

BASİT YAPIŞTIRMA BAĞLANTILARINDA YAPIŞTIRICI HASAR KRİTERLERİNİN YÜKSEK DAYANIMLI EPOKSİ YAPIŞTIRICIDA İNCELENMESİ

İsmail SARAÇ^{*1}

¹Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Aksaray, 68100, Türkiye

Geliş Tarihi/Received Date: 22.06.2023 Kabul Tarihi/Accepted Date: 15.12.2023 DOI: 10.54365/adyumbd.1318670

ÖZET

Yapıştırma bağlantıları, mekanik bağlantı tekniklerine alternatif oluşturabilecek, endüstrinin birçok alanında kullanımı gittikçe artan bir bağlantı yöntemidir. Yapıştırma bağlantılarının dayanımlarının tahmin edilmesine yönelik ilk çalışmalar, analitik olarak yapılmıştır. Sonra sayısal bir teknik olan sonlu elemanlar yönteminin yaygınlaşmaya başlamasıyla birlikte, yapıştırma bağlantılarının dayanım tahminleri geometri sınırlaması olmadan kapsamlı bir şekilde yapılmaya başlandı. Yapıştırma bağlantılarında hasar tahminleri yapılması amacıyla çok sayıda hasar kriteri literatürde bulunmaktadır. Bu kriterlerin kullanılabilmesi için kritik bölgedeki gerilme veya gerinme dağılımları analitik veya sayısal yöntemlerle hesaplandıktan sonra en uygun kriter belirlenerek hasar tahminleri yapılabilmektedir. Kriter seçiminde bağlantı geometrisi, kullanılan yapıştırıcının mekanik davranışı önemlidir. Ayrıca yapıştırıcı hasar kriterlerinin uygulanabilmesi için yapıştırıcı tabakasının, bağlantının genel mukavemeti içerisinde en zayıf kısım olması gerekmektedir. Bu çalışmada, epoksi yapıştırıcı ve çelik plaka kullanılarak oluşturulan basit yapıştırma bağlantısında, analitik modeller ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hasar yükleri elde edilmiştir. Analitik ve sayısal hasar yükleri daha önce yapılan deneysel çalışma sonucunda elde edilen hasar yüküyle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yapıştırma bağlantıları, epoksi yapıştırıcı, yapıştırıcı hasar analizi

INVESTIGATION OF ADHESIVE FAILURE CRITERIA FOR HIGH STRENGTH AN EPOXY ADHESIVE IN SIMPLE ADHESIVE JOINTS

ABSTRACT

Adhesive joints are a fastening method that can be employed as an alternative to mechanical connection techniques and is increasingly used in many areas of the industry. The first studies on estimating the strength of adhesive joints were made analytically. Then, with the widespread use of the finite element method, which is a numerical way, the strength estimates of adhesive joints began to be made comprehensively without any geometry limitation. Numerous damage criteria are present in the literature for damage estimation of adhesive bonds. In order to use these criteria, after the stress or strain distributions in the critical region are calculated by analytical or numerical methods, damage estimates can be made by determining the most appropriate criterion. In the selection of criteria, the connection geometry and the mechanical behavior of the adhesive used are important. In addition, for the adhesive damage criteria to be applied, the adhesive layer must be the weakest part of the overall strength of the joint. In this study, failure loads were obtained using analytical models and finite element method for a simple bonding joint formed by using epoxy adhesive and steel plate. Analytical and numerical damage loads were compared with the damage load obtained as a result of the previous experimental study.

Keywords: Adhesive joints, epoxy adhesive, adhesive failure analysis

1. Giriş

Günlük hayatta veya teknik uygulamalarda kullandığımız nesnelere çoğunluğu birkaç parçanın birleştirilmesi sonucu meydana gelmektedir. Yıllar boyunca mekanik birleştirme teknikleri (cıvata,

* e-posta¹ : ismailsarac@aksaray.edu.tr ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8438-2744> (Sorumlu Yazar)

perçin, kaynak, lehim vb.) gelişmiş ve standartlaşmıştır. Bu tekniklerin kullanımı konusunda herhangi bir tereddüt yaşanmamaktadır, hasar tahminleri ile ilgili yöntemler açıktır. Yapıştırma tekniğinin, ilk çağlardan itibaren insanlar tarafından kullanılmasına rağmen mühendislik uygulamalarında kullanımının son yıllarda yaygınlaştığını söylemek mümkündür [1].

Tek tesirli bağlantı tipi, yapıştırma bağlantılarının analizlerinde ve deneysel çalışmalarda üretim kolaylığı avantajından dolayı en çok kullanılan bağlantı yöntemidir. Ancak yükün bağlantıya eksantrik olarak etki etmesi bir dezavantajdır. Tek tesirli yapıştırma bağlantılarının dayanımını etkileyen çok sayıda parametre bulunmaktadır. Bunlar; yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin mekanik özellikleri, yapıştırılan malzemenin kalınlığı, bindirme uzunluğu, yapıştırıcı hattı kalınlığı, yüzey hazırlama yöntemi ve kürleşme prosesi olarak sıralanabilir [2-3].

Yapıştırma bağlantılarının, özellikle yüksek dayanımlı yapısal yapıştırıcıların üretilmesiyle endüstride kullanımı yaygınlaşmıştır. Yapıştırma bağlantıları, diğer mekanik bağlantı yöntemleriyle karşılaştırıldığında, önemli avantajlara sahiptir [4-5]. Ancak, yapıştırma bağlantılarında hasar tahminleri yapabilmek diğer bağlantı yöntemlerine göre kesin kurallara bağlı değildir. Tarihsel süreç içerisinde 1940'lerden itibaren günümüze kadar çok sayıda hasar tahmin yöntemleri araştırmacılar tarafından önerilmiştir. Araştırmalar incelendiğinde, yapılan ilk çalışmalar, klasik analizler olarak da adlandırılan, Volkersen [6], Goland-Reissner [7] ve Hart-Smith [8], tarafından yapılan iki boyutlu, lineer analitik analizlerdir.

İlerleyen süreçte bu çalışmaları referans olarak çok sayıda elastik ve elasto-plastik analiz çalışmaları yapılmıştır. Ancak geliştirilen modeller daha genel hale geldikçe, çözülmesi gereken denklem sayısı ve karmaşıklığın artması sonucu bilgisayar kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Bilgisayarlarla birlikte, kapalı form fonksiyonların çözümü ve diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözümü olmak üzere iki tip çözüm yöntemi daha etkin bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır [9].

Da Silva [9], yapıştırma bağlantılarında analiz yöntemleri ile ilgili yaptığı geniş çaplı literatür araştırmasında analitik veya sayısal olarak çözüm üreten modelleri bir tablo halinde sunmuştur. Yapıştırma bağlantıları ile ilgili analitik çözümlerin büyük bir çoğunluğu iki boyutludur. Klasik analizlerde ve daha sonrasında yapılan lineer analizlerde yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemeler elastik olarak kabul edilmektedir. Bu analiz yöntemleri kullanılarak, çok az plastik davranış gösteren gevrek/kırılgan yapıştırıcıların kullanıldığı bağlantılarda yeterli derecede doğru sonuçlar elde edilebilmektedir.

Bazı epoksi yapıştırıcılarda olduğu gibi, plastik şekil değişim özelliği fazla olan yapıştırıcıların kullanıldığı durumlarda gerilme dağılımlarını doğru olarak hesaplayabilmek için, yapıştırıcının ve yapıştırılan malzemelerin plastisite özelliği mutlaka dikkate alınmalıdır. Analitik olarak çözüm istenildiğinde genellikle malzemelerin plastik davranışı dikkate alınmamaktadır. Çünkü, plastisitenin dikkate alınması matematik formülasyonu oldukça karmaşık hale getirmektedir. Dolayısıyla bu durumda çözümler ancak sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmektedir.

Literatürde yer alan iki boyutlu elasto-plastik analitik modellerin çoğunda, sadece yapıştırıcının plastik davranışı hesaplamalarda dikkate alınmıştır [10-13].

Ortalama kayma gerilme teorisi yapıştırma bağlantıları ile ilgili en basit teoridir. Bu teoriye göre yapıştırıcının sadece kayma etkisiyle deforme olduğu ve yapıştırılan plakaların rijit olduğu kabul edilmektedir. Kayma gerilmesinin yapıştırıcı hattı boyunca değişmediği kabul edilir. Yapıştırıcı tabakasındaki ortalama kayma gerilmesi, uygulanan yükün bindirme alanına bölünmesiyle hesaplanır. Bu analiz yöntemi özellikle yapıştırıcı tabakasındaki kayma gerilmesinin sabit kabul edilmesinden dolayı çok gerçekçi bir yöntem değildir. Ancak, ortalama bir yaklaşım sunduğu için, yapıştırıcı kayma dayanımı testlerinde ASTM ve ISO standartları tarafından kullanılmaktadır [9].

Yapıştırma bağlantıları ile literatürde yer alan ilk analitik model, Volkersen [6] tarafından geliştirilmiştir. Volkersen modelinde, tek etkili bindirme bağlantılarında eksantrik yükleme nedeniyle oluşan eğilme etkisi dikkate alınmamıştır. Bu yöntem kullanılarak yapıştırıcı tabakasındaki kayma gerilme dağılımı hesaplanabilmektedir [4].

Volkersen yönteminde, yapıştırıcının sadece kayma etkisiyle, yapıştırılan plakaların ise rijit olmadığı ve sadece çekme etkisiyle deforme olduğu varsayılmıştır. Bu teoriye göre kayma gerilmesi bindirme uçlarında maksimum, orta kısımda ise minimum değerler almaktadır. Volkersen teorisinin çift tesirli bindirme bağlantılarında kullanımı daha doğrudur. Çünkü çift etkili bağlantılarda eğilme etkisi tek etkili bağlantılara kıyasla ihmal edilebilir seviyededir [4]. Bu teorisinin, ortalama kayma gerilme teorisinden farkı, kayma gerilme dağılımının yapıştırıcı hattı boyunca değişken olmasıdır.

Goland ve Reissner [7], Volkersen teorisinden farklı olarak, geliştirdikleri anitilik modelde ilk defa plakaların dönme etkisini dikkate almışlardır. Tek tesirli bindirme bağlantılarında eksantrik yüklenmeden dolayı eğilme momenti ve yükleme doğrultusuna dik yönde, bindirme uç bölgelerinde transvers kuvvetler oluşmaktadır. Goland ve Reissner, dönme momenti etkisini dönme momenti faktörü (k) ile transvers kuvvet etkisini transvers kuvvet faktörü (k') ile hesaplamalarında dikkate almışlardır. Bu teoride, yapıştırılan plakaların büyük şekil değişimini özelliği (large deflection) dikkate alınmıştır.

Volkersen ve Goland-Reissner teorilerinin aksine Hart-Smith teorisinde, yapıştırıcının plastik davranışı dikkate alınmıştır [4]. Sünekliği fazla olan yapıştırıcıların kullanıldığı bağlantılarda bu teori kullanılabilir. Bu teoride kayma gerilmeleri elastik ve plastik olarak hesaplanabilirken, soyulma gerilmeleri sadece elastik olarak hesaplanmaktadır. Hart-Smith teorisinde tek tesirli bindirme bağlantılarında çekme kuvveti etkisiyle oluşan plakaların büyük şekil değişimi dikkate alınmıştır.

Analitik modeller, yapıştırma bağlantılarında, gerilmeler hakkında fikir vermesine rağmen, sayısal yöntemlerin ve bilgisayar teknolojilerinin sürekli gelişiminin, bağlantılardaki gerilme ve gerinme analizleri için daha iyi bir araç sağladığı kanıtlanmıştır. Hem geometrik hem de fiziksel olarak belirli özelliklere sahip bağlantılar için analitik modeller geliştirilmiştir, ancak sayısal teknikler bu tür kısıtlamalara sahip değildir [1].

En bilinen ve kullanılan sayısal çözüm tekniği, herhangi bir bağlantı geometrisinin rahatlıkla modellenebileceği Sonlu Elemanlar Modelidir (SEM) [14-16].

Kapalı form analizine dayanan daha önceki çalışmaların temel sınırlamaları; soyulma ve kayma gerilmelerinin yapıştırıcı kalınlığı boyunca sabit kabul edilmesi ve yapıştırılan malzemelerin sadece çekme sırasında deforme olduğunun varsayılmasıdır. Sürekli ortam mekaniği yaklaşımının bir parçası olan kapalı form analizlerinin kullanımı, çok idealleştirilmiş bağlantılarla sınırlıdır ve yapıştırıcının doğrusal olmayan davranışını ihmal eder. Dolayısıyla sayısal yöntemlerin, özellikle SEM' in kullanılmasıyla yapıştırma bağlantılarının analizi daha kapsamlı bir şekilde yapılabilir [17].

Analitik yöntemlerdeki sınırlamalar göz önüne alındığında, SEM, Adams vd. tarafından yapılan öncü niteliğindeki çalışmaların ardından yapıştırma bağlantılarını araştırmak için en yaygın kullanılan analiz yöntemi haline geldi [14, 18-19].

Sonlu elemanlar yazılımlarında, geometrik ve malzeme doğrusalsızlıkları analizlere kolaylıkla adapte edilebilmeleri matematiksel iş yükünü oldukça azaltmaktadır.

Yapıştırma bağlantılarında, yapıştırıcı bölgesi dikkate alınarak yapılan hasar tahmini ile ilgili çok sayıda kriter bulunmaktadır. Bunlardan bazıları; maksimum değer kriteri, belirli bir alandaki kritik gerilme ve gerinme kriteri, limit durum kriteri ve kırılma mekaniği yaklaşımlarıdır. Hangi kriterin hasar tahmininde en uygun olduğu ile ilgili kesin bir şey söylemek zordur. Kullanılan yapıştırıcı özelliği ve bağlantı geometrisi seçilecek olan kriteri etkilemektedir [17]. Bunun yanında, yapıştırıcı hasar kriterlerinin kullanılabilmesi için yapıştırıcı tabakasının bağlantının en zayıf bölgesi olması gerekmektedir. Yapıştırılan parçalar hasar almadan yapıştırıcı hasar görmelidir.

Yapıştırma bağlantılarının gerilme analizlerinde basitliği nedeniyle en yaygın olarak kullanılan bağlantı geometrisi basit bindirmeli bağlantılardır. Bu tür bağlantılar kullanılarak yapıştırıcıların kayma ve soyulma özellikleri rahatlıkla analiz edilebilmektedir. Analitik yöntemler kullanılarak, bindirme uzunluğu boyunca gerilme dağılımları hesaplanabilmektedir. Analitik yöntemlerin temel hasar tahmin yöntemi, yapıştırıcı bölgesindeki maksimum gerilme değerlerinin bulunması ve bu gerilmelerin yapıştırıcı mukavemetiyle karşılaştırılması şeklinde olmaktadır.

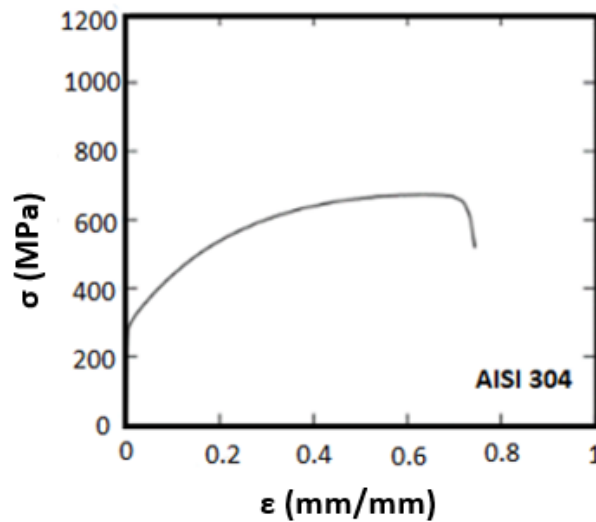
Teorik metotlar ilk aşamada, yapıştırma bağlantılarındaki genel gerilme dağılımı ve hasar eğilimi hakkında önemli bilgiler verse de, sadece basit geometrilere uygulanabilmektedir. Gelişen bilgisayar teknolojisi, numerik çözümleri bütün mühendislik problemlerinde olduğu gibi yapıştırma bağlantılarında da vazgeçilmez hale getirmiştir. Özellikle sonlu elemanlar çözüm yöntemini kullanan yazılımların gelişimiyle birlikte yapıştırma bağlantıları daha etkin bir şekilde geometri sınırlaması olmadan analiz edilebilmektedir [17].

Literatürdeki çalışmalara genel olarak bakıldığında, analitik modellerin büyük bir çoğunluğu iki boyutludur. Bu modellerde düzlem gerilme veya düzlem şekil değiştirme yaklaşımları kullanılmıştır. Analizlerin büyük bir kısmında yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemeler elastik olarak modellenmiştir. Çünkü malzemelerin plastik davranışının dikkate alınması analizleri çok kompleks hale getirmekte ve çözümü zorlaştırmaktadır. Sonuç olarak, yapıştırıcının sünek veya gevrek olma durumu, eğilmenin etki derecesi, yapıştırılan malzemelerin mekanik davranışları gibi birçok faktör, çözümü dolayısıyla çözüm için kullanılacak yöntemi etkilemektedir.

Yapılan bu çalışmada, DP460 epoksi yapıştırıcı ve AISI 304 çelik plaka kullanılarak oluşturulan basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında analitik ve sayısal hasar yükleri hesaplanarak daha önce gerçekleştirilen bir çalışmadan [20] alınan deneysel hasar yükleriyle karşılaştırılmıştır. Analitik hasar yüklerinin belirlenmesinde Volkersen, Goland-Reissner, Hart-Smith analitik modelleri kullanılmıştır. Analitik hasar yükleri belirlenirken, maksimum kayma ve soyulma gerilmeleri hasar kriteri olarak alınmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde sürekli ortam mekaniği yaklaşımı kullanılmıştır. Sayısal çalışmada elasto-plastik malzeme modeli uygulanmıştır. Hasar yüklerinin belirlenmesinde yapıştırıcılarla ilgili literatürde bulunan, maksimum gerilme kriterleri, limit durum kriteri, Von Mises ve Drucker-Prager akma kriterleri kullanılmıştır. Çalışmanın amacı, sünek karakterde olmayan yüksek dayanımlı epoksi yapıştırıcıların kullanıldığı basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında, en uygun hasar yükü tahmin yöntemlerinin tespit edilmesidir.

2. Materyal ve Metod

Basit bindirme bağlantılarının modellenmesinde, yapıştırılan malzeme AISI 304 paslanmaz çelik, yapıştırıcı olarak çift bileşenli DP460 Epoksi kullanıldı. Her iki malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 1’de gösterilmiştir. AISI 304 paslanmaz çeliğe ait çekme uzama eğrisi Şekil 1’de, DP460 epoksiye ait çekme uzama ve kayma-uzama eğrileri Şekil 2’de gösterilmiştir [21-23].

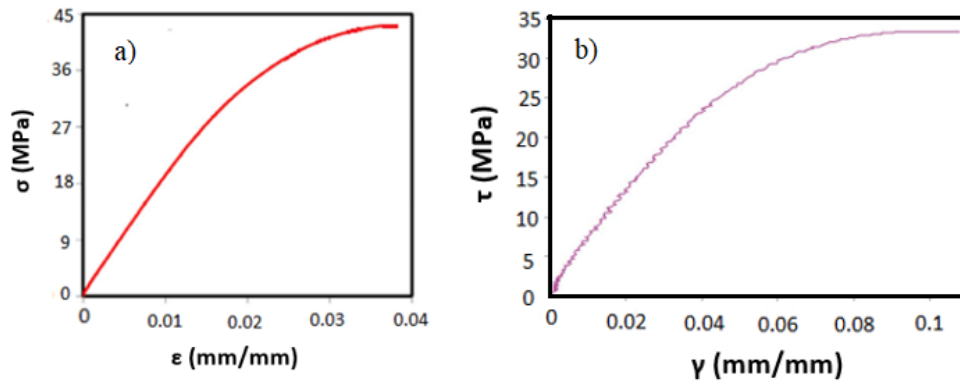


Şekil 1. AISI 304 çekme eğrisi

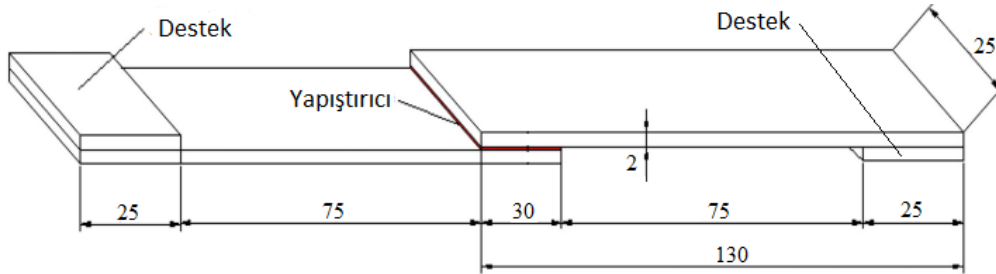
Çizelge 1. DP460 ve AISI 304 mekanik özellikleri

Özellikler	AISI 304	DP460
Çekme dayanımı, σ_c (MPa)	515-720	44.6 ± 1.2
Akma dayanımı, σ_a (MPa)	210	38.4 ± 1.1
Kayma dayanımı, τ (MPa)		33.35
Elastisite modülü, E (MPa)	190.000	1984 ± 43
Poisson oranı, ν	0.29	0.37
Maks. birim şekil değişimi, ϵ_{maks} (%)	≥ 50	4.7

Analitik, sayısal ve deneysel çalışmalarda kullanılan tek tesirli bağlantı geometrik boyutları Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 2. DP460, çekme uzama (a) ve kayma uzama (b) eğrileri



Şekil 3. Basit bindirme bağlantı boyutları

2.1. Analitik metotlar

Yapılan bu çalışmada, analitik hasar yüklerinin belirlenmesinde, Volkersen [6], Goland-Reissner [7], ve Hart-Smith [8], modelleri tercih edilmiştir. Kullanılan analitik modeller Excel'de programlanmıştır. Formüllerdeki sabitler ve parametreler yazılan programa girilerek hasar yükleri elde edilmiştir. Aşağıda bu çalışmada kullanılan analitik modeller tanıtılmıştır.

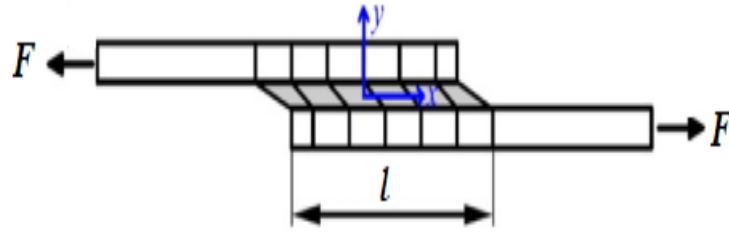
2.1.1. Volkersen modeli

Volkersen Modelinde, yapıştırıcı tabakasındaki kayma gerilme dağılımı Denklem (1) ile hesaplanmaktadır. Bindirme bölgesinin merkezindeki gerilme değerini hesaplamak için Denklem (1)'deki x değeri 0 olarak alınır, merkezden bindirme uçlarına doğru Denklem (1)'e x mesafesi girilerek gerilme dağılımları bindirme bölgesi merkezinden uç kısımlara doğru elde edilmektedir. Diğer analitik modellerde de aynı yöntemle gerilme dağılımları merkezden uç kısımlara doğru elde edilmektedir.

$$\tau(x) = \frac{F\omega \cosh(\omega x)}{2b \sinh\left(\frac{\omega l}{2}\right)} + \left(\frac{t_t - t_b}{t_t + t_b}\right) \left(\frac{\omega l}{2}\right) \frac{\sinh(\omega x)}{\cosh\left(\frac{\omega l}{2}\right)} \quad (1)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{G_a}{E t_t t_a} \left(1 + \frac{t_t}{t_b}\right)} \quad (1.1)$$

Denklem (1) ve Denklem (1.1)'deki t_t üst plaka kalınlığı, t_b alt plaka kalınlığı, t_a yapıştırıcı kalınlığı, b plaka genişliği, l bindirme bölgesi uzunluğu, E yapıştırılan plaka elastisite modülü, G_a yapıştırıcı kayma modülü, F bağlantıya uygulanan yükü ifade etmektedir. Eksen takımı bindirme bölgesi ortasında yer almaktadır (Şekil 4)[4].



Şekil 4. Volkersen Modeli

2.1.2. Goland-Reissner modeli

Goland ve Reissner modelinde, Volkersen modelinden farklı olarak, bağlantıya uygulanan çekme kuvvetinin etkisiyle oluşan eğilme etkisi hesaplamaya dahil edilmiştir (Şekil 5). Eğilme etkisinin dahil edilmesiyle, özellikle tek tesirli yapıştırma bağlantılarında, yapıştırıcı hattındaki soyulma gerilmesi dağılımının hesaplanması mümkün olmaktadır. Goland-Reissner teorisinde yapıştırıcı tabakasındaki kayma gerilmesi dağılımı Denklem (2)'ye göre hesaplanmaktadır.

$$\tau(x) = -\frac{1}{8} \frac{\bar{F}}{c} \left[\frac{\beta c}{t} (1 + 3k) \frac{\cosh\left(\left(\frac{\beta c}{t}\right) \left(\frac{x}{c}\right)\right)}{\sinh\left(\frac{\beta c}{t}\right)} + 3(1 - k) \right] \quad (2)$$

$$k = \frac{\cosh(\Phi c)}{\cosh(\Phi c) + 2\sqrt{2} \sinh(\Phi c)} \quad (2.1)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{3(1 - \nu^2)}{2}} \frac{1}{t} \sqrt{\frac{\bar{F}}{tE}} \quad (2.2)$$

$$\beta^2 = 8 \frac{G_a}{E} \frac{t}{t_a} \quad (2.3)$$

Denklem (2)'de kullanılan; \bar{F} birim genişliğe uygulanan çekme yüküdür, c bindirme uzunluğunun yarısı, t yapıştırılan plaka kalınlığı, k eğilme momenti faktörü, ν poisson oranıdır.

Goland-Reissner teorisine göre soyulma gerilmesi dağılımı Denklem (3)'e göre hesaplanmaktadır.

$$\sigma = \frac{1}{\Delta} \frac{\bar{F} t}{c^2} (A + B) \quad (3)$$

$$A = \left(R_2 \lambda^2 \frac{k}{2} + \lambda k' \cos \lambda \cosh(\lambda) \right) \cosh\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \cos\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \quad (3.1)$$

$$B = \left(R_1 \lambda^2 \frac{k}{2} + \lambda k' \sin \lambda \sinh(\lambda) \right) \sinh\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \sin\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \quad (3.2)$$

$$k' = \frac{kc}{t} \sqrt{3(1-\nu^2) \frac{\bar{F}}{tE}} \quad (3.3)$$

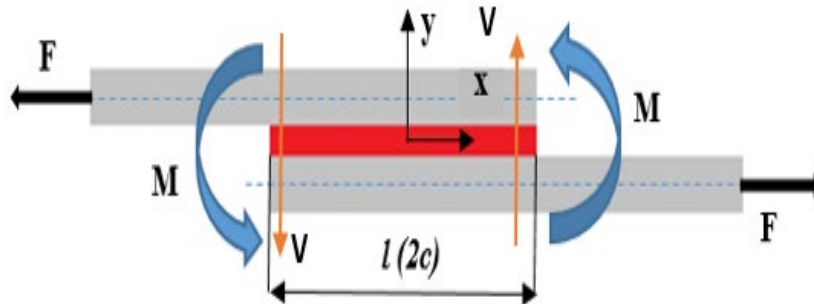
$$\lambda = \gamma \frac{c}{t} \quad (3.4)$$

$$\gamma^4 = 6 \frac{E_a t}{E t_a} \quad (3.5)$$

$$\Delta = \frac{1}{2} (\sin(2\lambda) + \sinh(2\lambda)) \quad (3.6)$$

$$R_1 = \cosh(\lambda) \sin(\lambda) + \sinh(\lambda) \cos(\lambda) \quad (3.7)$$

$$R_2 = -\cosh(\lambda) \sin(\lambda) + \sinh(\lambda) \cos(\lambda) \quad (3.8)$$

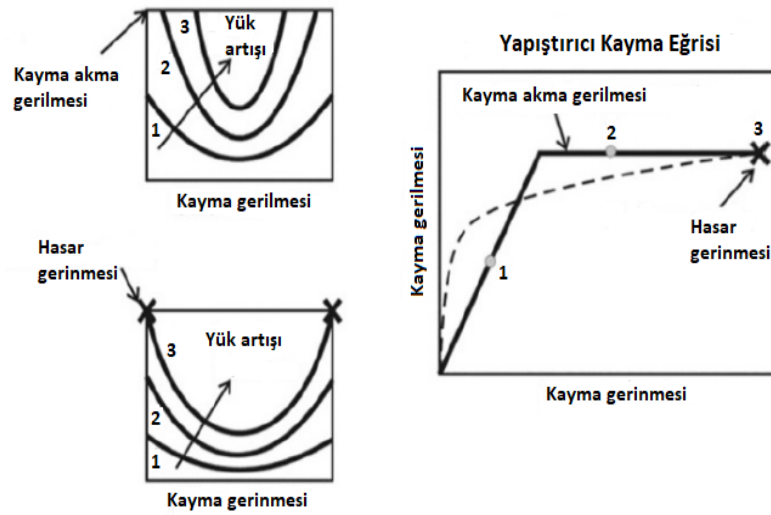


Şekil 5. Goland-Reissner Modeli

2.1.3. Hart-Smith teorisi

Hart-Smith analitik modelinde yapıştırıcı tabakasındaki soyulma ve kayma gerilme dağılımları hesaplanabilmektedir. Kayma gerilmeleri elastik ve elasto-plastik olarak, soyulma gerilmeleri ise sadece elastik olarak hesaplanmaktadır. Bu modelde de Goland-Reissner modelinde olduğu gibi tek tesirli bindirme bağlantılarında oluşan eğilme etkisi hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

Hart-Smith modelinde yapıştırıcının plastik deformasyon özelliği dikkate alınmıştır. Plastik deformasyon özelliği dikkate alındığında gerilme temelli hasar kriteri yerine gerinme temelli hasar kriteri kullanılmaktadır [1,4]. Hart-Smith modelinde kullanılan yapıştırıcının elastik-mükemmel plastik davranışı Şekil 6'da gösterilmiştir. Şekil 6'da gösterildiği gibi, bağlantıya uygulanan yükün artmasıyla birlikte 3 farklı durum ortaya çıkmaktadır. 1. durumda yapıştırıcı elastik bölgededir, 2. durumda yapıştırıcının akma limitine ulaşılmış ve yapıştırıcı akmaya başlamıştır. 3. durumda, yapıştırıcı maksimum gerinme değerine ulaştığında hasara uğramıştır.



Şekil 6. Hart-Smith Modeli yapıştırıcı plastik davranışı

Hart-Smith Modeline göre Denklem (4) kullanılarak yapıştırıcı hattındaki kayma gerilme dağılımı elastik olarak hesaplanabilmektedir.

$$\tau(x) = A_2 \cosh(2\lambda'x) + C_2 \quad (4)$$

$$\lambda' = \sqrt{\left[\frac{1 + 3(1 - \nu^2)}{4} \right] \frac{2G_a}{t_a E t}} \quad (4.1)$$

$$A_2 = \frac{G_a}{t_a E t} \left[\bar{F} + \frac{6(1 - \nu^2)M}{t} \right] \frac{1}{2\lambda' \sinh(2\lambda'c)} \quad (4.2)$$

$$C_2 = \frac{1}{2c} \left[\bar{F} - \frac{A_2}{\lambda'} \sinh(2\lambda'c) \right] \quad (4.3)$$

$$M = \bar{F} \left(\frac{t + t_a}{2} \right) \frac{1}{1 + \xi c + \left(\frac{\xi^2 c^2}{6} \right)} \quad (4.4)$$

$$\xi^2 = \frac{\bar{F}}{D} \quad (4.5)$$

$$D = \frac{E t^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (4.6)$$

\bar{F} , G_a , t_a , E , E_a , ν , t , c değişkenleri Volkersen ve Goland-Reissner Teorisinde verilen değişkenler ile aynıdır. Hart-Smith Teorisine göre yapıştırıcı tabakasındaki soyulma gerilme dağılımı Denklem (5) ile hesaplanır.

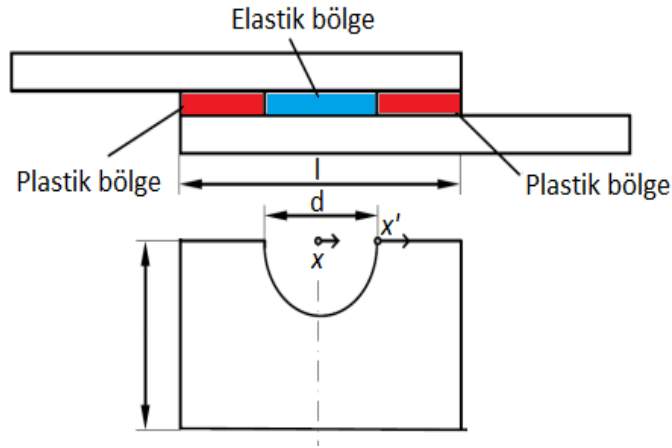
$$\sigma(x) = A \cosh(\chi x) \cos(\chi x) + B \sinh(\chi x) \sin(\chi x) \quad (5)$$

$$B = \frac{E_a M [\sin(\chi c) + \cos(\chi c)]}{D t_a \chi^2 e^{\chi c}} \quad (5.1)$$

$$A = \frac{-E_a M [\sin(\chi c) - \cos(\chi c)]}{D t_a \chi^2 e^{\chi c}} \quad (5.2)$$

$$\chi^4 = \frac{E_a}{2Dt_a} \quad (5.3)$$

Hart-Smith modelinde kayma gerilmeleri, yapıştırıcının elastik-plastik davranışı dikkate alınarak Denklem (6)'ya göre hesaplanabilmektedir. Bu yaklaşıma göre yapıştırıcı tabakası 3 bölgeye ayrılır, orta kısım elastik bölge kenar kısımlar ise plastik bölge olarak tanımlanır (Şekil 7).



Şekil 7. Hart-Smith Modeli yapıştırıcı tabakasındaki bölgeler

$$\tau(x) = A_2 \cosh(2\lambda'x) + \tau_p(1 - K) \quad (6)$$

Plastik bölgedeki kayma gerilmesi Denklem (6.1)'e göre hesaplanır.

$$\tau(x) = A_2 \cosh(2\lambda'x) + \tau_p(1 - K) \quad (6.1)$$

τ_p , yapıştırıcının plastik kayma gerilmesidir.

$$A_2 = \frac{K\tau_p}{\cosh(\lambda'd)} \quad (6.2)$$

K ve d, Denklem (6.3), (6.4) ve (6.5) kullanılarak iteratif yaklaşımla elde edilir.

$$\frac{\bar{F}}{l\tau_p}(\lambda'l) = 2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) + (1-K)(\lambda'd) + K \tanh(\lambda'd) \quad (6.3)$$

$$\left[1 + 3k(1 - \nu^2) \left(1 + \frac{t_a}{t} \right) \right] \frac{\bar{F}}{\tau_p} \lambda^2 \left(\frac{l-d}{2} \right) = 2 \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_e} \right) + K \left[2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) \right]^2 \quad (6.4)$$

$$2 \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_e} \right) = K \left\{ \left[2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) + \tanh(\lambda'd) \right]^2 - \tanh^2(\lambda'd) \right\} \quad (6.5)$$

γ_e ve γ_p elastik ve plastik kayma gerilmeleridir.

2.2. Sonlu elemanlar çalışması

Analitik metotların çoğunda, yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin mükemmel elastik kabulüne göre çözümler yapılmaktadır. Analitik yöntemlerde malzeme ve geometrik doğrusalsızlıkları dikkate almak problemi oldukça kompleks hale getirmekte ve çözümü zorlaştırmaktadır. Sonlu Elemanlar çalışması, ANSYS [24] yazılımı kullanılarak malzeme ve geometrik doğrusalsızlık durumları dikkate alınarak yapılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan numune ölçülerine göre bağlantı 2 boyutlu olarak modellenmiştir ve çözümde düzlem gerilme yaklaşımı kullanılmıştır. Sınır şartları ve ağ yapısının oluşturulmasından sonra, bağlantıya çekme kuvveti uygulanmıştır. Hasar yüklerini hesaplamak için tercih edilen kriterlere göre kritik bölge olan yapıştırıcı tabakasındaki gerilme dağılımları dikkate alınmıştır (Şekil 8). Sonlu elemanlar çalışmalarında, ağ yapısı sonuçları etkilemektedir. Ağ yapısındaki eleman sayısının artması, çözüm sürelerini uzatmaktadır. Eleman sayısının düşük olduğu durumda ise çözüm süreleri kısalmakta ancak elde edilen sonuçlar yüksek oranlarda hatalı olabilmektedir. Dolayısıyla ideal ağ yapısını tespit edebilmek için yapılan çalışma sonucunda eleman boyutu 0.6 mm olarak belirlendi.

Sonlu elemanlar çalışmalarında ağ yapısı ve geometrik faktörlerden kaynaklı olarak gerilme tekilliğine mutlaka dikkate alınması gereken bir konudur. Yapıştırma bağlantılarında, bu gerilme tekilliği etkisini minimize etmenin en yaygın yolu, yapıştırıcı tabakasının orta hattındaki gerilme dağılımının referans alınmasıdır. Bu yöntem literatürde merkez hattı yöntemi (Centerline Method) olarak yer almaktadır [25]. Bu çalışmada da yapıştırıcı tabakasındaki merkez hattı yöntemi benimsenmiştir.

Sonlu elemanlar çalışmalarında, malzeme hasarını değerlendirmenin en yaygın yöntemi sürekli ortam mekaniği yaklaşımıdır. Sürekli ortam mekaniği yaklaşımında, yapılan analiz sonucunda elde edilen gerilme veya gerinme dağılımları, seçilen hasar kriterine göre değerlendirilerek hasar durumu belirlenir. Sürekli ortam mekaniği yaklaşımının kullanımı için az sayıda parametre gerektirmesi ve uygulamadaki basitliği bu yöntemin avantajıdır. Ancak yapıdaki herhangi bir noktada kritik değerlere ulaşılması durumunda hasar oluşacağı kabul edilmesi bir sınırlamadır.

Son yıllarda kırılma mekaniği temelli koheziv bölge modeli yaklaşımı, tanımlandığı bölgede yapıştırıcı ayrılmasını karakterize edebilmektedir. Ancak, bu modelin kullanılabilmesi için çok sayıda parametrenin deneysel olarak belirlenmesine ihtiyaç vardır. Ayrıca deneysel gözlemler arasındaki uyumsuzluklarda başka bir problemdir. Dolayısıyla koheziv bölge modeli yaklaşımı, ilaveten çok sayıda doğrulama testleri yapılacağı düşünüldüğünde iş yükü oldukça fazla olan bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır [26-29].



Şekil 8. SEM çözümlerinde gerilmelerin alındığı hat

2.3. Hasar kriterleri

Yapıştırma bağlantılarıyla ilgili literatürde çok sayıda hasar kriteri bulunmaktadır. Bu kriterler temelde iki ana başlık altında kategorize edilebilir. Bunlardan birincisi, yapıştırılan malzeme ile ilgili özellikle kompozit malzemelerin hasarı ile ilgili kriterler, ikincisi ise yapıştırıcı hasarı ile ilgili kriterler. Bu çalışmada, yapıştırılan malzeme çelik olarak seçildiğinden, yapıştırıcı bölgesinde meydana gelen hasara odaklanılmıştır. Yapıştırıcı ile ilgili literatürde maksimum değer, belirli bir bölgedeki kritik gerilme veya kritik gerinme, limit durum, kırılma mekaniği ve hasar mekaniği hasar kriterleri yer almaktadır [4, 5, 17].

2.3.1. Maksimum değer kriteri

Yapısal yapıştırıcılar için en fazla kullanılan hasar kriteridir. Bu kritere göre, yapıştırıcı tabakasında hesaplanan maksimum gerilme veya gerinme değerleri yapıştırıcının kritik dayanım değerlerinin üzerinde olması halinde hasar beklenmektedir. Analitik yöntemlerin gelişimine paralel olarak bu hasar kriteri ve tasarım yöntemleri gelişim gösterdi. Örneğin, Volkersen modelinde yapıştırıcının sadece kayma gerilmesi ile deforme olacağı varsayıldığından, bunun sonucu olarak maksimum kayma gerilmesi kriteri hasar kriteri olarak ortaya çıktı.

Maksimum soyulma gerilmesi Hart-Smith tarafından hasar kriteri olarak kabul edildi [8]. Soyulma gerilmelerinin yapıştırıcılar için yıkıcı etkisinden dolayı, tasarım aşamalarında en aza indirilmelidir. Harris ve Adams [30]; Maksimum asal çekme gerilmesi ve gerinim kriterlerini kullanarak tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarının mukavemetini elastoplastik sonlu eleman analizi kullanılarak yaklaşık %10 doğrulukla tahmin etmiştir.

Crocombe vd. [31], maksimum asal gerilme kriterinin kırılma ve tokluğu iyi olmayan yapıştırıcılar için daha uygun olduğunu belirtmiştir. Ikegami vd. [32], maksimum von Mises gerilme kriterini eğik yüzeyli yapıştırma bağlantılarında hasar kriteri olarak kullanmışlardır. Charalambides vd. [33], çift bindirmeli yapıştırma bağlantılarda maksimum von Mises gerilme kriterini etkisiz bulmuşlardır. Polimerlerin deformasyon davranışını önemli ölçüde etkileyen hidrostatik gerimeyi dikkate almadığı için von Mises kriterinin, polimerlerin analizinde kullanılması doğru bir yaklaşım olmadığı belirtilmiştir [4,17]. Maksimum kayma gerilmesi kriteri Lee ve Lee [34], tarafından silindirik yapıştırma bağlantılarında kullanılmıştır. Crocombe ve Adams [35], tek eksenli plastik gerinme kriterini soyulma test numunelerinde kullanmışlardır.

Tanımlanan tüm maksimum gerilme veya gerinme kriterleri için sorun, gerilme veya gerinme değerlerinin tekilliklerden kaynaklı maksimum değerler almasından kaynaklanır. Yapıştırma bağlantılarında, yapıştırma bölgelerinin uç kısımlarında her zaman tekillik durumuyla karşılaşmaktadır. Tekillikleri en aza indirebilmek için sayısal çözümlerde ağ yapısını iyileştirmeye yönelik çalışmalar mutlaka yapılmalıdır. Literatür incelendiğinde özellikle tek tesirli yapıştırma bağlantı modellerinde bindirme uçlarındaki tekillikleri azaltmaya yönelik çok sayısal çalışmayla karşılaşmaktadır [36-38].

2.3.2. Von Mises ve Drucker-Prager akma kriterleri

Von Mises ve Drucker-Prager akma kriterleri polimerlerin ve yapıştırıcıların akma dayanımlarını tanımlamak için literatürde yaygın olarak kullanılmaktadır. Von Mises kriteri gerilme tansöründeki sapma gerilmeleri (deviatoric stress) esas alınarak geliştirilmiştir. Von Mises kriterinde hidrostatik gerilmeler ihmal edilmiştir, dolayısıyla akma olayı hidrostatik gerilmelerden bağımsız olarak değerlendirilir. Başlangıçta metal malzemeler ve alaşımları için geliştirilmiştir.

Drucker-Prager akma kriteri, toprak, kaya, beton gibi malzemelerin akma davranışlarını incelemek için geliştirilmiştir. Polimer ve yapıştırıcılar için kullanımı uygundur. Drucker-Prager kriterinde gerilmenin hidrostatik bileşenin akmaya etkisi dikkate alınmıştır.

Von Mises kriterine göre, eşdeğer gerilme, asal gerilmeler ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) kullanılarak aşağıdaki Denklem (7)'ye göre hesaplanır.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]\}/2} \quad (7)$$

Von Mises kriteri, yapıştırma bağlantılarında yaygın olarak kullanılmasına rağmen, yapıştırıcılar için tamamen doğrulandığını söylemek güçtür. Von Mises kriteri, düşük tokluk değerine sahip yapıştırıcıların kullanıldığı tek tesirli bindirme bağlantılarında deneysel sonuçlarla

uyum göstermiştir. Ancak yüksek tokluk değerine sahip epoksi yapıştırıcıların kullanıldığı, tek tesirli, eğik ve T tipi bağlantılarda deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde edilmemiştir.

Çok sayıda araştırmacı tok yapıştırıcıların kullanıldığı bağlantılarda Denklem (8)'de gösterilen Drucker-Prager akma kriterini kullanmışlardır [39].

$$\sigma_{DP} = (\sqrt{3}\sigma_s) - \mu\sigma_m \quad (8)$$

$$\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3 \quad (8.1)$$

$$\mu = 3 \left(\frac{\sqrt{3}\sigma_s}{\sigma_t} - 1 \right) = 3 \left(1 - \frac{\sqrt{3}\sigma_s}{\sigma_c} \right) = 3 \frac{\left[\left(\frac{\sigma_c}{\sigma_t} \right) - 1 \right]}{\left[\left(\frac{\sigma_c}{\sigma_t} \right) + 1 \right]} \quad (8.2)$$

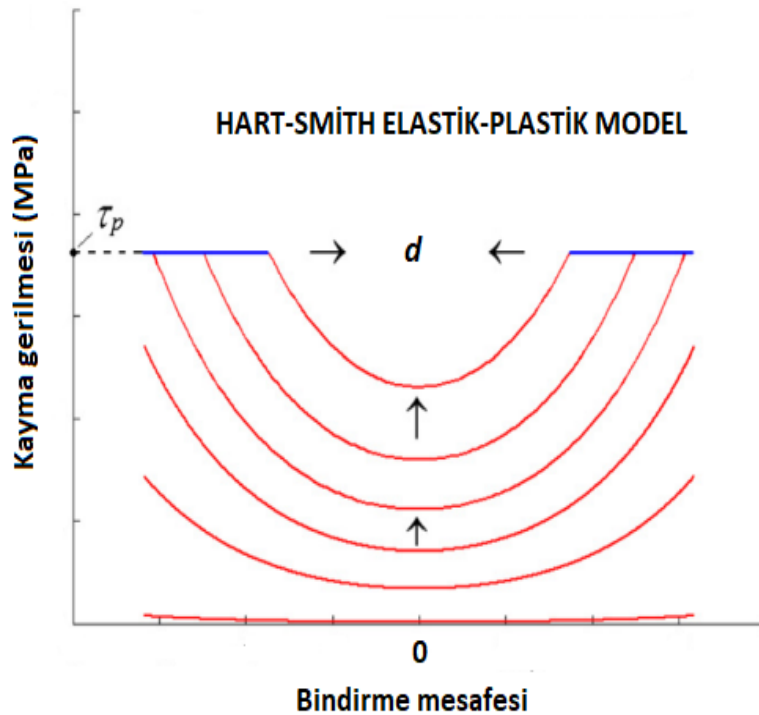
Denklem (8.1) ve (8.2)'deki σ_m hidrostatik gerilme ve μ hidrostatik gerilme oranı değerleri, asal gerilmeler ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$), çekme durumunda akma gerilmesi (σ_t), basma durumunda akma gerilmesi (σ_c), kayma durumunda akma gerilmesi (σ_s), değerleri kullanılarak hesaplanır.

Literatürde Drucker-Prager kriterinin, Von Mises kriterine göre deneysel sonuçlarla daha iyi uyum sağladığı belirtilmiştir [39].

2.3.3.Limit durum kriteri

Bu kriter ilk defa Crombe tarafından tanıtılmıştır. Temel yaklaşımı, global akma olarak adlandırılan, yapıştırıcıya etki eden yükün belirli bir değerden sonra önemli bir artış göstermeyeceği ve yapıştırıcının kritik bir uzamaya kadar plastik olarak akacağı prensibine dayanır [15].

Bu kriter sınırlı oranda yapıştırma bağlantılarına uygulanabilir. Çünkü yapısal yapıştırıcıların büyük bir çoğunluğu, yeterli süneklilikte olmadığı için akma dayanımı aşılmca kopma meydana gelmektedir.



Şekil 9. Hart-Smith modelinde yapıştırıcının akması

Hart-Smith modelinde yapıştırıcı tabakası, ortada elastik bölge ve kenarlarda plastik bölgeler olmak üzere 3 kısma ayrılır. Uygulanan yük arttıkça plastik bölgede artar (Şekil 9). Kırmızı çizgiler gerilme dağılımındaki elastik bölgeyi, mavi çizgi ise yükün artmasıyla yapıştırıcının akma dayanımına ulaşıldığında plastikleşme prosesini göstermektedir. Düşük yük değerlerinden yapıştırıcının akma sınırına yaklaştıkça elastik bölge azalmakta plastik bölge artmaktadır. Yapıştırıcı bölgesi, uygulanan yük artışı ile birlikte tamamen plastik olduğunda ($d=0$), bağlantı maksimum yük taşıma kapasitesine ulaşır. Bu durum literatürde, global akma (global yielding) olarak adlandırılır ve yapıştırıcının tamamen aktığı kabul edilir. Sonuç olarak global akma durumuna ulaşıldığı anda hasar meydana gelecektir. Bu hasar kriterinin, belirli bir yükten sonra, yük artışı olmadan şekil değiştiren sünek karakterli yapıştırıcıların kullanıldığı yapıştırma bağlantılarında kullanımı uygundur. Yapısal epoksi yapıştırıcıların çoğu sünek olmadığından hasar tahmininde Limit durum kriterinin kullanımı uygun değildir.

Hart-Smith, tarafından önerilen elastik-plastik modellerle ilgili formülasyon oldukça kompleks ve çözümü tekrarlamalı (iterative) yaklaşımı gerektirmektedir. Ancak, bazı basitleştirmeler yapılarak hasar yükünü bulmak mümkündür. Denklem (6.3) tekrar yazılsın;

$$\frac{\bar{F}}{l\tau_p}(\lambda'l) = 2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) + (1-K)(\lambda'd) + K \tanh(\lambda'd) \quad (6.3)$$

Global akma kriterine göre $d=0$ yazılırsa Denklem (8) elde edilir.

$$\bar{F} = \frac{F}{b} = l\tau_p \quad (8)$$

Denklem (8)'e göre hasar yükü sadece yapıştırıcının akma mukavemetine (τ_p), bindirme uzunluğuna (l) ve bağlantı genişliğine (b) bağlıdır. Buna göre Denklem (8.1) kullanılarak hasar yükü hesaplanabilir.

$$F_{HASAR} = bl\tau_p \quad (8.1)$$

3. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada, Volkersen, Goland-Reissner ve Hart-Smith analitik metodları ve sonlu elemanlar çözümü kullanılarak tek tesirli yapıştırma bağlantılarında hasar yükleri hesaplanmıştır. Çizelge 2'de her yöntem için kullanılan hasar kriteri gösterilmiştir. Çizelge 2'de yer alan τ_y , yapıştırıcının kayma dayanımı, σ_y , yapıştırıcının çekme dayanımı değerleridir.

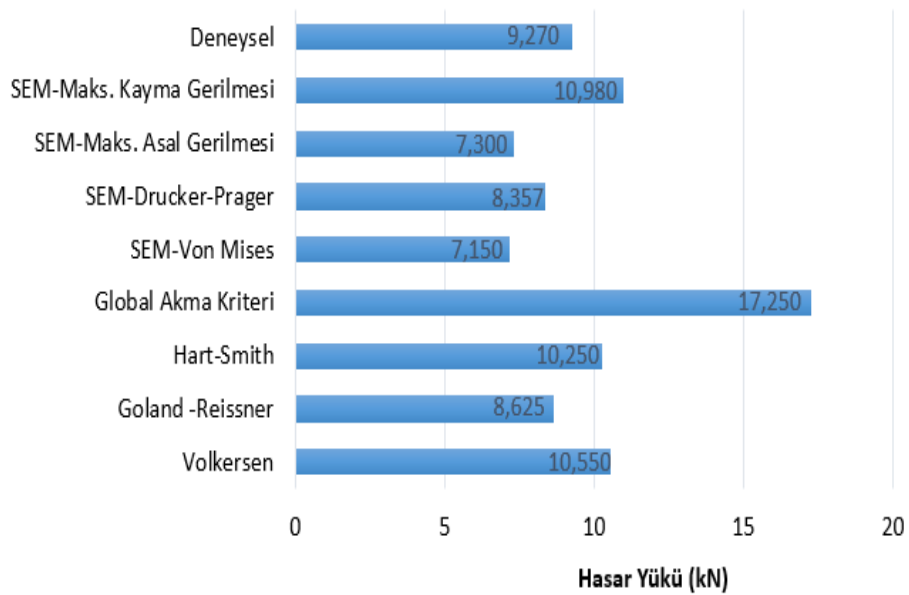
Çizelge 2'de gösterilen hasar kriterleri kullanılarak hesaplanan hasar yükleri ve hata oranları Çizelge 3'te gösterilmiştir. Şekil 10'da daha önce yapılmış deneysel çalışmadan alınan edilen hasar yükünün analitik ve sayısal hasar yükleriyle karşılaştırılması gösterilmiştir. Volkersen modeline göre hasar yükü hesaplanmasında Denklem (1) kullanılmıştır. Goland-Reissner modeline göre hasar yüklerinin hesaplanmasında Denklem (3) kullanılmıştır. Hart-Smith modelinde, hasar yüklerinin hesaplanmasında Denklem (5) kullanılmıştır. Global akma kriterine göre hasar yükü hesaplanmasında Denklem (8.1) kullanılmıştır.

Çizelge 2. Kullanılan çözüm yöntemleri ve hasar kriterleri

Çözüm Yöntemi	Analiz Tipi	Hasar Kriteri
Volkersen	Elastik	Maksimum kayma gerilmesi, $\tau_{maks} > \tau_y$
Goland-Reissner	Elastik	Maksimum soyulma gerilmesi, $\sigma_{maks} > \sigma_y$
Hart-Smith	Elastik	Maksimum soyulma gerilmesi, $\sigma_{maks} > \sigma_y$
Hart-Smith	Elastik-Plastik	Global Akma Kriteri, $F_{HASAR} = bl\tau_{akma}$
Sonlu Elemanlar-2D	Elastik-Plastik	Maksimum asal gerilme, $\sigma_{maks.asal} > \sigma_y$
Sonlu Elemanlar-2D	Elastik-Plastik	Von-mises eş değer gerilme, $\sigma_{maks.vm} > \sigma_y$
Sonlu Elemanlar-2D	Elastik-Plastik	Drucker-Prager eş değer gerilme, $\sigma_{maks.DP} > \sigma_y$
Sonlu Elemanlar-2D	Elastik-Plastik	Maksimum kayma gerilmesi, $\tau_{maks} > \tau_y$

Çizelge 3. Hasar yükleri ve sapma oranları

Çözüm Yöntemi	Hasar Yükü (kN)	Hata Oranı (%)
Volkersen (Elastik/ Maks. Kayma Gerilmesi)	10.550	+13.8
Goland -Reissner (Elastik / Maks. Soyulma Gerilmesi)	8.625	-7
Hart-Smith (Elastik / Maks. Soyulma)	10.250	+10.6
Global Akma Kriteri	17.250	+86.1
Sonlu Elemanlar(Elastik-Plastik / Von Mises)	7.150	-22.9
Sonlu Elemanlar(Elastik-Plastik / Drucker-Prager)	8.357	-9.8
Sonlu Elemanlar(Elastik-Plastik / Maks. Asal Gerilmesi)	7.300	-21.3
Sonlu Elemanlar (Elastik-Plastik/ Maks. Kayma Gerilmesi)	10.980	+18.4



Şekil 9. Hasar yüklerinin karşılaştırması

İki boyutlu sonlu elemanlar analizinde hasar yüklerinin hesaplanmasında, yapıştırıcı tabakasındaki maksimum kayma gerilmesi, maksimum soyulma gerilmesi, maksimum von Mises gerilmesi, maksimum Drucker-Prager eşdeğer gerilmesi ve maksimum asal gerilme değerleri kullanılarak hasar yükleri hesaplanmıştır. Hasar yükleri hata oranları Denklem (9)'a göre hesaplanmıştır.

$$\% \text{ Hata} = \frac{\text{Hesaplanan Yük} - \text{Deneysel Yük}}{\text{Deneysel Yük}} \times 100 \quad (9)$$

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında analitik ve sayısal yöntemler kullanılarak hasar yükleri tahmin edilmiştir. Elde edilen sonuçlar daha önceki bir çalışmadan alınan deneysel hasar yükleri ile karşılaştırılmıştır. Buna göre genel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

Genel olarak, deneysel sonuçlara en yakın hasar yükü, yaklaşık - %7 lik bir sapma değeriyle, Goland Reissner yöntemi kullanılarak elde edilen hasar yükü olmuştur.

Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yapılan çözümlerde deneysel sonuçlara en yakın hasar yükü - % 9.8 sapma değeriyle Drucker-Prager akma kriterine göre bulunan hasar yükü çıkmıştır.

Drucker-Prager akma kriterine göre yapılan çözümlemenin (-% 9.8 sapma), von Mises akma kriterine göre yapılan çözümlenmeye (-%22.9) göre deneysel sonuçlara daha uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Analitik yöntemler kullanılarak yapılan çözümlerin sapma oranları sayısal yöntemlerle yapılan çözümlenmelere göre daha düşük çıkmıştır (Goland-Reissner çözümü hariç).

Bu çalışmada kullanılan DP460 epoksi yapıştırıcı gibi sünek karakterde olmayan yapıştırıcıların kullanıldığı basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında, hasar yükleri hesaplanmasında elastik çözüm yönteminin kullanıldığı analitik modellerin kullanılması durumunda elde edilen hasar yüklerinde çok yüksek oranlarda sapmalar görülmemiştir (Maksimum sapma + %13.8). Bu durumda sünek karakterde olmayan yapıştırıcıların kullanıldığı basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında analitik modellerin kullanılması ilk tasarım çalışmaları için pratik ve uygun bir yöntemdir.

Global akma kriterinin DP460 gibi sünek karakterde olmayan bir yapıştırıcı için (deneysel sonuçlardan, +% 86.1'lik yüksek bir sapma oranıyla) uygun bir hasar tahmin yöntemi olmadığı gösterilmiştir.

Kaynaklar

- [1] Sánchez-Arce IJ, Ramalho LDC, Campilho RDSG, Belinha J. Evaluation of an elastic meshless formulation to adhesive joints' strength prediction against established methods. *Journal of Adhesion Science and Technology* 2020; 34: 1206-1232.
- [2] Adams RD, Wake WD. *Structural adhesive joints in engineering*. Elsevier Applied Science Publishers, England, 1984.
- [3] Da Silva LF, Dillard DA, Blackman B, Adams RD. *Testing adhesive joints: best practices*. John Wiley & Sons, 2012.
- [4] Rodríguez RQ, De Paiva WP, Sollero P, Rodrigues PMRB, De Albuquerque EL. Failure criteria for adhesively bonded joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives* 2012; 37: 26-36.
- [5] Rodríguez RQ, Sollero P, Rodrigues MB, De Albuquerque EL. Stress analysis and failure criteria of adhesive bonded single lap joints. In 21st international congress of mechanical engineering, pp. 24-28, Natal, RN, Brazil 2011.
- [6] Volkersen O. Die Nietkraftverteilung in zugbeanspruchten Nietverbindungen mit konstanten Laschenquerschnitten. *Luftfahrtforschung* 1938, 15: 41-47.
- [7] Goland M, Reissner E. The Stresses in Cemented Joints. *J. Appl. Mech.* 1944; 11: A17-A27.
- [8] Hart-Smith LJ. Adhesive-bonded single-lap joints, NASA CR-11223 Technical report, 1973.

- [9] Da Silva LF, Lima RF, Teixeira RM, Puga A. Closed-form solutions for adhesively bonded joints. Reports of the project "Development of the software for the design of adhesive joints" University of Porto, Portugal, 2008.
- [10] Raghava R, Caddell RM, Yeh GS. The macroscopic yield behaviour of polymers. *Journal of Materials Science* 1973; 8: 225-232.
- [11] Bigwood DA, Crocombe AD. Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints. *International journal of Adhesion and Adhesives* 1989; 9: 229-242.
- [12] Adams RD, Mallick V. The effect of temperature on the strength of adhesively-bonded composite-aluminium joints. *The Journal of Adhesion* 1993, 43: 17-33.
- [13] Mortensen F, Thomsen OT. Analysis of adhesive bonded joints: a unified approach. *Composites Science and Technology* 2022; 62: 1011-1031.
- [14] Adams RD, Peppiatt NA. Stress analysis of adhesive-bonded lap joints. *Journal of strain analysis* 1974; 9: 185-196.
- [15] Crocombe AD. Global yielding as a failure criterion for bonded joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives* 1989; 9: 145-153.
- [16] Roberts TM. Shear and normal stresses in adhesive joints. *Journal of Engineering Mechanics* 1989; 115: 2460-2479.
- [17] Odi RA, Friend CM. An improved 2D model for bonded composite joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives* 2004; 24: 389-405.
- [18] Adams RD, Harris JA. The influence of local geometry on the strength of adhesive joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives* 1987; 7: 69-80.
- [19] Adams RD, Atkins RW, Harris JA, Kinloch AJ. Stress analysis and failure properties of carbon-fibre-reinforced-plastic/steel double-lap joints. *The Journal of Adhesion* 1986; 20: 29-53.
- [20] Saraç İ, Adin A, Temiz Ş. Investigation of the effect of use of Nano-Al₂O₃, Nano-TiO₂ and Nano-SiO₂ powders on strength of single lap joints bonded with epoxy adhesive. *Composites Part B: Engineering* 2019; 166: 472-482.
- [21] Akpınar S. The strength of the adhesively bonded step-lap joints for different step numbers. *Composites Part B: Engineering* 2014; 67: 170-178.
- [22] Kim MS, Kim HT, Choi YH, Kim JH, Kim SK, Lee JMA. New Computational Method for Predicting Ductile Failure of 304L Stainless Steel. *Metals* 2022; 12:1309.
- [23] Aydın MD, Akpınar S, Özel A, Erdoğan S. Kayma yüküne maruz yapıştırma bağlantılarından yapısal yapıştırıcıların mekanik özelliklerinin belirlenmesi, *Mühendis ve Makina* 2015; 56: 48-55.
- [24] ANSYS. The general purpose finite element software swanson analysis systems, Houston, Texas, 2022.
- [25] Yue T, Wahab MA. Finite element analysis of stress singularity in partial slip and gross sliding regimes in fretting wear. *Wear* 2014; 321: 53-63.
- [26] Noorman DC. Cohesive zone modelling in adhesively bonded joints: Analysis on crack propagation in adhesives and adherends. Master's thesis, Delft University of Technology, 2014
- [27] Mohammed Waseem HS, Kiran Kumar N. Finite element modeling for delamination analysis of double cantilever beam specimen. *International Journal of Mechanical Engineering* 2014; 1: 27-34.
- [28] Campilho RDSG, Banea MD, Pinto AMG, da Silva LFM, de Jesus AMP. Strength prediction of single - and double - lap joints by standard and extended finite element modelling. *International Journal of Adhesion & Adhesives* 2011, 31: 363-372.
- [29] Fiamegkou E. Development of improved, multi-functional, nano-structured polymer based adhesives with applications in the bonding of composite components and the repair of engineering structures with composite patches. PhD thesis, University of Patras, 2015.
- [30] Harris J, Adams RD. Strength prediction of bonded single lap joints by nonlinear finite element methods. *International journal of adhesion and adhesives* 1984; 4: 65-78. 1984.
- [31] Crocombe AD, Bigwood DA, Richardson G. Analysing structural adhesive joints for failure. *International journal of adhesion and adhesive* 1990; 10: 167-178. 1990.
- [32] Ikegami K, Takeshita T, Matsuo K, Sugibayashi T. Strength of adhesively bonded scarf joints between glass fibre reinforced plastics and metals. *International journal of adhesion and adhesive* 1990; 103: 199-206.

- [33] Charalambides M, Kinloch A, Matthews F. Strength prediction of bonded joints. In: Proceedings of AGARD conference on bolted/bonded joints in polymeric composites, London, 1997.
- [34] Lee SJ, Lee DG. Development of a failure model for the adhesively bonded tubular single lap joint. *The Journal of Adhesion* 1992; 40: 1-14.
- [35] Crocombe AD, Adams RD. An elasto-plastic investigation of the peel test. *The Journal of Adhesion* 1982; 13: 241-267.
- [36] Calik A. Effect of adherend shape on stress concentration reduction of adhesively single lap joint. *Engineering Review: Međunarodni časopis namijenjen publiciranju originalnih istraživanja s aspekta analize konstrukcija, materijala i novih tehnologija u području strojarstva, brodogradnje, temeljnih tehničkih znanosti, elektrotehnike, računarstva i građevinarstva* 2016; 36: 29-34.
- [37] Saraç İ. Çekme yükü uygulanmış boru yapıştırma bağlantılarında bindirme uç geometrisinin bağlantı dayanımına etkisinin araştırılması, *Konya Mühendislik Bilimleri Dergisi* 2020; 8:733-744.
- [38] Saraç İ. Basit bindirmeli yapıştırma bağlantılarında bindirme bölgesi uç açısı değişiminin bağlantı mukavemetine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi* 2020; 25: 101-110.
- [39] Mohapatra PC, Smith LV. Characterization of adhesive yield criteria using mixed-mode loading. *Journal of Adhesion Science and Technology* 2019, 33: 1248-1260.