

Titreşim Analizi

Titreşim Analizi Genel Bilgi

Araç üzerinde oluşan bir çok ses ve dinamik yorulmalar titreşimin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Bu açıdan araç üzerindeki parçaların titreşim analizinin yapılması üç açıdan önemli görülebilir.

- a) Sistemin doğal frekansları incelenip, bu frekanslarla aynı değerde dışarıdan bir zorlama frekansına maruz kaldığında rezonansa girecektir. Rezonansın oluşması, parça üzerinde ses ve aşırı titreşim durumlarını ortaya çıkaracaktır. Bu açıdan modal titreşim analizinin yapılması gerekir.

Bu tür bir doğal frekans analizinde sınır şartlarının bilinmesi gerekir. Bu konuda üç farklı şekilde doğal frekans analizi yapılabilir.

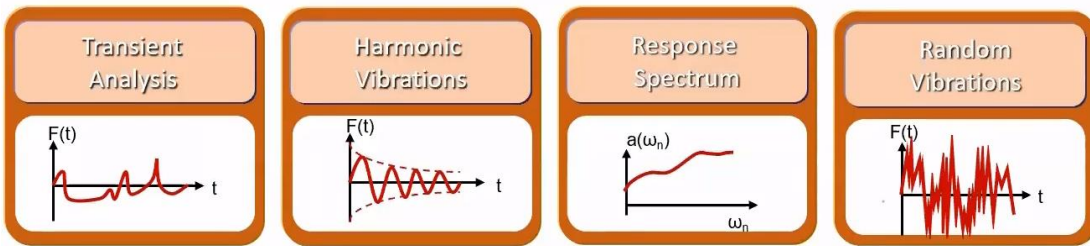
- i) Parça tamamen boşlukta, hiçbir yere temas etmeden doğal frekansı incelenebilir.
- ii) Parça belli bir noktadan sabitlenip doğal frekansı incelenebilir.
- iii) Parça belli bir kuvvet altında tutularak doğal frekansı incelenebilir.

Bu bakış açısı ile ön tasarımlar ortaya çıktıktan sonra titreşim açısından önemli görülen tüm parçaların doğal frekansları en uygun sınır şartları uygulanarak incelenecektir.

- b) Parçanın doğal frekansını incelemek rezonansa girecek olan titreşim modları hakkında genel olarak bir fikir verebilir fakat bundan daha fazla analizin yapılmasına ihtiyaç olabilir.

Genel olarak bir araç üzerinde yapılabilecek dinamik analizleri 4 grupta toplayabiliriz. Bütün bu analizler modal analizden (doğal frekansların incelenmesi) sonra yapılmalı. Bu zorlanma şekillerinin bulunan modlara bağlı olarak oluşturacağı etkiler değerlendirilmelidir.

Dinamik Analiz Tipleri



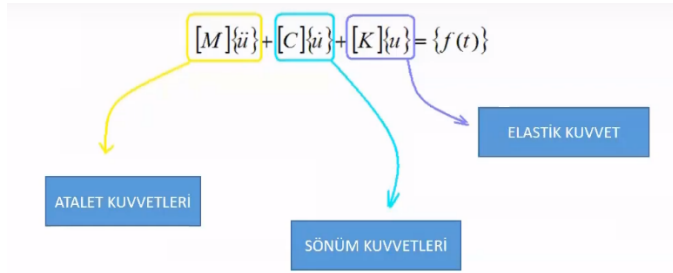
Araç üzerinde zorlayıcı titreşim kuvveti oluşturacak (rezonansı tetikleyecek) frekansların bilinmesi faydalıdır. Örneğin içten yanmalı bir motor olsa, krankın dönme frekansı, pistonların vurma frekansı, supapların frekansı gibi araç üzerinde titreşim oluşturan onlarca zorlayıcı etki, incelen parça üzerinde rezonans etkisi oluşturabilir.

Bu açıdan bakıldığında araç üzerinde oluşan titreşimlere yönelik ön bilgilere ihtiyaç olacaktır. Örneğin motor hangi devirlerde dönmektedir. Yada başka çalışan aksamalar hangi frekansları üretmektedir. Bu bilgiler ışığında bu çalışma frekansına yakın doğal frekansa sahip parçalar detaylı ele alınmalıdır.

Eğer araç üzerinde oluşan zorlayıcı frekanslar bilinirse ve bunlar düzenli dönme hareketleri ise, incelenen parçalar bu frekanslar altında Harmonik dinamik analize tabi tutulabilir. Yani dışarıdan bu frekanslarda kuvvet uygulanarak yapının ne derece zorlandığı, oluşan gerilme ve deplasman değerleri incelenebilir.

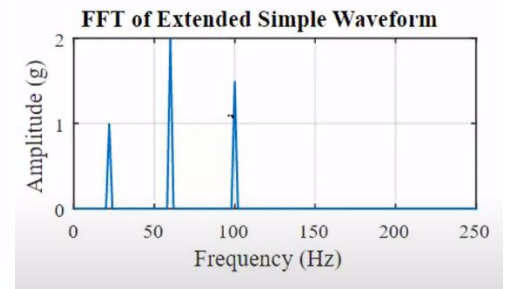
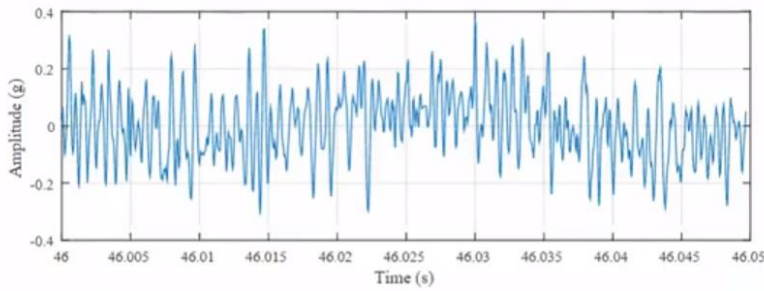
Parçayı zorlayıcı kuvvet olarak sadece motor benzeri dönme hareketleri kuvvet oluşturmaz. Havanın kanallar içerisinde ilerlerken oluşturacağı türbilans etkileride dinamik zorlanmaları çıkaracaktır. Bu açıdan bakıldığında ilgili parçalar rastsal olarak (random vibration) titreşim simülasyonlarının yapılması, zorlayıcı dinamik analize tabi tutulması gerekir. Böyle bir analizin daha gerçekçi olması için mevcut çalışan araçların hava kanalları üzerinden alınan titreşim grafiklerinin kullanılması daha doğru sonuçlar üretecektir. Bu konuda internetten yakın titreşim data larıda bulunabilir.

Bu şekilde parça üzerinde zorlayıcı bir analizi yaparken aşağıdaki formülasyon dikkate alınmalıdır. $f(t)$ dışarıdan etki eden bir kuvvet. Bu kuvvet sonucunda sistemde oluşan gerilme ve yer değişimleri hesaplanacaktır. Bu hesabın yapılabilmesi için kütle, sönüm katsayıları ve rijitlik değerlerinin bilinmesi gerekir. Kütle, malzeme yoğunluğu ve hacimlerden bulunur. Rijitlik değerleri, malzemenin Elastisite modülü ve şekil yapısından bulunur. Sönüm katsayıları ise malzemeye durdurmaya çalışan yapılar var ise bunların özelliklerinden bulunur.

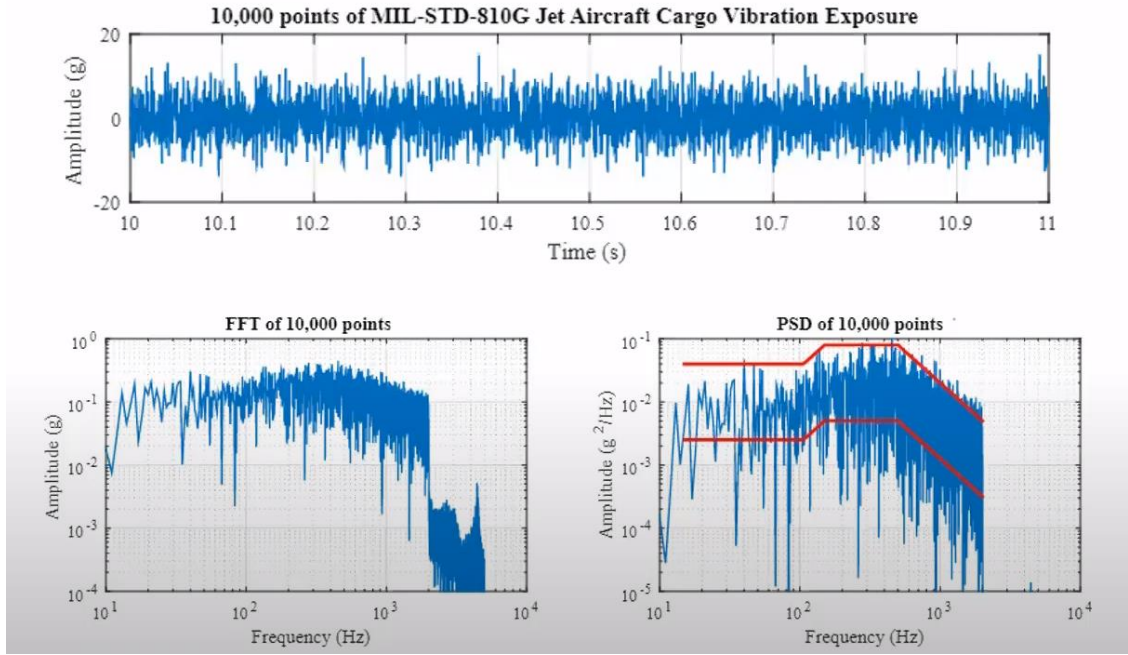


Görüldüğü gibi tam detaylı bir titreşim analizini yapabilmek için bir çok bilgiye sahip olmak gerekiyor. Bu bilgilerin olabildiğince doğruya yakın elde edilip (tasarım sonrasında ortaya çıkacaktır) tüm modal ve dinamik analizlerin (transient, harmonik, random) yapılması gerekir.

Yapılan analizlerin doğruluğunu sağlamak yada daha da gerçekçi sonuçları elde etmek için Protip araç ortaya çıktıktan sonra genel bir titreşim testine de tabi tutulabilir. Test aşamasında araç üzerinde çeşitli noktalardan alınan zaman-ivme domainine ait ölçümler yapıp, daha sonra FFT dönüşümleri yapılarak, karmaşık titreşim grafiği içerisinde aracın hangi parçalarının hangi frekanslarda ne büyüklükte ivme titreşimi oluşturduğu bulunabilir.



FFT grafiklerinin ardından bu grafiklerin PSD grafiklerine (Power Spectrum Density) dönüştürülüp zorlayıcı titreşim olarak parçaya girdi olarak kullanmamız gerekir.



Yapıya uyguladığımız PSD grafiklerinin sonucunda yapının bize sunacağı davranışı frekans bandında görmüş oluruz. Bu durumda yapının kendisi üzerine gelen zorlanmaların (PSD lerin) ne kadarını sönümlendiği ne kadarından etkilendiği ve değerini yükselttiğini görebiliriz.



Elde edilen PSD-Frekans grafiklerinin sonunda artık yapıda oluşan gerilme yerdeğişim ve değerleri bulunabilir. Fakat titreşim analizlerinde stress ve yerdeğişim değerlerine bakmak anlamsızdır. Bu durumda grafikleri statik analiz gibi kullanmış oluruz. Oysa bu yanlıştır. Titreşimin olduğu her yerde dinamik yorulma analizlerinin yapılması gerekir. Bu analizlerin yapılabilmesi içinde de parçayı oluşturan malzemelerin S-N (Strees-Number of Cycle) grafikleri elimizde olması gerekir. Buna göre parçaların ne kadar ömre sahip olacaklarının tahmini yapılacaktır. Aşırı etkilenen parçaların geometrik şeklinin değiştirilmesi yada malzeme özelliklerinin iyileştirilmesi için ipuçları elde edilecektir.

Bu bilgiler ışığında tavsiye edilebilecek titreşim analizi şu şekilde olabilir.

- Tasarım sonrasında parçaların bağlama şekline bağlı olarak doğal frekanslar incelenebilir. Bu frekanslar daha geniş bir aralıkta tutularak, kütle katılım değerleri de hesaplanarak titreşimlere bakılabilir. Kütle katılım değerleri o frekanda titreşimi oluşturacak kütle miktarını verir. Titreşimi oluşturacak kütle miktarı ne kadar yüksekse o frekanda rezonans ihtimali o derece artacaktır. Kütle katılım oranı rezonans ihtimalini gösterir. Ama aynı zamanda zorlayıcı titreşimlerin hangileri olduğunu da yorumlamak gerekir.

Eğer yapının dışarıdan maruz kalacağı titreşim frekansları tam bilinemezse kütle katılım oranına bakarak yapının en az %80 nin rezonansı etkilediği tüm titreşimlerin modlarının bulunması iyi olacaktır. Bu durumda kaç adet modun hesaplanması gerektiği bu sayıya bağlı olarak çıkar. Sistemi zorlayacak frekanslar bilinirse o aralıkta titreşim modları incelenebilir.

- İkinci bir analiz motor devir aralıkları bilinirse, bu değer alınarak 0 dan en son devire kadar dışarıdan etki eden harmonik zorlanma analizine tabi tutulabilir. Böylece rezonansa girdiği frekanslar yine görülecektir ve bu frekanslarda yapıda oluşacak deplasman ve gerilmeler ölçülebilir. Bu analiz için motor devir aralığı bilinmelidir. Yada 0 dan tahmini bir devire kadar tüm harmonik analiz zorlanmaları yapılır. Ama

sonuçların değerlendirebilmek için araçtan gelen harmonik zorlanmaları (düzenli sinüzoidal hareketleri) bilmek gerekir. Diğer türlü bulunan sonuçlar bir anlam ifade etmeyecektir.

- c) Üçüncü bir analiz olarak hava akışının titreşimlerini sembolize edecek dışarıdan rastsal bir titreşim zorlanmasına tabi tutulup yine benzer şekilde parçanın davranışları incelenebilir. Bu analizde farklı genliklerde ve farklı frekanslarda uygulama yapılarak parçanın ne kadar zorlandığı incelenebilir.

Görüleceği gibi hangi analiz yapılırsa yapılsın, titreşimde elde edilen sonuçların bir anlam kazanması, bulunan modların araçtaki mevcut olacak diğer frekanslarla etkileşimine bağlıdır. Bu yüzden öncelikle aracın oluşturacağı titreşimlerin iyi bilinmesi, analiz yapılan parçanın kullanım ortamının ve malzeme özelliklerinin bilinmesi, anlamlı sonuçlar üretmek için gereklidir.

Örnek parça üzerinde anlatım

Titreşim analizi yaparken sonuçların doğru çıkması için parçaların çalışma şekillerine bağlı olarak sınır şartlarının doğru şekilde tanımlanması gerekir. Aşağıdaki doğal frekansları veren formül incelendiğinde bu formülde parçaların rijitliğinin (esnemezliğinin) (K) frekansı artırdığı, Kütle sinin ise (M) frekansı düşürdüğü gözükme ktedir.

$$f(\text{Hz}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

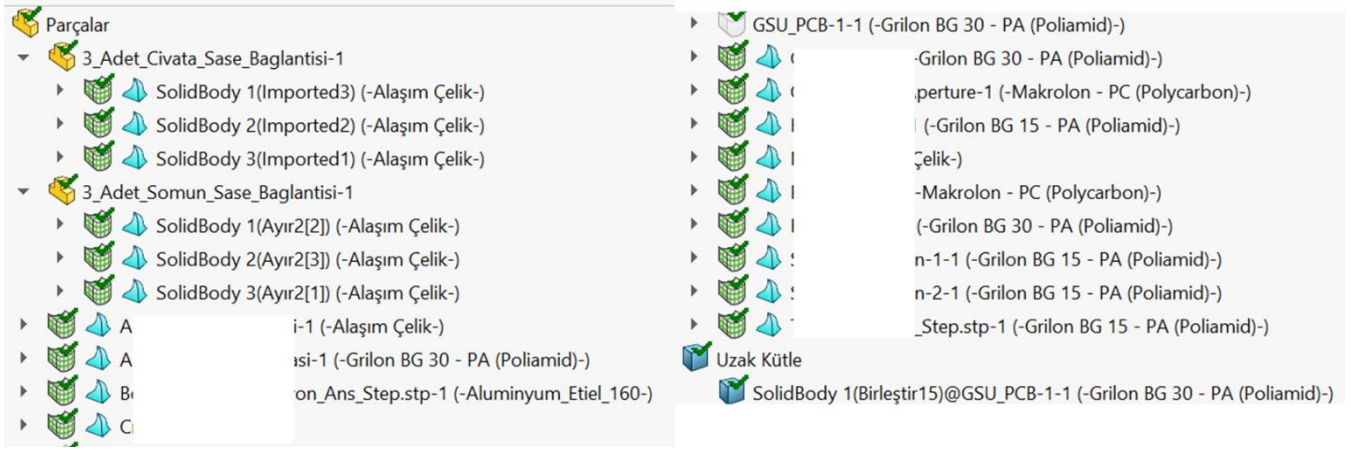
Buradaki K değeri malzemelerin Elastisite modülüne ve şekline bağlıdır.. Aynı zamanda sabitleme noktaları da bu değeri değiştirecektir. Kütleleri ise zaten girilen malzeme özelliklerinden gelmektedir.

Buna göre örnek bir parça için analize giren kütle özellikleri aşağıda gösterilmiştir. Toplam analize giren kütle 196 grdır.

		Öge	Kütle (g)
1		Rotary Knob-2 (-Grilon BG 30 - PA (Poliamid)-)	11,14
2		Alt_Plastik_Sase_Parcasi-1 (-Grilon BG 30 - PA (Poliamid)-)	8,93
3		SolidBody 1(Ayr2[2]) (-Alaşım Çelik-)	0,96
4		SolidBody 2(Ayr2[3]) (-Alaşım Çelik-)	0,96
5		SolidBody 3(Ayr2[1]) (-Alaşım Çelik-)	0,96
6		Knob Internal-1 (-Grilon BG 15 - PA (Poliamid)-)	2,09
Ondalık Basamaklar: 2 Bilimsel gösterim			
☐ Kütle merkezini göster Birim sistemi: Metrik (G)			
Koordinat değerleri raporlama ölçüsü: --Varsayılan--			
Kütle özellikler "Frekans 1"			
Kütle = 196,47 g			
Hacim = 83,21 cm^3			
Yüzey Alanı = 1.054,17 cm^2			
Kütle merkezi: (cm)			
X = -2,21			
Y = -26,26			
Z = -39,70			
Birincil atalet eksenleri ve birincil eylemsizlik momentleri: (g.cm^2)			
Kütle merkezinde alınmış.			
Ix = (-1.718.161,53, 9.638.190,56, -2.037.941,05) Px = 452,01			
Iy = (-9.643.226,43, -1.222.569,74, 2.348.085,86) Py = 1.257,00			
Iz = (2.013.977,39, 2.368.671,78, 9.504.382,62) Pz = 1.500,03			

		Öge	Kütle (g)
7			11,63
8			52,01
9			3,54
10			3,54
11			3,54
12			0,53
13			4,55
14			1,35
15			3,35
16			3,37
17			19,27
18			56,83
16			3,37
17			19,27
18			56,83
19			2,10
20			5,84

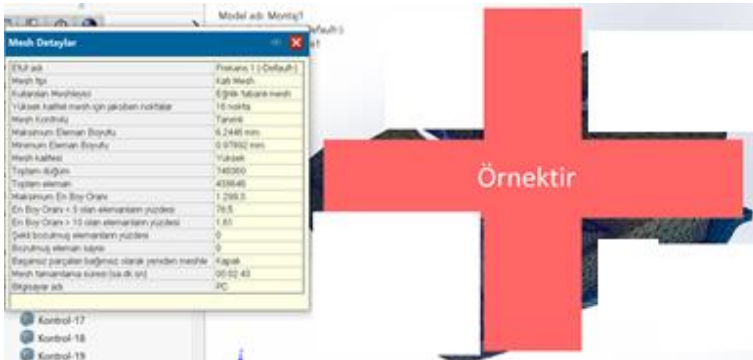
Bu örnek analizde tüm parçalar olabildiğince eklenmeye çalışılmıştır. Analize giren tüm parçalar ve malzeme özellikleri aşağıdaki şekildedir.



Tüm parçalarda uygulanan yüzey etkileşimleri (temas yada birleşimler) aşağıdaki şekilde oluşmuştur.



Modellemede kullanılan mesh özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

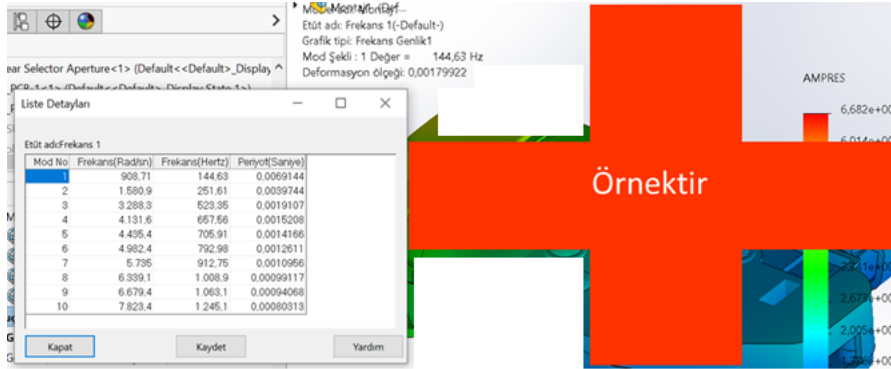


Analiz sonuçları

Elde edilen frekans değerleri aşağıdaki şekildedir.

Tablo: Sistemi rezonansa sokacak Frekans ve karşılığı olan devir değerleri.

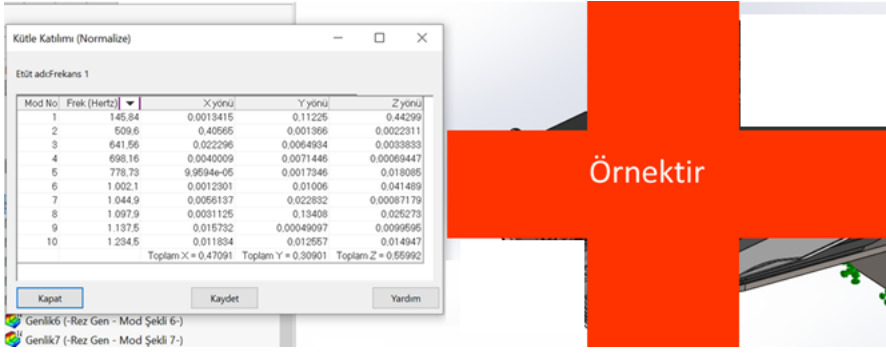
Mod No	Frekans(Rad/sn)	Frekans(Hertz)	Periyot(Saniye)	Devir (d/d)
1	916,32	145,84	0,006857	8750
2	3201,9	509,6	0,001962	30576
3	4031	641,56	0,001559	38494
4	4386,7	698,16	0,001432	41890
5	4892,9	778,73	0,001284	46724
6	6296,6	1002,1	0,000998	60126
7	6565,3	1044,9	0,000957	62694
8	6898,5	1097,9	0,000911	65874
9	7147	1137,5	0,000879	68250
10	7756,5	1234,5	0,00081	74070



Doğrusal yöndeki Kütle katılım oranları incelendiğinde ilk 10 frekans modu için x yönünde kütlenin %47 si etkili olmaktadır. Z yönünde ise %55 etkili olmaktadır. Y yönünde ise bu değer %30 dolayındadır. Buna göre ilk 10 titreşim için en fazla rezons durumunda tehlike oluşturan salınımlar Z yönündeki salınımlardır.

Daha detaylı incelenecek olursa en tehlikeli salınımlar; 1 mod (%44-z yönünde), 2. Mod (%40, x yönünde), 8. Mod (%13-y yönünde), 1. Mod (%11, y yönünde)

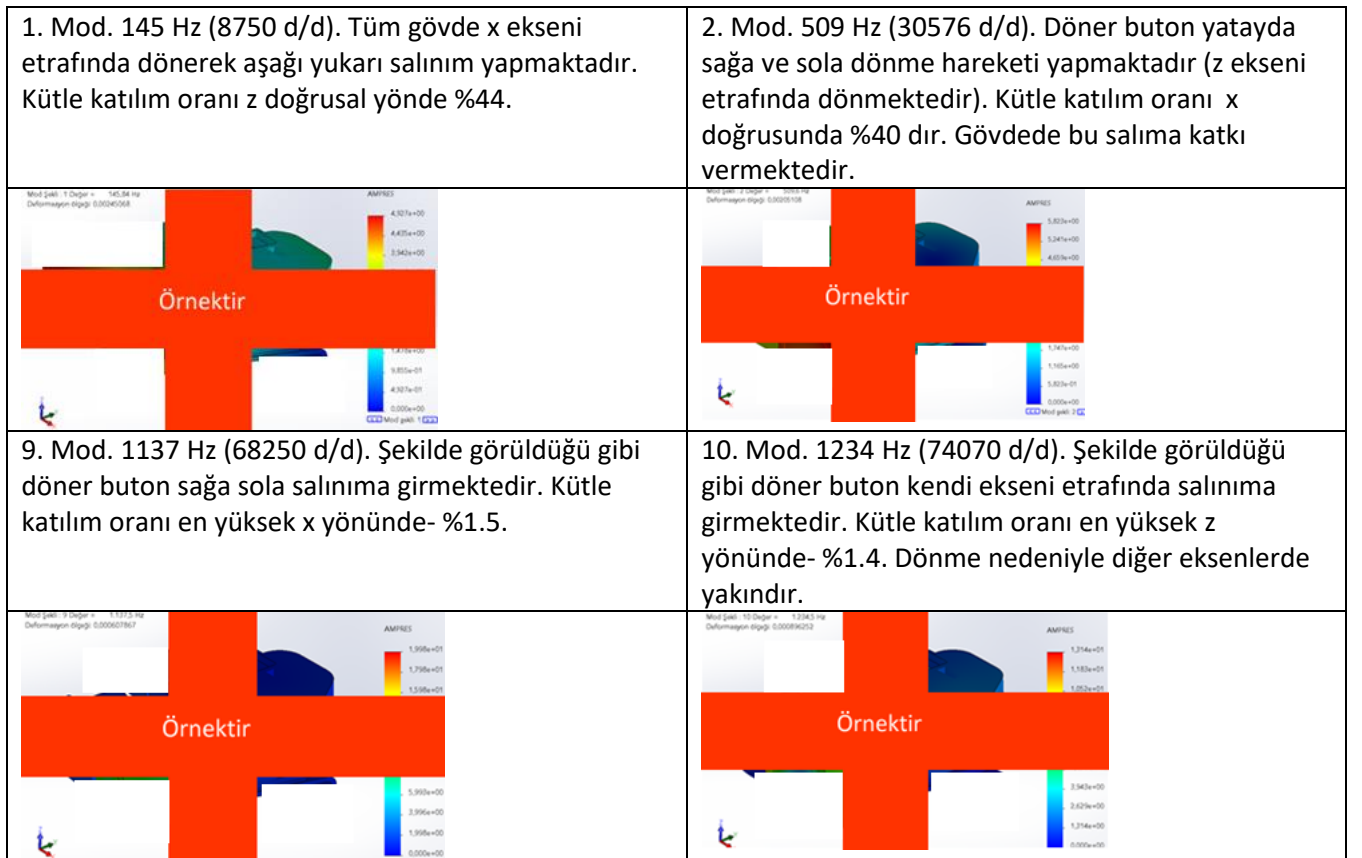
Mod No	Frek (Hertz)	X yönü	Y yönü	Z yönü
1	145,84	0,0013415	0,11225	0,44299
2	509,6	0,40565	0,001366	0,0022311
3	641,56	0,022296	0,0064934	0,0033833
4	698,16	0,0040009	0,0071446	0,00069447
5	778,73	9,96E-05	0,0017346	0,018085
6	1.002,10	0,0012301	0,01006	0,041489
7	1.044,90	0,0056137	0,022832	0,00087179
8	1.097,90	0,0031125	0,13408	0,025273
9	1.137,50	0,015732	0,00049097	0,0099595
10	1.234,50	0,011834	0,012557	0,014947
		Toplam X = 0,47091	Toplam Y = 0,30901	Toplam Z = 0,55992



Normalde bu frekansların tüm kütlelerin %80 gösterecek şekilde tüm modlarının incelenmesi gerekir, fakat bu konuda bir ister ve hedeflenen bir bakış açısı bildirilmediği için aracın çalışma frekanslarına yakın olan bu modlar ile yetinilmiştir. Bu sonuçlarda araç üzerinde oluşabilecek titreşim aralıklarını yeterince karşılamaktadır. En son elde edilen frekans 1234 Hz olduğundan bundan daha yüksek frekansların araçta oluşması zor gözükmemektedir.

Ayrıca buradaki kütle katılım oranları sadece doğrusal yönlerde verilmiştir. Bunun yanında dönel eksenler üzerinde de bu oranların incelenmesi faydalı olacaktır. Solidworks dönel eksenler üzerinde kütle katılım oranlarını göstermemektedir. Bu nedenle bu bilgiler verilmemiştir. Fakat tablo incelendiğinde iki eksen de kütle katılım oranı gözüküyorsa bunlar aslında dönmeye karşılık gelir. Örneğin birinci modda parça aşağı yukarı salınım yaparken daha çok z ekseninde hareket etmektedir ve kütle katılım yüksek çıkmaktadır (%44). Bu dönme hareketi y ekseninde yerdeğişimine yol açtığından bu yönde kütle katılım çıkmıştır (%11)

10 frekansın salınım şekli şu şekildedir.



Parçanın modellenirken yüzeyleri birbiri üzerindeki etkileşimleri ortaya çıkacak frekansları büyük oranda etkilemektedir. Bu analizde bu konuda öngörülen kabuller yukarıda verilmiştir. Parçanın gerçek kullanımında çıkacak olan farklı yüzey temasları buna göre sonuçları değiştireceği öngörülmelidir. Tüm gövdenin titreşimini gösteren frekanslar büyük bir doğrulukla aynı sonucu verecektir. Bazı parçalar bir miktar temas yüzeylerinden

dolayı boşta kalmıştır. PxxB 2 ve basma butonları serbestliği yüksek olduğundan ilk 10 mod içerisinde titreşim göstermiştir. Burada en önemli frekansların 1,2 ve 8 nolu modlar olduğu gözükmektedir. Bu modlar parçayı yorulmaya uğratacağından dikkatli değerlendirilmelidir. Diğer modlarda oluşan frekansların yorulma etkisi düşük olabilir ama ses yapma özelliği nedeniyle sabitleme ve boşlukları daha iyi değerlendirilmelidir.

Sonuç

Verilen bu bilgiler işığında Bunker, Filtre ve Fan bölgesinin titreşim analizlerinin yapılması gerekir. Buradaki yapıların doğal frekansları, çalışma ortamını büyük bir doğrulukla temsil edecek sınır şartları altında incelenerek rezonans oluşma bölgelerine bakılmalıdır. Rezonans oluşan bölgelerde yapı zerindek geometriler değiştirilerek yada ek destekler atarak sistemin rijitliği sağlanmalıdır. Böylece hem gürültü hemde dinamik kuvvetlerin yorulma etkisi azaltılmış olacaktır. Bu analizlerde hava akışının sebep olduğu rastgele titreşimler için Random titreşim analizi, motor ve fan devirlerinin sebep olduğu Harmonik Analiz, doğal frekansların sebep olduğu rezonans bölgeleri için Modal analizin yapılması iyi olacaktır. Elde edilen bilgileri yapıyı daha iyi tanımamızı ve tasarım detaylarını daha iyi görmemizi sağlayacaktır.