


FREN DİSK-BALATA MEKANİZMASININ ÜÇ BOYUTLU GERİLME ANALİZİ

Mehmet Nurullah BALCI 

¹Hacettepe University, Department of Mechanical Engineering, Beytepe Campus, Ankara, TURKEY
mehmetbalci@hacettepe.edu.tr

(Geliş/Received: 18.04.2020; Kabul/Accepted in Revised Form: 09.10 2020)

ÖZ: Bu çalışmada bir otomobil disk fren mekanizması için üç boyutlu termoelastik gerilme analizi yapılmıştır. Disk/balata çifti için silindirik koordinatlarda ısı iletim denklemi türetilmiştir. Isı iletim denklemini balata ve disk için çözebilmek için sınır ve ilk şartlar belirlenmiştir. Balata ve disk arasındaki sürtünme katsayısı sıcaklığa ve zamana bağlıdır. Sıcaklığa ve zamana bağlı sürtünme katsayısını dikkate almak için termal analizde iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Hareket denklemi türetilmiş, sabit hızda giden aracın frenleme anından itibaren doğrusal olmayan şekilde yavaşlayarak durma anına ulaştığı görülmüştür. Sıcaklığın artması sürtünme katsayısında azalmaya ve durma zamanında artışa sebep olmuştur. Balata ve disk arasında sürtünme nedeniyle oluşan toplam ısı akısı hesaplanmıştır. Isı akısı balata ve disk yüzeylerine ısı paylaşım oranı düşünülerek uygulanmıştır. Silindirik koordinatlarda termoelastik gerilme-gerinim bağıntıları türetilmiştir. Bu bağıntıların denge denklemi içerisine konulması ile birlikte Navier denklemleri elde edilmiştir. Isı iletim ve Navier denklemlerinin hesaplamalı olarak çözülebilmesi için sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Disk/balata çifti için sıcaklık dağılımları ve eşdeğer von-Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Frenleme basıncının ve balata fiziksel özelliklerinin disk/balata fren mekanizmasında oluşan sıcaklık ve eşdeğer gerilme değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Sonuçlar balata malzemesi özelliklerinin disk/balata çifti için sıcaklık ve gerilmeleri dikkate değer ölçüde etkilediğini göstermiştir. Isı iletim katsayısı, yoğunluğu ve ısı kapasitesi yüksek olan bir balata malzemesi kullanımı disk üzerindeki gerilmeleri azaltarak aşınma ve kırılma gibi durumların önlenmesinde önemli rol oynayabilir.

Anahtar Kelimeler: Disk-balata mekanizması, Sürtünme ısı üretimi, Sonlu Elemanlar Analizi, Sıcaklık dağılımı, von-Mises gerilmesi.

Three Dimensional Stress Analysis of a Brake Disc-Pad Mechanism

ABSTRACT: In the present study, three-dimensional thermoelastic stress analysis is carried out for the automobile disc brake mechanism. Heat conduction equation is derived at cylindrical coordinate system for the disc/pad couple. In order to solve the heat conduction equation for the pad and disc, boundary and initial conditions are specified. The coefficient of friction between the pad and disc is temperature and time dependent. In order to take into account temperature and time dependent coefficient of friction, iterative method is developed in thermal analysis. Equation of motion is derived and it is observed that vehicle travelling at constant speed reaches the moment of stop with decelerating nonlinearly. Total heat flux due to the friction between pad and disc is calculated. Heat flux is applied to the surface of the pad and the disc considering heat partition ratio. Thermoelastic stress-strain relations are derived at cylindrical coordinates. Navier equations are obtained by substituting these relations into equations of equilibrium. In order to solve the heat conduction and Navier equations computationally, the finite element method is used. Temperature distributions and equivalent von-Mises stresses for the disc/pad couple are calculated. Influences of brake pressure and physical properties of the pad upon the values of temperature and equivalent stress



are examined. Results indicate that properties of pad material lead to remarkable influence on temperature and stress for disc/pad couple. Utilization of pad material with high conductivity, density and specific heat capacity may play a significant role on avoiding wear and fracture situations by reducing stresses on the disc.

Key Words: *Disc-pad mechanism, Frictional heat generation, Finite Element Analysis, Temperature distribution, von-Mises stress.*

GİRİŞ (INTRODUCTION)

Disk fren sistemleri araçların seyir halindeki güvenliği açısından önemli bir makine elemanıdır. Bu tip fren sistemlerinin performansı balata-disk yüzeyi arasındaki temas şartlarına oldukça bağlıdır. Sürücünün fren pedalına basması ile fren hidroliği kaliper pistonuna aktararak balatanın disk yüzeyine bir baskı kuvveti ile teması sonucu sürtünmeli baskılama sağlanır. Bu kaymalı temasta, balata ve disk arasındaki sürtünme kuvveti diskin bağlı bulunduğu rotorun dönme hareketini yavaşlatmaya başlar. Aracın kinetik enerjisi ısı enerjisine dönüştürülür ve bu ısının büyük kısmı fren balatası ve disk tarafından emilir (Söderberg ve Andersson, 2009). Frenleme sırasında ısıya dönüşen mekanik enerji kaymalı sürtünmeye maruz balata ve diskte sıcaklık yükselmesine sebep olur (Mahmoudi ve diğ., 2015). Fazla yüklenmiş sürtünme çiftleri çoğu zaman müsaade edilen maksimum sıcaklıktan daha yüksek sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Bu termal deformasyonlara, sürtünme katsayısında dalgalanmalara, fren kayıpları oluşmasına, aşırı aşınmalara ve termal çatlak oluşumlarına sebep olabilmektedir (Yevthushenko ve Grzes, 2014). Choi ve Lee (2004) homojen ve Karbon-Karbon kompozit disk fren için sürtünme ısısı üretimi olan zamana bağlı termoelastik temas problemini iki-boyutta sonlu elemanlar analizi kullanarak incelemiş, tekrarlanan frenleme için sürtünme yüzeylerinde basınç ve sıcaklık dağılımları ile oluşan termoelastik kararsızlık olgusunu çalışmasında sunmuştur. Cho ve Ahn (2002) bir fren diski için zamana bağlı termoelastik analizi Fourier dönüşümü tekniği ve sonlu elemanlar metodu kullanarak gerçekleştirmiştir. Grzes (2014) tekil bir frenleme anında fren diski üzerinde oluşan sıcaklık değerlerini frenleme basıncının temas alanında uniform olduğunu kabul ederek sonlu elemanlar metodu vasıtası ile bulmuştur.

Wolff (2010) fren balataları için günümüzdeki termal analiz modelleme yaklaşımlarını araştırmış, bu yaklaşımların bir-boyutlu modeller, iki-boyutlu modeller ve daha karmaşık olan üç-boyutlu modeller kullanılarak yapıldığını belirtmiştir. Zhu ve diğ. (2009) acil bir frenleme anında fren balatasında üç-boyutlu zamana bağlı sıcaklık dağılımını çözmek için sonlu elemanlar metodu, yaklaşık integral metodu, Green fonksiyonları metodu, Laplace dönüşüm metodu ve İntegral dönüşüm metodu üzerine odaklanmıştır. İntegral dönüşüm metodunun diğer yöntemlere göre daha doğru ve güvenilir sonuçlar ürettiğini belirtmişlerdir. Disk/balata fren sistemleri için disk üzerinde oluşan sıcaklık dağılımları ve araç durma mesafesi sürtünme ve aşınma katsayılarının sıcaklığa bağlı fonksiyonlar ile modellenmesiyle bulunmuştur (Yevtushenko ve Grzes, 2012; Yevtushenko ve diğ., 2013; Yevtushenko ve Grzes, 2014; Yevtushenko ve Grzes, 2015). Zamana bağlı farklı sürtünme gücü profillerinin fren diski ve balata üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisi Yevtushenko ve diğ. (2019) tarafından analitik olarak araştırılmış, kesin çözümler Duhamel teorisi kullanılarak üretilmiştir. Yevtushenko ve diğ. (2018) değişen zamana bağlı sürtünme gücü profillerine maruz fren disk/balata çiftinde termal gerilme dağılımlarını incelemek için analitik bir yöntem geliştirmiş, farklı zamana bağlı sürtünme gücü profillerinin fren diskinin sürtünme yüzeyi üzerinde çekme yönünde gerilmelere neden olduğu ve çevresel yönde oluşan çekme gerilmelerinin termal mikro çatlaklara yol açtığı sonucuna varmıştır.

Üç boyutta tekil frenleme için aşınma ve sürtünme ısı dinamiği denklemlerinin sonlu elemanlar metodu ile çözümü Grzes (2018) tarafından sunulmuş, temas yüzeyindeki pürüz etkisi de dikkate alınmıştır. Akhtar ve diğ. (2013) bir debriyaj sistemi için zamana bağlı sürtünme ısısı içeren termoelastik analizleri kuru sürtünme kabulü ile sonlu elemanlar metodu kullanarak gerçekleştirmiş, elde edilen temas yüzeyi basıncını, ısı akısını ve yüzey sıcaklıklarını sunmuştur. Grzes (2019) tekrar eden frenleme uygulamalarında fren diskinde görülen maksimum sıcaklığın bulunabilmesi için zamana bağlı eksenel-

simetrik bir disk/balata modeli geliştirmiş, bu modeli sonlu elemanlar metodu kullanarak çözmüştür. Katı model veya havalandırma kanalcıklarına sahip homojen veya homojen olmayan fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeden (FDM) imal edilmiş fren disklerinde termal veya termoelastik analizler sonlu elemanlar metodu kullanılarak birçok araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir (Söderberg ve Andersson, 2009; Shahzamanian ve diğ., 2010a; Shahzamanian ve diğ., 2010b; Adamowicz ve Grzes, 2011; Tehrani ve Talebi, 2012; Belhocine ve Bouchetara, 2012a; Belhocine ve Bouchetara, 2012b; Belhocine ve Bouchetara, 2013; Narayana ve diğ., 2014; Mahmoudi ve diğ., 2015; Belhocine ve diğ., 2014; Belhocine ve diğ., 2016; Belhocine, 2017).

Fren diskleri için yeni malzemelerin test edilmesi ve fren performanslarının yapılması araştırmacılar için önemli bir konudur. Karbon-Karbon (C-C) kompozit fren diskleri geliştirilmiş malzeme performansına sahip olduklarından uçak fren disklerinde, roket uçlarında ve hızlı tren frenlerinde kullanım alanı bulabilmektedir (Choi ve Lee 2004). Karbon-Karbon (C-C) kompozit malzemelerin termofiziksel özelliklerinin tahmini ve bu malzemelerin fren diskinde kullanılmasının değerlendirilmesi üzerine çoklu ölçekte modelleme tekniği Guo ve diğ. (2020) tarafından sunulmuştur. Balata malzemesi özelliklerinin fren performansına etkisi de araştırılmıştır. Palmiye çekirdeği kabuğu tabanlı frenleme balatalarının termal kalitesini arttırmak için termal gerilme davranışı benzetimleri kullanan Matlab ortamında yeni bir matematiksel model geliştirilmiştir (Fono-Tamo, 2018). Yeni tasarlanan balata malzemelerinin sürtünme performansı Liew ve Nirmal (2013) tarafından incelenmiş, sürtünme katsayısı ve aşınma katsayıları farklı hız ve temas basıncı değerleri için sunulmuştur. Frenleme sırasında oluşan sürtünme kaynaklı ısı nedeniyle rotor yüzeyi ile rotor içerisi arasında sıcaklık farkı meydana gelir. Yüzey, iç kısımlara göre oldukça fazla ısınır ve ısınan yüzey iç bölgelere göre daha fazla genişir. Soğuma sırasında rotor yüzeyinde ısıl büzülme oluşur ve basma yönünde plastik deformasyon oluşabilir. Bunun sonucunda rotor içerisinde çekme gerilmeleri oluşur ve bu yüzey çatlaklarını meydana getirir. Bu olayın birçok kez tekrar etmesi oluşan çatlakların ilerlemesine yol açar. Bu nedenle, frenlemenin ilk evresinde yüzey ve iç bölgeler arasındaki sıcaklık farkını düşürmek yüzey çatlaklarının oluşumunun engellenmesi için verimli bir yol olarak düşünülebilir (Jimbo ve diğ. 1990).

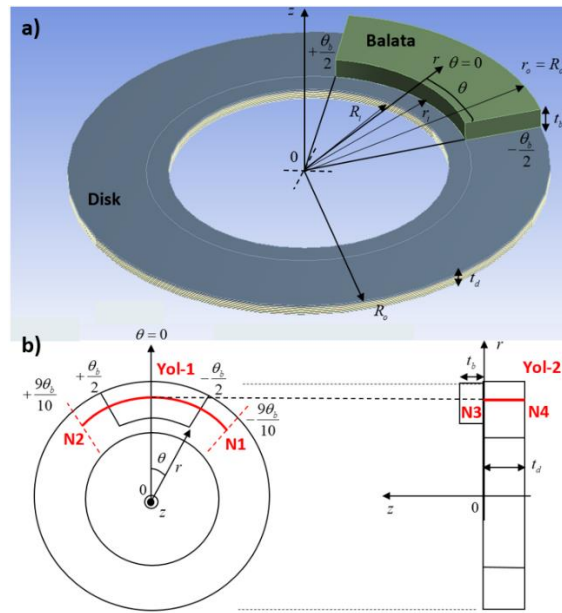
Yapılan literatür araştırması, disk/balata fren sistemlerinin termoelastik analizleri için analitik ve/veya hesaplamalı olarak yapılan birçok çalışma olduğunu göstermektedir. Ancak üç boyutlu bir modelde frenleme basıncı ve balata malzemesi fiziksel özelliklerindeki parametrik değişimin üretilen ısı akısı ve bu ısı akısının paylaşımı, disk-balata çiftinde görülen sıcaklık ve eşdeğer von-Mises gerilmelerine olan etkileri henüz net bir biçimde sunulmamıştır. Sürtünme katsayısının sıcaklığa ve zamana bağlı değişimi termal analizde dikkate alınmıştır. Bunun için iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemde termal analiz sonucunda oluşan sıcaklık değerlerine göre sürtünme katsayısı değişmektedir. Zamana göre sürtünme katsayısı dağılımı, disk-balata çiftinde sıcaklık-zaman eğrileri yakınsayana kadar tekrar hesaplanmıştır. Termal analizlerde 4 iterasyon sonucunda yakınsayan sıcaklık-zaman eğrilerine ulaşılmıştır. Daha sonra sürtünme katsayısı-zaman ilişkisi eğri uydurma yöntemi ile modellenerek termal analiz tekrarlanmış, sıcaklık dağılımı bulunmuştur. Elde edilen sıcaklık dağılımı yapısal analize aktarılmış, gerekli sınır şartları uygulanarak eşdeğer von-Mises gerilmeleri bulunmuştur. Frenleme basıncının ve balata fiziksel özelliklerinin sonuçlar üzerindeki etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Frenleme basıncı ve balata malzemesinin seçiminin diskte görülen gerilmeleri azaltmada önemli rol oynadığı görülmüştür. Bu çalışmanın sonuçlarının fren sistemleri için malzeme tasarlayan araştırmacılara yol gösterici olacağına inanılmaktadır.

PROBLEM TANIMI (PROBLEM DEFINITION)

Kütlesi $m = 1016$ kg olan otomobil sabit $V_0 = 100$ km/h hızıyla hareket etmektedir. Hareket halindeki otomobilde $t=0$ anında dört tekerlekten eşit oranda frenlemenin başladığı ve balata ile disk arasındaki sürtünme nedeniyle araç hızının t_s anında sifıra düştüğü kabul edilmiştir. Frenleme işlemi aracın kinetik enerjisinin ısıya çevrilmesi ile sağlanır. Bu ısı balata ve disk arasındaki sürtünmeli temas yüzeyinde üretilir. Balata ve disk fren mekanizması şematik olarak Şekil 1(a)'da gösterilmiştir. Disk geometrisi

olduğu için silindirik koordinat sistemi (r, θ, z) kullanımı daha uygun bulunmuştur. r_i ve r_o sırasıyla balatanın iç ve dış yarıçapını göstermektedir. Benzer şekilde R_i ve R_o sırasıyla fren diskinin iç ve dış yarıçaplarını ifade etmektedir. $\theta = 0$ düzlemi balatanın tam ortasından geçmekte, $\theta = -0.5\theta_b$ balatanın başladığı düzlemi, $\theta = +0.5\theta_b$ ise balatanın sonlandığı düzlemi göstermektedir. (b) ve (d) alt indisleri sırasıyla balata ve diski işaret etmekte, t_b balata kalınlığını t_d ise disk kalınlığını göstermektedir. Şekil 1(b) balata disk fren sisteminin üst ve sol yan görünüşlerini göstermektedir. Burada Yol-1 ve Yol-2 olarak tanımlanmış iki adet iz bulunmaktadır. Fren mekanizması için termal analizler üç boyutta ve zamana bağlı şekilde yapılmıştır. Bu sebeple sıcaklık alanı $T(r, \theta, z, t), (r, \theta) \in \Omega$ şeklinde ifade edilebilir. Burada Ω temas alanı olup denklem (1)'de ifade edilmiştir.

$$\Omega \in \{\text{Alan} \mid r_i \leq r \leq r_o = R_o, -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b\}. \quad (1)$$



Şekil 1. Disk-balata fren mekanizması için şematik resim (a) 3 Boyutlu katı model, (b) Üst görünüş, (c) Sol-yan görünüş.

Figure 1. Schematic view for the disc-pad brake mechanism (a) 3D Solid model, (b) Top view, (c) Left-side view.

Yol-1, balata ve diskin temas yüzeyi üzerinde $\theta = -0.9\theta_b$ düzleminden başlayıp, $\theta = +0.9\theta_b$ düzleminde sonlanmaktadır. Başlangıç ve bitiş noktaları sırasıyla N1 ve N2 şeklinde gösterilmiştir. Sol-yan görünüşte ise Yol-2 gösterilmiştir. Yol-2 ise $\theta = 0$ düzleminde disk ve balata temas yüzeyinden başlayıp, disk arka yüzeyine kalınlık yönünde giden bir izdir. Başlangıç ve bitiş noktaları sırasıyla N3 ve N4 olarak gösterilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen sıcaklık değerleri Yol-1 ve Yol-2 üzerinde alınarak grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 1 fren disk ve balatası için kullanılan boyutları ve parametreleri göstermektedir (Talati ve Jalalifar, 2009; Yevtushenko ve Grzes, 2012).

Çizelge 1. Disk ve balata için boyutlar ve operasyon parametreleri.*Table 1. Dimensions and operation parameters for disc and pad.*

Parametre	Balata (b)	Disk (d)
İç yarıçap, r_i, R_i (mm)	76.6	66
Dış yarıçap, r_o, R_o (mm)	113.5	113.5
Kalınlık t_b, t_d (mm)	10	5.5
Başlangıç açısal hızı ω (rad/s)	-	88.464
Isıl taşıyım katsayısı h (W/m ² K)	60	60
İlk sıcaklık T_0 (°C)	20	20
Ortam sıcaklığı T_a (°C)	20	20

Disk-balata fren sisteminin termoelastik analizinde aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır (Yevtushenko ve Grzes, 2015):

- Temas yüzeyi üzerindeki frenleme basıncı aracın her bir diski üzerinde eşit ve p_0 basıncı ile gösterilmektedir.
- Disk üzerindeki termal yük bu diskin yarı-düzlemine göre simetriktir. Bu yüzden hesaplamalı bölge diskin yarısını içerecek şekilde $\frac{1}{2}$ modellenmiştir.
- Sürtünme katsayısı temas alanında farklılık gösterebilmekte, zamanın ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir. Sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısının temas alanında integralinin temas alanına bölünmesi zamana bağlı ortalama sürtünme katsayısını verir.

$$\eta_{ort}(t) = \frac{1}{A_b} \iint_{\Omega} \eta(T(r, \theta, z, t)) d\Omega, \quad 0 \leq t \leq t_s. \quad (2)$$

- Balata ve disk fren sistemi ile dış yüzeyler arasında olan taşıyım ısı transferi Newton'un soğuma yasası ile modellenmiştir. Burada h sabit taşıyım ısı transferi katsayısını ifade etmektedir.
- Işıyım ısı transferi ihmal edilmiştir. İlk başta balata ve disk eşit koşulda ortam sıcaklığındadır.
- Balata ve disk yüzeyi arasında mükemmel ısı iletim olduğu varsayılmış, balata ve disk yüzeyine normal yönde akan ısı ve depolanan ısı üretilen toplam sürtünmeli ısıya eşittir.
- Fren balatası ve disk arasındaki temas alanı Ω aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\Omega = \{r_i \leq r \leq r_o, -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b, z = 0\} \quad (3)$$

$$A_b = 0.5 (R_o^2 - r_i^2) \theta_b. \quad (4)$$

Frenleme sırasında araç hızındaki değişim aşağıdaki diferansiyel denklem ile ifade edilebilir (Yevtushenko ve Grzes 2014; Yevtushenko ve Grzes, 2015):

$$m \frac{dV(t)}{dt} = -F(t), \quad 0 \leq t \leq t_s. \quad (5)$$

İlk durumda araç hızı $V(0) = V_0 = 100$ km/h 'tir. Araç tekerlek dış yarıçapı $R_w = 0.314$ m ve disk rotorunun ilk açısal hızı $\omega_0 = 88.464$ rad/s 'dir. Zamana bağlı sürtünme kuvveti aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$F(t) = 8\eta(t) p_0 A_b R_w^{-1} r_{eq}, \quad (6)$$

Denklem (6)'da temas yüzeyi eşdeğer yarıçapı aşağıdaki formül ile ifade edilebilir (Yevtushenko ve Grzes, 2014; Yevtushenko ve Grzes, 2015):

$$r_{eq} = \frac{1}{A_p} \int_{-0.5\theta_b}^{+0.5\theta_b} \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr d\theta = \frac{2(r_o^3 - r_i^3)}{3(R_o^3 - R_i^3)}. \quad (7)$$

Denklem (5) ile gösterilen diferansiyel denklemin çözümünden zamana göre aracın hızı aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$V(t) = V_0 - \frac{16\pi(r_o^3 - r_i^3)P_0}{3m R_w} \int_0^t \eta_{ort}(\tau) d\tau, \quad 0 \leq t \leq t_s. \quad (8)$$

Aracın duruş zamanı t_s , Denklem (8)'de $V(t) = 0$ işlemi yapılarak elde edilebilir. Disk/balata fren sistemi için zamana bağlı sıcaklık alanı $T(r, \theta, z, t)$ üç boyutlu zamana bağlı ısı iletimi denkleminin çözümünden elde edilir (Yevtushenko ve Grzes, 2015). Disk için oluşturulan ısı iletim denkleminde diskin dönme hızına bağlı oluşan katı konveksiyon terimi $C_d \rho_d (\partial T / \partial \theta)$ ihmal edilmiştir. Toplam üretilen ısı miktarı $Q_{Toplam} = Q_{Transfer} + Q_{Depolanan} + Q_{Işınım}$ şeklinde ifade edilebilir. Burada $Q_{Transfer}$ balata ve diske transfer edilen sürtünmeli ısıyı göstermektedir.

$$k_b \left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] T = \rho_b C_b \frac{\partial T}{\partial t},$$

$$r_i \leq r \leq r_o,$$

$$-0.5\theta_b \leq \theta \leq +0.5\theta_b,$$

$$0 \leq z \leq t_b,$$

$$0 \leq t. \quad (9)$$

$$k_d \left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] T = \rho_d C_d \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \omega \frac{\partial T}{\partial \theta} \right),$$

$$R_i \leq r \leq R_o,$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi,$$

$$-t_d \leq z \leq 0,$$

$$0 \leq t. \quad (10)$$

Balata için termal sınır ve ilk şartlar aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_i} = h [T(r_i, \theta, z, t) - T_a], \quad -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b, \quad 0 \leq z \leq t_p, \quad 0 \leq t, \quad (11)$$

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{r=r_o} = h [T_a - T(r_o, \theta, z, t)], \quad -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b, \quad 0 \leq z \leq t_p, \quad 0 \leq t, \quad (12)$$

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{\theta=-0.5\theta_b} = h [T(r, -0.5\theta_b, z, t) - T_a], \quad r_i \leq r \leq r_o, \quad 0 \leq z \leq t_p, \quad 0 \leq t, \quad (13)$$

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{\theta=0.5\theta_b} = h [T_a - T(r, 0.5\theta_b, z, t) - T_a], \quad r_i \leq r \leq r_o, \quad 0 \leq z \leq t_p, \quad 0 \leq t, \quad (14)$$

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=t_b} = h [T_a - T(r, \theta, t_b, t)], \quad (r, \theta) \in \Omega, \quad 0 \leq t, \quad (15)$$

$$k_p \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0^+} = (1 - \gamma) q_f, \quad r_i \leq r \leq r_o, \quad -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b, \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (16)$$

$$T(r, \theta, z, 0) = T_a, \quad r_i \leq r \leq r_o, \quad -0.5\theta_b \leq \theta \leq 0.5\theta_b, \quad 0 \leq z \leq t_b, \quad (17)$$

Disk için termal sınır ve ilk şartlar aşağıdaki gibi yazılır:

$$k_d \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_i} = h [T(R_i, \theta, z, t) - T_a], \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad -t_d \leq z \leq 0, \quad 0 \leq t, \quad (18)$$

$$k_d \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_o} = h [T_a - T(R_o, \theta, z, t)], \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad -t_d \leq z \leq 0, \quad 0 \leq t, \quad (19)$$

$$k_d \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0^-} = h [T_a - T(r, \theta, 0^-, t)], \quad R_i \leq r \leq r_i, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad 0 \leq t, \quad (20)$$

$$k_d \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=-t_d} = 0, \quad R_i \leq \theta \leq R_o, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad t \geq 0, \quad (21)$$

$$T(r, \theta, z, 0) = T_a, \quad R_i \leq r \leq R_o, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad -t_d \leq z \leq 0. \quad (22)$$

$$k_d \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0^-} = \begin{cases} g(t) \gamma q_f & , \quad r_i \leq r \leq R_o, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad 0 \leq t \leq t_s \\ \left[(1 - g(t)) h [T_a - T(r, \theta, 0^-, t)] \right], & r_i \leq r \leq R_o, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad t \geq 0 \end{cases} \quad (23)$$

$$g(t) = \begin{cases} 1, & 0 \leq t \leq t_s \\ 0 & t > t_s \end{cases} \quad (24)$$

$g(t)$ boyutsuz bir fonksiyondur ve zamana göre 0 veya 1 değerlerini alır. Bu fonksiyon frenleme esnasında $0 \leq t \leq t_s$ diske ısı akısını sağlamak için 1 değerini alır. Frenleme zamanı bittikten sonra $t \geq t_s$ dış ortam ile taşınım ısı transferini sağlamak için 0 değerini alır (Yevtushenko ve diğ. 2013). q_f disk ve balata yüzeyi arasında üretilen ısı akısını göstermekte olup bu ısı aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$q_f(t) = \eta(t) p_0 r R_w^{-1} V(t), \quad r_i \leq r \leq R_o, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad 0 \leq t \leq t_s. \quad (25)$$

Burada γ ısı paylaşım oranı olarak adlandırılır (Charron, 1943) ve bu katsayı aşağıdaki formül ile hesaplanır (Yevtushenko ve Grzes, 2011; Yevthusenko ve diğ., 2013; Grzes, 2019):

$$\gamma = \frac{\sqrt{k_d \rho_d C_d}}{\sqrt{k_d \rho_d C_d} + \sqrt{k_b \rho_b C_b}}. \quad (26)$$

Burada k , ρ ve C sırasıyla ısı iletim katsayısını, yoğunluğu ve özgül ısı kapasitesini gösterir. Disk yüzeyine doğru uygulanan ısı akısı $Q_d = \gamma q_f$, balata yüzeyine doğru uygulanan ısı akısı ise $Q_b = (1 - \gamma) q_f$ formülü ile hesaplanır. Balata ve disk üzerinde oluşan gerilmeler silindirik koordinatlarda termoelastik bağıntılar kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir (Eslami, 2013):

$$\sigma_{rr}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{rr}^{(i)} + \lambda^{(i)} e^{(i)} - \beta^{(i)} T^{(i)}, \quad (27)$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{\theta\theta}^{(i)} + \lambda^{(i)} e^{(i)} - \beta^{(i)} T^{(i)}, \quad (28)$$

$$\sigma_{zz}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{zz}^{(i)} + \lambda^{(i)} e^{(i)} - \beta^{(i)} T^{(i)}, \quad (29)$$

$$\sigma_{r\theta}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{r\theta}^{(i)}, \quad (30)$$

$$\sigma_{\theta z}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{\theta z}^{(i)}, \quad (31)$$

$$\sigma_{rz}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{rz}^{(i)}, \quad (32)$$

$$\sigma_{\theta_z}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{\theta_z}^{(i)}, \quad (33)$$

$$\sigma_{zr}^{(i)} = 2\mu^{(i)} \varepsilon_{zr}^{(i)}, \quad (34)$$

Burada i indeksi balata veya disk malzemesini simgelemektedir $i = \{b, d\}$. μ malzemenin kayma modülü olmak üzere Denklem (27)-(34)'de gösterilen değişkenler aşağıda verilmiştir.

$$\mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad (35)$$

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad (36)$$

$$\beta = \frac{\alpha E}{1-2\nu} = \alpha(3\lambda + 2\mu). \quad (37)$$

$$e = \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z}. \quad (38)$$

Silindirik koordinat sisteminde cisim yükünün olmadığı durumda Navier denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir (Eslami, 2013):

$$(\lambda + 2\mu) \frac{\partial e}{\partial r} - 2\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \omega_z}{\partial \theta} - \frac{\partial \omega_\theta}{\partial z} \right) - \beta \frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad (39)$$

$$(\lambda + 2\mu) \frac{1}{r} \frac{\partial e}{\partial \theta} - 2\mu \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial z} - \frac{\partial \omega_z}{\partial r} \right) - \beta \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0, \quad (40)$$

$$(\lambda + 2\mu) \frac{\partial e}{\partial z} - \frac{2\mu}{r} \left(\frac{\partial(r\omega_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial \omega_r}{\partial \theta} \right) - \beta \frac{\partial T}{\partial z} = 0, \quad (41)$$

$$\omega_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} - \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right), \quad (42)$$

$$\omega_\theta = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{\partial u_z}{\partial r} \right), \quad (43)$$

$$\omega_z = \frac{1}{2r} \left(\frac{\partial(ru_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right). \quad (44)$$

Eşdeğer von-Mises gerilmesi aşağıdaki formül ile hesaplanır (Benslimane ve diğ., 2018):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} \overline{\overline{\sigma^D}} : \overline{\overline{\sigma^D}}}, \quad (45)$$

$$\overline{\overline{\sigma^D}} = \overline{\overline{\sigma}} - \frac{1}{3} \text{tr}(\overline{\overline{\sigma}}) \overline{\overline{\mathbf{I}}}, \quad (46)$$

$\overline{\overline{\mathbf{I}}}$ birim matrisi göstermekte, $\overline{\overline{\sigma^D}}$ deviatoric gerilme bileşenini simgelemektedir. Burada,

$$\sigma_{rr}^D = \frac{1}{3} (2\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} - \sigma_{zz}), \quad (47)$$

$$\sigma_{\theta\theta}^D = \frac{1}{3} (-\sigma_{rr} + 2\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{zz}), \quad (48)$$

$$\sigma_{zz}^D = \frac{1}{3}(-\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} + 2\sigma_{zz}). \quad (49)$$

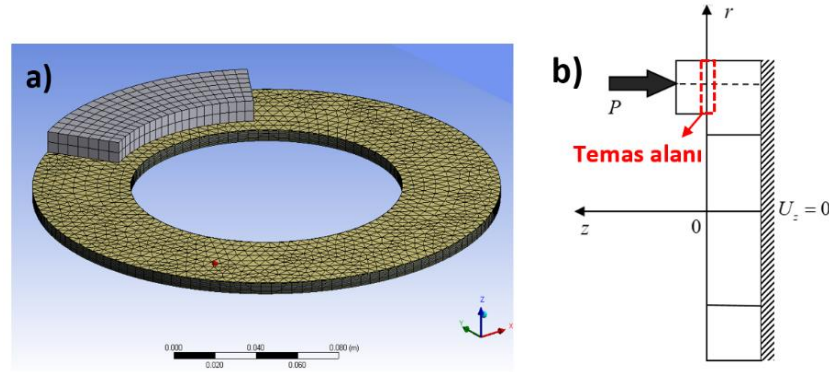
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} \text{tr}(\bar{\sigma})^2 - \frac{1}{2} \text{tr}(\bar{\sigma})^2}. \quad (50)$$

ÇÖZÜM METODU (SOLUTION METHOD)

Diskte elde edilen sıcaklık dağılımları ve disk/balata çifti için hesaplanan gerilmeler termoelastik analizlerin sonlu elemanlar metodu ile yapılmasından elde edilir. Üç boyutlu disk ve balata için sonlu elemanlar modeli ANSYS (2016) programı kullanılarak oluşturulmuştur. Analizler iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Öncelikle zamana bağlı termal analizler yapılmış, diskte oluşan sıcaklık değerleri $t \in (0, 10s)$ aralığı için elde edilmiştir.

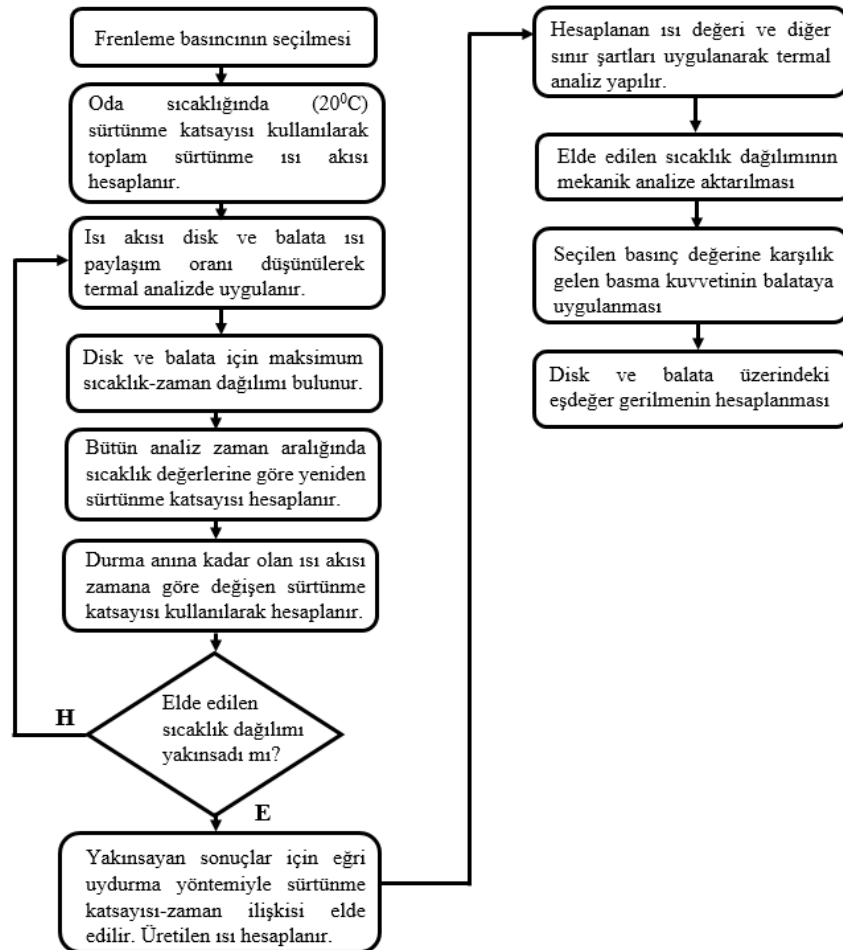
Frenleme anından arta kalan zamanda disk hava ile ısı taşınım yoluyla soğumaktadır. $t = 0s$ frenleme anı ve $t = t_s$ durma anını göstermektedir. Balata ve disk arasındaki temas yüzeyi hesaplanarak, frenleme basıncı balata üst yüzeyinden basma ($-z$) yönünde P kuvveti ile balataya uygulanmıştır. Fren balatası ve disk temas yüzeyi 39.57 cm^2 olarak bulunmuştur. Buna göre frenleme basıncı (p_0) 0.59, 0.78, 1.18 ve 1.47 MPa için uygulanması gereken kuvvet sırasıyla $P = 2334.63 \text{ N}$, $P = 3086.46 \text{ N}$, $P = 4669.26 \text{ N}$ ve $P = 5816.79 \text{ N}$ olarak elde edilir. Bu basınç değerleri Yevtushenko ve diğ. (2013) ve Yevtushenko ve Grzes (2015) 'de kullanılmıştır. Disk-balata çiftinin z -eksenine göre simetrik olduğu düşünüldüğünden $\frac{1}{2}$ model oluşturulmuştur. Bu yüzden disk arka yüzeyinde ısı geçişi olmayıp z -ekseninde yer-değiştirmeye izin verilmemektedir. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli ve bu modele mekanik olarak uygulanan sınır şartları ve yüklemeler Şekil 2'de gösterilmiştir. Termal analizde 103428 düğüm noktası içeren 18756 üç boyutlu termal eleman, elastik analizde ise 38786 düğüm noktası içeren 6837 üç boyutlu yapısal eleman kullanılmıştır.

Sürtünme katsayısı sabit olmayıp sıcaklığa ve zamana göre değişmektedir. Bu değişimi dikkate alabilmek için iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Bir frenleme basıncı seçilir. Bu frenleme basınç değeri için öncelikle oda sıcaklığında ($T_a = 20^\circ \text{C}$) sürtünme katsayısı kullanılarak termal çözüm yapılır. Zamana karşı disk ve balata çiftinde oluşan sıcaklık dağılımı için sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısı değerleri hesaplanır. Böylece her bir zaman değerine karşılık gelen sıcaklık için yeniden sürtünme katsayısı hesaplanır. Bu işlem disk balata çiftinde sıcaklık-zaman eğrileri yakınsayana kadar iteratif olarak devam eder. Yakınsayan sıcaklık dağılımı elde edildiğinde eğri uydurma yöntemi kullanılarak durma anına kadar sürtünme katsayısı-zaman fonksiyonu elde edilir. Bu fonksiyon kullanılarak hesaplanan ısı akısı termal analizde disk ve balata mekanizmasına uygulanır ve nihai sıcaklık dağılımı elde edilir. Bulunan sıcaklık değerleri kararlı rejim yapısal analize aktarılır ve referans sıcaklığa göre ($T_a = 20^\circ \text{C}$) eşdeğer gerilmeler hesaplanır. Geliştirilen yöntemin akış şeması Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 2. (a) Disk ve balata için sonlu elemanlar modeli (ANSYS, 2016), (b) Yapısal analizde uygulanan sınır şartları ve yüklemeler.

Figure 2. (a) Finite element model for disc and pad (ANSYS, 2016), (b) Applied boundary conditions and loads in structural analysis.



Şekil 3. Geliştirilen yöntemin akış şeması.

Figure 3. Flowchart of developed method.

SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA (NUMERICAL RESULTS AND DISCUSSIONS)

Bu bölümde fren disk mekanizması için sıcaklık dağılımı sonuçları ile beraber balata ve disk temas yüzeylerinden alınmış von-Mises gerilmeleri dağılımları da sunulmuştur. Parametrik olarak frenleme basıncı p_0 değişimi ve balata malzemesi fiziksel özellikleri k_b , ρ_b , C_b değişiminin oluşan sıcaklık dağılımına ve eşdeğer von-Mises gerilmeleri üzerine olan etkileri incelenmiştir. Analizin başlangıcında

ortam sıcaklığı balata ve disk için $20^{\circ}C$ 'dir. Disk ve balatada oluşan sıcaklık değerleri zamana bağlı ısı iletim denkleminin sonlu elemanlar metodu ile çözülmesinden elde edilmektedir. Daha sonra sonlu elemanların her bir düğüm noktasında elde edilen bu sıcaklık değeri kararlı rejim yapısal analize aktarılmıştır. Zamana bağlı termal analizler otomobilin durma süresini içerecek şekilde 10 s olarak ayarlanmıştır. Durma süresinden arta kalan zamanda $t_s \leq t \leq 10s$ dış ortam ile taşınım yoluyla soğuma gerçekleşmiştir. Buna benzer bir yaklaşım Belhocine ve Bouchetara (2012a) ve Bouchetara ve Belhocine (2014) tarafından bir fren diskinde termal analiz yapılırken benimsenmiştir. Çizelge 2'de balata ve disk için kullanılan malzeme özellikleri verilmiştir (Belhocine ve Bouchetara, 2013; Bouchetara ve Belhocine, 2014; Belhocine ve diğ. 2014; Belhocine ve diğ. 2016).

Çizelge 2. Fren balatası ve disk için termoelastik özellikler.

Table 2. Thermoelastic properties for the brake pad and disc.

Termal özellikler	Balata ^(b)	Disk ^(d)
Isı iletim katsayısı, k [$W/m^{\circ}C$]	5	57
Yoğunluk, ρ [kg/m^3]	1400	7250
Özgül ısı kapasitesi, C_p [$J/kg^{\circ}C$]	1000	460
Ortam sıcaklığı, T [$^{\circ}C$]	20	20
Isıl genleşme katsayısı, α [$10^{-6}/^{\circ}C$]	10	10.85
Poisson oranı, ν [-]	0.25	0.28
Elastik modül, E [GPa]	1	138

Frenleme basıncının sıcaklık ve gerilme üzerine etkisi (Influence of brake pressure on temperature and stress)

Bu bölümde frenleme basıncının p_0 otomobil durma zamanına t_s , disk ve balata yüzeylerine uygulanan ısı akılarına Q_d , Q_b , zamana bağlı sıcaklık değerine, Yol-1 ve Yol-2 üzerinde görülen sıcaklık dağılımlarına olan etkileri incelenmiştir. Daha sonra balata ve disk için eşdeğer von-Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Frenleme basıncı 0.5 ile 1.5 MPa değerleri arasında seçilmiştir (Choi ve Lee, 2004; Soderberg ve Anderssen, 2009; Yevthusenko ve Grzes, 2014; Yevthusenko ve Grzes, 2015). Bu çalışmada Yevtushenko ve diğ. (2013)'de kullanıldığı gibi frenleme basınçları sırasıyla 0.59 MPa, 0.78 MPa, 1.18 MPa ve 1.47 MPa kullanılmıştır. Bu basınçlarda sürtünme katsayısının sıcaklığa göre değişim fonksiyonları aşağıda verilmiştir:

$$\eta(T) = 6.35 \times 10^{-3} + \frac{0.762}{1 + [0.19 \times 10^{-2} (T + 180)]^2}, \quad p_0 = 0.59 \text{ MPa}, \quad (51)$$

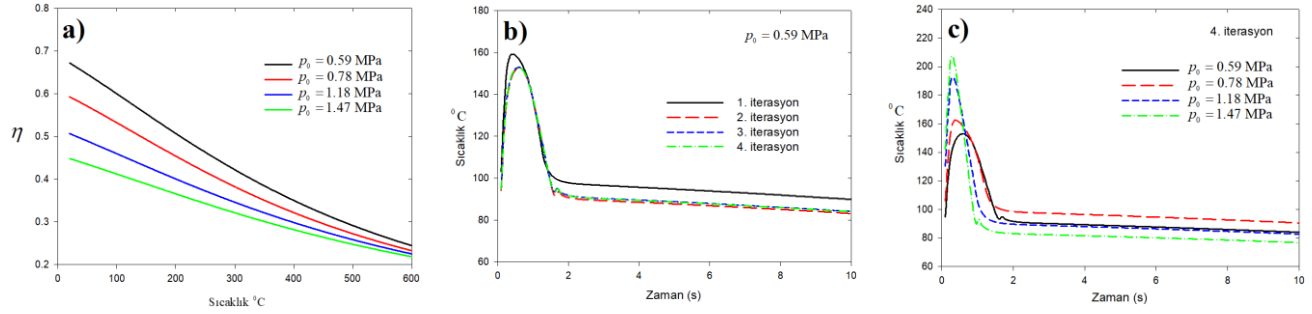
$$\eta(T) = 0.0321 + \frac{0.642}{1 + [0.19 \times 10^{-2} (T + 180)]^2}, \quad p_0 = 0.78 \text{ MPa}, \quad (52)$$

$$\eta(T) = 0.0285 + \frac{0.57}{1 + [0.162 \times 10^{-2} (T + 250)]^2}, \quad p_0 = 1.18 \text{ MPa}, \quad (53)$$

$$\eta(T) = 0.036 + \frac{0.48}{1 + [0.15 \times 10^{-2} (T + 250)]^2}, \quad p_0 = 1.47 \text{ MPa}. \quad (54)$$

Bu basınç değerleri için oda sıcaklığında ($20^{\circ}C$) sürtünme katsayısı değerleri sırasıyla 0.672, 0.593, 0.507 ve 0.448 olarak bulunur. Şekil 4(a) artan sıcaklığa göre sürtünme katsayısının değişimini göstermektedir. Şekil 4(b) iteratif çözümler sonucu elde edilen sıcaklık-zaman eğrilerini göstermektedir. Burada 4. iterasyon sonucunda sıcaklık dağılımının yakınsadığı görülebilir. Şekil 4(c) ise 4. iterasyon

sonucunda çeşitli frenleme basınçları sonucu elde edilen sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Değişen frenleme basınçlarında iteratif çözümler sonucu elde edilen araç durma zamanı t_s , Çizelge 3'de gösterilmiştir. Frenleme basıncı arttıkça aracın durma süresi t_s azalmaktadır. İteratif çözümler sonucu aracın durma zamanının arttığı görülmüştür. Bunun nedeni sürtünme katsayısının artan sıcaklığa göre azalması ve durma süresini arttırmasıdır. Yakınsayan sıcaklık dağılımı sonuçları ile durma süresine kadar sürtünme katsayısı-zaman ilişkisi eğri uydurma yöntemi ile belirlenir ve doğrusal olmayan ısı akısı disk-balata çiftine uygulanır.



Şekil 4. (a) Sürtünme katsayısının sıcaklığa göre değişimi, (b) İterasyonların sıcaklık-zaman eğrisine olan etkisi, (c) Sıcaklığın zamana göre değişimi (4. iterasyon).

Figure 4. (a) Variation of coefficient of friction with respect to temperature, (b) The influence of iterations on temperature-time curve, (c) Temperature change with respect to time (4th iteration).

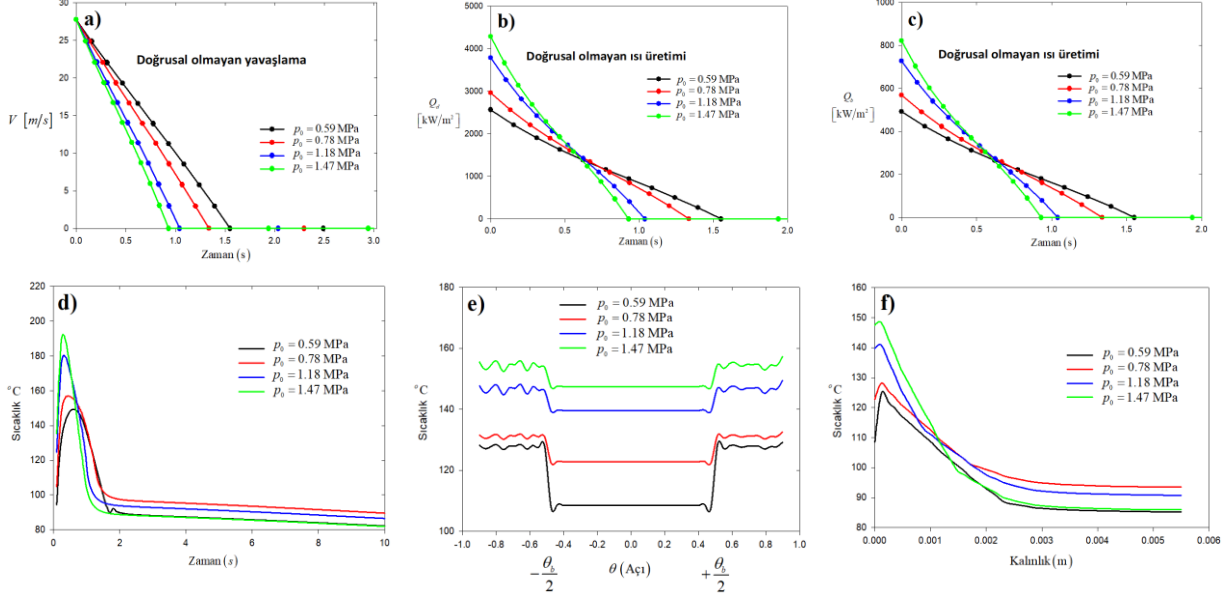
Çizelge 3. Değişen frenleme basınç değerlerine göre durma zamanı.

Table 3. Stopping time for various values of brake pressure.

Frenleme Basıncı p_0 (MPa)	Sürtünme katsayısı (20 °C)	Durma zamanı (t_s)	Durma zamanı (t_s)	Durma zamanı (t_s)	Durma zamanı (t_s)
		1. iterasyon	2. iterasyon	3. iterasyon	4. iterasyon
0.59	0.672	1.315s	1.487s	1.472s	1.552s
0.78	0.593	1.127s	1.267s	1.270s	1.336s
1.18	0.507	0.872s	0.956s	0.962s	1.040s
1.47	0.448	0.792s	0.859s	0.857s	0.930s

Disk ve balataya uygulanan ısı akıları Denklem (23) - (26) vasıtası ile hesaplanır. Frenleme basıncı arttıkça disk ve balataya uygulanan ısı akısı miktarı artmaktadır. Durma süresine kadar olan ısı akısı sürtünme katsayısındaki değişim nedeniyle doğrusal değildir ve bu durum Şekil 5(b) ve Şekil 5(c)'de görülebilir. Disk yüzeyindeki sıcaklığın zamana göre değişimi Şekil 5(d)'de görülmektedir. Frenleme basıncı arttıkça disk yüzeyindeki sıcaklık değerleri artmakta, $p_0 = 1.47$ MPa için durma süresi içinde $0 \leq t \leq t_s = 0.930$ s olduğu durumda 200 °C'ye yaklaştığı görülmüştür. $p_0 = 0.59$ MPa için durma süresi $0 \leq t \leq t_s = 1.552$ s içerisinde sıcaklık azami olarak 150 °C'ye ulaşmıştır. Durma anında ($t = t_s$), değişen frenleme basınçları için Yol-1 ve Yol-2 üzerindeki sıcaklık değerleri hesaplanmış sonuçlar Şekil 5(e) ve Şekil 5(f)'de sunulmuştur. Frenleme basıncı arttıkça Yol-1 üzerindeki sıcaklık değerleri artmakta, $p_0 = 1.47$ MPa olduğunda 150 °C'ye ulaşmaktadır. Basınç arttıkça disk/balataya temas yüzeyindeki sıcaklık

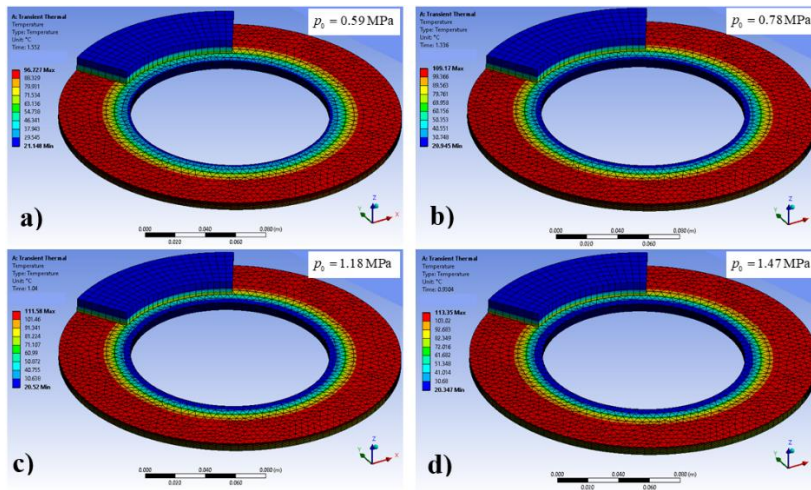
ile temas yüzeyi dışında görülen sıcaklık arasındaki fark azalmaktadır. Yol-2 temas yüzeyinden kalınlık yönünde disk arka yüzeyine giden izdir. Şekil 5(f) durma zamanında t_s frenleme basıncı arttıkça disk yüzeyine doğru sıcaklıkların arttığını göstermektedir.



Şekil 5. Frenleme basıncının etkisi (a) Hız-zaman, (b) Diske uygulanan ısı akısı-zaman, (c) Balataya uygulanan ısı akısı-zaman, (d) Sıcaklık-zaman, (e) Sıcaklığın durma anında Yol-1 üzerindeki dağılımı, (f) Sıcaklığın durma anında Yol-2 üzerindeki dağılımı.

Figure 5. Influence of brake pressure (a) Velocity-time, (b) Heat flux applied to disc-time, (c) Heat flux applied to pad-time, (d) Temperature-time, (e) Distribution of temperature on Yol-1 at stop time, (f) Distribution of temperature on Yol-2 at stop time.

Her bir frenleme basıncı için durma anında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 6'da gösterilmiştir. Disk iç çevresi taşınım yoluyla soğumaya maruz olduğu için bu kısımlarda sıcaklık değeri balatanın temas ettiği yere göre düşüktür. Frenleme basıncı arttıkça durma anlarında sıcaklık değerlerinin arttığı görülmüştür. Ancak, bütün durumlarda diskte maksimum sıcaklığa durma anından önce ulaşıldığı Şekil 5(d)'den anlaşılabilir.



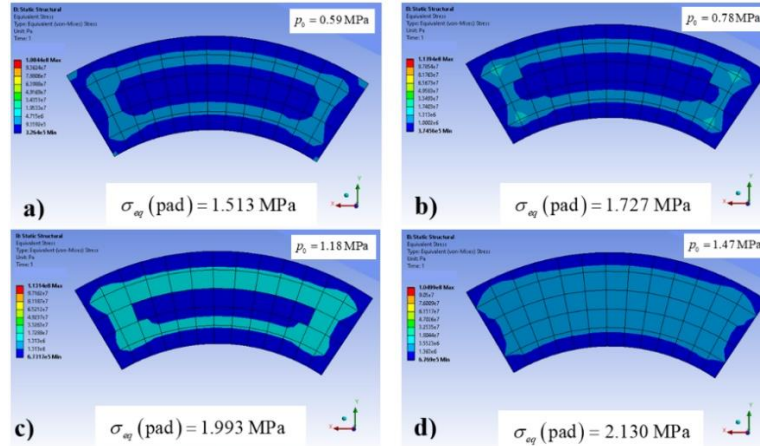
Şekil 6. Değişen frenleme basınçları için durma anlarında disk/balata çiftindeki sıcaklık dağılımı.

Figure 6. Temperature contours in disc/pad couple at stop time for varying brake pressures.

Şekil 7 ve Şekil 8 sırasıyla balata ve disk üzerindeki durma anında ($t = t_s$), eşdeğer von-Mises

gerilmelerini göstermektedir. Frenleme basıncı artarken balata üzerinde görülen gerilme değerinin de arttığı görülmüştür.

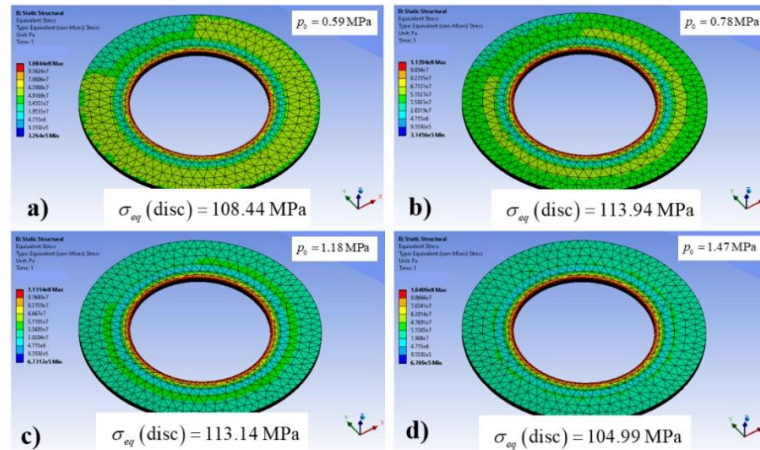
Düşük fren basınçlarında maksimum gerilme orta bölge çevresinde görülmekte iken, basınç değerinin artması ile birlikte maksimum gerilme diskin orta bölgesine yayılı bir hale gelmiştir. Gerilmelerin en az olduğu yerler ise balatanın kenarlarıdır. Gerilme değerleri 1.5 ile 2.1 MPa seviyesinde elde edilmiştir. Balata üzerindeki gerilme sonuçlarının Belhocine ve Bouchetara (2013) ve Mumtaz Jamil Akhtar ve diğ. (2013)'de elde edilen sonuçlar ile benzer düzeyde olduğu görülmüştür.



Şekil 7. Frenleme basıncının balata üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi (a) $p_0 = 0.59$ MPa, (b) $p_0 = 0.78$ MPa, (c) $p_0 = 1.18$ MPa, (d) $p_0 = 1.47$ MPa.

Figure 7. Influence of brake pressure on equivalent von-Mises stress on pad (a) $p_0 = 0.59$ MPa, (b) $p_0 = 0.78$ MPa, (c) $p_0 = 1.18$ MPa, (d) $p_0 = 1.47$ MPa.

Frenleme basıncı arttıkça disk üzerindeki gerilme öncelikle artmaktadır. Ancak basınçtaki daha fazla artış disk üzerindeki gerilmeye azalmaya sebep olmaktadır. Bunun temel sebebi yüksek frenleme basıncında disk ve balata arasındaki sürtünme katsayısının azalmasıyla termal gerilme seviyesinin düşmesidir.

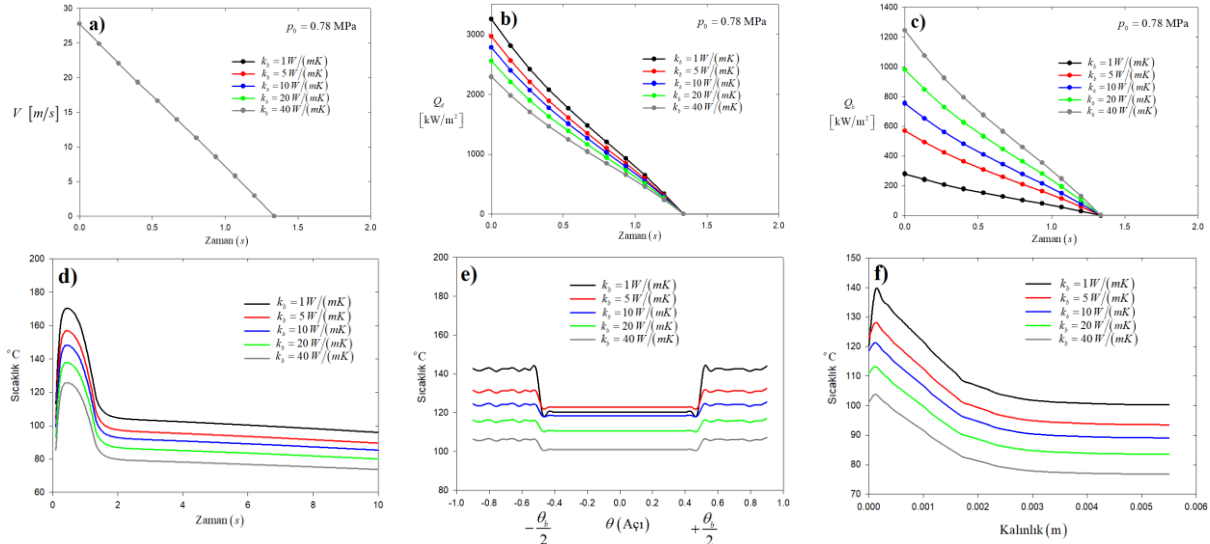


Şekil 8. Frenleme basıncının disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi (a) $p_0 = 0.59$ MPa, (b) $p_0 = 0.78$ MPa, (c) $p_0 = 1.18$ MPa, (d) $p_0 = 1.47$ MPa.

Figure 8. Influence of brake pressure on equivalent von-Mises stress on disc (a) $p_0 = 0.59$ MPa, (b) $p_0 = 0.78$ MPa, (c) $p_0 = 1.18$ MPa, (d) $p_0 = 1.47$ MPa.

Balata ısı iletkenliğinin sıcaklık ve gerilme üzerine etkisi (Influence of thermal conductivity of the pad on temperature and stress)

Bu bölümde balata malzemesinin ısı iletim katsayısındaki değişimin k_b , durma zamanına t_s , disk ve balata yüzeylerine uygulanacak ısı akısı miktarlarına Q_d , Q_b , zamana bağlı sıcaklık değerine ve Yol-1 ile Yol-2 üzerinde görülen sıcaklık dağılımlarına olan etkileri araştırılmıştır. Sıcaklık sonuçları üretildikten sonra balata ve disk için eşdeğer von-Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Literatürdeki bazı çalışmalarda seramik içerikli FC-16L ve FMC-11 adında iki tip fren balatası malzemesi kullanmış, bu malzemelerin ısı iletim katsayısı sırasıyla 0.79 W/mK ve 34.3 W/mK olarak belirtilmiştir (Yevthussenko ve Grzes 2012; Yevthussenko ve Grzes 2014; Yevthussenko ve Grzes 2015). Bazı çalışmalarda ise balata malzemesi iletkenlik değeri 1 W/mK - 5 W/mK seçilmiştir (Akhtar ve diğ. 2013; Belhocine ve Bouchetara, 2012a,b; Belhocine ve diğ. 2016). Bu nedenle balata ısı iletim katsayıları parametrik olarak $k_b = 1$ W/mK, $k_b = 5$ W/mK, $k_b = 10$ W/mK, $k_b = 20$ W/mK ve $k_b = 40$ W/mK seçilmiştir. Isı iletim katsayısı k_b dışındaki diğer balata ve disk termoelastik özellikleri için Çizelge 2'deki değerler kullanılmıştır. Şekil 9(a) balata malzemesinin ısı iletim katsayısının durma zamanına olan etkisini göstermektedir. Balatanın iletkenliğinin durma zamanına bir etkisi yoktur. Balata malzemesinin iletkenliği arttıkça disk yüzeyine uygulanan ısı akısı azalmakta, balata yüzeyine uygulanan ısı akısı artmaktadır. Bu durum Şekil 9(b) ve Şekil 9(c)'den görülebilir. Şekil 9(d)'den de görülebileceği gibi balata iletkenliği arttıkça disk yüzeyinde zamana göre maksimum sıcaklık değeri düşmektedir. Yol-1 üzerindeki sıcaklık değerleri Şekil 9(e)'de gösterilmiştir. Balata malzemesi için ısı iletim katsayısı $k_b = 1$ W/mK'den $k_b = 5$ W/mK'e artarken Yol-1 üzerindeki sıcaklık değeri bir miktar artmış, iletim katsayısının artan değerleri için $k_b = 10-40$ W/mK sıcaklık değeri giderek azalmıştır. Isı iletim katsayısının yüksek olduğu durumlarda balata/disk temas yüzeyi ile bu yüzey dışında kalan sıcaklık farkı azalmaktadır. Diskin arkasına doğru kalınlık yönünde alınan sıcaklık değerleri Yol-2'de gösterilmiş, balata malzemesinin ısı iletim katsayısındaki artışın disk kalınlığı yönündeki sıcaklıkların azalmasında etkili olduğu görülmüştür. Bu sonuç Şekil 9(f)'de sunulmuştur.

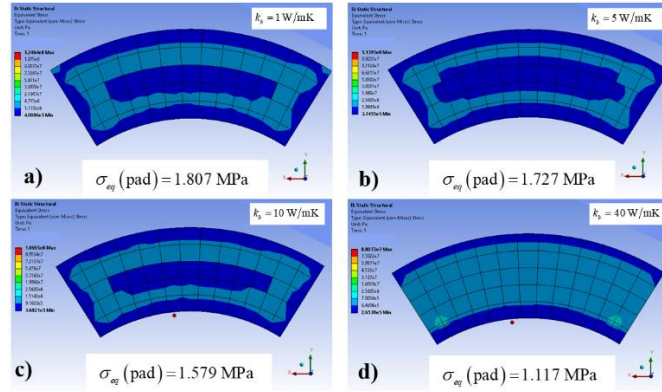


Şekil 9. Balata iletkenliğinin etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) Hız-zaman, (b) Diske uygulanan ısı akısı-zaman, (c) Balataya uygulanan ısı akısı-zaman, (d) Sıcaklık-zaman, (e) Sıcaklığın durma anında Yol-1 üzerindeki dağılımı, (f) Sıcaklığın durma anında Yol-2 üzerindeki dağılımı.

Figure 9. Influence of thermal conductivity of the pad $p_0 = 0.78$ MPa (a) Velocity-time, (b) Heat flux applied to disc-time, (c) Heat flux applied to pad-time, (d) Temperature-time, (e) Distribution of temperature on Yol-1 at stop time, (f) Distribution of temperature on Yol-2 at stop time.

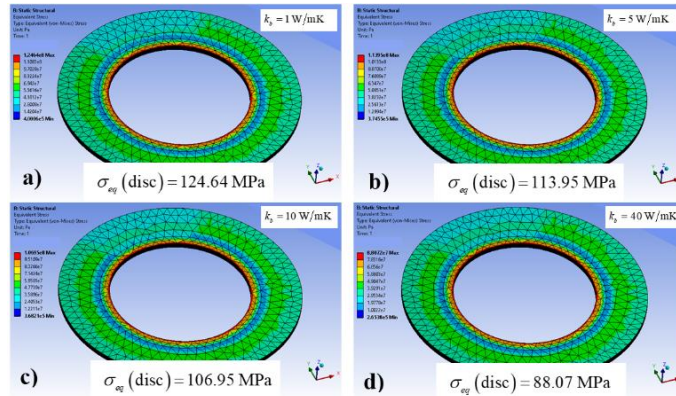
Balata ısı iletim katsayısındaki değişimin durma anında fren balatası yüzeyinde hesaplanan eşdeğer von-Mises gerilmelerine olan etkileri Şekil 10'da verilmiştir. Isı iletim katsayısı arttıkça balata yüzeyindeki

eşdeğer von-Mises gerilmeleri azalmaktadır. $k_b = 1 \text{ W/mK}$ için gerilme değeri 1.807 MPa iken, $k_b = 10 \text{ W/mK}$ için gerilme 1.579 MPa seviyesine ve $k_b = 40 \text{ W/mK}$ için gerilme değeri 1.117 MPa değerine düşmüştür. Şekil 11'de durma anında disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmeleri sunulmuştur. Benzer biçimde, balata ısı iletim katsayısındaki artış disk üzerinde gerilmelerin azalmasına sebep olmaktadır. $k_b = 1 \text{ W/mK}$ için disk üzerindeki gerilme değeri 124.64 MPa olarak gözlemlenmiş, $k_b = 10 \text{ W/mK}$ değerinde gerilme değeri 106.95 MPa olmuş ve $k_b = 40 \text{ W/mK}$ için gerilme değeri 88.07 MPa değerine düşmüştür.



Şekil 10. Balata iletkenliğinin balata üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78 \text{ MPa}$, (a) $k_b = 1 \text{ W/mK}$, (b) $k_b = 5 \text{ W/mK}$, (c) $k_b = 10 \text{ W/mK}$, (d) $k_b = 40 \text{ W/mK}$.

Figure 10. Influence of thermal conductivity of the pad on equivalent von-Mises stress on pad $p_0 = 0.78 \text{ MPa}$, (a) $k_b = 1 \text{ W/mK}$, (b) $k_b = 5 \text{ W/mK}$, (c) $k_b = 10 \text{ W/mK}$, (d) $k_b = 40 \text{ W/mK}$.



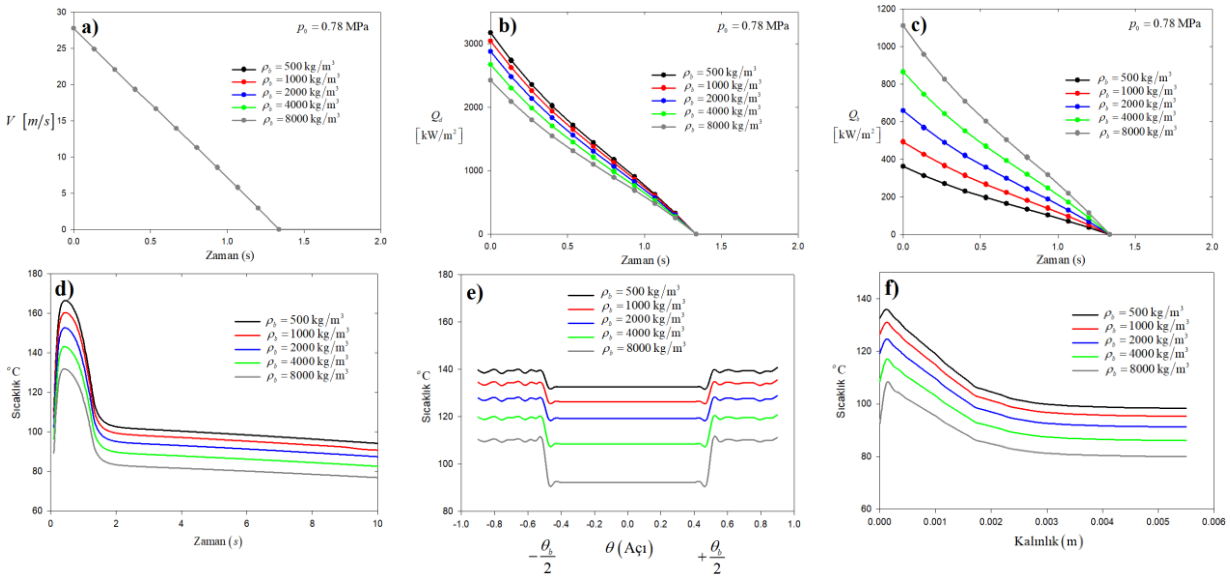
Şekil 11. Balata iletkenliğinin disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78 \text{ MPa}$, (a) $k_b = 1 \text{ W/mK}$, (b) $k_b = 5 \text{ W/mK}$, (c) $k_b = 10 \text{ W/mK}$, (d) $k_b = 40 \text{ W/mK}$.

Figure 11. Influence of thermal conductivity of the pad on equivalent von-Mises stress on disc $p_0 = 0.78 \text{ MPa}$, (a) $k_b = 1 \text{ W/mK}$, (b) $k_b = 5 \text{ W/mK}$, (c) $k_b = 10 \text{ W/mK}$, (d) $k_b = 40 \text{ W/mK}$.

Balata yoğunluğunun sıcaklık ve gerilme üzerine etkisi (Influence of mass density of the bad on temperature and stress)

Bu bölümde balata yoğunluğunun ρ_b durma zamanına t_s , disk ve balata yüzeylerine uygulanan ısı akısı miktarlarına Q_d , Q_b , sıcaklık-zaman ilişkisine ve Yol-1 ile Yol-2 üzerindeki sıcaklık dağılımlarına olan etkileri incelenmiştir. Sıcaklık sonuçları bulunduktan sonra balata ve disk için eşdeğer von-Mises gerilmeleri de hesaplanmıştır. Seramik içerikli aşındırıcı balata malzemeleri olan FC16-L ve FMC-11 için yoğunlukların sırasıyla 2500 kg/m^3 ve 4700 kg/m^3 olduğu belirtilmiştir (Yevthusenko ve diğ. 2013;

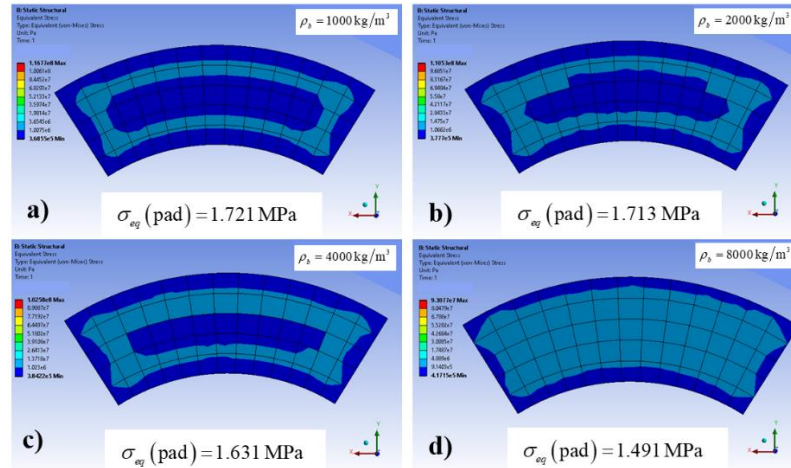
Yevtushenko ve Grzes, 2014). Bu nedenle, balata yoğunluğu 500 ile 8000 kg/m^3 değerleri arasında parametrik olarak değiştirilmiştir. Değiştirilen balata yoğunluğu dışında kalan diğer termoelastik özellikler Çizelge 2’de belirtilen özelliklerdir. Şekil 12(a)’dan da anlaşılacağı üzere balata yoğunluğunda değişimin durma zamanına bir etkisi yoktur. Ancak sürtünme kaynaklı üretilen ısının balata ve diske ne kadarının aktarılacağı malzeme özelliğine göre değişmektedir. Balata malzemesinin yoğunluğu arttıkça disk yüzeyine uygulanan ısı akısı azalmakta, balata yüzeyine aktarılan ısı akısı artmaktadır. Bu durum Şekil 12(b) ve Şekil 12(c)’den görülebilir. Balata yoğunluğu arttıkça Şekil 12(d)’den görüldüğü gibi diskte zamana göre maksimum sıcaklık değerleri düşmektedir. Yol-1 üzerindeki sıcaklık değerleri Şekil 12(e)’de verilmiştir. Balata yoğunluğu arttıkça Yol-1 üzerinde görülen sıcaklıklar azalmaktadır. Ayrıca, balata/disk temas yüzeyi ile bu yüzey dışında kalan alandaki sıcaklık değerleri arasındaki fark artmaktadır. Şekil 12(f)’den de görüleceği gibi disk kalınlığı yönündeki iz olan Yol-2 üzerindeki sıcaklık değerleri balata yoğunluğu arttıkça azalmaktadır.



Şekil 12. Balata yoğunluğunun etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) Hız-zaman, (b) Diske uygulanan ısı akısı-zaman, (c) Balataya uygulanan ısı akısı-zaman, (d) Sıcaklık-zaman, (e) Sıcaklığın durma anında Yol-1 üzerindeki dağılımı, (f) Sıcaklığın durma anında Yol-2 üzerindeki dağılımı.

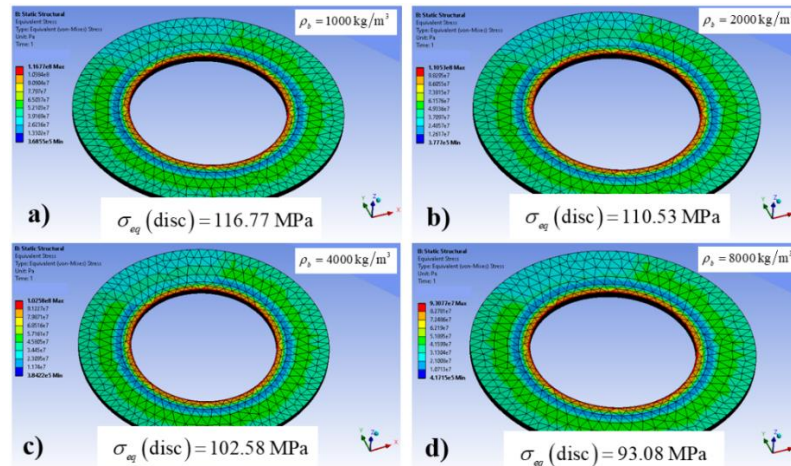
Figure 12. Influence of mass density of the pad $p_0 = 0.78$ MPa (a) Velocity-time, (b) Heat flux applied to disc-time, (c) Heat flux applied to pad-time, (d) Temperature-time, (e) Distribution of temperature on Yol-1 at stop time, (f) Distribution of temperature on Yol-2 at stop time.

Balata yoğunluğundaki değişimin durma anında balata yüzeyinde hesaplanan eşdeğer von-Mises gerilmesine olan etkisi Şekil 13’de gösterilmiştir. Yoğunluk $\rho_b = 1000$ kg/m^3 için gerilme değeri 1.721 MPa iken, $\rho_b = 4000$ kg/m^3 için gerilme 1.631 MPa, $\rho_b = 8000$ kg/m^3 için 1.491 MPa seviyesine düşmektedir. Şekil 14’de durma anında disk üzerinde görülen von-Mises gerilmesi dağılımı görülmektedir. Yoğunluk $\rho_b = 1000$ kg/m^3 için disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesi 116.77 MPa iken, $\rho_b = 4000$ kg/m^3 için 102.58 MPa, $\rho_b = 8000$ kg/m^3 için 93.08 MPa değerine düşmektedir. Böylece, balata yoğunluğunun artmasının balata ve disk üzerindeki gerilmeleri düşürdüğü söylenebilir.



Şekil 13. Balata yoğunluğunun balata üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $\rho_b = 1000$ kg/m³, (b) $\rho_b = 2000$ kg/m³, (c) $\rho_b = 4000$ kg/m³, (d) $\rho_b = 8000$ kg/m³.

Figure 13. Influence of mass density of the pad on equivalent von-Mises stress on pad $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $\rho_b = 1000$ kg/m³, (b) $\rho_b = 2000$ kg/m³, (c) $\rho_b = 4000$ kg/m³, (d) $\rho_b = 8000$ kg/m³.



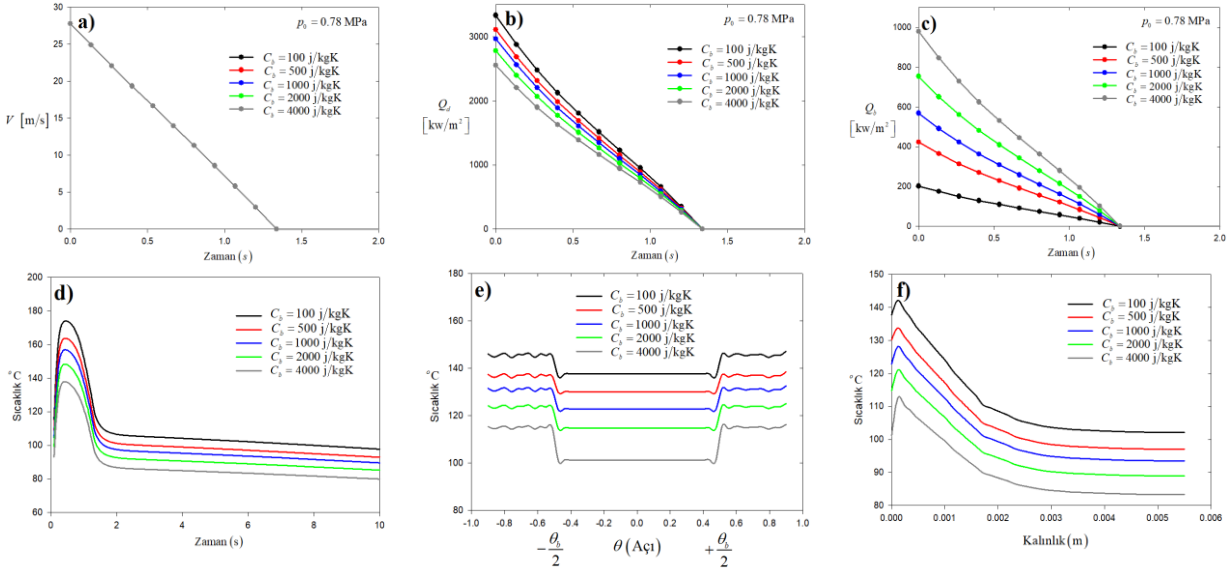
Şekil 14. Balata yoğunluğunun disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $\rho_b = 1000$ kg/m³, (b) $\rho_b = 2000$ kg/m³, (c) $\rho_b = 4000$ kg/m³, (d) $\rho_b = 8000$ kg/m³.

Figure 14. Influence of mass density of the pad on equivalent von-Mises stress on disc $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $\rho_b = 1000$ kg/m³, (b) $\rho_b = 2000$ kg/m³, (c) $\rho_b = 4000$ kg/m³, (d) $\rho_b = 8000$ kg/m³.

Balata özgül ısı kapasitesinin sıcaklık ve gerilme üzerine etkisi (Influence of specific heat capacitance of the pad on temperature and stress)

Bu bölümde balata malzemesi özgül ısı kapasitesindeki değişimin C_b , durma zamanına t_s , disk ve balata için uygulanacak ısı akısı miktarlarına Q_d , Q_b , zamana göre sıcaklık değerine ve Yol-1 ile Yol-2 üzerindeki sıcaklık dağılımlarına olan etkileri araştırılmıştır. Sonra, eşdeğer von-Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Seramik içerikli aşındırıcı balata malzemeleri olan FC-16L ve FMC-11 için özgül ısı kapasitesi değerleri sırasıyla 961 j/kg K ve 500 j/kg K olarak verilmiştir (Yevtushenko ve diğ. 2013; Yevtushenko ve Grzes, 2014). Bu bölümde balata özgül ısı kapasitesi değeri parametrik olarak $C_{pb} = 100$ j/kg K ile $C_{pb} = 4000$ j/kg K arasında değiştirilmiştir. Balata ve diskte özgül ısı kapasitesi dışındaki diğer termoelastik özellikler için Çizelge 2 verileri kullanılmıştır. Şekil 15(a)'dan da görüleceği gibi balata malzemesinin özgül ısı kapasitesinin değişiminin durma zamanına bir etkisi yoktur. Ancak, özgül ısı kapasitesi arttıkça disk yüzeyine doğru uygulanan ısı akısı miktarı azalmakta, balata yüzeyine

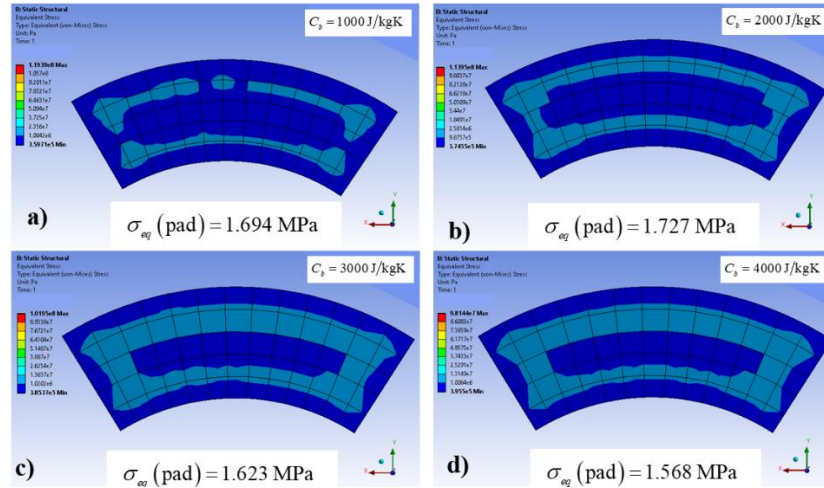
doğru uygulanan ısı akısı miktarı ise artmaktadır. Bu durum Şekil 15(b) ve Şekil 15(c)'den görülebilir. Şekil 15(d)'de zamana bağlı sıcaklık değeri verilmiştir. Balata özgül ısı kapasitesi arttıkça zamana bağlı maksimum sıcaklık değeri azalmaktadır. Benzer şekilde Yol-1 üzerinde sıcaklık değerleri de balata özgül ısı kapasitesinin artması ile azalmaktadır. Balata/disk temas yüzeyi ile temas yüzeyi dışındaki sıcaklık arasındaki fark özgül ısı kapasitesi yüksek olduğunda artmaktadır. Bu durum Şekil 15(e)'de görülmektedir. Şekil 15(f) disk kalınlığı yönünde Yol-2 üzerindeki sıcaklık dağılımlarını göstermekte, artan C_b değeri için bu yol üzerinde sıcaklığın düştüğü görülmektedir.



Şekil 15. Balata özgül ısı kapasitesinin etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) Hız-zaman, (b) Diske uygulanan ısı akısı-zaman, (c) Balataya uygulanan ısı akısı-zaman, (d) Sıcaklık-zaman, (e) Sıcaklığın durma anında Yol-1 üzerindeki dağılımı, (f) Sıcaklığın durma anında Yol-2 üzerindeki dağılımı.

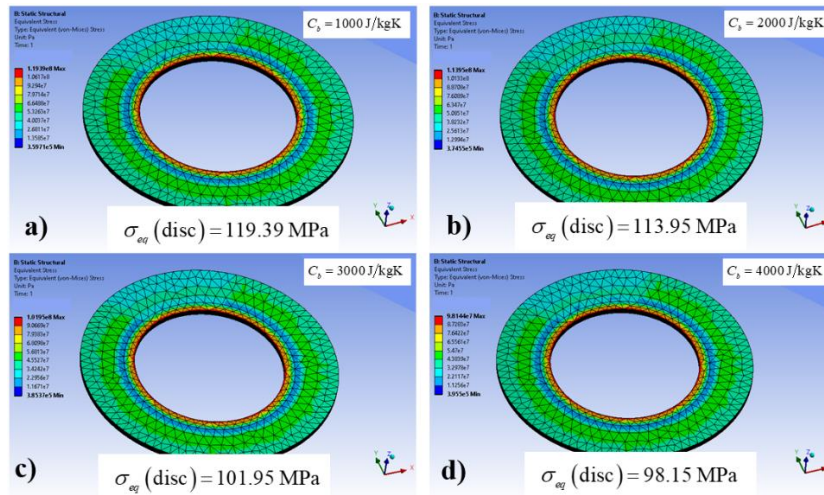
Figure 15. Influence of specific heat capacitance of the pad $p_0 = 0.78$, (a) Velocity-time, (b) Heat flux applied to disc-time, (c) Heat flux applied to pad-time, (d) Temperature-time, (e) Distribution of temperature on Yol-1 at stop time, (f) Distribution of temperature on Yol-2 at stop time.

Şekil 16 ve Şekil 17'de sırasıyla balata ve disk için eşdeğer von-Mises gerilmeleri sunulmuştur. Balata özgül ısı kapasitesi $C_b = 1000$ j/kg K için gerilme değeri 1.694 MPa, $C_b = 2000$ j/kg K iken gerilme değeri 1.727 MPa ve $C_b = 4000$ j/kg K olduğunda gerilme değeri 1.568 MPa olmaktadır. Balata için gerilmeler önce artmakta sonra ise azalma eğilimi göstermektedir. Gerilmenin balata yüzeyinde en fazla olduğu yerler iç kısımlardır. Gerilmenin en az olduğu yerler ise balata kenarlarıdır. Disk üzerindeki gerilmeye bakılacak olursa, $C_{pb} = 1000$ j/kg K için eşdeğer von-Mises gerilmesi 119.39 MPa, $C_{pb} = 2000$ j/kg K için 113.95 MPa ve $C_{pb} = 4000$ j/kg K için bu değer 98.15 MPa olmaktadır. Balata özgül ısı kapasitesindeki artışın disk yüzeyindeki von-Mises gerilmelerinde azalmaya sebep olduğu söylenebilir.



Şekil 16. Balata özgül ısı kapasitesinin balata üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $C_b = 1000$ j/kg K, (b) $C_b = 2000$ kg/m³, (c) $C_b = 3000$ kg/m³, (d) $C_b = 4000$ j/kg K.

Figure 16. Influence of specific heat capacitance of the pad on equivalent von-Mises stress on pad $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $C_b = 1000$ j/kg K, (b) $C_b = 2000$ kg/m³, (c) $C_b = 3000$ kg/m³, (d) $C_b = 4000$ j/kg K.



Şekil 17. Balata özgül ısı kapasitesinin disk üzerindeki eşdeğer von-Mises gerilmesine etkisi $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $C_b = 1000$ j/kg K, (b) $C_b = 2000$ kg/m³, (c) $C_b = 3000$ kg/m³, (d) $C_b = 4000$ j/kg K.

Figure 17. Influence of specific heat capacitance of the pad on equivalent von-Mises stress on disc $p_0 = 0.78$ MPa, (a) $C_b = 1000$ j/kg K, (b) $C_b = 2000$ kg/m³, (c) $C_b = 3000$ kg/m³, (d) $C_b = 4000$ j/kg K.

SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada bir otomobil disk fren mekanizması için üç boyutlu termoelastik gerilme analizi yapılmıştır. Termoelastik analiz için silindirik koordinatlarda disk ve balata için ısı iletim denklemleri türetilmiştir. Isı iletim denklemlerini çözebilmek için balata ve diske uygulanan sınır ve ilk şartlar belirlenmiştir. Silindirik koordinatlarda gerilme-gerinim ilişkisi elastisite teorisi kullanılarak belirlenir. Termoelastik çözümler sonlu elemanlar analizi vasıtasıyla yapılmıştır. Disk ve balata sonlu elemanlara bölünmüş, önce zamana bağlı termal ve ardından kararlı rejim yapısal analizler yapılmıştır. Sürtünme katsayısı değişen frenleme basınçları için farklılık göstermekte ve ayrıca sıcaklığa ve zamana bağlıdır. Sürtünme katsayısı değişimini analize dahil etmek için termal çözümde iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Böylece zamana bağlı sıcaklık dağılımı yakınsayana kadar sürtünme katsayısı zamanın bir fonksiyonu olarak değiştirilmiştir. Sürtünme katsayısı sıcaklık ile azalan bir eğilim gösterdiğinden araç durma zamanı

iterasyonlar sonucunda artmıştır. Her bir düğüm noktasında öncelikle sıcaklık elde edilmiş ardından yapısal analizde von-Mises gerilmesi hesaplanmıştır. Bu çalışmadan elde edilen başlıca sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Frenleme basıncının artması, aracın daha kısa sürede durmasına neden olur. Sürtünme katsayısı değişen basınçlar için farklılık göstermekte, kabul edilen modelde sıcaklık artışı sürtünme katsayısının azalmasına neden olmaktadır. Frenleme basıncı artarken, disk ve balata için daha kısa bir zaman aralığında daha fazla ısı akısı uygulaması gerçekleşir. Bu durum disk üzerinde kısa sürede daha fazla sıcaklık oluşmasını ve ardından soğumayı sağlar. Frenleme basıncının artması balata yüzeyinde daha büyük eşdeğer von-Mises gerilmelerine neden olurken, disk üzerindeki gerilmelerde önce artma sonra azalma meydana gelir. Bunun temel nedeni daha yüksek frenleme basıncında sürtünme katsayısının azalmasıdır.
- Balata ısı iletim katsayısı arttıkça disk yüzeyine uygulanan ısı akısı azalmakta, balata yüzeyine uygulanan ısı akısı artmaktadır. Bu nedenle disk üzerinde görülen sıcaklık değerleri düşmektedir. Balata ısı iletim katsayısının artması balata ve disk yüzeylerinde hesaplanan eşdeğer von-Mises gerilmelerinde azalmaya neden olur.
- Balata yoğunluğu artarken disk yüzeyine uygulanan ısı akısı azalmakta, balata yüzeyine uygulanan ısı akısı artmaktadır. Bu nedenle disk üzerinde daha düşük sıcaklıklar oluşur. Yoğunluğun artması, balata ve disk yüzeyinde hesaplanan eşdeğer von-Mises gerilmelerinde azalmaya neden olur.
- Balata özgül ısı kapasitesi artarken, disk yüzeyine uygulanan ısı akısı azalmakta, balata yüzeyine uygulanan ısı akısı ise artmaktadır. Bu nedenle disk yüzeyinde daha düşük sıcaklık dağılımları gözlenir. Balatanın özgül ısı kapasitesinin artması balatada gerilmelerin önce artmasına sonra azalmasına sebep olurken, diskte görülen eşdeğer von-Mises gerilmesinde azalmaya sebep olur.
- Analizler sonucu en yüksek eşdeğer von-Mises gerilmesi balata iç kısımlarında, en düşük gerilmeler ise balata dış çevresinde görülmektedir. Diskte görülen gerilmeler balatada görülen gerilme değerlerine göre daha büyüktür. Bunun temel nedeni ise balata malzemesinin elastik modülünün disk malzemesine göre oldukça düşük olmasıdır.
- Disk yüzeyinden iç kısma doğru giden yolda sıcaklıkların ve yüzey gerilmelerinin düşürülmesi diskte oluşacak aşınma ve çatlakların önlenmesi ve mevcut çatlakların ilerlemesinin yavaşlamasına olanak tanıdığından, frenleme basıncı ve balata malzemesi seçimi fren disk tasarımında oldukça önemlidir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Adamowicz, A., Grzes, P., 2011, "Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load", *Applied Thermal Engineering*, 31, 1003-1012.
- Akhtar, M.M.J., Abdullah, O.I., Schlattmann, J., 2013, "Transient Thermoelastic analysis of dry clutch system", *Machine Design*, 5(4), 141-150.
- ANSYS Inc., 2016, "ANSYS Basic Analysis Procedure Guide, Release 17.1", Canonsburg, PA, USA.
- Belhocine, A., 2017, "FE prediction of thermal performance and stresses in an automotive disc brake system", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 89, 3563-3578.
- Belhocine, A., Abu Bakar, A., Bouchetara, M., 2014, "Structural and contact analysis of disc brake assembly during single stop braking event", *American Journal of Mechanics and Applications*, 2(3), 21-28.
- Belhocine, A., Abu Bakar, A., Bouchetara, M., 2016, "Thermal and structural analysis of disc brake assembly during single stop braking event", *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 14(1), 26-38.
- Belhocine, A., Bouchetara, M., 2012a, "Thermal analysis of a solid brake disc", *Applied Thermal Engineering*, 32, 59-67.
- Belhocine, A., Bouchetara, M., 2012b, "Thermomechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake", *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 161-170.

- Belhocine, A., Bouchetara, M., 2013, "Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermomechanical coupling model", *Ain Shams Engineering Journal*, 4, 475-483.
- Benslimane, A., Bouzidi, S., Methia, M., 2018, "Displacements and stresses in pressurized thick-walled FGM cylinders: Exact and numerical solutions", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 168, 219-224.
- Bouchetara, M., Belhocine, A., 2014, "Thermoelastic Analysis of Disk Brakes Rotor", *American Journal of Mechanical Engineering*, 2(4), 103-113.
- Charron, F., 1943, "Partage de la chaleur entre deux corps frottants", *Publ. scient. et techn. Ministere air*, 182.
- Cho, C., Ahn, S., 2002, "Transient thermoelastic analysis of disc brake using the Fast Fourier Transform and finite element method", *Journal of Thermal Stresses*, 25(3), 215-243.
- Choi, J.-H., Lee, I., 2004, "Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disc brakes", *Wear*, 257, 47-58.
- Eslami, M.R. et al., 2013, "Theory of Elasticity and Thermal Stresses", Solid Mechanics and Its Applications, 197, DOI: 10.1007/978-94-007-6356-2 16, Springer Science+Business Media Dordrecht.
- Fono-Tamo, R.S., 2018, "A Mathematical Model for the purpose of analysing the Thermal Stress Characteristics Of PKS-Based Brake Pad with MATLAB", *Materials Today: Proceedings*, 5, 12534-12544.
- Grzes, P., 2014, "Numerical Analysis of Temperature Field in a Disc Brake at Different Cover Angle of the Pad", *Acta mechanica et automatica*, 8(4), 185-188.
- Grzes, P., 2018, "Finite element solution of the three-dimensional system of equations of heat dynamics of friction and wear during single braking", *Advances in Mechanical Engineering*, 10(11), 1-15.
- Grzes, P., 2019, "Maximum temperature of the disc during repeated braking applications", *Advances in Mechanical Engineering*, 11(3), 1-13.
- Guo, F., Yan, Y., Hong, Y., Li, Y., 2020, "Multiscale modeling: Prediction for thermophysical properties of needled carbon/carbon composite and evaluation of brake disk system", *Materials Today Communications*, 22, 100685.
- Jimbo Y., Mibe, T., Mihe T., Akiyama, K., Matsui H., Yoshida M., Ozawa A., 1990, "Development of High Thermal Conductivity Cast Iron for Brake Disc Rotors", *Journal of Materials and Manufacturing SAE Transactions*, 99(5), 1-7.
- Liew, K.W., Nirmal, U., 2013, "Frictional performance evaluation of newly designed brake pad materials", *Materials and Design*, 48, 25-33.
- Mahmoudi, T., Parvizi, A., Poursaidi, E., Rahi, A., 2015, "Thermo-mechanical analysis of functionally graded wheel-mounted brake disc", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(10), 1-8.
- Mumtaz Jamil Akhtar, M., Abdullah, O.I., Schlattmann, J., 2013, "Transient Thermoelastic Analysis of Dry Clutch System", *Machine Design*, 5(4), 141-150.
- Narayana, K.S., Rao, G.U., Simhachalam, D., Nagaraju, B., 2014, "Finite Element Analysis of Solid and Ventilating Disc Brake", *International Journal of Science and Research*, 3(9), 875-882.
- Shahzamanian, M.M., Sahari, B.B., Bayat, M., Ismarrubie, Z.N., Mustapha, F., 2010a, "Transient and thermal contact analysis for the elastic behavior of functionally graded brake discs due to mechanical and thermal loads", *Materials and Design*, 31, 4655-4665.
- Shahzamanian, M.M., Sahari, B.B., Bayat, B.B., Mustapha, F., Ismarrubie, Z.N., 2010b, "Finite element analysis of thermoelastic contact problem in functionally graded axisymmetric brake disks", *Composite Structures*, 92, 1591-1602.
- Söderberg, A., Andersson, S., 2009, "Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software", *Wear*, 267, 2243-2251.
- Talati, F., Jalalifar, S., 2009, "Analysis of heat conduction in a disk brake system", *Heat and Mass Transfer*, 45(8), 1047-109.

- Tehrani, P.H., Talebi, M., 2012, "Stress and Temperature Distribution Study in a Functionally Graded Brake Disk", *International Journal of Automotive Engineering*, 2(3), 172-179.
- Wolff, A., 2010, "A Method to Achieve Comparable Thermal States of Car Brakes during braking on the road and on a high-speed roll-stand", *The Archives of Transport*, 22(2), 10.2478/v10174-010-0016-z.
- Yevtushenko, A.A., Adamowicz, A., Grzes, P., 2013, "Three-dimensional FE model for the calculation of temperature of a disc brake at temperature-dependent coefficients of friction", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 42, 18-24.
- Yevtushenko, A., Grzes, P., 2011, "Finite element analysis of heat partition in a pad/disc brake system", *Numerical Heat Transfer Part-A Applications*, 59(7), 521-542.
- Yevtushenko, A.A., Grzes, P., 2012, "Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature –dependent coefficients of friction and wear", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 1045-1053.
- Yevtushenko, A.A., Grzes, P., 2014, "Mutual influence of the velocity and temperature in the axisymmetric FE model of a disc brake", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 341-346.
- Yevtushenko, A.A., Grzes, P., 2015, "3D FE model of frictional heating and wear with a mutual influence of the sliding velocity and temperature in a disc brake", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 62, 37-44.
- Yevtushenko, A., Kuciej, M., Topczewska, K., 2018, "Analytical model to investigate distributions of the thermal stresses in the pad and disk for different temporal profiles of friction power", *Advances in Mechanical Engineering*, 10(10), 1-10.
- Yevtushenko, A., Kuciej, M., Topczewska, K., 2019, "Effect of the temporal profile of the friction power on temperature of a pad-disc brake system", *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 57(2), 461-473.
- Zhu, Z.-C., Peng, Y.-X., Shi, Z.-Y., Chen, G.-A., 2009, "Three-dimensional transient temperature field of brake shoe during hoist's emergency braking", *Applied Thermal Engineering*, 29, 932-937.