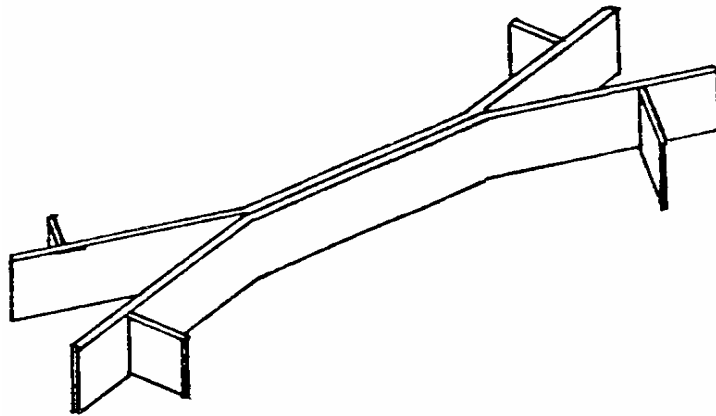
Yapı itibarı ile dikdörtgen şasi özelliklerine benzemekle birlikte geometrik şekli trapez formunda olduğu için adına trapez şasi denilmiştir.(Bkz.. Şekil 3.6) Uygulama alanı olarak hemen hemen dikdörtgen şasi ile aynıdır.



Şekil 3.6. Trapez tipli şasi

3.2.3. X – Şasi tipi

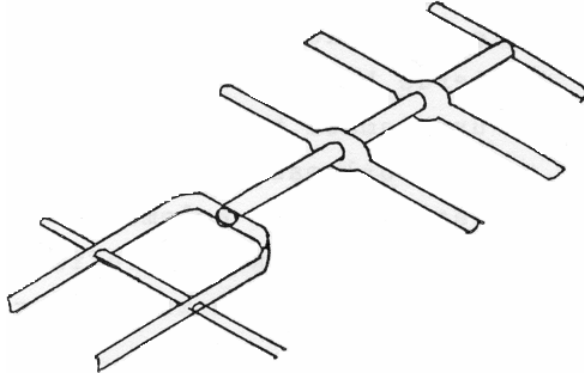
Boyuna ve enine traversleri açık ve kaynak profilli kesitten yapılabilir. Oldukça hafif bir yapısı vardır. Daha çok pikap otomobil gibi küçük taşıtlarda uygulanır. (Bkz. Şekil 3.7)



Şekil 3.7. X – şasi tipi

3.2.4. Çatal şasi tipi (Tek kirişli şasi)

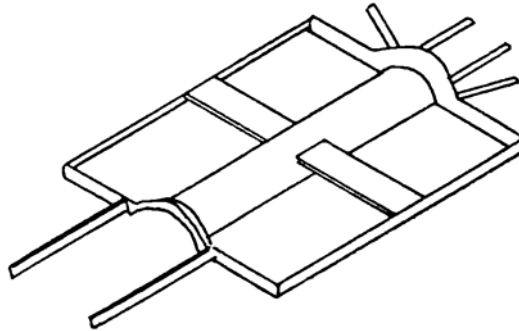
Çatal şasi daha ziyade kapalı profil kesitli olarak yapılır. Daire ve kutu kesiti kullanımı yaygındır. Ortada boydan boya uzanan bir adet boyuna kiriş üzerine monte edilmiş kirişlerden oluşur. Boyuna kirişin ön ve arka uçlarına birer çatal taşıt motoru v.s. montajı için kolaylık sağlar. Hafif bir şasidir. Binek otoları için uygundur. (Bkz. Şekil 3.8)



Şekil 3.8 Çatal şasi

3.2.5. Platform şasi tipi

Platform şaside boyuna ve enine kirişler zemin saçı ile birleştirilip kaynaklanmıştır. Ortadaki boyuna kiriş kardan mili tüneli olarak da kullanılır. Karoserinin kaynakla veya cıvata ile şasiye bağlanması ile iyi bir şekil mukavemeti elde edilir. Hafif bir şasidir. Binek otolarında yaygın olarak kullanılır (Bkz. Şekil 3.9.) [5].



Şekil 3.9 Platform şasi

3.3. Şasi ve Karoseri Malzemesi

Şasi malzemesi olarak St - 42.2 yaygın olarak kullanılan bir malzemedir. Karbon miktarı %0,13 ~ 0,16 olan bir malzemenin akma sınırı 26 kg/mm^2 'dir. Kaynağa çok iyi gelir, pres altında da rahat şekil verilebilir. Bundan başka St52, St50, St60 ve St 70 çelikleri de kullanılır. Son üç malzeme daha çok kaynak kullanılmayan perçin bağlantılı şasiler için uygundur. Kaynağa gelmezler zira karbon nispetleri yüksektir Karoseri malzemesi olarak ise ince saç dediğimiz 3 mm 'nin altındaki saç malzeme kullanılır. Karoseri saçı olarak kullanılan çelik St-10'dur. Ayrıca hafif metal kullanımı da mevcuttur. Hafif metalin avantajı büyük sönüm kabiliyeti ve şekil verme kolaylığıdır. Korozyona karşı tercih edilen bir malzemedir.

Karoseri içinde kısmen veya tamamen dışında kullanılan metal olmayan suni malzemelerde vardır. Plastik türü veya elyafli polyester gibi plastik türü malzemelerden daha çok taşıtın iç kısımlarında yararlanılır. Bazı yarış arabalarında vs. de ise taşıtın gövdesi kısmen veya tamamen elyafli polyester gibi metal olmayan malzemelerden imal edilir. Çeliğin özgül ağırlığı $7,8 \text{ gr/cm}^3$ iken hafif metalde bu değer $2,65 \sim 2,8 \text{ gr/cm}^3$, cam yünü polyester malzemede ise $1,33 \sim 1,7 \text{ gr/cm}^3$ 'e inmektedir.

Buna karşın mukavemeti sağlayacak et kalınlığı çelikte 1 mm olduğunda, hafif metalde $1,4 \text{ mm}$ 'ye, cam elyafli polyesterde ise $1,6 \text{ mm}$ 'ye yükselmektedir. Ağırlık açısından, aynı mukavemeti sağlayan 1 mm et kalınlığındaki 1 m^2 yüzeyli sacın ağırlığı çelikte $7,8 \text{ kg}$ iken, hafif metalde bu değer $3,8 \text{ kg}$ cam yünü polyester malzemede $2,7 \sim 3 \text{ kg}$ olmaktadır.

3.4. Şasi Zorlanma Tipleri

Bir taşıta etki eden kuvvetler, taşıtın cinsine göre değişiklikler arz etmekle birlikte temelde iki ana gruba ayrılabilir.

- 1) Statik Kuvvetler
- 2) Tekrarlı Dinamik Kuvvetler

Taşıtın maruz kaldığı kuvvetlerin büyüklüğü ne kadar önemliyse, kuvvetlerin tekrarı da en az o kadar önemlidir. Zira kuvvetleri periyodik olarak değiştirmek ve değişim sayısını yeter derece arttırmakla bir malzemeyi statik sınırların çok altında da harap etmek mümkündür. Statik kuvvetler, değişken olamayan kuvvetler ile aracın ömrü boyunca en fazla $5 \cdot 10^3$ defa tekrarlanan kuvvetlerdir. Statik kuvvetler;

- 1) Taşıtın kendi öz ağırlığı ve yükü
- 2) Fren ve kalkış kuvvetleri
- 3) Viraj kuvvetleri
- 4) Burulma kuvvetleri (Darbe vs.)
- 5) Çekici ile römork arası bindirme kuvvetleri

olarak sayılabilir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise $2 \sim 5 \cdot 10^6$ tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünlüğü gibi sebeplerden ortaya çıkan kuvvetlerdir.

Bahsedilen bu kuvvetler taşıt gövdesini ve şasisini değişik şekillerde zorlarlar. Zorlanma şekillerini dört grupta toplayabiliriz.

- 1) Boyuna düşey eğilmeye zorlanma
- 2) Enine düşey eğilmeye zorlanma
- 3) Yatay eğilmeye zorlanma
- 4) Burulmaya zorlanma

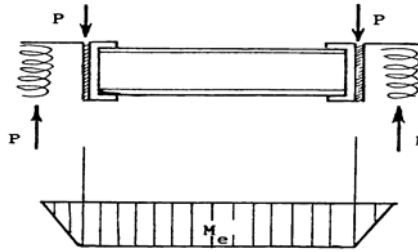
3.4.1. Boyuna düşey eğilmeye zorlanma

Taşıt aşağıdaki kuvvetlerin etkisi altında boyuna düşey eğilmeye zorlanır.

- 1) Kendi öz ağırlığı ve yükü
- 2) Yokuş yukarı ve aşağı konumda eğimden doğan yük transferi
- 3) Kalkış ve fren kuvvetleri
- 4) Münferit darbe kuvvetleri

3.4.2. Enine düşey eğilmeye zorlanma

Enine düşey eğilmeye zorlanmada söz konusu olan traverslerin eğilmesidir. Enine kiriş diye de tarif ettiğimiz traversler iki boyuna kirişi birbirine bağlarlar. Taşıt üzerindeki yayılı yük pek tabii traversleri de kendi eksenleri boyunca eğmeye çalışır.

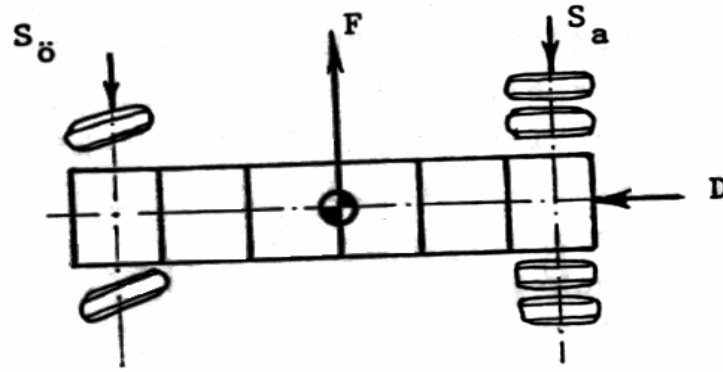


Şekil 3.10 Enine düşey eğilme

Enine düşey eğilmeye neden olan kuvvetler doğrudan doğruya traversler üzerine rastlarsa problemsiz bir eğilme mukavemeti hesabı olur. Ancak, mesela dingil bağlantı noktaları tam travers üzerine rastlatılmamışsa bu takdirde kirişlerde burulma gerilmeleri ortaya çıkar. Bunun sonucunda travers bağlantı bölgelerinde yüksek çarpılma momentleri ve gerilmeleri doğar. Bu bakımdan dingil bağlantı noktalarını travers ile takviye etmek yerinde olur.

3.4.3. Yatay eğilmeye zorlanma

Yatay eğilmeye zorlanma iki türlü karşılaştırılabilir. Birincisi, taşıt viraj alırken ortaya çıkan merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle boyuna yatay eğilmeye maruz kalması, ikincisi ise çekici römork arası bindirme kuvvetlerinin etkisi altında en sondaki traversin eğilmeye zorlanmasıdır. Viraj kuvveti taşıtın viraj dışına kayma sınırına geldiğinde maksimuma ulaşır. (Bkz. Şekil 3.11)

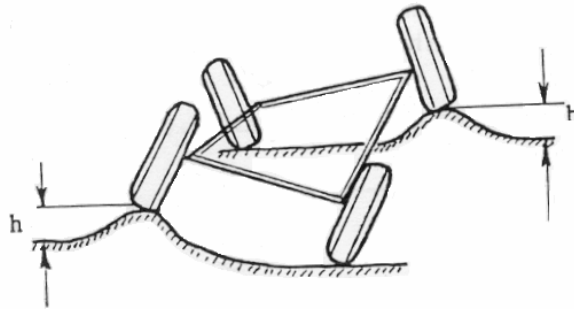


Şekil 3.11 Yatay eğilmeye zorlanma

3.4.4. Burulmaya zorlanma

Burulma zorlanması, tekerleklerden birinin veya çapraz konumda ikisini birden bir engebeye çıkması sonucu şasinin bükülmesi ile ortaya çıkar. Ancak bu ekstrem bir durumdur.

Taşıta gelen yol ve pürüzlülüğünden doğan dinamik tekerlek kuvvetlerin tesiri altında sürekli burulma zorlanmasına maruz kalır (Bkz. Şekil 3.12) [5].



Şekil 3.12 Burulma zorlanması

BÖLÜM 4. SİSTEM DİNAMIĞI VE İLKELERİ

4.1. Statik Temel

Bir makinenin veya binanın tasarımı, bunların maruz kaldığı dış yüklere karşı yeterli mukavemette olmasının sağlanması gerekmektedir. Gerilme analizi ve malzemelerin mekanik özellikleri statik konularındandır.

Gerilmeler cismin iç kuvvetleri ile bağıntılı temel büyüklüklerdir ve bir cismin dış kuvvetlerin etkisi altında iç kuvvetler ortaya çıkmaktadır [6].

4.1.1. Normal gerilme ve kayma gerilmesi

Herhangi bir kesitin farklı noktalarındaki iç kuvvetlerin bilinmesi önemlidir. Bir makine ya da yapı elemanının yük taşıma kapasitesi bu kuvvetlerin en büyüğüne bağlı olabilir. Bununla birlikte sayısız noktalar üzerindeki bu kuvvetlerin incelenmesi uygun değildir. Bunun yerine gerilme adı verilen herhangi bir kesitteki birim alana etki eden kuvvetin şiddeti alınır.

Normal gerilme σ_x , kayma gerilmeleri τ_{xy} ve τ_{xz} ile gösterilebilir.

$$\sigma_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta A} = \frac{dF_x}{dA} \quad (4.1)$$

$$\tau_{xy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A} = \frac{dF_y}{dA} \quad (4.2)$$

$$\tau_{xz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} = \frac{dF_z}{dA} \quad (4.3)$$

Normal gerilme ve kayma gerilmesi ortalama değerler olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\sigma = P / A \text{ ve } \tau = V / A \quad (4.4)$$

Burada P normal kuvvet, V kesme kuvvet olmaktadır.

4.1.2. Emniyet gerilmesi ve emniyet katsayısı

Uygulamada gerilmenin bilinmesi mühendise aşağıdaki görevlerde yardımcı olur:

- Belirli yük altında bulunan yapı ve makinelerin davranışlarının incelenmesi
- Belirli bir fonksiyonu sağlayan emniyetli ve ekonomik optimum makinelerin tasarımı.

Bu görevi yerine getirmek için belirli yk şartları altında hangi malzemelerin kullanılacağının bilinmesi gerekir.

Malzemenin çekmedeki kopma yükü P_u , ise kopma mukavemeti,

$$\sigma_u = P_u / A \quad (4.5)$$

olur.

Bir makine ya da yapı elemanı normal kullanma şartlarında izin verilen yükten daha fazla yüke göre tasarlanmalıdır. Bu daha küçük yüke, müsaade edilebilir yk emniyetli yk, çalışma yükü veya tasarım yükü adı verilir. Kopma yükünün müsaade edilebilir yüke oranına emniyet katsayısı denir.

$$n = \frac{\text{Kopma yükü}}{\text{Müsaade edilebilir yk}} \quad (4.6)$$

Emniyet katsayısının belirlenmesi en önemli mühendislik işlerinden biridir. Eğer emniyet katsayısı çok küçük seçilirse, kırılma ihtimali kabul edilemeyecek kadar büyük olur. Diğer taraftan gerekli olmadığı kadar büyük seçilirse, sonuç ekonomik olmaz ve tasarım fonksiyonel olmaz [6].

4.1.3. Şekil değiştirme

Dış yükler altında bulunan bir cisim genel olarak onun noktalarının konumlarını değiştirmektedir. Noktaların konumlarının değişmesine yer değiştirme adı verilmektedir.

Cismin farklı noktaları arasındaki mesafeler değişmiyorsa cismin rijit cisim hareketi yaptığı söylenir. Cismin noktaları arasındaki mesafenin değişmesi cismin şekil değiştirmesine yol açmaktadır ki buna da deformasyon denir.

Bir cismin deformasyonu, yer değiştirmesi ve çarpılma olmak üzere iki büyüklük tarafından temsil edilmektedir.

Şekildeki iki boyutlu cismin A noktasından itibaren Δ_x , Δ_y uzunluklarını ele alalım. Cisim şekil değiştirdikten sonra bu büyüklükler, Δ_x' , Δ_y' ve A' olarak tanımlanırlar. A noktası D_a yer değiştirmesi ile A' noktasına gitmekte, kenarlar uzama ve kısalma sonucu yeni uzunluklarına gelirken α ve β kadar da dönmektedir.

Normal şekil değiştirme aşağıdaki gibidir:

$$\epsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta x' - \Delta x}{\Delta x} = \frac{dx' - dx}{dx} \quad (4.7)$$

$$\epsilon_y = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta y' - \Delta y}{\Delta y} = \frac{dy' - dy}{dy} \quad (4.8)$$

Deformasyonun orijinal uzunluğa oranı olarak verilen bu şekil değiştirmeye, mühendislik şekil değiştirmesi adı verilir. Diğer doğrultularda da benzer tarif yapılabilir ve bu noktada sonsuz sayıda farklı normal şekil değiştirme bulunur. Uzama varsa işaret pozitif kısaltmada ise negatiftir.

Kayma şekil değiştirmesi, dik açıdaki küçülmeyi göstermekte ve aşağıdaki gibi tarif edilmektedir;

$$\gamma_{xy} = \alpha + \beta \quad (4.9)$$

Kayma şekil değiştirmesi, radyan birimi ile ölçölmektedir. Deforme olmuş cisimdeki herhangi bir noktada sonsuz sayıda kayma şekil değiştirmesi vardır.

4.1.4. Mekanik özellikler

Bu kısımda malzemenin mekanik özelliklerinden, Hooke kanunu, Poisson oranı ve gerilme-şekil değiştirme diyagramları ele alınacaktır.

4.1.4.1. Hooke kanunu

Gerilme şekil değiştirme diyagramından malzemenin önemli mekanik özellikleri bulunmaktadır. Diyagramın lineer kısmı özellikle önemlidir. Diyagramın lineer kısmı,

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4.10)$$

olarak ifade edilebilir. Buradaki E oranı sabitine elastiklik modülü denir. Yukarıdaki denklem Hooke kanunu olarak bilinmektedir.

Az karbonlu çelikte akma mukavemeti %0.2 kalıcı deformasyona karşılık gelen değer olarak alınmaktadır. Gerilmenin kaldırılmasıyla cisim ilk şeklini alıyorsa, malzemenin elastik olduğu söylenir. Genellikle malzemeler, yeteri kadar küçük gerilmelerde elastik, büyük gerilmeler altında ise, elastik olmayan davranış gösterir. Malzemenin yükleme-boşaltma halindeki davranışı önemlidir. Elastik sınırdan mesela A noktasından sonra yük kaldırılırsa, diyagram ilkine paralel fakat yer değiştirmiş bir şekil alır. B noktası kalıcı şekil değişimin olduğu noktadır.

Elastik sınırın ötesindeki şekil değiştirmeler, yükün boşaltılması ile kalıcı şekil değişimine yol açmakta buna da elastik olmayan yani plastik şekil değişimi adı verilmektedir. Kırılmadan önce izafi olarak büyük plastik şekil değişimine uğrayan malzemelere sünek, aksine ise gevrek malzemeler denir.

4.1.4.2. Poisson oranı

Tek eksenli çekme veya basmaya maruz bir deney numunesinde boyuna olduğu gibi, enine de şekil değiştirme ortaya çıkar. Lineer elastik malzemeler tek eksenli olarak yüklendiğinde, ortaya çıkan enine şekil değiştirmeler boyuna olanlar ile orantılıdır.

$$\nu = \varepsilon_{enine} / \varepsilon_{boyuna} \quad (4.11)$$

değerine poisson oranı denir. Malzeme homojen ve izotropik ise,

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = \nu \varepsilon_x = (-\nu) \delta_x / E \quad (4.12)$$

yazılabilir.

Kayma gerilmesi ile kayma şekil değiştirmesi arasında lineer elastik özellik olan malzeme için aşağıdaki özellik vardır [6].

$$\tau_{xy} = G \gamma_{xy} \quad (4.13)$$

Buradaki G kayma elastiklik modülüdür. Normal gerilmelerle kayma gerilmelerinin meydana getirdiği şekil değiştirmeler genelleştirilmiş Hooke Kanunu olarak bilinir ve aşağıdaki gibidir.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_y + \sigma_z) \quad \gamma_{xy} = \tau_{xy} / G \quad (4.14)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_z + \sigma_x) \quad \gamma_{yz} = \tau_{yz} / G \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_x + \sigma_y) \quad \gamma_{xz} = \tau_{xz} / G \quad (4.16)$$

4.2. Dinamiğin Tanımı

Mekanik, fiziğin bir bölümü olarak hareket ve denge olaylarını inceleyen bilimdir. Mekanik üç bölüme ayrılabilir: 1. Statik 2. Dinamik 3. Kinematik. Kuvvetlerin etkisi altında cisimlerin davranışlarını inceleyen bilim dalına Mekanik adı verilmektedir. Dinamik ise, maddesel sistemlerin hareketini oluşturan ve değiştiren nedenleri yani kuvvetleri göz önüne alarak hareketi inceleyen bilimdir. Eğer kuvvet etkisi altındaki cisim şekil değiştirmez ise buna rijit cisim adı verilir [7].

Doğadaki bütün cisimler az da olsa, dış kuvvetlerin etkisi altında mutlaka şekil değiştirirler. Ancak incelenen problem için şekil değişimi önemli olmayabilir. Bu takdirde cisim rijit kabul edilebilir. Rijit cisimler dinamiği, kuvvet etkisi altında cisimlerin hareketi ile uğraşan mekaniğin bir dalıdır. Mekanik en eski bilim dallarından biri olup, başlangıcı ilk çağlara kadar uzanır. Bu tarihlerde fiziksel olaylar, niçin sorusuna cevap verecek bir filozofik görüşle açıklanmaya çalışılırdı. Bu görüşe uygun olarak Aristo (384-322 B.C.) tarafından Aristo mekaniğinin temelleri atıldı. Aristo mekaniğine göre, bir F kuvveti bir cismi T zamanında L kadar hareket ettirirse, aynı kuvvet bu cismin yarısını aynı T zamanı içerisinde $2L$ kadar hareket ettirirdi [8].

İvme kavramını bulamaya Aristo, ağır cisimlerin serbest düşme sırasında yere daha çabuk ulaşacağına inanıyordu. Galileo (1564-1642) ile birlikte, bugünkü yaklaşım tarzına uygun olarak, fiziksel olayların süresi, görüntüsü, olayın tahminiyle nasıl kontrol edileceği araştırılmaya başlandı. Galileo, fizik ve matematiği bir arada kullanan ilk bilim adamıdır. Galileo ilk olarak serbest düşme olayını incelemiş ve serbest düşme zamanının cismin ağırlığından bağımsız olduğunu bulmuştur. Ayrıca deneyi teorik incelemelere sokarak bugünkü bilimsel anlayışın ilk örneklerini vermiştir. Galileo, Kepler'in gezegenlerin hareketlerine ait kanunlarını değerlendirmede için, son derece yaklaştığı mekaniğin temel yasasını bulamamıştır.

Kepler'in gezegenlere ait gözlemlerini ve Galileo'nun çalışmalarını değerlendiren Newton (1642-1727), Newton mekaniğini kurmuş ve daha sonra da birçok araştırmacı, Newton mekaniğini rijit ve şekil değiştiren cisimlere genişletmişlerdir.

Newton mekaniği, mühendislik problemleri açısından dünyamızda gördüğümüz olayların açıklanması bakımından tamdır ve halen geçerliliğini sürdürmektedir. Ancak atom ve kuantum fiziğinden elde edilen veriler, yüksek hızlarda ve büyük astronomik uzaklıklarda Newton mekaniğinde sapmalar görülmüştür [8].

Einstein 1905'te özel rölativite ve 1915'te genel rölativite teorisi ile Newton mekaniğini sarsmıştır. Atom fiziğinde deterministik görüş yerine olasılık görüşüyle çözüm aranmıştır. Planck'ın kuantum kavramından hareketle Bohr tarafından hidrojen atomuna uygulanan yaklaşım, Broglie, Schrödinger ve Dirac tarafından genişletilerek kuantum mekaniği kurulmuştur.

4.2.1. Temel tanımlar

Dinamik olayların belirlenmesinde ve açıklanmasında kaçınılmaz olarak kullanılan bazı kavram ve deyimlerin tanımlanması gerekir:

Uzay: Olayın içinde olduğu geometrik bölgeye uzay denir.

Referans Koordinatı: Bir cismin uzaydaki konumunu belirlemek için seçilen kartezyen takımdır. $F=kma$, Newton bağıntısının geçerli olduğu koordinat takımına Newtonien koordinat takımı adı verilir.

Zaman: Olayların oluşumunda öncelik sırasını belirler. Dünyanın kendi eksenini etrafındaki dönüşü 24 saat olarak belirlendikten sonra, bunun kesirleri zaman birimi olarak alınabilir.

Kuvvet: Cismin hareketini değiştiren büyüklük olarak kısaca tanımlanabilir.

Kütle: Cisimlerin sahip olduğu değişmeyen bir fiziksel özelliktir. Bu özellik, cisimlerin karşılıklı çekim kuvveti oluşumunu belirler.

4.2.2. Dinamik problemlerinin tanımı

Dinamik problemlerin çözümünde en önemli adım gerçek dünyamıza ait bir problemde, bazı idealleştirmeler ve yaklaşımlarla matematik modelin yapılmasıdır.

Model yapımı sırasında yapılacak kabullerin bir kısmı fiziksel, bir kısmı da matematiksel olabilir. Örneğin herhangi bir problemde sürtünme kuvvetleri, dış kuvvetler yanında küçük olduğu gerekçesi ile ihmal edilerek fiziksel bir yaklaşım yapılabilir. Bu kabuller yapıldıktan sonra söz konusu cisim dış bağıntılardan çözümler ve bağlar yerine, bağın cisme uygulandığı kuvvetler konarak probleme ait sadece cisim veya cisimler topluluğu ile cisimlere etkiyen kuvvetlerden oluşan, adına serbest cisim diyagramı denen şekil çizilir. Şekil üzerinde dinamik kanunlar uygulanarak, istenen büyüklüklerin bulunmasına yarayan denklemler yazılır [7].

4.2.3. Bir boyutlu doğrusal hareket

Doğrusal hareketin x ekseninde olduğu kabul edilerek,

$$F = m \ddot{x} \quad (4.17)$$

gibi skaler bağıntı kullanılır. Dış kuvvetin özelliğine göre;

$F = F_0$	Sabit Kuvvet
$F = F(t)$	Zamanın Fonksiyonu Kuvvet
$F = F(x)$	Konumun Fonksiyonu Kuvvet
$F = F(v)$	Hızın Fonksiyonu Kuvvet

Kuvvet belli ise ivme;

$$\ddot{x} = F/m \quad (4.18)$$

olarak bulunur. F kuvveti hangi büyüklüğün fonksiyonu ise, \ddot{x} ivmesi de aynı büyüklüğün fonksiyonu olarak bulunabilir.

- F = F(x) olması hali: $F = m \ddot{x}$ bağıntısı her iki yanı dx ile çarpılıp A -B aralığında integral alınır;

$$\int_A^B F(x) dx = \int_A^B m \frac{dv}{dt} dx \quad (4.19)$$

olarak bulunur. Hızın zamana göre türevi zincir kralı ile

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \frac{dx}{dt} = v \frac{dv}{dx} \quad (4.20)$$

yazılırsa; 1.4 denklemi,

$$\int_A^B F(x)dx = \int_{v_0}^v mvdv$$

$$\int_A^B F(x)dx = \frac{1}{2}mv^2 - \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (4.21)$$

elde edilir. Burada,

$\frac{1}{2}mv^2$: kinetik enerji

$\int_A^B F(x)dx$: F(x) kuvvetinin A – B arasında yaptığı iştir. Böylece bir

boyutlu hal için iş ve enerji bağıntısı bulunmuş olur.

- F = F(t) olması hali: Denklem 1.2, her iki yanı da dt ile çarpılıp integral edilirse;

$$\int_{t_0}^t F(t)dt = \int_A^B m \frac{dv}{dt} dt = \int_{v_0}^v mdv \quad \text{buradan da,}$$

$$\int_{t_0}^t F(t)dt = mv - mv_0 \quad (4.22)$$

Buna bir boyutlu hal için impuls momentum bağıntısı denir. Burada mv momentum, v hız yönünün eksen yönüyle çakışması halinde pozitif, yönlerin ters olması halinde

negatiftir. $\int_{t_0}^t F(t)dt =$ kuvvetin impulsu adı verilir [9].

4.2.4. Maddesel noktanın titreşimi

Eğer bir maddesel noktaya $F = -kx$ gibi yer değiştirme ile orantılı ve hareketi yok edici bir kuvvet etkirse titreşim hareketi ortaya çıkar. Aslında bunun genel hali $F = F(x)$ olarak çözümü verildi. Ancak titreşimin mühendislik uygulamalarındaki önemi dikkate alınarak, bu özel hal genişletilerek incelenmelidir.

Titreşimde karşılaşılan deyimleri tanımlarsak;

Yay Sabiti: Bir yayın boyunda birim şekil değişimi yaratan kuvvete denir.

Genlik: Harmonik titreşim yapan bir noktanın denge konumuna göre en büyük uzaklığına denir.

Periyodik Hareket: Eşit zaman aralığında, kendisini tekrarlayan harekettir.

Harmonik Hareket: Sinüs ve kosinüs fonksiyonu ile ifade edilen özel bir periyodik harekettir.

Periyot: Periyodik harekette, aynı pozisyona erişmek için geçen süreye denir ve τ ile gösterilir.

Frekans: Saniyedeki titreşim sayısıdır ve f ile gösterilir.

Açısal Frekans: Maddesel noktanın sabit hızla dairesel hareket yaptığı düşünülürse, birim zamanda kat edilen açı olarak tanımlanabilir. ω ile gösterilen açısal frekans $\omega = 2\pi f$ olarak frekanstan elde edilebilir.

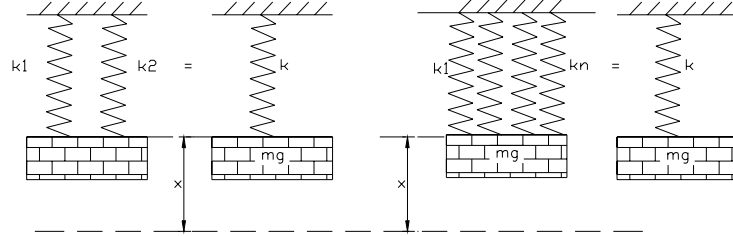
Frekans f , periyot τ , açısal frekans ω arasında,

$$\tau = \frac{1}{f} ; \quad \omega = \frac{2\pi}{\tau} \quad (4.23)$$

ilişkileri söz konusudur.

Bileşik sistemleri incelerken problemi kolaylaştırmak için sisteme eşdeğer basit bir yay bulmak gerekir. Eşdeğer yay bulma işlemi paralel ve seri bağlı yaylar için aşağıdaki biçimde tanımlanmıştır:

Paralel Bağlı Yaylar: İki veya daha çok yayın ucuna eşit yer değiştirme yapacak şekilde maddesel nokta asılırsa, paralel bağlama bulunmuş olur [9].



Şekil 4.1 Paralel Bağlı Yaylar

İki yaylı paralel sistemde (Bkz Şekil 4.1), yaylardaki çökmeler:

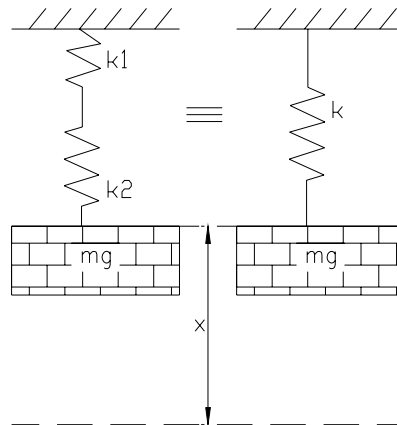
$\delta_1 = \delta_2 = \delta$ bağıntısını sağlarken, yaylardaki F_1 , F_2 ve F kuvvetleri $F_1 + F_2 = F$ bağıntısını sağlar. Kuvvetler yerine, $F = k\delta$ bağıntısı yazılırsa,

$k = k_1 + k_2$ elde edilir ve n tane paralel yay olduğu düşünülürse yay katsayısını benzer olarak,

$$k = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n \quad (4.24)$$

olur.

Seri Bağlı Yaylar: İki yay uç uca bağlanarak bunlara bir ağırlık yüklenirse bu kez, her yaya aynı kuvvet etkimiş olur.



Şekil 4.2 Seri Bağlı Yaylar

Toplam yer değiştirme ise, her yayın ayrı ayrı boy değiştirmelerinin toplamı olarak elde edilir. Denge bağıntısından, $F_1 + F_2 = F$, geometrik bağıntıdan da $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ ve yay sabitinin de tanımını kullanarak,

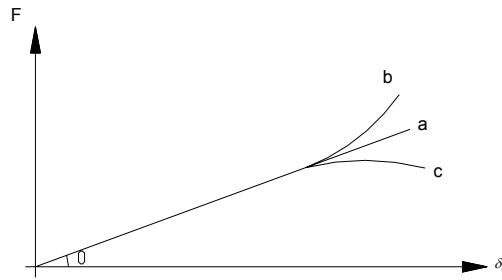
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (4.25)$$

denklemini elde edilir. Daha karmaşık sistemler için eşdeğer yay katsayısı, burada açıklanan yöntem ardışık olarak uygulanarak elde edilir.

4.2.5. Titreşim Elemanı Olarak Kullanılan Yaylar

Yaylar çeşitli görevler yapmak üzere imal edilen makine parçalarıdır. Bu görevlerden biri de çeşitli makinelerde rezonansı önlemek için titreşim söndürücü olarak kullanılmasıdır. Mesela, vibratör elekleri ve titreşimle çalışan konveyörlerde kullanılan yayların görevi rezonansı önlemektir.

Yayların karakteristik eğrileri: Yayın uzaması ile F yükleme kuvveti arasındaki değişime o yayın karakteristik eğrisi denir [9].



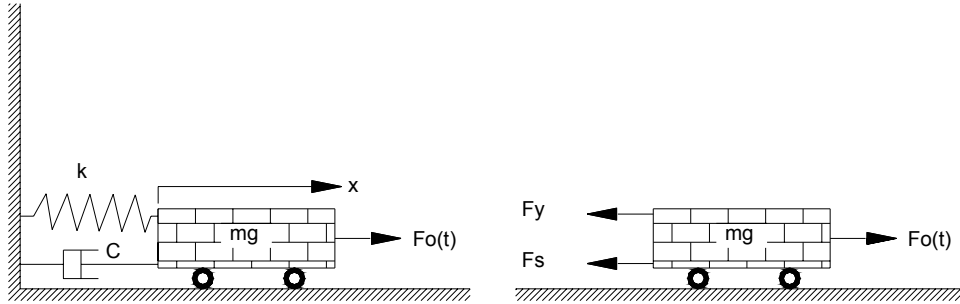
şekil 4.3 Yayların Karakteristik Eğrileri

Yaylarda F yükü ile δ arasındaki değişim bir doğru gösterir. (Bkz şekil 4.2) Bu yayda yay katsayısı $k = \tan \theta$ dır. Bundan başka karakteristik eğrisi yer değişimi arttıkça, a doğrusuna doğru yükselen yaylar olduğu gibi, b yer değişimi arttıkça a

doğrusuna göre alçalan yay türleri de endüstride kullanılmaktadır. Motorlu araçlarda kullanılan yayların karakteristiği b tipinde olmalıdır. Böylece boş ve dolu karoserinin öz frekansları yaklaşık olarak aynı tutulabilir. Tamponlar için çarpmalarda oluşan kuvvetin çarpma işine oranla daha küçük olması istendiğinden c karakteristik eğrisi uygundur.

4.2.6. Bir serbestlik dereceli titreşim sistemi ve hareket denklemleri

Mekanik bir sistemin konumunu belirleyen değişken sayısına, o sistemin serbestlik derecesi denir. Mesela, krank biyel mekanizmasında pistonun silindir içindeki sadece KMA ile belirlenir. O halde bu mekanizmanın serbestlik derecesi birdir. Çünkü kütleli cismin konumu sadece bir düşey büyüklükle belirlidir. Bir matematik sarkaçta ise, sarkacın yeri düşeyle yaptığı açı ile belirlendiğinden serbestlik derecesi birdir.



Şekil 4.4 m kütleli cisme ait serbest cisim diyagramı

m kütleli bir cismin bir yay ve yay kütlesiyle bağlandığını düşünelim. Yay cismin yer değiştirmesi ile orantılı bir F_y kuvveti, yağ kutusu ise hız ile orantılı hareketi engelleyici F_s sürtünme kuvveti uygular. Yay ve sürtünme kuvvetleri sırasıyla,

$$F_y = -kx$$

$F_s = -c\dot{x}$ olarak tanımlanabilirler. Burada k ve c , sırasıyla yay ve sürtünme katsayılarıdır. Denklemlerdeki eksi işareti her iki kuvvetin de hareketi durdurucu yönde etkimesinden dolayı konmuştur. Cisme etkiyen toplam kuvvet,

$F = F_0(t) - kx - c\dot{x}$ olarak bulunur. Bu denklem Newton denkleminde yerine konursa ve bilinmeyen terimler eşitliğin bir yanında toplanırsa,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0(t) \quad (4.26)$$

genel titreşim denklemi bulunmuş olur.

Titreşim sistemi kendi fizik yapısına ve dış kuvvete göre değişik gruplar altında incelenebilir. Titreşim olabilmesi için mutlaka bir yay ve kütle olması gerekir. Bu fiziksel gereklilik genel denklemde x ve \ddot{x} terimlerinin mutlaka bulunmasını sağlar.

Burada c hareketin sönümlü ya da sönümsüz olduğunu belirler.

$c = 0$ ise hareket sönümsüz

$c \neq 0$ ise hareket sönümlü olarak sistemin özelliği belirlenir.

Dış kuvvete bağlı olarak dış kuvvet yoksa serbest titreşim, zamana bağlı bir dış kuvvet varsa, zorlanmış titreşim olmak üzere 2 gruba ayrılabilir. Zorlanmış titreşimde kendi arasında harmonik, periyodik ve keyfi olarak sınıflandırılır.

Bir titreşim hareketi fiziksel yapı ve dış kuvveti belirleyici iki özellikte birlikte isimlendirilir. Örneğin sönümsüz serbest titreşim, sönümlü zorlanmış titreşim gibi.

4.2.6.1. Sönümsüz serbest titreşim:

$F=0, C=0$ ise bu takdirde titreşim denklemi,

$$\ddot{x} + w_0^2 x = 0 \quad (4.27)$$

gibi basit bir yapıya kavuşur.

4.2.6.2. Zorlanmış sönümsüz titreşim:

$C = 0$ veya $n = 0$ durumunda bu titreşimin denklemi,

$$\ddot{x} + w_0^2 x = F \cos (wt - \psi) \text{ olarak tanımlanır.} \quad (4.28)$$

ψ faz açısıdır.

Dış yükün w frekansının sistemin öz frekansı olan w_0 değerine eşit olması durumunda bilindiği üzere yapılar için tehlikeli olan rezonans hali ortaya çıkar.

4.2.6.3. Sönümlü serbest titreşim:

$F = 0$, bu durumda titreşim denklemi;

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + w_0^2 x = 0 \quad (4.29)$$

olarak tanımlanır. Frekans denklemi ise,

($x = e^{rt}$ çözümü yapılarak) $r^2 + 2nr + w_0^2 = 0$ olarak bulunur.

4.2.6.4. Zorlanmış sönümlü titreşim:

Genel bir harmonik dış zorlama kuvveti için titreşim bağıntısı aşağıdaki gibidir:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + w_0^2 x = F \cos (wt - \vartheta) \quad (4.30)$$

genel haliyle verilebilir. Bunun çözümü homojen çözüm ile özel çözümün toplamıdır.

4.3. Modal Analiz

Modal analizi bir yapının doğal frekanslarını ve mode şekillerini saptamak için kullanılan analiz türüdür. Bir yapının dinamik yükleme şartları için doğal frekansları ve mod şekilleri önemli parametrelerdir. Bu kısımda, modal analiz metotları, sonlu eleman formülasyonu ve modal analiz aşamaları üzerinde durulacaktır.

4.3.1. Giriş

Modal analiz, bir makine parçasının ya da bir yapının tasarım aşamasındayken titreşim karakteristiklerinin hesaplanması için kullanılır. Bu titreşim özellikleri ise, o sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri olabilir. Ayrıca modal analiz, transient dinamik analiz, harmonik analiz ve spectrum analizi gibi daha detaylı metodlar için bir başlangıç oluşturmaktadır. Harmonik girdilerin bulunduğu bir dizayn için doğal frekansların bilinmesi, rezonans bölgelerinden kaçınılması gerekliliği nedeniyle çok önemlidir. Modal analizin temel amacı, sistemin işletme frekansında ya da işletme frekansı aralığının yakınlarında rezonans frekansı oluşturacak doğal frekansların bulunmadığının kesin olarak saptanmasıdır. Kompleks yapıların modal analizinde kullanılan sonlu elemanlar metodu çok iyi, bazen de tek yöntemdir.

İlk mod şekli, en düşük potansiyel ve şekil değiştirme enerjisi ile oluşur ve doğal frekansın anlaşılmasına yardımcı olur. İkinci ve üçüncü mod şekilleri daha fazla enerjiye ihtiyaç duyar ve dolayısıyla daha yüksek şekil değiştirme enerjisi içerir. Harmonik girdiler içeren birçok mühendislik probleminde çok sayıda doğal frekansın hesaplanmasına ihtiyaç duyulur. Bunlar, daha sonra yapılacak dinamik yüklemeler açısından bilgi verirler.

ANSYS programında modal analizi gerçekleştirebilmek için önce modelin oluşturularak, ağlara bölünmesi (mesh) gerekir. Daha sonra analiz tipi seçilerek, özellikler girilir ve sınır şartları uygulanarak, hesaplamalar yapılır. Titreşimler nedeniyle oluşan gerilme değerleri saptanarak, görsel hale getirilir. Sonuç olarak, istenilen sayıda titreşim modu ve türü elde edilir [10].

Bir modal analiz, Subspace Method, Block Lanczos Method, PowerDynamics Method, Reduced Method, Unsymmetric Method ve Damped Method gibi alt metodlardan birini seçerek yapılabilir.

Subspace Method: Bu metot geniş simetrik problemlerde kullanılmaktadır. Tekrarlanan proseslerin kontrol edilmesi için çeşitli çözüm kontrolleri bulunmaktadır.

Block Lanczos Method: Geniş simetrik problemlerde kullanılan bu metot, subspace metodun kullanıldığı tüm problemlerde de kullanılabilir. Bu metot diğer metodlara göre sonuca daha hızlı ulaşmamızı sağlar.

PowerDynamics Method: Power Dynamics Method, on binin üzerinde node sayısına sahip olan çok büyük modellerin analizinde kullanılan bir yöntemdir. İlk birkaç mode sayısının incelenmesi ile model davranışının anlaşılmasında başarılı olduğundan kullanımı yararlı olmaktadır. Final çözüm aşamasında bu yöntemi kullandıktan sonra, daha uygun olan Block Lanczos ya da Subspace Method gibi metotlarla analiz yapmak mümkündür.

Reduced Method: Reduced Method, çözüme ulaşmada sistem matrislerini kullanması nedeni ile subspace metoda göre daha hızlı olan bir yöntemdir. Householder method olarak da adlandırılmaktadır.

Unsymmetric Method: Simetrik olmayan matrislerin kullanıldığı problemler için uygun olan bir yöntemdir.

Damped Method: Sönümlenme faktörünün ihmal edilemediği problemler için uygun olan bir metottur.

4.3.2. Modal analizde sonlu eleman formülasyonu

Çok serbestli k dereceli bir sistemin doğal tepkisi, modal analiz kullanılarak hesaplanabilmektedir.

Çok serbestlik dereceli zorlanmış titreşimin hareket denklemi,

$$[M] \{ \ddot{x} \} + [K] \{ x \} = 0 \quad (4.31)$$

dir. Esas koordinatlar (principal coordinates) olarak tanımlanan ve modal analizde sistemin hareket denklemlerini tanımlamamıza yardımcı olan denklemler,

$$\ddot{x}_1 + \frac{2k}{m} x_1 - \frac{k}{m} x_2 = 0 \quad (4.32)$$

$$\ddot{x}_2 - \frac{k}{m} x_1 + \frac{2k}{m} x_2 = 0 \quad (4.33)$$

şeklinindedir. Esas koordinat takımının daha iyi anlaşılabilmesi için, sistem iki serbestlik dereceli olarak düşünülerek ve $m_1 = m_2 = m$ olduğu kabul edilir.

(4.32) ve (4.33) denklemleri önce taraf tarafa toplanır ve çıkarılırsa, aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2 + \frac{k}{m} (x_1 + x_2) = 0 \quad \ddot{p}_1 + \frac{k}{m} p_1 = 0 \quad (4.34)$$

$$\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 + 3 \frac{k}{m} (x_1 - x_2) = 0 \quad \ddot{p}_2 + 3 \frac{k}{m} p_2 = 0 \quad (4.35)$$

Burada $p_1 = x_1 + x_2$, $p_2 = x_1 - x_2$ Esas koordinatlar olan p_1 , p_2 kullanılarak sistemin hareket denklemleri elde edilmiştir. Sistemin doğal frekansları,

$$w_1 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{ve} \quad w_2 = \sqrt{\frac{3k}{m}} \quad (4.36)$$

olmaktadır.

4.3.3. Modal analizin kullanımı

Modal analizi bir yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini saptamak için kullanırız. Bir yapının dinamik yükleme şartları için doğal frekansları ve mod şekilleri önemli parametrelerdir. Bu parametreler ayrıca spectrum analiz ya da harmonik analiz yapılacaksa da önemlidirler.

Modal analiz, lineer analizler grubuna girmektedir. Modal analiz yapmak için Block Lanczos, PowerDynamics, Reduced, Damped gibi çeşitli metodlardan seçim yapabiliriz.

4.3.4. Modal analizde kullanılan komutlar

Diğer sonlu eleman analizlerinde olduğu gibi, modal analizde de model oluşturmada ve çözümü sağlamada aynı komutları kullanırız. Aynı şekilde yaptığımız analizde model oluşturmada ve çözümlemede grafiksel kullanıcı ara birimindeki GUI menüsü kullanılır.

4.3.5. Modal analiz aşamaları

Bir modal analiz için izlenmesi gereken yol 3 ana basamaktan oluşmaktadır. Bunlar:

- Modelin oluşturulması
- Yüklerin uygulanması ve çözümün sağlanması
- Sonuçların incelenmesi

Bu basamakları sırasıyla inceleyecek olursak:

4.3.5.1. Modelin oluşturulması

Unutulmaması gereken hususlar için şunlardan bahsetmek doğru olacaktır. Modal analizde sadece lineer davranış geçerlidir. Bir non-lineer element tanımlayacak olursak bu element tipleri lineer olarak algılanacak ve bu şekilde işleme tabii tutulacaklardır. Ayrıca malzeme özelliklerinin de lineer olması gerekmektedir. Modal analizde, Young modülü ve yoğunluk bilgilerinin tanımlanmış olması gerekir. Tüm lineer olmayan özellikler ise ihmal edilen özelliklerdir.

4.3.5.2. Yüklerin uygulanması ve çözümün sağlanması

Bu bölümde analiz tipinin ve seçeneklerinin tanımlanması ve yükün uygulanması gerekmektedir. Bu işlemler yerine getirildikten sonra doğal frekansların tayini için çözüm başlatılabilir. İlk çözümün sağlanmasından sonra, daha detaylı bir inceleme yapabilmek için mod şekilleri genişletilebilir. Mod şekillerinin genişletilmesi terimi, mod şekillerini genişletmek başlığı altında incelenecektir.

4.3.5.3. Sonuçların incelenmesi

Modal analiz neticesinde,

- Doğal frekanslar
- Genişletilmiş mode şekilleri
- Bağıl gerilme ve kuvvet dağılımları

gibi değerlere ulaşmak mümkün olacaktır. Bu sonuçları genel postprocessor menüsünden inceleyebiliriz.

Sonuç olarak, bir modal analiz için izlememiz gereken yolları özetle sıralayacak olursak yapılması gereken işlem basamakları şu şekildedir:

- 1- Preferences ayarlarının yapılması ve başlığın girilmesi
- 2- Element tipinin tanımlanması
- 3- Malzeme özelliklerinin tanımlanması
- 4- Verilen bölgelerde istenilen noktaların (keypointlerin) oluşturulması
- 5- Noktalar arasında çizgilerin, splinlerin, eğrilerin vs.. oluşturulması
- 6- Gerekliyse gereken alanları oluşturmak
- 7- Mesh yoğunluğunun ve mesh alanının tanımlanması
- 8- Mesh yapılmış alanı tüm modele genişletmek
- 9- Çözüme başlamak ve analiz tipi ve seçeneklerini belirlemek
- 10- Model üzerine yüklerin uygulanması
- 11- Sınır şartlarının belirlenmesi
- 12- Çözümün sağlanması
- 13- Sonuçların incelenmesi

Dinamik analizde ilk adım olarak genelde doğal frekans değerleri ve bu frekanslara ait şekil değiştirme modları hesaplanmaktadır. Bu değerler yapının herhangi bir zorlayıcı kuvvet etkisi altındaki davranışını tespit ederler. Bu modları inceleyerek zorlayıcı kuvvetlerin yapıya hangi modlarda daha çok enerji verebileceğini ve yapının hangi noktasındaki tepkiye, hangi modun daha büyük katkı yapacağı görebiliriz.

BÖLÜM 5. FİLTRE BRAKETİNİN MATEMATİK MODEL YARDIMI İLE ÇÖZÜMÜ VE ANALİZ EDİLMESİ

5.1.Dinamik Analiz

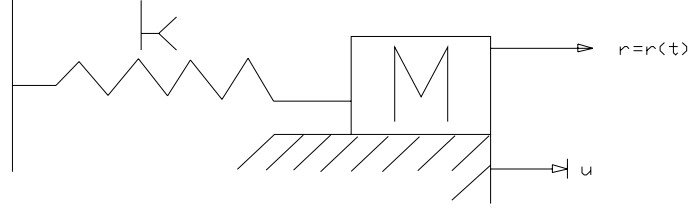
Bir sistem, çalışma ve çevresel şartlar altında değişik yüklere maruz kalır. Bu yüklerin dinamik olması durumunda sistemde titreşim ortaya çıkar. Sistemin normal titreşime ya da şoka girmesi, uygulanan yüklerin şiddetine frekansına ve uygulama süresine bağlıdır.

Bu kısımda ise, dinamik analiz ile ilgili genel bilgiler verilecek, dinamik analizde sonlu eleman formülasyonu, dinamik analiz aşamaları ve metotları hakkında bilgiler sunulacaktır.

5.1.1. Dinamik analize giriş

Bir yapı üzerine yapılan yükleme altında zorlanacaktır. Eğer yükleme bir frekansa bağlı olarak değişiyor ve bu frekansta yapının doğal frekansının $1/3$ ' ünden daha düşük ise, problem statiktir denir. Diğer yandan uygulama yüksek frekansta ve rasgele olarak değişiyor ise veya yük aniden uygulanıyor ise, problem için dinamik analiz gerekmektedir. Dinamik analizde de statik analizde olduğu gibi, rijitlik matrisi kullanılmakta fakat bir kütle ve sönüm matrisine de analiz için gerek duyulmaktadır.

En basit bir titreşim sistemi, tek serbestlik dereceli bir yay-kütle sistemidir. Burada kütle hareketi yatay doğrultuda tek bir koordinatla tamamıyla tarif edilmiş olmaktadır. (Bkz Şekil 5.1)



Şekil 5.1 Yay –Kütle Sistemi

Sistemin hareket denklemi Newton'un 2. Hareket Kanununa göre tarif edilmektedir. Newton'un ikinci kanununu uygularsak $F = m.a$, sistemin hareket denklemini sönümsüz titreşim için,

$$r - k.u = m.\ddot{u} \text{ veya } k.u + m.\ddot{u} = r \quad (5.1)$$

şeklinde yazabiliriz. Burada r , dışarıdan etkiyen ve zaman bağılı olarak değişen yüklemeyi göstermektedir. Eğer titreşim sistemi için sönüm kuvvetleri de dikkate alınacaksa, bu denklem şu şekli almaktadır:

$$r - k.u - c.\dot{u} = m.\ddot{u} \text{ veya } k.u + c.\dot{u} + m.\ddot{u} = r \quad (5.2)$$

Burada m kütle, c ise sönüm katsayısını belirtmektedir.

Yükleme zamanın bir fonksiyonudur. Dinamik analizde çeşitli metotlar aynı amaca ulaşacağı gibi, aynı model için değişik amaçlarla analizler gerçekleştirilebilir. Diğer yandan yapı statik ve dinamik yükler altında çok farklı tepkiler verebilmektedir.

Analizler için önce dinamik analizin gerekli olup olmadığına karar vermek gerekmektedir. Eğer yapı frekansa bağlı bir kuvvet tarafından zorlanıyorsa, zorlayıcı frekans yapının en küçük doğal frekansının $1/3$ ünden küçük ise dinamik analize gerek yoktur. Problem statik analiz sınıfına girer.

Eğer bir dinamik analiz yapılmasına karar verildiyse, bazı sorulara cevap verilmesi gerekecektir. Bunlar, analizin hedefi, hangi basitleştirilmelerin yapılabileceği, malzeme ve geometri non-lineeritelerinin dikkate alınıp alınmayacağı, hangi frekans değerleri yüklemde göz önüne alınacaktır, hangi frekanstaki tepkiler yapı için önemlidir ve hangi hesaplama yöntemleri yapı için uygundur.

5.1.2. Dinamik analizin tanımı

Dinamik Analiz, zamana bağlı olarak değişen bir girdinin etkisiyle, sistemin tepkisini hesap eden bir analiz türüdür.

Yapının sönümlenme ve atalet etkileri bu analiz türünde önemli parametreler olmaktadır ve yükleme şartlarında bu etkenler analiz içerisinde önemlidirler.

5.1.3. Dinamik analizde sonlu eleman formülasyonu

Harmonik olarak yüklenmiş bir sistem için sistemin genel hareket denklemi,

$$m y'' + ky = F_0 \sin \omega t \quad (5.3)$$

dir. Her iki tarafı m 'e bölerek,

$$y'' + \frac{k}{m} y = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (5.4)$$

ve $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$ eşitliğini denklemde yerine yazacak olursak,

$$y'' + \omega_n^2 y = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (5.5)$$

genel halini alır. Bu denklemin homojen ve özel olmak üzere iki kısımdan oluşan çözümü bulunmaktadır. Homojen kısmın çözümü,

$$y_h(t) = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t \quad (5.6)$$

olmaktadır. Özel çözüm y_p ,

$$y_p(t) = Y_0 \sin \omega t \quad (5.7)$$

dir.

Bu denklemin türevini alarak,

$$y_p'(t) = Y_0 w \cos wt \quad (5.8)$$

$$y_p''(t) = -Y_0 w^2 \sin wt \quad (5.9)$$

zaman bağılı hız ve ivme denklemleri elde edilir.

y_p , ve y_p'' yi denklemden yerine yazarak,

$$-Y_0 w^2 \sin wt + w_n^2 Y_0 \sin wt = \frac{F_0}{m} \sin wt \quad (5.10)$$

denklemini Y_0 ' a göre düzenlersek,

$$Y_0 = \frac{\frac{F_0}{m}}{-w^2 + w_n^2} \quad (5.11)$$

denkleminde her iki tarafı w_n^2 ye böler ve $w_n^2 = \frac{k}{m}$ değerini denklemden yerine yazarak,

zorlanmış yay kütle sistemi için denklemin,

$$y(t) = A \cos w_n t + B \sin w_n t + \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \sin wt \quad (5.12)$$

şeklindedir.

5.1.4. Dinamik analizin kullanımı

Bu analiz türü, Time – History Analysis olarak da adlandırılmaktadır. Herhangi bir genel t anında, zamana bağlı yük etkisindeki yapının dinamik davranışlarının incelendiği analiz türü olan Dinamik Analiz ile, o yapıda kuvvetlerin etkisiyle meydana gelen gerilme, yer değiştirme vs. izlenebilir. Bu kuvvetler ise statik, transient, harmonik ya da bunların kombinasyonu şeklinde olabilmektedir.

Atalet ve sönümle faktörleri önemle göz önünde bulundurulmalıdır. Eğer bu parametreler analizde önem teşkil etmeyecekse, bu takdirde statik analiz yapmak daha uygun olacaktır.

Verilen bir t zamanında, bu denklemler, sönümleme kuvvetinin ve atalet kuvvetlerinin hesaplar içine alındığı sanki birer statik denklem takımlarıymış gibi

düşünülerek hesap edilebilirler. Ansys programı farklı zaman noktalarında bu denklemleri ‘Newmark Zaman İntegrasyonu’ yöntemini kullanarak hesaplamaktadır. Birbirini takip eden zaman noktaları arasındaki artış, ‘integration time step’ olarak isimlendirilir.

5.1.5. Dinamik analiz aşamaları

Dinamik analiz sürecinde, problemin dinamiğinin anlaşılması da önem arz etmektedir. Modal analiz yaparak doğal frekanslarını ve mod şekillerini öğrendiğimiz yapının dinamik davranışlar analiz aşamasında göz önünde bulunduracağımız hususlar olarak önem kazanacaktır. Ayrıca bulunan doğal frekanslar, doğru integrasyon zaman aralığının hesaplanmasında da yol gösterici olarak ortaya çıkacaktır.

5.1.6. Dinamik analiz metodları

Ansys programı kullanılarak yapılan dinamik analiz türünde üç tür yöntem kullanılmaktadır. Bunlar, Full Method, Reduced Method ve Mode Superposition Method olarak sıralanabilir.

Full Method : Dinamik Analiz Metodları arasında kullanımı en kolay olan metottur. Lineer olmayan tüm malzeme özellikleri tanımlanabilmektedir. Bu amaçla, tüm sistem matrislerinin kullanılmasından dolayı bu metotta CPU ünitesi oldukça yoğunur.

Reduced Method : Bu metotta, sistemdeki master serbestlik dereceleri (MDOF) lar dikkate alınarak sistem matris sayıları indirgenmektedir. Bu nedenden dolayı hesaplamalar daha hızlı olmaktadır. Bununla birlikte bu metot, sadece lineer olan problemlerde kullanılmaktadır.

Mode Superposition Method : Bu yöntem öncelikle modal analiz gerektirmektedir. Diğer iki metoda göre daha hızlıdır. Fakat problemin iyi bir şekilde anlaşılması gerektirmektedir.

5.2. Filtre Braketinin Matematik Modelinin İncelenmesi

Yapılan çalışmada toplamda 5 model oluşturularak doğru tasarıma ulaşılmıştır. Oluşturulan modeller ile ilgili sınır şartları , yapılan tasarım ve analiz sonuçları ile ilgili olarak sonraki bölümlerde daha detaylı olarak bahsedilecektir. Bu bölümde analizi yapılan sistemin temel kuramları dikkate alarak bir matematik modele oturtulması ve bu model ile yaklaşık çözümün elde edilmesi sağlanmıştır.

Oluşturulan araç, filtre braketi ve filtre sistemine , ticari aracın seyir halindeyken yolda maksimum derinlikte bir çukura girmesi sonrası sistemde meydana gelebilecek titreşimlerin incelenmesi ve değerlendirilmesi yapılacaktır.

5.2.1. Yapılan varsayımlar

Sistemi bir matematik modele oturtabilmek amacı ile belirli bazı varsayımlar yapılmıştır. Bu varsayımlar ile sistem daha kolay çözülebilir hale gelmiştir.

Sistem çukura girdiği anda üzerinde oluşacak $[10\text{m/s}^2, 10\text{m/s}^2, -10\text{m/s}^2]$ vektörel büyüklüğündeki bir ivmeye maruz kaldığı varsayılmaktadır. Filtrenin 1.3 kg ağırlığında olduğu , braketlerin de ağırlığa sahip birer yay görevi göreceği varsayılmıştır. Hareket halindeki aracın gövdesi sabit braketin mesnetlendiği bir cisim olarak kabul edilecektir.

5.2.2. Rayleigh metodu

Daha karışık, serbestlik derecesi yüksek olan sistemlerin en küçük tabii frekanslarının hesabında bu metodun genelleştirilmiş bir şekli olan Rayleigh Metodu kullanılır ve yaklaşık sonuçlar elde edilir. Metodun karışık titreşim sistemlerine tatbiki böyle titreşim sistemlerinin bir dizi özelliğine istinat eder , Burada bu özelliklerin ayrıntılarına ve ispatlara girişmeden, pratik büyük faydası dolayısıyla metodun nasıl uygulanacağını belirlenmiştir.

5.2.3. Filtre bağlantı braketinin matematik model yardımı ile çözümü

Bir sistemleri tasarlarırken o sistem içinde çalışacak olan elemanların fiziksel özelliklerinin iyi bilinmesi gerekir. Fiziksel özelliklerinin tanımlanması için uygulanan en iyi yöntem modal analiz (yapısal analiz)'dir. Modal analiz, bir sistem elemanının yapısal özellikleri hakkında bilgi veren bir analiz metodudur. Modal analizle, malzemenin doğal frekansları, sönümleme katsayıları ve mod şekilleri bulunabilir.

Yapılan çalışmada braketlerin belirli bir kiriş elemanı şeklinde hareket ettiği kabul edilen bir serbestlik dereceli sistem olarak düşünülerek hesap yapılacaktır.

Bir kiriş elemanı yanal (lateral) ve boyuna (longitudinal) olmak üzere iki farklı titreşim moduna sahiptir. Bu titreşim modlarının bulunmasında farklı analitik yaklaşımlar kullanılır. Bir eşdeğer problemin tanımlanmasında yanal titreşim modu için Euler denklemi

$$W^{(iv)} - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 W = 0 \quad (5.13)$$

şeklinde ifade edebilir ve buradaki ω belirsiz bir sabittir.

$$\cosh a = \frac{(e^a + e^{-a})}{2} \quad (5.14)$$

$$\sinh a = \frac{(e^a - e^{-a})}{2}$$

olduğundan genel çözümde $W_{(x)} = e^{kx}$ denklemi yerine konursa,

$$W_{(x)} = C_1 \cosh kx + C_2 \sinh kx + C_3 \cos kx + C_4 \sin kx \quad (5.15)$$

olur. Burada $k = \sqrt{\frac{\omega}{c}}$ ve C_1, C_2, C_3 ve C_4 belirsiz katsayılar olup bu değerler sınır şartları ile belirlenebilir. Bir kiriş elemanının yanal (lateral) titreşimi için homojen olan dört sınır şartı bulunmaktadır. Denklem (5.15)'de ifade edilen genel çözümde

için C_1 C_2 C_3 ve C_4 cebirsel denklemlerin çözümde dört homojen sınır koşulu uygulanabilir. Bundan yola çıkarak kiriş elemanı için sınır koşulları yerine yazılarak;

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ \cosh kl & \sinh kl & \cosh kl & \sinh kl \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ \cosh kl & \sinh kl & -\cosh kl & -\sinh kl \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.16)$$

matris elde edilir. Kl=πn çözümünden ve ya ,

$$\omega_n = \frac{n^2 \pi^2 c}{l^2} \quad n=1,2,3,\dots \quad (5.17)$$

değerinden belirlenebilir. $k = \sqrt{\frac{\omega}{c}} = \frac{n\pi}{l}$ için, modlar ,

$$y(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} [(A_1 C_4)_n \cos \omega_n t + (A_2 C_4)_n \sin \omega_n t] \frac{\sin n\pi x}{l} \quad (5.18)$$

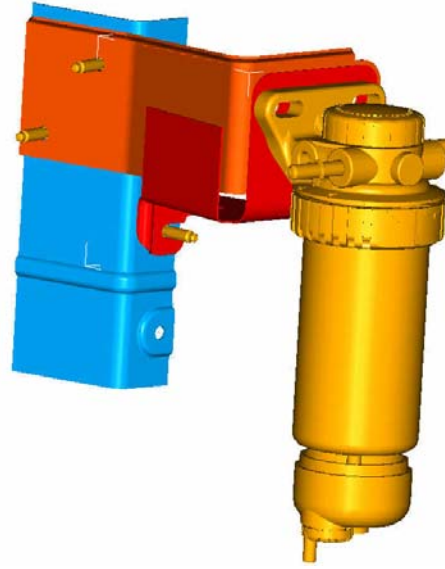
şeklinde bulunur. Burada $(A_1 C_4)_n$ ve $(A_2 C_4)_n$ ifadeleri belirsiz sabitler olup sınır şartları ile belirlenir. Bu çözümden bir kiriş elemanın yanıl (lateral) titreşimi için doğal frekans denklemleri,

$$\omega = \frac{\beta^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (5.19)$$

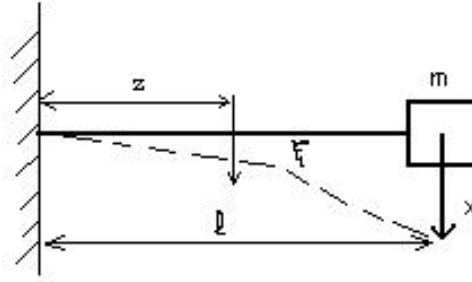
Braketin belirli Y ve Z ‘deki kesitleri alındığında bu kesitlerdeki atalet momentlerini bulmak için ;

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (5.20)$$

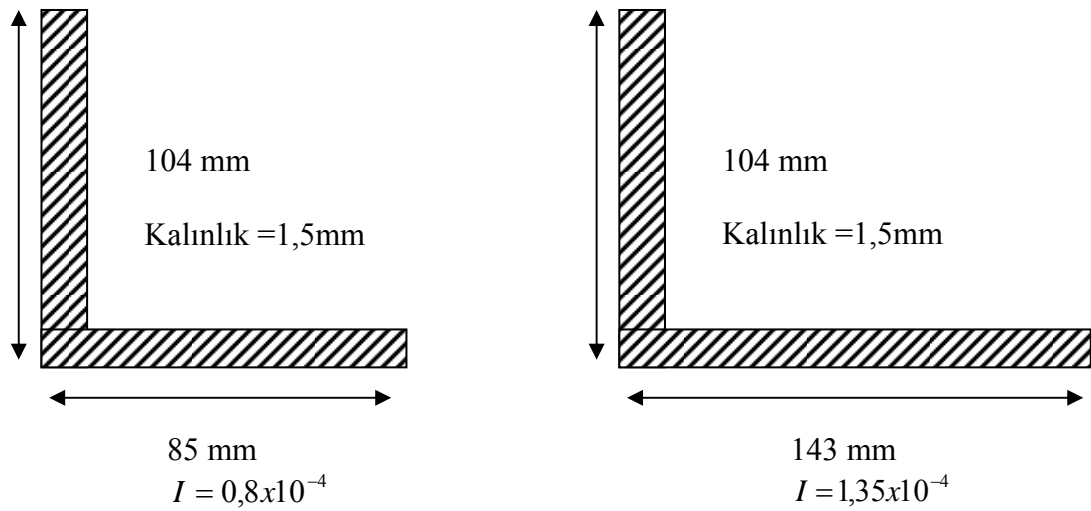
formülü kullanılır,



Şekil 5.2 Filtre braketini tasarımı genel görünüm



Şekil 5.3 Filtre braketini basitleştirilmiş kiriş modeli çözümü



Şekil 5.4 Braketin yanal ve boyuna kesitleri ölçülendirmesi ve atalet momentleri

Tablo 5.1 Parçanın belirli modlardaki β^2 değerleri

Doğal Modlar	β^2
I. Mod	3.52
II. Mod	22.03
III. Mod	61.07

Tablo 5.2 Parçada kullanılan malzemenin temel özellikleri

Malzeme Özelliği	Değeri
Akma	250.0 MPa
Yoğunluk	7.85×10^{-6} kg/mm ³
Elastisite Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0.25

Tüm yukarıda kabul edilen değerler formüllerde yerine yazılırsa analitik olarak bulunan sonuçlar Tablo 5.3'te gösterilmiştir.

Tablo 5.3 Braketin matematik model yardımı ile bulunan doğal frekans değerleri

Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	102 Hz
2. Frekans	2	146 Hz
3. Frekans	3	183 Hz

BÖLÜM 6. FİLTRE BRAKETİ TASARIMI VE ANALİZLERİ

6.1. ANSYS ve Sonlu Elemanlar Metodu Hakkında Genel Bilgiler

ANSYS, sonlu eleman analizinde kullanılan oldukça yaygın ve ayrıntılı bir bilgisayar programıdır. Ansys programı ile, lineer, nonlinear, transient problemlerin gerilme analizi, statik, dinamik ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromagnetik problemlerinde ve birçok mühendislik alanda çözümler yapılabilme imkânı mevcuttur. Bu alanlardan bazıları otomotiv, elektronik, nükleer ve aerodinamiktir.

Ansys ve diğer sonlu eleman bilgisayar programlarının iyi anlaşılabilmesi için sonlu elemanlar metodunun temellerinin ve genel kavramlarının anlaşılması gerekmektedir.

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikof (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metodlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak bir direk yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur.

Sonlu elemanlar terimi, ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telaffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir. İlk gerçek kabuk elemanlar eksensel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome 1963), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanlar izlemiştir. (Gallagher – 1969).

Araştırmacılar 1960'lı yılların başlangıcında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metodu ile stabilize analizi ise, ilk olarak Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik

problemler de sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmeye başlandı. Zienkiewicz ve diğerleri (1966), ve Koenig ve Davids (1969), 1943 yılında ise Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise, metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı suların akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970 li yılların başlarından itibaren ortaya çıkmıştır. 1980 li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 lı yılların ortaları itibariyle de sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak kırk bin makale ve kitap yayınlanmıştır.

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade, daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı, ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı, akışkan problemlerinde ise, akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur.

Sonlu elemanlar metodunda yapı davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar nod adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde, bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen problemlere bağlı olarak, bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu hale getirmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminde temel fikir, sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektir ki buda genellikle polinomlar ile olur. Bunun anlamı

bir eleman içerisinde hesaplanmak istenen büyüklüğün örneğin deplasmanın değeri, o elemanın nodlarındaki değerinin enterpolasyonu ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bu varyasyon el prensip kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi;

$$[K] \cdot [D] = [R] \quad (6.1)$$

şeklinindedir. Burada $[D]$ büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, $[R]$ bilinen yük vektörü, ve $[K]$ ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde ise rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.

Bilim adamları ve mühendisler, alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkânsız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşmışlardır. Örneğin bir dış kuvvet akımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünelim. Bu kuvvetlere cismin kesin tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir kapalı form çözümünü aramak zorundayız. Bununla birlikte genellikle kompleks geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı ölçüde zor ve çoğunlukla imkânsızdır. Bu tür problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Bu tür problemlerin çözümünde kullanılan çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu elemanlar da bunlardan biridir. Sonlu elemanlar metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir.

Bu metotta daha öncede değinildiği üzere cisim sonlu sayıda elemana ayrıldığı düşünülür. Zira metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda $n = 1,2,3$ boyuta sahipse n -bo Bir boyutlu cisimler düğümlerle, iki boyutlu cisimler çizgilerle, üç boyutlu cisimler de düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılırlar. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki ya da üç boyutlu elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi, farklı şekillerde de olabilirler. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır.

Özetlenir ise, verilen bir problemin sonlu eleman metodu ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekmektedir:

- * Cismin bir sonlu eleman modeli halinde parçalanması ya da bölünmesi.
- * Cismi temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisinin ve diğer özelliklerinin açıklanması
- * Tümel direngenlik matrisinin ve tümel kuvvet vektörünün toplanması
- * (δ) yı tayin etmek için belirlenmiş sınır şartları ile çözümünün sağlanması
- * Hesaplanan düğüm yer değiştirmeleri için zorlanmaların ve gerilmelerin hesaplanması.

Uygulamada bilimsel ve mühendislik problemlerinde genellikle büyük $[K]$ matrisleri doğar. Bu nedendir ki $[K](\delta) = (P)$ denklemini çözmek bilgisayar kullanımını kaçınılmaz hale getirir. Yukarıdaki işlemleri basit hale getirmek için programlar yazılabilir. Gerçekten sonlu eleman metodu, otomatik hesaplamayla birleştirmekle çözümü çok daha zor hatta imkânsız karmaşık fizik problemleri hassas olarak çözmekte çok etkin ve zarif bir araç oluşturur.

Diğer sayısal metotlar, özellikle sonlu farklar metodu daha eski ve güvenilir olduğu halde, sonlu eleman metodu kullanımı tercih edilmektedir. Bunun nedeni ise bu yöntemin diğer yöntemlerden farklı olarak onu üstün kılan başlıca özelliklerinin olmasıdır. Bunları kısaca özetleyecek olursak:

- Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerin esnekliği nedeni ile verilen bir cismi eksiksiz temsil edebilir ve hatta çok karmaşık olan bir cisimde daha güvenilir olabilir.
- Çok bağlantılı bölgeler veya köşeleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
- Değişik malzeme veya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometrik ve malzeme non-lineeriteleri, kalıtsal olsa bile malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.
- Sebep sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler veya yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılabilmesini ve çözülebilmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanır.

- Sonlu elemanlar metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam , alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplayabilmek için çok etkin bir şekilde kullanılmaktadır.
- Yöntem analitik ve deneysel incelemelerde daha hassas sonuçlar verir.

6.2. Modelin Oluşturulması

Yapılan çalışmada önden çekerli bir Avrupa motorlu ticari araç seçilmiştir. Bu araç Türkiye yol şartlarında sürüleceği ve yakıtı Türkiye’de alacağı düşünülerek, gerekli sınır şartları belirlenmiştir . Bu araçta iyi bir yakıt sirkülasyonu sağlanabilmesi için ek takılacak yakıt filtresine motor bölgesinde tüm araç paketi kontrol edilerek uygun bir lokasyon seçilmiştir.

Çalışmada kullanılmak üzere bir adet standart , reçineli kâğıtlı yakıt filtresi CAD çalışmalarında kullanılmak üzere modellenmiştir. (Bkz Şekil 6.1)



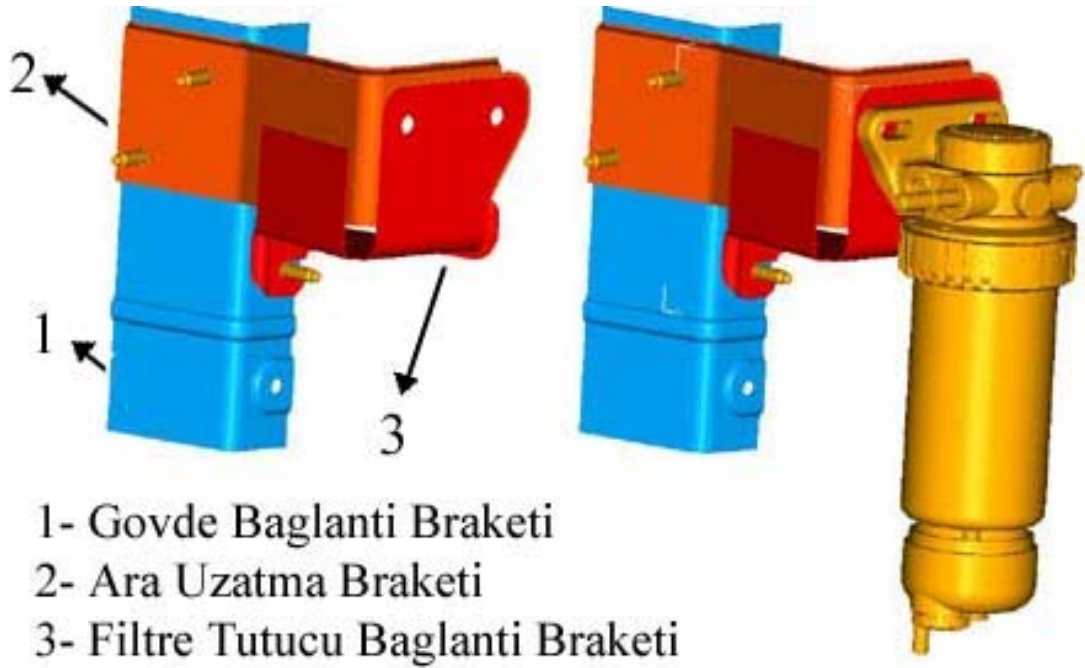
Şekil 6.1 Standart bir kâğıt elemanlı yakıt filtresi CAD modeli

Bağlantı braketi için motor kompartımanında bulunan bölgede bulunan, borular , teller , tesisatlar ve diğer araç parçaları paketi düşünöldüğünde en uygun yer olan sol

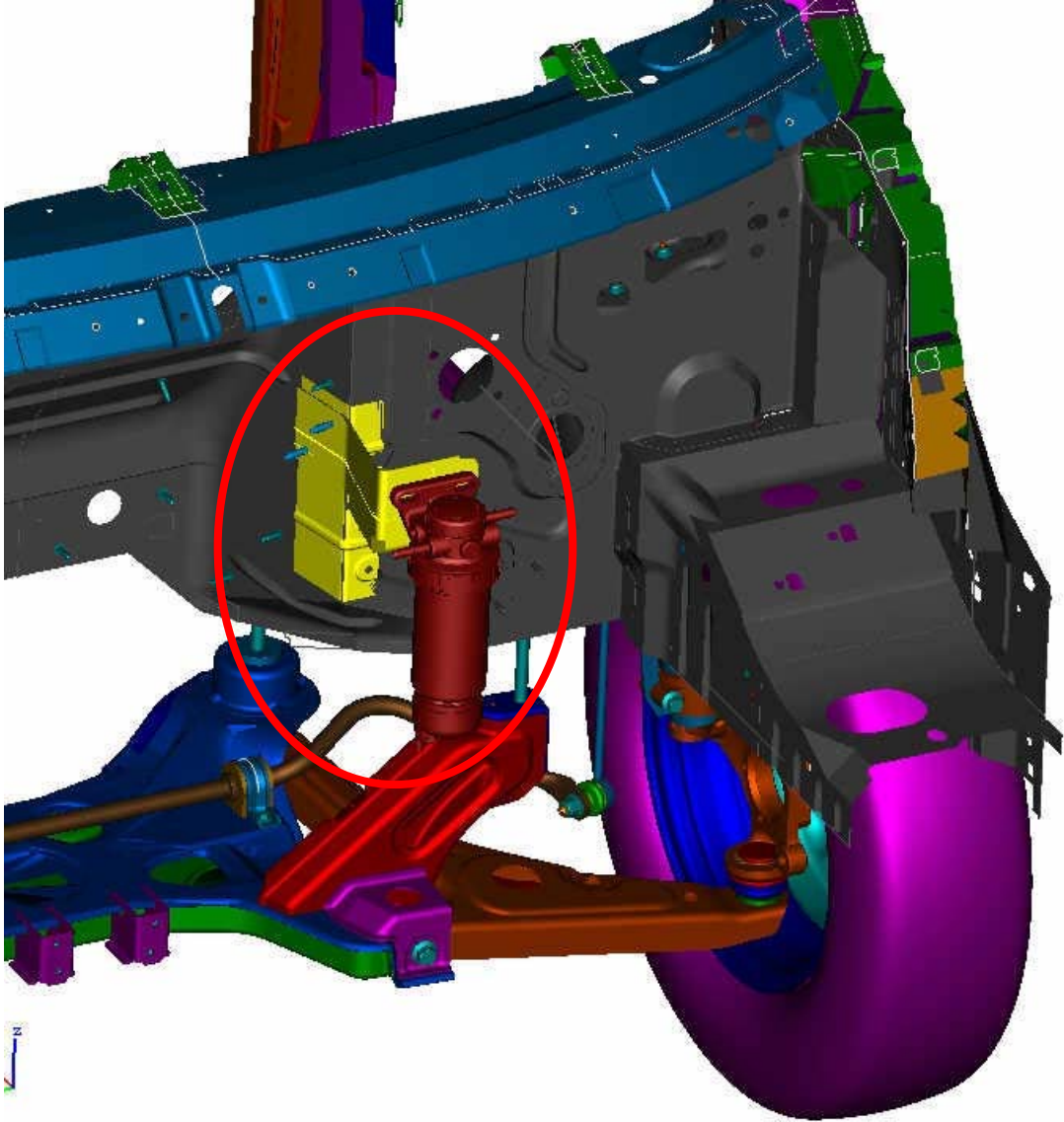
üst teker ön göğüs üzerinde bir bölge seçilmiştir. Bu bölge seçilirken ileriki bölümlerde aşağıdaki analizler yapılmıştır;

- Filtrenin 1.3 kg ağırlığında olduğu varsayılarak bağlantı braketinin dayanım analizi
- Bağlantı braketinin gövde üzerine tutturulduğu kaynak bölgesinin analizi
- Filtre'nin titreşim anında motor bölgesinde çevre boru, tesisat vs gibi parçalara olan mesafesindeki değişimler
- Aracın hareketinden ötürü oluşabilecek titreşimler için bazı optimum sınır şartlarına göre titreşime karşı dayanım ve yorulma analizi yapıldı

Bu kriterlere uygun çalışma yapılmak üzere bir bağlantı braketini tasarımı yapılmıştır. Ulaşılan en son tasarıma ait bağlantı şekli aşağıdaki gibidir. (Bkz. Şekil 6.2)



Şekil 6.2 Filtre bağlantı braketini tasarımı ve parçaları

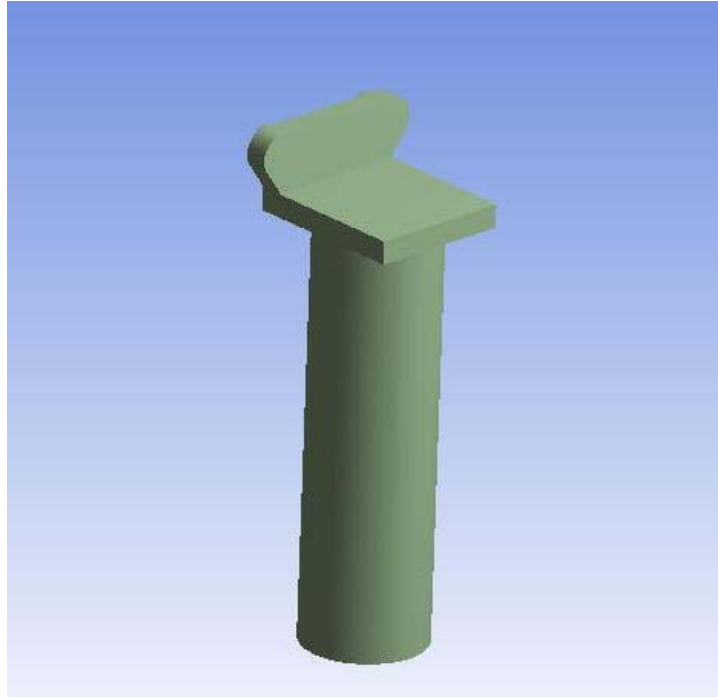


Şekil 6.3 Yakıt filtresinin araç motor bölgesindeki paketlendiği lokasyon

Bağlantı braketi temel olarak 3 Ana parçanın birbirine punta kaynağı ile kaynatılmasından meydana gelmektedir (Bkz Şekil 6.2) . Birinci parça, Gövde üzerinde hazır bulunan veya sonradan eklenebilir saplamalar üzerinden 3 noktadan M6 somun ile bağlanacak şekilde 3 adet delik içermektedir . Ayrıca ekstra bir delik ileriki çalışmalarda analiz sırasında olası çatlaklar ve gerilmelere tedbir olarak kullanılmak üzere emniyet bağlantısı olarak hazır parça üzerinde çizildi.

6.3. Modellerin Tasarlanması

Yapılan çalışmada ANSYS programının çözüme daha kısa yoldan ve gerçekte bire bir aynı sonucu verebilecek şekilde ulaşmasını sağlamak amacı ile sistemin Tasarımı I-DEAS 10 CAD programı ile yapılmıştır. Ağırlık olarak yaklaşık 1.3 kg olan filtrenin aynı ağırlık merkezine , hacim ve ağırlığına sahip basit modeli oluşturulmuştur. (Bkz. Şekil 6.4)



Şekil 6.4 Filtre'ni Ansys programında kullanılacak basit modeli

Araçta filtrenin bağlanacağı bölgedeki yakıt hortumları ve tesisat kablolarından ötürü filtrenin bağlanacağı gövde üzerindeki bölge ile braket arasında belli bir mesafe olması koşulu göz önünde olarak ilk bir tasarım yapılmıştır. Oluşturulacak modellerin her birine Model-1 , Model-2 ...vs. şeklinde isimler verilmiştir. Her bir model bir öncekine göre geliştirilerek tasarlanmıştır.

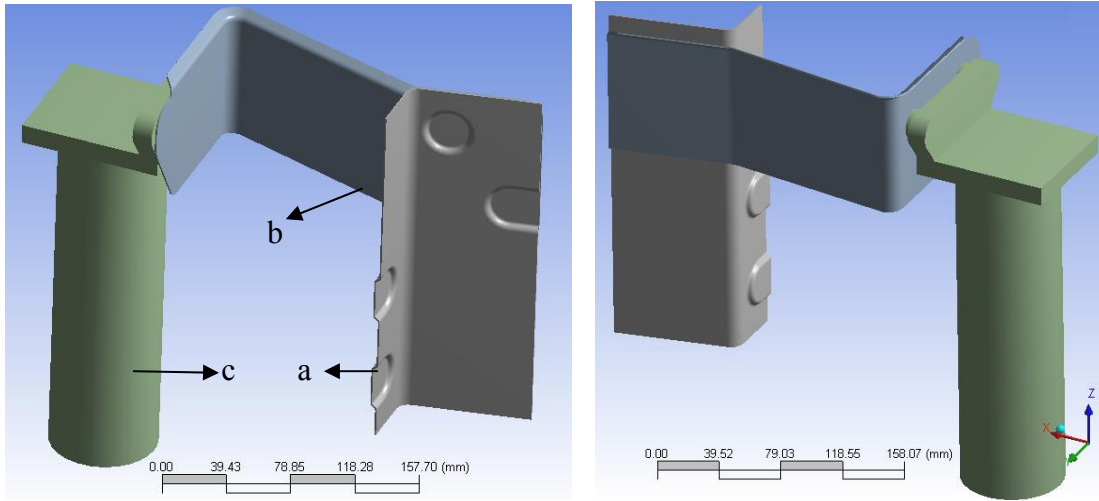
Bu tasarımlar yapılırken malzemelerin mekanik yapılarına iyileştirme sağlayan iki faktör temel olarak alınmıştır ;

- a- Braket kalınlığı
- b- Braketin kaburgalı konstrüktif yapıli olup olmaması

6.3.1. Model-1'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar

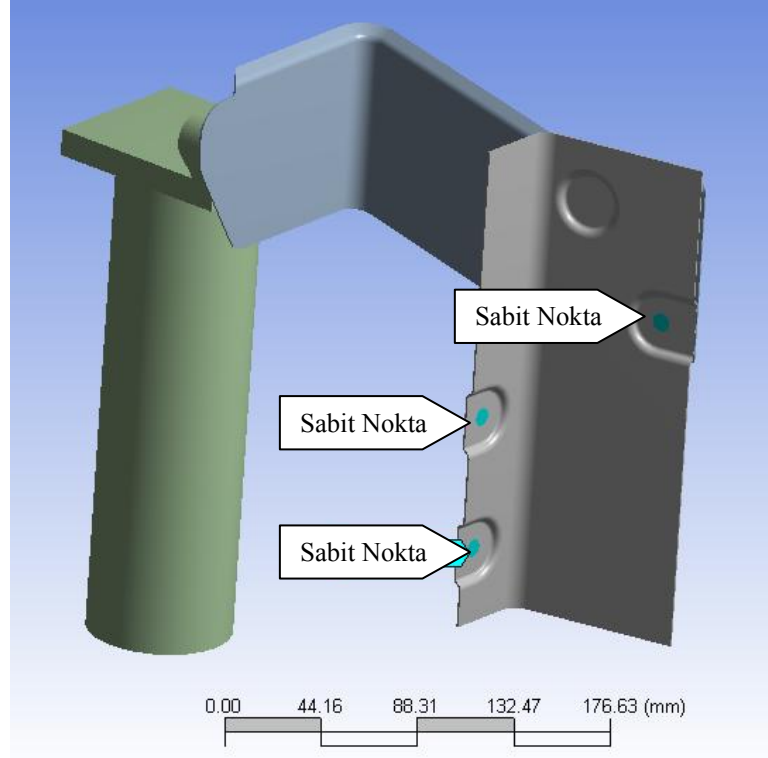
Birinci model toplam 3 farklı geometriden oluşturulmuştur. ;

- a- Gövde bağlantı braketi
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm
- b- Gövde-Filtre arası uzatma braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm
- c- Filtre
Ağırlık : 1.3 kg



Şekil 6.5 Mode-1 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü

Tasarlanan model gövde üzerine 3 noktadan punta kaynağı ile kaynatılacağı varsayılarak model hazırlanmış ve bu bölgeler punta kaynağı atılması için çöktürme yapılarak gösterilmiştir.(Bkz Şekil 6.6) ANSYS programında bu bölgelerin gövde üzerinde kaynaklı sabit noktalar olarak gösterimini sağlayan “FIXED SUPPORT” modülünü kullanarak bu bölgeler sabit kaynaklı olarak tanımlanmıştır (Bkz Şekil 6.6).



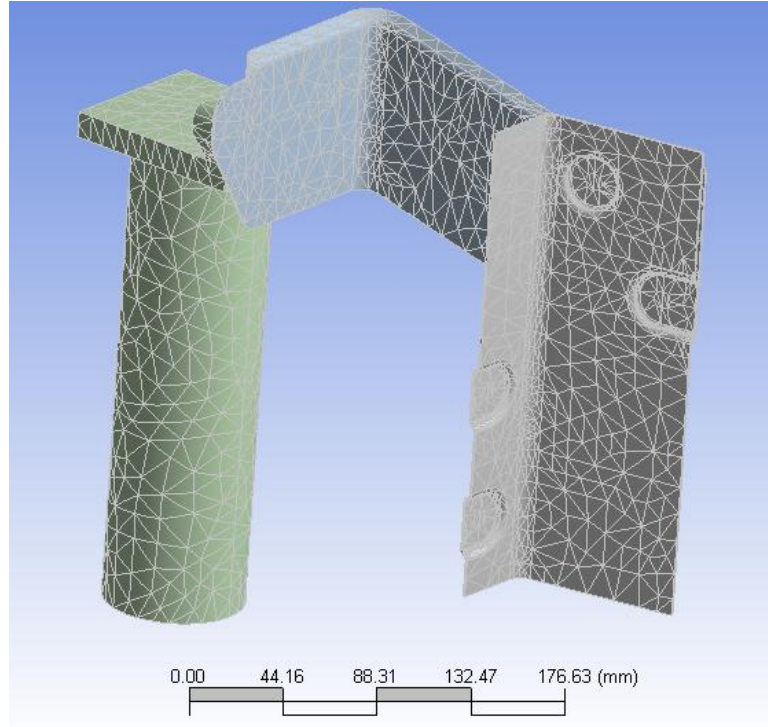
Şekil 6.6 Model-1'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim

Analize esas olan braketlerin malzeme bilgileri aşağıdaki şekilde ERDEMİR çelik katalogundan alınarak ANSYS'de malzeme bilgi kısmına girilmiştir. (Bkz. Tablo 6.1)

Tablo 6.1 Kullanılan saca ait malzeme özellikleri

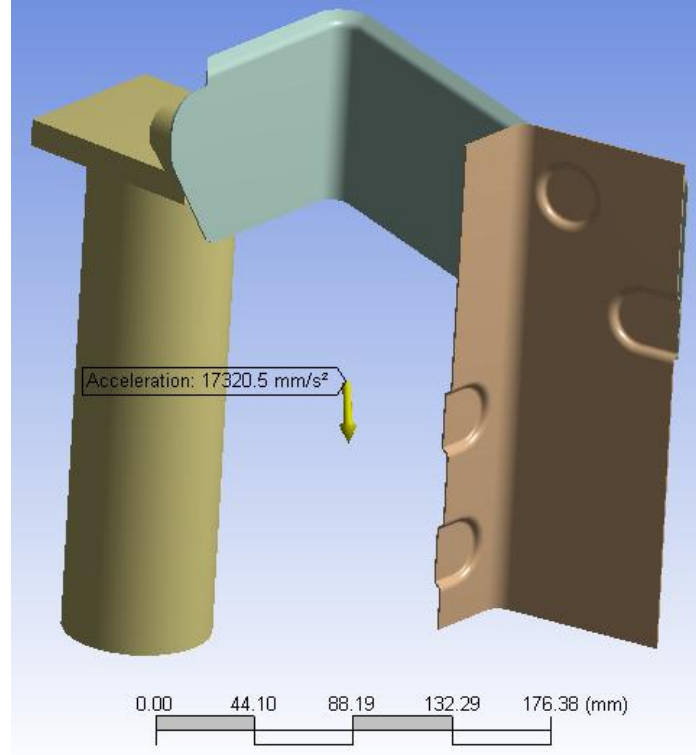
Malzeme Özelliği	Değeri
Akma	250.0 MPa
Yoğunluk	7.85×10^{-6} kg/mm ³
Tokluk	0.2
Poisson Oranı	0.25
Young Modülü	200,000.0 MPa
Isıl Genleşme	1.2×10^{-5} 1/°C

Malzeme tüm sınır şartlar girildikten sonra ANSYS programında parçanın Mesh modeli oluşturması 8mm eleman aralığı öngörüsü ile oluşturulmuştur. (Bkz Şekil 6.7) . Oluşan kafes yapıda 12193 eleman ve 22697 düğüm bulunmaktadır.



Şekil 6.7 Model-1'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı

Elde edilen sonlu eleman modeli incelenip analiz için her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiştir. Bu modele yapılacak gerilme ve modal analizlerde kullanılmıştır. Ayrıca 6 adet farklı doğal frekans bulunması için yapılacak modal analizlerde gerekli olan ivme sınır şartı model üzerinde tanımlanmıştır. Kabul edilen değer ticari araçlara sürüş testinde kullanılan pist üzerinde alınmış en derin çukura ait ivme verisidir. Bu değer ortalama olarak a ivme değeri ($10,000.0 \text{ mm/s}^2$ x, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ y, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ z) eksenlerinden oluşan ve değeri $17,320.51 \text{ mm/s}^2$ olan bir ivme vektörüdür (Bkz Şekil 6.8) .



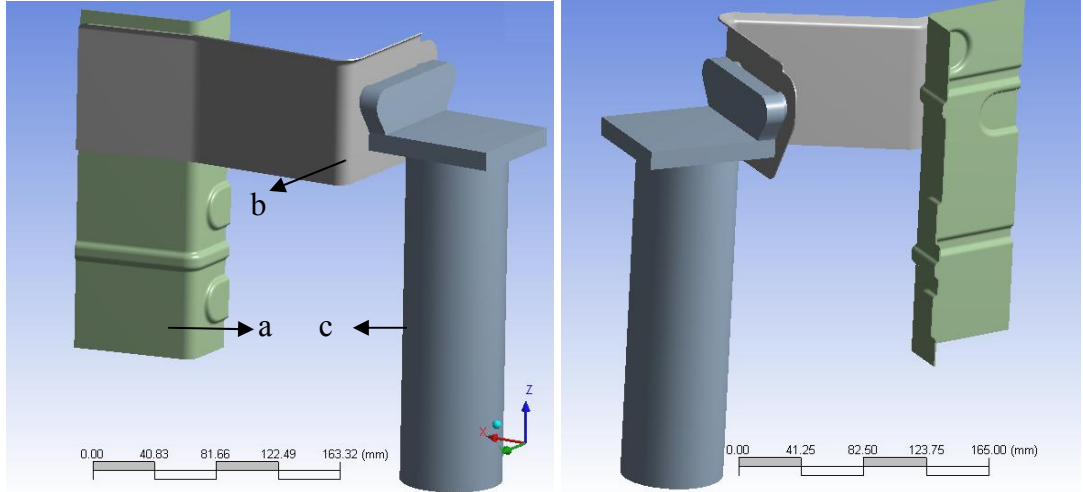
Şekil 6.8 Model-1'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörel gösterimi

6.3.2. Model-2'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar

Birinci Model üzerinde yapılan analiz verileri alındıktan sonra gövdeye olan bağlantı braketi üzerine genel yapıyı güçlendirmek için iki adet yatay kaburga eklenmiştir.

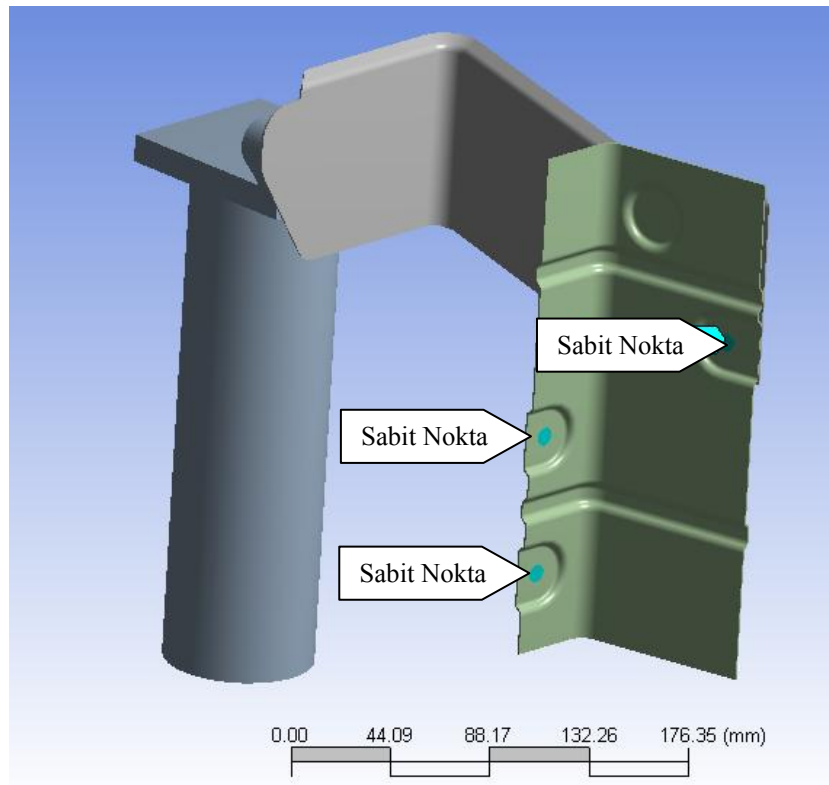
İkinci model toplam yine 3 farklı geometriden oluşturulmuştur. ;

- a- Gövde bağlantı braketi (ekstra kaburga eklenmiş parça)
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm
- b- Gövde-Filtre arası uzatma braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm
- c- Filtre
Ağırlık : 1.3 kg



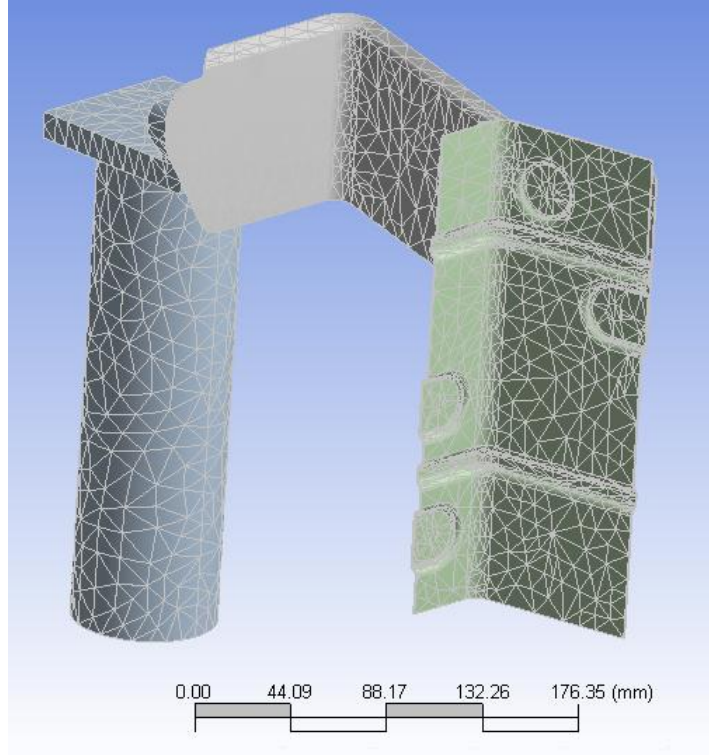
Şekil 6.9 Model-2 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü

İlk modelde olduğu gibi gövde üzerine punta kaynağı atılan bölgeler için sabit nokta tanımlaması yapılmıştır (Bkz Şekil 6.10).



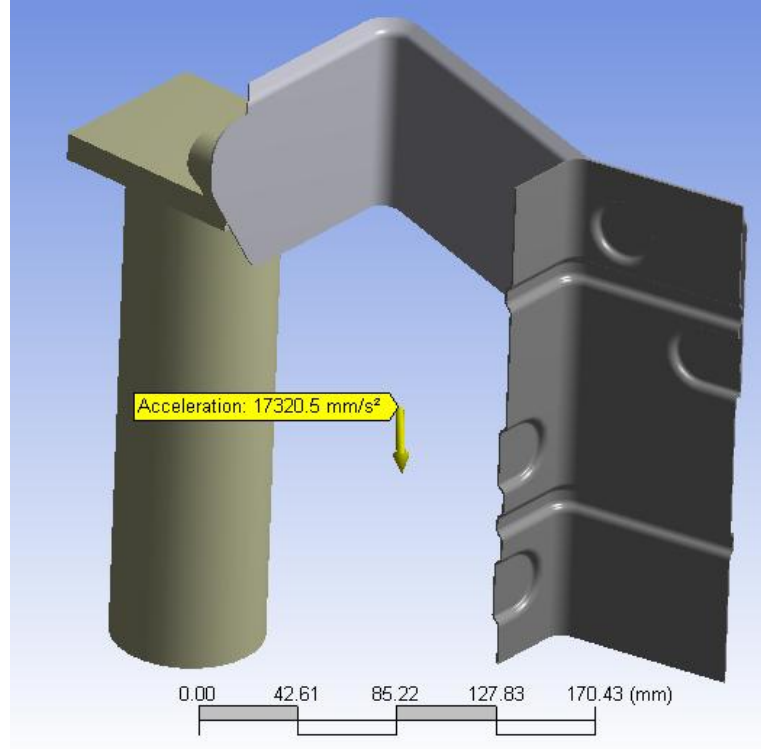
Şekil 6.10 Model-2'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim

Yine birinci modelde olduğu gibi 8mm eleman boyutu kullanılarak modelin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Oluşan kafes yapıda 14010 eleman ile 26293 düğüm bulunmaktadır. (Bkz Şekil 6.11)



Şekil 6.11 Model-2'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı

Elde edilen sonlu eleman modeli incelenip analiz için her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiştir. Bu modele yapılacak gerilme ve modal analizlerde kullanılmıştır. Ayrıca 6 adet farklı doğal frekans bulunması için yapılacak modal analizlerde gerekli olan ivme sınır şartı model üzerinde ilk modelde olduğu gibi aynı değerde tanımlanmıştır ($10,000.0 \text{ mm/s}^2$ x, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ y, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ z) eksenlerinden oluşan ve değeri $17,320.51 \text{ mm/s}^2$ olan bir ivme vektörüdür (Bkz Şekil 6.12) .



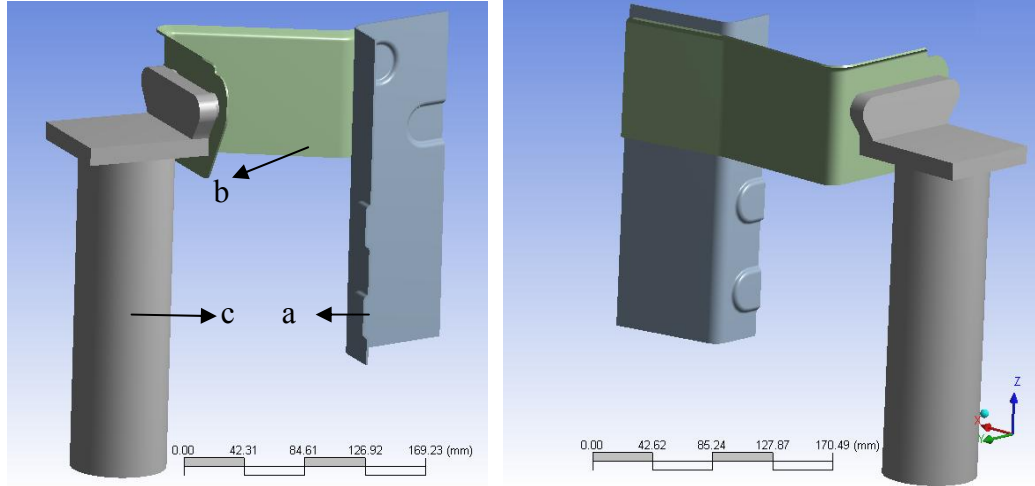
Şekil 6.12 Model-2'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi

6.3.3. Model-3'ün tasarım özellikleri ve sınır şartlar

İkinci model üzerinde yapılan analiz verileri alındıktan sonra gövdeye olan bağlantı braketi üzerine genel yapıyı güçlendirmek için kalınlık artırması yoluna gidilmiştir.

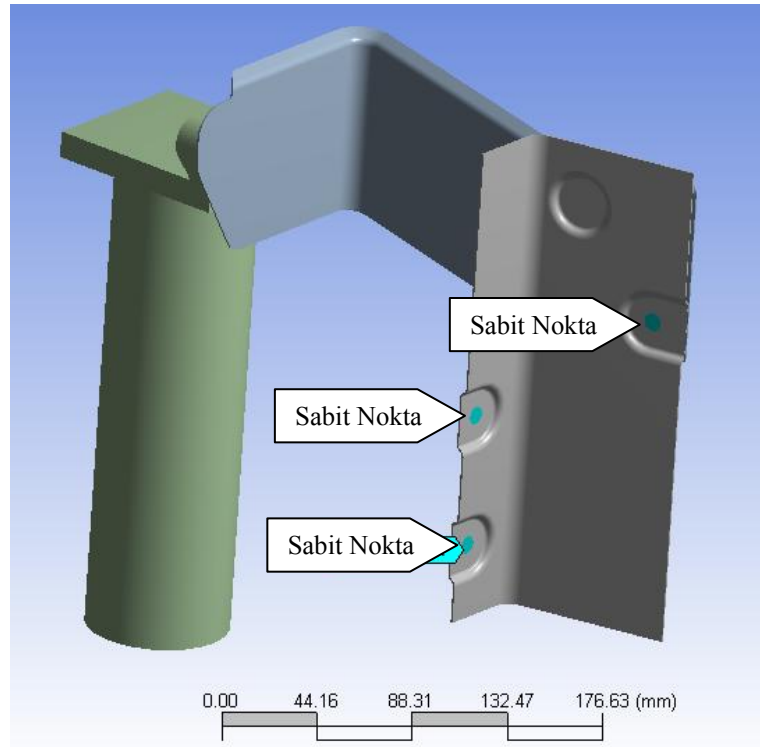
Üçüncü model toplam yine 3 farklı geometriden oluşturulmuştur. ;

- a- Gövde bağlantı braketi
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.5 mm
- b- Gövde-Filtre arası uzatma braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.5 mm
- c- Filtre
Ağırlık : 1.3 kg



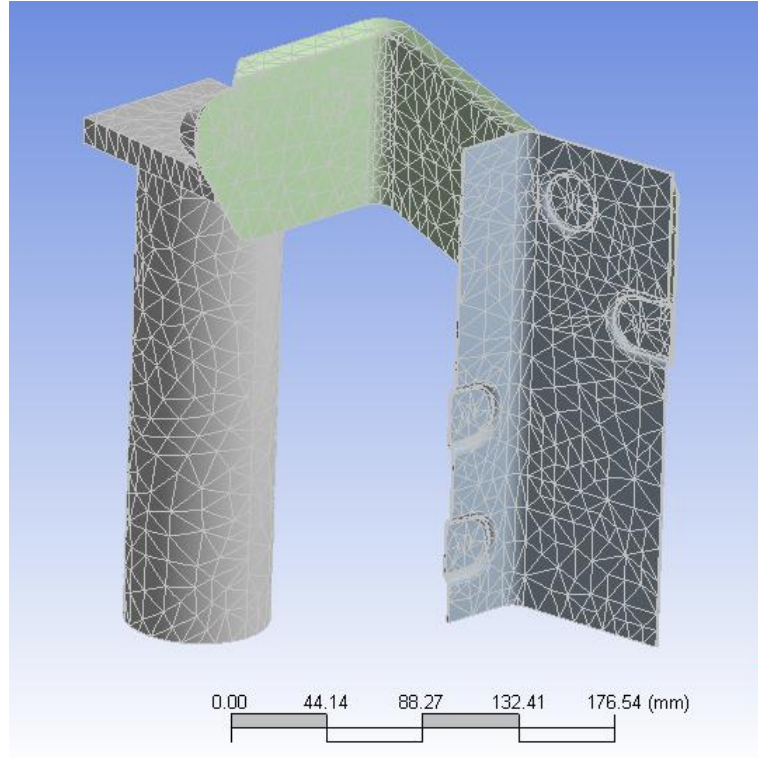
Şekil 6.13 Model-3 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü

İlk modelde olduğu gibi gövde üzerine punta kaynağı atılan bölgeler için sabit nokta tanımlaması yapılmıştır (Bkz Şekil 6.14).



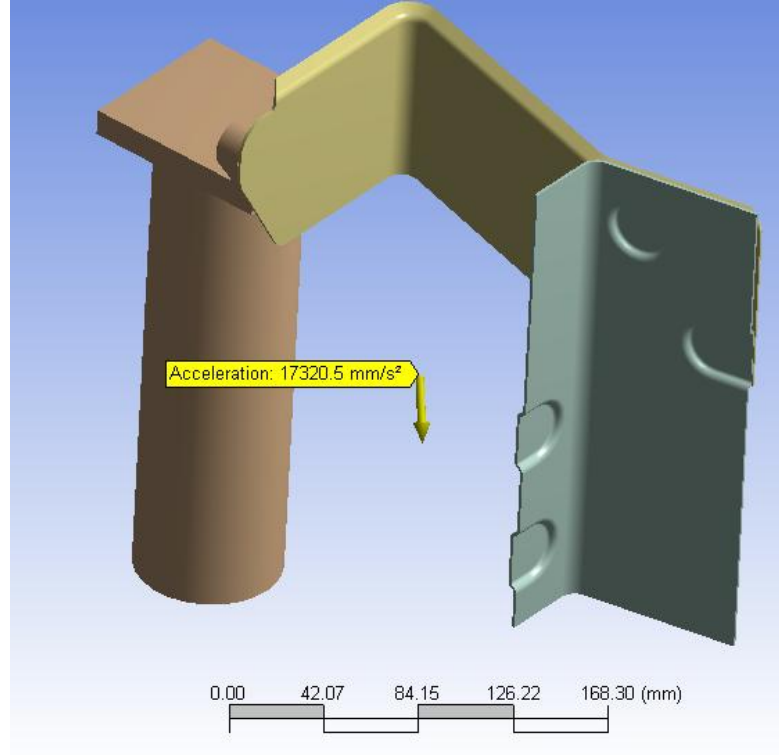
Şekil 6.14 Model-3'ün gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim

Yine birinci modelde olduğu gibi 8mm eleman boyutu kullanılarak modelin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Oluşan kafes yapıda 14533 eleman ile 27580 düğüm bulunmaktadır. (Bkz Şekil 6.15)



Şekil 6.15 Model-3'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı

Elde edilen sonlu eleman modeli incelenip analiz için her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiştir. Bu modele yapılacak gerilme ve modal analizlerde kullanılmıştır. Ayrıca 6 adet farklı doğal frekans bulunması için yapılacak modal analizlerde gerekli olan ivme sınır şartı model üzerinde ilk modelde olduğu gibi aynı değerde tanımlanmıştır ($10,000.0 \text{ mm/s}^2$ x, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ y, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ z) eksenlerinden oluşan ve değeri $17,320.51 \text{ mm/s}^2$ olan bir ivme vektörüdür (Bkz Şekil 6.16).



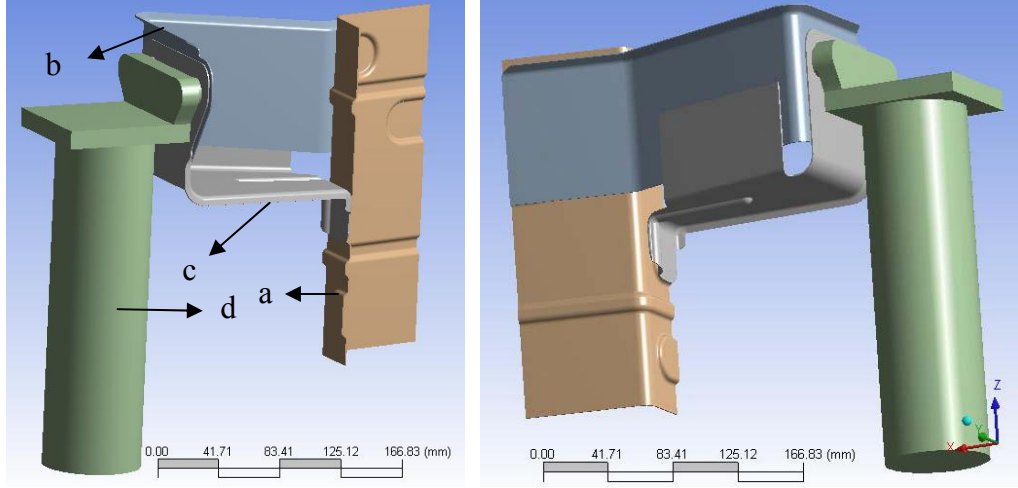
Şekil 6.16 Model-3'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi

6.3.4. Model-4'ün tasarım özellikleri ve sınır şartlar

Üçüncü model üzerindeki analiz verileri alındıktan sonra daha önce de çıkan verilere istinaden sadece kalınlık artırımından alınan kazanç istenilen değerlere ulaşmadığı için model oluşan momenti azaltıcı yönde yeni bir braket tasarımı yapılarak eklenmiştir. Dördüncü model toplam 4 farklı geometriden oluşturulmuştur. ;

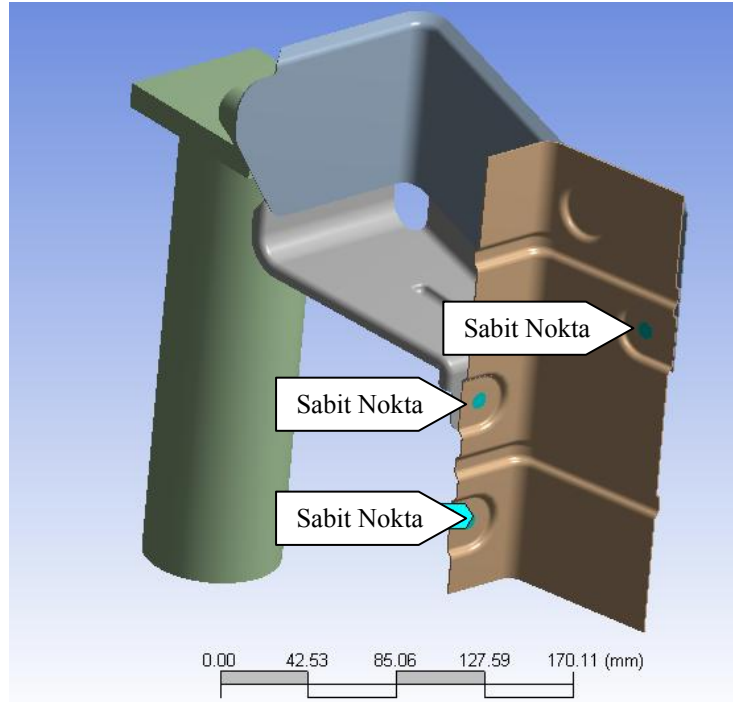
- a- Gövde bağlantı braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0mm
- b- Gövde-Filtre arası uzatma braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm
- c- Gövde-Filtre ek bağlantı braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.0 mm

- d- Filtre
Ağırlık : 1.3 kg



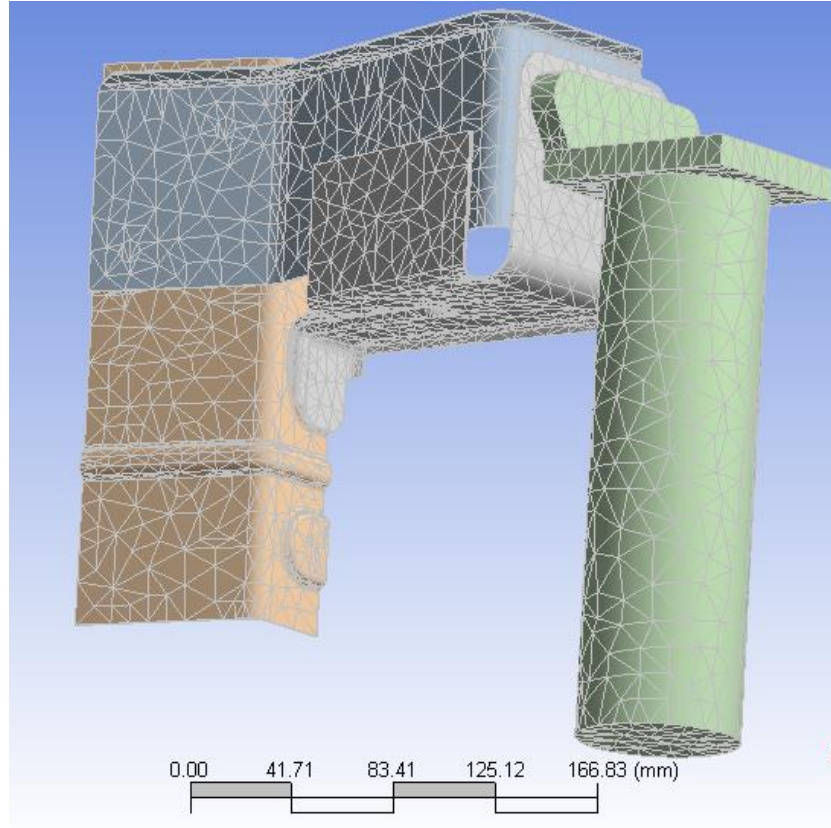
Şekil 6.17 Model-4 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü

İlk modelde olduğu gibi gövde üzerine punta kaynağı atılan bölgeler için sabit nokta tanımlaması yapılmıştır (Bkz Şekil 6.18).



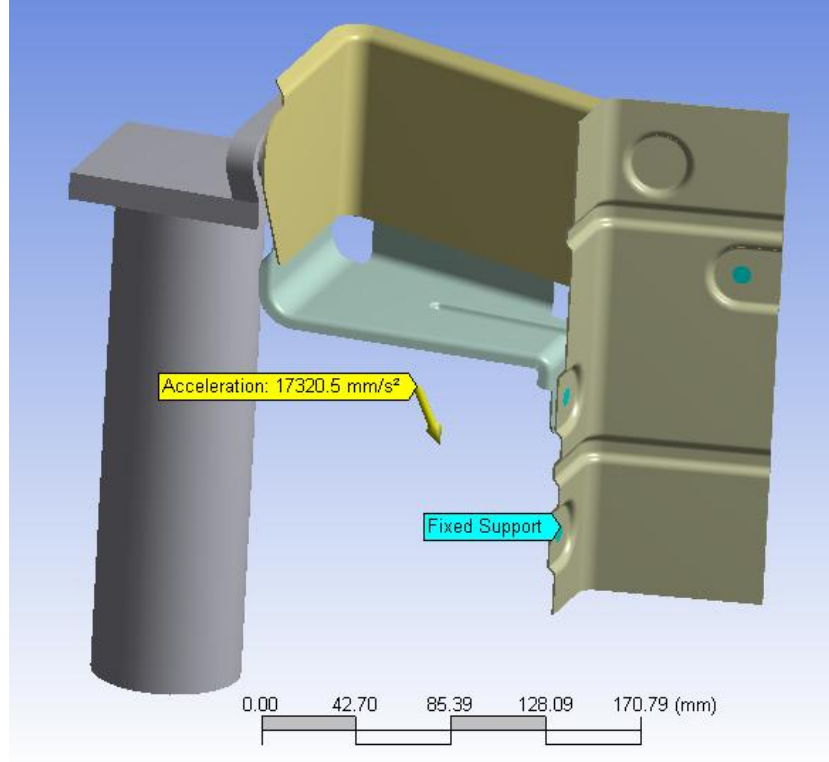
Şekil 6.18 Model-4'ün gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim

Yine birinci modelde olduğu gibi 8mm eleman boyutu kullanılarak modelin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Oluşan kafes yapıda 18053 eleman ile 34579 düğüm bulunmaktadır. (Bkz Şekil 6.19)



Şekil 6.19 Model-4'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı

Elde edilen sonlu eleman modeli incelenip analiz için her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiştir. Bu modele yapılacak gerilme ve modal analizlerde kullanılmıştır. Ayrıca 6 adet farklı doğal frekans bulunması için yapılacak modal analizlerde gerekli olan ivme sınır şartı model üzerinde ilk modelde olduğu gibi aynı değerde tanımlanmıştır (10,000.0 mm/s² x, -10,000.0 mm/s² y, -10,000.0 mm/s² z) eksenlerinden oluşan ve değeri 17,320.51 mm/s² olan bir ivme vektörüdür (Bkz Şekil 6.20).



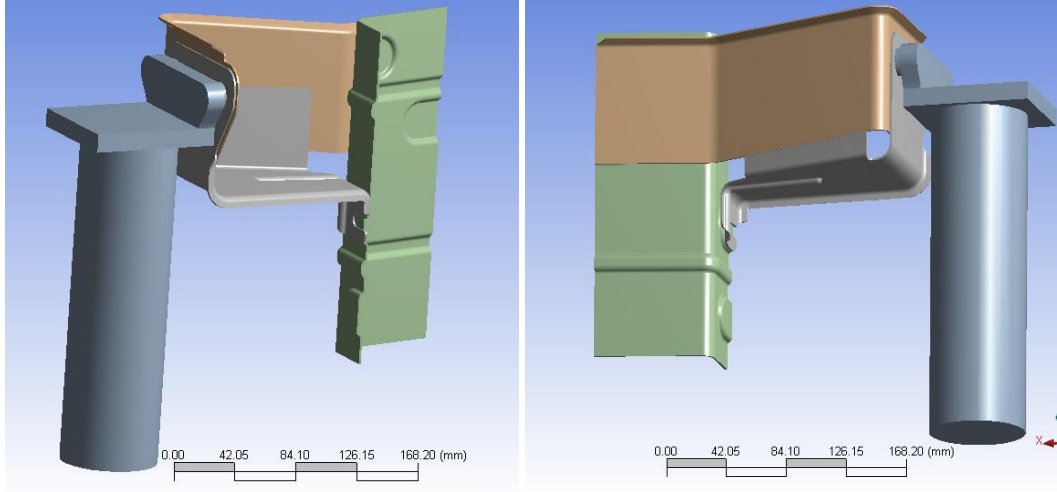
Şekil 6.20 Model-4'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi

6.3.5. Model-5'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar

Üçüncü model üzerindeki analiz verileri alındıktan sonra daha önce de çıkan verilere istinaden sadece kalınlık artırımından alınan kazanç istenilen değerlere ulaşmadığı için model oluşan momenti azaltıcı yönde yeni bir braket tasarımı yapılarak eklenmiştir. Beşinci model toplam 4 farklı geometriden oluşturulmuştur. ;

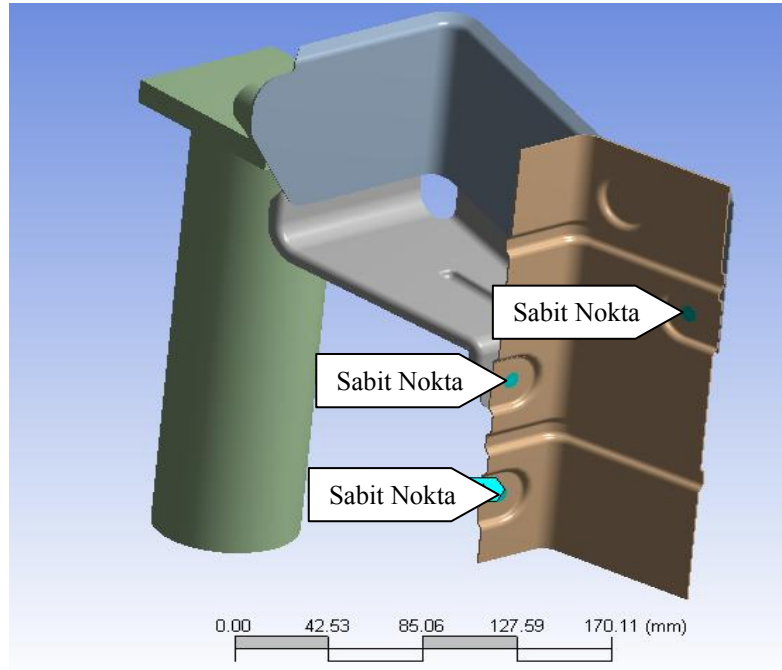
- a- Gövde bağlantı braketi
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.5mm
- b- Gövde-Filtre arası uzatma braket
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.5 mm
- c- Gövde-Filtre ek bağlantı braketi
Malzeme : Erdemir FeP06 250Mpa grade'li sac
Malzeme Kalınlığı : 1.5 mm

- d- Filtre
Ağırlık : 1.3 kg



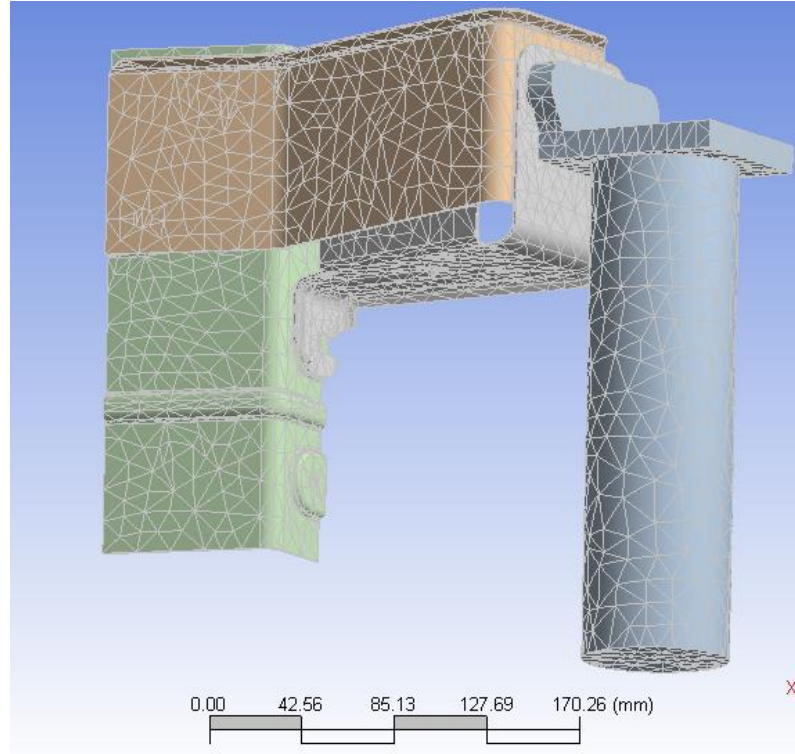
Şekil 6.21 Model-5 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü

İlk modelde olduğu gibi gövde üzerine punta kaynağı atılan bölgeler için sabit nokta tanımlaması yapılmıştır (Bkz Şekil 6.22).



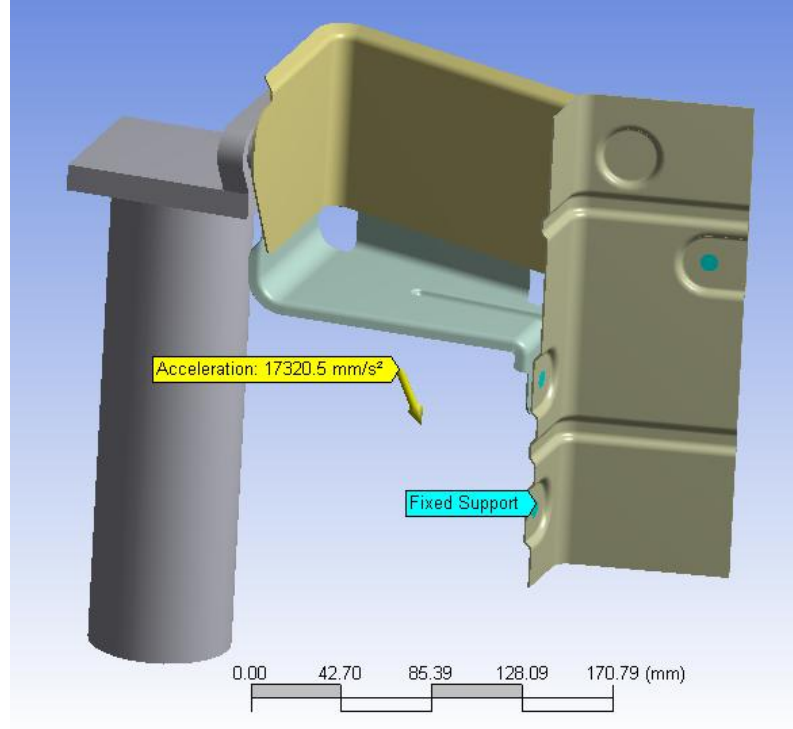
Şekil 6.22 Model-5'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim

Yine birinci modelde olduğu gibi 8mm eleman boyutu kullanılarak modelin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Oluşan kafes yapıda 15200 eleman ile 29084 düğüm bulunmaktadır. (Bkz Şekil 6.23)



Şekil 6.23 Model-5'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı

Elde edilen sonlu eleman modeli incelenip analiz için her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiştir. Bu modele yapılacak gerilme ve modal analizlerde kullanılmıştır. Ayrıca 6 adet farklı doğal frekans bulunması için yapılacak modal analizlerde gerekli olan ivme sınır şartı model üzerinde ilk modelde olduğu gibi aynı değerde tanımlanmıştır ($10,000.0 \text{ mm/s}^2$ x, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ y, $-10,000.0 \text{ mm/s}^2$ z) eksenlerinden oluşan ve değeri $17,320.51 \text{ mm/s}^2$ olan bir ivme vektörüdür (Bkz Şekil 6.24).



Şekil 6.24 Model-5'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörel gösterimi

ANSYS programında yapılan tüm bu 5 modelde çözüm analizleri ile ilgili olarak bir sonraki bölümde tüm sonuçlar sırasıyla gösterilmiştir. Alınan sonuçlara göre gerekli tedbirler alınarak doğru tasarım oluşturulmuştur.

BÖLÜM 7. ANALİZ SONUÇLARI VE İNCELEMELER

7.1. Giriş

Bu bölümde, bir önceki bölümde hazırlanmış ve tasarım aşamalarından bahsedilmiş modellere gerekli analizler uygulanarak sonuçlar sunulmuştur. Bu sonuçlar üzerinden tartışarak aşama aşama , incelemeler yapılmıştır.

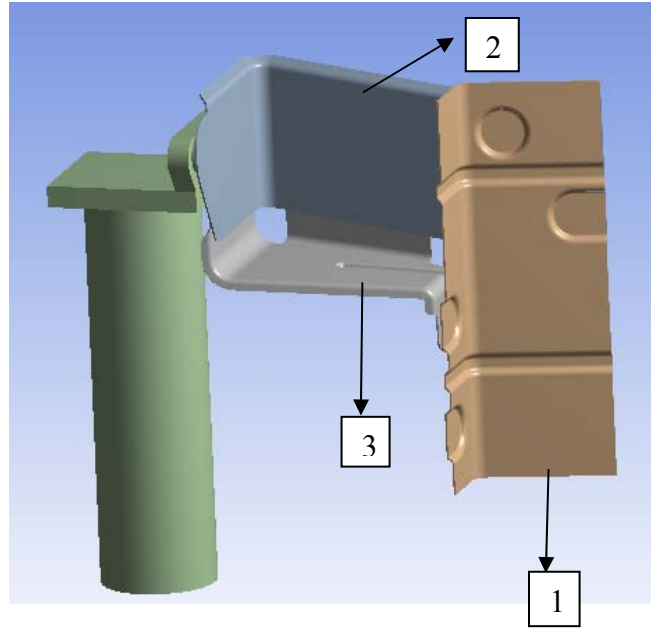
Yapılan her bir model için analizler yapılmış ve çıkan sonuçlara göre model geliştirilerek yapılan dinamik analiz ve gerilme analizleri tekrarlanarak doğru tasarıma ulaşılmıştır. Yapılan her analizde elde edilen bulgular yorumlanarak bir sonraki modelde değiştirilen faktörlere göre sonuçlardaki gelişmeler irdelenmiş ve sonuca yaklaşmak için model üzerinde gerekli tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır.

7.2. Modal ve Gerilme Analiz Sonuçları

Sınır şartlarına ve araç üzerinde kullanıma uygun tasarıma ulaşmak için toplamda 5 adet model hazırlanarak analizleri yapılmıştır. Modeller arası geçişlerde hangi faktörlerde ne kadar bir değişiklik yapıldığını Tablo 7.1 'de görebilirsiniz.

Tablo 7.1 Oluşturulan modellere ait değişen faktörler tablosu

MODEL	BRAKET 1		BRAKET 2		BRAKET 3	
MODEL 1	1.00MM	KABURGASIZ	1.00MM	KABURGASIZ	-	
MODEL 2	1.00MM	KABURGALI	1.00MM	KABURGASIZ	-	
MODEL 3	1.50MM	KABURGASIZ	1.50MM	KABURGASIZ	-	
MODEL 4	1.00MM	KABURGALI	1.00MM	KABURGASIZ	1.00MM	KABURGALI
MODEL 5	1.50MM	KABURGALI	1.50MM	KABURGASIZ	1.50MM	KABURGALI



Şekil 7.1 Tasarımı yapılan braketin genel gösterimi

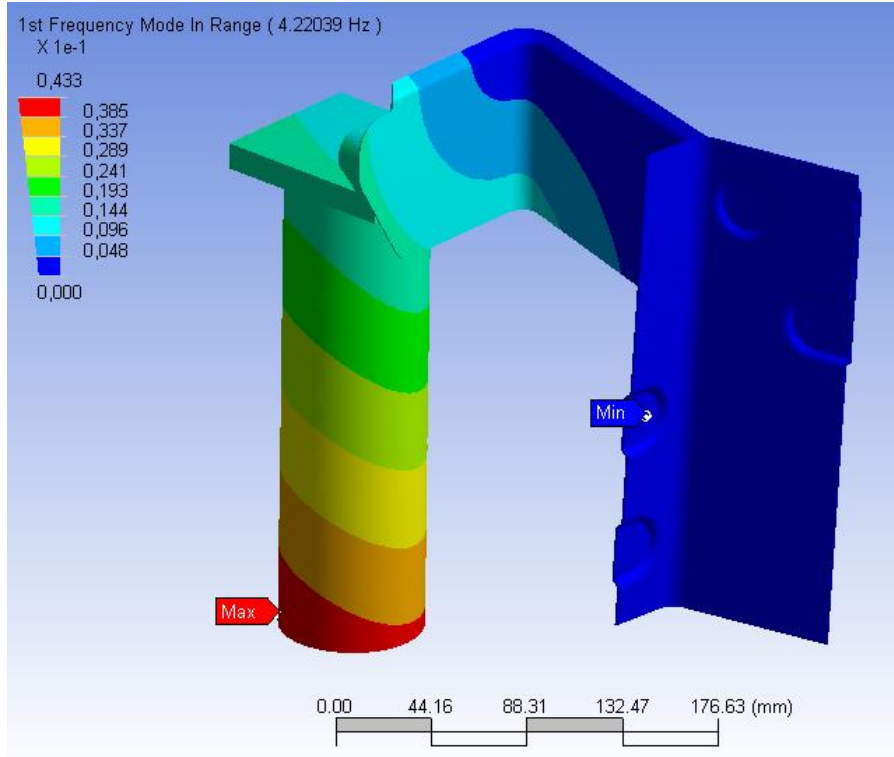
7.2.1. Model-1 'e ait Analiz Sonuçları

Tüm girilen sınır şartları ve yapılan sonlu eleman modeli üzerinde 6 frekans için modal analiz koşturuldu ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. (Bkz. Tablo 7.2)

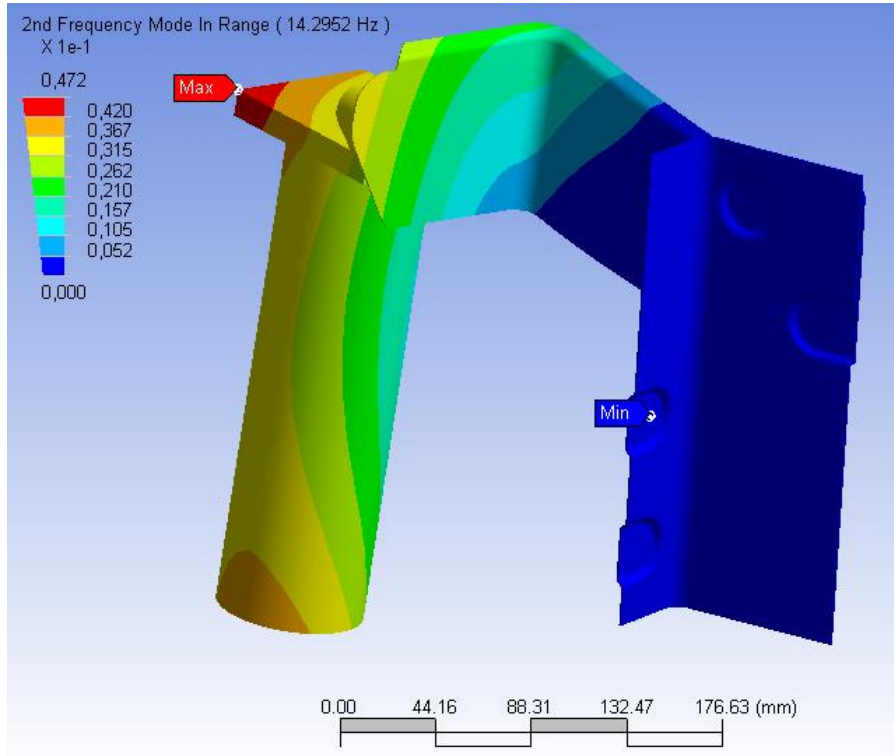
Tablo 7.2 Model-1'e ait modal analiz frekans değerleri

Doğal Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	4.22 Hz
2. Frekans	2	14.3 Hz
3. Frekans	3	32.01 Hz
4. Frekans	4	58.89 Hz
5. Frekans	5	103.65 Hz
6. Frekans	6	172.5 Hz

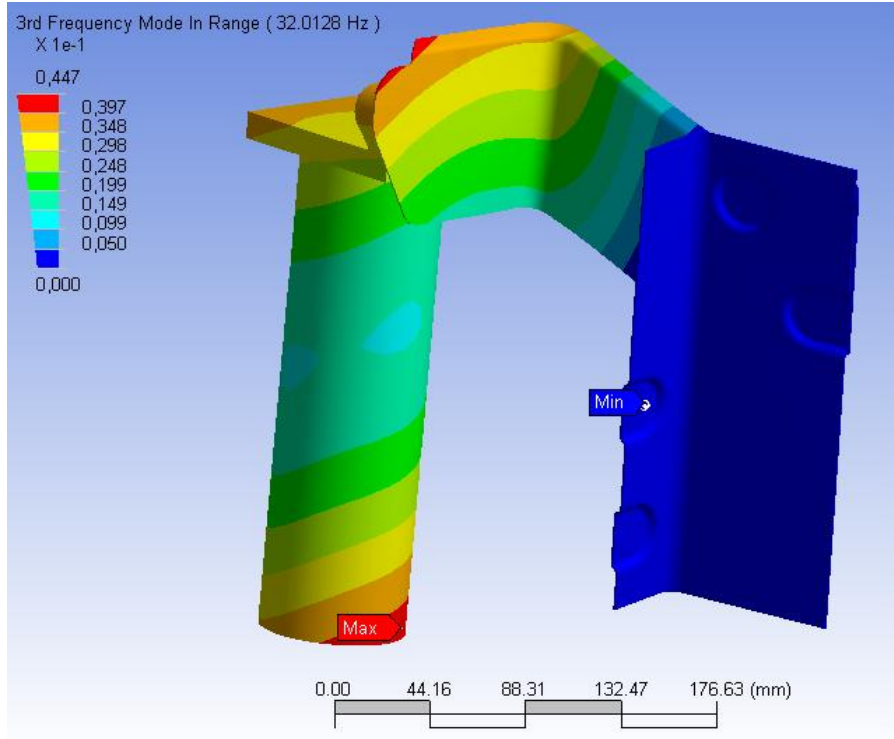
Ticari araçlarda yapılmış geçmiş testler ve kabul edilir sınır değerlerden elde edilmiş ortalama değer olarak 100Hz sınır değeri göz önüne alındığında bu alınan modal analiz sonuçları birinci frekanstan itibaren kritik bir özellik gösterdiği görülmüştür. Dolayısı ile bu tasarım kabul edilir bir seviyede olmadığı alınan analiz sonuçlarında da görülmektedir (Bkz. Şekil 7.2 – Şekil 7.7)



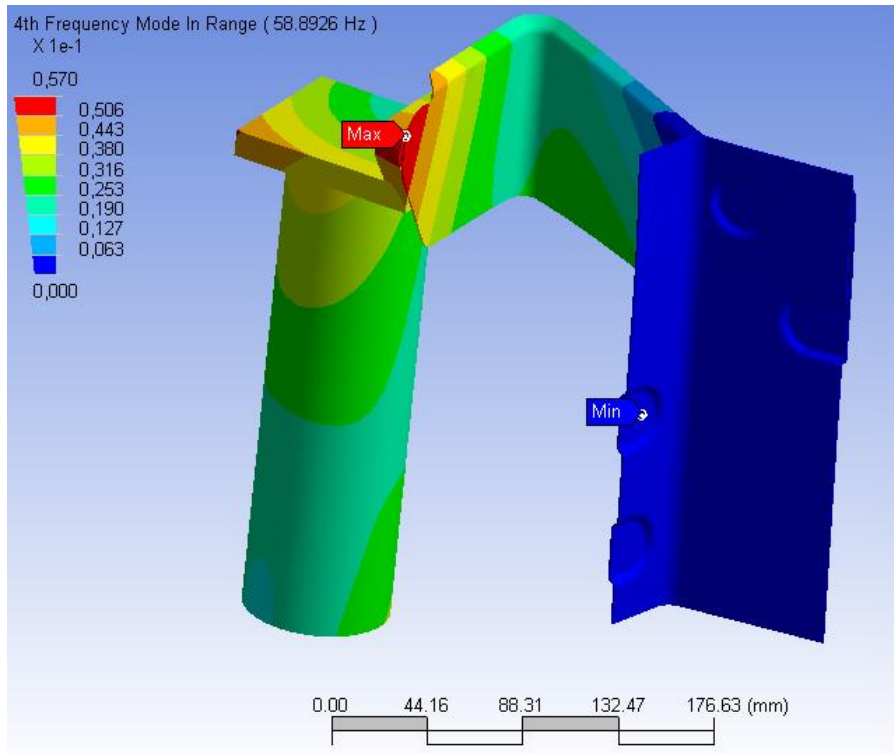
Şekil 7.2 Model-1'e ait 1. Frekans analiz sonucu



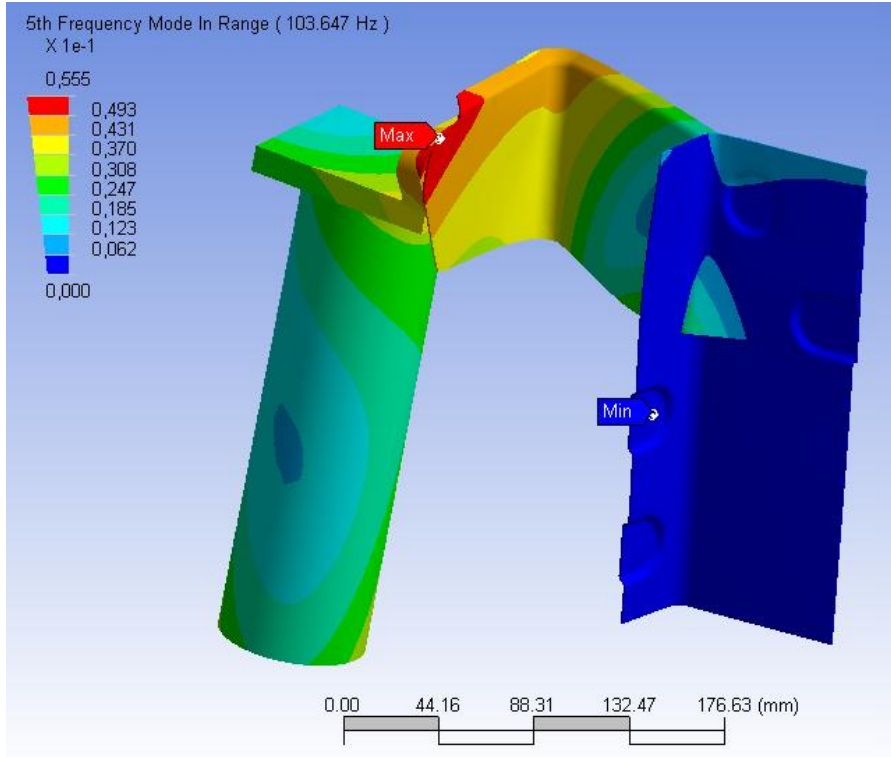
Şekil 7.3 Model-1'e ait 2. Frekans analiz sonucu



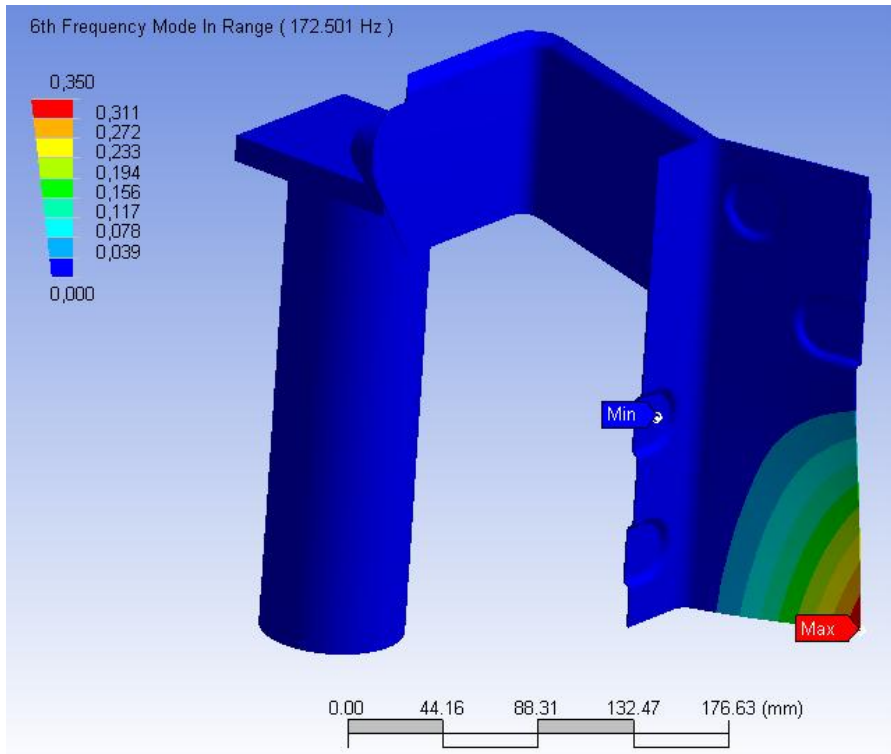
Şekil 7.4 Model-1'e ait 3. Frekans analiz sonucu



Şekil 7.5 Model-1'e ait 4. Frekans analiz sonucu

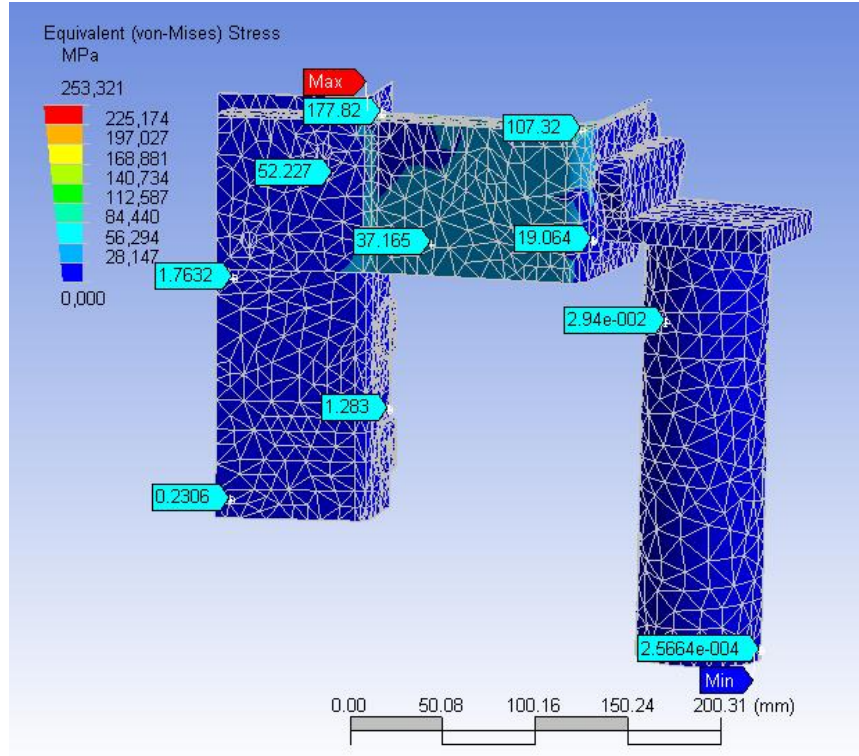


Şekil 7.6 Model-1'e ait 5. Frekans analiz sonucu



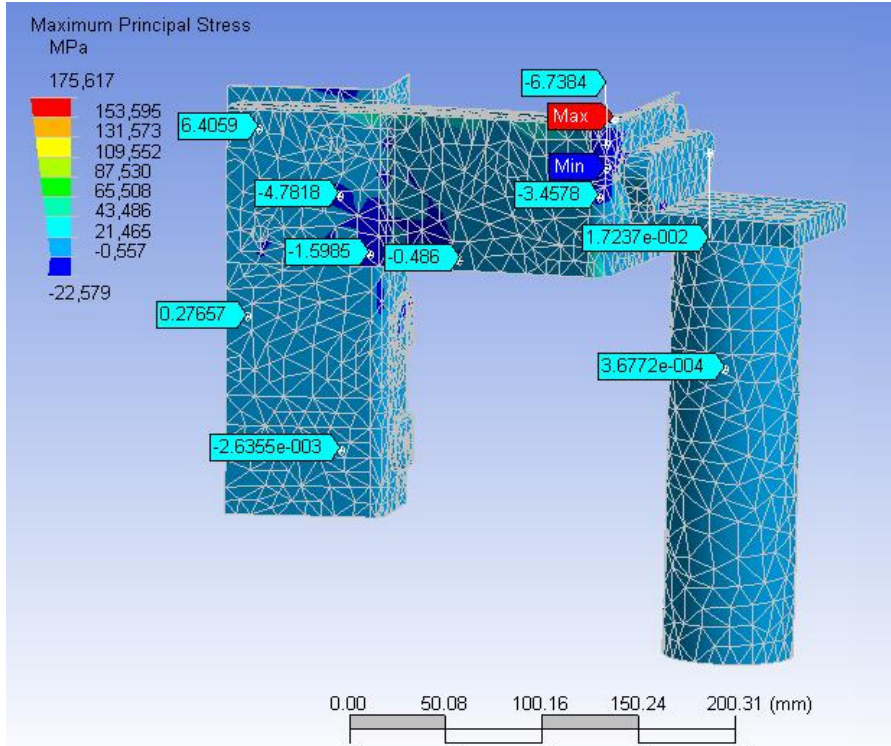
Şekil 7.7 Model-1'e ait 6. Frekans analiz sonucu

Modal analizler yapıldıktan sonra ANSYS’de bu model için gerilme analizleri yapılarak filtre üzerinde oluşan gerilmeler ve konum değişimleri izlenmiştir. Bulunan değerlere göre parça akma değerinin üstünde bir sonuç vermiştir (Bkz Şekil 7.8) .

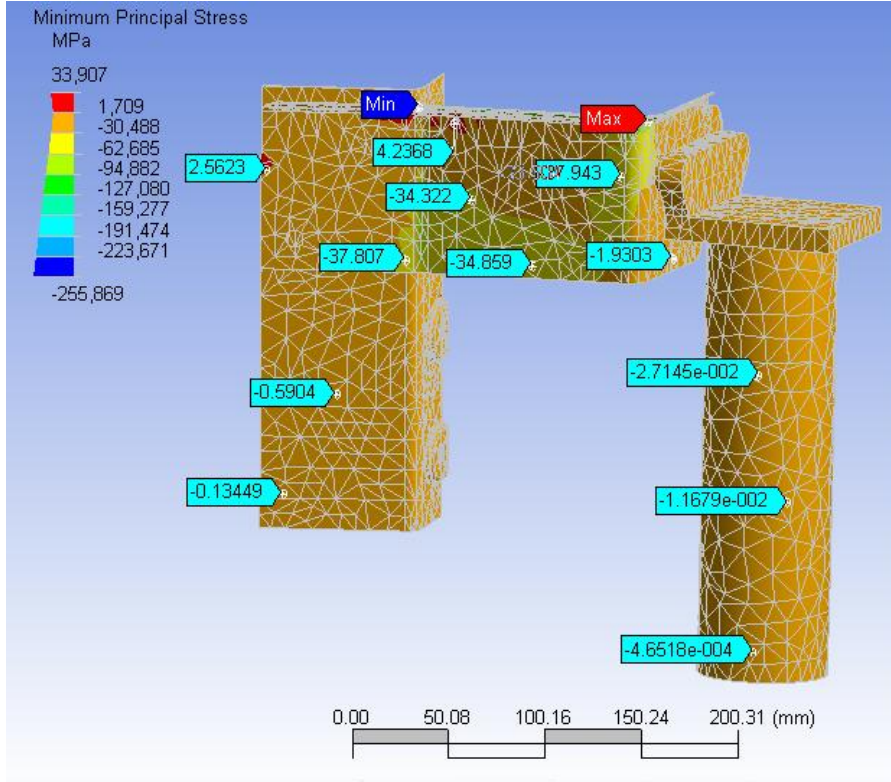


Şekil 7.8 Model-1’e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Tüm modellerde Von Mises ile birlikte Maksimum (Bkz. Şekil 7.9) , Minimum (Bkz. Şekil 7.10) asal gerilmeler ile ilgili analizler yapılmıştır ve filtre üzerinde oluşan toplam gerilmeler analiz edilmiştir (Bkz. Şekil 7.11) . Bulunan Maksimum ve Minimum asal gerilmeler yine olumsuz yönde bir sonuç göstermektedir.

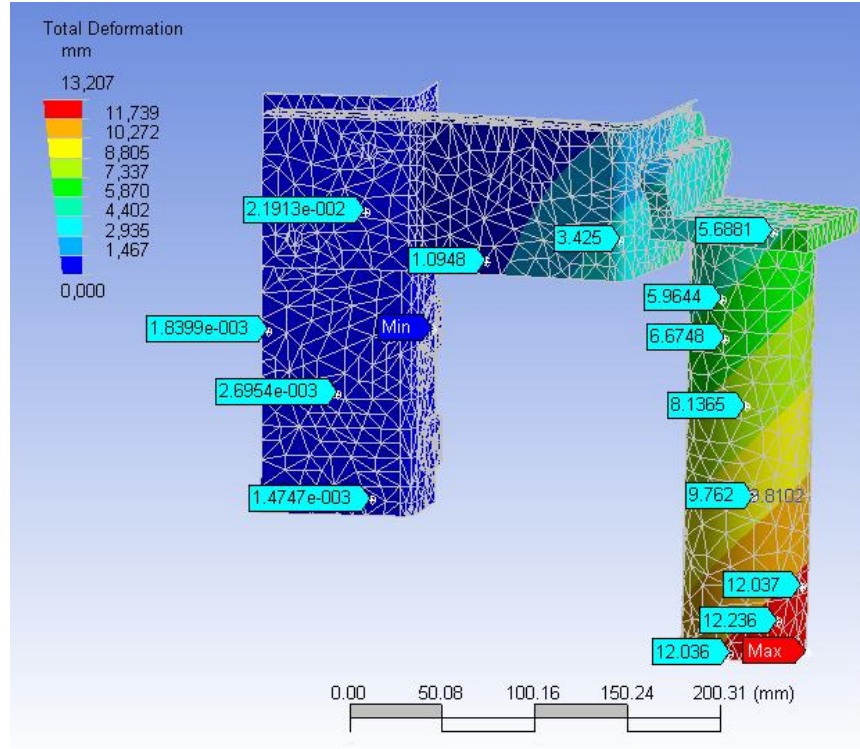


Şekil 7.9 Model-1'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri



Şekil 7.10 Model-1'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Modelin ayrıca Filtre hareketini görebilmek amacı ile toplam deformasyon analizi koşturulmuş ve bulunan 13,207mm değerindeki filtrenin alt kısmında oluşan deformasyon kabul edilir seviye olan +/- 1mm değerini aştığı için sistem açısından uygun değildir.



Şekil 7.11 Model-1'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler

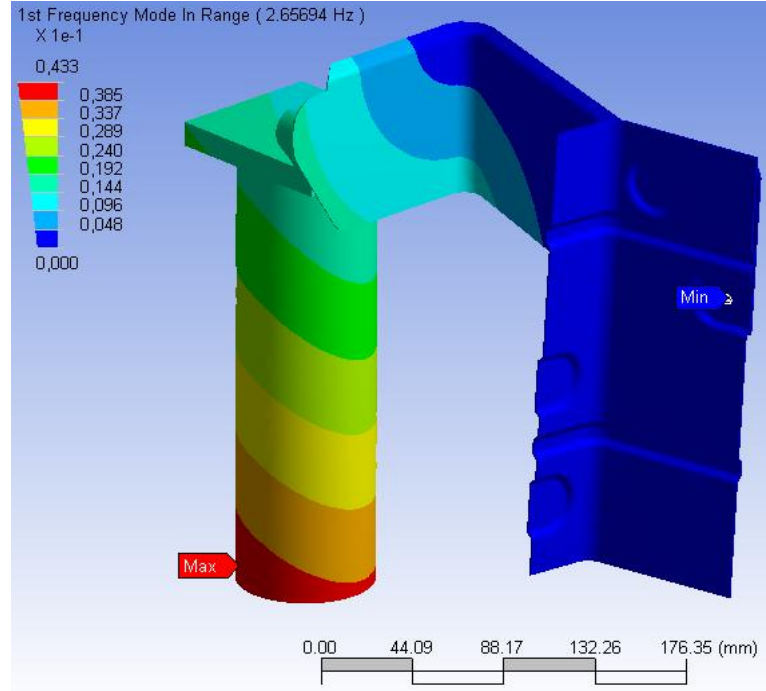
7.2.2. Model-2 'e ait Analiz Sonuçları

Tüm girilen sınır şartları ve yapılan sonlu eleman modeli üzerinde 6 frekans için modal analiz koşturulmuş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. (Bkz. Tablo 7.3)

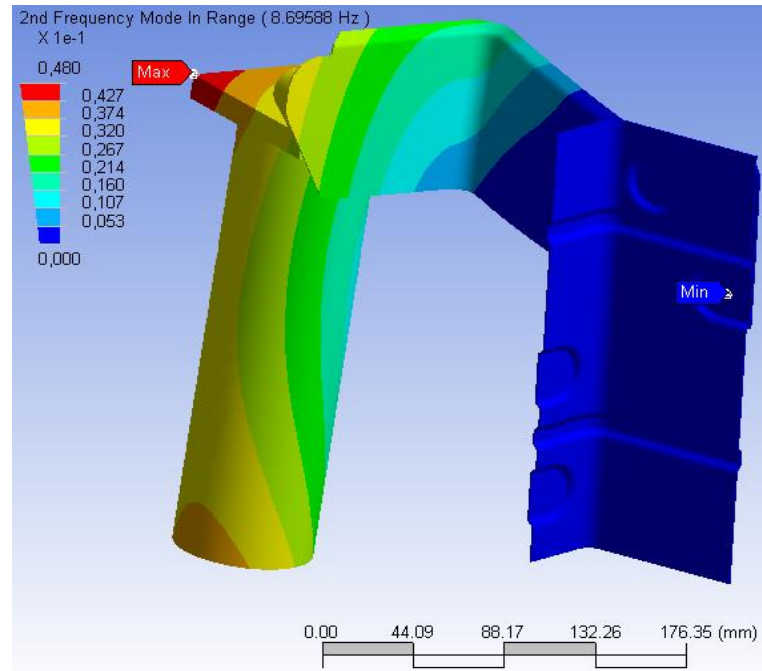
Tablo 7.3 Model-2'e ait modal analiz frekans değerleri

Doğal Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	2.66 Hz
2. Frekans	2	8.7 Hz
3. Frekans	3	20.85 Hz
4. Frekans	4	42.68 Hz
5. Frekans	5	82.67 Hz
6. Frekans	6	221.34 Hz

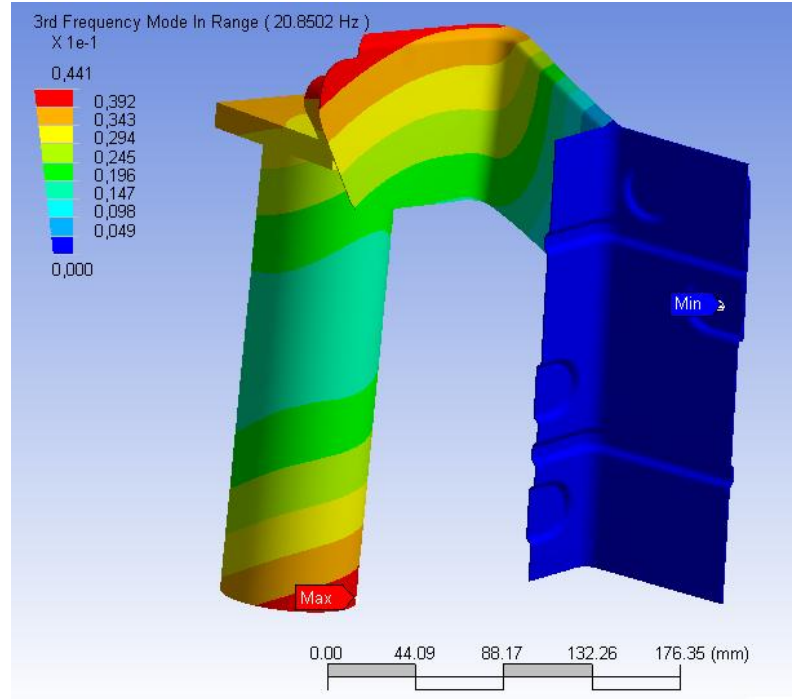
Yine 100Hz sınır şart kabulü ile 1., 2. ve 3. frekanslara baktığımızda çok düşük değerler çıktığı gözlemlenmiştir. Bu modelde yapılan kaburga iyileştirmesinin model üzerinde çok büyük bir gelişme sağlanmadığı tespit edilmiştir. (Bkz Şekil 7.12 – Şekil 7.17)



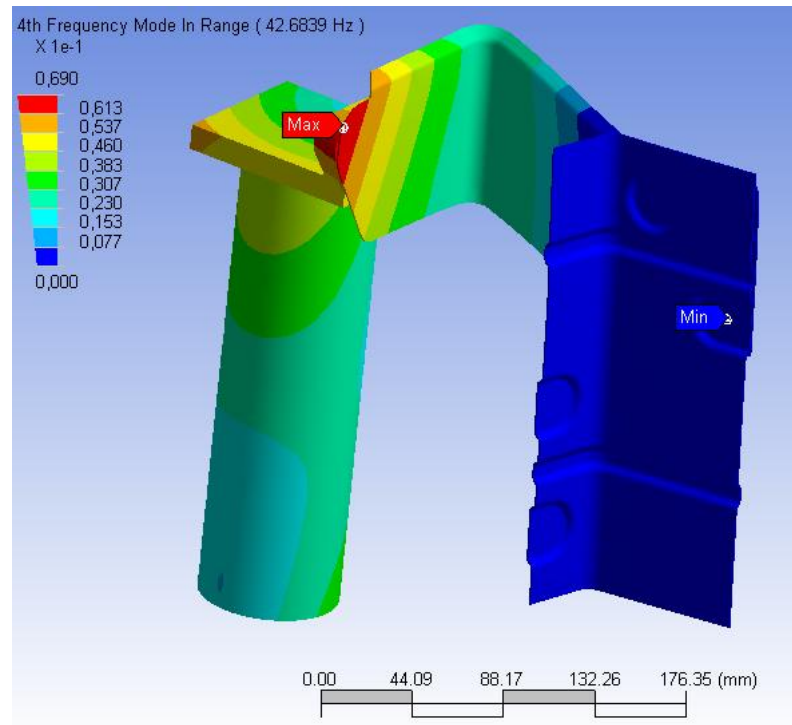
Şekil 7.12 Model-2'e ait 1. Frekans analiz sonucu



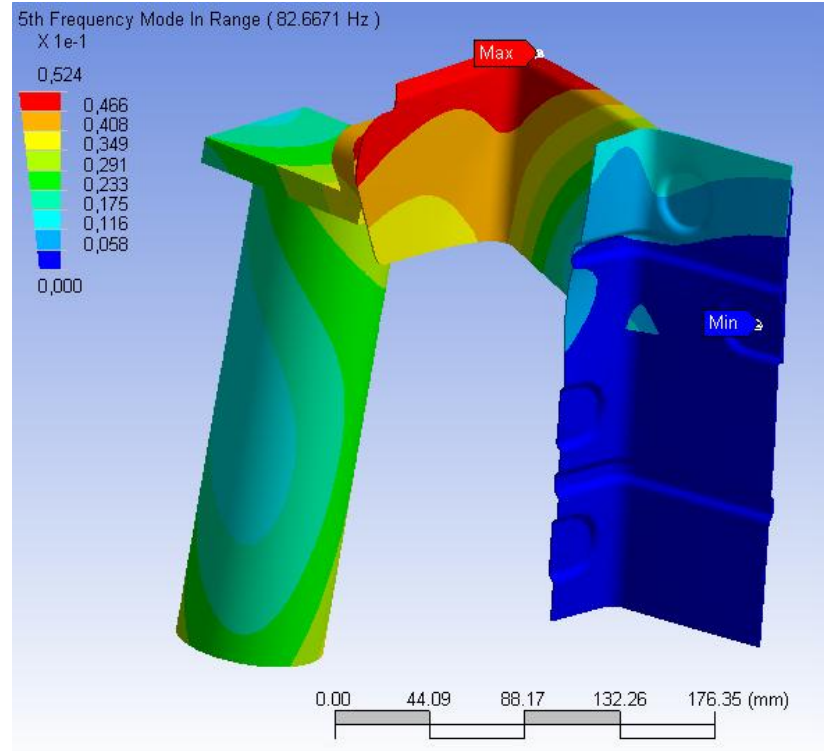
Şekil 7.13 Model-2'e ait 2. Frekans analiz sonucu



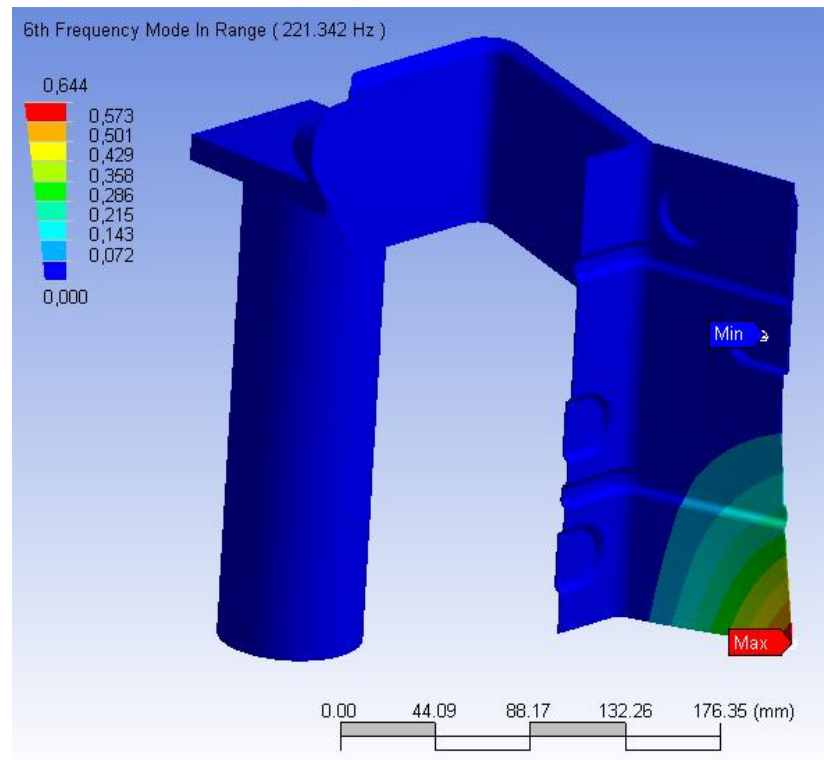
Şekil 7.14 Model-2'e ait 3. Frekans analiz sonucu



Şekil 7.15 Model-2'e ait 4. Frekans analiz sonucu

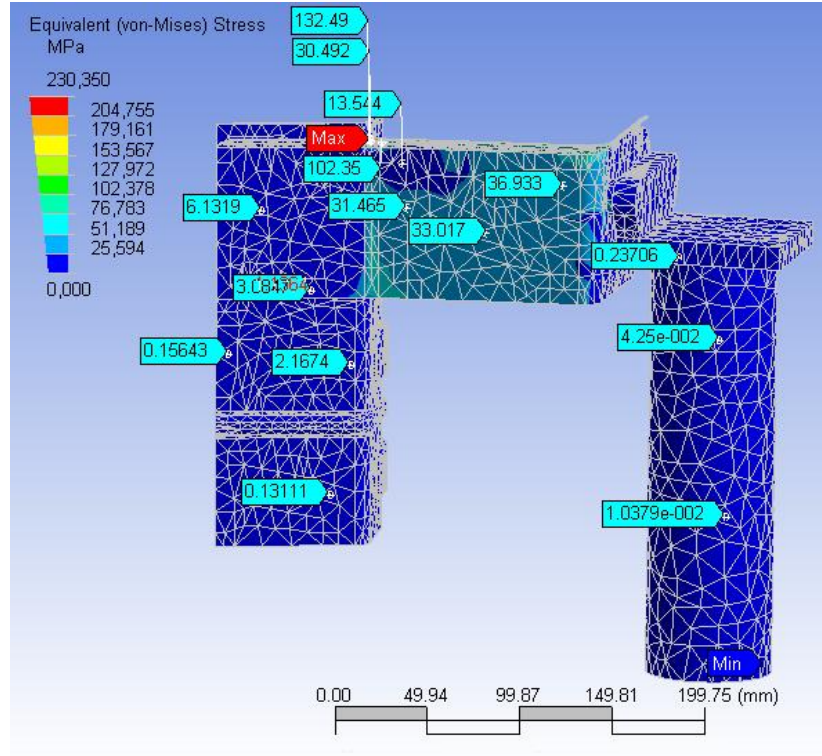


Şekil 7.16 Model-2'e ait 5. Frekans analiz sonucu



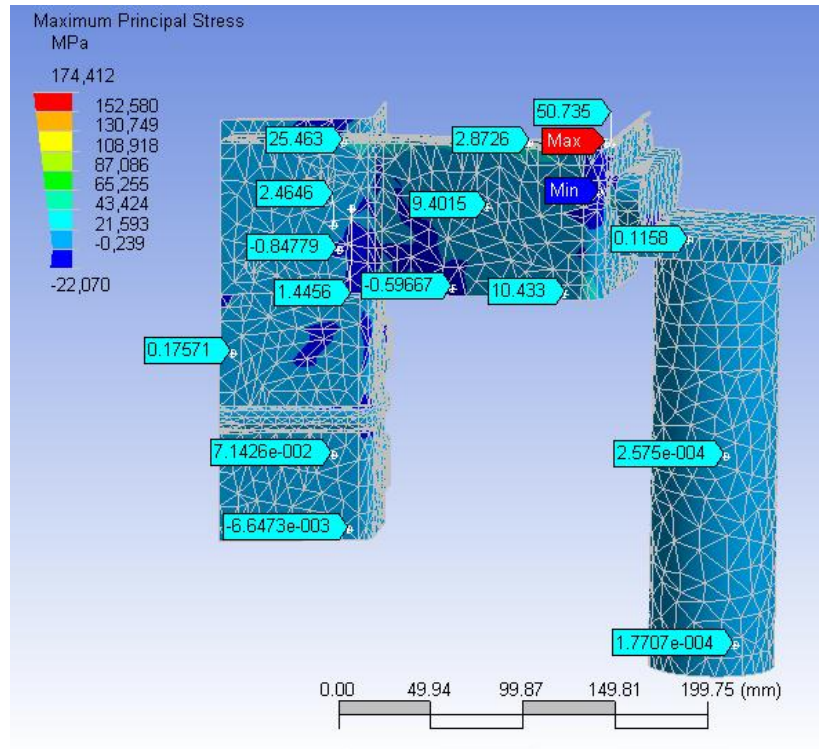
Şekil 7.17 Model-2'e ait 6. Frekans analiz sonucu

Koşturulan modal analizlerden sonra yine tekrar ikinci modelimiz Von Mises gerilme analizine sokulmuş ve bulunan değerler yine malzeme akma değerine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir (Bkz. Şekil 7.18).

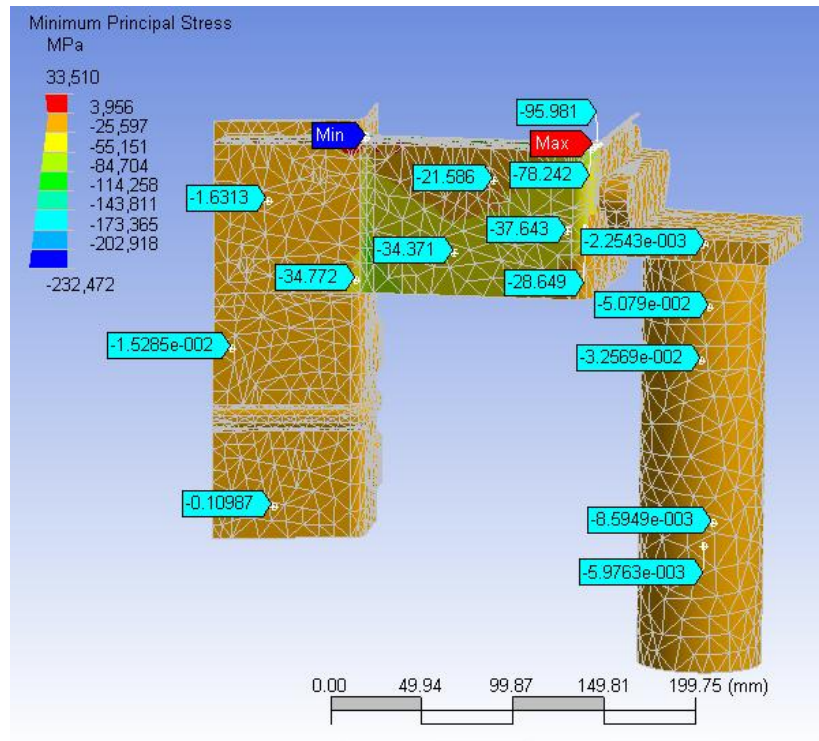


Şekil 7.18 Model-2'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Yine ayrıca ilk modelde olduğu gibi Maksimum (Bkz. Şekil 7.19) ve Minimum (Bkz. Şekil 7.20) asal gerilmeler analiz ile kontrol edilmiştir, benzer olumsuz sonuç bu sonuçlarda da gözlemlenmiştir.

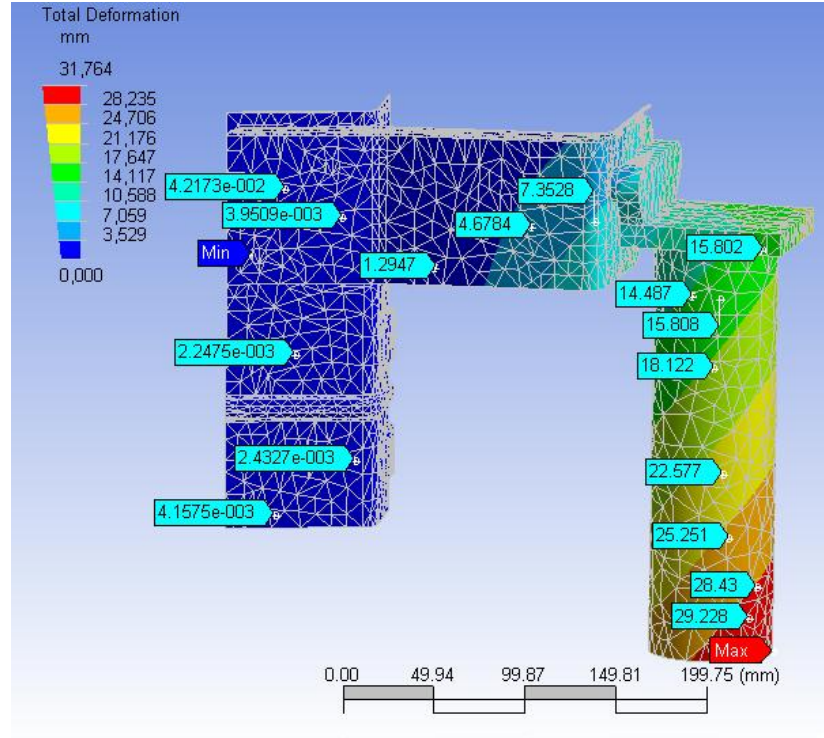


Şekil 7.19 Model-2'e ait Maks. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri



Şekil 7.20 Model-2'e ait Min. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Yine modelde Filtre hareketini görebilmek amacı ile toplam deformasyon analizi koşturulmuş ve bulunan 31,764mm değerindeki filtrenin alt kısmında oluşan deformasyon kabul edilir seviye olan +/- 1mm değerini aştığı için sistem açısından uygun değildir.



Şekil 7.21 Model-2'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler

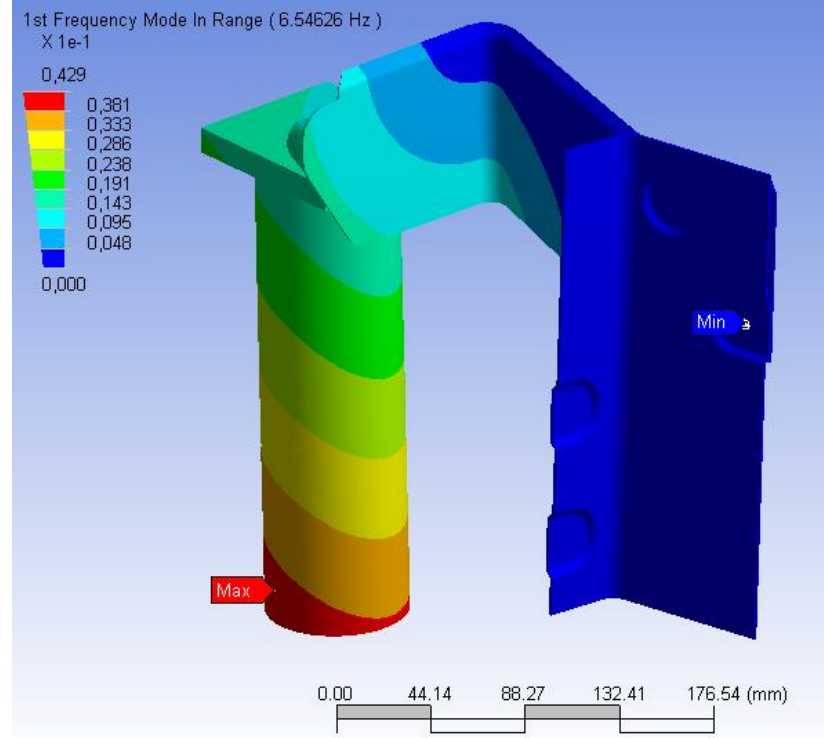
7.2.3. Model-3 'e ait Analiz Sonuçları

Tüm girilen sınır şartları ve yapılan sonlu eleman modeli üzerinde 6 frekans için modal analiz koşturulmuş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. (Bkz. Tablo 7.4)

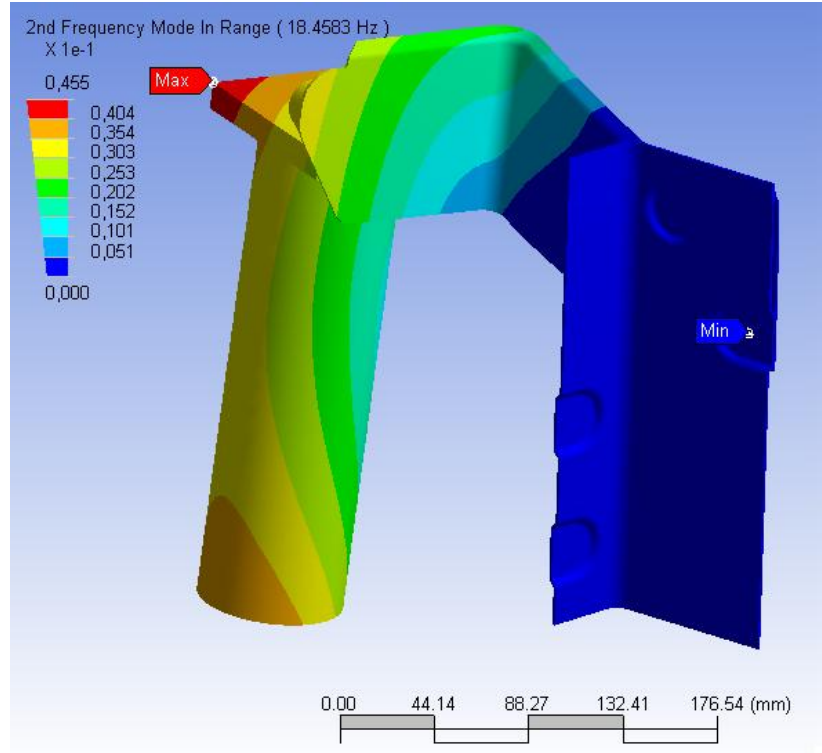
Tablo 7.4 Model-3'e ait modal analiz frekans değerleri

Doğal Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	6.55 Hz
2. Frekans	2	18.46 Hz
3. Frekans	3	39.57 Hz
4. Frekans	4	74.59 Hz
5. Frekans	5	125.16 Hz
6. Frekans	6	241.65 Hz

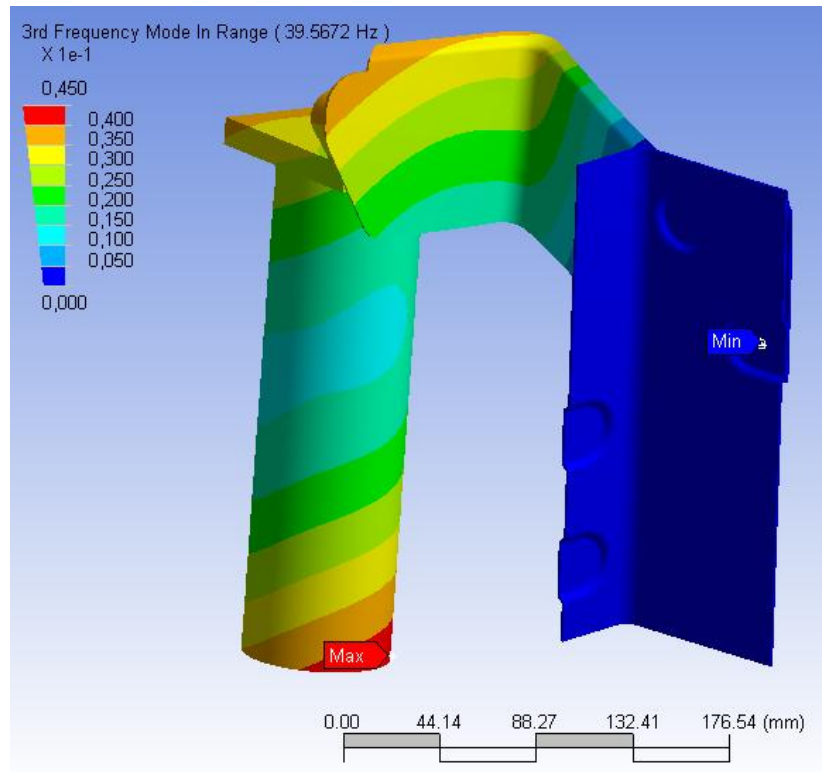
Yine 100Hz sınır şart kabulü ile 1., 2. ve 3. frekanslara baktığımızda çok düşük değerler çıktığı gözlemlenmiştir. Bu modelde yapılan kalınlık artırımının yine modelin doğal frekansında büyük değişimlere yol açmadığı gözlemlenmiştir (Bkz Şekil 7.22 – Şekil 7.27) .



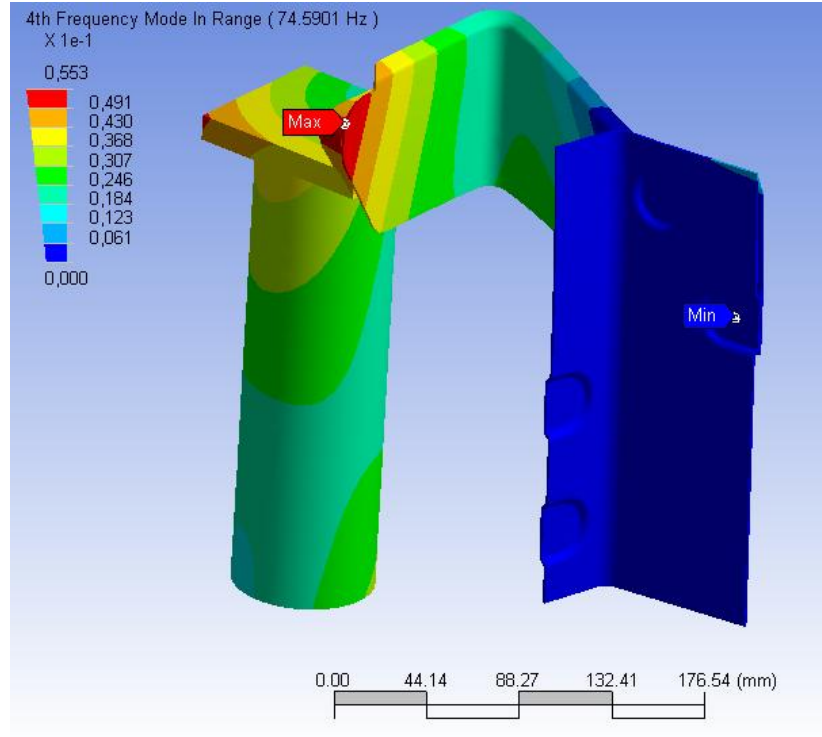
Şekil 7.22 Model-3'e ait 1. Frekans analiz sonucu



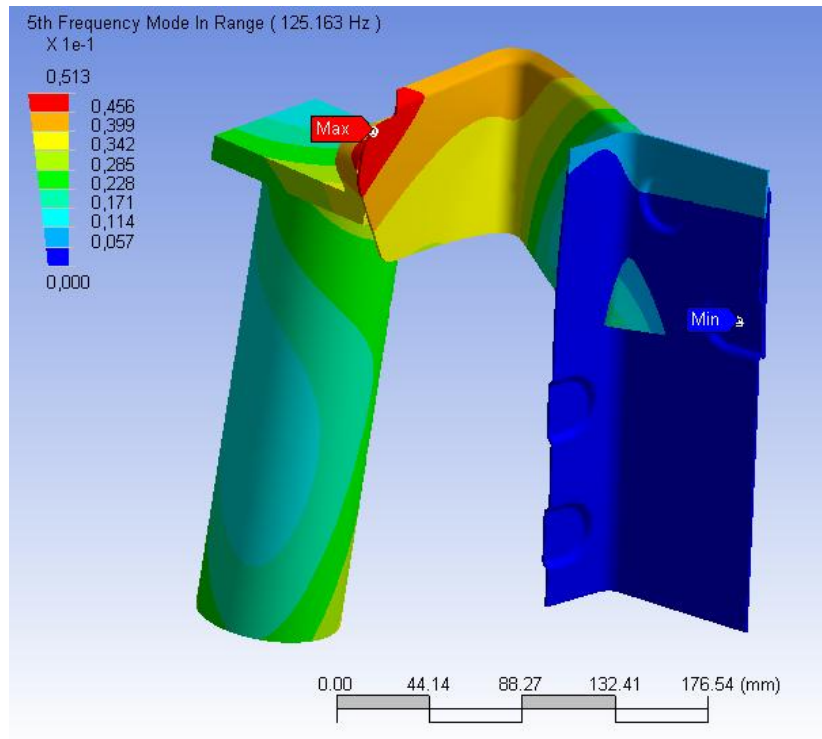
Şekil 7.23 Model-3'e ait 2. Frekans analiz sonucu



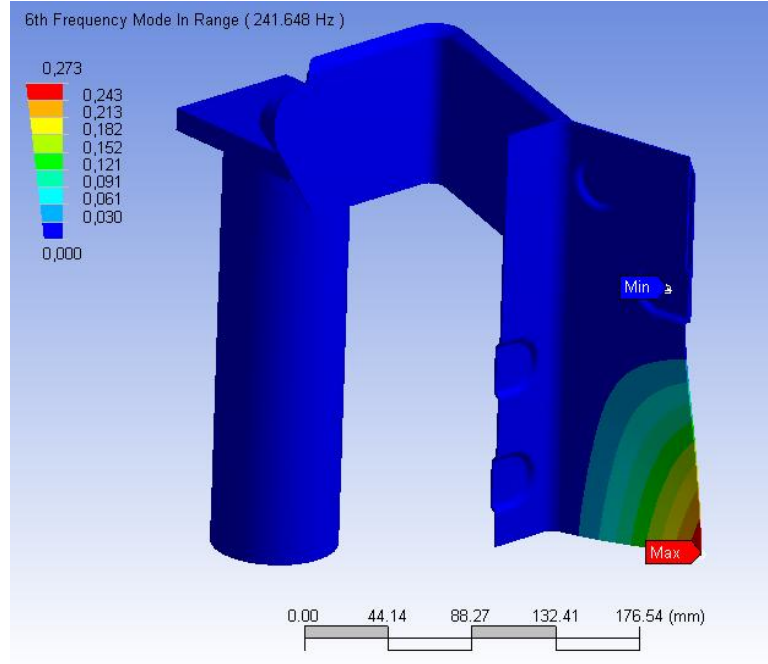
Şekil 7.24 Model-3'e ait 3. Frekans analiz sonucu



Şekil 7.25 Model-3'e ait 4. Frekans analiz sonucu

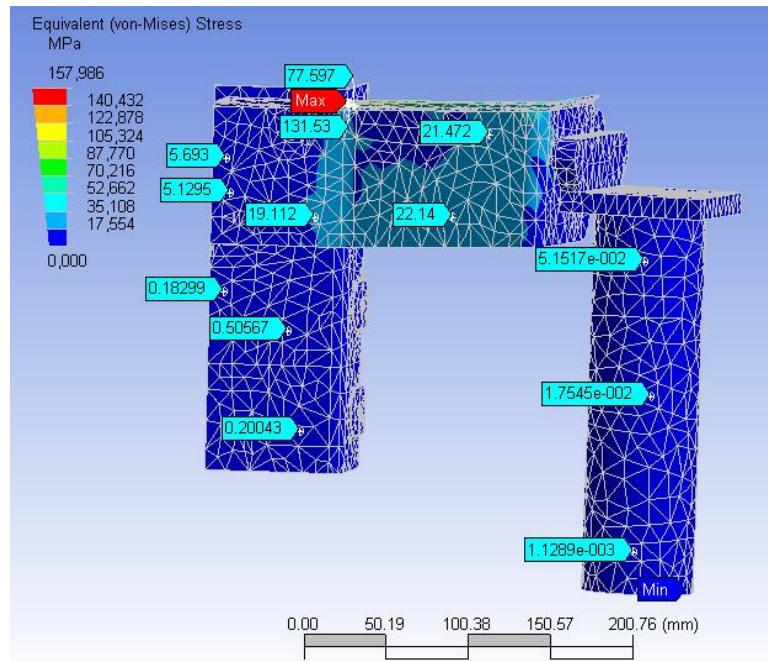


Şekil 7.26 Model-3'e ait 5. Frekans analiz sonucu



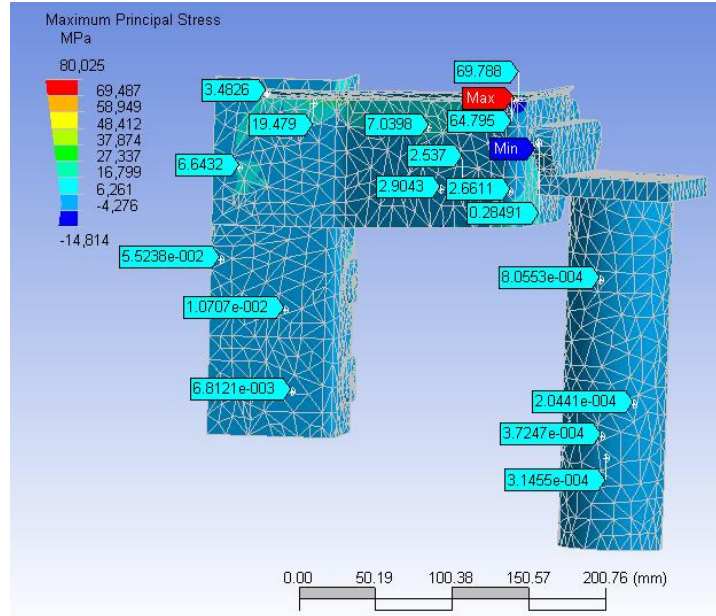
Şekil 7.27 Model-3'e ait 6. Frekans analiz sonucu

Koşturulan modal analizlerden sonra yine tekrar üçüncü modelimiz Von Mises gerilme analizine sokulmuş ve bulunan değerlerde bir iyileşme olduğu gözlemlense de kabul edilir seviyelerin çok üstünde çıkmıştır (Bkz. Şekil 7.28).

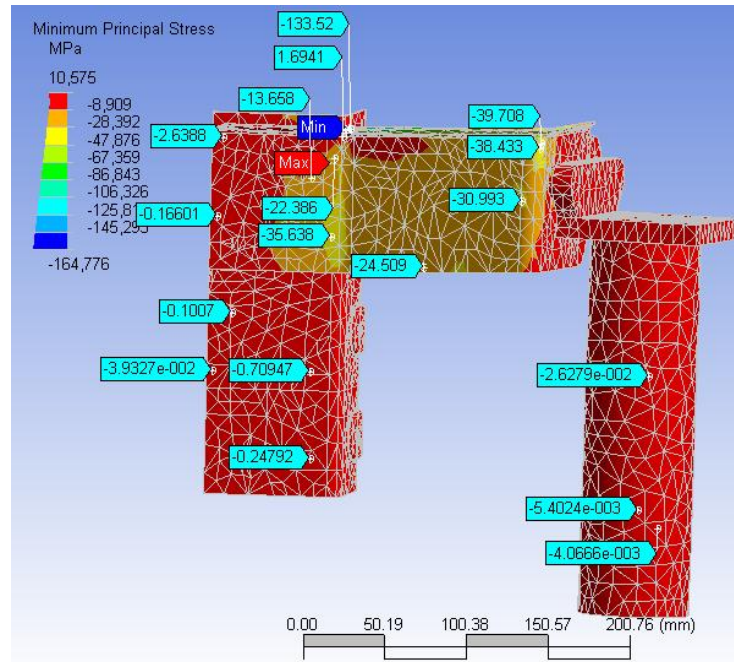


Şekil 7.28 Model-3'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Yine ayrıca ilk modelde olduğu gibi Maksimum (Bkz. Şekil 7.29) ve Minimum (Bkz. Şekil 7.30) asal gerilmeler analiz ile kontrol edilmiştir, benzer olumsuz sonuç bu sonuçlarda da gözlemlenmiştir.

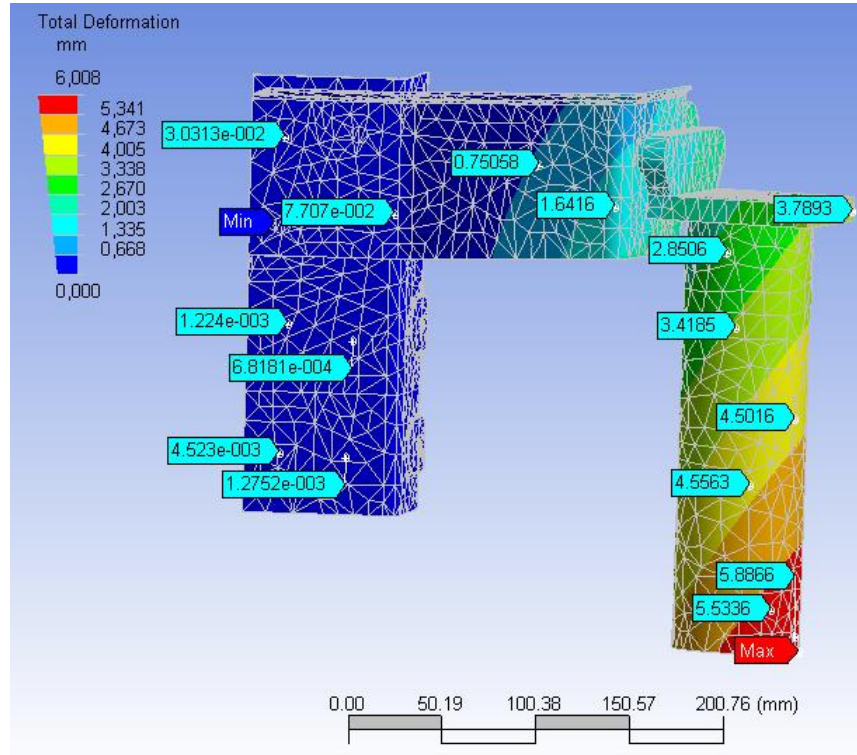


Şekil 7.29 Model-3'e ait Maks. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri



Şekil 7.30 Model-3'e ait Min. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Yine modelde Filtre hareketini görebilmek amacı ile toplam deformasyon analizi koşturulmuş ve bulunan 6,008 değerindeki filtrenin alt kısmında oluşan deformasyon kabul edilir seviye olan +/- 1mm değerini aştığı için sistem açısından uygun değildir (Bkz. Şekil 7.31).



Şekil 7.31 Model-3'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler

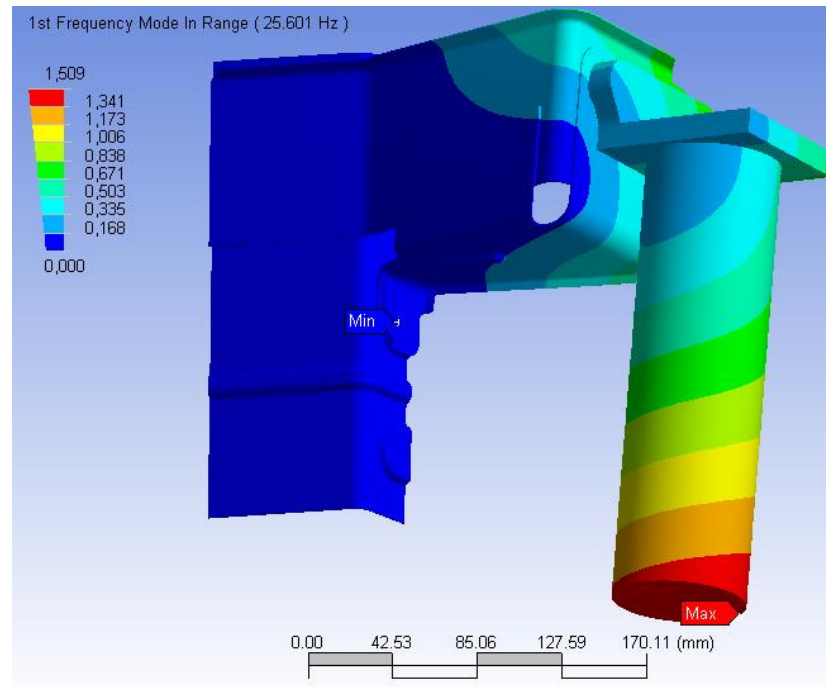
7.2.4. Model-4 'e ait Analiz Sonuçları

Tüm girilen sınır şartları ve yapılan sonlu eleman modeli üzerinde 6 frekans için modal analiz koşturulmuş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. (Bkz. Tablo 7.5)

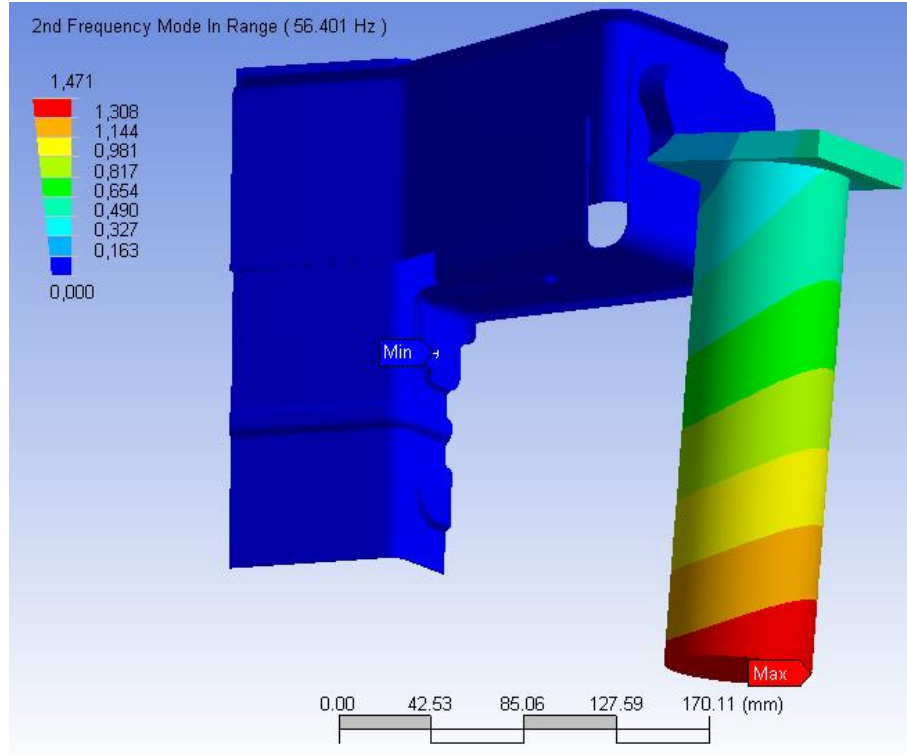
Tablo 7.5 Model-4'e ait modal analiz frekans değerleri

Doğal Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	25.6 Hz
2. Frekans	2	56.4 Hz
3. Frekans	3	63.2 Hz
4. Frekans	4	162.9 Hz
5. Frekans	5	189.93 Hz
6. Frekans	6	222.6 Hz

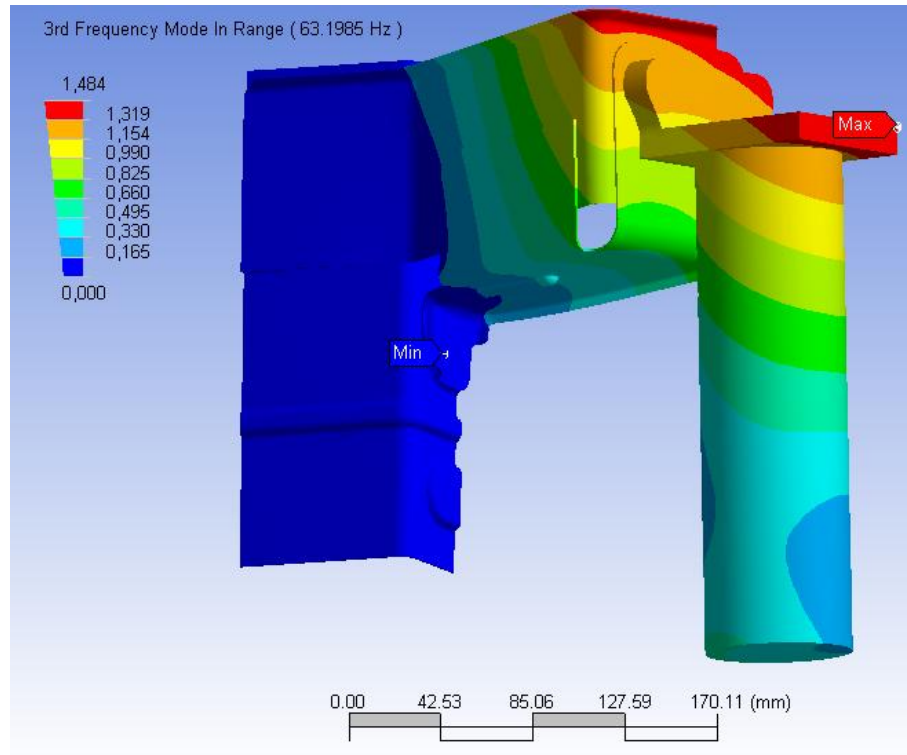
Yine 100Hz sınır şart kabulü ile 1., 2. ve 3. frekanslara baktığımızda düşük değerler çıktığı gözlemlenmiştir. Bu modelde yapılan ek takviye ilavesi genel olarak bir iyileştirme sağlasa da titreşim olarak istenilen değerlerin yine altında bir yapıya sahip olduğunu analiz sonuçlarında gözlemlenmiştir.(Bkz. Şekil 7.32 – Şekil 7.37) .



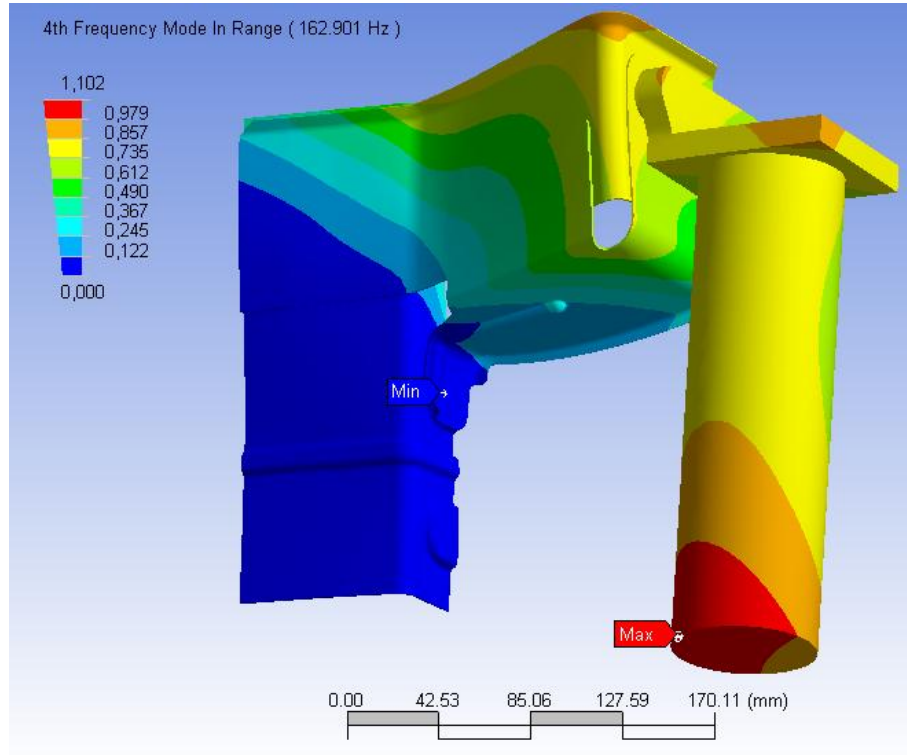
Şekil 7.32 Model-4'e ait 1. Frekans analiz sonucu



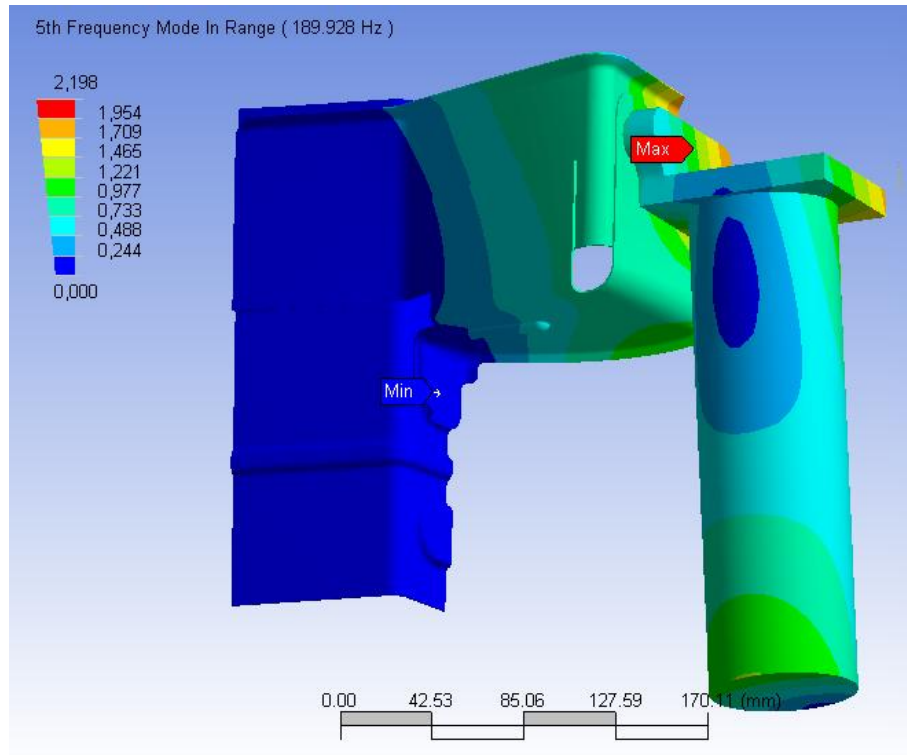
Şekil 7.33 Model-4'e ait 2. Frekans analiz sonucu



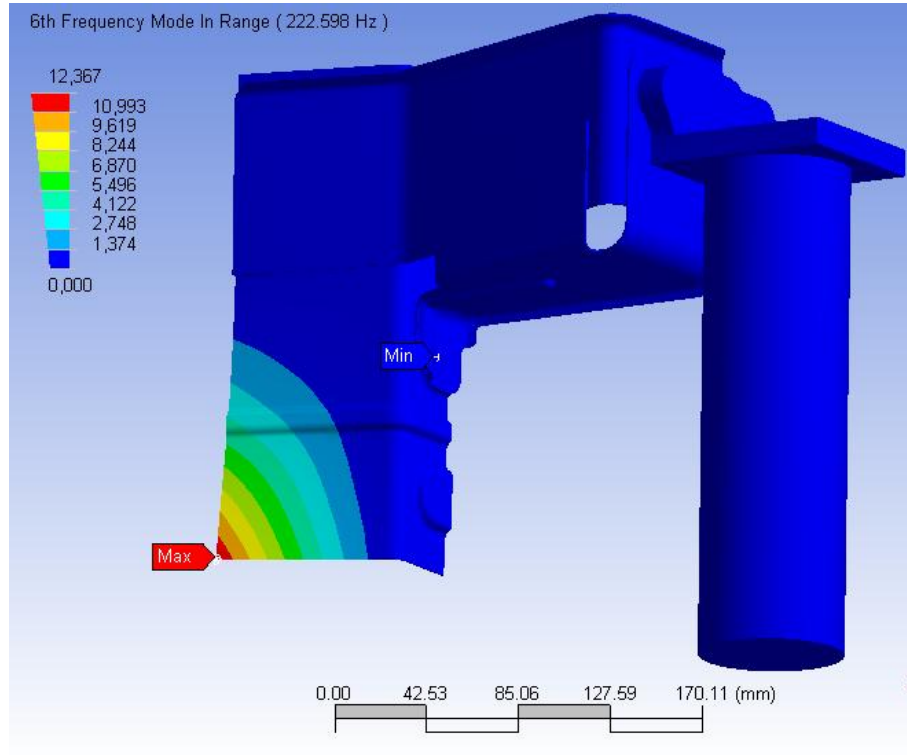
Şekil 7.34 Model-4'e ait 3. Frekans analiz sonucu



Şekil 7.35 Model-4'e ait 4. Frekans analiz sonucu

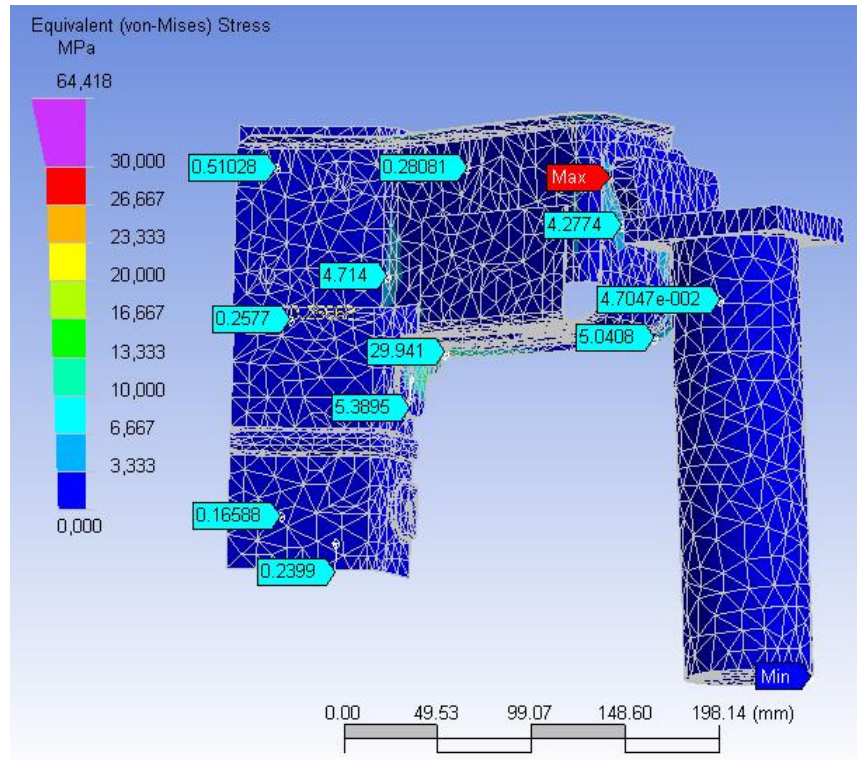


Şekil 7.36 Model-4'e ait 5. Frekans analiz sonucu

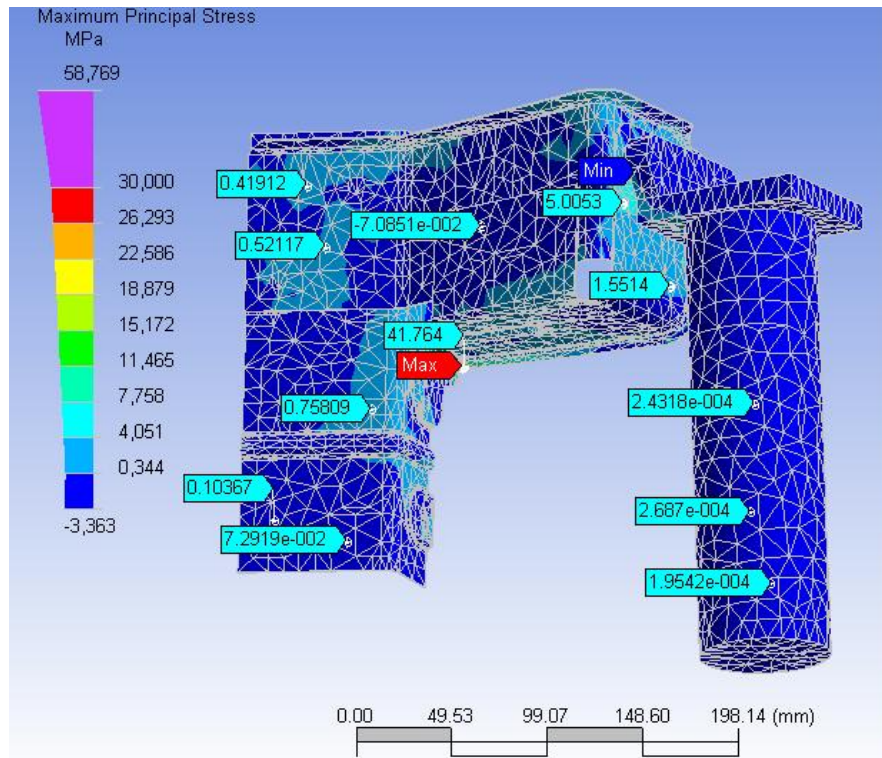


Şekil 7.37 Model-4'e ait 6. Frekans analiz sonucu

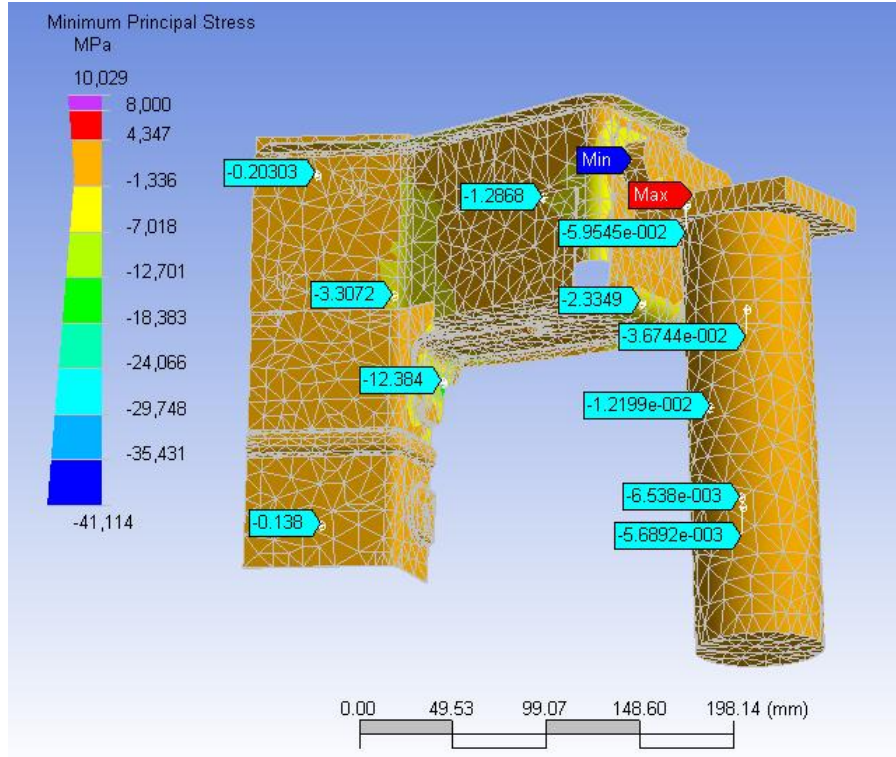
Koşturulan modal analizlerden sonra yine tekrar dördüncü modelimiz Von Mises gerilme analizine sokulmuş ve eklenen ara parça ile değerlerde çok büyük bir iyileştirme sağlandığı gözlemlenmiştir. (Bkz. Şekil 7.38). Bulunan bu gerilme değerleri parçanın kabul edilir sınırları içindedir. Bu tasarım gerilme sonuçları olarak uygun bulunmuştur , ayrıca toplam deformasyona da bakılmalıdır.



Şekil 7.38 Model-4'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

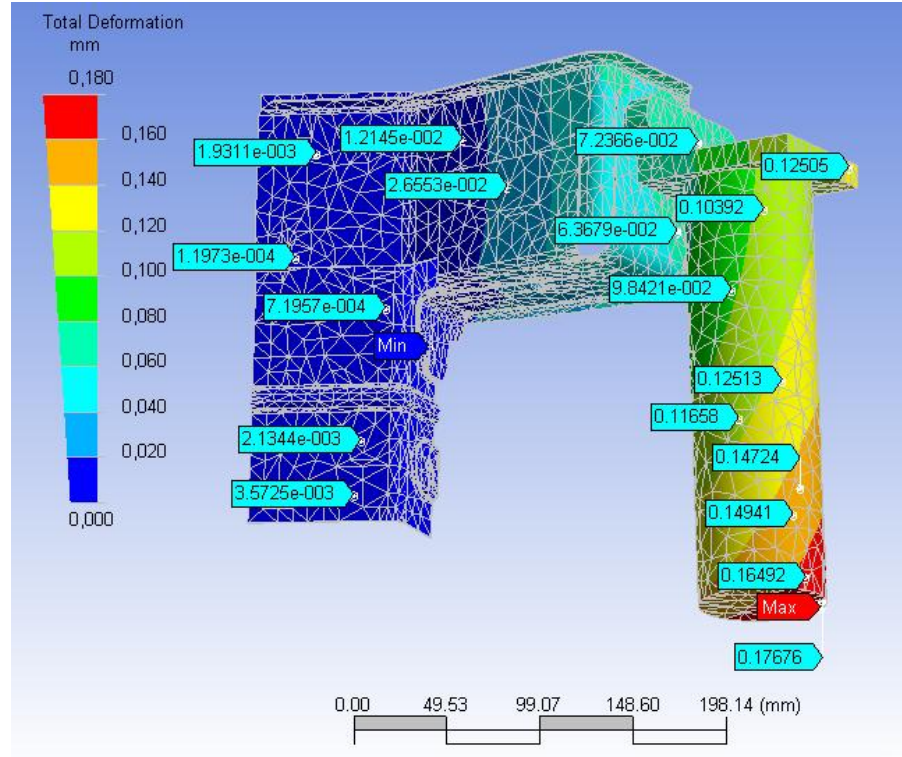


Şekil 7.39 Model-4'e ait Maks. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri



Şekil 7.40 Model-4'e ait Min. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Gerilme değerleri olarak uygun bulunan bu dördüncü modelde filtre hareketini görebilmek amacı ile toplam deformasyon analizi koşturulmuş ve bulunan 0,180 değerindeki filtrenin alt kısmında oluşan deformasyon kabul edilir seviye olan +/- 1mm değerleri arasındadır. Yeter şart olarak bu tasarım toplam deformasyon olarak istenilen sonuca uygundur. (Bkz. Şekil 7.41). Fakat titreşim açısından uygun olmadığı için bu modelde istenilen model değildir.



Şekil 7.41 Model-4'e ait Toplam Gerilme İlkesi'ne göre analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

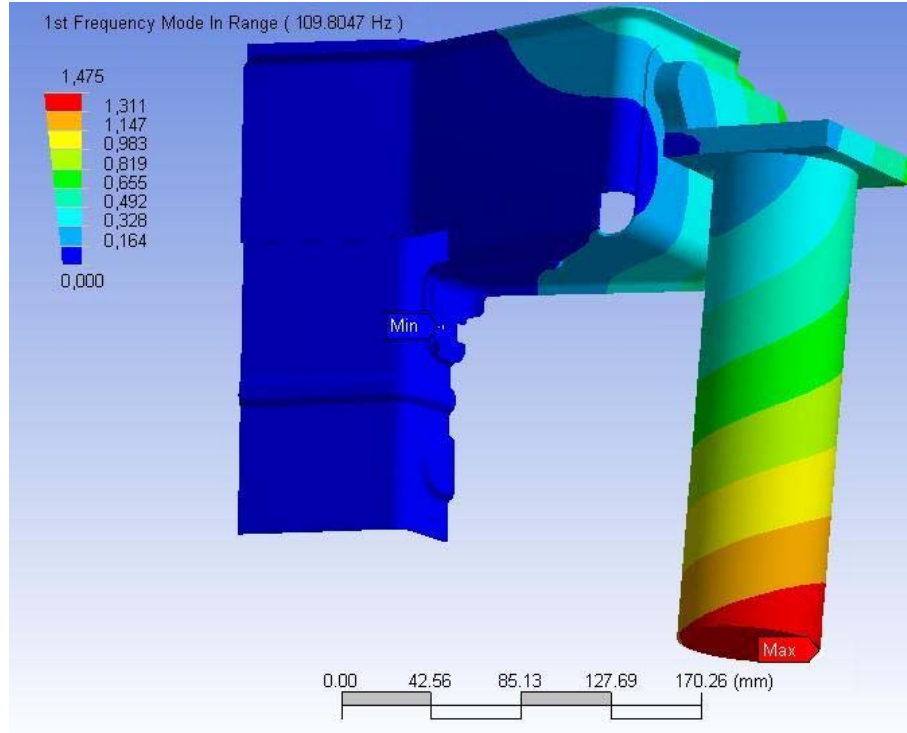
7.2.5. Model-5 'e ait Analiz Sonuçları

Tüm girilen sınır şartları ve yapılan sonlu eleman modeli üzerinde 6 frekans için modal analiz koşturulmuş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. (Bkz. Tablo 7.6)

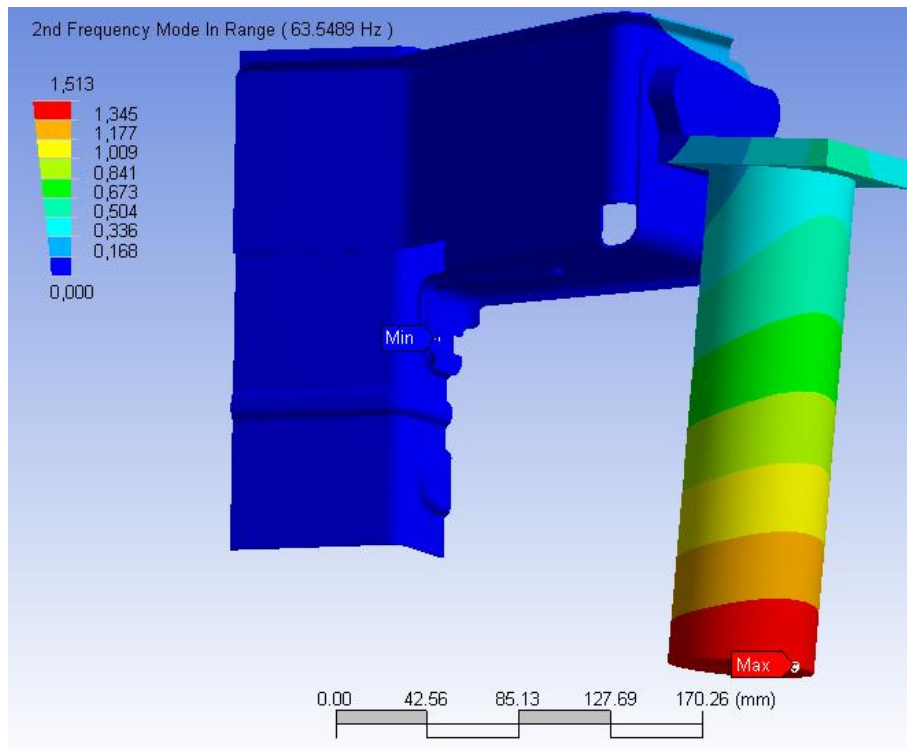
Tablo 7.6 Model-5'e ait modal analiz frekans değerleri

Doğal Frekans	Mod	Değer
1. Frekans	1	109.8 Hz
2. Frekans	2	163.5 Hz
3. Frekans	3	174.1 Hz
4. Frekans	4	191.35 Hz
5. Frekans	5	226.04 Hz
6. Frekans	6	283.64 Hz

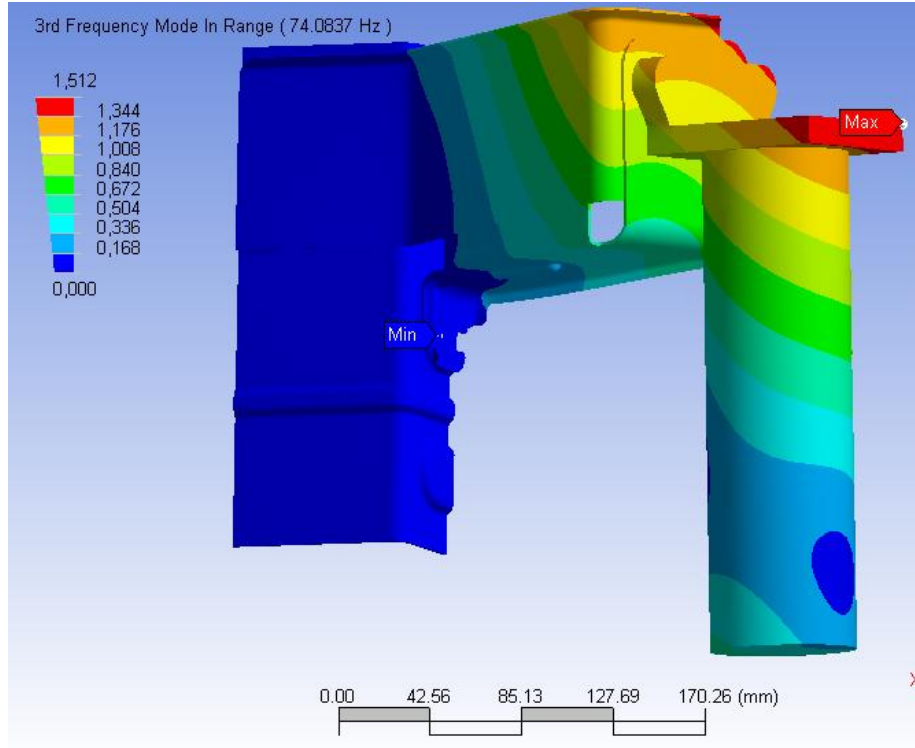
Yine 100Hz sınır şart kabulü ile 1., 2. ve 3. frekanslara baktığımızda değerler tam istenilen seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Bu modelde yapılan ek takviye braket ilavesi ve kalınlığın artırılması ile model istenilen frekansa cevap vermiştir.(Bkz. Şekil 7.42 – Şekil 7.47)



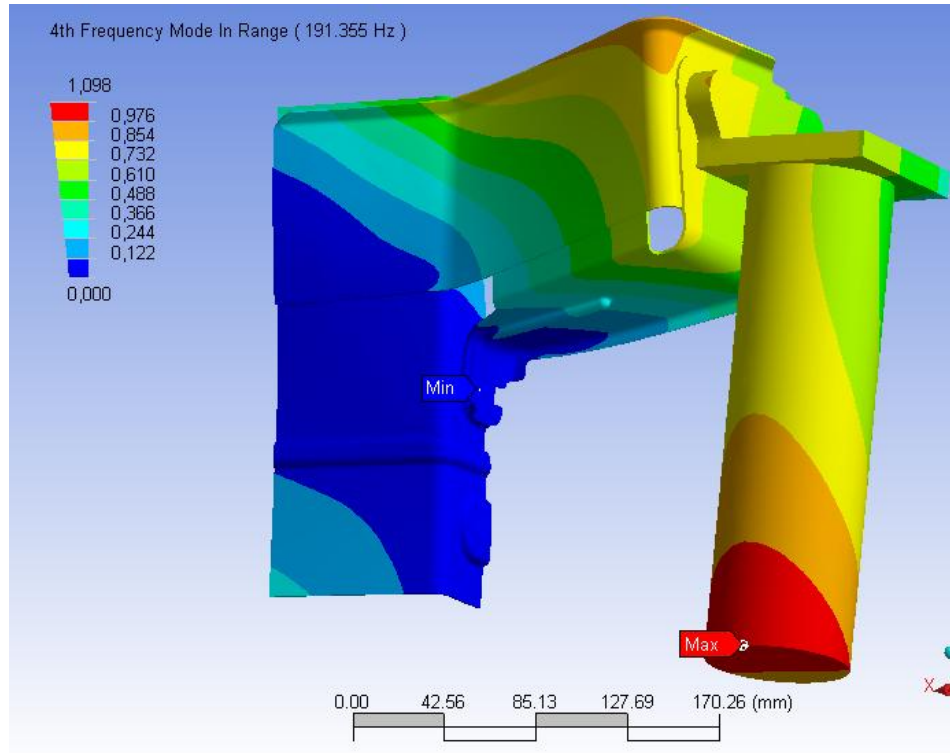
Şekil 7.42 Model-5'e ait 1. Frekans analiz sonucu



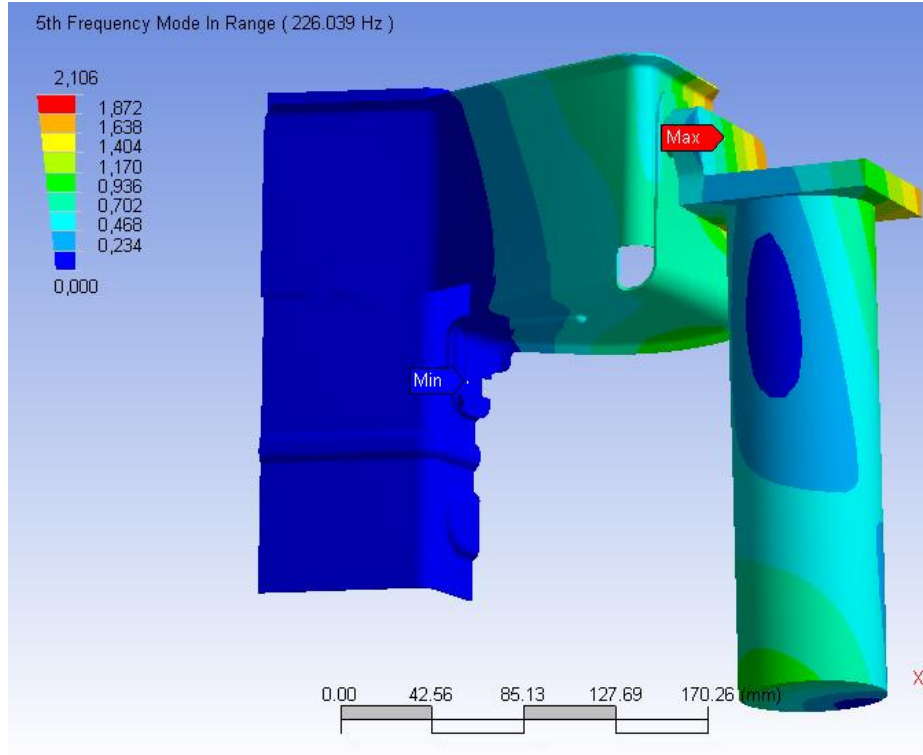
Şekil 7.43 Model-5'e ait 2. Frekans analiz sonucu



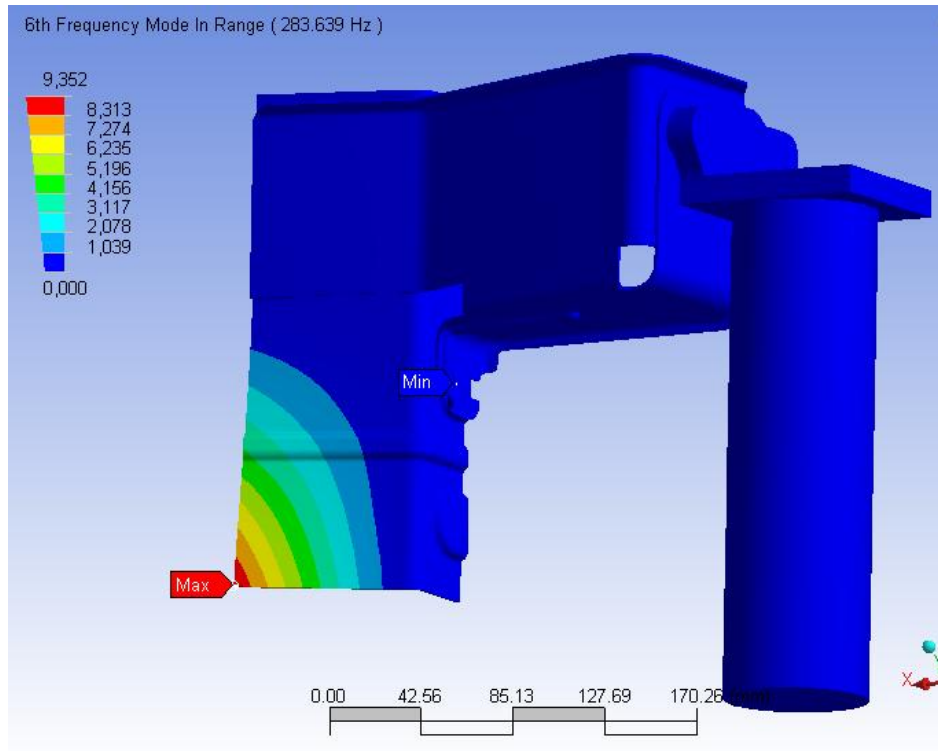
Şekil 7.44 Model-5'e ait 3. Frekans analiz sonucu



Şekil 7.45 Model-5'e ait 4. Frekans analiz sonucu

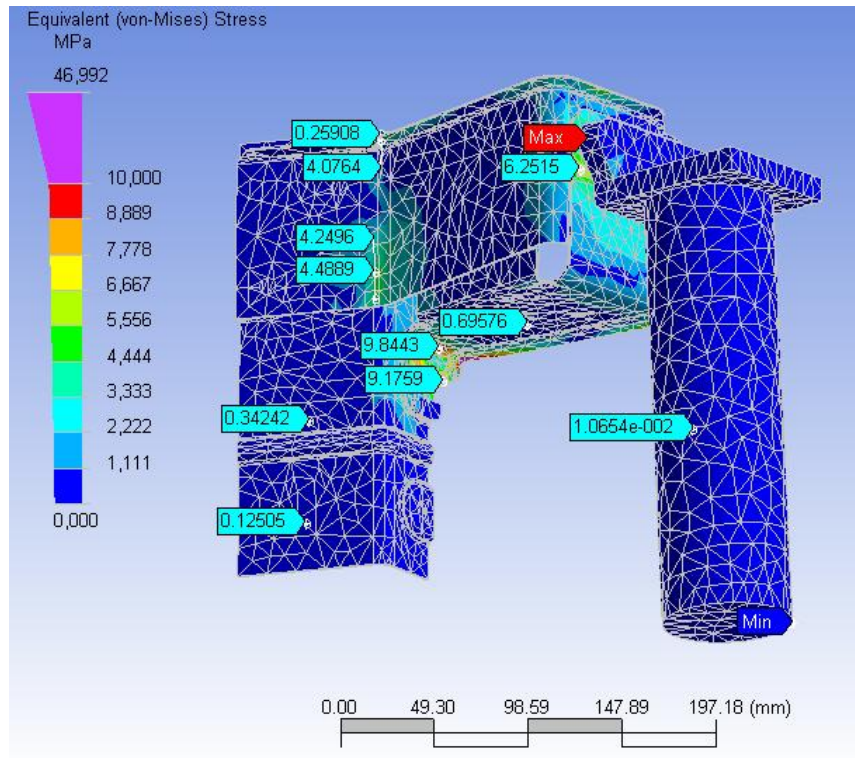


Şekil 7.46 Model-5'e ait 5. Frekans analiz sonucu

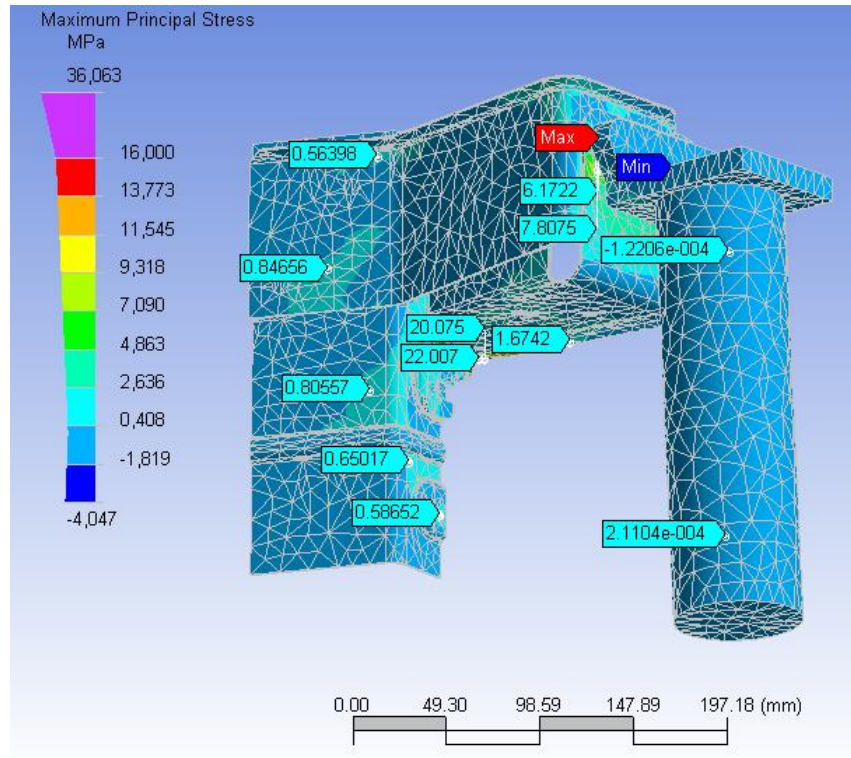


Şekil 7.47 Model-5'e ait 6. Frekans analiz sonucu

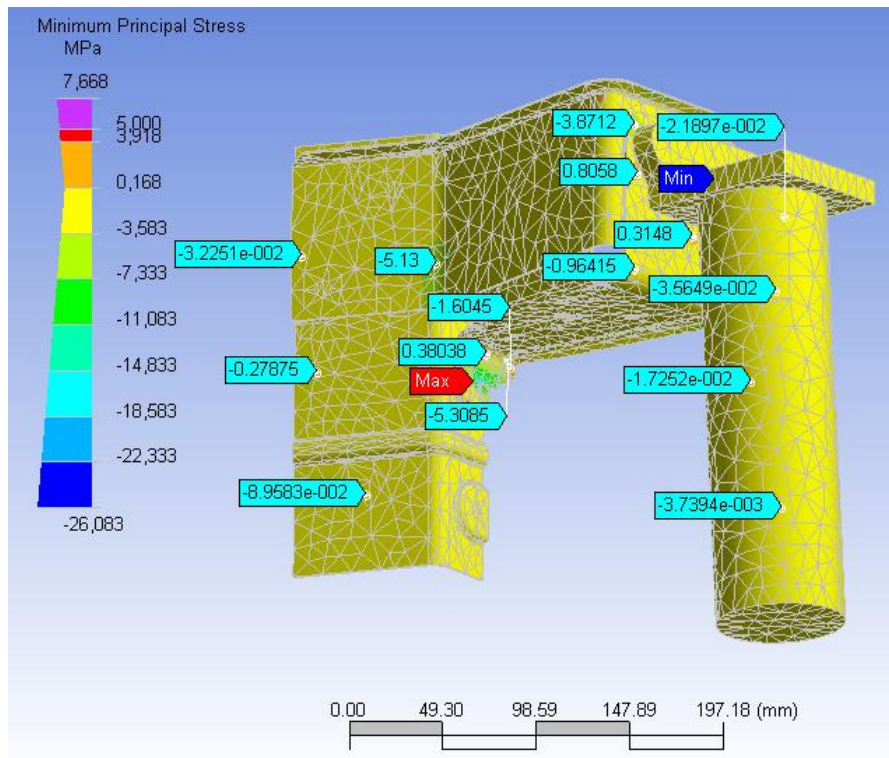
Koşturulan modal analizlerden sonra yine tekrar beşinci modelimiz Von Mises gerilme analizine sokulmuş ve eklenen ara parça , kalınlık iyileştirmeler ile değerlerde çok büyük bir iyileştirme sağlandığı gözlemlenmiştir. (Bkz. Şekil 7.48). Bulunan bu gerilme değerleri parçanın kabul edilir sınırları içindedir. Bu tasarım gerilme sonuçları olarak uygun bulunmuştur , ayrıca toplam deformasyona da bakılmalıdır.



Şekil 7.48 Model-5'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

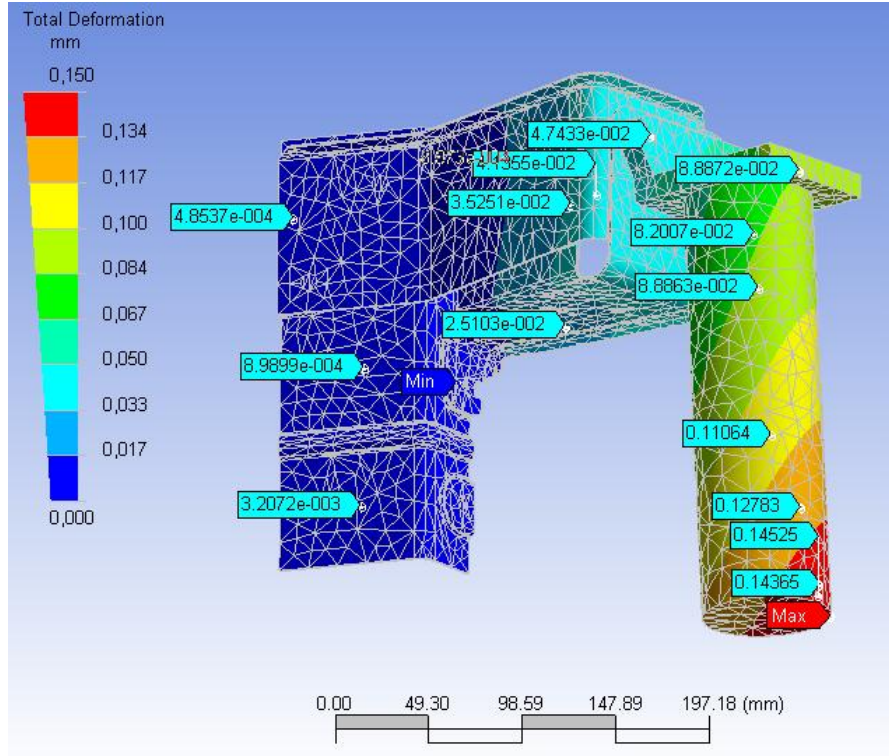


Şekil 7.49 Model-5'e ait Maks. Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri



Şekil 7.50 Model-5'e ait Min Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

Gerilme demeleri olarak uygun bulunan bu dördüncü modelde filtre hareketini görebilmek amacı ile toplam deformasyon analizi koşturulmuş ve bulunan 0,180 değerindeki filtrenin alt kısmında oluşan deformasyon kabul edilir seviye olan +/- 1mm değerleri arasındadır. Yeter şart olarak bu tasarım toplam deformasyon olarak istenilen sonuca uygundur. (Bkz. Şekil 7.51).



Şekil 7.51 Model-5'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ticari araçlarda kullanılacak bir filtre için yapılacak filtre braketini analizler ile adım adım oluştururken aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir ;

- Toplamda 5 model oluşturularak yapılan parçanın geometrik özellikleri ile oynayarak ve parça ilavesi ile sistem analizleri yapılarak her bir analiz sonrasında elde edilen doğal titreşim değerleri ve gerilme değerleri iyileştirilerek sonuca ulaşılmıştır.
- Bu sonuçlara ulaşırken titreşimde 100 Hz sınırı baz alınarak 5. Model kabul edilir model olarak seçilmiştir.
- Sistemin diğer bir kritik durumu ise , yakıt filtresine bağlanan boruların , aracın motor bölgesindeki diğer başka parça , boru ve ya tesisat'a sürtünme yapmaması için parçalar arası kabul edilir mesafeye girilmemesi gerekmektedir. Dolayısı ile toplam deformasyon analizleri ile araçlarda kabul edilir mesafe toleransı olarak +/- 1mm içinde kalma şartı da yine 5. modelde sağlanmıştır.
- Tüm alınan doğal frekans ve gerilme analizleri ile ilgili olarak hareketli video kayıtları alınmış bu çalışmanın ekinde CD içinde verilmiştir.
- Türkiye ağır yol şartlarında seyreden ticari araçların tüm sistem olarak uzun ömürlü olabilmesi açısından alınan maksimum sınır değerleri ile parçanın sistem içinde dayanıklı kalabilmesi için gerekli malzeme , kalınlık ve en ekonomik tasarım ANSYS'de yapılan analizler sonucunda elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] DEMİRSOY , M. , Motorlu Taşıtlar , Birsen Yayınevi, Denizli , 1989
- [2] ARTAMANOV, M.D., “Motor Vehicles”, Mir Publishers, Moskow, 1992
- [3] IŞIK, E., “Motorlu Taşıtlar”, Sakarya DMMA Ders Notları
- [4] ADAMS, H., Chasis Engineering, Berkley Publishing Group New York, 1993
- [5] EREKE, M., “Şasi ve Karoseri Tasarımı Lisans Ders Notları”, Kasım 1998
- [6] YAZICIOĞLU, O., “Konstrüksiyonda Mukavemet”, Beta Basım A.Ş., İstanbul 1998
- [7] ÖZKALAV, H., “Kinematik (Dinamik I)”, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 1986
- [8] AKÖZ, A., “Mühendisler İçin Mekanik Dinamik”, Beta Basım A.Ş., İstanbul, Ekim 2000
- [9] GÖKSEL, Ş., “Mekanik Titreşimler”, Kocaeli Üniversitesi Yayınları, İstanbul, 1996
- [10] KUTİ, I., “A Computational Procedure For Nonlinear Dynamic Analysis of Vehicles-Vehicle Sistem Dynamics”, Budapest University of Tecnology Department, Hungary, October 2001

- [11] CROUSE , W.H. , Automotive Fuel,Lubricating and Cooling System , McGraw Hill Book Company Inc. , New York , 1955
- [12] SHULZ , E.J. , Diesel Equipment I Lubrication , Hydraulics , Brakes , Wheels,Tires , McGraw Hill Book Company Inc., Auckland , 1983
- [13] MOAVENİ, S.,“Finite Elements Alalysis Teory And Application With Ansys”, Minesota State University, Mankato, 2003
- [14] <http://www.erdemir.com.tr>
- [15] BİLGİNPEK, H. , Dizel Motorları , Milli Eğitim Gençlik ve Spor Bakanlığı , İstanbul , 1987
- [16] SHEEN , D.H. , YANG , D.-J. , KIM , H.-S. The Influence of Fuel Filter Design on the Low Temperature Performance of Light Duty Diesel Vehicles, SAE Technical Paper Series , 2002
- [17] AYDOĞAN ,M.-Ö. , ÖZGÜVEN , H.-N. , Titreşim Ölçümü ile Mekanik yapılarda Titreşim Saptanması , UMTS2005 , Ankara , 2005

ÖZGEÇMİŞ

15.10.1980 yılında Erzincan'da doğdum. İlköğretim okulunu Yuvacık Serdar İlköğretim okulunda tamamladıktan sonra orta ve lise eğitimimi Özel Kocaeli Kolejinde ikincilik ile bitirdim. 1997 yılında girdiğim ÖYS sınavı ile İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandım. 2002 Yılında mezun oldum. Okuldan mezun olduktan sonra önce 1,5 Sene bir otomotiv yan sanayisinde kalıp tasarım proje mühendisi olarak görev yaptım. Daha sonra 2003 senesinde Ford Otosan A.Ş'de Ticari Araç Ürün Geliştirme Mühendisi olarak çalışmaya başladım ve bu dönem içinde Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı , Makine Tasarım ve İmalat bölümünde yüksek lisans yapmaya başladım. Halen aynı dalda yüksek lisans yaparken , aynı zamanda otomotivdeki iş hayatıma devam etmekteyim .

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TAŞIT YAKIT FİLTRESİ BAĞLANTISININ DİNAMİK ETKİLER ALTINDA MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Mithat KOÇ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TAS. VE İMALAT
Tez Danışmanı : Yrd. Doç.Dr. İmdat TAYMAZ

Nisan 2006

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TAŞIT YAKIT FİLTRESİ BAĞLANTISININ DİNAMİK ETKİLER ALTINDA MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Mithat KOÇ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TAS. VE İMALAT

Bu tez 24 / 04 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr.İmdat Taymaz
Jüri Başkanı

Doç.Dr. Recep Kazan
Üye

Doç.Dr. Emin Gündoğar
Üye

M. KOÇ	BİR TAŞIT YAKIT FİLTRESİ BAĞLANTISININ DİNAMİK ETKİLER ALTINDA MODELLENMESİ	NİSAN 2006
---------------	--	-------------------

ÖNSÖZ

Otomotiv alanında artan rekabetle yarışmanın tek yolu uzun ömürlü ve kaliteli tasarımlar yaparak aracın hem uzun ömürlü olmasını ve kullanıcıya daha az masraf sağlamasını hedeflemek gerekmektedir. Bu görüşten yola çıkarak bir tasarım yapılırken en genelden aracın tüm sisteminin çalışması ve buna bağlı dış etkenlerin çok iyi irdelenmesi gerekir. Bu alanda günümüz çok hızlı gelişen teknolojileri CAD olanaklarından etkin olarak faydalanmak, bir tasarımı hayata geçirmeden önce hem vakit hem de büyük para kazancı sağlayacaktır.

Bu tezin hazırlanması aşamasında bana her türlü desteği veren değerli danışman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. İmdat Taymaz `a ve bu tezimi hazırlamam için gerekli bilgi birikimini ve tecrübeyi sağlayan amirlerim ve şirketim FORD OTOSAN `a teşekkür`ü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ÖZET.....	viii
SUMMARY.....	ix
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
ARAÇLARDAKİ YAKIT FİLTRELERİ.....	
2.1. Giriş.....	2
2.2. Yakıt Filtreleri.....	3
2.2.1. Yakıt filtrelerinin genel yapısı	3
2.2.2. Filtre çeşitleri ve çalışma şekilleri.....	4
2.2.2.1. Metal elemanlı filtreler.....	5
2.2.2.1. Metal elemanlı olmayan filtreler.....	6
2.3. Filtrenin Yeri ve Bağlantı Şekilleri.....	9
BÖLÜM 3.	
TAŞITLARDA DİNAMİK YAPI.....	10
3.1. Genel Taşıt dinamiği.....	10
3.2. Araçlarda Kullanılan Bağlantı Temel Yapıları.....	16
3.2.1. Dikdörtgen şasi tipi.....	16

3.2.2. Trapez Şasi tipi.....	17
3.2.3 X- Şasi tipi.....	17
3.2.4. Çatal Şasi tipi.....	18
3.2.5. Platform şasi tipi.....	18
3.3. Şasi ve Karoseri Malzemesi.....	19
3.4. Şasi Zorlanma Tipleri.....	20
3.4.1. Boyuna düşey eğilmeye zorlanma.....	21
3.4.2. Enine düşey eğilmeye zorlanma.....	21
3.4.3 Yatay eğilmeye zorlanma.....	22
3.4.4 Burulmaya zorlanma.....	22
BÖLÜM 4.	
SİSTEM DİNAMIĞI VE İLKELERİ.....	23
4.1. Statik Temel.....	23
4.1.1. Normal gerilme ve kayma gerilmesi.....	24
4.1.2. Emniyet gerilmesi ve emniyet katsayısı.....	24
4.1.3. Şekil değiştirme.....	25
4.1.4. Mekanik özellikler.....	26
3.4.4.1. Hooke kanunu.....	26
3.4.4.2. Poisson oranı.....	27
4.2. Dinamiğin Tanımı.....	28
4.2.1. Temel tanımlar.....	29
4.2.2. Dinamik problemlerinin tanımı.....	29
4.2.3. Bir boyutlu doğrusal hareket.....	30
4.2.4. Maddesel noktanın titreşimi.....	31
4.2.5. Titreşim Elemanı Olarak Kullanılan Yaylar.....	34
4.2.6. Bir serbestlik dereceli titreşim sistemi ve hareket denklemi....	35
4.2.6.1. Sönümsüz serbest titreşim.....	36
4.2.6.2. Zorlanmış sönümsüz titreşim.....	37
4.2.6.3. Sönümlü serbest titreşim.....	37
4.2.6.4. Zorlanmış sönümlü titreşim.....	37
4.3. Modal Analiz.....	38
4.3.1. Giriş.....	38

4.3.2. Modal analizde sonlu eleman formülasyonu.....	39
4.3.3. Modal analizin kullanımı.....	40
4.3.4. Modal analizde kullanılan komutlar.....	41
4.3.5. Modal analiz aşamaları.....	41
4.3.5.1. Modelin oluşturulması.....	41
4.3.5.2. Yüklerin uygulanması ve çözümün sağlanması.....	41
4.3.5.3. Sonuçların incelenmesi.....	42
BÖLÜM 5.	
FİLTRE BRAKETİNİN MATEMATİK MODEL YARDIMI İLE ÇÖZÜMÜ VE	43
ANALİZ EDİLMESİ.....	
5.1. Dinamik Analiz.....	43
5.1.1. Dinamik analize giriş.....	43
5.1.2. Dinamik analizin tanımı	45
5.1.3. Dinamik analizde sonlu eleman formülasyonu.....	45
5.1.4. Dinamik analizin kullanımı.....	46
5.1.5. Dinamik analiz aşamaları.....	47
5.1.6. Dinamik analiz metodları	47
5.2. Filtre Braketinin Matematik Modelinin İncelenmesi.....	48
5.2.1. Yapılan varsayımlar.....	48
5.2.2. Rayleigh metodu	48
5.2.3. Filtre bağlantı braketinin matematik model yardımı ile	
çözümü.....	49
BÖLÜM 6.	
FİLTRE BRAKETİ TASARIMI VE ANALİZLER.....	53
6.1. ANSYS ve Sonlu Elemanlar Metodu Hakkında Genel Bilgiler.....	53
6.2. Modelin Oluşturulması.....	57
6.3 Modellerin Tasarlanması.....	60
6.3.1. Model-1'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar.....	61
6.3.2. Model-2'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar.....	64
6.3.3. Model-3'ün tasarım özellikleri ve sınır şartlar.....	67

6.3.4. Model-4'ün tasarım özellikleri ve sınır şartlar.....	70
6.3.5. Model-5'in tasarım özellikleri ve sınır şartlar.....	73
BÖLÜM 7.	
ANALİZ SONUÇLARI VE İNCELEMELER.....	77
7.1. Giriş.....	77
7.2. Modal ve Gerilme Analiz Sonuçları.....	77
7.2.1. Model-1 'e ait analiz sonuçları.....	77
7.2.2. Model-2 'e ait analiz sonuçları.....	84
7.2.3. Model-3 'e ait analiz sonuçları.....	90
7.2.4. Model-4 'e ait analiz sonuçları.....	97
7.2.5. Model-5 'e ait analiz sonuçları.....	103
BÖLÜM 8.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	110
KAYNAKLAR.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	113

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$[K]$: Bilinen sabitler matrisi
$[D]$: Büyüklük alan vektörü
$[R]$: Yük vektörü
(δ)	: Düğüm noktasındaki yerdeğiştirme
(P)	: Temel yük vektörü
(C)	: Sönüm matrisi
DOF	: Serbestlik derecesi
r	: Yer vektörü
F(x)	: Konumun fonksiyonu kuvvet
K	: Yay sabiti
x	: Genlik
τ	: Periyot
f	: Frekans
w	: Açısal frekans
δ	: Yayıdaki çökme miktarı
c	: Sönüm katsayısı
m	: Kütle
L	: Uzunluk
Hz	: Frekans'ın şiddeti
F(v)	: Hızın fonksiyonu kuvvet
g	: Yerçekimi ivmesi
\ddot{x}	: ivme
\dot{x}	: Hız
x	: Yerdeğiştirme

w_0 : Tabii frekans
 u_i : Öz vektörler
 E : Elastiklik modülü
 w : Ağırlık
 ν : Poisson oranı
 γ : yoğunluk

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 Yakıt filtresinin genel çalışma prensibi.....	2
Şekil 2.2 Metal elemanlı yakıt filtresinin genel yapısı.....	5
Şekil 2.3 Çeşitli filtre elemanlarının geçirgenlik grafiği	6
Şekil 2.4 Kağıt elemanlı yakıt filtresi	7
Şekil 2.5 Keçe elemanlı yakıt filtresi ve parçaları.....	8
Şekil 2.6 Araç üzerinde motor bölgesinde filtre içeren bir yakıt devresi.....	9
Şekil 3.1 Taşıt genel serbest salınım diyagramı.....	12
Şekil 3.2 Taşıtta yanal kuvvetlerde oluşan ağırlık transferi basit model.....	14
Şekil 3.3 Ağırlık merkezinin orta ekseninde olduğu durum.....	15
Şekil 3.4 Dikdörtgen tipli şasi.....	16
Şekil 3.5 Trapez tipli şasi.....	17
Şekil 3.6 X – şasi tipi.....	17
Şekil 3.7 Çatal şasi.....	18
Şekil 3.8 Platform şasi.....	18
Şekil 3.9 Düşey eğilme.....	21
Şekil 3.10 Yatay eğilmeye zorlanma.....	22
Şekil 3.11 Burulma zorlanması.....	22
Şekil 4.1 Paralel Bağlı Yaylar.....	33
Şekil 4.2 Seri Bağlı Yaylar.....	33
Şekil 4.3 Yayların Karakteristik Eğrileri.....	34
Şekil 4.4 m kütleli cisme ait serbest cisim diyagramı.....	35
Şekil 5.1 Yay –Kütle Sistemi.....	44
Şekil 5.2 Filtre braketinin tasarımı genel görünüm.....	51
Şekil 5.3 Filtre braketinin basitleştirilmiş giriş modeli çözümü.....	51
Şekil 5.4 Braketin yanal ve boyuna kesitleri ölçülendirilmesi ve atalet momentleri.....	51

Şekil 6.1 Standart bir kâğıt elemanlı yakıt filtresi CAD modeli.....	57
Şekil 6.2 Filtre bağlantı braketi tasarımı ve parçaları.....	58
Şekil 6.3 Yakıt filtresinin araç motor bölgesindeki paketleniği lokasyon..	59
Şekil 6.5 Mode-1 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü	61
Şekil 6.6 Model-1'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim.....	62
Şekil 6.7 Model-1'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (Mesh) yapı.....	63
Şekil 6.8 Model-1'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi.....	64
Şekil 6.9 Model-2 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü.....	65
Şekil 6.10 Model-2'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim	65
Şekil 6.11 Model-2'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı.....	66
Şekil 6.12 Model-2'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi.....	67
Şekil 6.13 Model-3 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü.....	68
Şekil 6.14 Model-3'ün gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim.....	68
Şekil 6.15 Model-3'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı.....	69
Şekil 6.16 Model-3'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi.....	70
Şekil 6.17 Model-4 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü.....	71
Şekil 6.18 Model-4'ün gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim.....	71
Şekil 6.19 Model-4'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı.....	72
Şekil 6.20 Model-4'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi.....	73
Şekil 6.21 Model-5 tasarımına ait önden ve arkadan genel görüntü.....	74

Şekil 6.22 Model-5'in gövde üzerinde bağlantı noktaları ve bunların ANSYS de sabit nokta olarak tanımlanmasına ait gösterim.....	74
Şekil 6.23 Model-5'e ait Sonlu Eleman Yöntemi ile oluşturulmuş kafes (mesh) yapı.....	75
Şekil 6.24 Model-5'e tanımlanmış ivme değerinin ANSYS 'de tanımlanmış vektörsel gösterimi.....	76
Şekil 7.1 Tasarımı yapılan braketin genel österimi.....	78
Şekil 7.2 Model-1'e ait 1. Frekans analiz sonucu.....	79
Şekil 7.3 Model-1'e ait 2. Frekans analiz sonucu.....	79
Şekil 7.4 Model-1'e ait 3. Frekans analiz sonucu.....	80
Şekil 7.5 Model-1'e ait 4. Frekans analiz sonucu.....	80
Şekil 7.6 Model-1'e ait 5. Frekans analiz sonucu.....	81
Şekil 7.7 Model-1'e ait 6. Frekans analiz sonucu.....	81
Şekil 7.8 Model-1'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	82
Şekil 7.9 Model-1'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	83
Şekil 7.10 Model-1'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	83
Şekil 7.11 Model-1'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerleri.....	84
Şekil 7.12 Model-2'e ait 1. Frekans analiz sonucu.....	85
Şekil 7.13 Model-2'e ait 2. Frekans analiz sonucu.....	85
Şekil 7.14 Model-2'e ait 3. Frekans analiz sonucu.....	86
Şekil 7.15 Model-2'e ait 4. Frekans analiz sonucu.....	86
Şekil 7.16 Model-2'e ait 5. Frekans analiz sonucu.....	87
Şekil 7.17 Model-2'e ait 6. Frekans analiz sonucu.....	87
Şekil 7.18 Model-2'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	88
Şekil 7.19 Model-2'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	89
Şekil 7.20 Model-2'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı	89

gerilme değerleri.....	
Şekil 7.21 Model-2'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler.....	90
Şekil 7.22 Model-3'e ait 1. Frekans analiz sonucu.....	91
Şekil 7.23 Model-3'e ait 2. Frekans analiz sonucu.....	92
Şekil 7.24 Model-3'e ait 3. Frekans analiz sonucu.....	92
Şekil 7.25 Model-3'e ait 4. Frekans analiz sonucu.....	93
Şekil 7.26 Model-3'e ait 5. Frekans analiz sonucu.....	93
Şekil 7.27 Model-3'e ait 6. Frekans analiz sonucu.....	94
Şekil 7.28 Model-3'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	94
Şekil 7.29 Model-3'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	95
Şekil 7.30 Model-3'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	95
Şekil 7.31 Model-3'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler.....	96
Şekil 7.32 Model-4'e ait 1. Frekans analiz sonucu.....	97
Şekil 7.33 Model-4'e ait 2. Frekans analiz sonucu.....	98
Şekil 7.34 Model-4'e ait 3. Frekans analiz sonucu.....	98
Şekil 7.35 Model-4'e ait 4. Frekans analiz sonucu.....	99
Şekil 7.36 Model-4'e ait 5. Frekans analiz sonucu.....	99
Şekil 7.37 Model-4'e ait 6. Frekans analiz sonucu.....	100
Şekil 7.38 Model-4'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	101
Şekil 7.39 Model-4'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	101
Şekil 7.40 Model-4'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	102
Şekil 7.41 Model-4'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler.....	103
Şekil 7.42 Model-5'e ait 1. Frekans analiz sonucu.....	104

Şekil 7.43 Model-5'e ait 2. Frekans analiz sonucu.....	104
Şekil 7.44 Model-5'e ait 3. Frekans analiz sonucu.....	105
Şekil 7.45 Model-5'e ait 4. Frekans analiz sonucu.....	105
Şekil 7.46 Model-5'e ait 5. Frekans analiz sonucu.....	106
Şekil 7.47 Model-5'e ait 6. Frekans analiz sonucu.....	106
Şekil 7.48 Model-4'e ait Von-Mises analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	107
Şekil 7.49 Model-4'e ait Maksimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	108
Şekil 7.50 Model-4'e ait Minimum Asal Gerilme analiz sonuçları ve bazı gerilme değerleri.....	108
Şekil 7.51 Model-4'e ait Toplam Deformasyon analiz sonuçları ve bazı değerler.....	109

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 5.1 Parçanın belirli modlardaki β^2 değerleri.....	52
Tablo 5.2 Parçada kullanılan malzemenin temel özellikleri.....	52
Tablo 5.3 Braketin matematik model yardımı ile bulunan doğal frekans değerleri.....	52
Tablo 6.1 Kullanılan saca ait malzeme özellikleri	62
Tablo 7.1 Oluşturulan modellere ait değişen faktörler tablosu.....	75
Tablo 7.2 Model-1'e ait modal analiz frekans değerleri.....	78
Tablo 7.3 Model-2'e ait modal analiz frekans değerleri.....	84
Tablo 7.4 Model-3'e ait modal analiz frekans değerleri.....	89
Tablo 7.5 Model-4'e ait modal analiz frekans değerleri.....	97
Tablo 7.6 Model-5'e ait modal analiz frekans değerleri.....	103

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Ticari Araçlar, Otomobil , Yakıt Filtresi , Braket Tasarımı, Sonlu Eleman Yöntemi , CAD , Otomobilde Dinamik Etkiler, Titreşim , Otomotivde Bağlantı Elemanları

Otomotivde parça ömrünü etkileyen en önemli faktörlerden biri bağlantı şeklidir. Parçaların araç üzerinde bağlantı şekilleri kullanılan bağlama elemanlarının malzemesi , kullanılan civata /somun benzeri parçaların boyutları ve dayanımları bu bağlantının en uygun seviyede yapılabilmesi için bilinmesi gereken diğer alt etkenlerdir.

Ülkemiz ağır şartları ve kullanılan yakıtların temizliği göz önüne alındığında yakıt filtreleri araçta olmazsa olmaz arasında yer almaktadır. Bunun en büyük nedenlerinden biri , dizel motorlarda kullanılan motorinin araca gelene kadar geçen süreç içinde kirlenebileceği ve dizel motorlarında hassas bir yapıya sahip olması nedeni ile filtre araçlarda olması gereken parçadır.

Özellikle bu çalışmada incelenen ticari araçlarda kullanılan yakıt filtreleri motordan bağımsız olarak gövde üzerinde uygun bir lokasyona yerleştirilirken seçilen bu konum , her türlü titreşim ve darbe türü dış etkenlere dayanıklı bir bağlantı braketine sahip olmalıdır. Bunun için öncelikle parçanın motor bölgesindeki kaportaya en uygun yerden bağlanması ve servis kolaylığının sağlanması gereklidir.

Çalışma yapılırken aracın tüm opsiyon ve paketleri düşünülerek seçilen uygun bir yere kaynatılacak bir braket üzerine bağlantı tasarlanmıştır. Bu bağlantı braketi tasarımı yapılırken bağlanacak filtrenin çalışma anındaki ağırlığı , aracın hareket halinde bozuk zeminde hareketi gibi faktörler düşünülerek yapıya gelebilecek her türlü kuvvet ve titreşimin analizi , gerilme analizleri yapılarak , uygun tasarım oluşturulmuştur.