

ASKERİ AMAÇLI BİR DENİZ PLATFORMU İÇİN ŞOK SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Baki Orçun ORGÜL^(a), Evren KIYAK^(b), Oğuz ALABAY^(c)

^(a)Hexagon Studio, TOSB,1.Cadde, 15. Yol , Kocaeli, bakiorcun.orgul@hexagonstudio.com.tr

^(b)Hexagon Studio, TOSB,1.Cadde, 15. Yol , Kocaeli, evren.kiyak@hexagonstudio.com.tr

^(c)Hexagon Studio, TOSB,1.Cadde, 15. Yol , Kocaeli, oguz.alabay@hexagonstudio.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada, hedef işaretleme sisteminin askeri amaçlı bir deniz platformu üzerine montajı için kaide vazifesi görecek bir şok sönümleyici tabla mekanizması tasarımı yer almaktadır. Bu doğrultuda detaylı tasarımı yapılan sistem modellenerek dinamik ve kinematik benzetimler yapılmış ve dayanım analizlerine tabi tutulmuştur. Analizler sonucunda gerekli güncellemeler yapılarak tasarıma son hali verilmiş, prototip ürünler üretilmiş ve bu ürünler üzerinde fonksiyonel testler gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Şok sönümleyici tabla, deniz platformu, hedef işaretleme sistemi, dinamik ve kinematik benzetimler, dayanım analizi, şok, titreşim

ABSTRACT

A shock dampening platform for installation of the target plotter on a military marine platform was designed and developed. Engineering design, strength analyses, dynamic and kinematic simulations were completed on 3D mathematical models. Improvements of engineering models were done accordingly. A prototype was built and functional verification tests were performed on the prototype in accordance with design standards.

Key words: Shock dampener platform, marine platform, target plotter, dynamic and kinematic simulations, strength analysis, shock, vibration

1. Giriş

Şok sönümleyici tabla; dikey ve yatay yönlerden etkiyecek yüksek şok değerlerinde ve mekanizmanın üzerinde bulunduğu deniz platformunun olağan hareketlerinde (yalpalama, yunuslama-kafa vurma ve dikey hareketler) konuşturıldığı pozisyonun referans düzlemine paralel kalabilen bir mekanizmadır.

2. Çalışmanın Safhaları

2.1. Detaylı tasarım

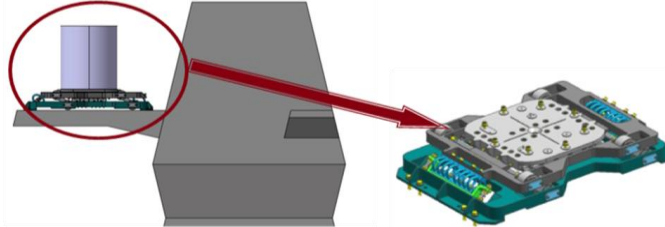
Ön tasarım aşamasında istelere uygun olarak seçilen ve tasarlanan ekipmanlar ile ürünün kavramsal tasarımı oluşturulmuştur. Yapılan analizler ile çalışma koşullarının benzetimi yapılmış, sistemin tasarım kriterlerine uygun çalıştığı görülmüş ve detay tasarım bu verilere göre güncellenmiştir.

Dinamik ve kinematik benzetimlere ilave olarak gerçekleştirilen dayanım analizleri sonuçlarına göre hedef işaretleme sistemini, tasarımı yapılan şok tablalarına bağlayan ve sistemin çalışmasını sağlayan ekipmanlar belirlenmiştir. Tasarım, seçilen standart elemanlar da (doğrusal yatak mekanizması, şok izolatörleri, pim, rulman, bağlantı braketleri, vb.) dikkate alınarak yeniden şekillendirilmiştir.

Standart ekipmanlar olarak;

- Kayar doğrusal yatak mekanizması,
- Rulman,
- Şok izolatörleri

seçimleri yapılmıştır ve rulman seçimine ait detaylar aşağıda verilmiştir.

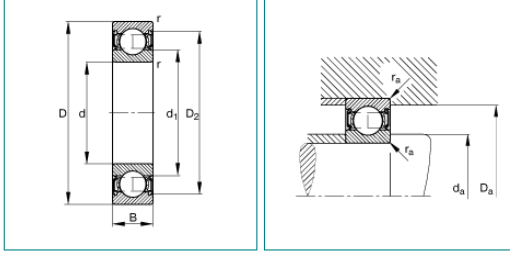


Şekil 1 – Yatay düzlemdeki şok sönümleyici tabla detaylı tasarım modeli

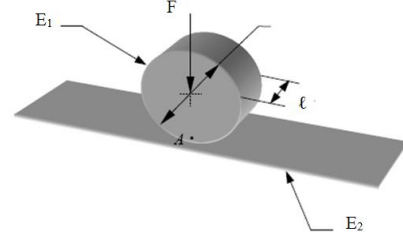
2.1.1. Rulman Seçimi

Rulmanların ömrünü etkileyen en büyük faktörlerden biri aşınmadır. Bir rulmanda aşınmanın, rulman ömrü boyunca düzgün ve uzun zamanda olması istenmektedir. Rulman kullanılmaya başlandığında, aşınma oranı fazladır, ancak sonrasında aşınmanın düzgün şekilde devam etmesi beklenmektedir. Değişken yüklerin etkisi altında yuvarlanma elemanı ve yuvarlanma yüzeyleri arasında yorulma olması beklenmektedir; önce kılcal çatlaklar ve pulcuklar meydana gelmesi, daha sonra ise küçük kraterler şeklinde çukurcukların oluşması. Bu durum rulmanlarda ömür açısından ölçüt olarak kabul edilmektedir. Bir rulmanın yuvarlanma elemanlarında veya bileziklerinde çukurcuklar meydana gelinceye kadar çalıştığı toplam devir sayısı veya sabit bir hızla çalışması durumunda saat olarak çalıştığı süre, o rulmanın ömrünü belirlemektedir.

Rulmanlı yataklarda temas, üst üste bulunan yüzeyler arasında oluşmakta ve küçük değme alanları boyunca büyük kuvvetler taşınmaktadır. Bu şekilde, küçük temas yüzeyleri üzerinde oluşan gerilmelere "Hertz gerilmeleri" adı verilmektedir [1].



Şekil 2 – Rulman elemanına ait geometrik özellikler



Şekil 3 – Silindir - düzlem temasının gösterimi

Bu sebeple seçilen rulman elemanı için rulman ve rulman yatağı arasındaki temas yüzeyi, rulman bileziği boyunca çevresel olarak devam eden silindir - düzlem değmesi olarak kabul edilmiş ve gerilme değerleri bu kabule dayanılarak hesaplanmıştır;

Yarı temas genişliği (b), hesaplanırken dikkat edilmesi gereken iki temel nokta bulunmaktadır:

- Silindirin bir düzlemle temas halinde olduğu durumlar için (örn. raylı sistemler); $d_2 = \infty$
- Silindirin içindeki bir başka silindir yüzeyi ile temas halinde olduğu durumlar için (örn. rulman); $d_2 = -d$

➤ Rulman yatakları üzerine gelen dikey yöndeki maksimum kuvvet değeri (F), bezetimler yardımıyla tespit edilmiş ve yarı temas genişliği (b) aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır;

$$b = K_b \sqrt{F} \quad (1)$$

$$K_b = \left[\frac{2}{\pi l} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right]^{1/2} \quad (2)$$

➤ Maksimum basıncı hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılmıştır;

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b \ell} \quad (3)$$

➤ Hertz temas gerilmeleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$\delta_x = -2 \cdot \nu_1 \cdot p_{\max} \left[\sqrt{1 + \zeta_b^2} - |\zeta_b| \right] \quad (4)$$

$$\delta_y = -p_{\max} \left\{ \left(\frac{1 + 2\zeta_b^2}{\sqrt{1 + \zeta_b^2}} \right) - 2|\zeta_b| \right\} \quad (5)$$

$$\delta_z = -p_{\max} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_b^2}} \quad (6)$$

Hesaplamalarda ζ_b kritik kesit için boyutsuz yüzey derinliği oranını temsil etmektedir ve aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanmıştır;

$$\zeta_b = z/b \quad (7)$$

➤ Hesaplanan Hertz temas gerilmeleri göz önünde bulundurularak asal gerilmeler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$\delta_1 = \delta_y \quad (8), \quad \delta_2 = \delta_x \quad (9), \quad \delta_3 = \delta_z \quad (10)$$

➤ Maksimum kayma gerilmesinin hesaplamak için aşağıdaki formülden yararlanılmıştır;

$$\tau_{\max} = \tau_{1/3} = \frac{\delta_1 - \delta_3}{2} = \frac{\delta_y - \delta_z}{2} \quad (11)$$

➤ Elde edilen sonuçlar, standart olarak kullanılan boyutsuz yüzey derinliği oranı grafiği ile karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde; silindir yüzeyinden belirli bir derinlikte bulunan nokta için elde edilen asal gerilme değerlerinin, kritik kesit için bulunan asal gerilme değerlerinden küçük olması sebebiyle rulman üzerinde rulman yatağı etkisi ile oluşan Hertz temas gerilmelerinin, kısa sürede oluşacak bir ezilmeye neden olmayacağı sonucuna varılmış ve seçilen rulman elemanının tasarım için uygunluğu tespit edilmiştir.

Şok tablası tasarımının temel çalışma prensibi gereği; üstten ve alttan tablalara eğimli bir şekilde bağlanan bağlantı kolları, döner yataklı yapıları nedeniyle sistemin daima konuşlandırıldığı düzleme paralel kalmasını sağlamaktadır. Yanal ve dikey yönde büyük şokların oluştuğu şartlar sebebiyle bağlantı kollarının tasarımında, dayanımı yüksek malzemeler kullanılmıştır. Seçilen şok izolatörlerinin yüksekliği ile büyüklüğü ve sistemin konumlandırıldığı maksimum sınır alan değerleri dikkate alınarak, bağlantı kollarının tablalara belirli bir açı değerinde bağlanmasına karar verilmiştir. Bu konumlandırmaya göre bağlantı kolları içinde yer alan ve sistemin dönmesini sağlayan rulman elemanları üzerinde ani şok durumları sırasında oluşan kuvvet değerleri benzetimler yardımıyla hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda seçilen rulman elemanı, sınır alan değerlerine ve konumlandırmaya uygun bulunmuştur.

2.2. Mühendislik Analizleri

Mekanizmanın tasarım isterlerine uygun çalışıp çalışmadığını görmek ve şok yüklemeler altındaki davranış şekillerini incelemek, yatay ve dikey yöndeki şok değerleri için seçilen standart ekipmanları doğrulamak ve sistemin doğal frekanslarını belirleyebilmek için yapılan modellemeler yardımıyla bilgisayar destekli benzetimler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

2.2.1. Titreşim analizi

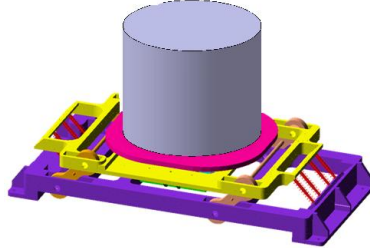
Titreşim analizleri; sistemlerin işler durumdayken üzerlerinde görülen ve tekrarlayan kuvvetlerin veya nesnelere bıraktığı etkilerin incelendiği, tekrarlama sıklığı, kuvvetin büyüklüğü, rezonans etkisi ve titreşimin şekli değişkenleri göz önünde bulundurularak yapılan bilgisayar destekli benzetimlerdir. Şok sönümleyici tabla için gerçekleştirilen doğal frekans analizleri neticesinde hedef işaretleme sisteminin doğal frekansları (f_n) ile şok izolatörleri üzerine gelen toplam ağırlık (m) belirlenmiş ve hesaplanacak sönüm sabitleri için girdi olarak kullanılmıştır. Şok analizlerinde sistemin sönüm sabiti, kritik doğal frekans, yaylar üzerine gelen ağırlık ve sistem için belirlenen viskoz sınırları içinde kalan sönüm oranı değerlerine göre değişkenlik gösteren bir faktördür. Bu bilgilere göre sisteme etkiyen yatay ve dikey yöndeki şok durumları için sönüm sabitleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [2]. Hesaplanan sönüm sabitleri dinamik ve kinematik benzetimlerde kullanılmıştır.

$$\varphi = \frac{b}{b_{cr}} \quad (12),$$

$$b_{cr} = 2.m.\omega_n \quad (13),$$

$$\omega_n = 2\pi.f_n \quad (14)$$

Formülasyonda φ sönüm oranını, b sistemin hesaplanacak olan sönüm sabitini (N.sn/mm), b_{cr} sistemin kritik sönüm sabitini (N.sn/mm), ω_n sistemin açısal hız cinsinden doğal frekansını (rad/sn), f_n sistemin doğal frekansını (1/sn), m ise şok izolatörleri üzerine gelen toplam ağırlığı (kg) temsil etmektedir.

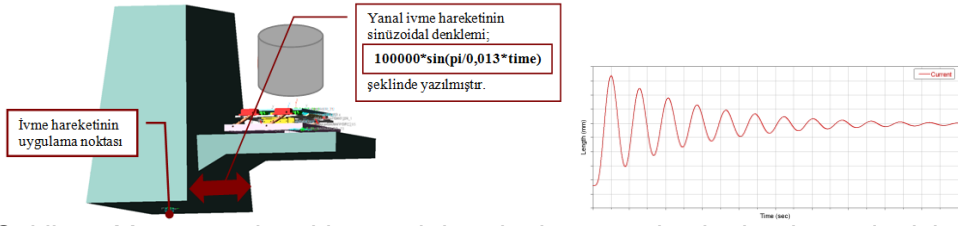


Şekil 4 – Doğal frekans analizi yapılan sistemin matematiksel modeli

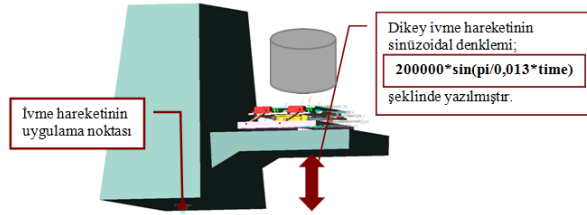
2.2.2. Dinamik ve kinematik benzetimler

İnceleme yapılacak yönlerdeki tasarım isterlerini karşılayacak şok izolatörü seçimi yapılmış ve kuvvetlerin etkiyeceği yönlerde sistemin maruz kaldığı ivme büyüklüğünü sisteme tanıtmak için sinüzoidal bir ivme denklemi oluşturulmuştur.

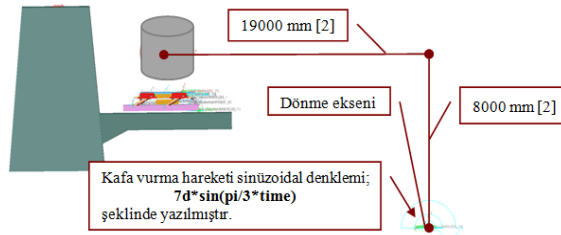
Şok esnasında ve şoktan sonra, hem gemi gövdesinin hem de hedef işaretleme sisteminin yer değiştirme – hız – ivme değişimleri incelenmiştir. Bu inceleme sistemin yatay ve dikey yönlerde şok değerlerine maruz kaldığı durumlar ve deniz platformunun olağan hareketleri (yalpalama, kafa vurma ve dikey hareketler) sırasında sergilediği durumlar için ayrı ayrı yapılmıştır. Sisteme yatay düzlemde etkiyen şok kuvveti sonucu oluşan yer değiştirme örnek olarak aşağıda verilmektedir.



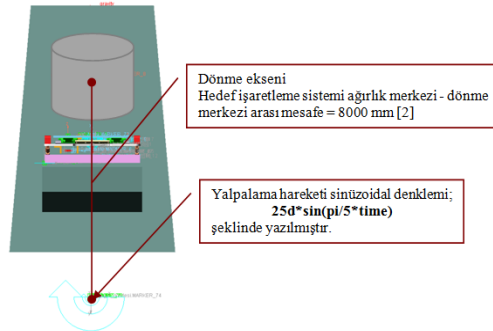
Şekil 5 – Yatay yönde etkiyen şok hareketi ve yanal şoka bağlı yer değişimi



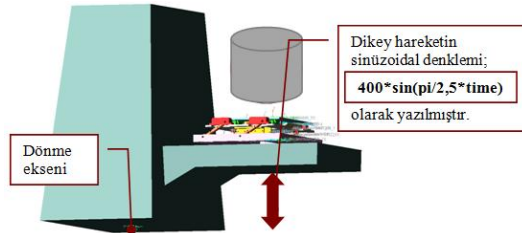
Şekil 6 – Dikey yönde etkiyen şok hareketi



Şekil 7 – Kafa vurma hareketi gösterimi



Şekil 8 – Yalpalama hareketi gösterimi

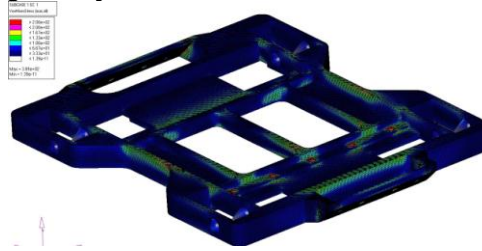


Şekil 9 – Dikey hareket gösterimi

2.2.3. Dayanım analizi

Sistem için tasarlanan kritik parçalar (alt tabla, orta tabla, arka bağlantı kolu, ön bağlantı kolu) için sonlu elemanlar modelleri hazırlanmıştır. Tasarlanan parçaların sabit kalınlıkta olmaması ve geometrilerinin değişken bir yapıya sahip olması nedeniyle sonlu elemanlar modellerinde üç boyutlu tetra elemanlar kullanılmış ve hata düzeltme alt ve üst mertebeleri yardımıyla model, dinamik analiz esnek modellemesi için uygun şekilde düzenlenmiştir.

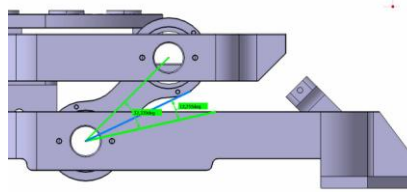
Mukavemet analizlerinde; dinamik benzetimler yapılarak sisteme uygulanan şok durumunda, en kritik zaman için elde edilen kuvvet ve moment değerleri kullanılmış ve modeller çözdürülerek Von-Mises gerilme değerleri elde edilmiştir. Mekanizmada yer alan orta tabla üzerinde yapılan mukavemet analizi sonuçları aşağıdaki şekilde verilmektedir.



Şekil 10 – Orta tabla için kritik Von-Mises gerilme dağılımı

2.2.4. Açıklık ve temas (clearance) analizleri

Dikey ve yatay yönlerdeki şok durumları için kritik olabileceği düşünülen bölgeler üzerindeki açısal ve öteleme hareketleri tespit edilmiştir. Buna göre statik konumda parçalar arasındaki maksimum açısal fark/uzaklık tespit edilmiş ve şok durumundaki açısal/yer değişim sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Örnek olarak dikey şok durumu için ön kol - alt tabla birinci kritik bölge temas ve açıklık analizi sonuçları aşağıda verilmektedir.



Şekil 11 – Statik durumda ön kol - alt tabla yüzeyi arasındaki maksimum açı farkları



Şekil 12 – Dikey şok durumu ön kol - alt tabla açısal değişimi

2.3. Prototip üretim ve gerçekleştirilen testler

Tasarlanan ve prototipi üretilen şok sönümleyici tablanın şok ve titreşim şartlarındaki çalışma koşullarının incelenmesine yönelik olarak tanımlı test şartnamelerine uygun şekilde şok ve titreşim testleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, şok sönümleyici tabla; dikey ve yatay yönlerde üzerine uygulanan kuvvetler altında test edilmiş ve testler sonrası sistemin işlevselliği incelenmiştir.



Şekil 13 – Prototip şok sönümleyici tabla Şekil 14 – Test düzeneği

3. Sonuç ve Değerlendirmeler

Tasarım gerekleri Aselsan A.Ş. tarafından belirlenen şok tablasının tasarım ve geliştirme süreci, sistem performans gerekliliklerine ve çalışma koşullarına uygun olarak ve aşağıdaki şartları sağlar nitelikte sonlandırılmıştır;

- Mekanizma tanımlanan ani şok değerlerinden etkilenmemektedir.
- Mekanizma tanımlanan geometrik paketleme sınırları içinde kalmaktadır.
- Nihai ürün, tasarım girdisi olarak tanımlanan çevresel koşulları (MIL-STD-810F ve IEC 529 IP 66) karşılar niteliktedir.
- Sistem üzerinde yüksek dayanım gerektiren bölgelerde paslanmaz çelik, diğer bölgelerde alüminyum alaşım malzeme kullanılmıştır.
- Standart parça kullanımına özen gösterilmiştir.
- Standart olmayan parçalar için imalat kolaylığı gözönünde bulundurulmuştur.
- Sistemi oluşturan alt bileşenlerin tasarımı; üretimde kullanılacak malzeme özelliklerine bağlı olarak ve dinamik/kinematik benzetimler ile dinamik dayanım analizleri sonuçları gözetilerek yapılmıştır.
- Sistemde herhangi bir rezonans etkisi söz konusu değildir.

KAYNAKÇA

- [1] Joseph E. Shigley, Mechanical Engineering Design,
[2] Leonard Meirovitch, Fundamentals of Vibration