

ARAÇ YORULMA ANALİZİ SONUCUNA GÖRE HASAR GÖRÜLEN PARÇANIN DAYANIM VE NVH AÇISINDAN İYİLEŞTİRİLMESİ

Fatih Kağnıcı^{*}, Burak Ulaş^{*}

^{*}Hexagon Studio, Araç Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin gelişmesi araç ürün geliştirme sürecinin kılınmasında önemli bir rol oynamaktadır. Özellikle araç prototipi ortaya çıkmadan tasarımın dayanım açısından validasyonunun yapıp iyileştirilmesi mümkün olmaktadır. Son zamanlarda aracın çalışma süresince yorulma ömürlerini belirlemek için bilgisayar ortamında çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerin farklı açılardan avantajları ve dezavantajlarına karşın karşılaşılan en önemli sorun aracın çalışma süresince kuvvet diyagramının belirlenmesindeki zorluktur.

Bu çalışmada tasarlanmakta olan bir aracın dayanım kriteri açısından validasyonu ve geliştirilmesi için bir metodoloji geliştirilmiştir. Bu yöntemle göre önce aracın belirlenmiş senaryoya göre hızlandırılmış ömür analizi yapılmış olup hasar ve düşük ömür görülen bölgeler belirlenmiştir. Hasar görülen bir bölgede tasarımın iyileştirilmesi için kalınlık hassasiyet analizi yapılmıştır. Aynı zamanda parçanın NVH açısından da geliştirilmesi için topografya optimizasyonu yapıp yapısal olarak tasarımın iyileştirilmesi sağlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Yorulma Analizi, Dinamik Simülasyon, Hassasiyet Analizi, Topografya Optimizasyonu

DESIGN IMPROVEMENT OF A FAILURE PART ACCORDING TO FULL BODY FATIGUE ANALYSIS RESULTS IN TERMS OF DURABILITY AND NVH

ABSTRACT

Improvement in CAE methods has an important role for shortening of the vehicle product development time. It is provided that validation of the design and improvements in terms of durability can be done without hardware prototype production. In recent years, several different methods have been developed in order to investigate fatigue damage of the vehicle. There are advantages and disadvantages amongst these methods however, the main problem in fatigue analysis is defining the vehicle force history during service time.

In this study, a methodology was developed in terms of durability validation and improvement of a vehicle in the first design phase. According to this methodology, fatigue analysis was done in defined road scenario. Then, failed and low cycle failure seek parts are determined based to fatigue analysis results. In terms of durability improvement, thickness sensitivity analysis were done for one of the failed part. Besides, topography optimization was done in order to increase first mode frequency of the part for NVH improvement. Consequently, design of the part was provided to improve in structural case.

Keywords: Fatigue Analysis, Dynamic Simulation, Sensitivity Analysis, Topography Optimization

1. GİRİŞ

Son zamanlarda hızlı bir biçimde gelişen CAE (Bilgisayar Destekli Mühendislik) metodları ile araç tasarımı geliştirme süreci kısalmaktadır. Özellikle CAE çalışmalarının doğruluk oranının yükselmesi ile "analitik prototip" kavramı, gerçek prototiplerin yerini almaya

hazırlanmaktadır. Tüm aracın, alt sistemlerin ve komponentlerin tasarım sürecindeki performansları CAE çalışmaları ile validasyonu yapıp hedef değerleri ile karşılaştırılmaktadır. Daha önceden belirlenmiş bu hedeflere ulaşmak için bir çok iterasyon yapmak gerekebilir. Bundan dolayı araç performansı, ağırlığı, maliyeti, imalatı ve diğer tasarım şartlarının arasında

optimize edilmiş bir araç tasarımı ihtiyacı doğmaktadır. Bu ihtiyacı karşılama da CAE çalışmaları önemli bir rol oynamaktadır.

Araç dayanımı validasyonu, araç tasarım sürecinin en önemli aşamalarından biridir. Araç çalışma hayatı boyunca değişik yol koşullarında değişken veya tekrarlı yüklemelere maruz kalmaktadır. Bu durum araç komponentlerinde yorulma hesaplarının dikkate alınmasını gerektirmektedir. Gelişen CAE çalışmaları ile yorulma hesapları çeşitli analiz yöntemleri ile yapılabilmektedir. Geçmişte yapılan çalışmalara bakarsak çeşitli yöntemlerin mühendisler tarafından geliştirilip uygulandığını görebiliriz.

Mo K.H. ve diğ. [1] 2000 yılında yaptıkları çalışmada aracı tamamen sonlu elemanlar yöntemi ile modellemiş aynı zamanda araca gelen kuvvetleri, oluşturduğu VPG "Sanal Validasyon Pisti" aracılığıyla ölçüp aracın gerilme geçmişini oluşturmuş ve yorulma analizini gerçekleştirmişlerdir.

2000 yılında yapılan diğer bir çalışmada Kim H. S. ve diğ. [2] otobüs ve alt parçalarının dinamik gerilme analizlerini yaparak yorulma sonuçlarını tahmin etmeye çalışmışlardır. "Hybrid Superposition" metodu kullanarak yaptıkları bu çalışmada sonlu elemanlar statik ve modal analizlerini esnek MBS (Multi Body Simulation) dinamik simülasyonu ile birleştirip tasarımın yorulma ömürlerini tahmin etmeye çalışmışlardır.

Kim H.S. ve diğ [3] 2002 yılında yaptıkları çalışmada gerçek yol şartlarında çalışan bir aracın hem teknik hem de teorik olarak geliştirilmesini öngören yeni bir dayanım geliştirme methodu oluşturmuşlardır. Bu çalışmalarını yeni tasarlanmakta olan bir otobüsün prototipi üzerinde uygulayarak yöntemlerini göstermişlerdir.

Chiba S. ve diğ. [4] 2003 yılında yaptıkları çalışmada kamyon kafasının yorulma analizlerini hem CAE hem de test yaparak karşılaştırmış ve başarılı sonuçlar elde etmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve modal analizleri yapıp MBS simülasyonu ile yük geçmişi çıkarılmıştır. Bu yöntem ile yorulma dayanımlarını hesaplamışlardır.

2007 yılında Amin K.M.F. [5] yaptığı tez çalışmasında "modal stress recovery" yöntemi ile bir otobüsün kaynak bağlantılarında meydana gelen yorulma kaynaklı hasarları incelemiş ve bu bölgeler hakkında yorulma ömürlerini tahmin etmeye çalışmıştır.

Aynı yıl Wannenburg J. [6] tarafından yapılan doktora çalışmasında yorulma analizlerinde kullanılacak yöntemler üzerinde çalışmalar yapılmış bu yöntemler çeşitli avantajları ve dezavantajları yönünden kıyaslanmış ayrıca ticari bir araç üzerinde uygulanmıştır. Yapılan testlerle de karşılaştırılan yöntemler en sonunda bir prosedür olarak geliştirilmiştir.

Chinnaraj K. ve diğ. [7] 2009 yılında yaptıkları çalışmada ağır bir ticari aracı "6 poster rig" test düzeneğine tabi tutup dinamik yüklemeleri elde etmişler ve aldıkları bu kuvvet verileri ile hem deneysel hem de CAE ile yorulma ömürlerini hesaplamışlardır.

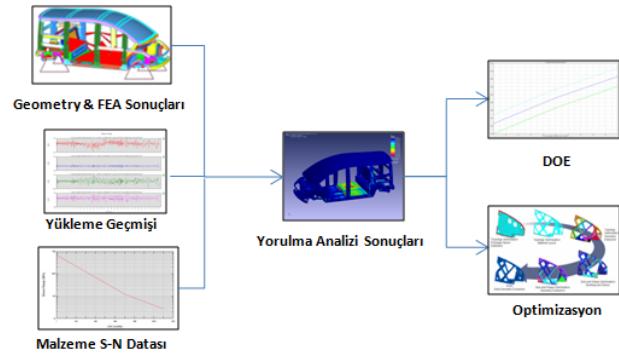
2010 yılında yapılan bir çalışmada ise geleneksel

yöntemlere karşın Wang X. ve diğ. [8] frekans tabanlı PSD "(Power Spectrum Density)" yorulma metodunu kullanmışlardır. Bu yöntemde MBS simülasyonlarına ihtiyaç duyulmadan aracın uygulanan frekans tabanlı ivmelere cevap fonksiyonları yardımıyla yorulma ömürleri belirlenmektedir.

Literatürde kullanılan araç yorulma analizi metodlarının hepsi benzer sonuçları verse de çeşitli açılardan avantajları ve dezavantajları vardır. Bunlar şu şekilde sıralanabilir,

- Ekonomik olup olmaması
- Yapılacak sonlu elemanlar analizinin türü
- İvme veya kuvvet ölçülme durumu
- MBS kullanma durumu

Yorulma analizleri neticesinde hasarlı veya düşük ömür görülen araç alt sistem ve komponentlerinde tasarım iyileştirilmesine gidilmelidir. Bu süreç Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu süreçte en önemli olan minimum efor ve masraf ile maksimum doğruluk elde etmektir. Bundan dolayı yapılan çalışmalarda kullanılan araç geometrik modeline uygun sonlu elemanlar modeli, gerçeğe yakın senaryolara göre testlerle elde edilmiş araç kuvvet geçmişi ve diğer bir önemli faktör olan malzeme yorulma parametreleri sonuçların doğruluğunda büyük pay sahibidir.



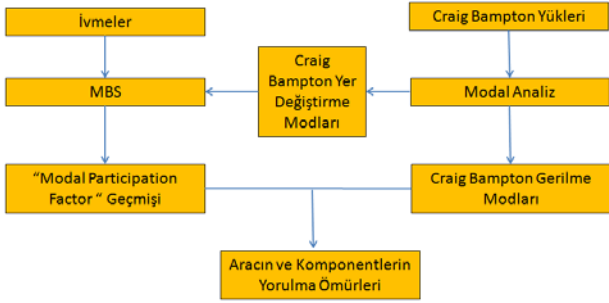
Şekil 1. CAE Dayanım Validasyon Süreci

Bu çalışmada, Hexagon Studio tarafından tasarlanan bir aracın RADIOSS, MSC ADAMS ve DESIGN LIFE nCODE programları kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır. Yorulma analizinde hasar görülen bölgenin dayanım açısından iyileştirilmesi için HYPERSTUDY programı ile parametrik hassasiyet çalışması yapılmış olup aynı parçanın NVH açısından da ilk mod frekansını yükseltmek için OPTISTRUCT programı ile topografya optimizasyonu gerçekleştirilip tasarım iyileştirmesi yapılmıştır.

2. YÖNTEM

Araç yorulma analizinin incelenmesi için çeşitli yöntemlerin olduğundan önceki bölümde bahsedilmiştir. Mevcut bu yöntemlerin içinde doğruluğu en yüksek olan Craig- Bampton metodu bu çalışmada kullanılmıştır. Bu yöntemin en büyük avantajı "complex" ve "transient dynamic response" fonksiyonlarının hesaba katılması ve

aynı zamanda ölçülen ivmelere göre aracın maruz kaldığı kuvvet diyagramlarının MBS ile aracın modlarına yansıtılmasıdır. (Şekil 2)



Şekil 2. Araç Yorulma Analizi Yöntemi

Yorulma analizi için gerekli adımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 1 - Parçanın geometrik modeline uygun dayanım analizi için sonlu elemanlar modelinin hazırlanması.
- 2 - Craig Bampton analizinin yapılabildiği yer değiştirme modlarının ve modal gerilmelerin çıkarılması.
- 3 - MBS modelinin hazırlanması ve Craig Bampton yer değiştirme modlarının uygulanması.
- 4 - Test ile ölçülmüş ivmeler ile MBS modelin belirlenmiş senaryoya göre çok eksenli taşıt test düzeneğinde koşturularak "Modal Participation Factor" geçmişinin çıkarılması.
- 5 - Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen modal gerilmeler ve MBS ile elde edilen "Modal Participation Factor" geçmişinin uygun malzeme S-N datasıyla yorulma analizinde koşturulması.

Bu çalışmada sonlu elemanlar modeli HYPERMESH ile oluşturulmuştur. Craig Bampton analizi RADIOSS programıyla yapılmış olup, MBS simülasyonları ADAMS/Car programıyla gerçekleştirilmiştir. Yorulma ömürlerini belirlemek içinse DESIGN LIFE nCODE programından yararlanılmıştır.

Yorulma analizi neticesinde hasar görülen parçanın kalınlık hassasiyet çalışması HYPERSTUDY ile NVH optimizasyonu ise OPTISTRUCT programı ile tamamlanmıştır.

3. YOL VERİSİ TOPLANMASI

Yol simülasyonlarında taşıt sistemini tahrik etmek üzere, belirlenen bir güzergah üzerinden dinamik simülasyonlarda kullanılabilecek türde veri sinyalleri toplanmaktadır.

Üzerinden veri toplanacak olan test aracı mümkün olduğu kadar sanal prototip araca yakın karakterde seçilmektedir. Aracın süspansiyonundan elde edilen ivme sinyalleri, önceden tanımlanmış yol senaryosuna göre, ilgilenilen frekans aralığı için işlenmektedir. (Şekil 3)



Şekil 3. Enstrümente edilmiş temsili test aracı

Bu proses sırasında dinamik simülasyonlarda kullanılacak giriş sinyallerinin temsil ettiği yol uzunluğu da değerlendirilmektedir.

4. DİNAMİK SİMÜLASYONLAR

Genellikle bir taşıt gövdesinin yapısal doğal frekans değeri, yolun aracı en fazla tahrik ettiği frekans aralığı (0-25 Hz) içerisinde yer alır. Bu sebeple hareket halindeki bir taşıtın gövde dayanım analizinde, bağlantı noktalarından iletilen dinamik yüklerin, gövdenin frekans cevabı ile olan ilişkisi de göz önünde bulundurulmak zorundadır.

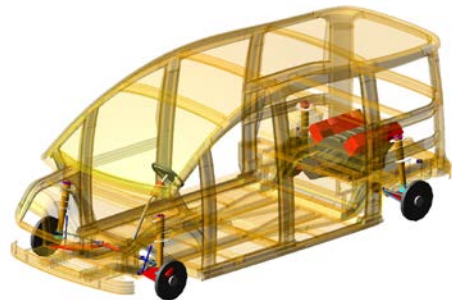
Taşıt gövde geometrisinden oluşturulan detaylı sonlu eleman modelleri doğrudan sonlu eleman analizlerinde kullanılabildiği gibi birtakım düzenlemeler sonunda dinamik sistem simülasyonlarına da entegre edilebilmektedir.

Bu entegrasyonda Component Mode Synthesis metodu kullanan ve sonlu elemanlar ortamında doğal frekans analizine tabi tutularak elde edilen MNF modeli önemli rol oynamaktadır. Tamamen yapısal doğal frekansların süperpozisyonundan oluşan bu model, uygulanan yüklemelerin gövdedeki frekans cevabını gerilme-gerilme sonuçlarına yansıtmaktadır [9].

Bu noktada oluşturulan yeni modelin, daha yüksek hızda bir çözüm ve baz alınan sonlu eleman modeline yakın hassasiyette sonuçlar sunabilmesi amacıyla,

- Modeldeki toplam sonlu eleman adedi,
- Gövdenin sahip olduğu bağlantı noktası sayısı,
- Yoldan elde edilen verinin frekans içeriği,
- İlgilenilen analiz bölgeleri

gibi parametrelere bağlı olarak optimize edilmesi gerekmektedir.



Şekil 4. Çok-eksenli sanal taşıt test düzeneği

MSC.ADAMS programı ile yürütülen dinamik taşıt simülasyonlarında, özel olarak geliştirilen çok-eksenli test düzeneği modeline entegre edilen sanal araç modelleri, toplanan tekerlek ivme veya kuvvet verileri, veya doğrudan zamana bağlı kuvvet-ivme-deplasman fonksiyonları aracılığıyla tahrik edilerek, fiziksel yol testinin bir benzetimi gerçekleştirilmektedir. (Şekil 4)

Fiziksel yol testinde, taşıtın tekerleğine yerleştirilen ivmeölçerler ölçüm esnasında süspansiyon kinematikinden kaynaklanan yönelmeler yapabildiğinden ölçüm eksenini gövde düşey ekseninden sapabilmektedir. Simülasyon ortamında yol yükleri, tekerleğe bağlı bir eksen takımına göre uygulandığından, bu sorunun önüne geçilmektedir.

Fiziksel yol testinde, taşıt direksiyonundan toplanan açrı verileri de simülasyonlara dahil edildiğinden, direksiyon girişlerinin tekerlek yönelmelerine etkisi de benzetime katılmaktadır.

Hazırlanan esnek gövde modelleri, sistemdeki rijit taşıt gövdesinin yerini aldığı anda, aynı ortamda hem dinamik analiz hem de gövdenin dayanım hesaplamaları yürütülebilmektedir. İstendiğ i takdirde, tüm esnek gövde üzerinden gerilme-gerinme değerleri okunabilmektedir. Esnek gövde üzerinde en fazla zorlanmanın meydana geldiğ i kritik simülasyon adımı; kullanıcıyı yanlış yönlendirebilecek maksimum kuvvet anı yerine daha doğru bir gösterge olan maksimum gerilme anından tespit edilebilmektedir.

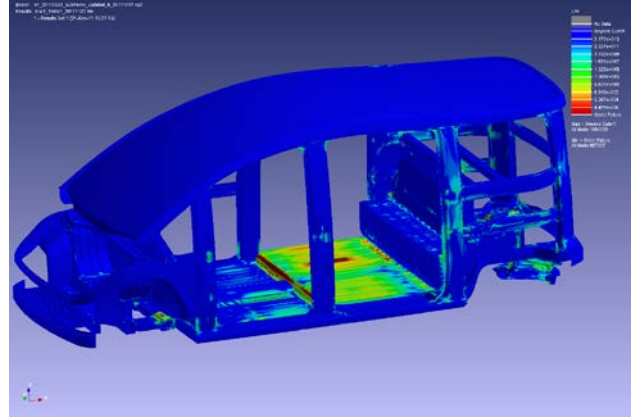
5. YORULMA ANALİZİ

Dinamik simülasyon neticesinde esnek taşıt gövdesinin modal koordinatları elde edilmektedir. Bu koordinatlar, yol benzetimi süresince gövdenin tüm deformasyonlarını, doğal frekans modları ile ilişkilendirerek, genel bir gerinme verisi oluşturmaktadır.

Yorulma-ömür analizlerinin gerçekleştirildiğ i nCode DesignLife programında, modal koordinat sinyalleri ve sonlu eleman frekans analizi sırasında oluşturulan modal gerilme sonuçları bir araya getirilmektedir. Tamamlanan dinamik yol simülasyonu çerçevesinde taşıt gövdesinin her bir düğüm noktasına ait gerinme-gerilme değerleri bu proses içerisinde tekrar hesaplanarak, farklı metotlarla yorulma-dayanım analizi gerçekleştirilmektedir.

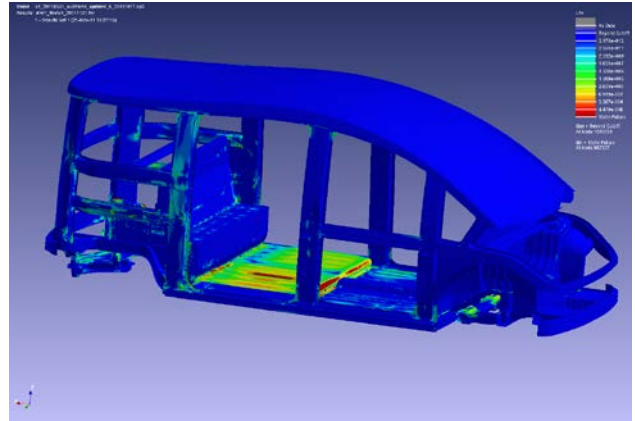
Simülasyonlara referans teşkil eden yol ivmesi sinyallerinin, hedeflenen toplam araç ömrüne tekabül edecek şekilde tekrarlanması da bu proses içerisinde uygulanmaktadır.

Tüm bu işlemler sonunda, sanal taşıt prototipinin seçilen güzergah boyunca toplanan yol verilerine göre sürüş benzetimi yapılmış ve hedeflenen yol mesafesi için aracın maruz kaldığı zorlamaların gövdedeki dağılımları, hızlandırılmış bir yorulma analizi ile belirlenmiş olmaktadır. Yorulma analizi neticesinde araçta 1 çevrim = 200000 km boyunca hasar ve düşük ömür görülen bölgeler Şekil 5 ve Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 5. Yorulma analizi sonuçları

Yorulma analizi sonuçlarına bakıldığında bazı bölgelerin belirlenen yol çevrimini tamamlayabildiğ i ama bazı bölgelerin ise hasar ve düşük ömür verdiğ i görülmektedir. Özellikle arka "floor panel" bölgesi bu açıdan dikkat çekicidir. Bu çalışmanın diğ er kısmında bu bölge için iyileştirme çalışmaları yapılacaktır.



Şekil 6. Yorulma analizi sonuçları

6. TASARIMI İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI

6.1 Dayanım Açısından İyileştirme İçin Kalınlık Parametresi ile Hasasiyet Analizi

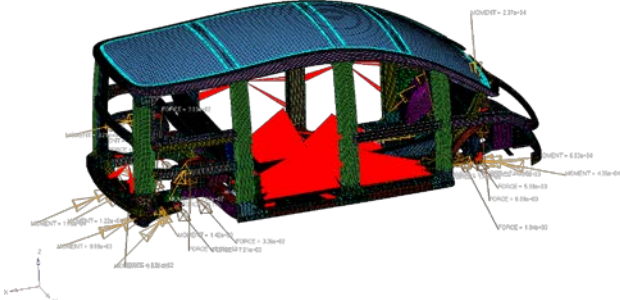
Yorulma analizi sonuçlarına göre hasar görülen araç arka "floor panel" bölgesi dayanım açısından iyileştirmek için HYPERSTUDY programında kalınlık çalışması yapılmıştır. Öncelikle bu çalışma tekrarlı iterasyonlar gerektirdiğ i için prosesi hızlandırmak amacıyla yorulma sonuçlarıyla benzer sonucu verecek statik bir analizin yapılmasına karar verilmiştir. Buradaki amaç yapılacak hassasiyet çalışmasındaki süreci kısaltmak içindir. Bu nedenle araç üzerinde 3 farklı statik analiz yapılmıştır. Bunlar ;

- a) Araç 1g yükleme ile yapılan statik analiz
- b) Araç 3g yükleme ile yapılan statik analiz
- c) Aracın "hardpoint" noktalarına gelen anlık yüklerle

yapılan statik analiz

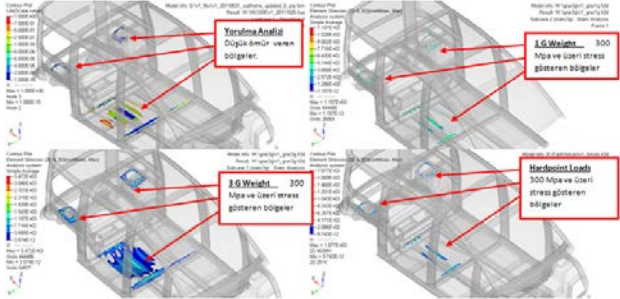
Aracın kendi ağırlık yükü ile yapılan statik analizlerin sınır şartları yerçekimi yönünde verilen ivme değerleriyle ve süspansiyon kulelerinden 6 yönde kısıtlanması ile yapılmıştır.

Aracın "hardpoint" noktalarına diğer bir anlamda tekerden araca gelen kuvvetlerin gövdeye iletiildiği noktalara gelen yükler ile yapılmıştır. (Şekil 7)



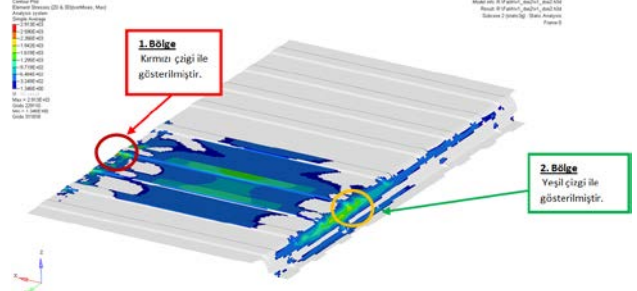
Şekil 7. Aracın "hardpoint" noktalarına gelen anlık kuvvetler ile yapılan statik analiz modeli

Bu koşullar altında yapılan analizler ile yorulma sonucunda "static failure" ve düşük ömür veren bölgeler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde yorulma analizi sonuçlarının 3g yükleme ile yapılan statik analiz sonuçlarına yakın olduğundan "worst case" olarak bu durum parametrik çalışma için referans analiz olarak seçilmiştir. (Şekil 8)



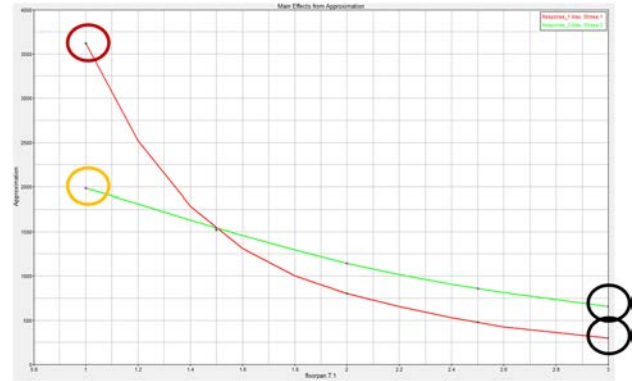
Şekil 8. 300 MPa ve üzeri stress gösteren bölgeler

Tasarım üst kalınlık sınırı 3 mm olan "floor pan" bölgesinde parametrik çalışma için 3g yükleme koşulunda "floor panel" kalınlıkları 1 ile 3 mm arasında değişen 5 farklı analiz yapılmış ve "floor panel" bölgesindeki maksimum gerilme alanları incelenmiştir.(Şekil 9).



Şekil 9. "Floor Panel" parçasının gerilme değerleri

Yapılan analizlerde ilk iterasyondaki yüksek gerilme değerleri gözlenen iki bölge için elde edilen gerilme sonuçları en küçük kareler yöntemi kullanılarak bir eğri üzerinde gösterilmiştir. (Şekil 10)

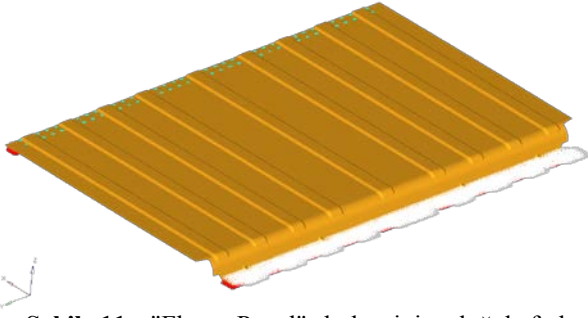


Şekil 10. Kalınlık Değişimi - Gerilme grafiği

Yukarıdaki grafikte x ekseninde kalınlık değerini, y ekseninde gerilme değerlerini göstermektedir. Mevcut tasarımda birinci bölgede görülen maksimum gerilme değeri, 3 mm kalınlık değerinde ikinci bölgede görülmüştür.

6.2 NVH Açısından İyileştirme İçin Topografya Optimizasyonu

"Floor Pan" bölgesi için dikkat edilmesi gereken diğer bir husus ise NVH kriterleridir. Bu bölgenin 1. modunun frekansının minimum 45 Hz olması hedeflenmektedir. Bu durumun incelenmesi için 1 mm ve 3 mm saç kalınlıkları için doğal frekans analizi yapılmıştır. Bu analizin sınır şartları "floor panel" bölgesinin araç gövdesine kaynak yapıldığı yerlerden 6 yönde sabitlenmiştir. (Şekil 11)



Şekil 11. "Floor Panel" bölgesinin doğal frekans analizi için hazırlanan sonlu elemanlar modeli

Analiz sonuçları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 1. Doğal Frekans Analizi Sonuçları

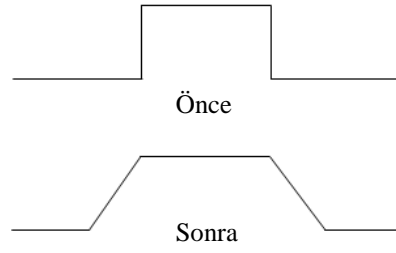
Doğal Frekans Analizi		
Frekans/Kalınlık	T=1 mm	T=3 mm
Mod 1 (Hz)	27,64	33,98
Mod 2 (Hz)	28,13	34,32

Bu sonuçlar ile mevcut tasarım şekli ile minimum NVH kriterlerini sağlamadığı görülmüştür. Bu nedenle tasarım üzerinde 1. modun frekansını arttırmak için 3 mm kalınlıktaki parça için OPTISTRUCT programında optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada 1. modun frekansını arttırmak için topografya optimizasyonu uygulanmıştır ve frekansı arttıracak şekilde tasarıma uygun "bead" ler atılmıştır. Optimizasyon sonucunda tasarımda oluşan "bead"ler Şekil 12'de gösterilmiştir.

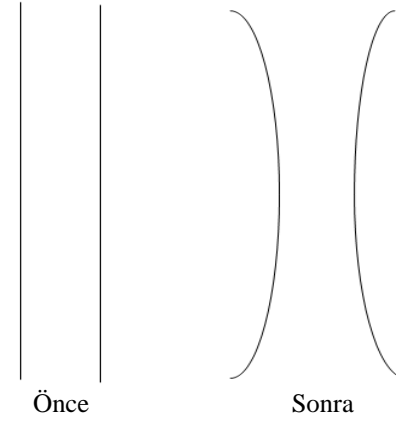


Şekil 12. Optimizasyon sonrası yeni geometri

Optimizasyon sonrası tasarımın 1. mod frekans değeri 55,46 Hz dir ve ilk değere göre ciddi bir artış olduğu gözlenmektedir. Ayrıca bu değer hedeflenen 1. mod frekansı 45 Hz'den de yüksektir. Oluşan yeni "bead" lerin kesitleri Şekil 13 ve Şekil 14'de gösterilmiştir.



Şekil 13. Optimizasyon öncesi ve sonrası "bead"lerin önden kesitleri



Şekil 14. Optimizasyon öncesi ve sonrası "bead"lerin üstten kesitleri

7. SONUÇ

Bu çalışmada aracın alt sistemlerinin ve komponentlerinin dayanım açısından tasarımlarının validasyonu ve geliştirilmesi için bir metodoloji ortaya konmuştur. Öncelikle belirlenen bir güzergahda yol datası toplanan aracın MBS ortamında dinamik analizleri yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlar yardımıyla yorulma analizinde çalışma ömürleri incelenmiştir.

Hasar görülen bölge için öncelikle hasasiyet analizi yapılarak belirlenen kalınlık aralığında parçanın gerilme değişimi incelenmiştir. Bu çalışma neticesinde kalınlıkla parçada görülen gerilme değerleri arasında non-lineer bir ilişki olduğu ayrıca yüksek kalınlıklarda maksimum gerilme değeri parçanın diğer bir bölgesinde ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Bunun yanında, elde edilen bu grafik ile parçanın farklı kalınlıkları ile dayanım açısından malzeme seçimi yapılabileceği gösterilmiştir.

Ayrıca bu bölge NVH açısından da problemlili olduğu için ilk mod frekansını yükseltmek amacıyla topografya optimizasyonu yapılmıştır. Bunun için bu bölgenin doğal frekans analizi için modeli oluşturulmuş ve 1 ila 3 mm kalınlıklar ile analizleri yapılmıştır. 3 mm kalınlığındaki parça için yapılan optimizasyon neticesinde ilk mod frekans değerinde yaklaşık %66'lık bir yükselme görülmüştür.

KAYNAKLAR

1. Mo, K. H., Suh K. W., Hong S. G., 2000, “**New Approach in Vehicle Durability Evaluation, Virtual Proving Ground**”, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, June 12-15.
2. Kim, H. S., Hwang, Y. S., Yoon, H. S., 2000, “**Dynamic Stress Analysis of a Bus Systems**”, Proceedings of the 2nd Worldwide Automotive Conference, MSC Software Corporation, Dearborn, MI, October 9-11.
3. Kim, H. S., Yim, H. J., Kim, C. B., 2002, “**Computational Durability Prediction of Body Structures in Prototype Vehicles**”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, 2002, pp.129-135.
4. Chiba, S., Aoyama K., Yanabu, K., Tachibana, H., Matsuda, K., Uchikura, M., 2003, “**Fatigue Strength Prediction of Truck Cab by CAE**”, Journal of Mitsubishi Motors Technical Review, Vol.15, pp. 54-60.
5. Amin K. F. M., 2007, “**Fatigue Analysis of Welding Seams in Commercial Vehicles**”, Master Thesis, RWTH Aachen, Mechanical Engineering Course, Aachen.
6. Wannenburg, J., 2007, “**A Study of Fatigue Loading on Automotive and Transport Structures**”, Doctorate Thesis in Mechanical Engineering, University of Pretoria, Pretoria.
7. Chinnaraj K., Mangalaramanan S. P., Lakshmana Rao C., 2009, “**Dynamic Response Analysis of a Heavy Commercial Vehicle Subjected to Extreme Road Operating Conditions**”, 7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, Cambridge, UK, September 8-10.
8. Wang X., Zhao G., Tang C., 2010, “**Analysis of Frequency Response and Fatigue of Car Body by Random Loading**”, 3rd IEEE International Conference on Computer Science and Information Technology, Chengdu, China, July 9-11.
9. Fischer, P., Witteveen, W., Schabasser, M., 2000, “**Integrated MBS-FE-Durability Analysis of Truck Frame Components by Modal Stress**”, ADAMS User Meeting, Rom.

