

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**KATMANLI METAL YÜZLÜ SANDVIÇ KİRİŞLERDE İNDENTASYON
YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ**

İsmail Selçuk YILMAZ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARALIK 2018

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**KATMANLI METAL YÜZLÜ SANDVIÇ KİRİŞLERDE İNDENTASYON
YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ**

İsmail Selçuk YILMAZ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARALIK 2018

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KATMANLI METAL YÜZLÜ SANDVIÇ KİRİŞLERDE İNDENTASYON
YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ**

**İsmail Selçuk YILMAZ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

ARALIK 2018

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KATMANLI METAL YÜZLÜ SANDVIÇ KİRİŞLERDE İNDENTASYON
YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

İsmail Selçuk YILMAZ

İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 19/12/2018 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ (Danışman)

Prof. Dr. Mehmet Emin KARA

Dr. Öğr. Üyesi Rıfat TÜR

ÖZET

KATMANLI METAL YÜZLÜ SANDVIÇ KİRİŞLERDE İNDENTASYON YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

İsmail Selçuk YILMAZ

Yüksek Lisans Tezi, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ

Aralık 2018; 39 sayfa

Bu çalışmada, yarı-statik tekil yükler altındaki köpük çekirdekli ve katmanlı metal yüzlü sandviç kirişlerin ön-batma yüklerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Nonlineer bir sayısal model kullanılarak elde edilmiş olan ön batma yükleri literatürde bulunan deney neticeleri ve analitik çözümler bu çalışmada elde edilen sayısal neticeler ile kıyaslanmıştır. Elde edilen neticeler kullanılan sayısal model ile ön-batma yüküne yakın bir değerin bulunulabildiğini göstermektedir. Son olarak, muhtemel hata sebepleri tartışılmış ve modelin daha iyi netice vermesi için modelde yapılması gereken modifikasyonlar maddeler halinde verilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Batma, İndentasyon, Katmanlı Metal Yüz, Sandviç Kirişler.

JÜRİ: Doç. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ

Prof. Dr. Mehmet Emin KARA

Dr. Öğr. Üyesi Rıfat TÜR

ABSTRACT

DETERMINATION OF THE PRE-INDENTATION LOADS OF LAMINATED METAL FACED SANDWICH BEAMS

İsmail Selçuk YILMAZ

MSc. Thesis in Department of Civil Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ

December 2018; 39 pages

In this study, it is aimed to determine the indentation loads of laminated metal faced and foam cored sandwich beams under quasi-static concentrated loads. First, a finite element model is used to calculate the indentation load. Then, indentation tests are conducted on the specimens produced to check the validity of the finite element model. The experimental results obtained show that the finite element model yields accurate indentation loads.

KEYWORDS: Indentation Finite Element Method, pre-indentation, Sandwich beam.

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ

Prof. Dr. Mehmet Emin KARA

Assist. Prof. Dr. Rıfat TÜR

ÖNSÖZ

Desteęi ve yardımını için başta danışman hocam Doç. Dr. İzzet Ufuk ÇAĞDAŞ olmak üzere İnşaat Mühendisliği Bölümünde görevli tüm hocalarıma, yine İnşaat Mühendisliği Bölümü yüksek lisans öğrencileri Umut HEKİM, Özerk YILDIRIM, Refik ALİYEV, Tuęçe SARGIN ve Melis TAŞKIN’a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, yüksek lisansım boyunca yanımda olan eşim Gülşen YILMAZ’a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
AKADEMİK BEYAN	v
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	3
3. MATERYAL VE METOT	5
3.1. Sonlu Elemanlar Modeli	5
3.2. Kullanılan Malzeme Özellikleri.....	6
3.2.1. Çekirdek malzemesi	7
3.2.2. Dış yüzler	8
3.3. Deney Düzenegi	8
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	10
4.1. Deney Grubu-1.....	12
4.2. Deney Grubu-2.....	16
4.3. Deney Grubu-3.....	20
4.4. Deney Grubu-4.....	24
4.5. Deney Grubu-5.....	28
4.6. Deney Grubu-6.....	32
5. SONUÇLAR	36
6. KAYNAKLAR	37
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Katmanlı Metal Yüzlü Sandviç Kirişlerde İndentasyon Yüklerinin Belirlenmesi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.



19/12/2018

İsmail Selçuk YILMAZ

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

I	: Atalet momenti
ε	: Birim şekil değiştirme
X_C	: Çekirdek malzemesinin basınç dayanımı
b_c	: Çekirdek malzemesinin genişliği
b_f	: Batma plakası genişliği
c	: Çekirdek malzemesinin kalınlığı
l	: Kiriş uzunluğu
L_c	: Çekirdeğin uzunluğu
dk	: Dakika
δ	: Delta
δ_b	: Eğilme deformasyonu
E	: Elastisite modülü
σ	: Gerilme
γ	: Kayma birim şekil değiştirmesi
S	: Kayma dayanımı
δ_s	: Kayma deformasyonu
τ	: Kayma gerilmesi
G	: Kayma modülü
A	: Kesit alanı
V	: Kesme kuvveti
kg	: Kilogram
kN	: Kilonewton

MPa : Megapascal

m : Metre

mm : Milimetre

ms : Milisaniye

M : Moment

N : Newton

s : Saniye

P : Yük

P_{deney} : Deney yükü

$\delta_{ort,deney}$: Deney sonucu elde edilen maksimum deplasman değerlerinin ortalaması

P_s : Ön batma yükü

$\delta_{sayisal}$: Nonlineer sayısal modelde elde edilen deplasman değeri

$\delta_{sayisal,lin}$: Lineer sayısal modelde elde edilen deplasman değeri

P_{C-T} : Cagdas – Taskin (2018) analitik batma yükü

P_{B-S-I} : Bart-Smith (1945) analitik batma yükü

$P_{köpük}$: Köpük çekirdeğin taşıyabileceği yük

Tezde kullanılan ondalık yazımda ondalık ayraç olarak nokta kullanılmıştır.

Kısaltmalar

XPS : Ekstrüde Polistren Köpük

MDF : Orta yoğunlukta lif levha

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Çatı paneli görseli	1
Şekil 1.2. Cephe kaplaması için sandviç panel görseli	2
Şekil 3.1. Nonlinear model için çözüm ağı, Hekim (2018).	5
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı, (Hekim 2018).....	8
Şekil 4.1. Deney grubu 4,5,6 için deney düzeneği ve malzeme katmanları	10
Şekil 4.2. Deney grubu 1,2,3 için deney düzeneği ve malzeme katmanları	10
Şekil 4.3. Deney grubu-1 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	13
Şekil 4.4. Deney grubu-1 için deforme olmuş geometri.....	13
Şekil 4.5. Deney grubu-1 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=545$ N)	14
Şekil 4.6. Deney grubu-1 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=545$ N)	14
Şekil 4.7. Deney grubu-1 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s=545$ N)	15
Şekil 4.8. Deney grubu-1 için linear σ_y dağılımı ($P_s=545$ N)	15
Şekil 4.9. Deney grubu-2 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	17
Şekil 4.10. Deney grubu-2 için deforme olmuş geometri.....	17
Şekil 4.11. Deney grubu-2 için nihai σ_x dağılımı ($P_s=300$ N)	18
Şekil 4.12. Deney grubu-2 için nihai τ_{xy} dağılımı ($P_s=300$ N)	18
Şekil 4.13. Deney grubu-2 için nihai σ_y dağılımı ($P_s=300$ N)	19
Şekil 4.14. Deney grubu-2 için linear σ_y dağılımı ($P_s=300$ N)	19
Şekil 4.15. Deney grubu-3 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	21
Şekil 4.16. Deney grubu-3 için deforme olmuş geometri.....	21
Şekil 4.17. Deney grubu-3 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=850$ N)	22
Şekil 4.18. Deney grubu-3 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=850$ N)	22
Şekil 4.19. Deney grubu-3 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s=850$ N)	23

Şekil 4.20. Deney grubu-3 için lineer σ_y dağılımı ($P_s=850$ N)	23
Şekil 4.21. Deney grubu-4 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	25
Şekil 4.22. Deney grubu-4 için deforme olmuş geometri.	25
Şekil 4.23. Deney grubu-4 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=950$ N)	26
Şekil 4.24. Deney grubu-4 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=950$ N)	26
Şekil 4.25. Deney grubu-4 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s=950$ N)	27
Şekil 4.26. Deney grubu-4 için lineer σ_y dağılımı ($P_s=950$ N)	27
Şekil 4.27. Deney grubu-5 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	29
Şekil 4.28. Deney grubu-5 için deforme olmuş geometri.	29
Şekil 4.29. Deney grubu-5 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=1200$ N)	30
Şekil 4.30. Deney grubu-5 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=1200$ N)	30
Şekil 4.31. Deney grubu-5 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s=1200$ N)	31
Şekil 4.32. Deney grubu-5 için lineer σ_y dağılımı ($P_s=1200$ N)	31
Şekil 4.33. Deney grubu-6 için neticeler, Cagdas ve Taskin (2018)	33
Şekil 4.34. Deney grubu-6 için deforme olmuş geometri.	33
Şekil 4.35. Deney grubu-6 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=900$ N)	34
Şekil 4.36. Deney grubu-6 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=900$ N)	34
Şekil 4.37. Deney grubu-6 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s=900$ N)	35
Şekil 4.38. Deney grubu-6 için lineer σ_y dağılımı ($P_s=900$ N)	35

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Polistren köpük (XPS) malzemesinin mekanik özellikleri	7
Çizelge 4.1. Elde edilen sayısal neticelerin literatürde bulunan neticeler ile kıyaslanması.	11

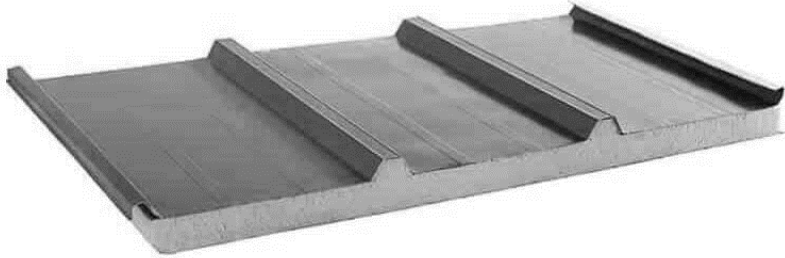


1. GİRİŞ

Bu çalışmada, köpük çekirdekli ve katmanlı metal yüzü sandviç kirişlerin batma (indentasyon) yüklerinin belirlenmesi konusunda çalışılmıştır.

İlk olarak 2. Dünya Savaşı sırasında kullanılan sandviç paneller günümüzde yaygın olarak kullanılan malzemelerden biridir. Çatı, yüzey kaplamaları, kapı vb. birçok alanda kullanılmaktadır. Sandviç panel üretimi kısaca şu şekildedir; Fabrikada üretim hattına giren rulo halindeki saçlar, makaralarda formlandırılarak sandviç panelin alt ve üst yüzeyini oluşturur. Formunu almış iki yüzey arasına özel sistemlerle poliüretan enjekte edilir veya özel besleme üniteleri ile taş yünü, cam yünü veya EPS/XPS yalıtım tabakası oluşturulur. Bant preste fırına girerek kimyasal reaksiyonunu tamamlayan yalıtım tabakası tam olarak yüzey levhalarına yapışır ve kompozit sistem sandviç panel oluşturur. Sandviç Paneller kesintisiz hatla eş zamanlı çalışan, yürüyen testereyle istenen boylarda otomatik olarak kesilir.

Sandviç panel yapı tasarımında ısı yalıtımı, hava geçirimsizliği, hijyen, terleme, güvenlik, estetik vb gibi ihtiyaçların hepsine cevap verebilmektedir. Yapıların dış kabuğunu ısı ve su yalıtımlı olarak estetik bir şekilde çözen sandviç panel, fabrikalar, tüm sanayi yapıları, askeri yapılar, sosyal yapılar, prefabrik yapılar, zirai yapılar, spor tesisleri, yüzme havuzları, şantiye binaları, silolar, hipermarketler, alışveriş merkezleri, hal binaları ve konutlar gibi geniş yelpazede kullanım alanı vardır.



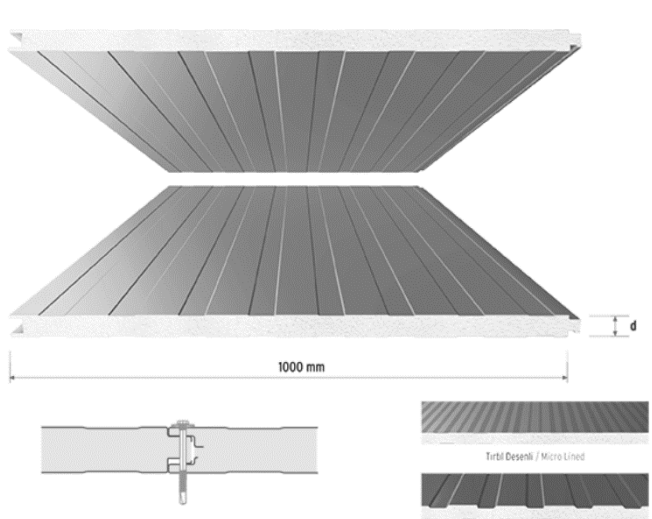
Şekil 1.1. Çatı paneli görseli

Sandviç panel’de yalıtım malzemesi öncelikli poliüretan sonra da taş yünü ve polistrendir (EPS/XPS). Sandviç panel, projelere uygun boylarda üretilmesinden dolayı montaj kolaylığı sağlar ve aynı zamanda fire vermeden çatı ve cephelerin kaplanmasında etkin olur. Düşük ağırlık yüksek taşıma kapasitesine sahiptir.

Sandviç Panelin Bazı Teknik Özelliklerinden bahsedecek olursak;

- i. **Mekanik Direnç:** XPS, metal yüzeylere yapıştırıcılarla tutunmaktadır. Bu tip polimer içerikli malzemelerin özellikleri ortamın sıcaklığı ve nemden etkilenme olasılığının yanında uzun zamanlı yüklemeler sonrasında köpük malzemelerin visko elastik davranışı yani sünmeye neden olabilmesi sandviç panel tasarım aşamalarında dikkatlice değerlendirilmelidir.

- ii. Isı Yalıtımı: Isı iletkenlik değeri (λ) her malzemeye özel sabit değerdir. 1 m² yüzeye sahip 1 m kalınlıkta malzemeden iç ve dış yüzeylerde sıcaklık farkının 1 Kelvin olduğu durumda oluşan ısı akışının Watt (W) cinsinden ifadesidir.
- iii. Düşük yoğunluk
- iv. Sıcaklık Dayanımı
- v. Ses Yalıtımı
- vi. Kimyasalara Dayanım
- vii. Yangın Performansı



Şekil 1.2. Cephe kaplaması için sandviç panel görseli

Bu çalışmada, sandviç panellerde batma yükünün artırılması için dış yüzlerin eğilme rijitliklerinin ve plastik moment kapasitelerinin artırılması ve bunun için dış yüzlerin katmanlı olarak imal edilmesi düşünülmüştür. Ara katman olarak ekonomik olması sebebiyle mdf (medium density fibre board) kullanılmasına ve dış katmanların 0.5mm galvanizli sacdan imal edilmesine karar verilmiştir. Katmanları birbirine yapıştırmak için insan sağlığına zararı olmayan poliüretan bazlı bir tutkal kullanılmıştır.

Katmanlı dış yüzlerin batma yüklerini ne nispete artırdığını belirleyebilmek için öncelikle deneysel bir çalışma yapılmıştır ve laboratuvarımızda imal edilen toplam 6 adet sandviç kiriş numunesi üretilmiş ve batmaya sebebiyet verecek düzleme dik tekil yükler altında test edilmişlerdir. Elde edilen deneysel sonuçlar, sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiş sayısal neticeler ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Sonlu elemanları modelinde sadece geometrik non-linearite göz önünde bulundurulmuş ve ilk plastik mafsallı oluşturan yükün şiddeti belirlenmiştir. Böylece, batma hadisesinin başlangıcına karşı gelen ön-batma yükü sayısal olarak belirlenmiştir. Malzeme non-linearitesini de içeren batma sonrası davranış incelenmemiştir. Bunun temel sebebi seçilen XPS köpük malzemesinin gözenekli yapıya sahip olmasından dolayı malzeme özelliklerinin şekil değiştirmeye bağlı olarak değişmesidir. Ayrıca, XPS köpük için Poisson oranının basmada ve çekmede farklı değerler alması da sayısal modellemenin yapılmasını zorlaştırmaktadır.

2. KAYNAK TARAMASI

Dış yüzü katmanlı ve çekirdek malzemesi polistren köpük olan numunelerin indentasyon deneyleri neticesinde batma sırasında hem dış yüz hem de çekirdeği oluşturan köpük malzeme plastik davranış göstermektedir. Yani yük uygulandıktan sonra kalıcı şekil değişimi göstermektedir. Bu konuda yapılan birçok akademik çalışma bulunmaktadır. Thomsen (1997), Frostig vd. (1993) ve Frostig ve Baruch (1996) bu konuyu elastik zemine oturan kiriş problemi olarak ele almış ve hem dış yüzlerin hem de çekirdek malzemesinin elastik davranış gösterdiğini varsaymıştır. Hetenyi (1946) de yaklaşık olarak aynı kabulleri yapmıştır. Steeves ve Fleck (2004) ise dış katmanları elastik, köpük malzemenin davranışını plastik olarak kabul etmiş, yükün bastığı alanı ihmal etmiş, analitik ifadelerini bu kabullere göre oluşturmuşlardır.

Dış yüzlerin dayanıma olan katkısını ihmal eden ve indentasyon yükünü, yükün etki ettiği alan ile köpük malzemenin basınç dayanımı çarpımı olarak kabul eden yaklaşım Triantafillou ve Gibson (1987)' a aittir. Ne var ki bu yöntemle bulunan indentasyon yükleri gerçek yüklerden düşük çıkacak, yöntem yalnızca ihmal edilebilir seviyede ince dış yüz katmanı uygulanan sandviç kirişlerde kabul edilebilir olacaktır.

Indentasyon konusunda deneysel çalışmalar da mevcuttur. Metal katmanlı sandviç kirişlerde indentasyona bağlı olası göçme modlarını tanımlayan Mohan vd. (2007), sandviç panellerin dış katmanlarını batmaya karşı sağlamlaştırılmayı deneyen Daniel vd. (2002) ile Gdoutos ve Daniel (2008), kiriş eğilme testlerinde basma alanını artırma yöntemini seçen Davies (2008) bunlardan bazılarıdır.

Güçlendirilmiş yüzeyli kompozit sandviç kirişleri üzerinde üç nokta eğilme testini yaparak indentasyon yükü ile malzeme mekanik özelliklerini belirlemeye çalışan Steeves, Fleck (2004), çalışmalarında analitik çözümlerden gelen sonuçların malzemenin göçmesinde görülen pik değeri vermesi bakımından başarılı sonuçlar almışlardır.

Basma alanı çevresindeki köpük çekirdek gerçekte kısmen plastik davranış göstermekte yani yük uygulandıktan sonra kalıcı şekil değiştirmektedir. Ancak Ashby vd., (2000) hem dış katmanların hem de çekirdeği oluşturan köpük malzemenin plastik davranış gösterdiğini kabul ederek plastik limit analizi yöntemini esas alan formül geliştirmişlerdir. Aynı formül Bart-Smith vd. (2001) tarafından basma alanı dikkate alınarak geliştirilmiştir. Bir başka varsayım ise basma alanı civarındaki çekirdek malzemesinin tamamen plastik davranış gösterdiği yönündedir (Ashby vd. 2000; Bart-Smith vd. 2001).

Köpük çekirdek malzemesinin kısmen plastik davranış göstermesini dikkate alarak indentasyon yüklerini daha hassas olarak hesaplayan Cagdas ve Taskin (2018), çalışmalarında Ashby vd.(2000) ve Bart-Smith vd.(2001) tarafından geliştirilen analitik ifadeyi göz önünde bulundurmuşlardır.

Batma konusunu irdelemek için lineer olmayan sonlu elemanlar modelleri kullanılarak da çalışmalar yapılmıştır (Zenkert vd. 2004; Shipsha vd. 2003; Xiao vd. 2015; Berthelot ve Lolive 2002; Lolive ve Berthelot 2002). Göçme kriterlerinin köpük malzemeler için uygun olmaması sonlu elemanlar analizinde karşımıza sorun olarak çıkmaktadır. Bu mesele Abrate (2008) tarafından incelenmiş, göçme sırasında neler olduğuyla ilgili yeterli bilginin olmadığını ifade etmiştir. Bu sebeple, deneysel çalışmalar dikkate alınarak analitik ifadelerin ispatlanması yoluna gidilmiştir. Batma derinliğini belirlemek için en iyi yöntemin non-lineer analiz olduğu gerçeği günümüzde hala geçerliliğini sürdürmektedir. İleride yapılacak sayısal yaklaşımlar için bu çalışmada yapılan deneysel inceleme ve modellemenin kullanılabileceği düşünülmektedir.



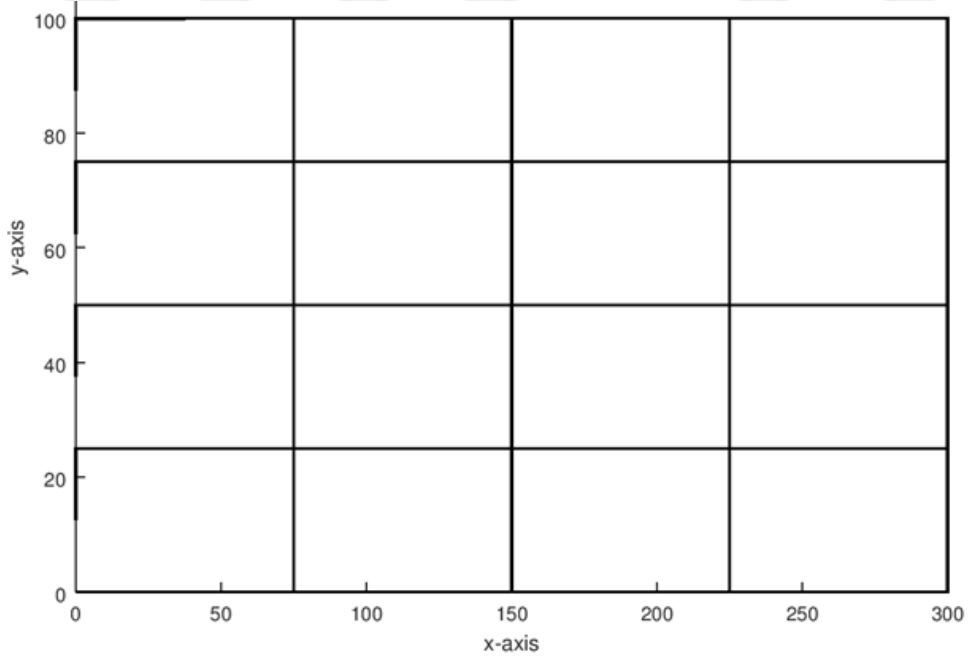
3. MATERYAL VE METOT

3.1. Sonlu Elemanlar Modeli

Octave programı kullanılarak yazılmış olan SANDWICH_IND adlı program ile geometrik açıdan nonlinear statik analiz yapılmış ve Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan deney neticeleri ile yapılmış olan sonlu elemanlar modellerinden elde edilmiş olan sayısal neticeler arasındaki uyum incelenmiştir.

Kullanılan düzlem sonlu elemanlar modelinde köpük çekirdek için geometrik ve malzeme açısından nonlinearite göz önünde bulundurulmuştur ve göçme kriteri olarak Bayraktar vd. (2004) tarafından da kullanılmış olan karesel akma kriteri kullanılmıştır. Ancak, dış yüzlerin ön-batma yüküne kadar tamamen elastik olacakları varsayımı yapılmıştır.

Çözüm ağı Şekil 3.1’de gösterilmiş olan sayısal modelde 3 düğümlü izoparametrik ve kayma deformasyonlu bir kiriş elemanı ve 6 düğümlü bir izoparametrik membran elemanı kullanılmıştır. Simetriden yararlanılmış olan bu ilk modelde toplam 16 membran elemanı ve üst yüzde toplam 4 kiriş elemanı kullanılmıştır. Şekil 3.1’de gösterilen çözüm ağında sağ kenarda düşey deplasman serbest bırakılmıştır. Kiriş elemanının bulunduğu üst kenarda yatay ve düşey deplasmanlar ve dönmeler serbest bırakılmıştır. Ancak, sol üst köşede bulunan düğüm dönmeye karşı tutulmuştur. Alt kenardaki ve sağ üst köşedeki düğümler yatay ve düşey doğrultularda tutulmuşlardır.



Şekil 3.1. Nonlinear model için çözüm ağı; Hekim (2018)

Dış yüzün modellenmesinde kullanılmış olan izoparametrik kiriş elemanı aşağıda kısaca tanımlanmıştır (Hinton ve Owen 1977).

Uzunluğu L^e ile gösterilen kiriş elemanın toplam üç düğümü vardır ve $i=1,2,3$ olmak üzere, düğüm serbestlikleri eksenel deplasman u_i , düşey deplasman w_i ve dönme θ_i dir. Eleman deplasman vektörü δ_e aşağıda tanımlanmıştır.

$$\delta_e^T = \{u_1 \quad w_1 \quad \theta_1 \quad u_2 \quad w_2 \quad \theta_2 \quad u_3 \quad w_3 \quad \theta_3\} \quad (3.1)$$

Şekil fonksiyonları, N_i , ise aşağıda verilmiştir;

$$N_1(\xi) = \frac{1}{2}\xi(\xi-1), \quad N_2(\xi) = (1-\xi)(1+\xi), \quad N_3(\xi) = \frac{1}{2}\xi(1+\xi) \quad (3.2)$$

burada ξ Gauss noktasının lokal koordinatıdır. Elemanın 2. düğümünün eleman ortasında olması halinde Jacobian $J=L^e/2$ olur. Gerilme-birim şekil değiştirme bağıntısı aşağıda verilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \\ V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} AE & & \\ & EI & \\ & & kGA \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ \theta \\ \phi \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

Eşitlik 3'te AE eksenel rijitlik, EI eğilme rijitliği, u_x eksenel birim şekil değiştirme, kGA düzeltilmiş kayma rijitliği ($k=5/6$) ve ϕ kayma açısıdır. Böylece, eleman rijitlik matrisi $[k^e]$ aşağıda gösterildiği şekilde hesaplanabilir;

$$[k^e] = \int_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \frac{L^e}{2} d\xi \quad (3.4)$$

Eşitlik 4'te kullanılan $[B]$ ve $[D]$ matrisleri aşağıda tanımlanmıştır.

$$[B]^T = \begin{bmatrix} 2N'_1/L^e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2N'_1/L^e \\ 0 & 2N'_1/L^e & N_1 \\ 2N'_2/L^e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2N'_2/L^e \\ 0 & 2N'_2/L^e & N_2 \\ 2N'_3/L^e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2N'_3/L^e \\ 0 & 2N'_3/L^e & N_3 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} AE & & \\ & EI & \\ & & kGA \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Kullanılmış olan diğer eleman olan nonlinear izoparametrik membran eleman formülasyonu Bathe (2006) tarafından verilmiştir. Çözüm kolaylığı açısından toplam Lagrange Formülasyonu kullanılmıştır.

3.2. Kullanılan Malzeme Özellikleri

3.2.1. Çekirdek malzemesi

Kullanılan çekirdek malzemesi olan 23.4 kg/m³ yoğunluğa sahip polistren köpük (XPS) kiriş düzlemi içindeki malzeme özellikleri aşağıda Çizelge 3.1’de verilmiştir. Ayrıca, elde deney verisi olmaması sebebiyle, $G_{13}=G_{23}$ alınmıştır.

Çizelge 3.1. Polistren köpük (XPS) malzemesinin mekanik özellikleri

Mekanik Özellik	Tanım	Değer
$\chi_{C,2}^{XPS}$ (MPa)	1 doğrultusunda basınç dayanımı	0.19
$\chi_{C,1}^{XPS}$ (MPa)	2 doğrultusunda basınç dayanımı	0.11
$\chi_{C,1}^{XPS}$ (MPa)	3 doğrultusunda basınç dayanımı	0.06
E_1 (MPa)	1 doğrultusu elastisite modülü	6.33
E_2 (MPa)	2 doğrultusu elastisite modülü	4.41
E_3 (MPa)	3 doğrultusu elastisite modülü	2.40
G_{12} (MPa)	1-2 düzlemi için kayma modülü	4.32
G_{23} (MPa)	1-2 düzlemi için kayma modülü	3.31
$\nu_{12}(=\nu_{12}=\nu_{12})$	1-2 düzlemi için Poisson oranı	0.35

3.2.2. Dış yüzler

Dış yüzler 0.5 mm kalınlığında iki çelik sac katman arasında 2.7 mm kalınlığında bir mdf katman bulunacak şekilde seçilmiştir. Böylece, dış yüz plastik moment kapasitesinin ve dolayısıyla batma yükünün artırılması hedeflenmiştir. Kullanılan mdf katman 650 mm/m^3 yoğunluktadır. Yapıştırıcı olarak Mikrokim marka poliüretan bazlı bir yapıştırıcı kullanılmıştır. Şekil 3.2’de görüldüğü üzere yapıştırıcı kalınlığı da göz önünde bulundurulduğunda dış yüz, toplam 5 mm kalınlığındadır.

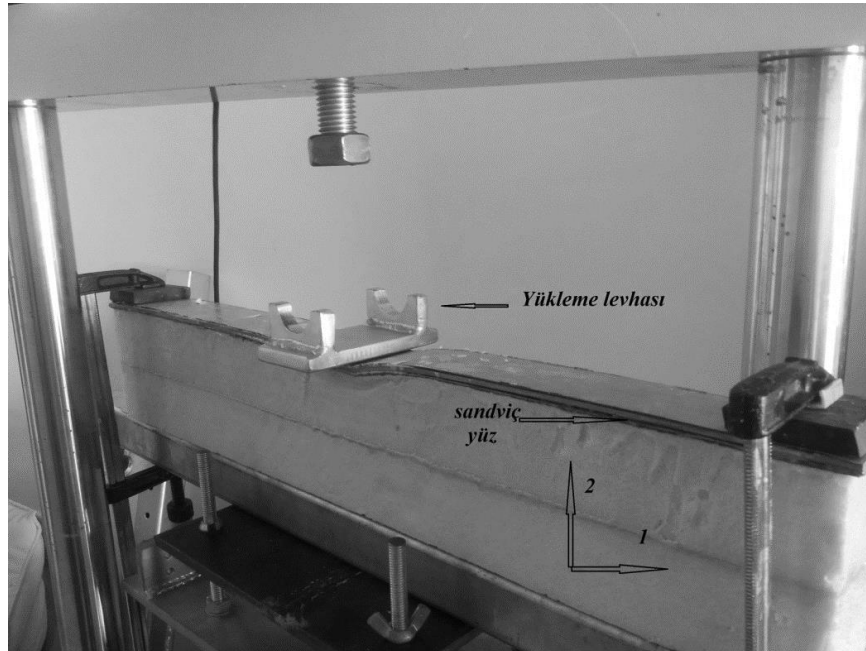
Galvanizli sac için şu değerler kullanılmıştır;

$$E_{\sigma} = 2 \times 10^5 \text{ MPa}, \quad \sigma_{\sigma} = 120 \text{ MPa}, \quad \nu_{\text{çelik}} = \nu_{\sigma} = 0.3,$$

burada E_{σ} ve σ_{σ} kullanılan galvanizli sacın sırasıyla Elastisite Modülü ve çekmede akma gerilmesi değerleridir. σ_{σ} değeri üretici firma olan Erdemir A.Ş.’nin ürünler kataloğundan alınmıştır. Böylece dış yüz plastik moment kapasiteleri ince sac yüz için 375 Nmm ve katmanlı sac yüz için 13500 Nmm olarak hesaplanmıştır.

3.3. Deney Düzeneği

Deney neticeleri Şekil 3.2’de gösterilen ve yeteri kadar rijit bir çelik kutu profil ve numunenin hareketini engellemek için iki mengeneden ibaret olan deney düzeneği kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 3.2’de gösterildiği üzere giriş eksenı doğrultusunda malzeme eksenı 1, eksene dik doğrultuda malzeme eksenı ise 2 olarak işaretlenmiştir.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı; Hekim (2018)

Batma numunelerini desteklemek amacıyla elik kirişten faydalanılmış ve RANTEK-100 elektromekanik deney cihazı, 100 kN'luk yük hücresi (Puls Elektronik HT1-W), veri toplayıcısına (TESTART-Testbox 1001) bağlanmış 0.1 mm hassasiyetinde ve 100 mm lme kapasitesinde potansiyometre (Opkon-100) kullanılmıştır. rnek bir deney görseli şekil 3.2'de görülebilir. Bu şekilden görülebileceği üzere, numuneler kenarlarından mengenerler ile altlarındaki rijit elik kirişe sabitlenmişlerdir. Böylece numune ularınnın yukarı hareketi engellenmiştir. Deneylerde yükleme hızı sabit tutulmuş ve 3.6 mm/dakika'ya sabitlenmiştir. Batma plakasının genişliği $b_f = 50\text{mm}$ olarak seçilmiştir.

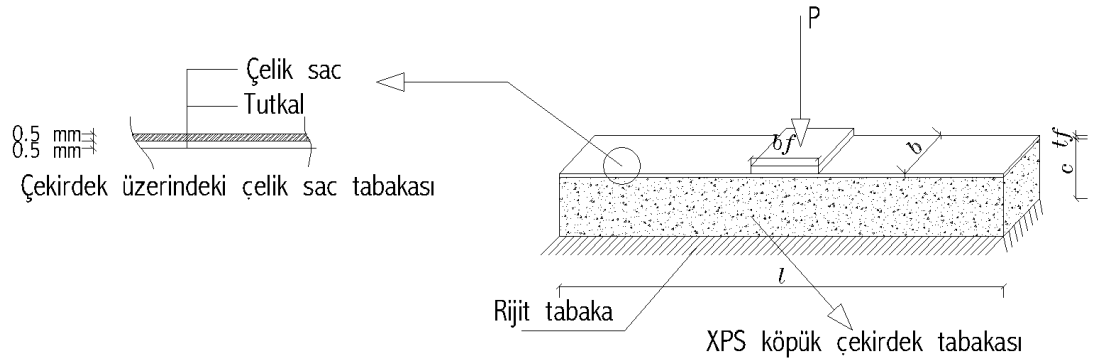


4. BULGULAR VE TARTIŞMA

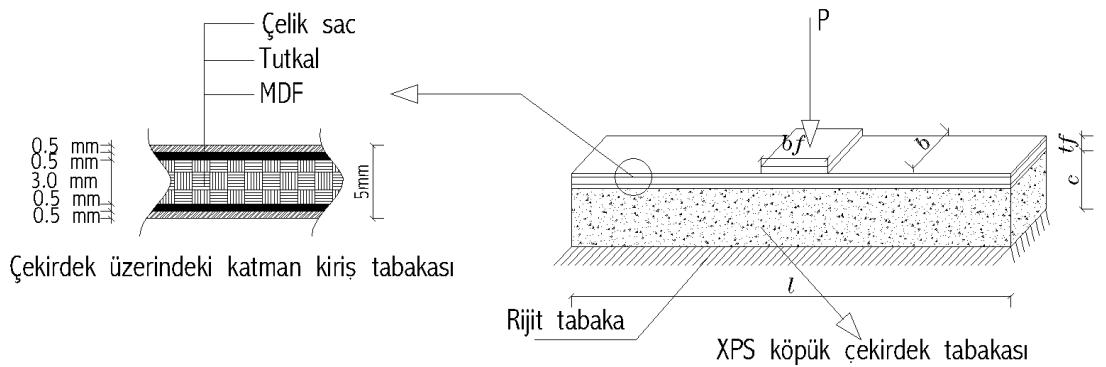
Elde edilmiş olan sayısal neticeler Çizelge 4.1’de FYL2016-14 kodlu BAP projesi kapsamında elde edilmiş deneysel veriler ve literatürde bulunan analitik neticeler ile kıyaslanarak sunulmuştur.

Çizelge 4.1’de ön-indentasyon yükü P_{deney} ve bu yüke karşı gelen maksimum deplasman olan $\delta_{ort,deney}$ Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuştur. Çizelge 4.1’de sunulmuş olan analitik indentasyon yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} ise sırayla Cagdas ve Taskin (2018) ve Bart-Smith (1945) tarafından geliştirilmiş analitik ifadeler ile elde edilmişlerdir. Aynı çizelgede bulunan $P_{köpük}$ yükü ise köpük çekirdeğin ezilmeden taşıyabileceği maksimum yükü göstermektedir. P_s ve $\delta_{sayısal}$ sırasıyla bu çalışmada elde edilmiş olan nonlinear ön-batma yükünü ve maksimum deplasman değerleridir. Ayrıca, karşılaştırma yapmak için Hekim (2018) tarafından geliştirilmiş doğrusal model ile de analizler yapılmış ve lineer maksimum deplasman değerleri $\delta_{sayısal,lin}$ Çizelge 4.1’de sunulmuştur.

Herbir deney grubunda toplam 3 deney neticesi bulunmaktadır ve numunelerin tamamı için $b=50$ mm dir.



Şekil 4.1. Deney grubu 1,2,3 için malzeme katmanları; Cagdas ve Taskin (2018)



Şekil 4.2. Deney grubu 4,5,6 için malzeme katmanları; Cagdas ve Taskin (2018)

Çizelge 4.1. Elde edilen sayısal neticelerin literatürde bulunan neticeler ile kıyaslanması

Deney Grubu:	1	2	3	4	5	6
Malzeme düzlemi	Zayıf X=3, Y=2	Zayıf X=2,Y=3	Kuvvetli X=3,Y=1	Zayıf X=3,Y=2	Kuvvetli X=2,Y=1	Kuvvetli X=2,Y=1
b_f (mm)	38	25	50	50	50	25
c (mm)	100	50	100	100	100	50
l (mm)	300	240	300	600	600	450
P_{deney} (N)	350~400	250~300	550~600	1000~1100	1500~1600	1100~1200
$\delta_{ort,deney}$ (mm)	3.2	1.5	4.9	2.45	2.38	2.13
P_s (N)	545	300	850	950	1200	900
$\delta_{sayisal}$ (mm)	2.9113	1.7393	2.1360	2.7223	2.3584	2.1372
$\delta_{sayisal,lin}$ (mm)	2.0319	1.4061	2.0238	2.5193	2.3024	2.1247
P_{C-T} (N)	313.9	242.4	494.5	904.3	1302.0	1064.5
P_{B-S-I} (N)	390.7	319.2	713.8	1366.0	1907.5	1670.0
$P_{köpük}$ (N)	209.0	137.5	475.0	275.0	475.0	237.5

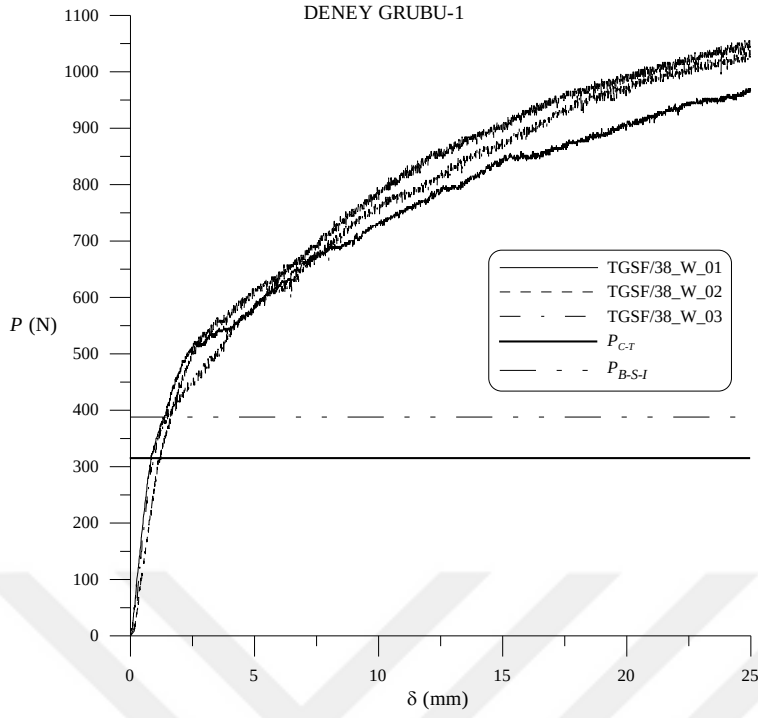
4.1. Deney Grubu-1

Deney grubu-1 için Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.3’de gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_S=545$ N, $\delta_{maks}=2.9113$ mm, ve $M_{maks}=374.2$ Nmm olarak elde edilmiştir. Elde edilen P_S değeri deneysel ön-batma yükü olan P_{deney} yüküne yakın ve analitik batma yükleri $P_{C-T}=313.9$ N ve $P_{B-S-I}=390.7$ N değerlerinden yüksek bir değerdir. Ayrıca, köpük çekirdeğin verilen b_f değeri için $P_{köpük}=209$ N kadar düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

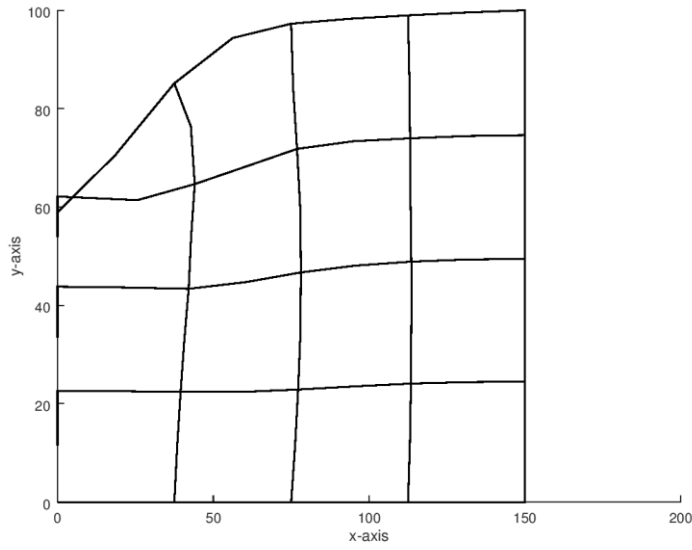
$P_S=545$ N yük için deneylerden elde edilmiş olan ortalama değer $\delta_{ort,deney}=3.2$ mm dir, ki bu değer sayısal model ile elde edilmiş olan değerden yaklaşık %9 yüksektir. Hatanın temel sebebinin sayısal modelde kiriş elemanı için geometrik nonlinearitenin hesaba katılmamış olmasının olduğu söylenebilir. Ayrıca, Şekil 4.4’den görülebileceği üzere, özellikle sol üst köşede bulunan elemanda önemli nispette çarpılma oluşmaktadır. Deney neticelerinden görülebileceği üzere, $P_S=545$ N yaklaşık olarak plastik mafsallın oluştuğu ve deplasmanların doğrusal olmayan bir şekilde artmaya başladığı yük düzeyine tekabül etmektedir. Ayrıca, sayısal modelde M_{maks} yaklaşık olarak M_P değerine eşittir. Bu sebeple, nonlinear sayısal modelin numunelerin göçme yükü hakkında gerçeğe yakın bir fikir verdiği söylenebilir.

Çizelge 4.1’den görülebileceği üzere, doğrusal sayısal model ile $\delta_{maks,lin}=2.0319$ mm olarak elde edilmiştir. Bu değer nonlinear model ile elde edilmiş olan değerden ve deneylerde elde edilmiş olan maksimum deplasman değerinden düşüktür.

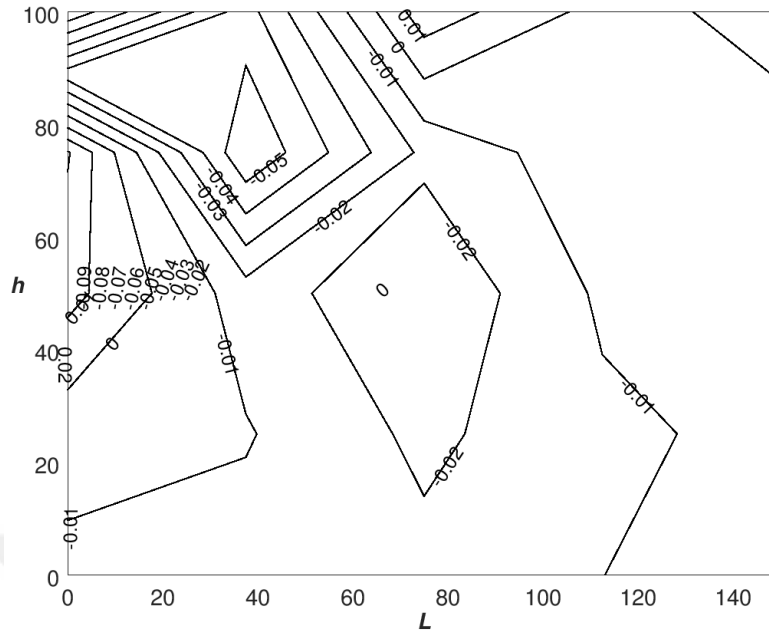
Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.5, Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de sunulmuştur. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’dan da görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür. Bu sebeple, bu çalışmada karesel akma kriteri kullanılmış olmasının önemli nispette hata getirmeyeceği düşünülmektedir. Şekil 4.7’den düşey gerilme σ_y dağılımının deneyde yükün uygulandığı noktalarda veya modelin sol üst köşesindeki birkaç nokta dışında XPS malzemenin akma gerilmesinden düşük olduğu görülebilir. Bunun sebebi, düğümlerdeki gerilme değerlerinin Gauss noktalarından ekstrapolasyon ile elde edilmiş olmasıdır. Her ne kadar iterasyonlar sırasında Gauss noktalarındaki gerilmeler akma gerilmesinden düşük olacak şekilde kısıtlanmış olsa da düğümlerde bunlardan daha büyük gerilmeler ortaya çıkabilmektedir. Bu sorunun çözümü için iterasyonlar sırasında düğümlerdeki gerilmelerin de ekstrapolasyon ile hesaplanması yoluna gidilebilir. Ancak, bu konu bu çalışmada incelenmemiştir. Son olarak, Şekil 4.8’de $P_S=545$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve gerilmelerin ilgili akma gerilmesi olan 0.11 MPa’dan yüksek olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, gerilme dağılımının Şekil 4.7’de gösterilen nonlinear gerilme dağılımından farklı olduğu da gösterilmiştir.



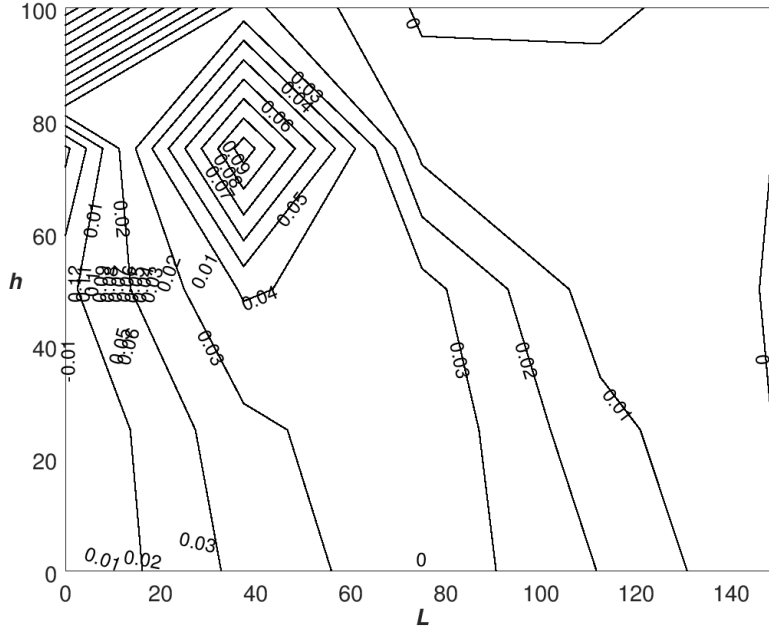
Şekil 4.3. Deney grubu-1 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)



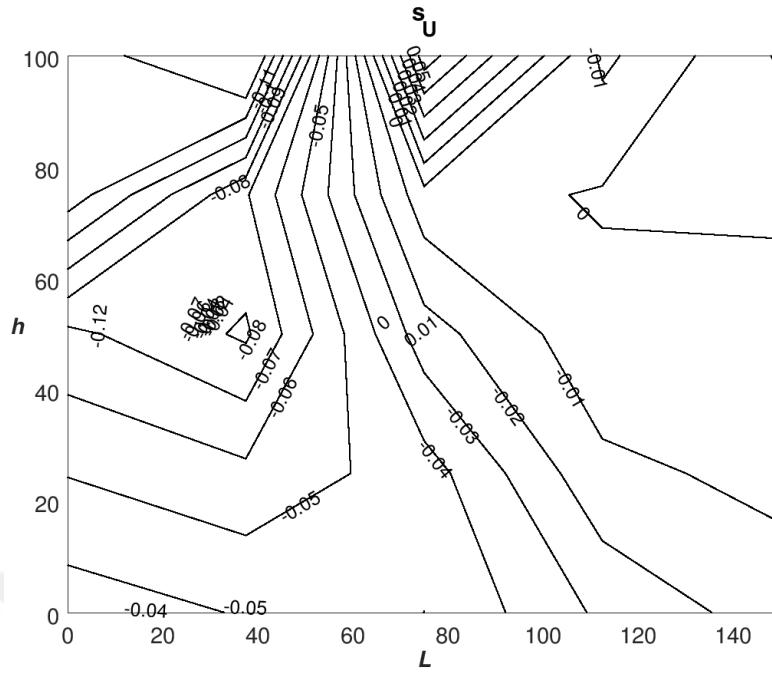
Şekil 4.4. Deney grubu-1 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 10 misli artırılmıştır)



Şekil 4.5. Deney grubu-1 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_S=545$ N)



Şekil 4.6. Deney grubu-1 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_S=545$ N)



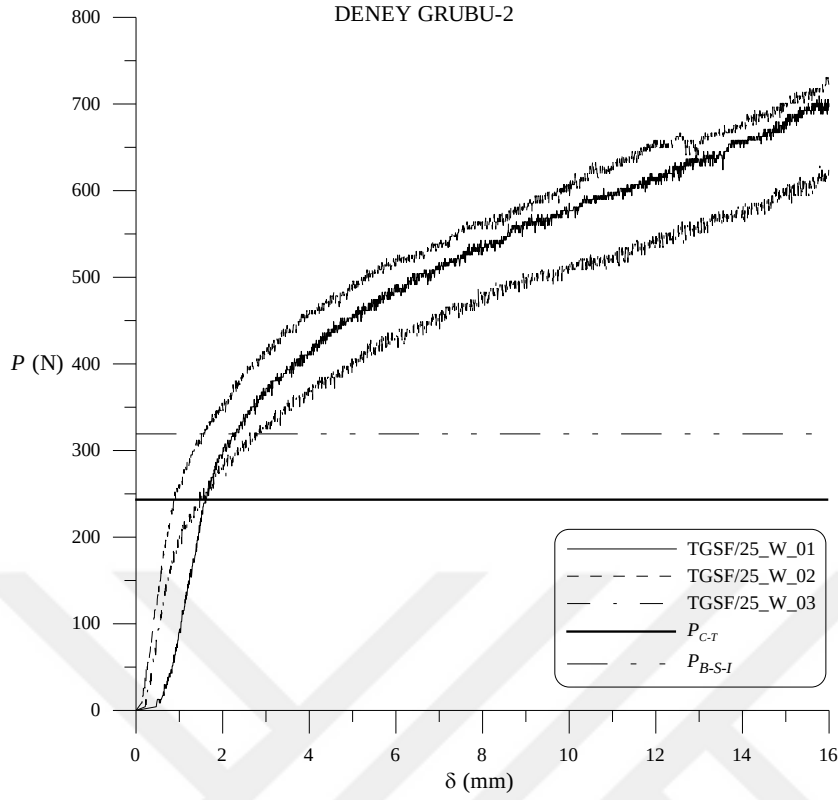
4.2. Deney Grubu-2

Deney grubu-2 için Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.9'da gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_s = 300$ N, $\delta_{maks} = 1.7393$ mm, ve $M_{maks} = 240.08$ Nmm olarak elde edilmiştir. Daha yüksek yükler için sayısal modelde, rijitliğini azalmasına bağlı olarak, yakınsama problemi görülmüştür. Elde edilen P_s değeri deneysel ön-batma yüküne yakın ve analitik batma yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} değerlerinin arasında bir değerdir. Ayrıca, sadece köpük çekirdeğin yaklaşık 137.5 N düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

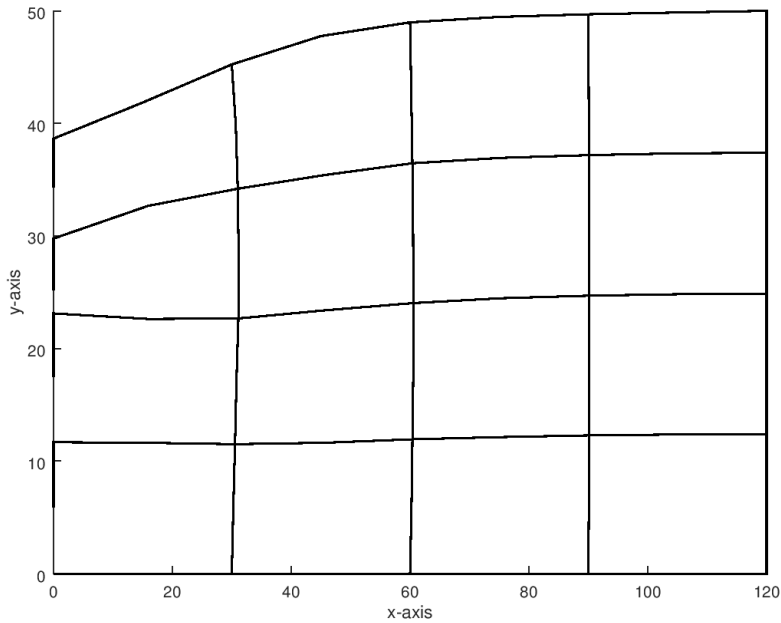
$P_s = 300$ N yük için δ_{maks} değeri deneylerden elde edilmiş olan ortalama değer $\delta_{maks} = 1.5$ mm dir. Bu değer sayısal model ile elde edilmiş olan değere yakındır; bkz. Şekil 4.10 Bu test grubu için; sayısal ve deneysel neticeler arasındaki farkların muhtemel sebebi göçme yükünün çok düşük olması sebebiyle köpük çekirdekteki kusurların etkisinin görünür hale gelmesi olabilir.

Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de sunulmuştur. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'den de görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür. Şekil 4.13'den düşey gerilme σ_y dağılımının birkaç düğüm dışında XPS malzemenin akma gerilmesinden düşük olduğu görülebilir.

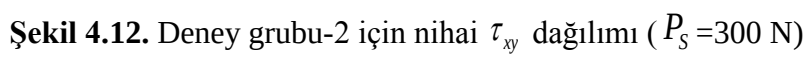
Şekil 4.14'de $P_s = 300$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve lineer gerilme dağılımının Şekil 4.13'te gösterilen nonlinear gerilme dağılımından farklı olduğu gösterilmiştir.

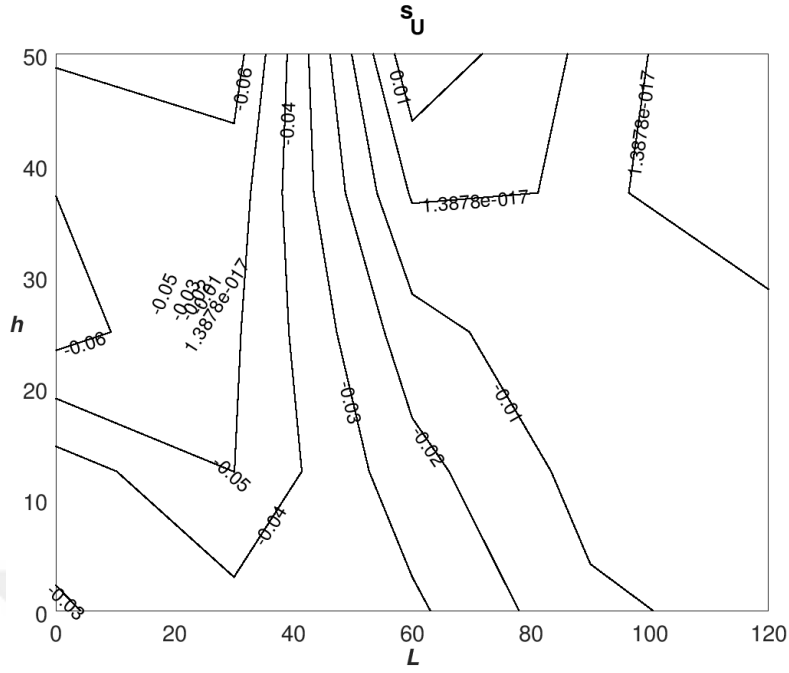


Şekil 4.9. Deney grubu-2 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)

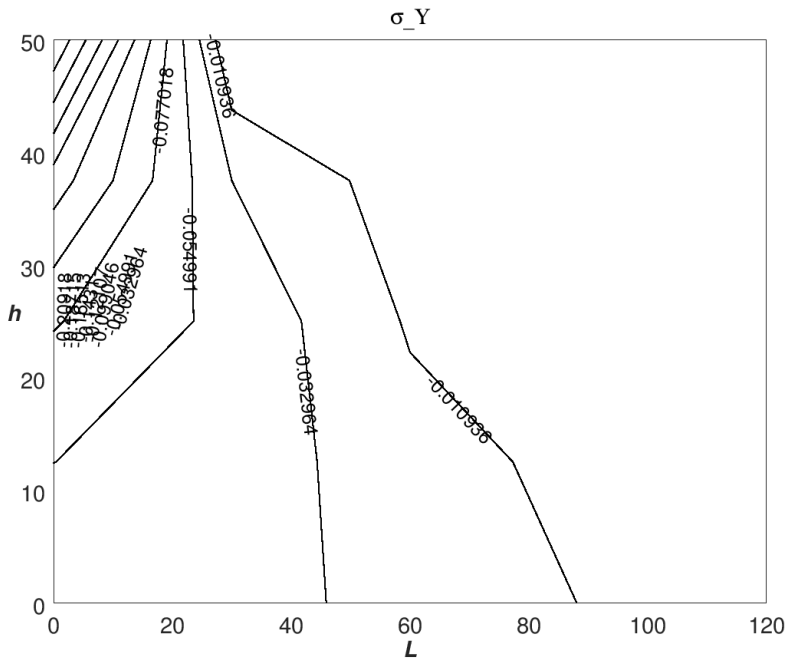


Şekil 4.10. Deney grubu-2 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 5 misli artırılmıştır)





Şekil 4.13. Deney grubu-2 için nihai σ_y dağılımı ($P_s = 300$ N)



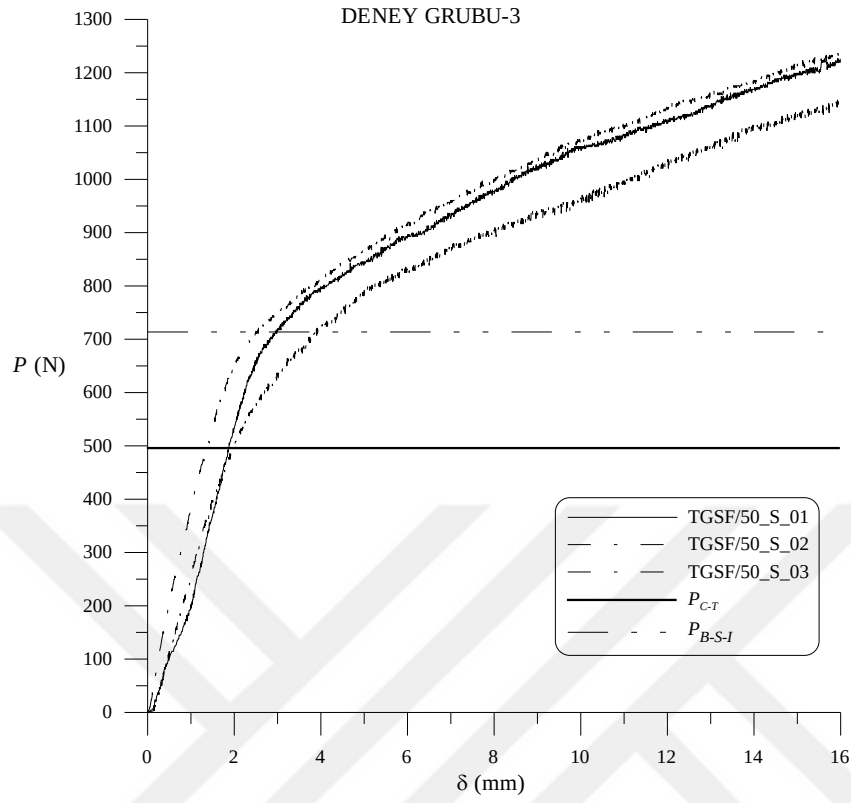
Şekil 4.14. Deney grubu-2 için lineer σ_y dağılımı ($P_s = 300$ N)

4.3. Deney Grubu-3

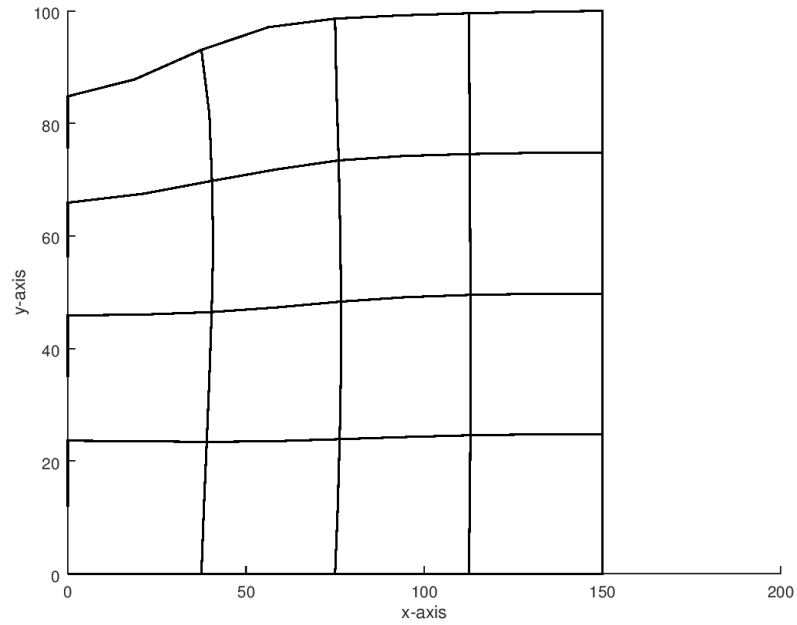
Deney grubu-3 için Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.15’de gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_S=850$ N, $\delta_{maks}=2.1360$ mm, ve $M_{maks}=368.3$ Nmm olarak elde edilmiştir. Elde edilen P_S değeri deneysel ön-batma yüküne yakın ve analitik batma yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} değerlerinin arasında bir değerdir. Ayrıca, sadece köpük çekirdeğin yaklaşık 475 N düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

$P_S=850$ N yük için deneylerde ölçülen maksimum ortalama deplasman değeri yaklaşık olarak $\delta_{maks}=4.9$ mm dir. Bu değer sayısal model ile elde edilmiş olan değerden çok yüksektir. Deney grubu-3 için kirişte geometrik ve malzeme açısından nonlinearite etkilerinin ihmal edilemeyecek kadar yüksek olması sebebiyle bu deney grubu için iyi netice alınamadığı söylenebilir. Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da sunulmuştur. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’den de görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür.

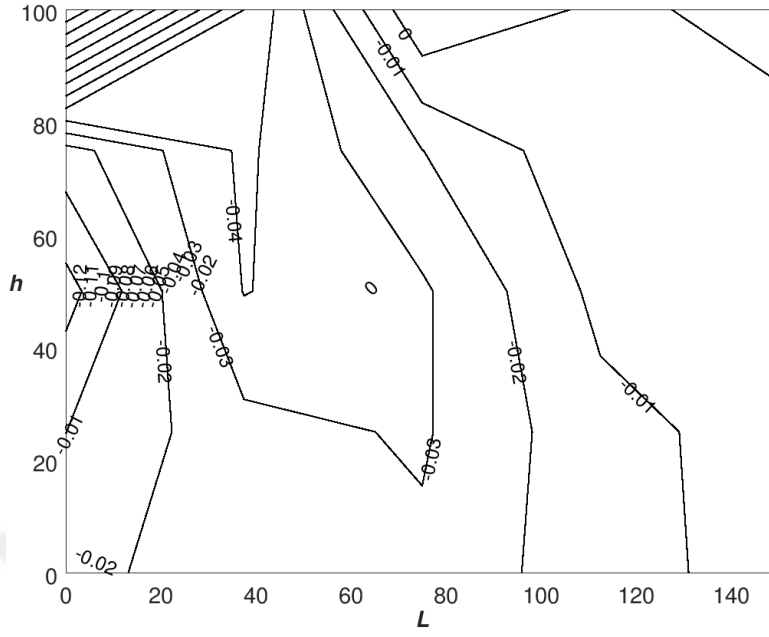
Şekil 4.20’de $P_S=850$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve lineer gerilme dağılımının Şekil 4.19’da gösterilen nonlinear gerilme dağılımından farklı olduğu gösterilmiştir.



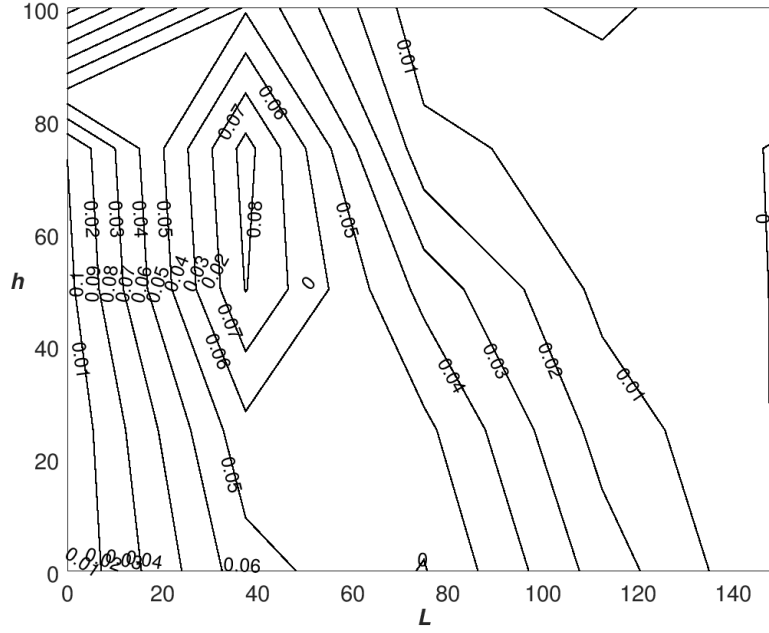
Şekil 4.15. Deney grubu-3 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)



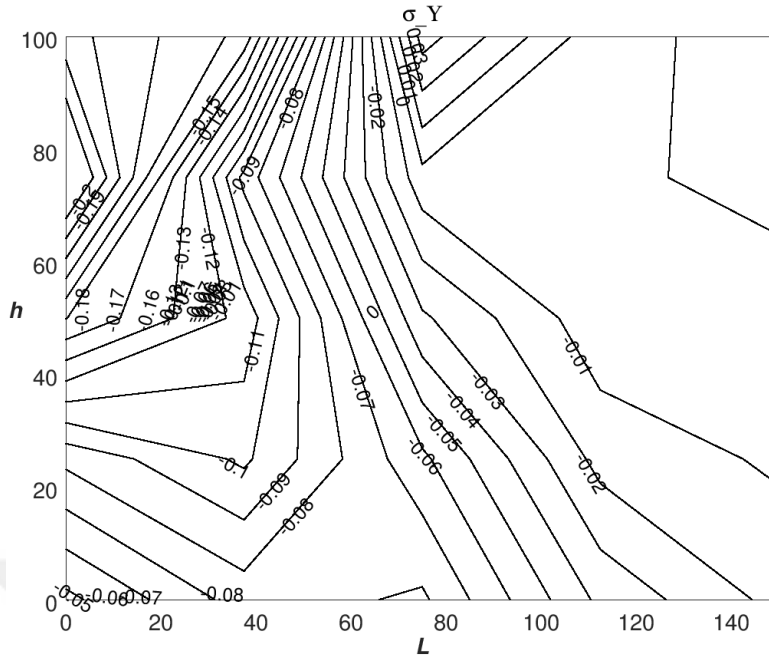
Şekil 4.16. Deney grubu-3 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 10 misli artırılmıştır)



Şekil 4.17. Deney grubu-3 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_S=850$ N)



Şekil 4.18. Deney grubu-3 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_S=850$ N)



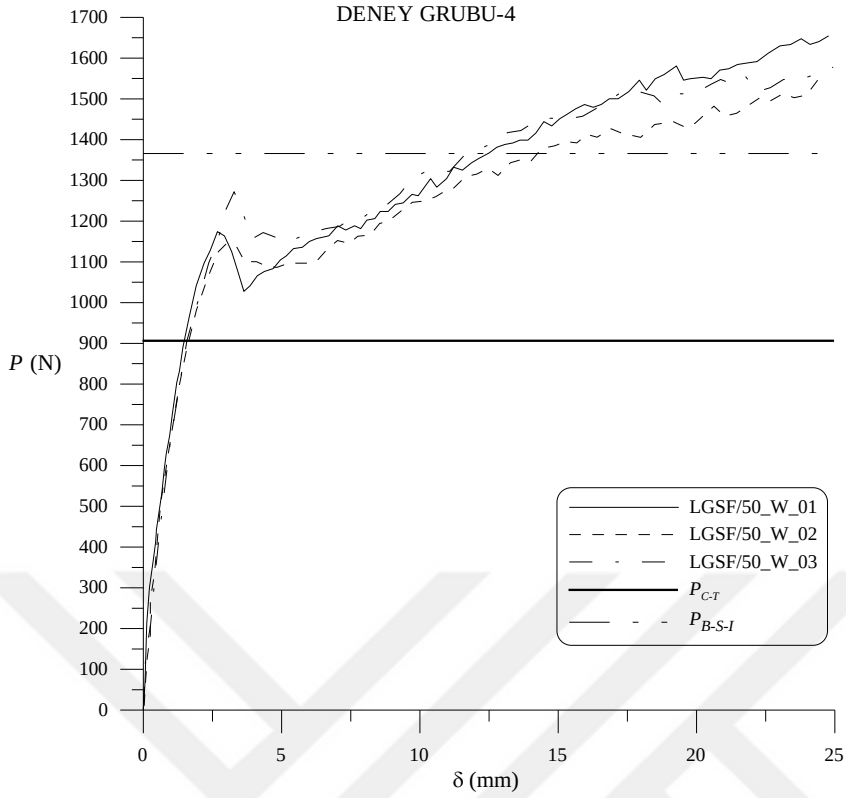
4.4. Deney Grubu-4

Deney grubu-4 için Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.21’de gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_S=950$ N, $\delta_{maks}=2.7223$ mm, ve $M_{maks}=13353.3$ Nmm olarak elde edilmiştir. Bu deney grubu için sayısal model ile ön-batmanın dış yüzde akma olmadan önce ve köpük çekirdeğin göçmesi ile oluştuğu anlaşılmaktadır. Elde edilen P_S değeri deneysel ön-batma yüküne yakın ve analitik batma yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} değerlerinin arasında bir değerdir. Ayrıca, sadece köpük çekirdeğin yaklaşık 275 N düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

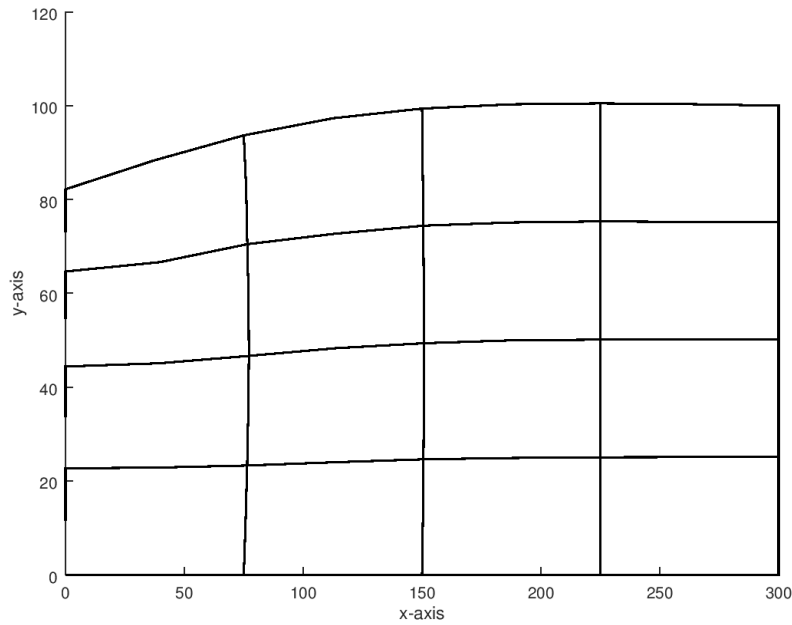
$P_S=950$ N yük için δ_{maks} değeri deneylerden elde edilmiş olan ortalama değer $\delta_{maks}=2.45$ mm dir. Bu değer deney gurubu-4 için gözlemlendiği şekilde sayısal model ile elde edilmiş olan değerden yaklaşık %10 kadar düşüktür. Ancak, sayısal model ile deney neticeleri arasındaki uyumun ince dış yüzölçümlere kıyasla çok daha iyi olduğu görülmüştür. Bunun temel sebebinin katmanlı yüzün eğilme rijitliğinin ince dış yüzün eğilme rijitliğinden daha yüksek olması sebebiyle deplasmanların daha az olması ve geometrik nonlinearitenin etkisinin azalmasıdır. Deney grupları 5 ve 6 için de benzer netice elde edilmesi beklenmektedir.

Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25’de sunulmuştur. Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’den de görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür.

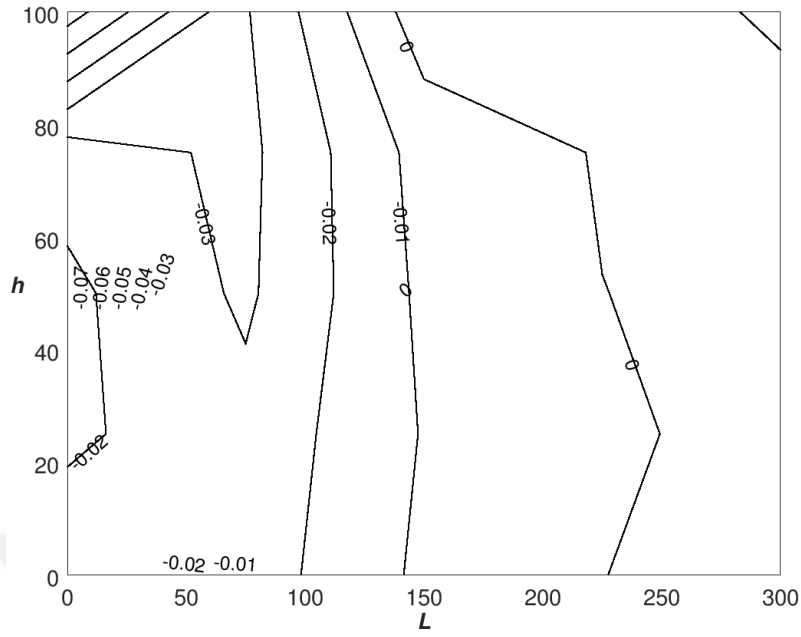
Şekil 4.26’da $P_S=950$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve lineer gerilme dağılımının Şekil 4.25’te gösterilen nonlinear gerilme dağılımından farklı olduğu gösterilmiştir.



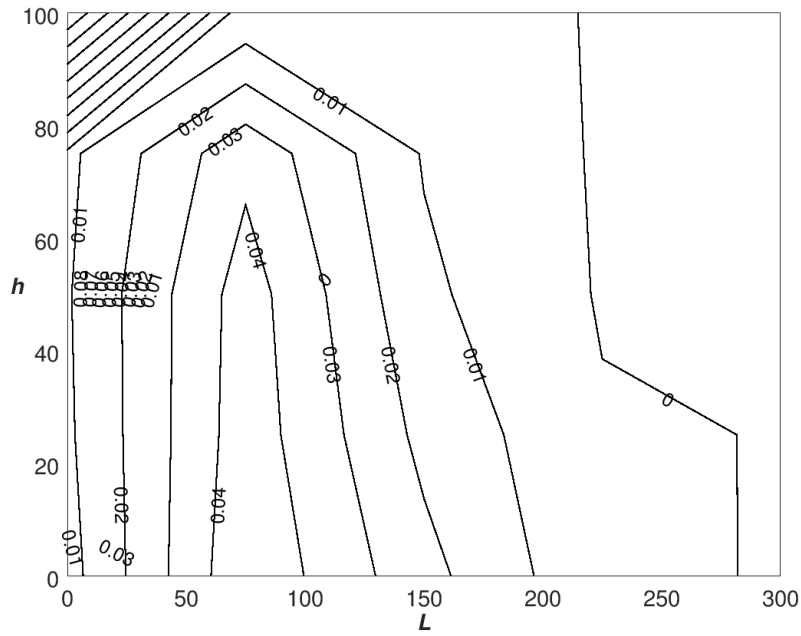
Şekil 4.21. Deney grubu-4 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)



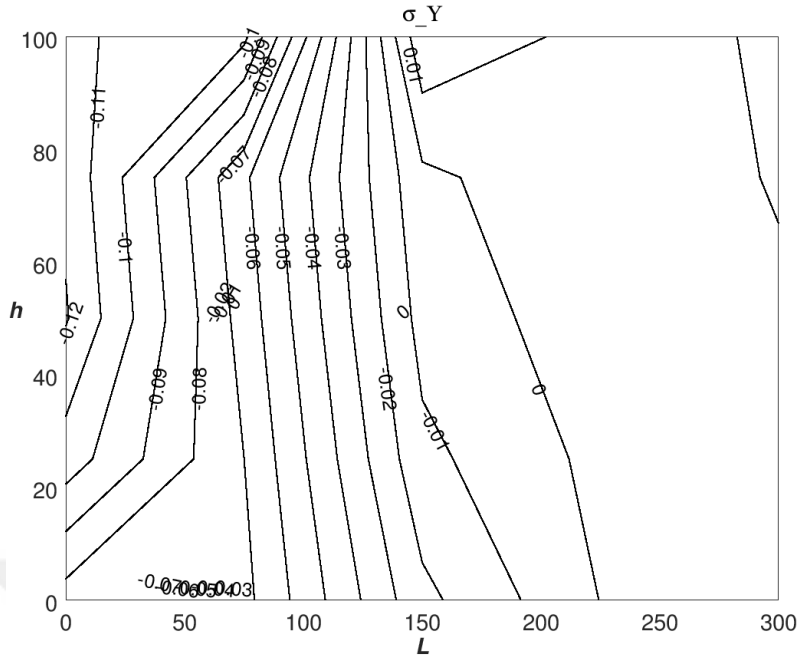
Şekil 4.22. Deney grubu-4 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 5 misli artırılmıştır)



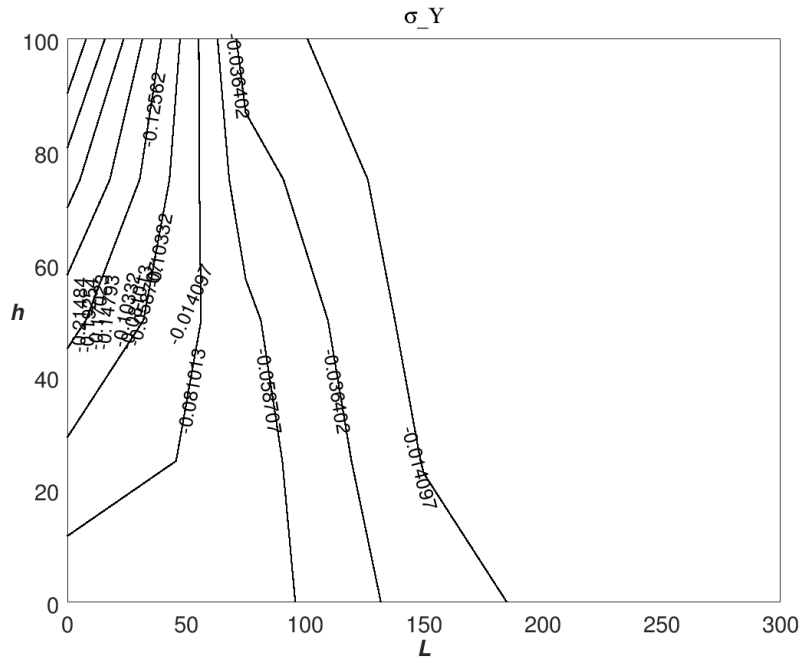
Şekil 4.23. Deney grubu-4 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s = 950$ N)



Şekil 4.24. Deney grubu-4 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s = 950$ N)



Şekil 4.25. Deney grubu-4 için nonlinear σ_y dağılımı ($P_s = 950$ N)



Şekil 4.26. Deney grubu-4 için linear σ_y dağılımı ($P_s = 950$ N)

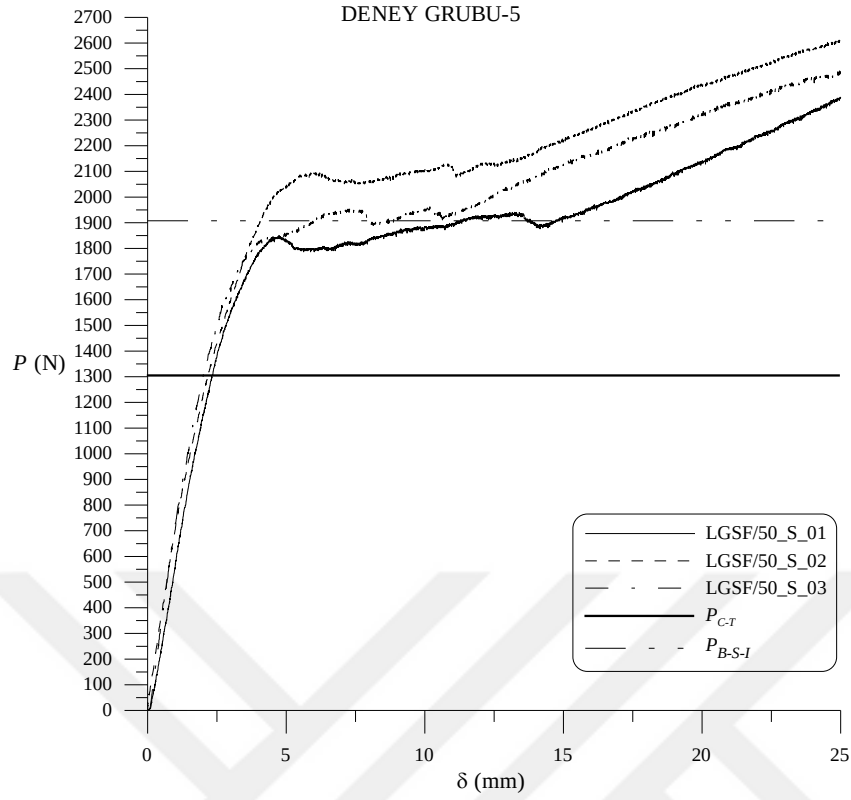
4.5. Deney Grubu-5

Deney grubu-5 için Cagdas ve Taskin (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.27’de gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_S = 1200$ N, $\delta_{maks} = 2.3584$ mm, ve $M_{maks} = 13580$ Nmm olarak elde edilmiştir. Sayısal model bu deney grubu için göçmenin dış yüzün akması ile oluşacağını göstermektedir. Elde edilen P_S değeri deneysel ön-batma yükünden ve analitik batma yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} değerlerinden düşük bir değerdir. Ayrıca, sadece köpük çekirdeğin yaklaşık 475 N düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

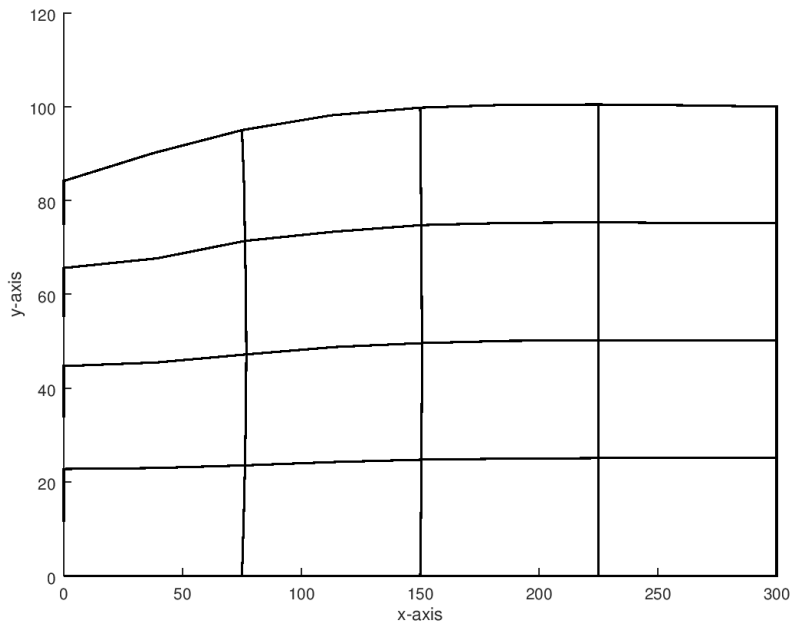
$P_S = 1200$ N yük için δ_{maks} değeri deneylerden elde edilmiş olan ortalama değer $\delta_{maks} = 2.38$ mm dir. Bu değer sayısal model ile elde edilmiş olan değere yakındır. Deney grubu-4 için de olduğu gibi, sayısal model ile deney neticeleri arasındaki uyumun ince dış yüzölçümlere kıyasla çok daha iyi olduğu görülmüştür. Bunun temel sebebinin katmanlı yüzün eğilme rijitliğinin ince dış yüzün eğilme rijitliğinden daha yüksek olması sebebiyle deplasmanların daha az olması ve geometrik nonlineeritenin etkisinin azalmasıdır. Deney grubu 6 için de benzer netice elde edilmesi beklenmektedir.

Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.29, Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’de sunulmuştur. Şekil 4.29 ve Şekil 4.30’dan da görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür.

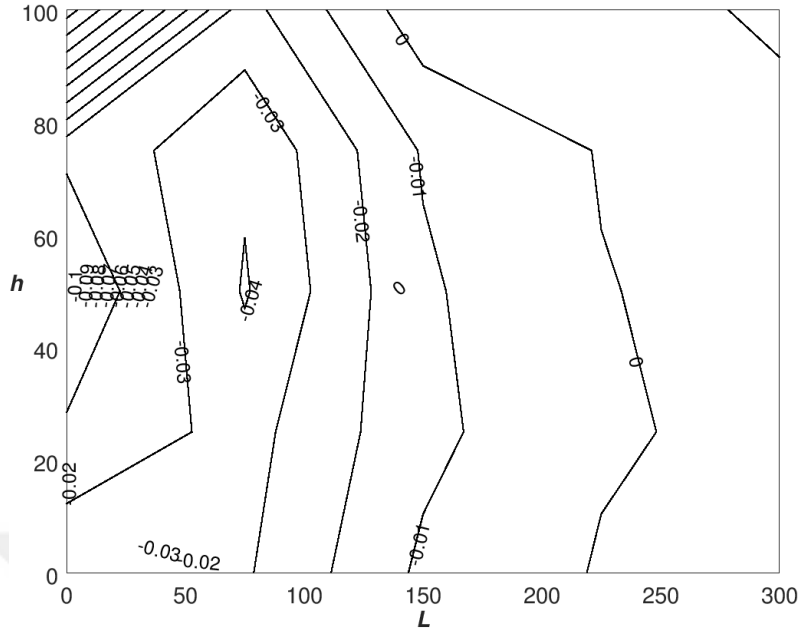
Şekil 4.32’de $P_S = 1200$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve lineer gerilme dağılımının Şekil 4.31’de gösterilen nonlinear gerilme dağılımından farklı olduğu gösterilmiştir.



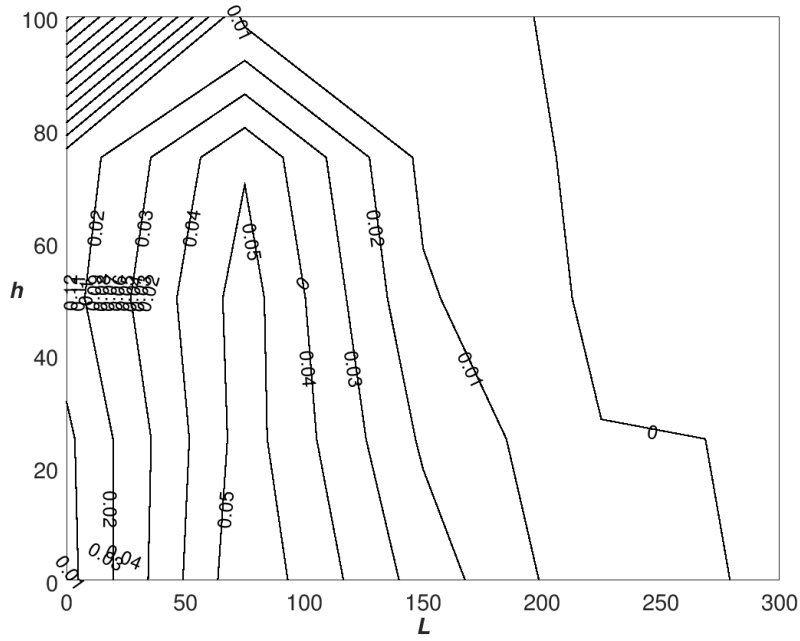
Şekil 4.27. Deney grubu-5 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)



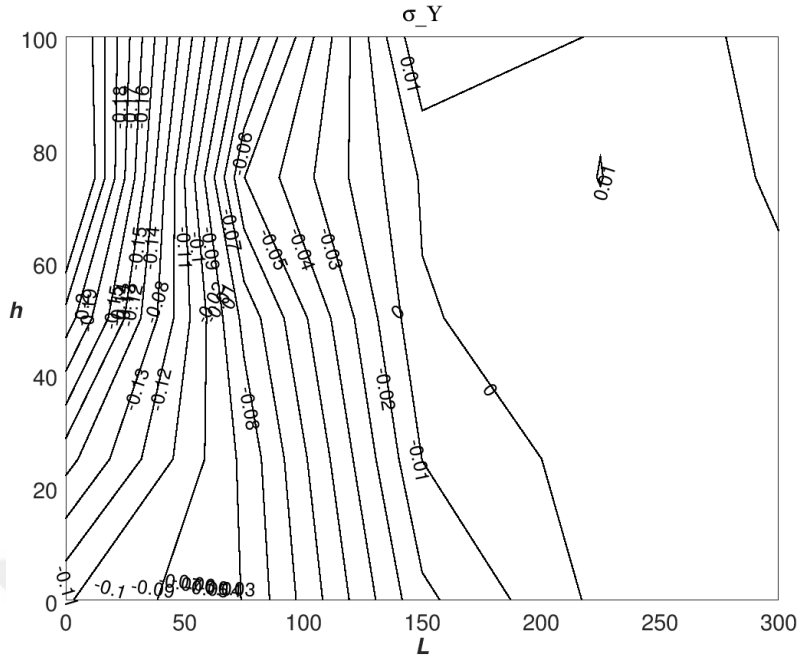
Şekil 4.28. Deney grubu-5 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 5 misli artırılmıştır)



Şekil 4.29 Deney grubu-5 için nonlineer σ_x dağılımı ($P_s=1200$ N)



Şekil 4.30. Deney grubu-5 için nonlineer τ_{xy} dağılımı ($P_s=1200$ N)



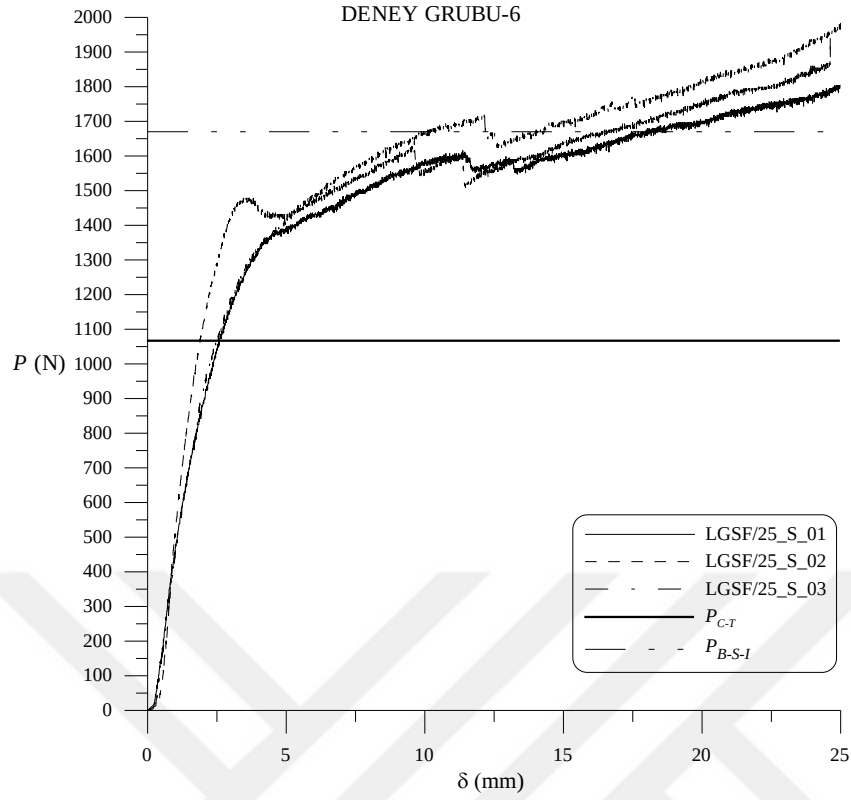
4.6. Deney Grubu-6

Deney grubu-6 için Cagdas ve (2018) tarafından sunulmuş olan veriler Şekil 4.33’de gösterilmektedir. Sayısal model ile $P_s=900$ N, $\delta_{maks}=2.1372$ mm, ve $M_{maks} = 13814$ Nmm olarak elde edilmiştir. Sayısal model bu deney grubu için göçmenin dış yüzün akması ile oluşacağını göstermektedir. Elde edilen P_s değeri deneysel ön-batma yükünden ve analitik batma yükleri P_{C-T} ve P_{B-S-I} değerlerinden düşük bir değerdir. Ayrıca, sadece köpük çekirdeğin yaklaşık 237.5 N düşey yük taşıyabileceğini de not ediniz.

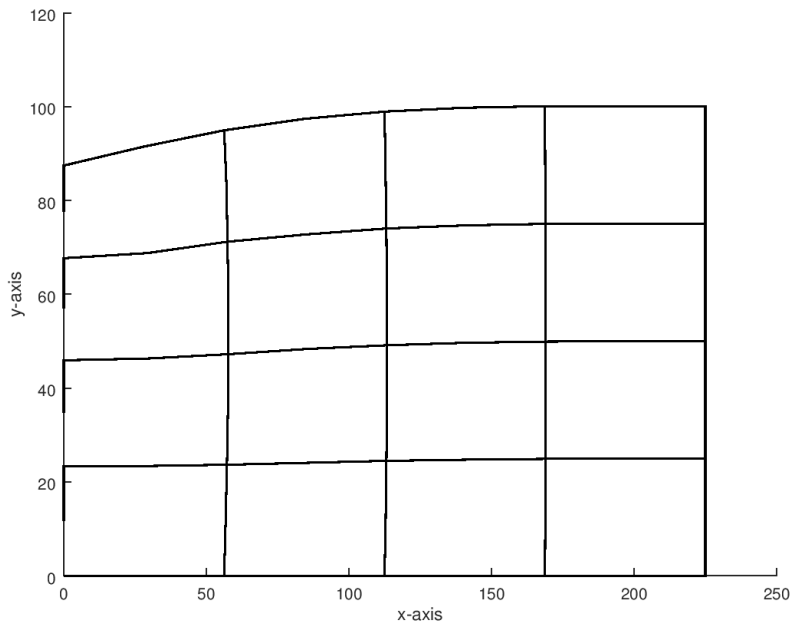
$P_s=900$ N yük için δ_{maks} değeri deneylerden elde edilmiş olan ortalama değer $\delta_{maks}=2.13$ mm dir. Deney gurubu-5 için gözlemlendiği şekilde sayısal model ile elde edilmiş olan değer deneysel ortalama deplasman değerine çok yakındır. Ayrıca, deney grupları 4 ve 5 için de olduğu gibi, sayısal model ile deney neticeleri arasındaki uyumun ince dış yüzülü numunelere kıyasla çok daha iyi olduğu görülmüştür. Bunun temel sebebinin katmanlı yüzün eğilme rijitliğinin ince dış yüzün eğilme rijitliğinden daha yüksek olması sebebiyle deplasmanların daha az olması ve geometrik ve malzeme açısından nonlinearitenin etkisinin azalmasıdır.

Sayısal model ile elde edilmiş olan nonlinear σ_x , τ_{xy} , ve σ_y gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 4.35, Şekil 4.36 ve Şekil 4.37’de sunulmuştur. Şekil 4.35 ve Şekil 4.36’dan da görülebileceği üzere düğümlerdeki σ_x , ve τ_{xy} değerleri çok düşüktür.

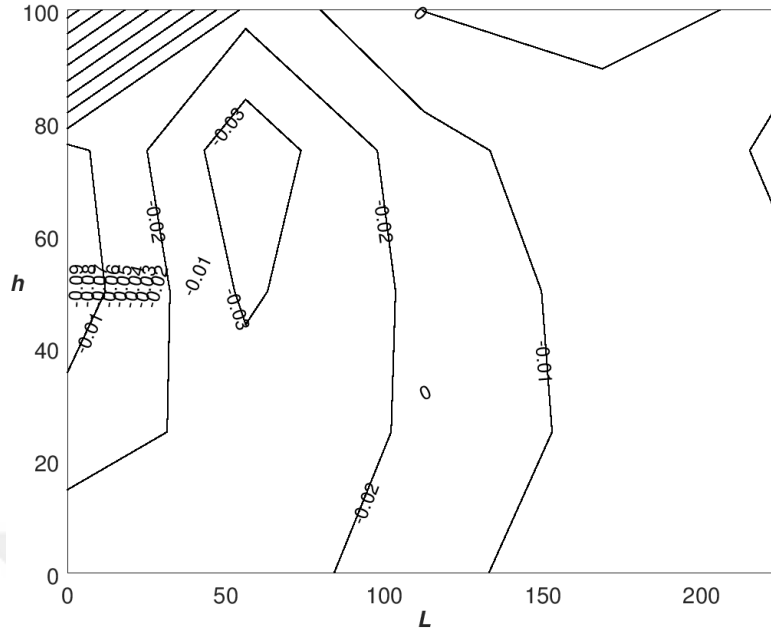
Şekil 4.38’de $P_s=900$ N için lineer model ile elde edilmiş σ_y gerilme dağılımı sunulmuş ve lineer gerilme dağılımının Şekil 4.37’de gösterilen nonlinear gerilme dağılımından çok farklı olduğu gösterilmiştir.



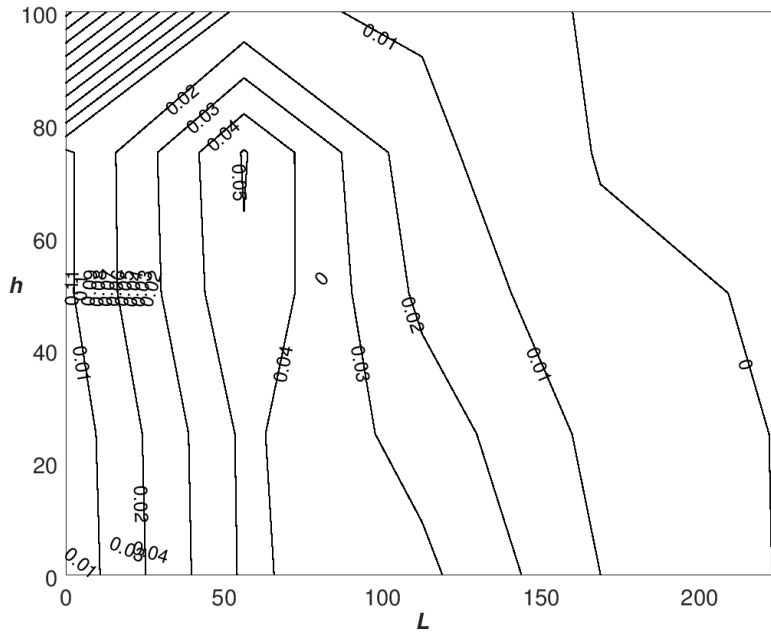
Şekil 4.33. Deney grubu-6 için neticeler; Cagdas ve Taskin (2018)



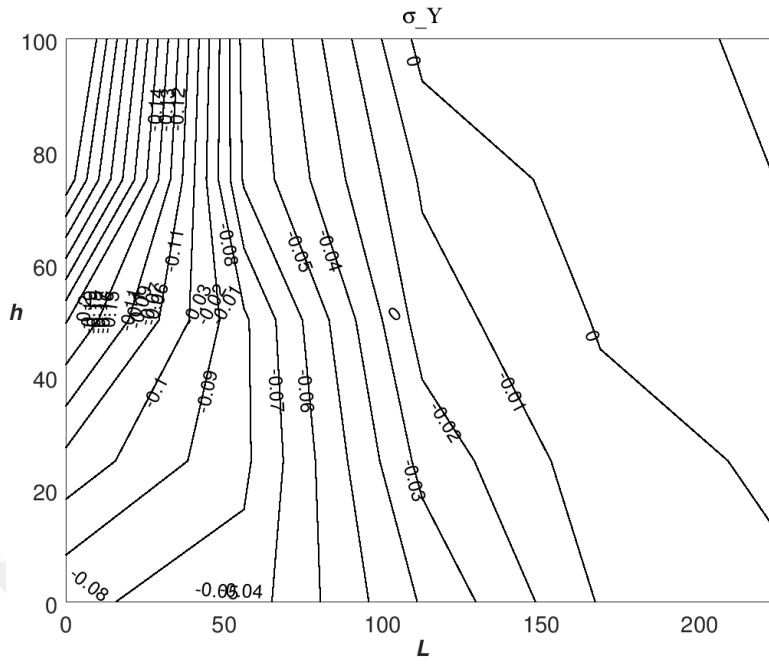
Şekil 4.34. Deney grubu-6 için deforme olmuş geometri (deplasmanlar 5 misli artırılmıştır)



Şekil 4.35. Deney grubu-6 için nonlinear σ_x dağılımı ($P_s=900$ N)



Şekil 4.36. Deney grubu-6 için nonlinear τ_{xy} dağılımı ($P_s=900$ N)



5. SONUÇLAR

Toplam Lagrange formülasyonunu temel alan yaklaşık bir nonlinear sonlu elemanlar modeli yapılmış ve elde edilen sayısal neticeler literatürde bulunan deneysel ve analitik neticeler ile mukayeseli olarak sunulmuştur. Dış yüzde plastik mafsalin ilk oluştuğu yük düzeyinin yaklaşık olarak belirlenmesi amaçlanmıştır.

Deneylerden elde edilen değerler ile sayısal modelden elde edilmiş sonuçlar karşılaştırıldığında bulunan deplasman değerleri arasında;

1. deney grubu için %9.8,
2. deney grubu için %13.7,
3. deney grubu için %129 (Kiriş elemanında geometrik ve malzeme açısından nonlinearite etkilerinin ihmal edilemeyecek kadar yüksek olması sebebiyle bu deney için iyi netice alınamadığı söylenebilir.),
4. deney grubu için %9.9,
5. deney grubu için %0.8,
6. deney grubu için %0.3

oranlarında fark oluştuğu gözlemlenmiştir.

İnce galvanizli sac yüzölçümlü numunelerde kiriş elemanında nonlinearitenin göz önünde bulundurulmamasına bağlı olarak hata oranının deplasmanların artmasıyla arttığı gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, elde edilen ilk katman göçme yüklerinin özellikle iki deney grubu için deney neticeleri ile iyi uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Katmanlı galvanizli sac/mdf yüzölçümlü numunelerde ise dış yüz eğilme rijitliğinin yüksek olması sebebiyle deplasmanların daha düşük düzeyde olduğu ve hatanın deney grupları 4, 5, ve 6 için deney grupları 1, 2, ve 3'e kıyasla çok düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Özetle, yapılan bu araştırma sandviç panellerin indentasyon yüklerinin tespiti bakımından önemli veriler içermektedir. Araştırmaya tabi tutulan her bir numunede tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmalarla sandviç panellerin yapı ve inşaat sektöründe kullanımına katkı sağlaması amaçlanmıştır.

İleride bu modelin daha da geliştirilmesi ve kompozit numuneler üzerinde yapılacak olan batma deneylerinin modellenmesinde kullanılması planlanmaktadır. Bunun için öncelikli olarak kiriş elemanı nonlinear formülasyonu da yapılmalıdır. Ayrıca malzeme özelliklerinin daha hassas olarak belirlenebilmesi gerekmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Abot JL, Daniel IM and Gdoutos EE. 2002. Contact law for composite sandwich beams. *J Sand Struct Mat*, 4 (2): 157-173.
- Abrate S. 2008. Criteria for yielding or failure of cellular materials. *J Sand Struct Mat*, 10 (1): 5-51.
- Ashby MF, Evans T, Fleck NA, et al. 2000. *Metal foams: a design guide*. 1st ed. Woburn: Elsevier, p.117.
- Bart-Smith H, Hutchinson JW and Evans AG. 2001. Measurement and analysis of the structural performance of cellular metal sandwich construction. *Int J Mech Sci*, 43 (8): 1945-1963.
- Bathe, Klaus-Jürgen. 2006. *Finite element procedures*. Klaus-Jurgen Bathe.
- Bayraktar, H.H., Gupta, A., Kwon, R.Y., Papadopoulos, P. and Keaveny, T.M. 2004. The Modified Super-ellipsoidal Yield Criterion for Human Trabecular Bone, 2005. *Journal of Biomechanical Engineering*, 126(6): 677–684.
- Berthelot JM and Lolive É. 2002. Non-linear behaviour of foam cores and sandwich materials, Part 1: Materials and modelling. *J Sand Struct Mat*, 4(3): 219-247.
- Cagdas IU, Taskin M. A 2018. Modified analytical expression to determine the quasi-static pre-indentation loads of metal-faced sandwich beams. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, doi. 1099636218785829.
- Chen C, Harte AM and Fleck NA. 2001. The plastic collapse of sandwich beams with a metallic foam core. *Int J Mech Sci*, 43(6): 1483-1506.
- Daniel IM, Abot JL and Wang KA. 1999. Testing and analysis of composite sandwich beams. In: Proceedings of the 12th International Conference on Composite Materials, Paris, France, paper no. 1308. Europe: ICCM.
- Daniel IM, Gdoutos EE, Wang KA, et al. 2002. Failure modes of composite sandwich beams. *Int J Damage Mech*, 11(4): 309-334.
- Davies JM. 2008. *Lightweight sandwich construction*. John Wiley & Sons
- Frostig Y and Baruch M. 1993. High-order buckling analysis of sandwich beams with transversely flexible core. *J Eng Mech*, 119(3): 476-495.
- Frostig Y and Baruch M. 1996. Localized load effects in high-order bending of sandwich panels with flexible core. *J Eng Mech*, 122(11): 1069-1076.
- Frostig Y, Baruch M, Vilnay O, et al. 1992. High-order theory for sandwich-beam behavior with transversely flexible core. *J Eng Mech*, 118(5): 1026-1043.
- FYL2016-2414 kod'lu Akdeniz Üniversitesi BAP Raporu, No: 2414 (yayınlanmamış), Antalya.
- Gdoutos E and Daniel IM. 2008. Failure modes of composite sandwich beams. *Int J Theor Appl Mech*, 35(1-3): 105-118.
- Hekim, U., 2018. İnce Metal Yüzlü Sandviç Kirişlerde Batma Yüklerinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Ünivesitesi, Antalya.

- Hetenyi M. 1946. Beams on elastic foundation. Ann Arbor: *University of Michigan Press*.
- Hinton E and Owen DP. 1977. Finite element programming. *Academic Press*.
- Lolive É and Berthelot JM. 2002. Non-linear behaviour of foam cores and sandwich materials, part 2: indentation and three-point bending. *J Sand Struct Mat*, 4(4): 297-352.
- McCormack TM, Miller R, Kesler O, et al. 2001. Failure of sandwich beams with metallic foam cores. *Int J Solid Struct*, 38(28): 4901-4920.
- Mohan K, Hon YT, Idapalapati S, et al. 2005. Failure of sandwich beams consisting of alumina face sheet and aluminum foam core in bending. *Mater Sci Eng*, 409(1): 292-301.
- Mohan K, Yip TH, Sridhar I, et al. 2007. Effect of face sheet material on the indentation response of metallic foams. *J Mater Sci*, 42(11): 3714-3723.
- Navarro P, Abrate S, Aubry J, Marguet S, Ferrero JF. 2013. Analytical modeling of indentation of composite sandwich beam. *Composite Structures*, 30;100:79-88.
- Pitarresi G and Amorim J. 2011. Indentation of rigidly supported sandwich beams with foam cores exhibiting non-linear compressive behaviour. *J Sand Struct Mat*, 13(5): 605-636.
- Qin QH, Zhang JX, Wang ZJ, Li HM, Dan GU. 2014. Indentation of sandwich beams with metal foam core. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 24(8):2440-6.
- Sha JB and Yip TH. 2004. In situ surface displacement analysis on sandwich and multilayer beams composed of aluminum foam core and metallic face sheets under bending loading. *Mater Sci Eng*, 386(1): 91-103.
- Shipsha A, Hallström S and Zenkert D. 2003. Failure mechanisms and modelling of impact damage in sandwich beams-a 2D approach: part I-experimental investigation. *J Sand Struct Mat*, 5(1): 7-31.
- Soden PD. 1996. Indentation of composite sandwich beams. *J Strain Analysis Eng Design*, 31(5): 353-360.
- Steeves CA and Fleck NA. 2004. Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part I: analytical models and minimum weight design. *Int J Mech Sci*, 46(4):561-583.
- Steeves CA and Fleck NA. 2004. Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part II: experimental investigation and numerical modelling. *Int J Mech Sci*, 46(4): 585-608.
- Steeves CA and Fleck NA. 2004. Material selection in sandwich beam construction. *Scripta Mater*, 50(10): 1335-1339.
- Thomsen OT and Frostig Y. 1997. Localized bending effects in sandwich panels: photoelastic investigation versus high-order sandwich theory results. *Compos Struct*, 37(1): 97-108.

- Triantafillou TC and Gibson LJ. 1987. Failure mode maps for foam core sandwich beams. *Mater Sci Eng*, 95: 37-53.
- Triantafillou TC and Gibson LJ. 1987. Minimum weight design of foam core sandwich panels for a given strength. *Mater Sci Eng*, 95: 55-62.
- Xiao D, Mu L and Zhao G. 2015. Indentation response of sandwich panels with positive gradient metallic cellular core. *J Sand Struct Mat*, 17(6): 597-612.
- Zenkert D, Shipsha A and Persson K. 2004. Static indentation and unloading response of sandwich beams. *Compos B Eng*, 35(6): 511-522.
- Zhang J, Qin Q, Ai W, et al. 2016. Indentation of metal foam core sandwich beams: experimental and theoretical investigations. *Exp Mech*, 56(5): 771-784.



ÖZGEÇMİŞ

İSMAİL SELÇUK YILMAZ
ismailselcukyilmaz@gmail.com



ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2015-	Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Antalya
Lisans 1998-2002	Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Isparta

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

İnşaat Mühendisi 2016- Devam Ediyor	Vektör Proje Mimarlık Mühendislik Dan. İnş. San. ve Tic. Ltd. Şti. Antalya
--	--