

Düşük sıcaklıklı bir PEM yakıt hücresinin mekanik davranışının sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmesi ve optimizasyonu

Finite element method modeling and optimization of the mechanical behavior of a low-temperature PEM fuel cell

Safiye Nur ÖZDEMİR¹, İmdat TAYMAZ^{2*}, Emre KURT²

¹Mühendislik Fakültesi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, Türkiye.
safieozdemir@sakarya.edu.tr

²Tırsan Treyler AŞ.,-Sakarya, Türkiye.
taymaz@sakarya.edu.tr, emre.kurt@kaessbohrer.com

Geliş Tarihi/Received: 13.09.2023
Kabul Tarihi/Accepted: 28.12.2023

Düzeltilme Tarihi/Revision: 27.12.2023

doi: 10.5505/pajes.2023.45773
Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Proton değişim membranlı yakıt pilleri (PEMYP) altı esas bileşenden oluşmaktadır: akım toplayıcılar (AT), uç plakalar (UP), bipolar plakalar (BP), gaz difüzyon tabakaları (GDT), contalar ve membran elektrot ünitesi (MEÜ)'dir. Maksimum performans, yüksek dayanım ve güvenilirlik için PEMYP montaj veya tasarım parametreleri kritik bir öneme sahiptir. Optimum yakıt pil montaj ve tasarımı için hücrenin mekanik davranışlarının bilinmesi gerekmektedir. Yakıt pilinin mekanik montaj sürecinin deneysel tekniklerle gerçek zamanlı olarak yapılması oldukça maliyetli ve zaman alıcıdır. Bu nedenle, 100 cm² aktif alana sahip PEMYP'nin üç boyutlu sonlu eleman modeli geliştirilmiş, hücre bileşenlerindeki gerilme ve deformasyon değerleri Ansys Mechanical yazılımı ile hesaplanmıştır. Optimum seviyeleri elde etmek ve tasarım parametrelerinin etkisini analiz etmek için cevap yüzeyi yöntemi (CYY) uygulanmıştır. İstatistiksel analiz için civata sayısı, civata delik çapı ve sıkıştırma torkları üç farklı bağımsız tasarım değişkeni olarak tanımlanmış, bunların yanıt parametreleri olarak belirlenen gerilme ve deformasyon üzerindeki bireysel-birleşik etkileri analiz edilmiştir. Bu nedenle çalışılan civata sayısı, civata delik çapı ve sıkıştırma torku aralıkları sırasıyla 12-20, 4-6 mm ve 9-15 Nm'dir. Civata deliği çapının 6 mm'den 4 mm'ye düşürülmesi sonucunda, toplam deformasyon yaklaşık olarak %60.4 oranında artmıştır. Artan civata sayısıyla birlikte daha homojen gerilme dağılımları sağlanmış ve uç plakadaki maksimum gerilme yaklaşık olarak %83.3 oranında artmıştır. Sıkıştırma torkundaki yükselme ise membran üzerinde yaklaşık olarak 21 MPa'lık bir basınç artışına neden olmuştur. Çalışmanın sayısal ve istatistiksel bulguları, PEMYP performansının dayanıklılığının ve güvenilirliğinin değerlendirilmesinde önemli bir rehber olabilir.

Anahtar kelimeler: 3B PEMYP, Sonlu elemanlar yöntemi, Cevap yüzeyi yöntemi, Optimizasyon, Mekanik analiz

Abstract

Proton exchange membrane fuel cells (PEMFCs) consist of six main components: current collectors (CC), end plates (EP), bipolar plates (BPP), gas diffusion layers (GDL), gaskets, and membrane electrode assembly (MEA). PEMFC assembly or design parameters are critical for maximum performance, strength, and reliability. The cell's mechanical behavior should be known for optimum fuel cell assembly and design. Therefore, a three-dimensional finite element model of PEMFC with an active area of 100 cm² was developed, and the stress and deformation values in the cell components were calculated with Ansys Mechanical software. The response surface method (RSM) was applied to obtain optimum levels and analyze the effect of design parameters. For statistical analysis, bolt number, bolt hole diameter, and clamping torque were defined as three different independent design variables, and their individual-combined effects on stress and deformation, which were determined as response parameters, were analyzed. Therefore, the number of bolts, bolt hole diameter, and clamping torque ranges are 12-20, 4-6 mm, and 9-15 Nm, respectively. When the number of bolts is 12, the bolt hole diameter is 6 mm, the clamping torque is 9 Nm, the total minimum deformation is 0.063 mm, and the minimum stress on the membrane is 12.846 MPa. As a result of reducing the bolt hole diameter from 6 mm to 4 mm, the total deformation has increased by approximately 60.4%. With the increasing number of bolts, more homogeneous stress distributions were achieved, and the end plate's maximum stress increased by about 83.3%. The increase in clamping torque has caused a pressure increase of roughly 21 MPa on the membrane. The numerical and statistical findings of the study can be an important guide in evaluating the performance, durability and reliability of the PEMFC.

Keywords: 3D PEMFC, Finite element method, Response surface method, Optimization, Mechanical analysis

1 Giriş

İnsan faaliyetlerinden kaynaklanan sera gazı emisyonları iklim değişikliğine neden olmakta ve insan-çevre sağlığını önemli ölçüde tehdit etmektedir. Bu nedenle modern toplumların sürdürülebilirliği için erişilebilir, temiz ve güvenli bir enerji kaynağı şarttır. Alternatif enerji kaynakları temiz, güvenilir, çevre dostu ve aynı zamanda sosyoekonomik açıdan vazgeçilmez olmalıdır. Uluslararası Enerji Ajansı, 2050'de hidrojenin temiz enerji sistemlerinin bel kemiği olacağını ve

toplam enerji tüketiminin yaklaşık %50'sini oluşturacağını tahmin ediyor [1-5].

Son 30 yılda, özellikle otomotiv sektöründe içten yanmalı motorun yerine en iyi aday olarak öne çıkan PEM yakıt pilleri, hidrojen yakıtının kimyasal enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren yan ürün olarak sadece su ve ısının oluştuğu en temiz sürdürülebilir güç kaynağıdır. Sessiz ve çevre dostu bir enerji dönüşüm teknolojisi olan PEM yakıt pilleri yüksek verim, yüksek akım yoğunluklarında çalışabilme özellikleri ile özellikle havacılık, denizaltı, elektrikli araçlar, sabit ve

*Yazışılan yazar/Corresponding author

taşınabilir güç üretimleri gibi çeşitli alanların vazgeçilmezi haline gelmiştir [6-8]. Ancak yüksek üretim maliyetleri, pil üreticileri için her zaman zorlu bir sorun olmuştur. Özellikle ticari uygulamalarda, güç üretim kapasitesini karşılamak için yüzlerce tek hücrenin bir yığın halinde birleştirilmesi gerekmektedir. Yakıt pillerinin sağlam mekanik tasarımı ve montajı, seri üretim, yüksek dayanım ve güvenilir kalite için elzemdir. Özellikle, yakıt pil üretimi arttıkça, performans ile tasarım, imalat ve montaj süreçleri arasındaki ilişki daha iyi anlaşılmalıdır. PEMYP montajında, uç plakadaki civatalara uygulanan sıkıştırma kuvvetlerine maruz kalan yakıt pil bileşenleri deforme olur, fiziksel ve yapısal özellikleri değişir. Sıkıştırma kuvvetinin neden olduğu mekanik gerilmeler ve deformasyon, hücre bileşenlerini işlevsel olarak olumsuz yönde etkileyecektir. Sıkıştırma kuvveti doğrudan uç plakalara uygulandığından, ciddi hasara neden olabilir, katalizör tabakasındaki kütle transferini yavaşlatabilir, GDT gözenekliliğini, geçirgenliğini, temas direncini ve su taşınımını etkileyebilir ve membranda küçük deliklerin oluşumunu tetikleyebilir. Sonuç olarak, yakıt hücresinin performansı önemli ölçüde etkilenecektir [9-11].

Sıkıştırma basıncı, yakıt hücresi performansının belirlenmesinde hayati bir rol oynar [12]. Sıcaklık, akım yoğunluğu, sıkıştırma torku vb. çalışma faktörleri PEMYP dayanıklılığını önemli ölçüde etkilemektedir. Uygun bir montaj mekanizması ile sıkıştırma kuvveti yakıt hücresi bileşenlerinde homojen olarak dağıtılır ve böylece yeterli ve hassas bir şekilde sıkıştırılan gaz difüzyon katmanları yüksek hücre performansına hazır hale gelir. Yakıt pil bileşenlerini bir arada tutan uç plakalar üzerindeki civatalara uygulanan sıkıştırma torku optimum değerden yüksek olursa gaz difüzyon katmanları ezilebilir bu da gaz ve su taşınımını olumsuz etkileyecektir. Montaj kuvveti çok küçük olduğunda hidrojen sızıntısı bir güvenlik tehlikesi oluşturacaktır. Bipolar plaka ile GDT arasındaki temas direnci artacak, bu da PEMYP veriminin düşmesine sebep olacaktır. Diğer yandan, düşük sıkıştırma torku bipolar plaka ile gaz difüzyon katmanı arasındaki ısı ve elektrik temas direncini yükseltir, bu da hücre performansını düşürür. Bu yüzden optimum sıkıştırma torku yüksek hücre performansı ve üniform basınç dağılımı açısından kritik bir öneme sahiptir. Çok sayıda kapsamlı çalışma, PEMYP tasarımında ve montajında hücreyi veya yığını birleştiren bileşenlerin mekanik davranışını incelemiştir.

Huo vd. [13] çalışmalarında 108 cm² aktif alana sahip toplam 14 civatadan oluşan bir PEMYP matematiksel modelini sonlu elemanlar yöntemiyle geliştirmişlerdir. Gözeneklilik, geçirgenlik ve üniform olmayan temas direnci dikkate alınarak sıkıştırma torkunun 3B+1B çok fazlı PEMYP performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ön yükleme torkunun artmasıyla birlikte temas direncinin önce azaldığı, ardından sabitlendiği gözlemlenmiştir. Buna ek olarak, konsantrasyon kaybının neredeyse doğrusal olarak arttığı saptanmıştır ve ön yükleme torkunun 3 Nm olduğu durumda maksimum elektrokimyasal performans gözlemlenmiştir. Liu vd. [14] geleneksel ve yeni pnömatik kenetleme mekanizmalarını kullanarak bir araya getirdikleri yakıt hücrelerinin matematiksel modellerinin sonlu elemanlar analizini, ticari bir kod olan ABAQUS ile gerçekleştirmişlerdir. Yeni pnömatik kenetleme mekanizması altında monte edilen yakıt hücresinin GDT bileşeninde deformasyon, von Mises gerilimi ve temas basıncında önemli bir değişiklik olmadığı gözlemlenmiştir. Bates vd. [15] 100 cm² aktif alana sahip 16 hücreden oluşan bir yakıt hücresi yığınının matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Araştırmaları, hücre bileşenlerinde meydana gelen sıkıştırma

torkunun neden olduğu gerilme ve deformasyon dağılımlarını başarıyla simüle etmiştir. Sayısal sonuçlar, MEÜ ile bipolar plaka arasındaki contada yüksek gerilmelerin gözlemlendiğini göstermiştir. Grafikselsel olarak sunulan gaz-difüzyon katmanı gerilme dağılımı, bipolar plakanın kanalları ile karbon kağıdı arasında sıkı bir temasın varlığını ortaya koymaktadır. Zhang ve Tao [16] sıkıştırma kuvvetinin tek kanallı bir PEM yakıt hücresinin performansı üzerindeki etkisini incelemek için sonlu elemanlar analizi ile hesaplamalı akışkanlar dinamiğini entegre etmişlerdir. Sıkıştırma kuvveti arttıkça sıvı su ve membran su içeriğinin arttığını gözlemlenmişlerdir. Atyabi vd. [17] geliştirdikleri üç boyutlu, çok fazlı PEMYP modelinde montaj basıncının, en fazla deforme olan bileşen GDT ile bipolar plaka arasındaki temas direnci üzerindeki etkisini sayısal yöntemlerle araştırmışlardır. Elektrokimyasal performansın, montaj basıncı 4.5 MPa'ya ulaşana kadar arttığı ve polarizasyon eğrisinin ohmik kayıp bölgesinde 5.5 MPa'lık bir sıkıştırma basıncıyla hafifçe azaldığı sonucuna varılmıştır. Zhang vd. [18] sıkıştırma etkisinin temel anlayışını geliştirmek için katı mekaniği, ısı-kütle transferi ve elektrokimyasal reaksiyonları birleştiren kapsamlı bir iki fazlı model oluşturmuşlardır. Araştırmalarında, gerilme dağılımları, taşınım özellikleri ve hücre performansı incelenmiştir. %20'lik bir sıkıştırma gerilim oranının, düşük sıkıştırmanın neden olduğu yüksek temas direnci ile yüksek sıkıştırmanın neden olduğu yüksek taşınım direnci arasında optimum performans dengelemesine sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Yang vd. [19] uç plakanın sertliğini en üst düzeye çıkarmayı ve düğümlerin GDT üzerindeki normal yer değiştirmesinin standart sapmasını en aza indirmeyi amaçlayan topoloji optimizasyonuna dayalı hafif PEMYP uç plaka tasarımını gerçekleştirmiştir. Uç plakanın ağırlığı, orijinal modele göre %14 oranında azaltılmıştır; basınçtaki standart sapma ise en fazla %16.6 oranında düşürülmüştür. Chang vd. [20] sıkıştırma basıncının PEMYP performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sıkıştırma basıncı, GDT ile bipolar plaka arasındaki arayüz direncini azaltabilir. Yüksek sıkıştırma basıncının GDT'deki kütle transferini olumsuz etkilediğini gözlemlenmişlerdir.

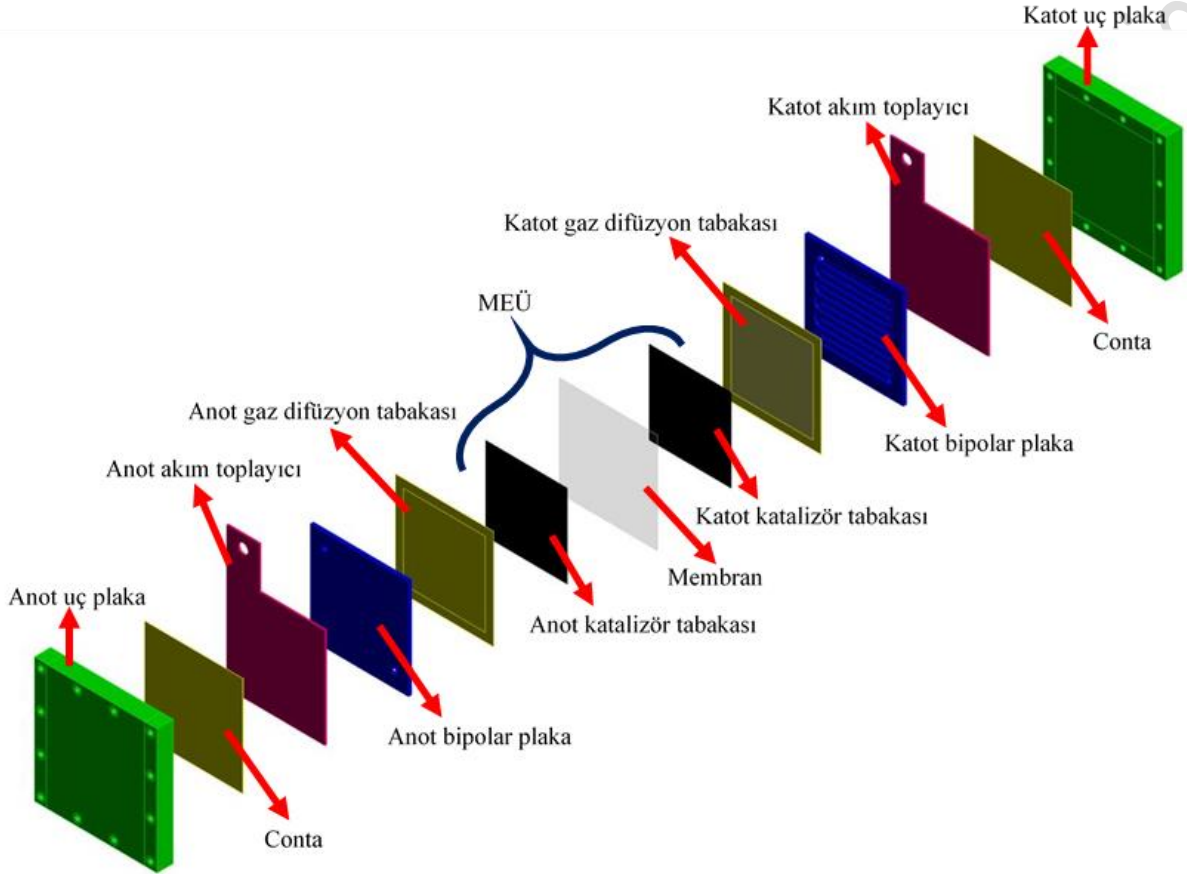
Literatürde PEMYP üzerine yapılan birçok sayısal ve deneysel çalışma olmasına rağmen, PEMYP mekanik dayanımını ve performansını etkileyen tasarım parametrelerinin optimizasyonunun RSM optimizasyon aracı kullanılarak gerçekleştirildiği çalışma sayısı oldukça azdır [21-24]. Bu çalışmada, aktif alanı 100 cm² olan bir PEMYP'nin üç boyutlu modeli geliştirilmiş, mekanik yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmiş ve hücre yapısındaki toplam deformasyonun ve membranda üretilen gerilmenin en aza indirilmesi amaçlanmaktadır. Toplam üç bağımsız parametreden (sıkıştırma torku, civata deliği çapı ve civata sayısı) ve iki bağımlı değişkenden (von Mises gerilme ve toplam deformasyon) oluşan merkezi kompozit bir tasarım oluşturulmuştur. Dikkate alınan bağımsız değişkenlerin PEMYP mekanik davranışı üzerindeki katkı oranları varyans analizi (ANOVA) kullanılarak belirlenmiştir. Yakıt pilinin merkezi olan membran ve sıkıştırma kuvvetinin doğrudan uygulandığı en fazla deformasyona uğrayacak olan uç plakadaki hasar mekanizmalarının tam olarak anlaşılması için gerçekçi sınır koşulları altında mekanik tepki simülasyonları da çalışmaya dahil edilmiştir.

2 Sayısal Metot

2.1 Model geometrisi

Tüm bileşenleri (MEÜ, bipolar plakalar, conta ve uç plakalar) içeren tek bir hücrenin üç boyutlu sayısal model geometrisi ANSYS SpaceClaim'de oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar yöntemiyle analizi gerçekleştirilen tek hücreden meydana gelen yakıt pilinin üç boyutlu görünümü Şekil 1'de verilmiştir.

Elde edilen model geometrisi ANSYS Mechanical'a aktarılmış, sayısal modeli oluşturan bileşenlerin malzeme özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir. Modelde kullanılan malzemeler olan çelik, karbon kağıdı ve grafit plakanın lineer-elastik davranışa sahip olduğu varsayılmaktadır. Karbon kağıdı ve Nafion membranın mekanik özellikleri literatürden referans alınmıştır [25]. Herbir bileşenin geometrik özellikleri de Tablo 2'de verilmiştir. Bipolar plaka üzerindeki serpantin gaz akış kanalının derinlik ve genişlik değerleri birbirine eşittir ve 1 mm'dir.



Şekil 1. PEMYP ve bileşenlerinin üç boyutlu yapısı.
Figure 1. 3D structure of PEMFC and its components.

Tablo 1. PEMYP bileşenlerinin yapısal özellikleri.
Table 1. Structural characteristics of PEMFC components.

Bileşenler	Malzeme	Elastisite modülü (GPa)	Poisson oranı	Yoğunluk (kg/m ³)	Referans
Uç plaka	Paslanmaz çelik	209	0.25	7800	[25]
Conta	Silikon	0.54	0.30	2330	[25]
Akım toplayıcı plaka	C15720 bakır	110	0.35	8700	[25]
Bipolar plaka	Karbon grafit	10	0.25	1800	[25]
GDT	Karbon kağıdı	10	0.25	400	[25]
MEÜ	Nafion	0.021	0.10	2000	[26]

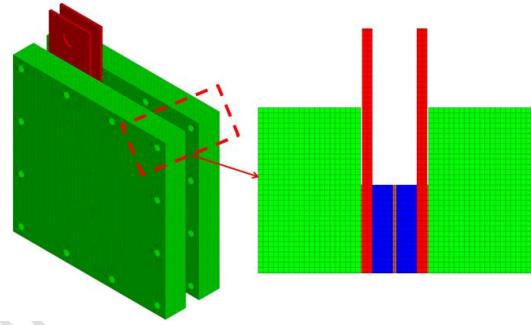
Tablo 2. PEMYP bileşenlerinin geometrik özellikleri.
Table 2. Geometric characteristics of PEMFC components.

Bileşenler	Genişlik (mm)	Uzunluk (mm)	Kalınlık (mm)
Uç plaka	150	150	20
Conta	120	120	0.26
Akım toplayıcı plaka	120	120	2
Bipolar plaka	120	120	4
Conta	120 (dış) 100 (iç)	120 (dış) 100 (iç)	0.26
GDT	100	100	0.26
Katalizör tabaka	100	100	0.015
Membran	120	120	0.125

2.2 Hesaplamalı model ve ağ bağımsızlık testi

Sayısal olarak analiz edilen üç boyutlu PEMYP modelinin ağ yapısını oluşturmak için ANSYS Mechanical yazılımı kullanılmıştır. Tüm matematiksel modelin ağ yapısı Şekil 2'de verilmiştir. Bu çalışmada iki tür ağ yapısı kullanılmıştır: hex-dominant mesh ve sweep mesh. Uç plakalar ve serpantin akış alan tasarımına sahip bipolar plakalar için hex-dominant mesh, diğer tüm bileşenler için de sweep mesh oluşturulmuştur. Matematiksel modeldeki bileşenler arasında nispeten düşük bir kalınlığa sahip olan MEÜ, gaz difüzyon tabakası ve contalar kalınlık boyunca minimum iki eleman içerir. PEMYP model geometrisi için eleman tipi simülasyon koşulları dikkate alınarak linear solid-185 olarak seçilmiştir. Hexahedral çözüm ağı oluşturulmuş ve ağ oluşturma stratejisinin uygunluğunu ve çözünürlüğünü değerlendirmek için ayrıntılı bir ağ bağımsızlık analizi yapılmıştır. Ağ yapısının iyileştirilmesinin çözümün doğruluğunu ve hassasiyetini önemli ölçüde etkilediği iyi bilinen bir gerçektir, bu nedenle ağ bağımsızlık testi Tablo 3'de gösterildiği gibi sırasıyla 72953, 140239, 391590, 834627, 1347331 ve 2443848 elemandan oluşan altı farklı mesh boyutuyla gerçekleştirilir. Sayısal simülasyonlar sırasında eleman boyutları, body sizing yöntemi kullanılarak değiştirilmiştir. Ağ bağımsızlık testi, eleman boyutlarının 3.2 mm'den kaba (coarse) mesh yapıya sahipken, 0.8 mm'ye ince (fine) mesh yapıya dönüştürülmesiyle gerçekleştirilmiştir. 9 Nm sıkıştırma torku altında toplam 12 civatadan oluşan 6 mm civata deliği çapına sahip anot uç plakasındaki von Mises gerilimi altı farklı eleman sayısında simüle edilmiştir (bkz. Şekil 3). Sayısal sonuçlara göre M4 ile M5 arasındaki bağıl hata yaklaşık olarak %1.166 hesaplanmıştır. M5 ile M6 arasındaki sapma da yaklaşık olarak %0.012'dir. Eleman sayısı arttıkça sayısal modelin çözümü ve hesaplama yükü artacaktır. M4'ten M5'e geçişteki bağıl hata o kadar küçüktür ki ihmal edilebilir. Sonlu elemanlar analizi için optimum ağ yapısı olarak, 1 mm

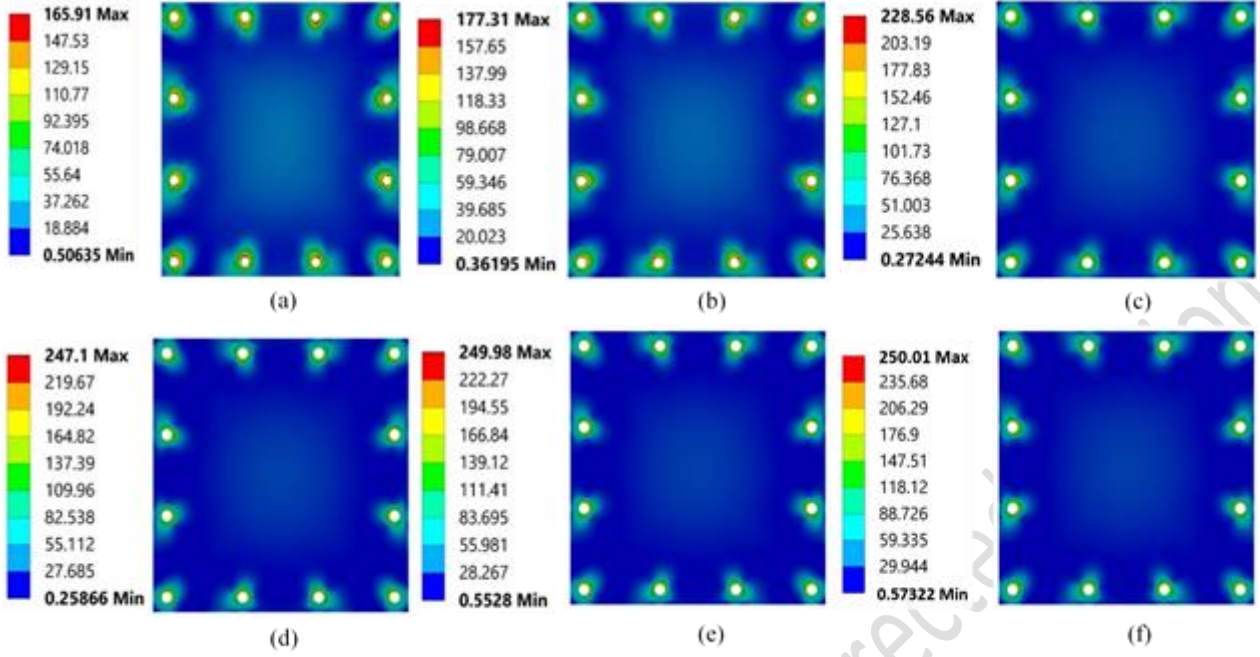
eleman boyutuna sahip 1347331 eleman ve 1467222 düğümden oluşan M5 simülasyon modeli seçilmiştir.



Şekil 2. Matematiksel modelin ağ yapısı.
Figure 2. Mesh structure of the mathematical model.

Tablo 3. Ağ bağımsızlık çalışması.
Table 3. Mesh independence study.

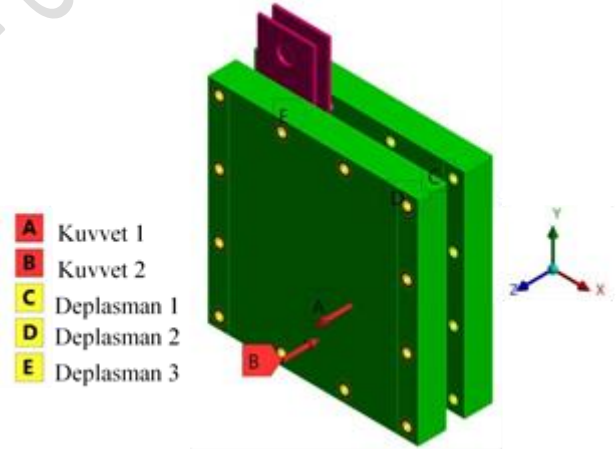
Mesh no.	Eleman boyutu (mm)	Toplam eleman sayısı	Toplam düğüm noktası	Uç plakadaki maksimum von Mises gerilme (MPa)	Bağıl hata (%)
M1	3.2	72953	88804	165.91	-
M2	2.4	140239	166315	177.31	6.871
M3	1.6	391590	447532	228.56	28.904
M4	1.2	834627	931246	247.1	8.112
M5	1.0	1347331	1467222	249.98	1.166
M6	0.8	2443848	2668632	250.01	0.012



Şekil 3. Anot uç plakadaki von Mises gerilme (MPa) dağılımları.
Figure 3. Von Mises stress (MPa) distributions in the anode end plate.

2.3 Sınır koşulları ve katı cisimler mekaniğinde kullanılan korunum denklemleri

PEMYP'nin geleneksel montaj yöntemi olan cıvata ve somunla gerçekleştirilen sıkıştırma mekanizmasının, sonlu elemanlar analizinde kullanılan temel varsayımları şu şekildedir: PEMYP bileşenleri, farklı montaj yüklemeleri veya çalışma koşulları altında anlık sıcaklık değişikliklerinin neden olduğu termal gerilmelere maruz kalabilirler. Ancak, bu durum sayısal modelleme sürecinde dikkate alınmamıştır. Yakıt hücresi bileşenlerinin özellikleri, gerçek malzemelerin kompleks yapısından ötürü homojen ve izotropik olarak kabul edilmiştir. Son olarak, cıvata ve uç plakasının temas eden yüzeyi, lineer olmayan bir kontakt tanımı gerektirir. Bu durum, matematiksel modeli karmaşıklaştırabilir ve sayısal çözüm süresini önemli ölçüde uzatacağından dolayı, cıvatalar fiziksel olarak sayısal simülasyon sürecine dahil edilmemiştir. Modele uygulanan sınır şartları Şekil 4'de verilmektedir. PEMYP modelinin uç plakalarındaki cıvata delikleri x ve y eksenlerinde sabit ($U_x=0$, $U_y=0$), z yönünde serbesttir. Matematiksel modelin anot ve katot uç plakalarının cıvata deliklerine zıt yönlerde eşit büyüklükte aksenal kuvvetler uygulandı. Sıkıştırma torku, Eş. 1'deki gibi aksenal kuvvete dönüştürülür [27]. Anot ve katot bölmeleri simetrik olduğundan membran alt ve üst yüzeylerinden z yönünde sabitlenmiştir. PEMYP bileşenlerinin temas yüzeylerinde kaymayı ve dönmeyi önlemek için (no-slip condition) arayüzleri bağlı olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4. Sınır koşulları.

Figure 4. Boundary conditions.

$$F = \frac{\tau \cdot N}{C \cdot D} \quad (1)$$

Burada C sürtünme katsayısını (çelik cıvatalar için 0,2), D nominal cıvata çapını, τ cıvatalara uygulanan sıkıştırma torkunu, N cıvata sayısını, F ise aksenal kuvveti göstermektedir. PEMYP'nin merkezi veya kalbi niteliğindeki MEÜ'nün elastik deformasyonu Hooke yasası ile ifade edilebilir [28].

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial X_x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial X_y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial X_z} + F_x = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial X_y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial X_x^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial X_x \partial X_y} = 0 \text{ ve } 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial X_y \partial X_z} \quad (3)$$

$$= \frac{\partial}{\partial X_x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial X_x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial X_y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial X_z} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_x = \lambda_e + 2G\varepsilon_x$$

Burada λ (Pa) Lamé sabiti, G (Pa) kayma modülü, γ_{ij} kayma gerinimi, σ_i (Pa) normal gerilme, F_i (Pa) eksenel kuvveti ve τ_{ij} (Pa) kayma gerilmesidir.

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (5)$$

$$e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z \quad (6)$$

$$\lambda = \frac{\mu E}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \quad (7)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (8)$$

Burada E elastisite modülü, μ poisson oranıdır.

3 Bulgular ve Tartışmalar

3.1 Merkezi kompozit tasarım

Bu çalışma için kullanılan optimizasyon algoritması, mühendislik modellemesi ve analizi için yaygın olarak kullanılan istatistiksel ve matematiksel bir yöntem olan cevap yüzeyi yöntemidir (CYY). Ticari bir sonlu elemanlar analiz paketi (ANSYS Mechanical) kullanılarak modellenen aktif alanı 100 cm² olan tek bir yakıt hücrenin montaj işlemi sırasında yakıt pil bileşenlerinde oluşan toplam deformasyon ve von-mises gerilmeleri merkezi kompozit tasarım (CCD) yöntemiyle istatistiksel olarak analiz edilmiştir. Sıkıştırma torku, cıvata deliği çapı ve cıvata sayısı bağımsız değişkenler olarak seçilmiş ve von-Mises gerilme ve toplam deformasyon bağımlı değişkenler olarak tanımlanmıştır. İstatistiksel analiz Design-Expert 13 (Deneme sürümü) kullanılarak gerçekleştirildi. Deney tasarımında 3 merkezi nokta tanımlanmıştır; bağımsız değişken sayısı k olarak ifade edildiğinde toplam deney sayısı $17 (=2^k+2k+3)$ olarak hesaplanacaktır (bkz. Tablo 4). Cevap Yüzeyi Yöntemi (CYY), bağımsız değişkenlerin birbirleriyle olan etkileşimlerini ve yanıt değişkenlerine olan etkilerini değerlendirmek amacıyla kullanılmıştır. Bu yöntem, toplam deformasyonu en aza indirmek ve membran üzerinde oluşan gerilimi minimize etmek için optimum parametreleri belirlemeyi hedeflemiştir. CYY optimizasyonu, sınırlı sayıda deney gerçekleştirerek mevcut bilgisayarların simülasyon yükünü azaltacak ve bağımsız-bağımlı değişkenler arasındaki matematiksel ilişkiyi ortaya çıkaracaktır. Sayısal optimizasyon hedefine ulaşmak için bağımsız değişkenler ve cevap yüzeyi arasındaki gerçek fonksiyonel ilişki için uygun bir yaklaşım modellenmelidir. CYY için genellikle ikinci dereceden bir model yeterlidir. İkinci dereceden model aşağıdaki gibi verilmiştir [29].

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i X_i + \sum_{i=1}^k a_{ii} X_i^2 + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k a_{ij} X_i X_j + e \quad (9)$$

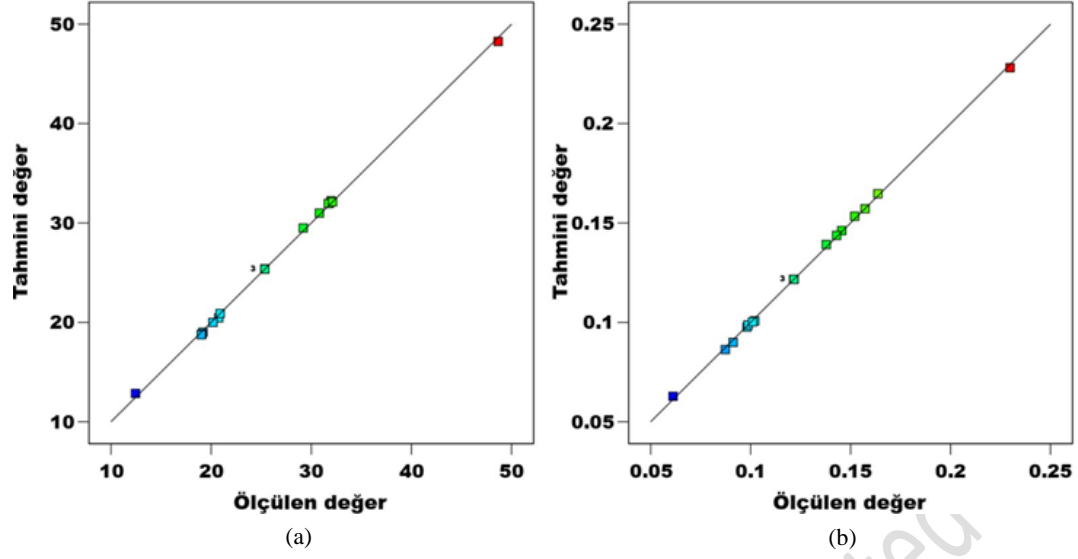
Burada y sistem yanıtı, a_0 model sabiti, a_i , a_{ii} ($i=1,2,\dots,k$), a_{ij} ($i=1,2,\dots,k$), ($j=1,2,\dots,k$) değişken katsayıları, X_i , X_j kodlanmış bağımsız değişkenler, e ise deneysel hatadır [30]. İkinci dereceden model uyumunun kalitesini ve istatistiksel yöntem doğruluğunu test etmek için varyans analizi (ANOVA) çalışmaya dahil edilmiştir [31]. 0.0500'den küçük P değerleri, model terimlerinin anlamlı olduğunu gösterir. Bu durumda, von-Mises gerilme ve toplam deformasyon için gerçekleştirilen

varyans analizlerinde A (tork), B (cıvata delik çapı), C (cıvata sayısı), AB (tork*cıvata delik çapı), AC (tork*cıvata sayısı), BC (cıvata delik çapı*cıvata sayısı) ve B^2 (cıvata delik çapı*cıvata delik çapı) model terimlerinin anlamlı olduğunu söyleyebiliriz (bkz. Tablo 5-Tablo 6). A^2 (tork*tork) ve C^2 (cıvata sayısı*cıvata sayısı) model terimlerinin P değerleri, 0.1000'den daha büyük oldukları için anlamsızdır [32-33]. Von-Mises gerilme için ANOVA sonuçlarına göre R^2 (predicted)=0.9845 değeri ile R^2 (adjusted)=0.9982 arasındaki farkın 0,2'den az olması makul bir uyum içinde olduklarının göstergesidir. Benzer şekilde toplam deformasyon için ANOVA sonuçlarına göre R^2 (predicted)=0.9882 değeri ile R^2 (adjusted)=0.9985 arasındaki fark da 0,2'den azdır. Sinyal/gürültü (S/N) oranını ölçen Adeq precision, von-Mises gerilme analizinde 130.0467 ve toplam deformasyon analizinde ise 143.5926 olarak hesaplanmıştır, her iki değer 4'ten büyük olması istenen bir durumdur. Von-Mises gerilme ve toplam deformasyon için F -değerleri sırasıyla 969.30 ve 1198.76'dır, bu da istatistiksel modellerin anlamlı olduğunu gösterir. R^2 korelasyon katsayısıdır; 1'e ne kadar yakınsa, model yanıt davranışını o kadar iyi tahmin eder. Bağımsız değişkenler ile yanıt fonksiyonları arasındaki ilişki Eş. 10 ve Eş. 11'de verilmiştir.

Tablo 4. Deneilerin tasarımı.

Table 4. Design of experiments DOE.

Deney No	A: Tork (Nm)	B: Cıvata delik çapı (mm)	C: Cıvata sayısı	Von-Mises gerilme (MPa)	Toplam deformasyon (mm)
1	15	4	12	31.982	0.1637
2	12	5	16	25.364	0.12167
3	12	4	16	32.118	0.15724
4	12	5	12	20.182	0.10101
5	9	5	16	19.023	0.091256
6	9	4	20	29.198	0.13786
7	9	6	12	12.452	0.061222
8	12	6	16	20.906	0.0987
9	15	4	20	48.664	0.22976
10	12	5	16	25.364	0.12167
11	15	5	16	31.705	0.15209
12	15	6	12	20.753	0.10204
13	9	4	12	19.19	0.098221
14	12	5	20	30.813	0.14303
15	9	6	20	19.082	0.087347
16	15	6	20	31.804	0.14558
17	12	5	16	25.364	0.12167



Şekil 5. Ölçülen ve tahmin edilen değerlerin karşılaştırılması.
Figure 5. Comparison of actual and predicted values.

Tablo 5. Von Mises gerilme için ANOVA sonuçları.
Table 5. ANOVA results for von Mises stress.

Kaynak	SS	DF	MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	1100.39	9	122.27	969.30	<0.0001
A-Tork (Nm)	435.11	1	435.11	3449.49	<0.0001
B-Cıvata delik çapı (mm)	315.34	1	315.34	2499.95	<0.0001
C-Cıvata sayısı	302.52	1	302.52	2398.34	<0.0001
AB	15.78	1	15.78	125.09	<0.0001
AC	15.39	1	15.39	121.99	<0.0001
BC	10.15	1	10.15	80.43	<0.0001
A ²	9.903E-06	1	9.903E-06	0.0001	0.9932
B ²	3.52	1	3.52	27.90	0.0011
C ²	0.0464	1	0.0464	0.3677	0.5634
Kalıntı	0.8830	7	0.1261		
Uyum eksikliği	0.8830	5	0.1766		
Saf hata	0.0000	2	0.0000		
Toplam	1101.27	16			
Standart sapma	0.3552			R ²	0.9992
Ortalama	26.12			Adj R ²	0.9982
C.V.%	1.36			Pred R ²	0.9845
				Adeq precision	130.0467

Tablo 6. Toplam deformasyon için ANOVA sonuçları.
Table 6. ANOVA results for total deformation.

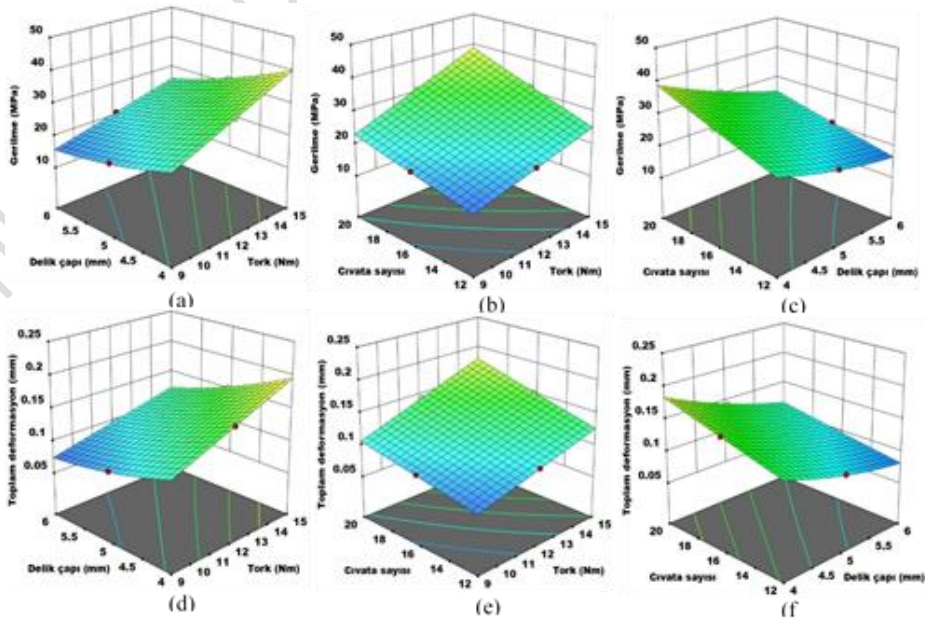
Kaynak	SS	DF	MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	0.0243	9	0.0027	1198.76	<0.0001
A-ATork (Nm)	0.0101	1	0.0101	4467.55	<0.0001
B-B Cıvata delik çapı (mm)	0.0085	1	0.0085	3781.57	<0.0001
C-C Cıvata sayısı	0.0047	1	0.0047	2097.41	<0.0001
AB	0.0004	1	0.0004	188.75	<0.0001
AC	0.0002	1	0.0002	106.61	<0.0001
BC	0.0002	1	0.0002	72.04	<0.0001
A ²	4.096E-09	1	4.096E-09	0.0018	0.9672
B ²	0.0001	1	0.0001	46.57	0.0002
C ²	2.540E-07	1	2.540E-07	0.1127	0.7469
Kalıntı	0.0000	7	2.253E-06		
Uyum eksikliği	0.0000	5	3.154E-06		
Saf hata	0.0000	2	0.0000		
Toplam	0.0243	16			
Standart sapma	0.0015			R ²	0.9994
Ortalama	0.1255			Adj R ²	0.9985
C.V.%	1.20			Pred R ²	0.9882
				Adeq precision	143.5926

$$\text{Von - Mises Gerilme (MPa)} = +7.36301 + 2.69535 \cdot A - 6.95427 \cdot B + 1.13268 \cdot C - 0.468125 \cdot A \cdot B + 0.115573 \cdot A \cdot C - 0.281531 \cdot B \cdot C - 0.000214 \cdot A^2 + 1.14608 \cdot B^2 + 0.008224 \cdot C^2 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam deformasyon (mm)} = \\ = +0.066296 + 0.015525 \cdot A - 0.044587 \cdot B + 0.004970 \cdot C - 0.002430 \cdot A \cdot B + 0.000457 \cdot A \cdot C \\ - 0.001126 \cdot B \cdot C - 4.34429E - 06 \cdot A^2 + 0.006258 \cdot B^2 + 0.000019 \cdot C^2 \end{aligned} \quad (11)$$

İstatistiksel model ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen von Mises gerilmesi ve toplam deformasyon değerleri Şekil 5'de gösterilmektedir. Simülasyon sonuçlarının istatistiksel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Bağımsız değişkenlerin gerilme üzerindeki etkisi Şekil 6(a-c)'deki yüzey grafiklerinde verilmektedir. Cıvata sayısı 12'den 20'ye çıktıkça membranda oluşan von Mises gerilme değerleri de artmıştır. Benzer şekilde cıvata deliklerine uygulanan sıkıştırma torku ile von Mises gerilme değerlerinin arttığı sonucuna varılmıştır [34]. Von Mises gerilme değerleri, cıvata deliği çapıyla ters orantılı olarak değişir. Bağımsız parametrelerin toplam deformasyon üzerindeki etkisi de Şekil 6(d-f)'deki yüzey grafiklerinde verilmiştir. Cıvata deliği çapı 6 mm'den 4 mm'ye düştükçe tüm matematiksel modelde deformasyon miktarı arttı. Her bir cıvata için tork değeri eşit olduğundan, cıvata sayısındaki artışla birlikte PEMYP sistemindeki toplam tork değeri, toplam eksenel kuvvet değerini artıracaktır. Böylece tüm hücrede toplam deplasman değerinde bir artış gözlemlenecektir. Optimum tasarım koşullarının belirlenmesine yönelik bir çalışma da yer almaktadır. Tork, cıvata deliği çapı ve cıvata sayısı, hedef değerler için 'belirli bir aralık içinde' olarak tanımlanan üç bağımsız faktördür. Optimizasyon işlemi, membranda üretilen von Mises gerilmesini ve toplam deformasyon değerlerini en aza indirmeyi amaçlar. Bağımsız değişkenlerin önemlilik düzeyi 3, yanıt değişkenlerinin önemlilik düzeyi ise 5'tir (bkz. Tablo 7). Tablo 8, CYY optimizasyon aracı kullanılarak seçilen aralıkta

arzu edirlilik (desirability) değeri 0.990 olan iki farklı optimum noktayı göstermektedir. Minimum gerilme ve toplam deformasyon için optimum koşullar, 9 Nm'lik bir tork, 6 mm'lik bir delik çapı ve cıvata sayısı 12 olduğunda elde edilmiştir. Arzu edirlilik (desirability) grafikleri Şekil 7'de verilmiştir. Girdi faktörlerinin yanıt parametreleri üzerindeki etkisini görselleştirmek ve optimum tasarım veya çalışma koşullarının belirlenmesi için kullanılan temel araçlardan biridir. Arzu edirlilik fonksiyonlarının değer aralığı 0 ile 1 arasındadır. Bu değerlendirmede, 0 değeri, faktörlerin istenmeyen bir tepki verdiği durumları temsil ederken, 1 değeri, incelenen faktörlerin en uygun performansı gösterdiği durumu ifade etmektedir [35]. Şekil 7'ye göre, uç plakadaki cıvataların delik çaplarının genişlemesi, sıkıştırma torkunun ve cıvata sayısının azalması, en istenen tasarım koşullarını en iyi şekilde temsil etmektedir. Bu durumda, arzu edirlilik değeri 0.990 olarak kaydedilmiştir. Şekil 7(a), delik çapı ve torkun bir fonksiyonu olarak arzu edirliliğini göstermektedir. Şekil 7(a), delik çapının artırılmasının, aynı zamanda uygulanan sıkıştırma torkunun azaltılmasıyla birlikte arzu edilen niteliğin artacağını doğrulamaktadır. Şekil 7(b) ise cıvata sayısı ve tork arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekil 7(b) cıvata sayısı ve tork azaldığında arzu edirlilik değerinin artacağını göstermektedir. Şekil 7(c), cıvata sayısı ve delik çapının bir fonksiyonu olarak arzu edirliliğini göstermektedir. Şekil 7(c), delik çapının artması ve cıvata sayısının azalması durumunda arzu edilen nitelik miktarının yükseldiğini göstermektedir.



Şekil 6. Gerilme ve toplam deformasyon işlemlerinin yüzey grafikleri.
Figure 6. Surface plots of the stress and total deformation processes.

Tablo 7. Optimizasyon hedefleri ve önemlilik dereceleri.

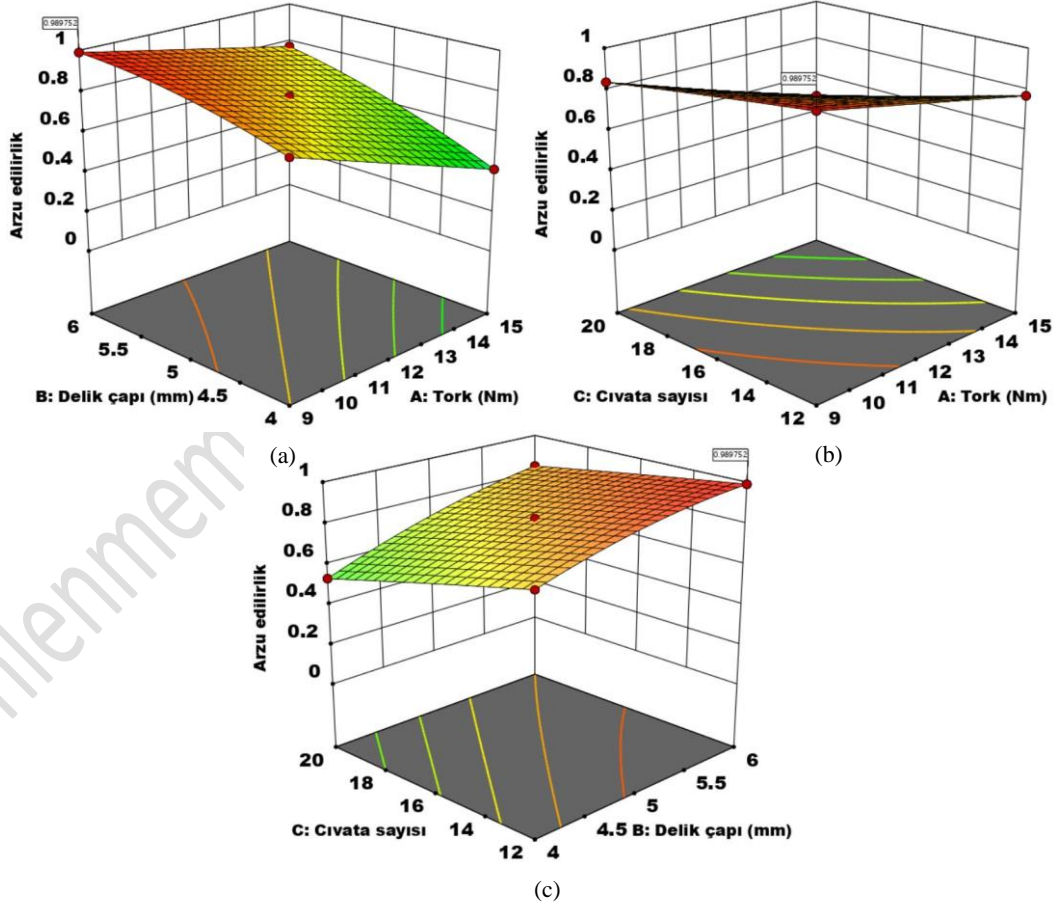
Table 7. Optimization goals and importance levels.

Parametre	Hedef değer	L: Alt sınır	U: Üst sınır	Önemlilik derecesi
A: Tork	Belli bir aralıkta	9	15	3
B: Cıvata delik çapı	Belli bir aralıkta	4	6	3
C: Cıvata sayısı	Belli bir aralıkta	12	20	3
Von-Mises gerilme (MPa)	minimum	12.452	48.664	5
Toplam deformasyon (mm)	minimum	0.061222	0.22976	5

Tablo 8. Von-Mises gerilme ve toplam deformasyon için optimizasyon sonuçları.

Table 8. Optimization results for von-Mises stress and total deformation.

A: Tork (Nm)	B: Cıvata delik çapı (mm)	C: Cıvata sayısı	Von-Mises gerilme (MPa)	Toplam deformasyon (mm)	Arzu edilebilirlik (Desirability)
9.000	6.000	12.000	12.846	0.063	0.990
9.000	5.992	12.000	12.853	0.063	0.990
9.000	6.000	12.029	12.866	0.063	0.989
9.000	5.971	12.000	12.870	0.063	0.989
9.133	6.000	12.000	13.015	0.064	0.985
9.168	5.979	12.000	13.078	0.064	0.983
9.001	5.761	12.000	13.103	0.064	0.982
9.142	5.848	12.000	13.183	0.065	0.980



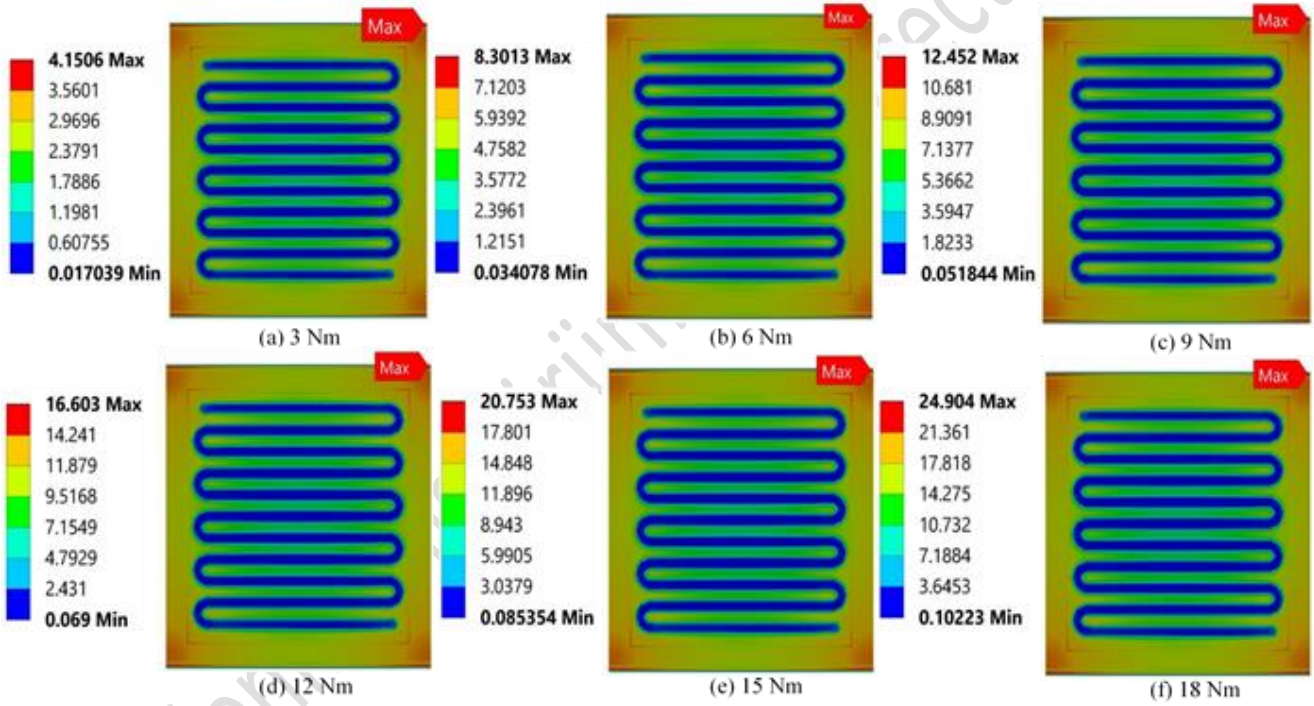
Şekil 7. Arzu edilebilirliğin üç boyutlu yüzey grafikleri.

Figure 7. 3D surface plots of desirability.

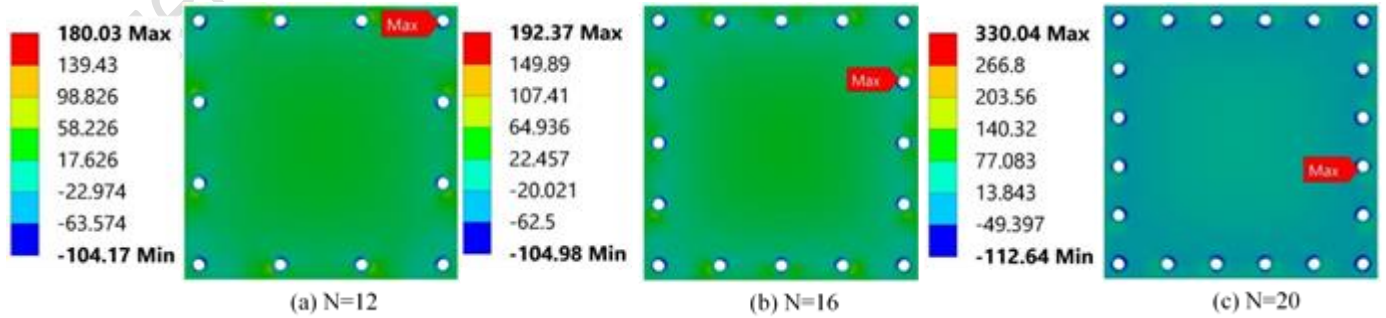
3.2 Simülasyon sonuçları

Sıkıştırma kuvveti altında, uç levha nispeten dışbükey bir merkeze ve köşelerde nispeten içbükey bir şekle sahiptir. Bu çalışmada, farklı sıkıştırma torklarında, cıvata deliği çaplarında ve cıvata sayılarında PEMYP bileşenlerinin mekanik davranışını simüle etmek için ticari sonlu elemanlar sayısal yazılımı ANSYS Mechanical kullanılmıştır. Sayısal simülasyon için PEMYP uç plakasına uygulanan sıkıştırma torkları sırasıyla 3 Nm, 6 Nm, 9 Nm, 12 Nm, 15 Nm ve 18 Nm'dir. Optimizasyon sonuçlarına göre minimum gerilme ve minimum deformasyonun elde edildiği koşullar referans alınmıştır. Cıvata sayısı 12, cıvata delik çapı 6 mm olan PEMYP hücresi için mekanik analizler gerçekleştirilmiştir. Yapısal analiz için membran üzerindeki von Mises gerilme dağılımları Şekil 8'de

verilmiştir. Bipolar plaka kanal tasarımı, BP ile MEÜ arasındaki güçlü temas nedeniyle membran üzerinde gözlemlenebilir; cıvata deliklerine uygulanan sıkıştırma torkları nedeniyle membran köşelerindeki von Mises gerilmeleri merkez kısımdaki gerilmelerden daha yüksektir. Sıkıştırma torku arttıkça maksimum von Mises gerilme değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Cıvata sayısı 12 olduğunda, cıvatalara uygulanan 9 Nm'lik bir sıkıştırma torkunda membran üzerinde hesaplanan maksimum von Mises gerilimi 12,452 MPa, minimum von Mises gerilimi ise 0,052 MPa'dır. Nafion membranının maksimum gerilme değeri, malzemenin dayanım sınırını (yaklaşık olarak 30 MPa) aşmadığı için hasar riski bulunmamaktadır [36].



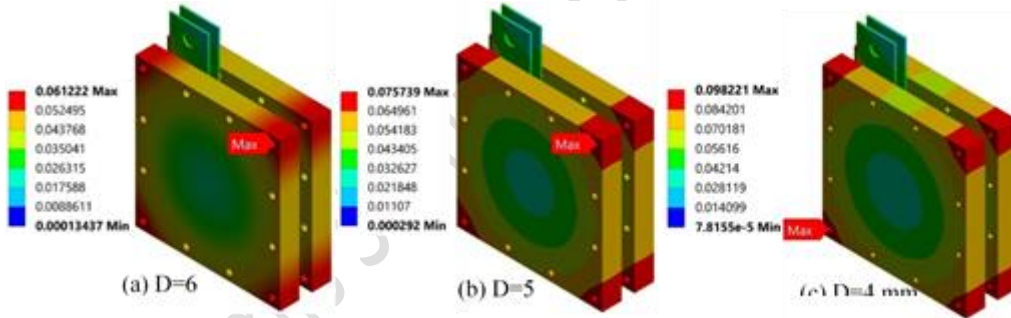
Şekil 8. Sıkıştırma torkunun membrandaki von Mises gerilme dağılımı üzerindeki etkisi.
Figure 8. Effect of clamping torque on the von Mises stress distribution in the membrane.



Şekil 9. Cıvata sayısının anot uç plakadaki asal gerilme dağılımı üzerindeki etkisi.
Figure 9. Effect of bolt number on the principal stress distribution in the anode end plate.

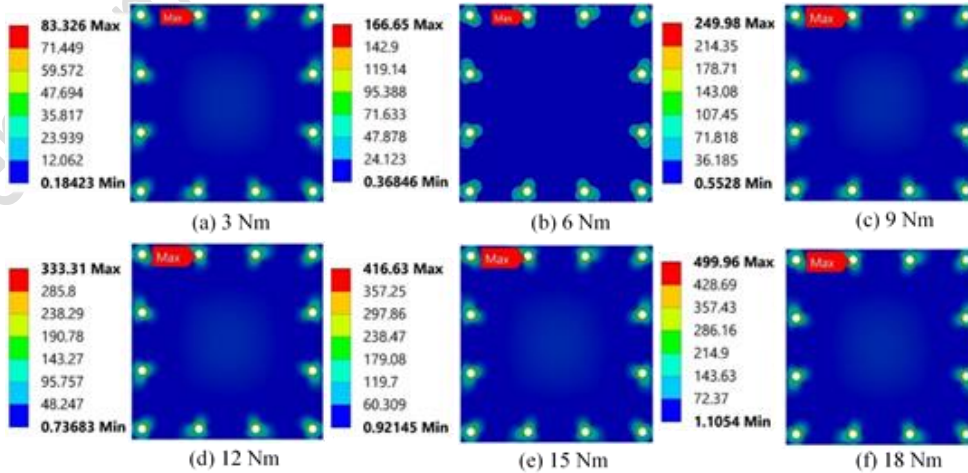
Model geometrisi ve uygulanan aksel yük simetrik bir yapıda olduğu için simetrik konturler oluşmuştur. Anot uç plakası üzerindeki asal gerilmeler, cıvata sayısı arttıkça daha homojen bir dağılım göstermektedir (bkz. Şekil 9). Bu durum, PEM yakıt hücresinin elektrokimyasal performansını olumlu bir şekilde etkileyecektir. Wen vd. [37] yaptıkları çalışmada, aynı sıkıştırma torkunda monte edilen bir polimer elektrolit membran (PEM) yakıt hücresinde cıvata sayısının artmasıyla birlikte maksimum güç yoğunluğunun arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Önemli gerilme konsantrasyonlarını ve olası yapısal çatlakları önlemek için tek hücre veya yığın montajında daha fazla cıvata gerekebilir. Çalışma, 100 cm² aktif alana sahip PEMYP montajı için N=12, N=16 ve N=20'de üç farklı cıvata sayısının sayısal analizini içermektedir. Asal gerilmeler cıvata deliklerinden uç levhanın merkezine doğru kademeli olarak azalır ve cıvata deliklerindeki gerilme konsantrasyonu maksimum seviyeye ulaşır. Benzer bir durum, literatürdeki çalışmada da tespit edilmiştir. Zhang vd. [38] çalışmalarında asal gerilmelerin cıvata deliklerinden uç plakanın merkezine doğru kademeli azaldığını gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte, besleme, boşaltma portları ve manifoldun varlığı, gerilme konsantrasyonlarının gözlemlenmesine neden olmuştur. Maksimum gerilme değeri, sıkıştırma cıvatalarına yakın bir konumda olduğu için, besleme ve boşaltma portlarının kenarlarında yoğun gerilmeler belirgin bir şekilde gözlemlenmiştir. Cıvata deliği çapları sırasıyla 4 mm,

5 mm ve 6 mm olan üç farklı geometrideki toplam deformasyon dağılımları Şekil 10'da verilmiştir. Sıkıştırma torkları kare uç levhanın köşelerine yakın uygulandığı için toplam deformasyon orta bölüme göre daha yüksektir. Merkezdeki deformasyon değerlerini incelediğimizde delik çapı 6 mm olan 12 cıvata olan modele 9 Nm sıkıştırma torku uyguladığımızda daha homojen bir deformasyon dağılımının meydana geldiği görülmektedir. Daha küçük metrik boyutlu cıvatalar kullanıldığında toplam deformasyonun arttığı gözlemlenmiştir. Cıvata deliği çapının küçülmesi, aynı montaj yükü altında gerilme konsantrasyonlarının artmasına neden olabilir. Bu durum, cıvata deliğine yakın bölgelerde gerilmenin artış göstermesine ve sonuç olarak bölgedeki deformasyonun artmasına yol açabilir. Cıvata deliği çapı 6 mm'den 4 mm'ye düşürüldüğünde maksimum toplam deformasyon artışı %60.4'tür. Sıkıştırma torkunun anot uç plakasındaki von Mises gerilme dağılımı üzerindeki etkisi Şekil 11'de verilmiştir. Uç plaka üzerindeki von Mises gerilme dağılımı, Asghari vd. [39] tarafından yapılan çalışma ile uyumlu bulunmuştur. Cıvata deliklerine yakın bölgelerde von Mises gerilme değerlerinin yüksek olduğu gözlemlenmiştir. 18 Nm'lik bir sıkıştırma torkunda, maksimum von Mises gerilmesi cıvata deliklerine yakın bölgede elde edilmiştir (499.96 MPa). Kare uç levhanın merkezindeki gerilme değerleri 0.2 MPa ile 1.1 MPa arasında değişmektedir.



Şekil 10. Cıvata deliği çapının toplam deformasyon dağılımına etkisi.

Figure 10. Effect of bolt hole diameter on the total deformation distribution.



Şekil 11. Sıkıştırma torkunun anot uç plakadaki von Mises gerilme dağılımı üzerindeki etkisi.

Figure 11. Effect of clamping torque on the von Mises stress distribution in the anode end plate.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada, grafit bipolar plakalara sahip tek bir hücrenin montajını simüle etmek için sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılmıştır. Montaj sırasındaki gerilme ve deformasyonu daha iyi anlamak için ANSYS Mechanical yazılımına dayalı PEMYP'in mekanik davranışı simüle edilmiştir. Sıkıştırma torku, cıvata deliği çapı ve cıvata sayısının hücrenin kalbi olarak tanımlanan membran üzerinde üretilen von Mises gerilimi ve toplam deformasyon üzerindeki etkilerini analiz etmek için bir dizi istatistiksel analiz yapılmıştır. Design-Expert 13'de (deneme sürümü) istatistiksel analizler yapılmış, membran üzerinde oluşan gerilmeyi ve toplam deformasyonu en aza indirmek için cevap yüzey yöntemi (CYY) uygulanmış ve optimum tasarım koşulları araştırılmıştır. Optimizasyon sonuçlarına göre cıvata sayısı 12, sıkıştırma torku 9 Nm ve cıvata delik çapı 6 mm olduğu zaman minimum gerilme ve deformasyon değerleri sırasıyla 12.846 MPa ve 0.063 mm'dir. İkinci dereceden model tarafından tahmin edilen minimum von Mises gerilimi (12.846 MPa), sayısal verilere (12.452 MPa) kıyasla makul bir hataya (%3.164) sahiptir. Benzer şekilde, ikinci dereceden model tarafından tahmin edilen minimum toplam deformasyon (0.063 mm), simülasyon verilerine (0.061 mm) kıyasla makul bir hataya (%3.278) sahip olduğu sonucuna varılmıştır.

Sıkıştırma torku artışıyla birlikte, yakıt pili bileşenlerindeki gerilme ve deformasyon seviyeleri artmıştır; bu durumda membran üzerindeki maksimum von Mises gerilme değişimi 21 MPa olarak hesaplanmıştır. Cıvata sayısının artmasıyla, yakıt pilinin bileşenlerinde daha homojen bir gerilme dağılımı gözlemlenmiştir. Ancak, fazla cıvata kullanımının gerilmeleri artırabileceği göz önünde bulundurularak, üretim öncesi olası hasar ve deformasyonları tahmin etmek için mevcut kriterler dikkate alınmalıdır. Cıvata sayısının artmasıyla, uç plakalardaki maksimum asal gerilme değerleri yaklaşık olarak %83.3 oranında artmıştır. Cıvata delik çaplarının azaltılmasıyla deformasyon değerleri yaklaşık olarak %60.4 oranında artmıştır.

5 Conclusions

In this study, the finite element method (FEM) was used to simulate the assembly of a single cell with graphite bipolar plates. The mechanical behavior of PEMFC based on ANSYS Mechanical software is simulated to better understand the stress and deformation during assembly. A series of statistical analyses were performed to examine the effects of clamping torque, bolt hole diameter, and bolt number on the von Mises stress and total deformation generated on the membrane, defined as the heart of the cell. Statistical analyses were made in Design-Expert 13 (trial version), the response surface method (RSM) was applied to minimize the stress and total deformation on the membrane, and optimum design conditions were investigated. From the optimization results, when the number of bolts is 12, the clamping torque is 9 Nm, and the bolt hole diameter is 6 mm, the minimum stress and deformation values are 12.846 MPa and 0.063 mm, respectively. The minimum von Mises stress (12.846 MPa) predicted by the quadratic model has a reasonable error (3.164%) compared to the numerical data (12.452 MPa). Similarly, it was concluded that the minimum total deformation (0.063 mm) predicted by the quadratic model has a reasonable error (3.278%) compared to the simulation data (0.061 mm). With increased clamping torque, fuel cell components' stress and deformation

levels have been raised. In this case, the maximum von Mises stress change on the membrane was calculated as 21 MPa. With the increase in bolts, a more homogeneous stress distribution was observed in the fuel cell components. However, considering that increased bolt numbers may increase stresses, existing criteria should be regarded to predict possible damage and deformations before production. With the increase in bolt number, the maximum principal stress values in the end plates increased by approximately 83.3%. By decreasing the bolt-hole diameters, deformation values grew by about 60.4%.

6 Yazar katkı beyanı

Bu çalışmada Yazar 1 literatür taraması, sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi, veri toplama ve makale yazılması başlıklarında; Yazar 2 makale yazılması, eleştirel inceleme ve makalenin içerik açısından kontrol edilmesi; Yazar 3 literatür taraması, sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi, veri toplama ve makale yazılması başlıklarında katkı sunmuşlardır.

7 Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur. Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

8 Kaynaklar

- [1] Xu J, Zhang C, Wan Z, Chen X, Chan SH, Tu Z, "Progress and perspectives of integrated thermal management systems in PEM fuel cell vehicles: A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155, 111908, 2022.
- [2] Aadil Rasool M, Khalilpour K, Rafiee A, Karimi I, Madlener R, "Evaluation of alternative power-to-chemical pathways for renewable energy exports". *Energy Conversion and Management*, 287, 117010, 2023.
- [3] Becken S, Mackey B, Lee DS, "Implications of preferential access to land and clean energy for Sustainable Aviation Fuels". *Science of The Total Environment*, 886, 163883, 2023.
- [4] Akgül G, Turan Z, "Application of biochar derived from industrial tea waste into the fuel cell-a novel approach". *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 26(1), 122-126, 2020.
- [5] Yola M, "Application of polyoxometalate/carbon nitride nanotubes nanocomposite for directly methanol oxidation". *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 25(7), 904-906, 2019.
- [6] Barbir F, Yazici, S, "Status and development of PEM fuel cell technology". *International Journal of Energy Research*, 32(5), 369-378, 2008
- [7] Tawalbeh M, Alarab S, Al-Othman A, Javed RMN, "The Operating Parameters, Structural Composition, and Fuel Sustainability Aspects of PEM Fuel Cells: A Mini Review". *Fuels*, 3(3), 449-474, 2022.
- [8] Manoharan Y, Hosseini SE, Butler B, Alzhahrani H, Senior BTF, Ashuri T, Krohn J, "Hydrogen fuel cell vehicles; Current status and future prospect". *Applied Sciences*, 9(11), 2019.
- [9] Song K, Wang Y, Ding Y, Xu H, Mueller-Welt P, Stuermlinger T, Bause K, Ehrmann C, Weinmann HW, Schaefer J, Fleischer J, Zhu K, Weighard F, Trostmann M, Schwartze M, Albers A, "Assembly techniques for proton exchange membrane fuel cell stack: A literature review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 153, 111777, 2022.

- [10] Dafalla A, Jiang F, "Stresses and their impacts on proton exchange membrane fuel cells: A review". *International Journal of Hydrogen Energy*, 43, 2327-2348, 2018.
- [11] Chen CY, Su SC, "Effects of assembly torque on a proton exchange membrane fuel cell with stamped metallic bipolar plates". *Energy*, 159, 440-447, 2018.
- [12] Gatto I, Urbani F, Giacoppo G, Barbera O, Passalacqua E, "Influence of the bolt torque on PEFC performance with different gasket materials". *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(20), 13043-13050, 2011.
- [13] Huo W, Wu P, Xie B, Du Q, Liang J, Qin Z, Zhang G, Sarani I, Xu W, Liu B, Wang B, Yin Y, Lin J, Jiao K, "Elucidating non-uniform assembling effect in large-scale PEM fuel cell by coupling mechanics and performance models". *Energy Conversion and Management*, 277, 116668, 2023.
- [14] Liu J, Tan J, Yang W, Li Y, Wang C, "Better electrochemical performance of PEMFC under a novel pneumatic clamping mechanism". *Energy*, 229, 120796, 2021.
- [15] Bates A, Mukherjee S, Hwang S, Lee SC, Kwon O., Choi GH, Park S, "Simulation and experimental analysis of the clamping pressure distribution in a PEM fuel cell stack". *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(15), 6481-6493, 2013.
- [16] Zhang Z, Tao WQ, "Effect of assembly pressure on the performance of proton exchange membrane fuel cell". *Energy Storage and Saving*, 2, 359-369, 2023.
- [17] Atyabi SA, Afshari E, Wongwises S, Yan WM, Hadjadj A, Shadloo MS, "Effects of assembly pressure on PEM fuel cell performance by taking into accounts electrical and thermal contact resistances". *Energy*, 179, 490-501, 2019.
- [18] Zhang H, Rahman MA, Mojica F, Sui PC, Chuang PA, "A comprehensive two-phase proton exchange membrane fuel cell model coupled with anisotropic properties and mechanical deformation of the gas diffusion layer". *Electrochimica Acta*, 382, 138273, 2021.
- [19] Yang D, Hao Y, Li B, Ming P, Zhang C, "Topology optimization design for the lightweight endplate of proton exchange membrane fuel cell stack clamped with bolts". *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(16), 9680-9689, 2022.
- [20] Chang WR, Hwang JJ, Weng FB, Chan SH, "Effect of clamping pressure on the performance of a PEM fuel cell". *Journal of Power Sources*, 166(1), 149-154, 2007.
- [21] Boyaci San FG, Isik-Gulsac I, Okur O, "Analysis of the polymer composite bipolar plate properties on the performance of PEMFC (polymer electrolyte membrane fuel cells) by RSM (response surface methodology)". *Energy*, 55, 2013.
- [22] Ngetich CC, Mutua J, Kareru P, Karanja K, Wanjiru E, "Integrated Taguchi and response surface methods in geometric and parameter optimization of PEM fuel cells". *Fuel Cells*, 23(5), 324-337, 2023.
- [23] Peng L, Lai X, Liu D, Hu P, Ni J, "Flow channel shape optimum design for hydroformed metal bipolar plate in PEM fuel cell". *Journal of Power Sources*, 178(1), 223-230, 2008.
- [24] Chen Z, Zuo W, Zhou K, Li Q, Huang Y, EJ, "Multi-objective optimization of proton exchange membrane fuel cells by RSM and NSGA-II". *Energy Conversion and Management*, 277, 2023.
- [25] Al-Baghdadi Maher "Influence of the number of cells on the stress distribution in a running PEM fuel cell stack". *International Journal of Energy and Environment*, 9(2), 103-128, 2018.
- [26] Hu G, Wu X, Suo Y, Xia Y, Xu Y, Zhang Z, "Finite element analysis of PEMFC assembling based on ANSYS". *International Journal of Electrochemical Science*, 13(2), 2080-2089, 2018.
- [27] Jo M, Cho HS, Na Y. "Comparative analysis of circular and square end plates for a highly pressurized proton exchange membrane water electrolysis stack". *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(18), 6315, 2020.
- [28] Movahedi M, Ramiar A, Ranjber AA, "3D numerical investigation of clamping pressure effect on the performance of proton exchange membrane fuel cell with interdigitated flow field". *Energy*, 142, 617-632, 2018.
- [29] Ozdemir SN, Taymaz I, Okumuş E, Boyacı San FG, Akgün F, "Optimization of operating parameters for boosting the performance of the PEMEC by the response surface methodology". *International Journal of Green Energy*, 2023
- [30] Myers RH, Montgomery DC, Anderson-Cook CM, "Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments", *John Wiley & Sons, Inc.*, 2016.
- [31] Ceylan H, Kubilay S, Aktas N, Sahiner N, "An approach for prediction of optimum reaction conditions for laccase-catalyzed bio-transformation of 1-naphthol by response surface methodology (RSM)". *Bioresource Technology*, 99(6), 2025-2031, 2008.
- [32] Shahi A, Chellam PV, Singh RS, Verma A, "Biodegradation of reactive red 120 in microbial fuel cell by Staphylococcus equorum RAP2: Statistical modelling and process optimization". *Journal of Water Process Engineering*, 40, 101913, 2021.
- [33] Zhang L, Jiang Y, Pang X, Hua P, Gao X, Li Q, Li Z, "Simultaneous Optimization of Ultrasound-Assisted Extraction for Flavonoids and Antioxidant Activity of Angelica keiskei Using Response Surface Methodology (RSM)". *Molecules*, 24(19), 3461,
- [34] Liu B, Wei MY, Zhang W, Wu CW, "Effect of impact acceleration on clamping force design of fuel cell stack". *Journal of Power Sources*, 303, 118-125, 2016.
- [35] Sedighi M, Aljlil SA, Alsubei MD, Ghasemi M, Mohammadi M, "Performance optimisation of microbial fuel cell for wastewater treatment and sustainable clean energy generation using response surface methodology". *Alexandria Engineering Journal*, 57(4), 4243-4253, 2018.
- [36] Pham TA, Koo S, Park H, Luong QT, Kwon OJ, Jang S, Kim SM, Kim K, "Investigation on the microscopic/macrosopic mechanical properties of a thermally annealed nafion® membrane". *Polymers*, 13(22), 2021.
- [37] Wen CY, Lin YS, Lu CH, "Experimental study of clamping effects on the performances of a single proton exchange membrane fuel cell and a 10-cell stack". *Journal of Power Sources*, 192(2), 475-485, 2009.
- [38] Zhang Z, Zhang J, Zhang T, "Endplate Design and Topology Optimization of Fuel Cell Stack Clamped with Bolts". *Sustainability (Switzerland)*, 14(8), 2022.
- [39] Asghari S, Shahsamandi MH, Ashraf Khorasani MR, "Design and manufacturing of end plates of a 5 kW PEM fuel cell". *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(17), 9291-9297, 2010.