



## The numerical investigation of the effects of hole tolerance and bolt torque variation on the joint strength in the bolted joints

İsmail Saraç\*

Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Aksaray University, Aksaray, 68100, Turkey

### Highlights:

- The effect of hole tolerance on strength in bolted joints
- Importance of tightening torque in bolted joints
- Plate strength in bolted joints

### Keywords:

- Bolted joints
- Bolt hole clearance
- Bolt tightening torque
- Failure analysis

### Article Info:

Research Article  
Received: 01.07.2020  
Accepted: 02.08.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.761996

### Correspondence:

Author: İsmail Saraç  
e-mail:  
ismailsarac@aksaray.edu.tr  
phone: +90 382 288 3681

### Graphical/Tabular Abstract

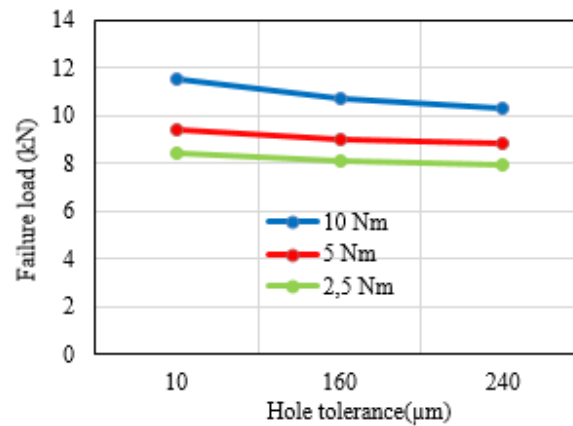


Figure A. Effect of bolt torque and hole tolerance variation on plate failure load

**Purpose:** The aim of the study is to investigate the effects of hole tolerance and tightening torque changes on the load bearing capacity of the bolted joint, especially in terms of plate strength.

### Theory and Methods:

In this study, the effect of hole tolerance and bolt tightening torque on the strength of single lap, bolted joints were investigated by theoretical stress and finite element analysis. Finite element analysis was carried out as linear-elastic stress and failure analysis.

### Results:

Plate failure load at 10 μm hole tolerance was calculated as 11.5 kN, while 10.7 kN at 160 μm hole tolerance, and 10.3 kN at 240 μm hole tolerance. In models where 5 Nm bolt torque is applied; plate failure load at 10 μm hole tolerance was calculated as 9.4 kN, while 9 kN at 160 μm hole tolerance and 8.8 kN at 240 μm hole tolerance. In models with 2.5 Nm bolt torque; plate failure load at 10 μm hole tolerance is calculated as 8.4 kN, while 8.1 kN at 160 μm hole tolerance and 7.9 kN at 240 μm hole tolerance. As a result of the study, increasing the hole tolerance has decreased the plate strength. However, the increase of bolt torque developed the strength of the plate. When the effects of the hole tolerance and the change of bolt torque on the strength are evaluated together, it is understood that bolt torque is a more effective parameter.

### Conclusion:

Although the differences between the hole tolerance values selected in the study were very high, the effects of these tolerance differences on the strength were generally below 10%. Considering that the costs of manufacturing with very low tolerance ranges are quite high, it is concluded that keeping the tolerances at normal levels and increasing bolt torque is a more accurate design according to the results obtained.



## Cıvatalı bağlantılarda delik toleransı ve cıvata sıkma torku değişiminin bağlantı dayanımına etkilerinin sayısal olarak incelenmesi

İsmail Saraç\*

Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 68100, Merkez, Aksara, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Cıvata delik toleransının dayanıma etkisi
- Cıvatalı bağlantılarda sıkma torkunun önemi
- Cıvatalı bağlantılarda plaka dayanımı

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 01.07.2020

Kabul: 02.08.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.761996

### Anahtar Kelimeler:

Cıvatalı bağlantılar,  
delik toleransı,  
cıvata torku,  
hasar analizi

### ÖZ

Çözülebilir bağlantı şekillerinden olan cıvatalı bağlantıların, sitemlerde verimli ve emniyetli bir şekilde kullanılması için farklı parametrelere göre yük altındaki davranışlarının anlaşılması son derece önemlidir. Bu çalışmada, cıvata ile birleştirilmiş tek tesirli bindirme bağlantılarında delik toleransının ve cıvata sıkma torkunun bağlantı dayanımına etkisi sonlu elemanlar analizleriyle araştırılmıştır. Bunun yanısıra elastisite teorisi denge denklemleri kullanılarak gerilme kuvvet ilişkileri gösterilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ANSYS programı kullanılarak lineer-elastik gerilme ve hasar analizi şeklinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı, delik toleransı ve sıkma torku değişiminin bağlantının yük taşıma kapasitesinde oluşturduğu etkileri özellikle plaka çekme dayanımı açısından araştırmaktır. Yapılan çalışma sonucunda, delik toleransının artması plaka çekme dayanımını düşürmüştür. Cıvata torkunun artması ise plaka çekme dayanımını arttırmıştır. Delik toleransı ve cıvata torku değişiminin bağlantı çekme dayanımına etkileri birlikte değerlendirildiğinde, cıvata torkunun daha etkin bir parametre olduğu anlaşılmıştır. Yapılan çalışmada seçilen delik tolerans değerleri arasındaki farklar çok fazla olmasına karşın, bu tolerans farklarının dayanıma etkileri genellikle %10 değerinin altında olmuştur. Cıvata torkunun plaka çekme dayanımına etkisi ise %37 değerine kadar çıkmıştır. Çok düşük tolerans aralıklarıyla yapılan imalatların maliyetlerinin oldukça yüksek olduğu düşünüldüğünde, elde edilen sonuçlara göre toleransları normal seviyelerde tutup, buna karşın cıvata torkunun artırılmasının daha doğru bir tasarım olduğu sonucuna varılmıştır.

## The numerical investigation of the effects of hole tolerance and bolt torque variation on the joint strength in the bolted joints

### H I G H L I G H T S

- The effect of hole tolerance on strength in bolted joints
- Importance of tightening torque in bolted joints
- Plate strength in bolted joints

### Article Info

Research Article

Received: 01.07.2020

Accepted: 02.08.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.761996

### Keywords:

Bolted joints,  
hole clearance,  
bolt torque,  
failure analysis

### ABSTRACT

It is extremely important to understand the behavior of the bolted joints under load, according to different parameters, for the efficient and safe use of systems. In this study, the effect of hole tolerance and bolt tightening torque on the tensile strength of single lap, bolted joints were investigated by theoretical stress and finite element analysis. Finite element analysis was carried out as linear-elastic stress and failure analysis. The aim of the study is to investigate the effects of hole tolerance and tightening torque changes on the load bearing capacity of the bolted joint, especially in terms of plate tensile strength. As a result of the study, increasing the hole tolerance has decreased the plate tensile strength. However, the increase of bolt torque developed the tensile strength of the plate. When the effects of the hole tolerance and the change of bolt torque on the tensile strength are evaluated together, it is understood that bolt torque is a more effective parameter. Although the differences between the hole tolerance values selected in the study were very high, the effects of these tolerance differences on the tensile strength were generally below 10%. The effect of bolt torque on plate tensile strength has been up to 37%. Considering that the costs of manufacturing with very low tolerance ranges are quite high, it is concluded that keeping the tolerances at normal levels and increasing bolt torque is a more accurate design according to the results obtained.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Cıvatalı bağlantılar, bağlanacak parçalarda sadece bir delik delme veya delik delme ve vida açma işlemi gerektirdiği, cıvataların standart olmaları, seri üretim olanakları sayesinde düşük maliyetlerle üretilebilmeleri, montaj ve demontaj kolaylığı gibi avantajlarından dolayı birçok uygulama alanında ekonomik bir bağlama yöntemi olarak kullanılmaktadırlar. Cıvatalı bağlantıların, yapılarda verimli ve emniyetli bir şekilde kullanılması için farklı parametrelere göre yük altındaki davranışlarının anlaşılması önemli olmaktadır.

Cıvatalı bağlantılarla ilgili yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar incelendiğinde, cıvata delik toleransı ve cıvata sıkma torku değişiminin gerilme dağılımına etkileriyle ilgili araştırmalara rastlanmaktadır. Yapılan çalışmalar bütünsel olarak değerlendirildiğinde cıvata delik toleransı ve cıvata sıkma torku değişiminin bağlantının delik kenarları gibi kritik bölgelerinde oluşan gerilme dağılımına ve bağlantı dayanımına etkilerinin önemli olduğu birçok çalışmada vurgulanmıştır. McCarthy vd. [1], yaptıkları deneysel çalışmada, cıvata delik toleransı değişiminin bağlantı dayanımına etkilerini tek tesirli ve tek cıvatalı bindirme bağlantılarında iki farklı cıvata sıkma torku değerinde araştırmışlardır. Araştırmacılar yaptıkları çalışma sonucunda, elle tork uygulanan numunelerde bağlantı dayanımı ile tolerans arasında bir ilişki görülmediğini buna karşın anahtarla torklanan numunelerde bağlantı dayanımı ile delik toleransı arasında bir ilişki görüldüğünü tespit etmişlerdir. Kelly ve Hallstrom [2], kompozit malzeme kullanarak yaptıkları çalışmada cıvata delik toleransının taşıma yüküne etkisini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, delik toleransının artması sonucu %4' e kadar dayanım kayıpları olduğunu tespit etmişlerdir. Cıvata delik toleransının artmasıyla delik bölgesindeki gerilme artışının sebebinin cıvata ile delik kontak alanının azalması sonucu olduğunu vurgulamışlardır. McCarthy ve McCarthy [3], tek cıvatalı kompozit bindirme bağlantılarında cıvata delik toleransının dayanıma etkilerini üç boyutlu sonlu elemanlar analizleriyle araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda delik toleransının artmasıyla cıvata dönme miktarlarının arttığını, cıvata-delik kontak alanının azaldığını ve bağlantı yük taşıma kapasitesinin düştüğünü belirtmişlerdir. McCarthy vd. [4], çok cıvatalı kompozit birleştirmelerde, cıvata delik toleransı değişiminin yük dağılımına etkilerini incelemek amacıyla basitleştirilmiş bir model geliştirmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda, delik toleransında yapılan küçük değişikliklerin bağlantıdaki gerilme dağılımı etkilediğini tespit etmişlerdir. Gray ve McCarthy [5], kompozit bağlantılar için geliştirilen basitleştirilmiş cıvatalı bağlantı modelinde, cıvata delik toleransı, cıvata torku gibi faktörlerin bağlantı dayanımına etkilerini araştırmışlardır. Geliştirilen basitleştirilmiş model, üç boyutlu sonlu elemanlar analizleri ve deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Egan vd. [6], tek cıvatalı tek tesirli kompozit bağlantılarda, cıvata delik toleransının bağlantıda oluşan gerilme

dağılımına etkisini detaylı gerilme analizleriyle deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, havşa başlı cıvata ve 240 µm delik toleransı kullanılan şartlar için bağlantı dayanım kaybının toleranssız duruma göre %10 civarlarında olduğu rapor edilmiştir. Zhai vd. [7], cıvata delik toleransı ve cıvata sıkma torkunun, tek tesirli, tek cıvatalı kompozit birleştirmelerde etkilerini araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda tork ve tolerans değişiminin cıvatalı bağlantıların mekanik davranışlarını etkilediği ve cıvata torkunun artmasının bağlantı dayanımını arttırdığı belirtilmiştir. Woo vd. [8], cıvata birleştirmeli kompozit malzemelerde cıvata-delik boşluğunun hasar şekline etkisini tek cıvatalı çift bindirme bağlantılarında deneysel olarak araştırmışlardır. Yapılan deneyler sonucunda, hasarların genellikle yatak aşınması ve bunu takiben kesilme şeklinde olduğu ifade edilmiştir. Cıvata-delik boşlukları 0-3 mm arasında olduğunda, yapısal kırılma yükleri açısından belirgin bir eğilim görülmemiştir. Bununla birlikte, cıvata-delik boşlukları arttırıldığında bölgesel hasar yükü azalmıştır. Cıvata- delik boşlukları arttırıldığında yapısal kırılma yükleri ile bölgesel hasar yükleri arasındaki farkların arttığı belirtilmiştir. Chen vd. [9], cıvatalı kompozit bağlantılarda, cıvata delik toleransının, cıvata sıkma torkunun ve kontak yüzeyleri sürtünme özelliklerinin bağlantının mekanik özelliklerine etkilerini Hoffman gerilme hasar kriterini kullanarak yaptıkları sonlu elemanlar analizleriyle araştırmışlardır. Awadhani ve Bewoor [10], cıvatalı kompozit bağlantıların bası yükü altında mekanik davranışlarını plaka genişliği, cıvata delik çapı gibi parametrelere göre analitik ve deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan analitik modelle farklı parametrelerin etkilerinin tahmin edilebileceğini; ancak bir bütün olarak bağlantı dayanımı açısından analitik ve deneysel sonuçların uyumsuz olduğu ifade edilmiştir. Liu ve Lin [11], cıvatalı bağlantılarda yaptıkları teorik ve sayısal çalışmada, cıvata deliği civarındaki gerilmeleri, cıvata delik toleransı, merkezleme hataları hataları, cıvata sıkma torku gibi parametrelere göre araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda söz konusu parametrelerin delik etrafındaki gerilmeleri, doğrusal olmayacak şekilde etkilediğini belirtmişlerdir.

Yapılan çalışmalarda genel olarak delik toleransının artmasının bağlantı dayanımını düşürdüğü, cıvata sıkma torkunun ise dayanımı arttırdığı belirtilmiştir. Makine tasarımlarında tolerans maliyet ilişkisi oldukça önemli bir parametredir. Genel uygulamalarda gereğinden fazla ya da gereksiz tolerans işlemlerinin maliyeti oldukça arttırdığı bir çok kaynakta belirtilmiştir. Çünkü hassas toleransların elde edilmesi için standart talaşlı imalat işlemlerinden sonra, taşlama, honlama, raybalama gibi ilave işlemler yapılması, gerek işletme gerekse işçilik maliyetlerini oldukça yukarıya çekmektedir. Dolayısıyla, cıvatalı bağlantılarda optimum delik tolerans değerlerinin belirlenmesi önemli bir çalışma alanı olmaktadır. Özellikle çok sayıda cıvata bağlantısı oluşturularak gerçekleştirilen tasarımlar düşünüldüğünde konunun önemi açıktır. Bu çalışma tek tesirli ve üç cıvatalı bağlantı modeli kullanılarak gerçekleştirildi. Yapılan

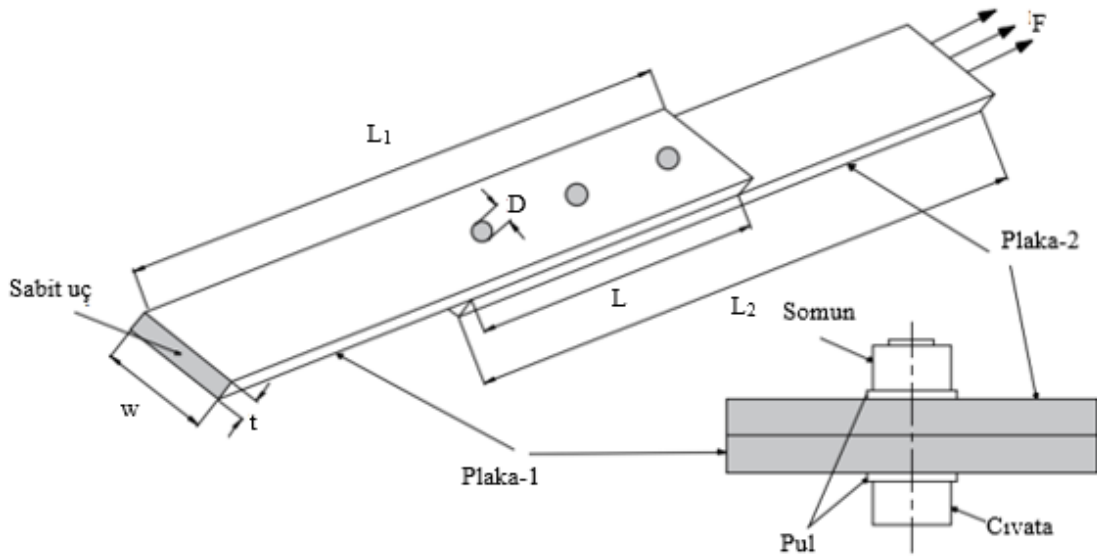
çalışmada ilk olarak cıvata bağlantı deliği etrafındaki gerilmelere etki eden bileşenleri incelemek amacıyla elastisite teorisi temelli bir analitik model oluşturulmuştur. Daha sonra, cıvata delik toleransı ve cıvata sıkma torqu değişiminin plaka dayanımına etki oranları ve ideal tasarım yöntemi yapılan detaylı sonlu elemanlar gerilme ve hasar analizleriyle incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri lineer-elastik gerilme ve hasar analizi şeklinde gerçekleştirilmiştir.

## 2. TEORİK İNCELEME (THEORETICAL REVIEW)

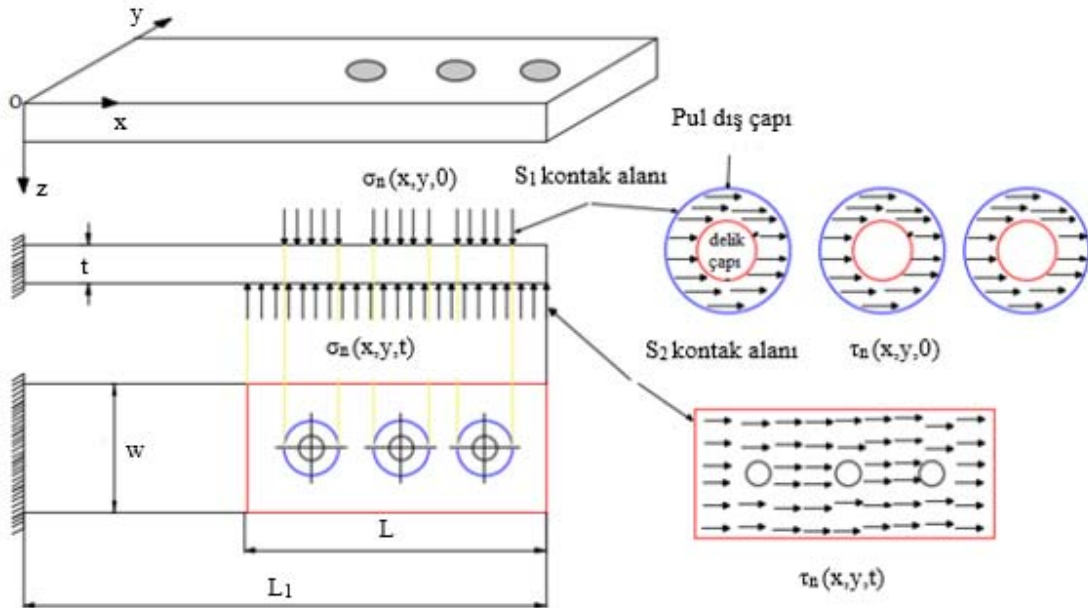
Bu çalışmada tek tesirli, üç cıvatalı bindirme bağlantısı kullanılmıştır. Bağlantı modeli Şekil 1'de gösterildiği gibi, iki adet plaka, üç adet cıvata, üç adet somun ve altı adet

puldan oluşmaktadır. Plaka-1'in bir ucunun sabit olduğu varsayılırken, plaka-2'nin bir ucuna çekme kuvveti uygulanmıştır. Plaka-1 ve Plaka-2'nin uzunlukları sırasıyla  $L_1$  ve  $L_2$ , bindirme bölgesi uzunluğu  $L$ , plaka kalınlığı  $t$ , plaka genişliği ise  $W$ ' dir. Her iki plakadaki cıvata delik çapı ise  $D$ 'dir.

Teorik çalışmada Plaka-1 kullanıldı ve Şekil 2'de gösterildiği gibi, bir O başlangıç noktasına göre xyz kartezyen koordinat sistemi oluşturuldu. Pullar ile Plaka-1 arasındaki kontak yüzeyi  $S_1$  olarak, Plaka-1 ve Plaka-2 arasındaki kontak yüzeyi ise  $S_2$  olarak tanımlandı. Cıvata ön yüklem kuvveti  $F_{on}$ 'den dolayı kontak bölgelerinde oluşan normal gerilmeler  $\sigma_n(x, y, z)$  olarak tanımlandı. Cıvata ön



Şekil 1. Cıvatalı bağlantı modeli (Bolted joint model)



Şekil 2. Plaka-1 gerilme analizi (Plate-1 stress analysis)

yüklemeye kuvveti  $F_{\text{ön}}$ , cıvatalara uygulanan sıkma torkunun etkisiyle oluşmaktadır.  $F_{\text{ön}}$  kuvvetinin etkisiyle cıvatalar çekmeye zorlanırken, plakalarda ise bası zorlaması meydana gelmektedir. Oluşan bu bası zorlaması etkisiyle kontak bölgelerinde basınç kaynaklı gerilmeler oluşmaktadır. Plaka-2'ye uygulanan harici  $F$  kuvvetinin etkisiyle kontak bölgelerinde oluşan kayma gerilmeleri ise  $\tau_k(x, y, z)$  olarak tanımlandı. Kontak yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu$  ile gösterildi.

$S_1$  kontak yüzeyinde oluşan, normal gerilme  $\sigma_n(x, y, 0)$  ile, kesme gerilmesi ise  $\tau_k(x, y, 0)$  ile gösterildi.  $S_2$  kontak yüzeyinde oluşan, normal gerilme  $\sigma_n(x, y, t)$  ile ve kesme gerilmesi ise  $\tau_k(x, y, t)$  ile gösterildi. Plaka-1'e etki eden kuvvetlerin dengesi için elastisite teorisine göre Eş. 1 ve Eş. 2 yazılabilmektedir.

$$\iint_{S_1} \sigma_n(x, y, 0) dx dy = \iint_{S_2} \sigma_n(x, y, t) dx dy = F_{\text{ön}} \quad (1)$$

$$\iint_{S_1} \tau_k(x, y, 0) dx dy + \iint_{S_2} \tau_k(x, y, t) dx dy = F \quad (2)$$

Kontak yüzeylerinde kaymanın önlenmesi için, ara yüzeylerde oluşan sürtünme kuvveti, dış kuvvet  $F$ ' den daha büyük olmalıdır. Buna göre Eş. 3 sağlanmalıdır. Eş. 3 sağlanmazsa plakalar birbiri üzerinde kaymaya başlayacak ve cıvatalar ile delik kenarlarında temas oluşacaktır. Bunun sonucunda uygulanan yüke göre delik kenarlarında hasar oluşumu beklenebilecektir.

$$\mu F_{\text{ö}} \geq F \quad (3)$$

Cıvata bağlantılı plakadaki gerilme bileşenleri koordinat sistemine göre,  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}$  ve  $\tau_{zx}$  olarak kabul edildi. Bağlantıda  $S_1$  ve  $S_2$  kontak yüzeylerinde oluşan basınç kuvvetleri,  $f_n(x, y, 0)$  ve  $f_n(x, y, t)$  olarak, kayma kuvvetleri ise,  $f_k(x, y, 0)$  ve  $f_k(x, y, t)$  kabul edilerek plaka-1,  $S_1$  ve  $S_2$  kontak yüzeyleri için elastisite teorisi diferansiyel denge denklemleri türetildi.

$S_1$  kontak yüzeyi için türetilen Eş. 4 ve Eş. 5 denge denklemleri aşağıda gösterildi:

$$\frac{\partial \sigma_x(x, y, z)}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}(x, y, z)}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}(x, y, z)}{\partial z} + f_k(x, y, 0) = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \sigma_z(x, y, z)}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}(x, y, z)}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}(x, y, z)}{\partial y} + f_n(x, y, 0) = 0, \quad (5)$$

$S_2$  kontak yüzeyi için türetilen Eş. 6 ve Eş. 7 denge denklemleri aşağıda gösterildi:

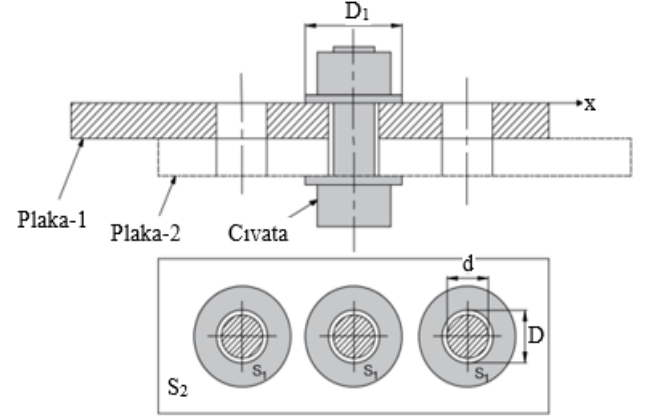
$$\frac{\partial \sigma_x(x, y, z)}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}(x, y, z)}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}(x, y, z)}{\partial z} + f_k(x, y, t) = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \sigma_z(x, y, z)}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}(x, y, z)}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}(x, y, z)}{\partial y} + f_n(x, y, t) = 0, \quad (7)$$

Bu denklemler plakanın cıvata deliği etrafındaki gerilmelerin  $f_n(x, y, z)$  ve  $f_k(x, y, z)$  ile bağlantılı olduğunu göstermektedir. Kontak bölgelerinde oluşan normal ve

kayma gerilmeleri de cıvatalara uygulanan sıkma torku ve bağlantıya uygulanan çekme kuvvetinin bir fonksiyonudur.

Şekil 3,  $S_1$  kontak yüzey alanının pul çapı  $D_1$  ve cıvata delik çapı  $D'$ 'ye bağlı olduğunu göstermektedir.  $S_2$  kontak alanı ise plaka genişliği  $W$ , bindirme bölgesi uzunluğu  $L$  ve cıvata delik çapı  $D'$ 'ye bağlıdır.



Şekil 3.  $S_1$  ve  $S_2$  yüzey alanları ( $S_1$  and  $S_2$  surface areas)

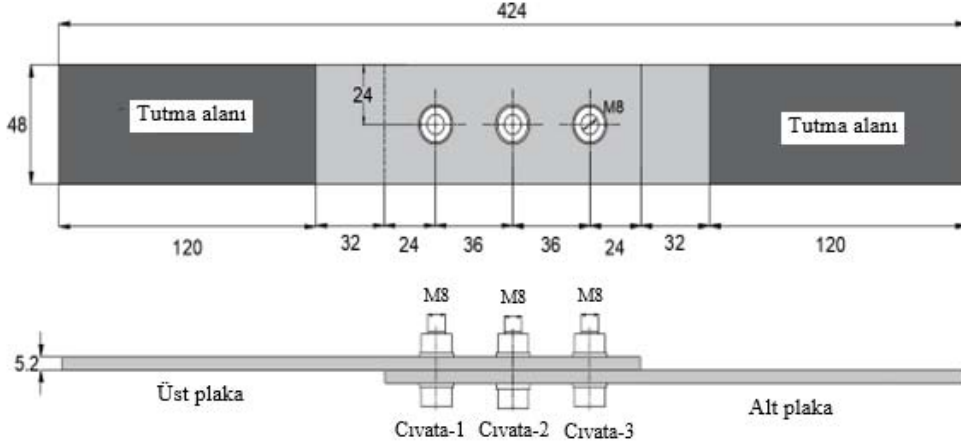
$S_1$  ve  $S_2$  bölgelerinin yüzey alanının, basınç ve kayma gerilmesinin dağılımını doğrudan etkilediği ve  $S_1$  ve  $S_2$  kontak alanlarının cıvata deliği çapı  $D'$ 'ye göre değiştiği göz önüne alındığında, cıvata delik çapı  $D'$  nin delik etrafındaki gerilme dağılımı üzerinde etkisi olduğu açıktır. Yukarıdaki denklemleri çözerek, cıvata bağlantı deliği etrafındaki gerilmeler analiz edilebilir. Aynı zamanda cıvata delik çapı değişiminin gerilme dağılımına etkisi deneysel veya simülasyon yöntemleriyle de incelemek mümkündür. Bu çalışmanın devamında yapılan sonlu elemanlar analizleriyle cıvata delik çapının gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir.

### 3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ (FINITE ELEMENT ANALYSIS)

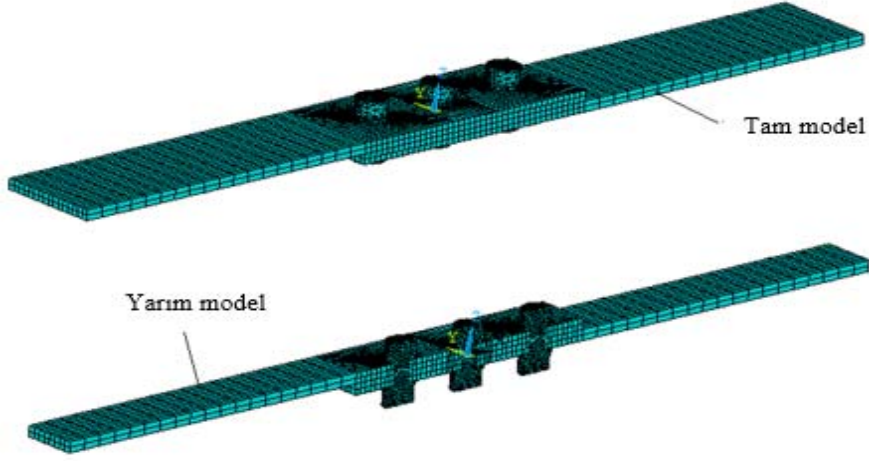
#### 3.1. Bağlantı şekli ve malzemeler (Joint type and materials)

Bu çalışmada üç cıvatalı tek tesirli bağlantı modeli kullanıldı. Oluşturulan modelinin genel boyutları Şekil 4'te gösterildi. Bağlantıda kullanılan cıvatalar M8 olarak alındı. Plaka ve cıvata malzemeleri çelik olarak seçildi ve buna uygun olarak ANSYS programına; çeliğe ait elastisite modülü ( $E$ ), 210000 MPa, poisson oranı ( $\nu$ ) ise 0,3 olarak tanımlandı. Alt ve üst plaka malzemesi St37 olarak cıvatalar ise 6.6 kalitesinde belirlendi. Tablo 1'de St37 malzeme ve 6.6 kalite cıvata mekanik özellikleri gösterildi. Bağlantıda cıvata başı ve somun altlarında pul kullanıldı. Pul ölçüleri M8 cıvataya uygun olarak standartlardan alındı. Buna göre, pul yüksekliği 1,6 mm, pul dış çapı 16 mm olarak belirlendi. Oluşturulan üç boyutlu modellerde, +10  $\mu\text{m}$ , +160  $\mu\text{m}$  ve +240  $\mu\text{m}$  olmak üzere üç farklı delik toleransı kullanıldı. Bu şekilde, oluşturulan modellerde delik çapları sırasıyla 8,010 mm, 8,160 mm ve 8,240 mm olmaktadır. Her modeldeki nominal delik çapları eşit alındı.





Şekil 4. Cıvatalı bağlantı ölçüleri-mm (Bolted joint dimensions-mm)



Şekil 5. Tam ve yarım modeller (Whole and half models)

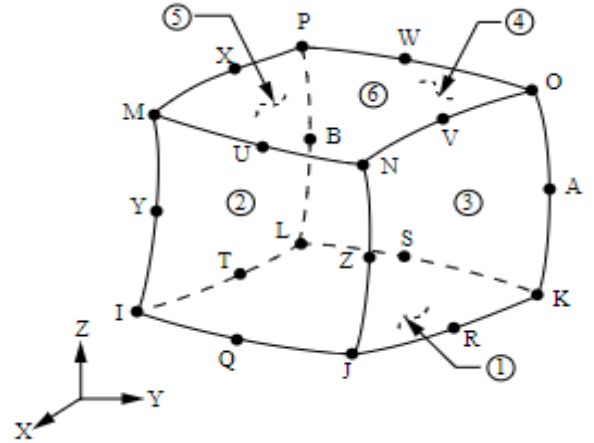
**Tablo 1.** St37 plaka ve M8 cıvata mekanik özellikleri  
(Mechanical properties of St37 plate and M8 bolt)

Mekanik özellikler	St37	M8 cıvata
Elastisite modülü (MPa)	210000	210000
Poisson oranı ( $\nu$ )	0,3	0,3
Akma dayanımı(MPa)	235	360
Kopma mukavemeti (MPa)	375	600

### 3.2. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması (The finite element model)

Cıvatalı bağlantı, xz düzlemindeki simetrik yapısından dolayı yarım model olarak tasarlanmıştır. Şekil 5'te tam ve yarım modeller gösterilmiştir. Yarım model oluşturmak, bağlantıdaki eleman ve düğüm noktası sayısını azaltacağı için çözüm süresini tam modele göre azaltacaktır. Modeller oluşturulurken bazı basitleştirmeler yapılmıştır. Bu basitleştirmelerin sonuçlar üzerinde önemli bir etkisi olmamaktadır. Cıvata ve somun dairesel olarak modellenmiştir. Cıvata başı ve somundaki anahtar ağız için oluşturulan çokgen yapı dairesel olarak modellenmiştir. Somun altında ve cıvata başı altında modellenen pullar,

cıvata ve somunla birleştirilmiştir. Cıvata, pul ve somun aynı malzeme özelliklerindedir [12]. Sonlu elemanlar modelinde, Şekil 6'da gösterilen üç boyutlu modellemeye uygun olan 20 düğüm noktalı Solid 186 elemanı seçilmiştir [13].



Şekil 6. Solid 186 eleman (Solid 186 element)

Cıvatalı bağlantı üç boyutlu olarak modellendikten sonra elemanlara ayırma işlemi yapılmıştır. Ağ yapısı kaba yapılırsa, çözümde istenilen hassasiyet yakalanamayabilir. Eleman boyutları çok küçük seçilmesi durumunda ise çözüm süreleri çok uzamaktadır. Cıvata sıkma momentinden dolayı, plakada oluşan gerilme dağılımının doğru elde edilmesi için puldaki eleman boyutlarının kaba olmaması gerekmektedir. Çünkü cıvataya uygulanan sıkma momenti etkisiyle oluşan baskı kuvveti pullar vasıtasıyla plakalara iletilmektedir. Bunun yanı sıra plaka delik çevrelerindeki eleman boyutlarının da, doğru çözüme ulaşabilmek için kesinlikle kaba olmaması gerekmektedir. Buna göre plakalardaki eleman boyutları Şekil 7’de gösterildiği gibi; 1. bölge için 2, 2. bölge için 3, 3. bölge için 8 olarak belirlenmiştir. Cıvatalarda ise eleman boyutu 2 alınmıştır.

Oluşturulan modelde elemanlara ayırma işleminden sonra, kontak ilişkilerinin belirlenmesi gerekmektedir. Kontak belirleme işlemi ANSYS programında bulunan “*contact pair*” penceresi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde, kontak elemanlarını program otomatik olarak oluşturmaktadır. Cıvatalı bağlantı modelinde, bindirme bölgesinde her iki plaka temas yüzeyleri arasında, pul alt yüzeyleri ile plakalar arasında ve cıvatalar ile plaka delik yüzeyleri arasında kontak ilişkileri tanımlanmıştır. Bütün kontak tanımlamalarında yüzeyler arası sürtünme katsayısı 0,2 olarak kabul edilmiştir. Kontak ilişkileri *surface to surface* ve *flexible* olarak belirlenmiştir. Plakalar arası ve cıvata-delik arası kontak davranışları standart olarak alınırken pul alt yüzeyi ve plaka arasındaki kontak davranışı ayrılmaz yüzeyler (*no separation*) olarak belirlenmiştir. Bu şekilde pulun plaka üzerinden ayrılmadan kayma hareketi yapmasına izin verilmiştir. Problemin fiziksel davranışı da genellikle bu şekilde olmaktadır. Kontak oluşturma aşamasında, plakaya ait yüzeyler hedef yüzey (*target*), cıvata ve pullara ait yüzeyler ise kontak yüzey (*contact*) olarak belirlenmiştir.

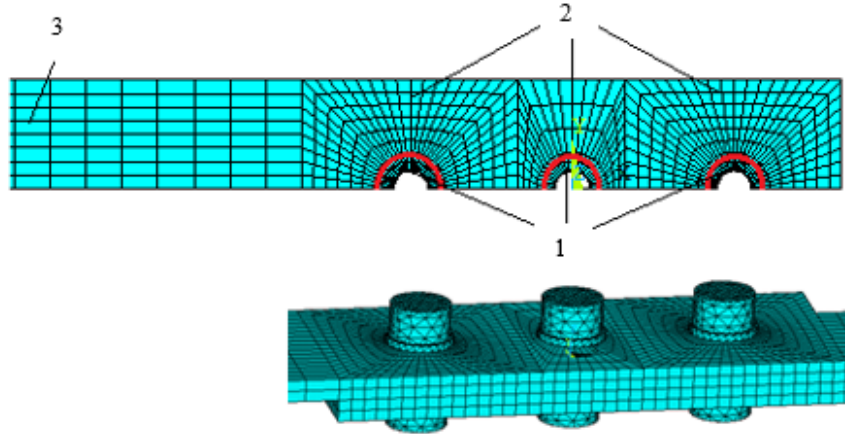
Cıvata sıkma momenti bağlantı dayanımını etkileyen önemli bir etkidir. Sonlu elemanlar modellerinde cıvata sıkma momentinden dolayı cıvata üzerinde oluşan kuvveti

modellemenin farklı yolları vardır [14]. Bu çalışmada PRETS179 ön gerilme elemanlarını kullanarak cıvatalara ön gerilme kuvveti  $F_{ön}$  etki ettirilmiştir.  $F_{ön}$  kuvvetinin etkisiyle cıvatalar çekmeye zorlanırken, plakalar basıya zorlanmaktadır. Oluşturulan bağlantı modelinde cıvatalara 10 Nm, 5 Nm ve 2,5 Nm olarak üç farklı tork uygulaması yapılmıştır. Modeldeki üç cıvataya da eşit tork uygulanmıştır. Cıvatalara uygulanan sıkma torqlarının etkisiyle oluşan  $F_{ön}$  kuvvetlerinin hesaplanması amacıyla Eş. 8 kullanılmıştır [15].

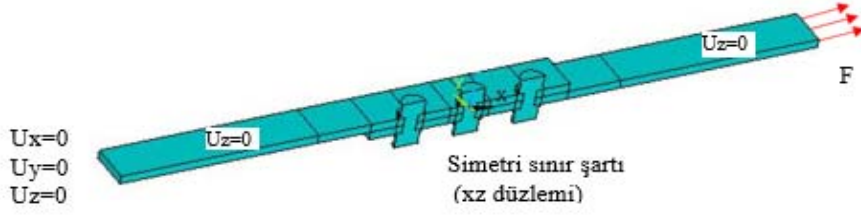
$$M_s = F_{ön} \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_s \cdot \frac{d_a + s}{4} \right] \quad (8)$$

Eş. 8 kullanılarak 10 Nm, 5 Nm ve 2,5 Nm sıkma torku değerleri için  $F_{ön}$  gerilme kuvvetleri sırasıyla, 5647 N, 2823 N ve 1411 N olarak hesaplanmıştır. Ön gerilme kuvvetleri modele uygulanırken, modelin yarım olmasından dolayı bulunan değerlerin yarısı programa girilmiştir. Buna göre 10 Nm cıvata torku için 2823 N, 5 Nm cıvata torku için 1411 N, 2,5 Nm cıvata torku için 705 N ön gerilme kuvvetleri programa girilmiştir.

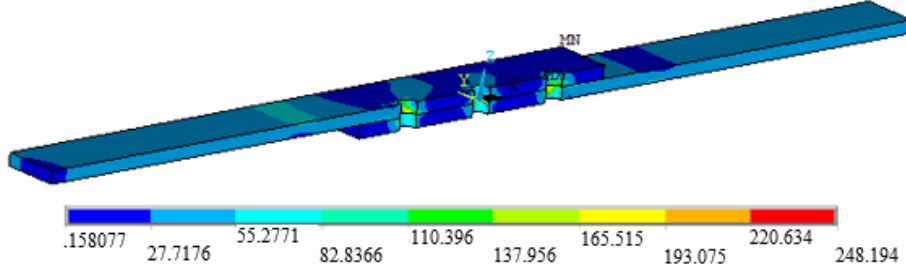
Modelleme, ağ yapısını oluşturma, kontak ilişkilerini tespit etme ve cıvata ön gerilme kuvvetlerini uygulama aşamalarından sonra probleme ait sınır şartları tanımlanmış ve plaka-2'nin bir ucundan çekme kuvveti uygulanarak çözüm aşamasına geçilmiştir. Şekil 8’de probleme uygulanan sınır şartları ve çekme kuvveti gösterilmiştir. Çekme kuvvetini yayılı yük şeklinde uygulayabilmek için, kuvvet, plaka kesit alanına bölünmüş ve çıkan basınç değeri plaka kenar alanına etki ettirilmiştir. Oluşturulan bütün modellere 10 kN çekme yükü uygulanmıştır. Uygulanan yük plaka kesit alanına bölündüğünde 40 MPa basınç değeri elde edilmektedir. Programa -40 MPa basınç değeri girildiğinde bağlantıya 10 kN’ çekme yükü uygulanmış olmaktadır. Bağlantının eksantrik olmasından kaynaklı olarak  $F$  kuvvetinin etkisiyle oluşan dönmeleri engellemek amacıyla her iki plakanın 120 mm uzunluğundaki kısımlarının z eksenine doğrultusunda hareketi engellenmiştir. Oluşturulan modeller yarım olduğu için simetri sınır şartı modelin xz düzlemindeki alanları için tanımlanmıştır.



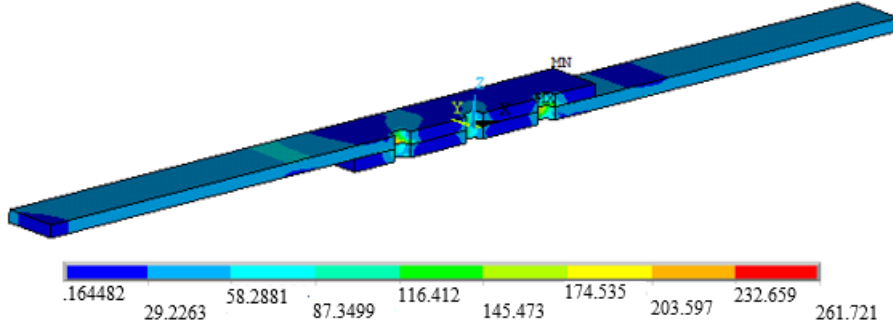
Şekil 7. Plakalardaki farklı eleman boyutuna sahip bölgeler (Regions with different element sizes on plates)



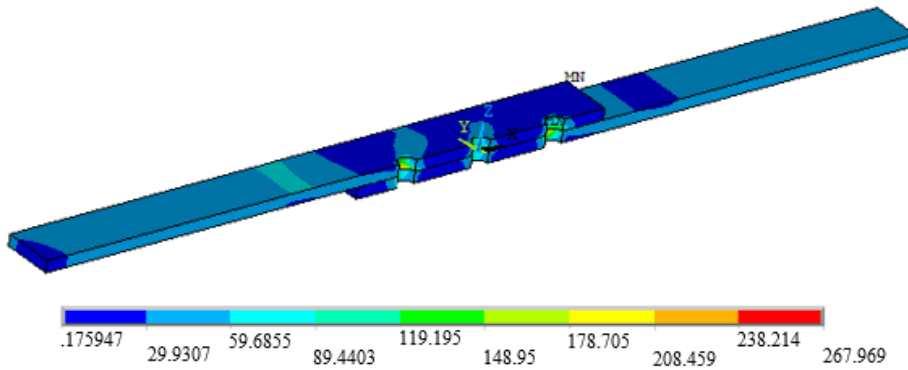
Şekil 8. Sınır şartları (Boundary conditions)



Şekil 9. Plakalarda oluşan eşdeğer gerilmeler-MPa, (Tolerans:10 µm, Tork: 5 Nm)  
(Equivalent stresses on plates-MPa, (Tolerance: 10 µm, Torque: 5 Nm))



Şekil 10. Plakalarda oluşan eşdeğer gerilmeler-MPa, (Tolerans:160 µm, Tork: 5 Nm)  
(Equivalent stresses on plates-MPa, (Tolerance: 160 µm, Torque: 5 Nm))



Şekil 11. Plakalarda oluşan eşdeğer gerilmeler-MPa, (Tolerans:240 µm, Tork: 5 Nm)  
(Equivalent stresses on plates-MPa, (Tolerance: 240 µm, Torque: 5 Nm))

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Yapılan çalışmada üç farklı delik toleransı (10 µm, 160 µm, 240 µm) kullanılarak üç adet model oluşturulmuştur. Her bir

modele 10 Nm, 5 Nm ve 2,5 Nm olmak üzere üç farklı cıvata sıkma torku uygulanmıştır. Bütün modellere serbest ucundan -40 MPa yük uygulanarak gerilme dağılımları elde edilmiştir. Yapılan bu çalışmada plakaların dayanımı ön plana çıkarılmak istenildiğinden plakaların hasar analizi

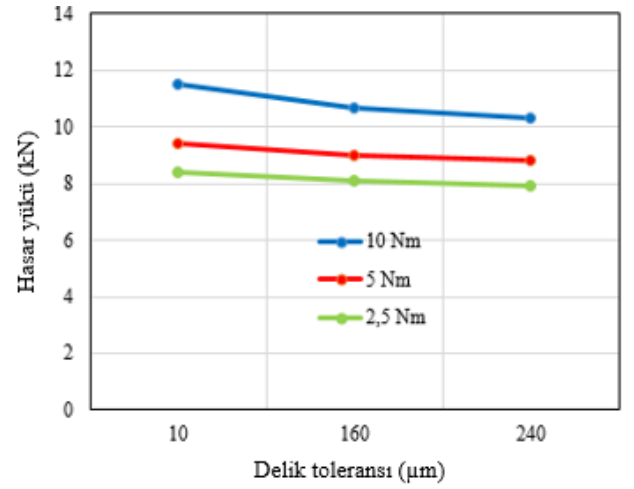


yapılmıştır. Plakaların hasar analizini yapabilmek için, yük etkisiyle plakalarda oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerleri referans alınmıştır. Şekil 9-Şekil 11’de sabit 5 Nm cıvata torku değeri için cıvata delik toleransı değerlerine göre plakalardaki eşdeğer gerilme dağılımları gösterilmiştir. Yapılan çalışmada plakaların sonlu elemanlar hasar yükleri, cıvata delik toleransı ve cıvata sıkma momenti faktörlerine göre hesaplanmıştır. Plaka hasar yüklerinin hesaplanmasında, plakalarda oluşan maksimum eş değer gerilme değerleri plaka malzemesinin akma dayanımını ( $\sigma^*$ ) geçtiği durumda hasarın başladığı varsayımı kabul edilmiştir. Dolayısıyla, bu varsayımına göre malzemelerin elastik bölgeden plastik bölgeye geçiş anındaki yükler hasar yükü olarak kabul edilmiştir. Tablo 2-Tablo 4’te delik toleransı ve cıvata sıkma torku faktörlerine göre plaka delik kenarlarında oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerleri ve hesaplanan sonlu elemanlar hasar yükleri gösterilmiştir.

Sonlu elemanlar hasar yükleri, bağlantıya uygulanan yükün, hasar indeks değerlerine bölünmesiyle hesaplanmıştır. Hasar indeks değerleri ANSYS programında belirlenen hasar kriterine göre veri olarak alınabilmektedir. Bu çalışmada Tablo 2-4’te gösterilen hasar indeks değerleri, analiz sonucunda elde edilen maksimum eşdeğer gerilme değerlerinin, plaka malzemesinin akma dayanımına bölünmesiyle elde edilmiştir. Bu yaklaşıma göre hasar indeks değerinin 1’den küçük olması hasarın olmayacağını, 1’den büyük olması ise hasarın oluşacağını göstermektedir. Tablo 2-Tablo 4’te gösterilen sonlu elemanlar hasar yükleri ise plakalara uygulanan çekme kuvvetinin hasar indeksine bölünmesiyle elde edilmiştir. Buna göre, hasar indeksinin 1’den küçük olduğu durumlar için hasar yükü artmaktadır, 1’den büyük olduğu durumlar için ise hasar yükü azalmaktadır. Şekil 12’de ise hesaplanan sonlu elemanlar

hasar yüklerinin delik toleransı ve cıvata sıkma momentine göre değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.

Yapılan teorik çalışma sonucunda; plakalarda cıvata delik bölgesi civarında oluşan gerilmelerin, kontak bölgelerinde oluşan normal gerilme ve kayma gerilmelerinin bir fonksiyonu olduğu açıkça gösterilmiştir. Cıvata delik bölgeleri civarındaki normal ve kayma gerilmelerinin oluşumuna cıvata sıkma torku ve bağlantıya uygulanan harici kuvvetin doğrudan etki ettiği gösterilmiştir. Plakalardaki delik toleransı değişiminin, kontak yüzey alanlarının değişimine etki ettiği ve bunun sonucunda ise kontak bölgelerinde oluşan normal ve kayma kuvvetlerinin değişebileceği ifade edilmiştir



Şekil 12. Uygulana cıvata torkuna göre delik toleransı plaka hasar yükü değişimi

(Hole tolerance plate failure load change according to applied bolt torque)

Tablo 2. Plakalarda 10 Nm cıvata torkunda maksimum eşdeğer gerilmeler  
(Maximum equivalent stresses at 10 Nm bolt torque on plates)

Delik toleransı (µm)	Maksimum eşdeğer gerilme, $\sigma_{eq}$ (MPa)	Uygulanan yük F (N)	Hasar indeksi $I = \sigma_{eq} / \sigma^*$	Sonlu elemanlar hasar yükü, $HY = F / I$ (N)
10	203	10000	0,86382	11576,4
160	218	10000	0,92765	10779,9
240	226	10000	0,96170	10398,2

Tablo 3. Plakalarda 5 Nm cıvata torkunda maksimum eşdeğer gerilmeler  
(Maximum equivalent stresses at 5 Nm bolt torque on plates)

Delik toleransı (µm)	Maksimum eşdeğer gerilme (MPa)	Uygulanan yük F (N)	Hasar indeksi $I = \sigma_{eq} / \sigma^*$	Sonlu elemanlar hasar yükü $HY = F / I$ (N)
10	248	10000	1,05531	9475,8
160	261	10000	1,11063	9003,8
240	267	10000	1,13617	8801,4

Tablo 4. Plakalarda 2.5 Nm cıvata torkunda maksimum eşdeğer gerilmeler  
(Maximum equivalent stresses at 2.5 Nm bolt torque on plates)

Delik toleransı (µm)	Maksimum eşdeğer gerilme (MPa)	Uygulanan yük F (N)	Hasar indeksi $I = \sigma_{eq} / \sigma^*$	Sonlu elemanlar hasar yükü $HY = F / I$ (N)
10	277	10000	1,17872	8483,7
160	288	10000	1,22553	8159,7
240	294	10000	1,25106	7993,2

Tablo 2-Tablo 4'te verilen sonlu elemanlar hasar analizi sonuçları ve değişim yüzdeleri aşağıda verilmiştir:

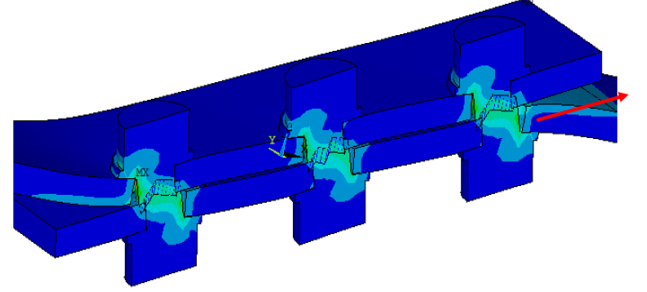
10 Nm cıvata torku uygulandığı durum için; 10 µm delik toleransı olan plakalara göre, 160 µm ve 240 µm delik toleransı olan plakaların dayanımları sırasıyla %7 ve %10,4 oranlarında azalmıştır. 5 Nm cıvata torku uygulandığı durum için; 10 µm delik toleransı olan plakalara göre, 160 µm ve 240 µm delik toleransı olan plakaların dayanımları sırasıyla %4,2 ve %6,3 oranlarında azalmıştır. 2,5 Nm cıvata torku uygulandığı durum için; 10 µm delik toleransı olan plakalara göre, 160 µm ve 240 µm delik toleransı olan plakaların dayanımları sırasıyla %3,5 ve %5,9 oranlarında azalmıştır.

10 µm delik toleransı olan plakalar için, 2,5 sıkma torkuna göre plaka dayanımları 5 Nm, ve 10 Nm sıkma torklarında sırasıyla %12 ve %37 oranlarında artmıştır. 160 µm delik toleransı olan plakalar için, 2,5 sıkma torkuna göre plaka dayanımları 5 Nm, ve 10 Nm sıkma torklarında sırasıyla %11,1 ve %32 oranlarında artmıştır. 240 µm delik toleransı olan plakalar için, 2,5 sıkma torkuna göre plaka dayanımları 5 Nm, ve 10 Nm sıkma torklarında sırasıyla %11,4 ve %30,3 oranlarında artmıştır.

Tablo 2-Tablo 4 ve Şekil 12'de gösterilen sonuçlara göre; delik toleransının artmasıyla plaka hasar yükleri azalmıştır. Yapılan teorik çalışmada da gösterildiği gibi plaka ile pul arasındaki kontak alanı ve plakalar arasındaki kontak alanı gerilme dağılımını etkilemektedir. Buna göre delik toleransı değişiminin kontak alanlarının değişimine neden olarak gerilme dağılımını etkilediği yapılan sayısal çalışma sonuçlarında da görülmüştür. Bağlantıya uygulanan çekme kuvveti ilk olarak plakalar ve pul-plaka arasındaki sürtünme kuvvetini yenmektedir. Sürtünme kuvveti yenildikten sonra plakalar birbiri üzerinde kaymaya başlamaktadır. Bunun sonucunda ise cıvata şaftı ile delik yan yüzeyi arasında kontak oluşmaktadır. Delik toleransı büyük olan bağlantılarda oluşan bu kontak alanı daha küçük olduğu için gerilme değerleri artmaktadır. Cıvata sıkma torkunun artması sonucunda cıvata ön gerilme kuvvetinin artacağı Eş. 8'den anlaşılmaktadır. Teorik çalışmada gösterildiği gibi cıvata ön gerilme kuvveti plakalarda, özellikle delik kenarlarında oluşan gerilme dağılımını etkilemektedir. Elde edilen sayısal sonuçlarda da bu durum görülmüştür.

Bağlantı modellerindeki eş değer gerilme dağılımları incelendiğinde maksimum eş değer gerilmelerin bütün modellerde delik kenarlarında yoğunlaştığı görülmektedir. Cıvatalara uygulanan sıkma torkunun plakalarda bası etkisi oluşturduğu bilinmektedir. Oluşan bu baskı kuvvetinden dolayı iki plaka temas yüzeyleri arasında sürtünme kuvveti meydana gelmektedir. Plakaya uygulanan çekme kuvveti sürtünme kuvvetini yendiği andan itibaren plakalar birbirleri üzerinde kaymakta ve delik boşluk miktarı geçildikten sonra delik kenarları ile cıvata yan yüzeyleri temas etmektedir. Temasın ilk gerçekleştiği bu kenar noktalarında, çizgisel ve noktasal bir temas olmasından kaynaklı olan gerilme yığılmaları oluşmaktadır (Şekil 13). Cıvata torkunun azalmasıyla cıvatalara uygulanan ön gerilme kuvveti  $F_{\text{ön}}$

azalmaktadır.  $F_{\text{ön}}$  kuvvetinin azalmasıyla birlikte Eş. 3'e göre plakalar arasındaki sürtünme kuvveti de azalmaktadır. Dolayısıyla, bağlantıya uygulanan kuvvetin plakalara etkiye oranı artmaktadır. Bunun sonucunda ise plakalar daha fazla zorlanmakta ve hasar yükleri azalmaktadır.



Şekil 13. Yük uygulandıktan sonra cıvata-delik temas şekli (Bolt-hole contact shape after load is applied)

## 5. SİMGELER (SYMBOLS)

*Latin Harfleri (Latin Letters)*

$F_{\text{ön}}$	: Ön gerilme kuvveti (N)
$d_2$	: Cıvata bölüm dairesi çapı (mm)
$d_d$	: Delik çapı (mm)
$M_s$	: Sıkma torku (Nm)
$s$	: Anahtar ağızı çapı (mm)
$U_x$	: x eksenine doğrultusundaki yer değiştirme
$U_y$	: y eksenine doğrultusundaki yer değiştirme
$U_z$	: z eksenine doğrultusundaki yer değiştirme

*Yunan Harfleri (Greek Letters)*

$\mu$	: Sürtünme katsayısı
$\alpha$	: Cıvata helis açısı
$\rho$	: Sürtünme açısı
$\mu_s$	: Sürtünme katsayısı

## 6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Tek tesirli, üç cıvatalı, bindirme bağlantı modeli kullanılarak yapılan bu çalışmada ilk olarak cıvata deliği etrafındaki gerilme dağılımına etki eden parametreler, elastisite teorisi temelli olarak yapılan teorik gerilme analizi ile incelendi. Daha sonra ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak yapılan sayısal çalışmada plaka delik toleransı ve cıvata sıkma torkunun plaka dayanımına etkileri araştırıldı. Yapılan çalışma elde edilen genel sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- Cıvata torku değişiminin delik toleransı değişimine göre bağlantı dayanımına etkisi daha fazla olmuştur. Cıvata torku değişiminin dayanımına etkisi en fazla %37 olarak hesaplanırken, delik tolerans farklarının dayanımına etkisi en fazla %10,4 olarak hesaplanmıştır.
- Tolerans maliyet ilişkisi göz önüne alındığında ve yapılan bu çalışma çerçevesinde düşünüldüğünde bu durum çok düşük toleranslarla çalışmaya gerek olmadığı sonucunu çıkarmaktadır. Buna göre plakalardaki delik toleranslarını

normal tolerans değerlerinde alıp, cıvatalara yüksek cıvata torku uygulamak, cıvatalı bağlantılar için daha doğru bir tasarım yöntemi olmaktadır.

- Bağlantılarda oluşan genel gerilme dağılımları incelendiğinde genellikle gerilme değerlerinin delik çevrelerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Bu durumda hasarın delik çevrelerinden başlayacağı söylenebilmektedir.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. McCarthy M.A., Lawlor V.P., Stanley W.F., McCarthy C.T., Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt single-lap composite bolted joints, *Composites Science and Technology*, 62, 1415-1431, 2002.
2. Kelly G., Hallström S., Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance, *Composites Part B: Engineering*, 35 (4), 331-343, 2004.
3. McCarthy C.T., McCarthy M.A., Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part II—effects of bolt-hole clearance, *Composite Structures*, 71 (2), 159-175, 2005.
4. McCarthy M.A., McCarthy C.T., Padhi G.S., A simple method for determining the effects of bolt-hole clearance on load distribution in single-column multi-bolt composite joints, *Composite Structures*, 73 (1), 78-87, 2006.
5. Gray P.J., McCarthy C.T., A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints, *Composites Part B: Engineering*, 41 (4), 317-325, 2010.
6. Egan B., McCarthy C.T., McCarthy M.A., Frizzell R.M., Stress analysis of single-bolt, single-lap, countersunk composite joints with variable bolt-hole clearance, *Composite Structures*, 94 (3), 1038-1051, 2012.
7. Zhai Y., Li D., Li X., Wang L., Yin Y., An experimental study on the effect of bolt-hole clearance and bolt torque on single-lap, countersunk composite joints, *Composite Structures*, 127, 411-419, 2015.
8. Woo S.P., Kim S.H., Yoon S.J., Cho W., Effect of Bolt-Hole Clearance on Bolted Connection Behavior for Pultruded Fiber-Reinforced Polymer Structural Plastik Members, *International Journal of Polymer Science*, 8745405, 1-12, 2017.
9. Chen C., Hu D., Liu Q., Han Xu, Evaluation on the interval values of tolerance fit for the composite bolted joint, *Composite Structures*, 206, 628-636, 2018.
10. Awadhani L.V., Bewoor A., Parametric study of composite bolted joint under compressive loading, *Procedia Manufacturing*, 22, 186-195, 2018.
11. Liu W., Lin W., Stress around the hole of single lapped and single bolted joint plates with fitting clearance, *J Mech Sci Technol*, 33, 1623-1632, 2019.
12. Keikhosravy M., Oskouei R.H., Soltani P., Atas A., Soutis C., Effect of geometric parameters on the stress distribution in Al 2024-T3 single-lap bolted joints, *International Journal of Structural Integrity*, 3 (1), 79-93, 2011.
13. <https://ansyshelp.ansys.com>, Erişim tarihi Nisan 17, 2020.
14. İnal O, Kıvrımsız cam elyaf takviyeli kompozit plakalarda cıvata bağlantılarının deneysel ve nümerik olarak incelenmesi, Yüksel lisans tezi, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 2017.
15. Şekercioğlu T., Makine Elemanları Hesap Şekillendirme, Birsen yayın evi, İstanbul, Türkiye, 135-136, 2018.

