

## ELİPSOİT PETEK YAPILI SANDVIÇ YAPILARIN BURKULMA DİRENÇLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

**Murat Yavuz SOLMAZ<sup>1</sup>, Tolga TOPKAYA<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>[mysolmaz@firat.edu.tr](mailto:mysolmaz@firat.edu.tr) Fırat Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 23119 Elazığ

<sup>2</sup>[tolga.topkaya@batman.edu.tr](mailto:tolga.topkaya@batman.edu.tr) Batman Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 72080 Batman

### ÖZET

Bu çalışmada, elipsoit petek yapılı sandviç yapıların kritik burkulma yükleri deneysel ve sayısal olarak tespit edilmeye çalışılmıştır. Çalışmada alüminyum ve bakır olmak üzere 2 farklı petek malzemesi ve 6 farklı petek boyutu kullanılarak 12 farklı sandviç numune elde edilmiş ve deneysel olarak kritik burkulma yükleri tespit edilmiştir. Ayrıca ANSYS 12 programı kullanılarak her bir numunenin modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar metodu ile Eigen Buckling analizleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalar neticesinde, farklı petek malzemesinin ve farklı hücre boyutunun kritik burkulma yüküne etkisi tespit edilmiş ve karşılaştırılarak sunulmuştur.

**Anahtar Sözcükler:** Petek yapılar, Burkulma direnci, Kritik burkulma yükü, Ansys.

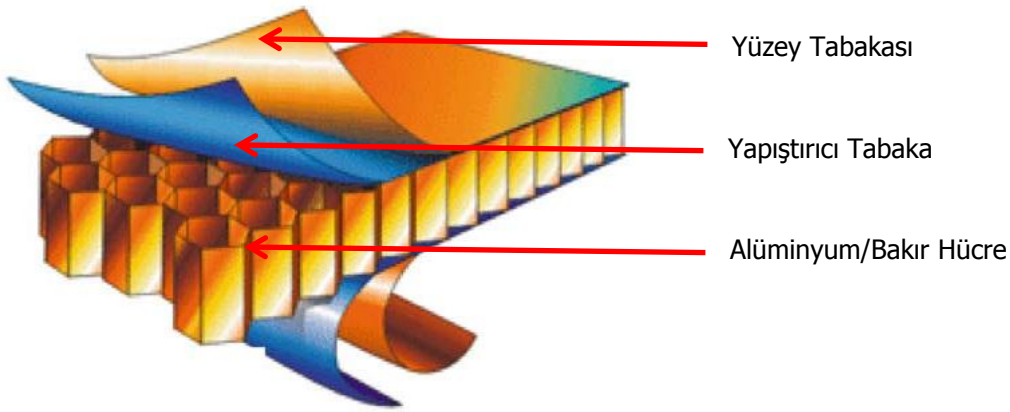
### ABSTRACT

In this study, the critical buckling loads of ellipsoid honeycomb sandwich structures have been determined experimentally and numerically. In study, using 2 different honeycomb materials, including aluminum and copper, and 6 different honeycomb size were obtained. 12 different sandwich specimens and the critical buckling loads were determined experimentally. In addition, a sample of each model was created using ANSYS 12.0 package program and Eigen Buckling analysis performed. As a result of the experimental and numerical studies, the effects of different honeycomb materials and different honeycomb size on the critic buckling load have been identified and have been compared.

**Keywords:** Honeycomb structures, Buckling resistance, Critical buckling load, Ansys.

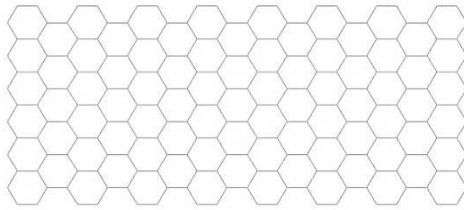
## 1. GİRİŞ

Bal peteği sandviç yapılar ince ve sert plakaların arasına kalın hücre yapılarının yerleştirilmesiyle oluşturulur. Plakalar ile bal peteği hücreleri arasındaki bağlantı yapıştırıcı ile sağlanır (şekil 1). Bal peteği yapılar düşük ağırlık, yüksek eğilme sertliği ile tanımlanmalarının yanında çekme ve eğilme gibi klasik yüklere karşı da emniyetle kullanılırlar. Yüksek enerji absorpsiyonu sağlamak amacıyla farklı hücre yapıları kullanılmaktadır. Bunların başlıcaları Şekil 2 de verilmiştir. Bal peteği kompozitlerin yüksek yüklemelerin olduğu şartlarda geleneksel malzemelerin yerine kullanımı gün geçtikçe artmaktadır [1].

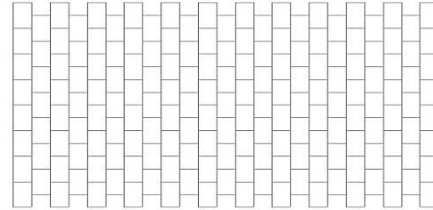


Şekil 1. Bal peteği sandviç plaka yapısı

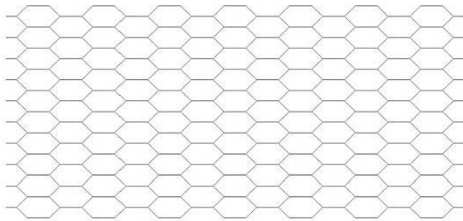
Bal peteği yapılarında hücre boşlukları kütleyi azaltırken sertlik ve enerji absorpsiyonu özelliklerinde düşme görülmez. Düşük maliyetle sağlanan kütle azalması başta havacılık, uzay ve otomotiv gibi sektörlerin etkisiyle bal peteği yapılar gelişimini sürdürmüştür. Bu malzemelerin farklı sektörlerde kullanılabilmesi için mekanik özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Herhangi bir şart için kompozit plakanın mekanik özelliklerinin belirlenmesi matematiksel ve deneysel metotlarla mümkündür [2].



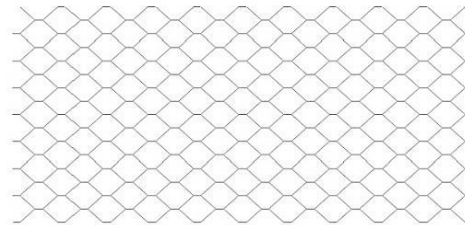
Altıgen petekli yapı



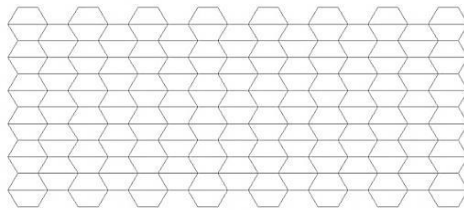
Aşırı uzatılmış petekli yapı



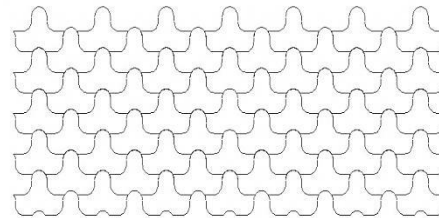
Az uzatılmış petekli yapı



Kare petekli yapı



Takviye edilmiş altıgen petekli yapı



Flex petekli yapı

Şekil 2. Hücre yapıları

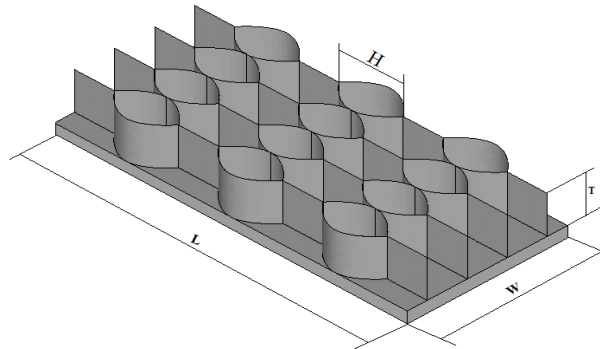
Miller ve diğerleri, 8 farklı hücre yapısının burkulma dayanımına etkisini deneysel ve sayısal olarak hesaplamıştır. Geleneksel modelin, oluşturdukları girintili modelden %13 daha az burkulma direncine sahip olduğunu tespit etmişlerdir[3]. Giglio ve diğerleri alüminyum yüzey tabakalarından ve nomex hücrelerden oluşan petek yapıları sandviç kompozitlerin dayanımını üç nokta eğilme testi yöntemi ile deneysel ve sayısal olarak tespit etmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması yük-şekil değişimi eğrilerinin yanı sıra yükleme işlemi boyunca oluşan hücre ezilmelerinin detaylandırılmış fotoğraflık görüntülerin karşılaştırılması ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında enerji absorpsiyonu açısından % 1,8, maksimum yük açısından ise % 0,29 fark tespit eden araştırmacılar sayısal yük-şekil değiştirme eğrisi ile deneysel yük-şekil değiştirme eğrisinin benzer eğilim gösterdiğini rapor etmiştir [4]. Belouettar ve diğerleri aramid fiberlerden ve alüminyum hücrelerden oluşmuş bal peteği kompozit yapıların statik yük altında dayanımlarını ve yorulma davranışlarını dört nokta eğilme testi ile deneysel olarak araştırmıştır. Sertliğin azalmaya başlamasıyla hücre yapısında hasar meydana geldiğini tespit eden araştırmacılar oluşturdukları alüminyum L modelinin yapısal ömür açısından daha uygun olduğunu bildirmişlerdir [5]. Belingardi ve diğerleri bal peteği sandviç kompozitlerin yorulma davranışını dört nokta eğilme testiyle araştırmıştır. Yorulma testlerinin sonucunda hasarsız modellerin ömrü  $10^6$  değerine ulaşmıştır[6]. Jen ve diğerleri Alüminyum petek yapılarının eğilme yorulması mukavemetine yüzey tabakaları ile hücreleri birleştirmekte kullanılan yapıştırıcı miktarının etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Lokal gerilme bölgelerini tespit etmek için sonlu elemanlar metodu kullanan araştırmacılar deneysel çalışmalar sonucunda yüzey tabakaları ile petek hücreleri arasındaki ayrılmanın yorulma hasarının temel sebebi olduğunu tespit etmiştir. Bu tespite paralel olarak deneysel sonuçlar kullanılan yapıştırıcı miktarının artmasının yorulma mukavemetinin artmasına yol açtığını göstermiştir [7].

Bu çalışmanın amacı, elipsoit kesitli petek yapıların burkulma dirençleri üzerine petek malzemesinin ve petek boyutunun etkisini tespit etmektir. Bu amaçla bakır ve alüminyum olmak üzere iki farklı petek malzemesi ve 6 farklı petek boyutunda üretilen numunelerin deneysel ve sayısal olarak kritik burkulma yükleri tespit edilmiş ve elde edilen sonuçlar literatürdeki farklı petek yapılarla karşılaştırılarak sunulmuştur.

## 2. MALZEME VE YÖNTEM

Bal peteği yapılarında hücre yapısı olarak altıgen, aşırı uzatılmış, az uzatılmış, kare, takviye edilmiş altıgen ve flex yapıların yanında yeni petek yapı türleri de denenmektedir. Gerçekleştirilen çalışmada elipsoit petek yapısı uygulanmış olup geometrik ölçüleri Şekil 3 te verilmiştir.

Oluşturulan modellerde elips açıklığı (H) ve yükseklik (T) değerleri değişken, boy (L) ve genişlik (W) değerleri ise sabit ve sırasıyla 88 ve 40 mm alınmıştır. H değeri 16 ve 22 mm ve T değeri 10, 15, 25 mm alınarak 6 farklı boyutta numune hazırlanmıştır. Çalışmada petek malzemesi olarak 0.1 ve 0.2 mm kalınlıklarda alüminyum ve bakır sac kullanılmıştır. Her iki malzemenin mekanik özellikleri Tablo 1 de verilmiştir.



Şekil 3. Oluşturulan petek yapısına ait ölçüler

Tablo 1. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri

Özellik	Alüminyum	Bakır
Yoğunluk ( $\times 1000 \text{ kg/m}^3$ )	2,7	8,93
Poisson oranı	0,33	0,34
Maksimum çekme mukavemet (Mpa)	110	210
Maksimum akma mukavemeti (Mpa)	110	210
Kayma mukavemeti (Mpa)	69	46
Elastisite modülü (Gpa)	70	110

## 2.1 Deney numunelerinin Hazırlanması

Petek yapıları üretmek için 2 farklı açıklık değerine (H) sahip kalıp hazırlanmış ve alüminyum ve bakır tabakalar bu kalıpların arasında sıkıştırılarak elips formundaki hücre yapıları elde edilmiştir. Şekil.4 de hazırlanan bu kalıplardan 22 mm açıklığa sahip erkek ve dişi kalıp gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4. 22 mm açıklığa sahip a) dişi ve b) erkek kalıp

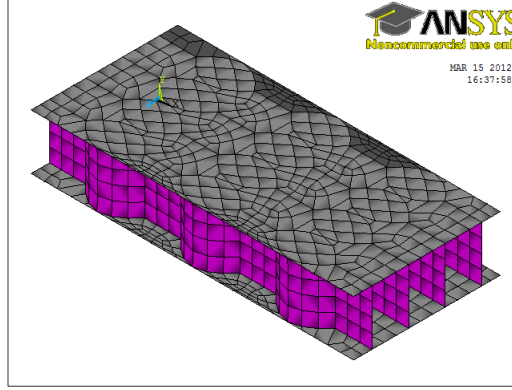
Form verilen petek yapıların üst ve altı cam fiber takviyeli polyster kompozit ile kaplanmıştır. Üretilen numunelerden 16 mm açıklığa sahip 15 mm yüksekliği olan alüminyum petek yapının alt tabakasının kompozitle kaplanmış hali Şekil.5 te verilmiştir.



Şekil.5 Alüminyum petek yapının kompozitle kaplanması (H=16mm, T=15 mm)

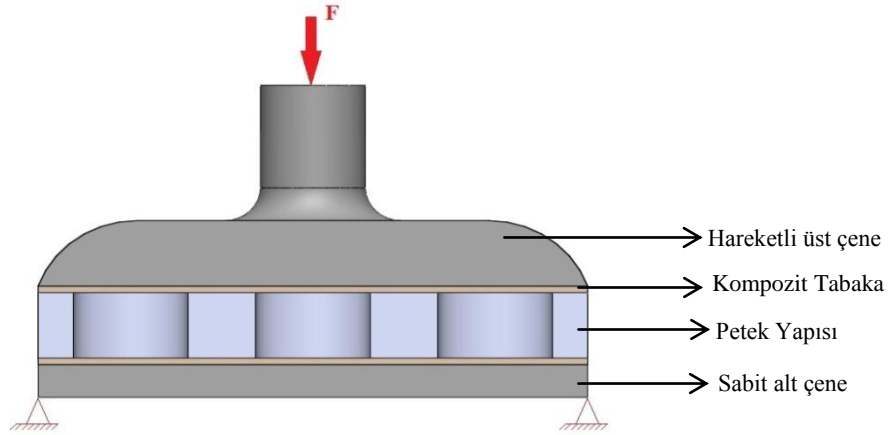
## 2.2 Sonlu Elemanlar Modellerinin Oluşturulması

Deneyel çalışma için oluşturulan numunelerle aynı özelliklere sahip modeller Ansys 14.0 [8] programı kullanılarak sayısal modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerden 16 mm açıklığına sahip 15 mm yüksekliği olan alüminyum petek yapının sonlu elemanlar modeli Şekil 6 da verilmiştir.



Şekil 6. Sayısal hesaplamalarda kullanılan sonlu elemanlar modeli (H=16mm, T=15 mm)  
( ■ :Alüminyum/Bakır Hücre ■ : Kompozit Tabaka)

Ansys programı kullanılarak oluşturulan modeller sonlu elemanlara bölünerek sınır şartlarının uygulanmasıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Deneyel çalışmayla aynı şartlara sahip olması amacıyla sayısal çalışma yapılırken alt örtü tabakası sabitlenmiş üst tabakadan ise basınç uygulanarak analizler gerçekleştirilmiştir. Sınır şartlarının uygulanışını Şekil.7 de verilmiştir.



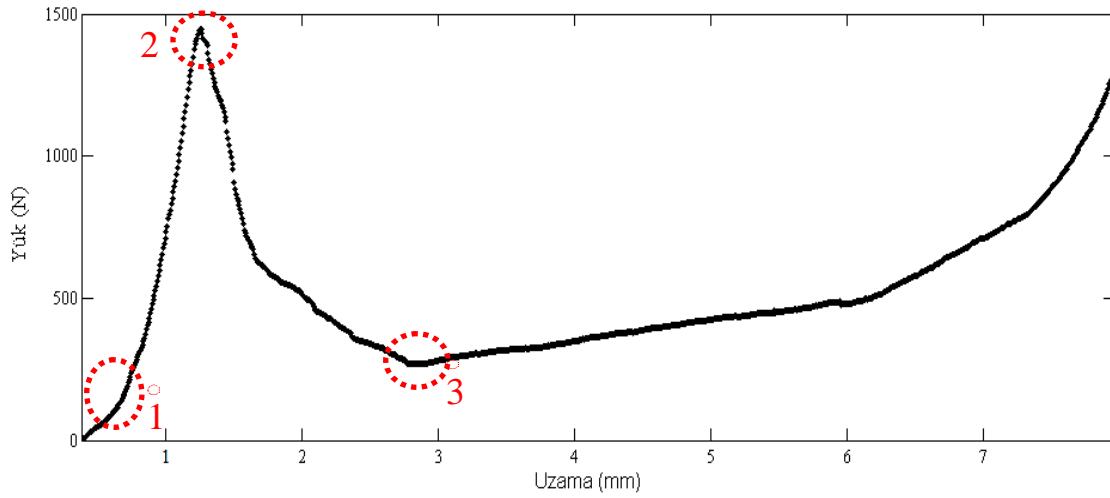
Şekil 7. Sınır Şartları

## 3. SONUÇLAR

Hücre açıklığı 16 mm ve yüksekliği 15 mm olan alüminyum petek hücreye sahip numuneye ilişkin deneyel yük-uzama grafiği Şekil 8 de verilmiştir. Grafikte 1 ile gösterilen bölge ilk yükleme sırasında kompozit malzemenin tam direnç göstermeye başladığı noktaya kadar olan geçen bölgeyi, 2 ile gösterilen bölge ise kritik burkulma yükünü ve ona karşılık gelen şekil değiştirme miktarını göstermektedir.

2 numaralı bölgenin geçilmesinin ardından petek yapılarda burkulma başlamıştır. Kritik burkulma yükünün aşılmasının ardından uygulanan yük azalmasına rağmen burkulma devam etmiş ve belirli

ezilme başlangıcına kadar enerji sönmülemeye devam etmiştir. Şekil değiştirme miktarı belirli bir değeri geçtikten sonra petek yapı iki basma çenesi arasında ezilmeye (crashing) başlamıştır. Ezilmenin başladığı an şekilde üçüncü bölgeye denk gelmektedir.



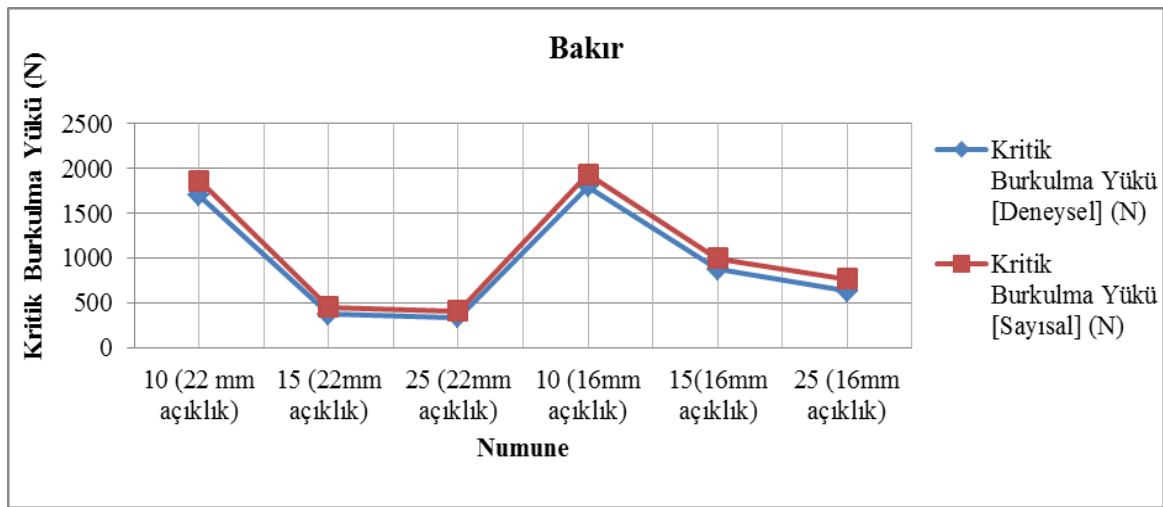
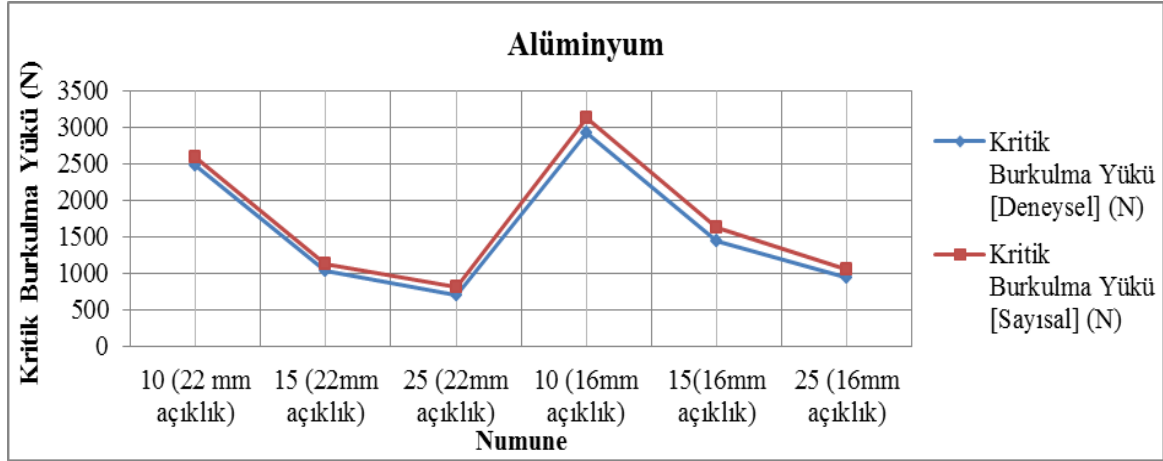
Şekil 8. H=16mm T=15 mm için yük- uzama grafiği

Alüminyum ve Bakır hücre malzemeleri için farklı hücre genişliği ve farklı hücre yüksekliğine göre ortaya çıkan kritik burkulma yükleri ve sayısal çalışma ile deneysel çalışma arasındaki yaklaşım oranları Tablo 2 de verilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışma için ortaya çıkan burkulma yük değerleri hücre yüksekliğinin ve hücre açıklığının artmasıyla artmıştır.

Tablo.2 Alüminyum ve Bakır hücre malzemeleri için deneysel ve sayısal kritik burkulma yükleri (N) ve yaklaşım oranları

Numune	Alüminyum			Bakır		
	Deneysel	Sayısal	Yaklaşım Oranı	Deneysel	Sayısal	Yaklaşım Oranı
H=16 T=10	2925,691	3121	0,94	1801,695	1934	0,93
H=16 T=15	1447,672	1621	0,89	874,4261	996	0,88
H=16 T=25	934,2073	1052	0,89	627,3171	767	0,82
H=22 T=10	2480,544	2583	0,96	1699,573	1865	0,91
H=22 T=15	1028,892	1120	0,92	374,2123	451	0,83
H=22 T=25	709,3817	810	0,88	336,7675	412	0,82

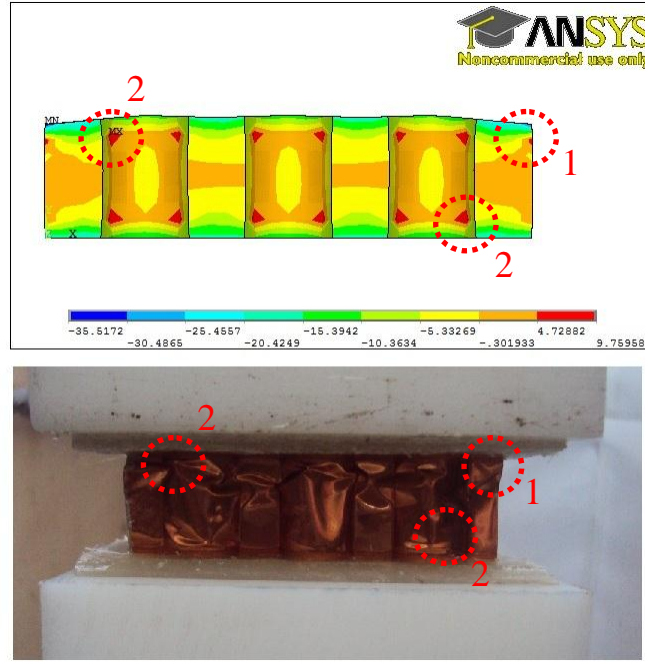
Alüminyum ve bakır hücre malzemesi için hücre boyutlarına göre tespit edilen kritik burkulma yükleri sayısal ve deneysel çalışma için Şekil 9 da verilmiştir.



Şekil 9. Alüminyum ve bakır hücre malzemesi için kritik burkulma yükleri

Şekil 10 da sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda numunelerde meydana gelen burkulma bölgeleri görülmektedir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde burkulma yüklerinin yanı sıra hasar mekanizması olarak da deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların birbiriyle uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir. Şekil.10 da 1 ile gösterilen bölge hücrelerin serbest uçlarındaki, 2 ile gösterilen bölgeler ise elipsoit petek hücrelerde meydana gelen burkulma bölgelerini göstermektedir.





Şekil 10. Bakır hücreli petek yapıda meydana gelen burkulmalar (H=16, T=25)

#### 4. DEĞERLENDİRME

Gerçekleştirilen çalışmada elipsoit petek yapılı sandviç kompozit plakaların burkulma davranışları incelenmiştir. Hücre malzemesi olarak alüminyum ve bakır kullanılan numunelerde elips açıklığı ve hücre yüksekliğinin burkulma davranışına etkisi araştırılmış ve aşağıdaki sonuçlar tespit edilmiştir.

- Sonuçlar incelendiğinde bakır hücreli numunelerde kritik burkulma yükü değerleri alüminyum hücreli numunelerden daha düşük çıkmıştır.
- Hücre yüksekliğinin ve elips açıklığının artması ortaya çıkan kritik burkulma yükü değerini düşürmüştür.
- Sayısal çalışma sonucunda tespit edilen kritik burkulma yükünün her numune için deneysel çalışmadan daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebi olarak deneysel çalışma sırasında ortaya çıkabilecek olan numune kusurları olduğu düşünülmektedir.
- Hong ve diğerlerinin 76 mm boyuna, 76 mm genişliğine, 25 mm hücre yüksekliğine ve 13,5 mm hücre açıklığına sahip alüminyum numunelerle gerçekleştirdiği yarı statik deneylerde ortaya çıkan maksimum burkulma gerilmesinin yaklaşık 0,456 MPa olduğu görülmektedir [9]. Yapılan çalışmada Hong ve diğerlerinin kullandığı numuneye en yakın ölçülere sahip olan 16 mm hücre açıklığına ve 25 mm hücre yüksekliğine sahip numunelerde ortaya çıkan maksimum burkulma gerilmesi 0,265 MPa olarak ortaya çıkmıştır. Numune ağırlıkları ile maksimum burkulma yükleri arasındaki ilişki değerlendirildiğinde Hong ve diğerlerinin oluşturduğu modelin yapılan çalışmada oluşturulan modelden %11,5 daha elverişli olduğu saptanmıştır. Ağırlığın önemli olduğu ancak düşük yüklere maruz kalan yapılarda elipsoit petek yapının kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür.



## 5. KAYNAKÇA

- [1] G. ALLEN, **Analysis and Design of Structural Sandwich Panel**, Pergamon Press, Oxford, İngiltere, (1969).
- [2] D. ZENKERT, **An Introduction to Sandwich Construction**, EMAS, Solihull, İngiltere, (1995).
- [3] AHMED ABBADI, Y. KOUTSAWA, A. CARMASOL, S. BELOUETTAR, Z. AZARİ, Experimental and numerical characterization of honeycomb sandwich composite panels, **Simulation Modelling Practice and Theory**, 17 1533–1547, (2009).
- [4] W. MILLER, C.W. SMITH, K.E. EVANS, Honeycomb cores with enhanced buckling strength, **Composite Structures** 93 1072–1077, (2011).
- [5] M. GIGLIO, A. GILIOLI, A. MANES, Numerical investigation of a three point bending test on sandwich panels with aluminum skins and Nomex™ honeycomb core, **Computational Materials Science** 56 69–78, (2012).
- [6] S. BELOUETTAR, A. ABBADI, Z. AZARI, R. BELOUETTAR, P. FRERES, Experimental investigation of static and fatigue behaviour of composites honeycomb materials using four point bending tests, **Composite Structures** 87 265–273, (2009).
- [7] G. BELINGARDI, P. MARTELLA, L. PERONI, Fatigue analysis of honeycomb-composite sandwich beams, **Composites: Part A** 38 1183–1191, (2007).
- [8] YI-MING JEN, CHIH-WEI KO, HONG-BIN LIN, Effect of the amount of adhesive on the bending fatigue strength of adhesively bonded aluminum honeycomb sandwich beams, **International Journal of Fatigue** 31 455–462 (2009).
- [9] ANSYS, Version 12.1, **Swanson Analysis Systems**, Inc., Houston, TX, USA.
- [10] SUNG-TAE HONG A., JWO PAN B., TAU TYAN C., PRIYA PRASAD, Dynamic crush behaviors of aluminum honeycomb specimens under compression dominant inclined loads, **International Journal of Plasticity** 24 89–117, (2008).