

Asansör Kabininin Farklı Konumu İçin Kılavuz Raylarında Oluşan Gerilme Dağılımının Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi

Cebeli ÖZEK^{1*}, Emre SÜER

^{1,2} Makine Mühendisliği, Teknoloji Fakültesi, Fırat Üniversitesi, Elazığ, Türkiye
cozek@firat.edu.tr, emre.suer3@gmail.com

(Geliş/Received: 29/03/2023;

Kabul/Accepted: 01/09/2023)

Öz: Asansör kabini asansör kuyusu içinde bir kaide üzerinde kılavuz raylar aracılığıyla aşağı-yukarı hareket etmektedir. Kılavuz raylar hareket sırasında ani hareket dalgalarının meydana getirdiği zorlanmalar nedeniyle hasar görebilirler. Çalışma ani hareket dalgalanmaları sırasında kılavuz raylarda oluşan gerilmelerin tespit edilmesi amacıyla yapılmıştır. Çalışmada 10 katlı her katında 2 daire bulunan 10 kişilik bir asansörün trafik hesabı dikkate alınmıştır. Kabin yüklemelerine bağlı olarak kabin kılavuz raylarında oluşacak gerilmeler ANSYS21.R2'de ANSYS Workbench ile maksimum 6300 N'luk yükün kabin zemininde etki ettiği ve 1.5 güvenlik faktöründe Sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Teorik ve analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Merkezden kılavuzlanmış asılı kabin güvenlik durumu için teorik Normal gerilme 3,407 MPa, Von-misses gerilmesi 5,735 MPa, analizde normal gerilme 12,182 MPa ve Von-misses gerilmesi 17,933 MPa olarak elde edilmişlerdir. Merkezden kaçık tip kabin güvenlik tertibatında teorik Normal gerilme 4,32 MPa, Von-misses gerilmesi 7,705 MPa, analizde normal gerilme 15,401 MPa, Von-misses gerilmesi 22,4 MPa dır. Yandan kılavuzlanmış kabin güvenlik tertibatında teorik Normal gerilme 9.052 MPa, Von-misses gerilmesi 12.438 MPa, analizde normal gerilme 31.139 MPa, Von-misses gerilmesi 48.234 MPa olarak elde edilmişlerdir. Sonuç olarak, teorik elde edilen normal ve Von-misses gerilmelerinin analizde elde edilen normal ve Von-misses gerilmelerinden daha düşük olduğu görülmüştür. Buna göre en uygun kabin tipinin merkezden kılavuzlanmış kabin tipi olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Asansör, Gerilme analizi, Kabin kılavuz rayları, Sonlu elemanlar metodu.

Analysis of Stress Distribution Occurring in Guide Rails for Different Positions of Elevator Car by Finite Element Method

Abstract: The elevator car moves up and down by means of guide rails on a pedestal inside the hoistway. Guide rails can be damaged during movement due to the stresses caused by suddenly movement waves. The study was carried out to determine the stresses that occur in the guide rails during sudden movement fluctuations. In the study, the traffic calculation of a 10-person elevator with 2 apartments on each floor of 10 floors was taken into account. The stresses that will occur in the car guide rails depending on the car loadings were investigated in ANSYS21.R2 with ANSYS Workbench, where a maximum load of 6300 N acts on the car floor and with a finite element analysis with a safety factor of 1.5. Theoretical and analysis results were compared. Theoretical and analysis results were compared. Theoretical Normal stress is 3,407 MPa, Von-misses stress is 5,735 MPa, normal stress is 12,182 MPa and Von-misses stress 17,933 MPa in the analysis for the centrally guided suspended cabin safety condition. For decentralized cabinet safety situation, stresses were obtained 4,32 and 7,705 MPa Normal stress, Von-misses stress in theory, 15,401 and 22,4 MPa Normal stress and Von-misses stresses in analysis, respectively. In the side-guided cabin safety gear, the theoretical Normal stress was 9,052 MPa, the Von-misses stress was 12,438 MPa, the normal stress was 31,139 MPa, and the Von-misses stress was 48,234 MPa in the analysis. As a result, it was seen that the normal and Von-misses stresses obtained in theory were lower than the normal and Von-misses stresses obtained in the numerical analysis. Accordingly, it has been determined that the most suitable cabin type is the centrally guided cabin type.

Key words: Elevator, Stress analysis, Car guide rails, Finite element method.

1. Giriş

Asansör esas olarak mekanik bir sistemle yukarı-aşağı hareket eden, asansör kuyusu adı verilen kapalı bir alan içindeki kaide üzerine monte edilmiş arabadan oluşan bir platform olarak ifade edilebilir. Hareket sırasında yapısal elemanların kritik olanlarından biri, karşı ağırlık ve kabin kılavuz raylarıdır. Kılavuz raylar hareket dalgalarının oluşturduğu gerilmeler yüzünden zarar görebilirler.

Asansör, binalarda yolcuları ve eşyaları güvenli, hızlı ve konforlu bir şekilde taşımak için kullanılan mekatronik bir sistemdir [1]. Onur ve İmrak [2], gerilme analizi için çerçeve şekilli çelik yapıyı önermiş ve araba platformundaki yük dağılımını dikkate alarak yer değiştirme ve gerilme için hesaplamalar yapmışlardır.

* Sorumlu yazar: cozek@firat.edu.tr. Yazarların ORCID Numarası: ¹0000-0001-7603-415X, ²0000-0003-4632-963X

Babalık vd. [3], araba çerçeve sistemi davranışının süspansiyonunu araştırmak için sonlu elemanlar yöntemini (FEM) ve geleneksel yöntemi kullanmışlardır. Çalışmalarında genellikle hizmet kalitesi ve asansörlerin tükettiği enerjiyi dikkate almışlardır. Dünyamız kaynaklarının hızla tükenmesine maruz kaldığı için enerji kaynakları dikkatli kullanılmalıdır. Asansör sayısının veya asansör kapasitelerinin gereğinden fazla olduğu bir binada aşırı enerji tüketiminin olduğunu söylemek mümkündür. Binalarda tüketilen enerji miktarı ile ilgili yapılan araştırmalarda, asansör ve yürüyen merdivenlerin tükettiği enerjinin, binanın toplam enerji tüketiminin %5-%25'ini oluşturduğunu göstermektedir [4, 5]. Lindegger yaptığı çalışmada asansörlerin enerji tüketiminin doğru bir şekilde tahmin edilmesi, asansörlerin kapasite ve hızı gibi temel tasarım parametrelerinin farklı durumlar için analiz edilmesinin önemli olduğunu ifade etmiştir. Bir binanın toplam enerji tüketimi ancak ölçüm yoluyla kesin olarak bilinebilir. Son yıllarda, asansörün gidiş-dönüşte tükettiği enerjiye, bekleme gücüne ve asansörün enerji sınıfına dayalı olarak asansörlerin enerji tüketimini tahmin etmek için bazı yöntemler önermişlerdir [6]. Aynı amaca yönelik bir diğer yöntem ise daha önce hizmet süresi ve çalışma süresini tahmin etmek için kullanılan simülatörlerin enerji tüketimini de hesaplayacak şekilde geliştirilerek elde edilen yöntemdir. Bu yöntem çoğunlukla pahalı yazılım paketleri ve uluslararası asansör üreticileri tarafından geliştirilen özel yazılımlar kullanılarak kullanılmaktadır. Düşük maliyetle ve güvenlik kaygısı olmadan yapılan simülasyonlar sayesinde gerçek sistemler daha iyi ve daha doğru kurulabilir ve mevcut sistemler geliştirilebilir [7, 8, 9]. Artan kentleşmeyle birlikte, büyük metropollerde ve yoğun nüfuslu şehirlerde konut, ticari ve kurumsal tüm sektörlerde yüksek binaların yapımında önemli bir artış yaşanmaktadır. Rahat ve konforlu bir hizmet için binalar tarafından tüketilen toplam enerjinin yaklaşık %4'ünü asansörler oluşturmaktadır. Bu nedenle, asansörlerin enerji tüketimini azaltmanın önemi gün geçtikçe artmaktadır [10, 11]. Hamad vd. yeni bir asansörün tasarım aşamasında motorun maksimum boyutunu belirlemek için bir model sunmuşlardır. Bu modelde her adım için önceden kurulmuş bir asansörün belirli bir boyuttaki motoru tarafından tüketilen elektrik enerjisini hesaplamak için bu modeli geliştirmek üzere modifiye etmişlerdir. Çin'de kentleşmenin sürekli ilerlemesi ve yüksek binaların çoğalması ile insan ve eşya taşınmasında asansörler önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle asansörlerin tasarımı güvenlik, güvenilirlik, sürüş konforu ve enerji tasarrufu için doğru ve net hesaplamaları ortaya koymuşlardır [12, 13]. Yapılan bir başka çalışmada asansörün yukarı ve aşağı hareketini kontrol eden asansörün güç cihazının acil bir durum oluştuğunda yolcuların güvenliğinin sağlanması için hareket mekanizmasının acilen frenlenmesi gerektiği, bu nedenle frenin güvenilirliği asansörün güvenliğini doğrudan etkilediğini ifade etmişlerdir [14, 15]. Pan vd. asansörlerde en yaygın kullanılan frenin pabuçlu fren olduğunu ve pabuçlu frenlerde, fren pabucu ve fren tekerleği arasındaki sürtünme yoluyla asansör kabininin frenlenmesini sağladığını, asansör durduğunda fren yayının etkisi altında fren pabucu ve fren tekerleği asansörü durdurarak kilitlemektedir [16]. Asansörlerde fren sistemi, asansörün güvenli çalışmasını sağlamanın önemli bir parçasıdır. Asansörün çalışma kontrolü ve güvenlik korumasının önemi, nihai olarak fren sistemi aracılığıyla sağlanmalıdır [17, 18]. Skog vd. çalışmalarında hızlanma sensörü ve manyetik indüksiyon sensörü ile asansör konumu, yolcu düzen takibi, motor sistemi, anormal duruş ve anormal kapı duruş ve açılıp kapanma durumlarını test etmişlerdir. Frenlerin malzeme özelliklerinin ve bu özelliklerin doğru belirlenmesinin önemli olduğu sonucuna varmışlardır [19]. Asansörlerde kılavuz sistem kirliliğinin sürtünme kaldırmasındaki sarmal dişlilerin frenleme gecikmesi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Frenin güvenlik aşaması doğru yapılmadığında genellikle düşme, çerçeve kaplaması ve asansör kabininin kayması veya düşmesi gibi ciddi kazalara yol açarak yolcuların can ve mal güvenliği için kabul edilemez riskler ve büyük tehlikeler oluşturmaktadır [20, 21]. Hao Yan vd. sürtünme analizinde termal yapısal bağlantı modeli ile senkronizasyon sürecinde sıcaklık ve sürtünmenin değişimini sürtünme konisi yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Asansör frenleri için denetim güvenliğini ve verimliliğini artırmak için frenleme sürecinde frenin dinamik tepkisini ölçmüşlerdir [22]. Saba vd. yaptıkları çalışmada lineer bir asansör kabini kılavuz rayları ve yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Asansör kılavuz rayları ANSYS workbench kullanılarak analiz edilmiştir. Maksimum Von-Misses gerilimleri ve maksimum yükte çerçeve ve plakanın deformasyonları incelenmiştir. Maksimum tasarım yükünde ince plakanın maksimum sapsmasının emniyet sınırlarını aşmadığı tespit edilmiştir [23]. Adak vd. yaptıkları çalışmada, bir asansörün hizmet kalitesi ve enerji tüketim düzeylerinin sonuçlarını görmek için kılavuz rayların analizinin simülasyonunu yapmışlardır. Asansör tasarım kalitesi artırıldığında hizmet kalitesinin istenilen seviyeye geldiği ve beklentilerin aksine enerji tüketim seviyesinin düştüğü tespit edilmiştir [24]. Jiang vd. tarafından yapılan çalışmada, asansörün acil frenlemesi sırasında fren torkunun değişiminin analizi yapılmıştır. Sabit miktatsız senkron asansör cer makinesi örnek alınarak acil frenlemede fren tekerleği ve fren pabucunun fren üzerindeki mekanik özellikleri analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ve hesaplama sonuçlarına göre, asansörün darbe yükü ve gerilmesi kademeli olarak artarak acil frenleme anında maksimum 270.3 MPa olarak elde etmişlerdir [25]. Asansör freninin verimliliğini ve frenleme kapasitesinin doğruluğunu geliştirmek ve yüksüz durumda frenleme performansını görmek amacıyla tam yüklü frenleme performansını analiz etmek için yeni bir yöntem kullanılmış ve frenleme torkunu ölçmek için bir model geliştirilmiştir. Frenleme torkunun fren ivmesinin artmasıyla doğrusal olarak arttığını ifade etmişlerdir. Kullanılan bir asansör modeli ile uygulamalı olarak deneyler yapılmış ve hesaplamalar

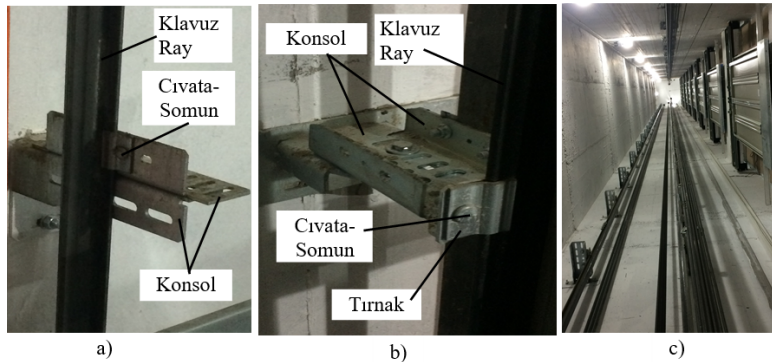
mukayese edilmiştir. Asansör performansında deneysel sonuçların analiz sonuçlarındaki frenleme ivmesinin teorik değerinden %11,95 daha az olduğunu göstermektedir. Analizin geleneksel test yöntemiyle karşılaştırıldığında tasarlanan frenleme torkunun test yönteminde daha doğru ve güvenli olduğunu ifade etmişlerdir [26]. Acil zamanlarda asansörlerin daha güvenli hale getirilmesi için çeşitli araştırmalar günümüzde bulunmaktadır. 2011 Van Depremi'nde asansörlerde oluşan hasarların asansör yapısına göre dağılımlarının tespit durumu araştırılmış ve yapılan tespit çalışmalarında konsollarda meydana gelen kalıcı şekil değiştirmeler ve hasarlar tespit edilmiştir [27]. Karşı ağırlığın montajı sırasında titreşim yüklerinin etkisinde patenler ile kılavuz raylar arasında montajının matematik olarak modeli üzerine çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Konsol elemanlarının yer değiştirmeleri üzerinde yapılan bu çalışmalarda özellikle beş katlı gerçek ölçekte bir bina modelinde deprem modellemesi yapmışlar ve konsol elemanlarının farklı yer değiştirmeleri sonucunda raylarda plastik deformasyon meydana gelebileceğini belirtmişlerdir [28, 29, 30]. Asansör kuyularının izolasyonu hakkında yapılan çalışmalarda asansör kuyularının izolasyonu ile asansör sistemi üzerine etkileyen sismik yüklerin azaltılabileceğini gösteren sayısal modellemeler yapılmıştır [31]. Kayaoğlu vd. asansör kabinini asansör kuyusunun duvarlarına bağlayan ve rayların düşey doğrultuda bir hat halinde sabitlenmesini sağlayan konsol elemanları üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Karşı ağırlık ve kabin raylarını asansör kuyusunun duvarlarına bağlayan ve rayların düşey doğrultuda bir hat halinde sabitlenmesini sağlamakta olduğu ve konsol elemanlarının deprem dalgalarının meydana getirdiği zorlanmalar nedeniyle hasar görebileceğini ifade etmişlerdir. Bu tip ani zorlanmalar neticesinde karşı ağırlığın ve kabinin ray üzerindeki doğrusal hareketinin bozulması sonucu asansörler kullanılamaz hale gelebilir [32].

Bu çalışmada, TS EN 81-77 (TSE, 2020a) standartlarında yer alan asansör kılavuz raylarının asansör yükleri altında sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılmıştır. Bu kapsamda asansörün kılavuz ray ve konsol bağlantısının 3 boyutlu tasarımı yapılmış ve asansör yüklerine ilişkin hesaplama yöntemleri kullanılarak modelleme parametreleri açıklanmıştır.

Bu çalışma ani hareket dalgalanmaları sırasında kılavuz raylarda oluşan gerilmelerin tespit edilmesi amacıyla yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda bulunan kılavuz ray yüklerine göre kılavuz rayların analizi yapılmış ve teorik hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır.

2. Teorik Hesaplar Ve Metot

Asansörler, asansör kuyusu adı verilen bölüm içerisinde çalışmaktadır. Kabin ve karşı ağırlık kılavuz raylar ile bağlantısı yapılarak düşeyde aşağı yukarı gidip gelmeleri sağlanır. Konsol elemanları ile kılavuz rayların duvara bağlantısı sağlanarak rayların düşeyde doğrultusunu koruması yapılmaktadır. Kılavuz raylar kabinin aşağı yukarı hareketini sağlayan, yatayda hareket sınırlaması getiren ve paraşüt fren sistemi devreye girdiğinde kabini durduran asansör elemanlarıdır [33]. Kılavuz raylar belirli mesafelerde konsollar aracılığı ile asansör kuyu duvarına bağlanırlar. Konsollar kılavuz rayların asansör kuyusunun duvarına sabitlenmektedir. Konsollar St37 çeliğinden üretilmiş ve mukavemeti en az 360 MPa'dır (TSE, 2012). Ray kavrama tırnağı konsol ile kılavuz rayı birbirine bağlayan ve kılavuz rayla uyumlu olarak rayı iki taraftan tutan çelik bir elemandır. Ray kavrama tırnağının malzemesi St52 kalitesindeki çelik ve en az 510 MPa çekme dayanımına sahip olmalıdır (TSE, 2012). Şekil 1'de kılavuz ray-konsol bağlantısı ve asansör kuyusu gösterilmiştir.

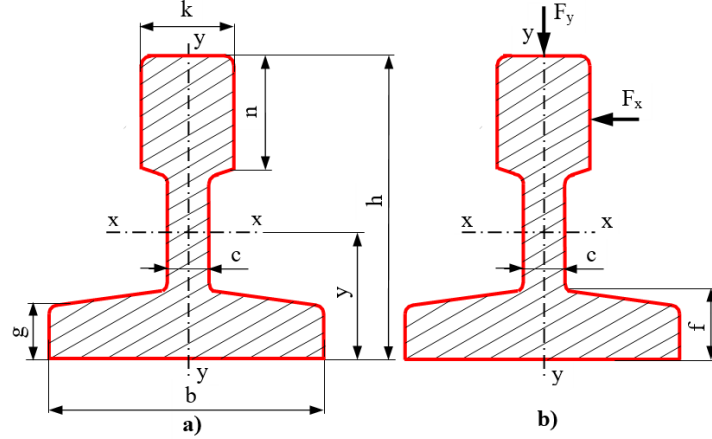


Şekil 1. Kılavuz ray/konsol bağlantısının a) ön görünüşü, b) arka görünüşü, c) asansör kuyusu.

Çalışmada kabin kılavuz ray ve konsol elemanlarının tasarım ilkeleri açıklandıktan sonra kullanılan parametreler verilmiştir. EN 81-77 (TSE, 2020a) standartlarına göre kılavuz ray yüklerinin hesaplamaları yapılarak ve analiz sonuçları ile mukayese edilmiştir.

2.1 Tasarım parametreleri

Bu çalışmada, 10 katlı, her katında 2 daire bulunan 10 kişilik bir asansörün kılavuz ray hesabı dikkate alınmıştır. Kılavuz ray boyu ve etki eden kuvvetler Şekil 2’de gösterilmiş, tasarımda ve analizlerde kullanılan parametreler Tablo 1’de verilmiştir.



Şekil 2. Kılavuz ray boyu ve etki eden kuvvetler [34]:

a) Asansör kılavuz ray profil ve ölçüleri b) Ray eksenleri ve raya etkiyen kuvvetler.

Tablo 1. T90/B Ray tipi ölçüleri (mm)

Kılavuz Ray	b	h	k	n	c	g	f	y
T 90B	90.0	75.0	16.0	42.0	10.0	8.0	10.0	26.12

Şekil 2a’da bir kılavuz raya ait ölçüler, Şekil 2b’de ise standart olan bir kılavuz raya etki eden kılavuz ray kuvvetlerinin yönleri ve eksen takımı verilmiştir. Kullanılan T90/B ray çeşidinin boyutları Tablo 2’de olduğu gibi alınmıştır. Konsollar ile kılavuz raylar arasında kullanılan yağ dolayısıyla konsol ile kılavuz ray arasında sürtünme kuvveti katsayısı 0,17 değerinde alınmıştır.

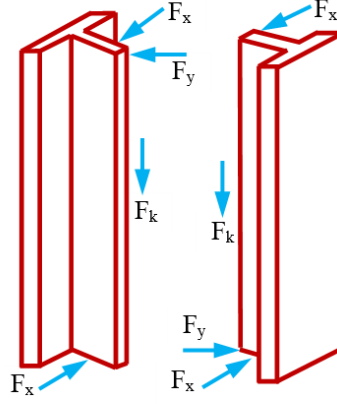
Tablo 2. Asansör tasarım parametreleri

Açıklamalar	Simge	Değer
Asansör cinsi	--	Konut asansörü
Asansör kapasitesi	--	10 kişi
Asansör beyan yükü	Q	800 kg
Asansör boş kabin ağırlığı	F	1100 kg
Bina kat sayısı	--	10
Asansör kuyusu yüksekliği	--	32 m
Kılavuz ray sıra sayısı	n	Simetrik 2
Bir kılavuz ray sırasında bulunan kılavuz ray sayısı	--	5
Kabin kılavuz patenleri arası mesafe	h_p	2200
Asansör kabin boyutları	C_w	1350
	C_d	1400
	C_h	2200
Normal kullanımda x ekseninde oluşan kuvvet	F_x	566 N
Normal kullanımda y ekseninde oluşan kuvvet	F_y	1119 N
Normal kullanımda dikey ekseninde oluşan kuvvet	F_v	3325 N

2.2 Bükülme (Burkulma) kuvveti ve gerilmesi

Kılavuz raylarda yük etkileri, güvenlik tertibatının çalışması, x-ekseni ve y-ekseni; normal kullanma-hareket, x-ekseni ve y-ekseni ve normal kullanma-yüklenme durumu olmak üzere üç durum dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Bu yüklerin oluşturduğu kuvvetler kılavuz rayda bükülme (burkulma), eğilme ve basma

gerilmelerine sebep olmaktadır. Kılavuz raylara etki eden kuvvetler ve kılavuz rayların montajı Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. Kılavuz raylara etki eden kuvvetler ve etki yüzeyleri.

Bükülme kuvveti güvenlik tertibatının çalışması sonucu rayı ezmeye veya koparmaya çalışan kuvettir. Kabin anma yükü ile yüklendiğinde güvenlik tertibatı devreye girdiğinde hareket halinde kabin tarafından raylara etki eden kuvvet denklem (1), karşı ağırlık tarafından raylara etki eden kuvvet denklem (2), kabin raylarındaki bükülme gerilmesi denklem (3) ve karşı ağırlık raylarındaki gerilme denklem (4) dikkate alınarak hesaplanmıştır.

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (G_k + G_y)}{n} \quad (1)$$

$$F_c = \frac{k_1 \cdot g \cdot (G_k + q \cdot G_y)}{n} \quad (2)$$

$$\sigma_k = \frac{(F_k + k_3 \cdot F_2) \cdot \omega}{A} \quad (3)$$

$$\sigma_c = \frac{F_k \cdot \omega}{A} \quad (4)$$

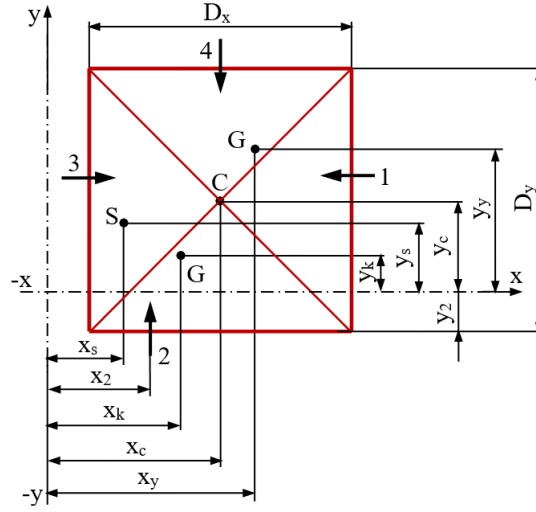
$$F_x = \frac{k_1 \cdot g \cdot (G_y \cdot X_y + G_k \cdot X_k)}{n \cdot h} \quad (5)$$

$$F_y = \frac{k_1 \cdot g \cdot (G_y \cdot Y_y + G_k \cdot Y_k)}{h \cdot \frac{n}{2}} \quad (6)$$

A kılavuz rayın kesit alanı, F₂ yardımcı donanımın kılavuz raylarda meydana getirdiği kuvvet, ω bükülme faktörü, λ kılavuz rayın narinlik katsayısı.

2.3 Eğilme kuvveti ve gerilmesi

Kabinin ağırlık merkezi ve kabin ölçüleri şematik olarak Şekil 4'de verilmiştir. C noktası kabinin geometrik ağırlık merkezidir. Kabin tarafından taşınan ve bükülebilen kablounun belli bir kısmı, dengeleme halatı (varsa) veya zinciri, kabin kapıları, güvenlik tertibatı, kontrol kablosu, kabine yerleştirilen klima vb. ağırlıkların da göz önünde bulundurulması halinde kabin ağırlık merkezi (G_k) noktası olmaktadır. G_y anma yükünün ağırlık merkezi, yük kabin alanına düzgün yayılmamaktadır. G_k kabin kütlesi, kabin iskeleti kütlesi, süspansiyon sistemi kütlesi ve kapı ağırlığı kütesinden oluşmaktadır.



Şekil 4. Kabin boyutları ve kabin ağırlık merkezi.

- S : Kabinin askı (bağlantı) noktası,
 D_x : x doğrultusundaki kabin boyutu (kabin derinliği),
 D_y : y doğrultusundaki kabin boyutu (kabin genişliği),
 x_c, y_c : Kabin geometrik merkezinin kılavuz ray eksenlerine uzaklığı,
 x_s, y_s : Kabinaskı noktasının kılavuz ray eksenlerine uzaklığı,
 x_k, y_k : Boş kabinin ağırlık merkezinin kılavuz ray eksenlerine uzaklığı,
 x_y, y_y : Ana yükü ağırlık merkezinin kılavuz ray eksenlerine uzaklığı,
1,2,3,4 : Kabin kapılarının merkezi,
n : Kılavuz ray sayısı,
h : Kabin kılavuz ray patenleri arasındaki uzaklık.

Eğilme gerilmesi kılavuz rayların ekseninde dengelenmemiş durumdaki yük ve kabin ağırlıklarının sebep olduğu gerilmedir. Eğilme etkisi oluşturan kuvvetler denklem (5) ve (6), eğilme momentleri (7) denklemleri, eğilme gerilmeleri de (8) denklemleri dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Kuvvet x doğrultusunda raya iki taraftan, y doğrultusunda tek taraftan etki ettiği için F_y kuvvetinin hesabında kılavuz ray sayısı ($n/2$) olarak alınmıştır.

$$M_x = \frac{3}{16} \cdot F_y \cdot L_k \text{ ve } M_y = \frac{3}{16} \cdot F_x \cdot L_k \cdot \quad (7)$$

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \text{ ve } \sigma_y = \frac{M_y}{W_x} \quad (8)$$

Raylardaki toplam eğilme gerilmesi denklem (9), raylardaki toplam eğilme ve basma gerilmesinin bileşkesi denklem (10) ve burkulma ve eğilme gerilmelerinin bileşkesi ise denklem (11) dikkate alınarak hesaplanmıştır.

$$\sigma_t = \sigma_x + \sigma_y \quad (9)$$

$$\sigma_k = \sigma_t + \frac{F_k + k_3 \cdot F_z}{A} \quad (10)$$

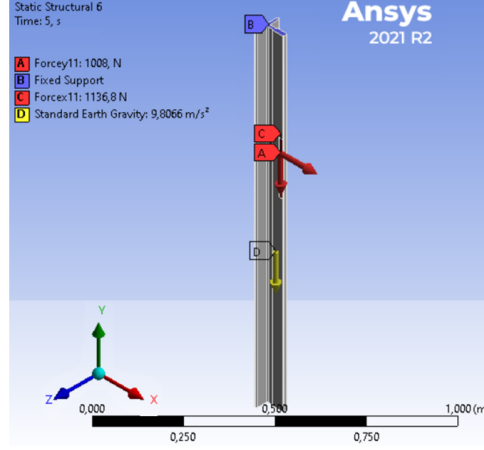
$$\sigma_{eş} = \sigma_k + 0,95 \cdot \sigma_t \quad (11)$$

L_k kılavuz rayın konsolları arasındaki uzaklık, W_x ve W_y kılavuz rayın mukavemet momentleridir.

3. Asansör Kılavuz Rayların Sonlu Elemanlarla Gerilme Analizi

Kılavuz rayların gerilme dağılımı, Merkezden kılavuzlanmış ve asılı kabin, Merkezden kaçık tip kılavuzlanmış ve asılı kabin ve Yandan kılavuzlanmış tip kabin durumu olmak üzere üç farklı yükleme durumu dikkate alınarak yapılmıştır.

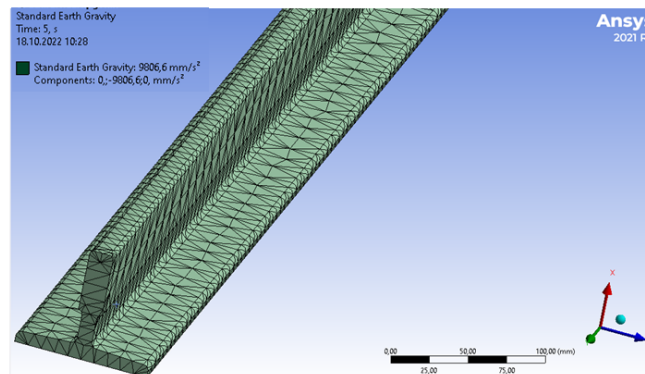
Teorik hesaplamalar yapıldıktan sonra tasarım parametrelerine göre belirlenen montajın üç boyutlu tasarımları yapılmıştır. Analiz çalışmasında, SolidWorks'de çizimi yapılan asansör kılavuz raylarının sonlu elemanlar analizi için ANSYS21.2 programı kullanılarak kabin yüklemelerine bağlı olarak kabin kılavuz rayları üzerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. Şekil 5'de ANSYS 2021R2.1.2 analizi için tanımlanan kılavuz raya etki eden kuvvetler (Fx, Fy, Fz) gösterilmiştir.



Şekil 5. Kılavuz ray ve etki eden kuvvetler.

Kılavuz raya etki eden kuvvetler B noktası sabit olmak üzere A, C ve D noktalarından uygulanmıştır. Duvar tarafındaki konsollar sabitlemiş destek ve kılavuz raylar rijit olarak kabul edilmiştir. Analiz işleminde kabindeki kişilerin ağırlığına ve kabinin konumuna bağlı olarak farklı yüklere maruz kalan kılavuz ray kenetlenmiş sabit bir yapı olarak ele alınmaktadır. Asansör, 1,5 güvenlik faktöründe maksimum 6300 N yük ile yüklenmiş ve desteklenen sabit parçalar, ANSYS Workbench yardımıyla 3 boyutlu sonlu elemanlar analizi kullanılarak analiz edilmiştir. Bu nedenle, sayısal analizde taban plakasının merkezinde hareket eden 6300 N uygulanan yük dikkate alınmıştır. Kabin yüklemeleri için gerekli olan kuvvetler asansör kapasitesi dikkate alınarak hesaplanmış ve programa tanımlanmıştır. Teorik hesaplamalarda kullanılan denklemler aracılığı ile kuvvetin hesaplanması için veri girişi yapılmış ve kılavuz raylarda oluşacak gerilme değerleri elde edilmiştir.

En kritik konumda bulunan kılavuz ray konsol montajı konsolları ele alınmıştır. Şekil 6'da kılavuz ray için sonlu eleman modeli gösterilmiştir.



Şekil 6. Kılavuz ray için sonlu eleman modeli

Kılavuz ray çözümü 23393 düğümlü, 120 eleman ve 11808 rijit eleman olmak üzere toplam 11928 elemandan oluşturulmuş ve analizde daha iyi doğruluk elde etmek için çözücü adımında sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm

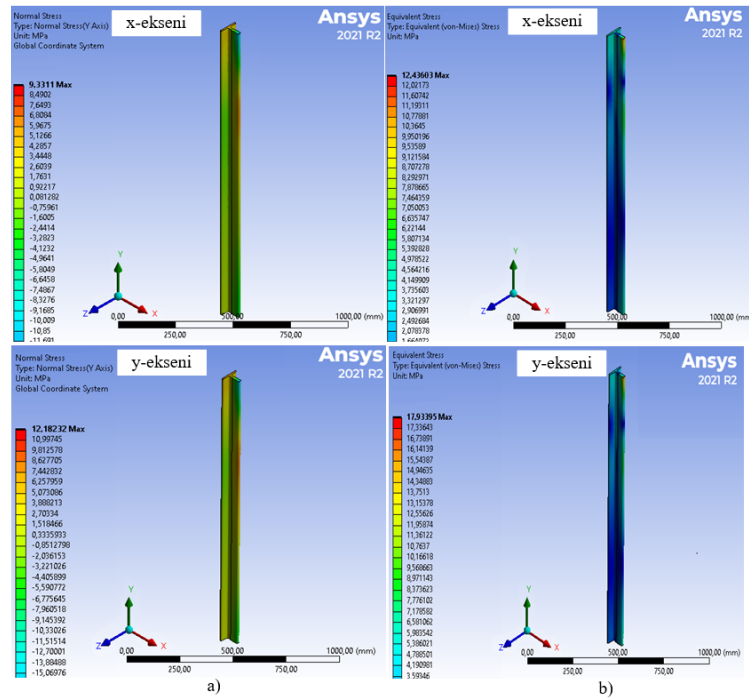
yapılmıştır. Genel koordinatlarda eleman maksimum matris katsayılarının aralığı 11164 ögesinde maksimum $3,07 \cdot 10^{10}$ eleman ve 8612 ögesinde minimum $5,07 \cdot 10^6$ eleman bulunmuştur.

4. Sonuçlar ve Tartışma

Gerçekte kabin kılavuz raylarında meydana gelen kuvvetlerin yönü ve şiddeti değiştiğinden dolayı hesaplamaları son derece zor olmaktadır. Bu kuvvetlerin anlık değişimleri nedeniyle bilgisayar modellerinden elde edilen sonuçlardan daha yüksek gerilmeler meydana gelebilir. Bu yüzden meydana gelen gerilmeler akma gerilmelerini aşabilir. Buna benzer araştırmalar yapılırken kontrol dışı etkiler dikkate alınmalıdır.

4.1 Merkezden kılavuzlanmış asılı kabin durumu

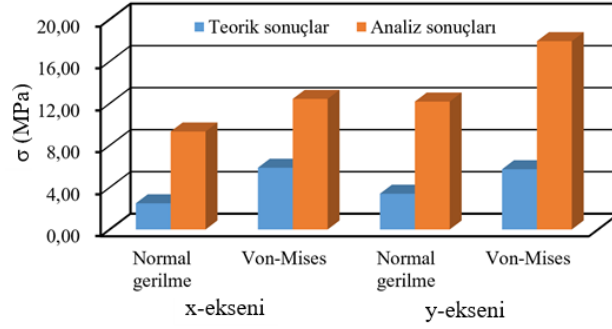
Merkezden kılavuzlanmış asılı kabin ve güvenlik tertibatının çalışması durumunda x eksenine ve y ekseninde yükleme esnasında analiz sonucu kabin raylarında meydana gelen normal gerilme ve Von-mises gerilmeleri Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. Merkezden kılavuzlanmış asılı kabin güvenlik tertibatının çalışması durumu gerilme dağılımı:
a) Normal gerilme b) Von-mises gerilmesi.

Şekil 7a'da x ekseninde düşey yönde normal gerilmenin maksimum olduğu bölge kabin ray profilinin arka kısmı ve değeri de 9,331 MPa, minimum gerilme ise profilin üst yüzeyinde ve değeri -11,691 MPa'dır. y ekseninde düşey yönde normal gerilmenin maksimum olduğu bölge kabin ray profilinin arka kısmı ve değeri 12,182 MPa ve minimum gerilme ise profilin üst yüzeyinde ve -16,254 MPa'dır. Şekil 7b'de x ekseninde maksimum Von-mises gerilmesi profilin üst yüzeyinde ve 12,436 MPa, minimum gerilme ise kabin ray profilinin alt kısımlarında ve 2,995 MPa, y ekseninde maksimum Von-mises gerilmesinin profilin üst yüzeyinde 17,939 MPa ve minimum gerilme ise kabin ray profilinin alt kısımlarında 2,995 MPa olarak tespit edilmiştir. Maksimum değer, kabin yüklemesinin rayın üst bölümüne yakın olmasından, minimum olduğu bölge ise alt kısım kuvvete çok maruz kalmadığından ve kısmen yükleme yerinden uzak kalmasından kaynaklanmaktadır.

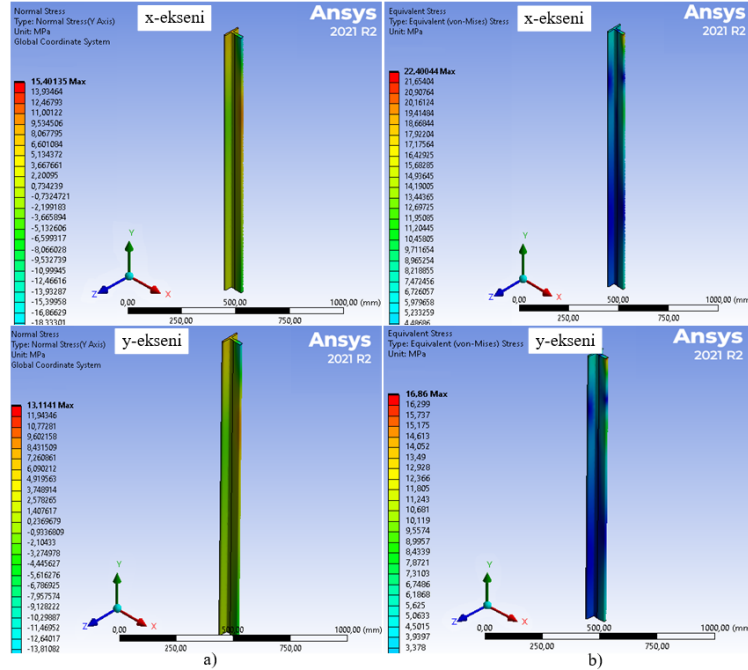
Merkezden kılavuzlanmış asılı kabinlerde kabin güvenlik tertibatının çalışması durumunda teorik ve analiz sonucu elde edilen Normal gerilme ve Von-mises gerilmelerinin değişimi Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8’de görüldüğü gibi x ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 2,494 MPa, Von misses gerilmesi 5,88 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 9,331 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 12,436 MPa, y ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 3,407 MPa, Von misses gerilmesi 5,735 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 12,182 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 17,933 MPa’dır. Teorik olarak elde edilen normal ve Von misses gerilmelerinin sayısal analizde elde edilen normal ve Von-misses gerilmelerinden daha düşük olarak elde edildiği görülmektedir. Bunun merkezden kılavuzlanmış kabin yüklemesi durumunda kuvvetin homojen etki etmesinden kaynaklandığı öngörülmektedir.

4.2 Merkezden kaçık asılı kabin durumu

Merkezden kaçık tip ve asılı kabin güvenlik tertibatının devreye girmesi halinde x eksen ve y eksen için yükleme esnasında analiz sonucu kabin kılavuz raylarında meydana gelen normal gerilme ve Von-misses gerilmeleri Şekil 9’da verilmiştir.

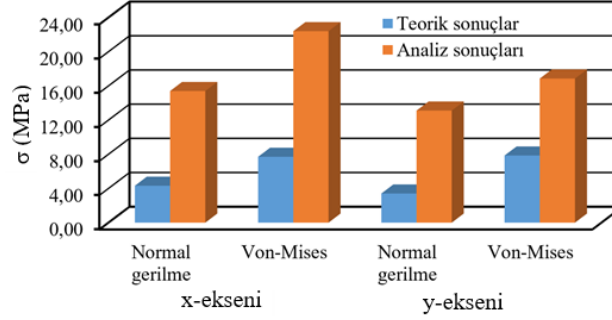


Şekil 9. Merkezden kaçık tip güvenlik tertibatının çalışması durumu gerilme dağılımı:
a) Normal gerilme, b) Von-misses gerilmesi.

Şekil 9a’da x ekseninde normal gerilmenin maksimum olduğu kabin kılavuz ray profilinin arka kısmı 15,401 MPa, minimum normal gerilme ise profilin üst yüzeyinde -19,799 MPa, y ekseninde maksimum normal gerilme kabin kılavuz ray profilinin arka kısmında ve 13,114 MPa, minimum gerilme ise profilin üst yüzeyinde ve -14,981 MPa olarak elde edildiği görülmektedir. Şekil 9b’de x eksen için maksimum Von-misses gerilmesi profilin üst yüzeyinde ve 22,4 MPa, minimum gerilme ise kabin ray profilinin alt kısımlarında ve 3,740 MPa, y ekseninde maksimum Von-misses gerilmesi profilin üst yüzeyinde ve 16,86 MPa, minimum gerilme ise kabin kılavuz ray

profilinin alt kısımlarında ve 2,816 MPa olduğu tespit edilmiştir. Gerilme değerlerinin negatif çıkması kılavuz rayların alt bağlantı noktalarında kuvvetlerin baskı kuvveti şeklinde etki etmesinin bir sonucu olduğu kabul edilmektedir.

Merkezden kaçık tip güvenlik tertibatının çalışması, normal çalışma yüklenme durumunda teorik ve analiz sonucu elde edilen normal gerilme ve Von-misses gerilmesinin değişimi Şekil 10'da verilmiştir.

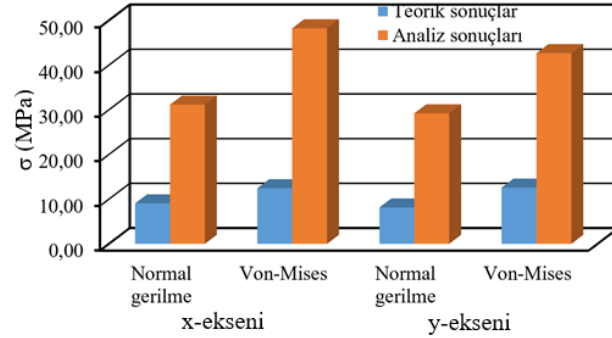


Şekil 10. Merkezden kaçık tip güvenlik tertibatının çalışması durumu için teorik Normal gerilme ve Von-misses gerilmesinin değişimi.

Şekil 10'da görüldüğü gibi x ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 4,32 MPa, Von misses gerilmesi 7,705 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 15,401 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 22,4 MPa ve y ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 3,407 MPa, Von misses gerilmesi 7,851 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 13,114 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 16,86 MPa'dır. Teorik olarak elde edilen normal ve Von misses gerilmelerinin sayısal analizde elde edilen normal ve Von-misses gerilmelerinden daha düşük olduğu görülmektedir.

4.3 Yandan kılavuzlanmış asılı kabin durumu

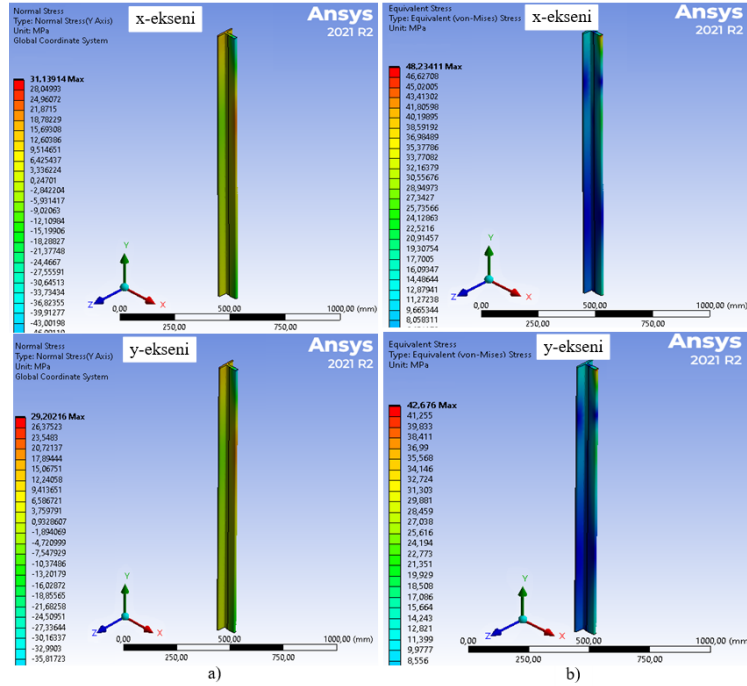
Yandan kılavuzlanmış kabin ve güvenlik tertibatının çalışması durumunda teorik olarak hesaplanan ve analiz sonucu elde edilen Normal gerilme ve Von-misses gerilmesinin değişimi Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11. Yandan kılavuzlanmış kabin güvenlik tertibatının çalışması durumu için teorik Normal gerilme ve Von-misses gerilmesinin değişimi.

Şekil 11'de, Yandan kılavuzlanmış kabin güvenlik tertibatının çalışması durumunda x ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 9,052 MPa, Von misses gerilmesi 12,438 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 31,139 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 48,234 MPa ve y ekseninde teorik elde edilen Normal gerilme 8,139 MPa, Von misses gerilmesi 12,583 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 29,202 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 42,646 MPa'dır. Teorik olarak elde edilen normal ve Von misses gerilmelerinin sayısal analizde elde edilen normal ve Von-misses gerilmelerinden daha düşük elde edildiği birbirlerine yakın sonuçlar olduğu görülmektedir.

Yandan kılavuzlanmış asılı kabin durumunda güvenlik tertibatının çalışmasında x ve y ekseninde yüklenme esnasında analiz sonucu kabin kılavuz raylarında meydana gelen normal gerilme ve Von-misses gerilmelerinin dağılımı Şekil 12'de verilmiştir.



Şekil 12. Yandan kılavuzlanmış kabin güvenlik tertibatının çalışması gerilme dağılımı:
a) Normal gerilme, b) Von-misses gerilmesi

Şekil 12a'da x ekseninde düşeyde normal gerilmenin maksimum olduğu kılavuz ray profilinin arka kısmı ve 31,139 MPa, minimum normal gerilme ise profilin üst yüzeyinde -46,091 MPa, y ekseninde düşey yöndeki maksimum normal gerilme kabin kılavuz ray profilinin arka kısmı ve 29,202 MPa, minimum normal gerilme ise profilin üst yüzeyinde ve -38,644 MPa'dır. Şekil 12b'de x ekseninde maksimum Von-misses gerilmesi profil üst yüzeyinde 48,234 MPa, minimum Von-misses gerilmesi ise kabin kılavuz ray profilinin alt kısmında ve 6,451 MPa, y eksenini için maksimum Von-misses gerilmesi profilin üst yüzeyinde ve 42,676 MPa, minimum Von-misses gerilmesi ise kabin ray profilinin alt kısımlarında ve 7,134 MPa olduğu görülmektedir.

5. Sonuçlar

Sonlu elemanlar analizi yöntemi ile elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde kılavuz ray tasarımlarının analizleri tutarlı sonuçlar vermektedir. Kılavuz ray tasarımı için yapılan uygulamalarda merkezi tip kılavuz ray tasarımının merkezden kaçık ve yandan askılı tip kılavuz ray tasarımlarına göre daha yüksek gerilme değerleri bulunmuştur. Seçimi yapılan parametreler için incelenen tasarımların simülasyon sonuçlarına göre konsollarda kalıcı bir deformasyon görülmemiştir. Yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Merkezden kılavuzlanmış asılı kabin güvenlik tertibatının çalışması durumu, x eksenini için teorik olarak elde edilen Normal gerilme 2,494 MPa, Von-misses gerilmesi 5,88 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 9,331 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 12,436 MPa ve y ekseninde teorik olarak elde edilen Normal gerilme 3,407 MPa, Von misses gerilmesi 5,735 MPa, analizden elde edilen normal gerilme 12,182 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 17,933 MPa tespit edilmiştir.

2. Merkezden kaçık tip ve asılı kabin güvenlik tertibatının devreye girmesi x ekseninde analiz sonucu maksimum normal gerilme 15,401 MPa, y eksenini için maksimum normal gerilme 13,114 MPa, x eksenini için maksimum Von-misses gerilmesi 22,400 MPa, y eksenini için maksimum Von-misses gerilmesi 16,86 MPa, minimum Von-misses gerilmesi ise 2,816 MPa hesaplanmıştır.

3. Yandan kılavuzlanmış kabin güvenlik tertibatında x ekseninde teorik Normal gerilme 9,052 MPa, Von misses gerilmesi 12,438 MPa, analizde normal gerilme 31,139 MPa, Von-misses gerilmesi 48,234 MPa, y ekseninde teorik Normal gerilme 8,139 MPa, Von misses gerilmesi 12,583 MPa, analizde normal gerilme 29,202 MPa ve Von-misses gerilmesi ise 42,646 MPa olarak elde edilmiştir.

Sonuç olarak yapılan teorik hesaplar ile analiz sonuçlarının birbirlerine yakınsadığı, kabin kılavuzlanma durumuna göre en uygun kabin kılavuz tipinin merkezden kılavuzlanmış kabin tipi olduğu belirlenmiştir.

Kaynaklar

- [1] Tyni T, Ylinen J. Evolutionary bi-objective optimization in the elevator car routing problem. *European Journal of Operational Research (EJOR)*. 169 (3): 960-977, 2006.
- [2] Onur YA, İmrak CE. Computer aided car frame modelling and stress analysis. *Elevator Technology 16: Proceedings of Elevcon*. Helsinki, Finland: IAEE Public. 2006.
- [3] Babalık FC, Çavdar K, Sakalar M, Meshur B. Analysis and finite elements method aided design of elevator car suspensions. *Asansör Dünyası*, 55: 74–79, 2003.
- [4] Sachs HM. Opportunities for Elevator Energy Efficiency Improvements. American Council for an Energy-Efficient Economy (ACEEE), Washington, DC, April, 2005.
- [5] Liu J, Qiao F, Chang L. The hybrid predictive model of elevator system for energy consumption. *Proceedings of the 2010 International Conference on Modeling, Identification and Control*, Okayama, Japan, 17-19 Jul. 2010.
- [6] Lindegger U. The studies in europe and the energy efficiency guideline. VDI 4707, Elevcon, 2010.
- [7] Hakala H, Siikonen ML, Tyni T, Ylinen J. Energy-Efficient Elevators for Tall Buildings. 6th World Congress on Tall Buildings and Urban Habitat, February/March, 2001.
- [8] Patrao C, Rivet L, Fong J, Almedia A. Energy efficient elevators and escalators. *ECEEE (2009)*; 803–813, 2009.
- [9] Bennet BS. *Simulation fundamentals*. 1st ed., Prentice Hall International Series in System and Control Engineering, UK, 1995.
- [10] Patrão C, Almeida AD, Fong J, Ferreira F. Elevators and escalators energy performance analysis. *Proc. 2010 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, Pacific Grove, CA, USA, August 2010.
- [11] De Almeida A, Hirtzelb S, Patrão C, Fonga J, Dütschkeb E. Energy-efficient elevators and escalators in Europe: an analysis of energy efficiency potentials and policy measures. *Energy and Buildings*, 47: 151-158, 2012.
- [12] Hamad QS, Ali Y, Fadhil HA, Al-Janabi M, Ahmed F. Elevator exhaustion time reduction by eliminating fake demands. *2020 International Multi-Disciplinary Conference: Sustainable Development and Smart Planning*. June 28-30, 2020.
- [13] Ongun E, Demir A. Improving the performance and energy efficiency of elevators by direct-landing elevator position control system. *International Conference on Electrical & Electronic Engineering*. IEEE. 2017.
- [14] Hamad QS, Croock MS, Qaraawi SA. Efficient infrared sensor and camera based monitoring system. *2013 International Conference on Electrical Communication, Computer, Power, and Control Engineering (ICECCPCE)*. 2014.
- [15] Peng Q, Li Z, Yuan H, Huang G, Li S, Sun X. A model-based unloaded test method for analysis of braking capacity of elevator brake. *Advances in Materials Science and Engineering*, pp: 1-10. 2018.
- [16] Durak E, Yurtseven HA. Experimental study of the tribological properties of an elevator's brake linings. *Industrial Lubrication & Tribology*, 68(6): 683-688, 2016.
- [17] Pan G, Lei C. Impact analysis of brake pad backplate structure and friction lining material on disc-brake noise. *Advances in Materials Science & Engineering*, pp.1-9, 2018.
- [18] Durak E, Yurtseven HA. Experimental study of the tribological properties of an elevator's brake linings. *Industrial Lubrication and Tribology*, 68(6): 683-688, 2016.
- [19] Kalikate SM, Patil SR, Sawant SM. Simulationbased estimation of an automotive magnetorheological brake system performance. *Journal of Advanced Research*, 14, 43-51, 2018.
- [20] Skog I, Karagiannis I, Bergsten, H`ard`en J, Gustafsson L, H`andel P. A smart sensor node for the internet-of-elevators-non-invasive condition and fault monitoring. *IEEE Sensors Journal*, 17(16): 5198–5208, 2017.
- [21] Xu B, Cheng M, Yang H, Zhang J, Yang M. Safety brake performance evaluation and optimization of hydraulic lifting systems in case of overspeed dropping. *Mechatronics*, 23(8), 1180-1190. 2013.
- [22] Longwic R, Szydło K. E impact of the elevator guides contamination on the braking process delay for selected progressive gears. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 11(2): 1-7, 2017.
- [23] Yan H, Xu Z, Yuan J, Liang L, Cao T, W. Ge W. Friction characteristics of synchronization process based on triho thermodynamics. *Advances in Materials Science and Engineering*, vol. 2018, Article ID 8467921, 9 pages, 2018.
- [24] Othman Saba A, Mohammed Jamal AK, Mohammed Farag M. Numerical Analysis of Linear Elevator Structure Using Finite Element Method. *Engineering and Technology Journal*, 39(09): 1430-1436, 2021.
- [25] Adak MF, Duru N, Duru HT. Elevator simulator design and estimating energy consumption of an elevator system. *Energy and Buildings*, 65: 272-280, 2013.

- [26] Jiang T, Wang Z, Ren Z, Liu G, Ren F. Analysis on mechanical characteristics of brake wheel and brake shoe of elevator traction machine. 4th International Conference on Mechanical, Electrical and Material Application (MEMA-2021) Vol. 2125, 29-31 October 2021, Chongqing, China, 2021.
- [27] Peng Q, Li Z, Yuan H, Sun X, Huang G, Li S. A Model-Based Unloaded Test Method for Analysis of Braking Capacity of Elevator Brake. *Advances in Materials Science and Engineering-Hindawi*, Volume 2018, Article ID 8047490, 10 pages, 2018.
- [28] İmrak CE. A Survey for the Effect of 2011 Van Earthquakes on Elevators. Erişim:[https://www.aysad.org.tr/wp-content/uploads/2018/09/Van Survey Appendixes.pdf](https://www.aysad.org.tr/wp-content/uploads/2018/09/Van-Survey-Appendixes.pdf), 2012.
- [29] Wang X, Hutchinson TC, Astroza R, Conte JP, Restrepo JI, Hoehler MS, Ribeiro W. Shake table testing of an elevator system in a full-scale five-story building. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 46(3): 391-407. 2017.
- [30] Wang X, Günay S, Lu W. Seismic analysis of the rail-counterweight system in elevators considering the stiffness of rail brackets. *Advances in Structural Engineering*, 2020.
- [31] Wang X, Günay S, Lu W. Mechanical model and seismic study of the roller guide-rail assembly in the counterweight system of elevators. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 50(2): 518-537, 2021.
- [32] Mazza F, Labernarda R. Internal Pounding Between Structural Parts of Seismically Isolated Buildings. *Journal of Earthquake Engineering*, 2021.
- [33] Kayaoğlu E, Salman Ö, Candaş, A. Study on stress and deformation of an elevator safety gear brake block using experimental and FEA methods. *Advanced Materials Research*, 308-310: 2011.
- [34] İmrak CE, Gerdemeli İ. *Asansörler ve Yürüyen Merdivenler*. Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.