7. DENİZLİ MALZEME SEMPOZYUMU - 2 - 3 - 4 NİSAN 1997
7. DENIZLI WERKSTOFF -TAGUNG - 2. - 3. - 4. APRIL 1997
PAÜ - MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ - ÇAMLIK 20017 DENİZLİ - Tel: 0258. 266 20 06 - Fax: 0258.266 20 12

PİM-RİNG KAYMA SÜRTÜNMESİ SİSTEMİNDE PARLAMA SICAKLIĞININ TEORİK ANALİZİ

Durmuş ODABAŞ
Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Müh. Bölümü, Kayseri

ÖZET

Bu çalışmada pim-ring sisteminde temas yüzeylerinin parlama sıcaklığını tahmin etmek için oksitli ve oksitsiz durum için teorik bir analiz gerçekleştirilmiştir.Bu analizde genel bir pürüzsel temas modeli kullanılmıştır.Parlama sıcaklığının teorik hesabında, oksitsiz durum için Archard'ın teorisi, oksitli durum için ise Quinn'in teo- risi esas alınmıştır.Oksitsiz durum için parlama sıcaklığına etki eden ana faktörler ısı yoğunluğu, sürtünme katsayısı ve pürüzsel temas noktasının eşdeğer yarıçapı olduğu halde, oksitli durumda bunlara kritik oksit film kalınlığı ilave edilmiştir.Mevcut modelin en önemli avantajı ısı kaynağı olarak kabul edilen pürüzsel temas noktasının eşdeğer yarıçapı (r_e)'nin aşınan yüzeylerinin ortalama pürüzlülüğü cinsinden ifade edilmesidir. Böylece teorik analiz ile elde edilen eşitlikler parlama sıcaklığının yaklaşık hesabı için pratik durumlara uygulanabilecektir.

Anahtar Kelimeler : Parlama Sıcaklığı, Isı Kaynağı, Kayma Sürtünmesi.

THE THEORETICAL ANALYSE OF FLASH TEMPERATURE FOR PIM-RING SLIDE SYSTEM

ABSTRACT

In this study, in order to estimate the flash temperature of contact surfaces for pin-on ring system, a theoretical analyse has been realized for both oxidation and no oxidation case. A general asperity contact model was used in this analyse. In the theoretical calculating of flash temperature, the theory of Archard for no oxidation case and the theory of Quinn for oxidation case have been based on.For no oxidation case the main factors affected on the flash temperature have been the heat density, frictional coefficient and the equivalent radius of asperity contact point, but in the case of oxidation addition to them, the critical oxide film thickness was added to them.The major advantage of the present model is that the equivalent radius (r_e) of asperity contact point accepted as a heat source was expressed in terms of average roughness values of worn surfaces.Thus., the equations obtained by theoretical analyse can be used in order to calculate the flash temperature approximately in the practice stitutions.

Key Words : Flash Temperature, Heat Source, Sliding Friction

1. GİRİŞ

Birbiriyle sürtünerek temas eden makina elemanlarının fonksiyon yüzeyleri uygulanan yüzey işçiliğinin kalitesine ve üretim teknolojisine bağlı olarak az veya çok pürüzlü olurlar. Bu nedenle metal-metal sürtünmesinde temasın pürüzsel noktalarda meydana geldiği kabul edilir [Tabor,1981]. Pürüzsel temas noktalarına ait alanların toplamı ise gerçek temas alanı olarak tanımlanır.İşte gerçek temas alanlarında çok kısa bir temas süresinde ulaşılan ani sıcaklık artışına "Parlama (flash) sıcaklığı" adı verilir [Blok, 1963; Archard,1959]. Parlama sıcaklığı 10^{-9} saniye veya daha kısa bir sürede, 10^{-4} m^2 veya daha küçük bir mikrotemas alanında meydana geldiği ileri sürülmüştür [Archard

, Rountree,1988]. Sürtünme esnasında te- mas yüzeylerinde meydana gelen ani sıcaklık artı- şının sebeb olduğu mühendislik problemleri şun- lardır :

(1) Sürtünme elemanlarında erken termomekanik çatlamaya ve çarpılmaya sebeb olur.

(2) Sürtünen yüzeylerde bölgesel ergimeler meydana getirir.

(3) Plastik malzemelerde bozulma ve aşınmayı hızlandırır.

(4) Metal-metal temasında oksitlenme ve aşınmayı artırır.

(5) Oksitlenmeyen malzemelerde sertliği düşürür.

(6) Yağlayıcı maddeleri bozar.

(7) Temas eden cisimlerin yanmasına neden olur.

(8) Temas bölgelerinde termoelastik kararsızlığa neden olur.

Parlama sıcaklığı ilk defa talaşlı imalat ve plastik şekillendirme tezgahlarında gözlenmiş olup, bu tezgahların sürtünerek çalışan elemanlarının dizaynında sınırlayıcı bir performans faktörü olarak kabul edilmiştir [Blok,1963].Parlama sıcaklığının çok küçük bir alanda ve kısa sürede ani olarak meydana gelmesi nedeniyle bu sıcaklığın doğrudan ölçülmesi günümüz teknolojisi ile mümkün değildir.Çünkü kullanılan ölçü aletlerinin algılama süreleri parlama sıcaklığının oluşma süresinden çok daha uzundur.

Daha önceleri parlama sıcaklığı konusunda yapılan teorik araştırmalarda yüzeyi çıkıntılı bir cisimle ile yüzeyi düz bir başka cisim arasındaki özel temas durumunu esas alan ve makroskopik mertebede temas sıcaklığının analizini sağlayan temas modellerinden faydalanılmıştır [Blok, 1963 ; Archard, 1959]. Bu modellerde düzlem temas alanı görünen temas alanı olarak kabul edilmiş ve bu alanlar suni olarak gerçek temas alanlarına bölünmüştür. Böylece gerçek temas alanında meydana gelen parlama sıcaklığına ait teorik bağıntılar elde edilmiştir.Diğer yandan parlama sıcaklığının mikroskopik mertebede analizi için bazı araştırmacılar tarafından pürüzsel temas modelleri kullanılmıştır. Gecim ve Winer [1985] pürüzlerin istatistik dağılımının parlama sıcaklığı üzerinde önemli derecede etkili olduğunu tespit etti. Hirotoshi ve arkadaşları [1993] istatistik bilimini pürüzlerin özelliklerinin belirlenmesine uygulayarak pürüzsel temas noktalarındaki parlama sıcaklığını teorik olarak analiz etti. Fakat yukarda kullanılan modellerde pürüzsel temas noktasının boyutunun tayininde karmaşık ifadeler kullanıldığı için pratiğe uygulanmaları mümkün olamamıştır. Ayrıca bu analizlerde oksitlenmenin etkisi dikkate alınmamıştır.

Bu çalışmada sertlikleri farklı ve yüzeyleri pürüzlü iki metal yüzeyi arasındaki parlama sıcaklığının teorik analizi yapılmıştır.Bu analiz genel bir pürüzsel temas modeli kullanılarak ve oksitlenmeyi ihmal etmek ve hesaba katmak suretiyle iki şekilde yapılmıştır.

2. TEORİK ANALİZ

2.1. Pürüzsel Temas Noktasının Boyutunun İstatistik Analizi

Bu analizde yapılan kabuller şunlardır [Odabaş, 1991] :

(1) Heriki sürtünme yüzeyi de pürüzlü olup, sertlikleri farklıdır.

(2) Pürüzlerin şekli konik olup, yükseklik dağılımı istatistik olarak normaldir.

(3) Sürtünme esnasında sabit bir pürüzlülük elde edilir.

(4) Kayma hareketine dik doğrultudaki ortalama yüzey pürüzlülüğü esas alınmaktadır.

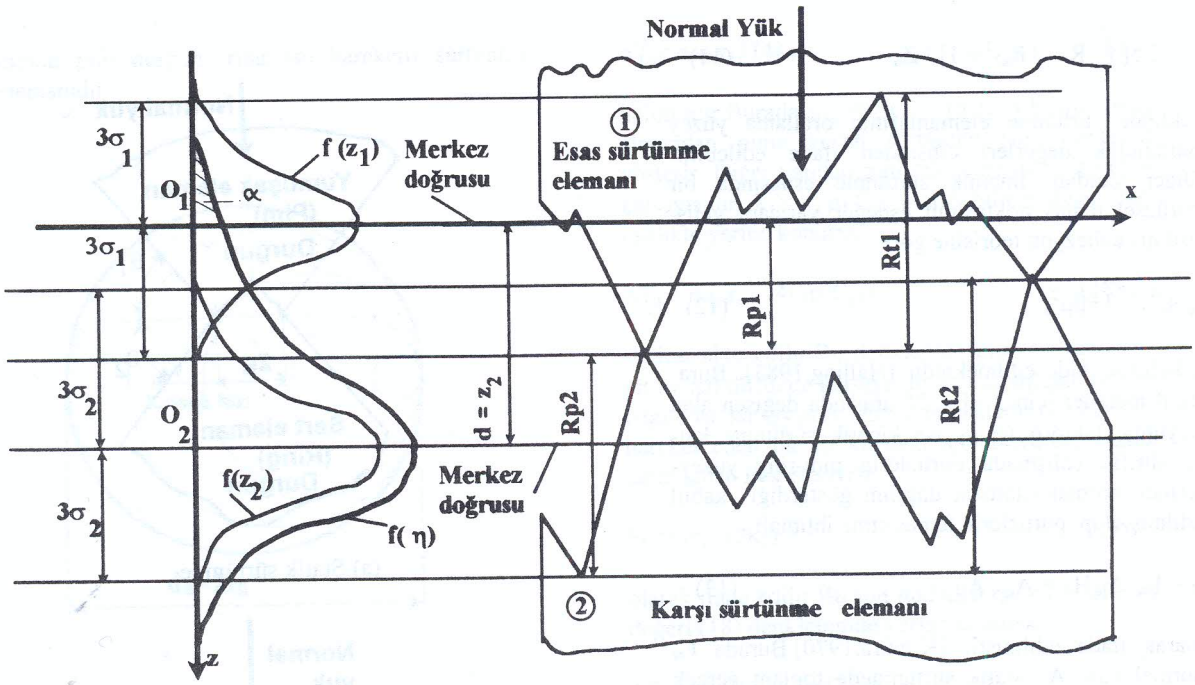
Bir tribolojik sistemi meydana getiren esas (1) ve karşı sürtünme elemanı (2) arasındaki statik temas Şekil-1'deki gibi olur.Heriki yüzeyin pürüzlülük değerleri esas sürtünme elemanına ait dağılım eğrisi $f(z_1)$'in O_1 merkezinden geçen x-z eksen takımına göre tanımlanabilir.Burada (x) ekseni f(d) temas ihtimal fonksiyonunu, (z) ekseni ise yüzeylere dik doğrultudaki pürüz yüksekliklerini göstermektedir. (x) ekseni aynı zamanda esas sürtünme elemanının pürüz profilinin merkez doğrusudur.İstatistikten normal dağılım eğrisinin özelliğine göre esas sürtünme elemanının pürüz- lülük ortalaması $z_1 = 0$, standart sapması σ_1, karşı sürtünme elemanının ise z_2 ve σ_2 olup, pürüz yüksekliğinin gelişi güzel değişkeni z_1 ve z_2 dir. Pürüzlü iki yüzey arasındaki temas ihtimali

$$z_2 \leq z_1 \qquad (1)$$

şartının sağlanmasına bağlıdır [Hisakado,1969a; Cool, 1988]. Gelişi güzel değişken yerine $\eta = z_2 - z_1$ ifadesi kullanılırsa (1) nolu ifade ile verilen şart

$$\eta \leq 0 \qquad (2)$$

şeklini alır.Şekil-1'den dağılım fonksiyonu $f(\eta)$' nin ortalaması $\eta = d$, birleşik standart sapması



Şekil-1: İki pürüzlü yüzey arasındaki temasın istatistik dağılımı.

$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2}$ olduğu görülür.Normal dağılım için temas ihtimal fonksiyonu

$$f(d) = (1/\sqrt{2\pi})e^{-1/2\,(d/\sigma)} \qquad (3)$$

olarak ifade edilebilir.Normal dağılım eksen takımının başlangıç noktasına göre simetrik olduğundan dağılım fonksiyonu için

$$Z_\alpha = d / (\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2}) \qquad (4)$$

şeklinde standart bir değişken tanımlanabilir.Pratik olarak yüzeylerin pürüzlülük değerleri arasında Ra / Rp = 0.225, Rp / Rt = 0.6 ve (Rt = 7.4 (Ra) bağıntıları vardır [Odabaş,1991].Burada Rt en yüksek pürüz tepesi ile en derin vadi arasındaki maksimum pürüz yüksekliğini, Rp en yüksek pürüz ile merkez doğrusu arasındaki ezilme yüksekliğini, Ra ise ortalama pürüzlülük değerini göstermektedir. Normal dağılımın standart sapma değerleri esas ve karşı sürtünme elemanı için sıra ile

$$\sigma_1 = Rt_1/6,\ \sigma_2 = Rt_2/6 \qquad (5)$$

veya

$$\sigma_1 = 1.23(Ra_1),\ \sigma_2 = 1..23(Ra_2) \qquad (6)$$

şeklinde yazılabilir [Odabaş, 1991].Statik temasta iki pürüz arasında meydana gelen dairesel temas alanının ortalama yarıçapı $r_s = \sigma / (t \tan\theta)$ olarak hesaplanabilir [Hisakado,1969a]. Bu son ifadede iki yüzey arasındaki boyutsuz uzaklık olarak tanımlanan $t = d/\sigma$ ifadesi yerine konursa

$$r_s = \sigma^2 / (d \tan\theta) \qquad (7)$$

eşitliği elde edilir.Diğer yandan bir pürüzün taban eğimi

$$\tan\theta = Rp / (2.33Rp + 9.63) \qquad (8)$$

veya

$$\tan\theta = Ra / 2(Ra + 1) \qquad (9)$$

ampirik bağıntıları ile hesaplanabilir [Hisakado, 1969b;Odabaş,1991]. İki pürüzlü yüzey arasındaki statik temas için Ra yerine bileşke değeri $Ra = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$ ifadesi kullanılırsa, (9) nolu denklem

$$\tan\theta = [\sqrt{Ra_1^2+Ra_2^2}]/2[\sqrt{Ra_1^2+Ra_2^2}+1] \qquad (10)$$

şeklini alır. (4), (6) ve (7) ve (9) denklemleri yardımıyla, statik temas için bir pürüzsel temas noktasının yarıçapı yaklaşık olarak

$$r_s = 2.5[\sqrt{Ra^2_1 + R_{a2}^2} + 1] / Z_\alpha \qquad (11)$$

şeklinde sürtünme elemanlarının ortalama yüzey pürüzlülük değerleri cinsinden ifade edilebilir. Diğer yandan dinamik sürtünme esnasında bir pürüzsel temas noktasının eşdeğer yarıçapı geliştirilmiş adhezyon teorisine göre

$$r_e = r_s^4 \sqrt{1 + \beta\mu^2_k} \qquad (12)$$

şekklinde ifade edilmektedir [Halling,1983]. Burada β metaller için $3 < \beta < 25$ arasında değişen alan büyütme faktörü ve μ_k ise kinetik sürtünme katsayıdır.Bu çalışmada pürüzlerin pim-ring yüzeylerinde normal istatistik dağılım gösterdiği kabul edilmiş olup, pürüzlerin temas etme ihtimali

$$\alpha = F_N / A_N Hv = A_{sr} / A_N \qquad (13)$$

olarak ifade edilmiştir [Kimura,1970].Burada F_N normal yük, A_{sr} statik sürtünmede toplam gerçek temas alanı, A_N toplam görünen temas alanı ve Hv ise pimin sertliğidir.Temas etme ihtimal değerinden faydalanarak standart normal değişken (Z_α)'a ait değerler ilgili istatistik tablolarından alınabilir

2.2. Parlama Sıcaklığının Teorik Hesabı

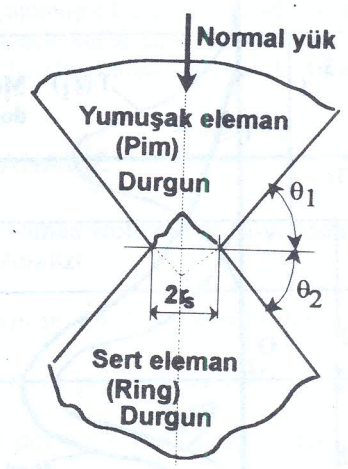
2.2.1.Oksitlenme İhmal Edilerek Parlama Sıcaklığının Hesabı

Bu teorik analizde kabul edilen genel temas modeli Şekil-2'de görülmektedir.Modelde kullanılan pürüzlerden biri aşınan ve durgun olan pimin, diğeri aşındıran ve hareketli olan ringin yüzeyini temsil etmektedir.

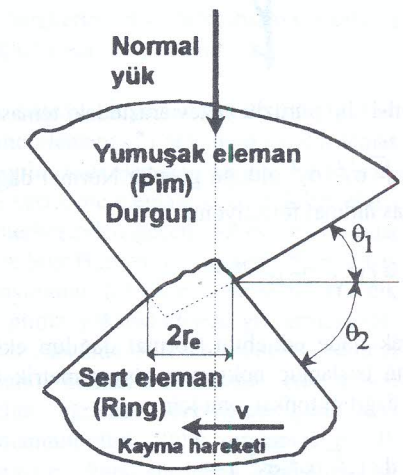
Konik şekilli olduğu kabul edilen pürüzlerin temas alanı statik sürtünme esnasında çapı $d_s = 2r_s$ olan tam bir daire iken (Şekil-2a), bu geometri dinamik sürtünmede bozularak oval bir görünüş almaktadır (Şekil-2b).Dinamik halde temas alanının şekli çapı $d_e = 2r_e$ olan bir eşdeğer daire kabul edilebilir.İki pürüzün temas başlangıcından sonuna kadar geçen temas süresi

$$t = d_e / v = 2r_e / v \qquad (14)$$

olarak ifade edilebilir.Burada (v) ringin kayma hızıdır.Şekil-3'den de görüldüğü gibi, sürekli çizgili daireler temas alanının artışını, kesikli çizgili daireler ise azalışını temsil etmektedir.



(a) Statik sürtünme

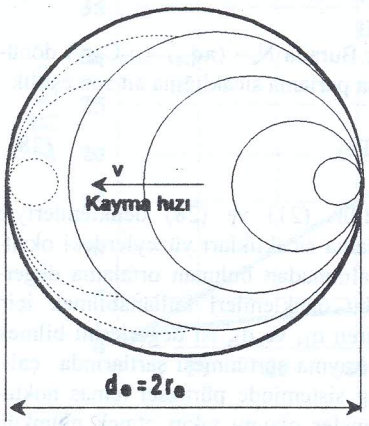


(b) Dinamik sürtünme

Şekil-2: Pürüzsel temas modeli

Mühendislik yüzeylerinin 1/1 ölçeğinde yüzey pürüzlülük profili elde edilirse, yüzeylerin hemen hemen düz olduğu görülür. Bu sebeble ısı transfer analizlerinde bir pürüzün de kendi başına yarı sonsuz bir katı cisim olduğu ve yarısonsuz bir yüzeyde bulunan herbir pürüzsel temas noktasının da birer ısı kaynağı rolu oynadığı kabul edilebilir [Archard,1959].Bu ısı kaynağı bir pim-ring sisteminde pime göre "Durgun ısı kaynağı", ringe göre ise "Hareketli ısı kaynağı" olmak üzere iki şekilde tanımlanır.Bu çalışmada kullanılan pim-ring siste-

minde pim durgun, ring ise hareketli sürtünme elemanıdır.



Şekil-3:Temas alanının kayma esnasında değişimi [Bushan,1987]

2.2.1.1. Durgun Isı Kaynağına Göre Parlama Sıcaklığının Hesabı :

Bu çözümde sabit sürtünme elemanına geçen ısının durgun bir temas alanından geçtiği ve ısı iletiminin sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir.Isı iletimi elektrik akımına benzetilerek bir ısıl dirençten geçtiği düşünülürse, dairesel bir temas alanında meydana gelen ısıl direnç

$$R = \Delta T_i / \Delta Q_i = 1/(4 \lambda r_i) \qquad (15)$$

şeklinde genel bir eşitlikle ifade edilebilir [Carslaw ,Jaeger,1959].Burada ΔQ_i temas alanından durgun elemana iletimle giren toplam ısı, ΔT_i temas alanındaki ani sıcaklık artışı, λ ısı iletim katsayısı ve r_i ise temas yarıçapını temsil eder.O halde bir pim-ring sisteminde durgun ısı kaynağı kabulüne göre bir pürüzsel temas noktasında meydana gelen parlama sıcaklığı (15) denkleminden

$$\Delta T_1 = \Delta Q_{1s} / (4 \lambda_1 r_e) \qquad (16)$$

olarak hesaplanabilir. Burada (r_e) pürüzsel temas noktasının eşdeğer yarıçapı, λ_1 pim malzemesinin ısı iletim katsayısıdır.Bu son eşitliğin pay ve paydası (πr_e) ile çarpılır ve gerekli düzenlemeler yapılır ise, (16) eşitliği

$$\Delta T_1 = \pi q_{1s} r_e / (4 \lambda_1) \qquad (17)$$

halini alır.Burada $q_{1s} = \Delta Q_{1s} / (\pi r_e^2)$ birim temas alanından pime geçen sürtünme ısısı miktarını gösterir. Diğer yandan pim malzemesinin ısı iletim katsayısının $\lambda_1 = \kappa_1 \rho_1 C_{p1}$ olarak bilinen değeri son eşitlikte yerine konursa,

$$\Delta T_1 = \pi q_{1s} r_e / (4 \kappa_1 \rho_1 C_{p1}) \qquad (18)$$

ifadesi elde edilir.Bu denklemde pim malzemesine ait κ_1 ısıl diffüzite katsayısını, ρ_1 yoğunluğu ve Cp_1 özgül ısı katsayısını temsil etmektedir.(v) hızı ile hareket eden bir ısı kaynağı için boyutsuz olarak tanımlanan Peklet sayısı

$$Pe = v r_e / (2\kappa_1) \qquad (19)$$

olarak ifade edilir.Bu son ifadeden $r_e / \kappa_1 = 2Pe_1 / v$ değeri (18) denkleminde yerine konursa,

$$\Delta T_1 = \pi q_{1s} Pe_1 / (2 \rho_1 C_{p1} v) \qquad (20)$$

elde edilir.Burada kısaltma gayesiyle $N_i = \pi q_{1s} / (\rho_1 C_{p1} v)$ ifadesi kullanılırsa, (20) eşitliğinin en son hali

$$\Delta T_1 = 0.5 N_1 Pe_1 \qquad (21)$$

olarak elde edilir.Bu son eşitlik ile parlama sıcaklığını hesaplayabilmek için bilinmesi gereken en önemli değer temas yüzeyinden pime iletimle geçen (q_{1s}) ısı yoğunluğudur.

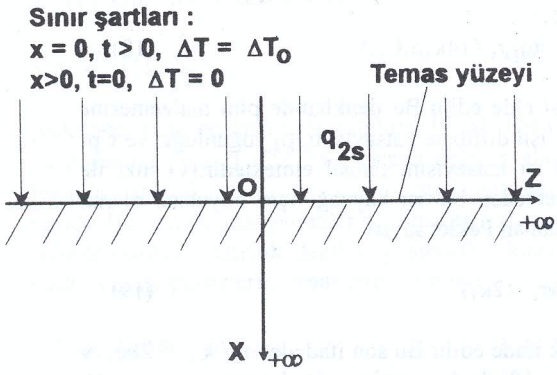
2.2.1.2. Hareketli Isı Kaynağına Göre Parlama Sıcaklığının Hesabı :

Pürüzsel temas noktası pim-ring sisteminde ring elemanına göre "Hareketli ısı kaynağı" olduğu kabul edilmiştir.Ringin (v) hızı ile kayma hareketi yapması nedeniyle, bir pürüzsel temas noktasındaki temas süresi ($t = 2r_e/v$), ısının yüzeyden derinlere nufuz etme süresinden daha kısa olur.Bu nedenle ısının nufuziyet derinliği daima temas çapı ($d_e=2r_e$)'den daima küçük olacaktır.

Bu çalışmada çözüm için kullanılan ısı transfer modeli Şekil-4'de verilmiştir.Şekilden de görüldüğü gibi, yarısonsuz olan düzlem yüzeyden ısı iletimi tek boyutlu (sadece x yününde) ve süreksiz rejimde olduğu ve ayrıca $0 < x < \infty$ aralığında sadece q_{2s} ısısı üretildiği kabul edilmiştir [Carslaw, Jaeger,1959]. Düzlemsel pürüzsel temas yüzeyin-

den süreksiz rejimde ring elemanına giren ısı yoğunluğu

$$q = q_{2s}\,erfc[x / (\sqrt{4\kappa_2 t})] \qquad (22)$$



Şekil-4: Ringte tek boyutlu ısı iletim modeli ve sınır şartları.

şeklindeki bir fonksiyon ile ifade edilebilir [Carslaw, Jaeger,1959]. Burada (erfc) terimi

$$erfc=1-erfx/(\sqrt{4\kappa_2 t}) \qquad (23)$$

olarak tanımlanan hata fonksiyonudur. Temas yüzeyinde x yönündeki tek boyutlu ısı iletim denklemi

$$q_{2s}=\lambda_2 \partial T/\partial x \qquad (24)$$

olarak ifade edilebilir.(22) ve (24) denklemlerinin ortak çözümü sonucu temas yüzeyinde (x = 0 için) parlama sıcaklığı

$$\Delta T_2= (2q_{2s}\sqrt{\kappa_2 t/\pi}) / \lambda_2 \qquad (25)$$

olarak hesaplanır.Ring malzemesi için verilen ısıl diffüzite katsayısına ait $\kappa_2 = \lambda_2 / \rho_2 C_{p2}$ ifadesi ve ısı değerine ait $q_{2s} = \Delta Q_{2s} / \pi r^2_e$ ifadesi son eşitlikte yerine konursa

$$\Delta T_2 = (2\Delta Q_{2s}\sqrt{t / \pi\lambda_2\rho_2 C_{p2}}) / \pi r^2_e \qquad (26)$$

eşitliği elde edilir.Burada $\pi r^2_e = \pi r_e . r_e$ ayrımı yapılarak, $r_e = v\,t / 2$ ve $\lambda_2 = v\,r_e\,\rho_2\,C_{p2} / (2Pe)$ ifadeleri (26) denkleminde yerine konup, gerekli sadeleştirmeler yapılırsa

$$\Delta T_2 = (4\,\Delta Q_{2s}\sqrt{2Pe\ t/\pi t^2\ v\ r_e\ \rho^2_2 C^2_{p2}}).\pi r_e\ v$$

$$\Delta T_2 = (4\,\Delta Q_{2s}\sqrt{Pe\ /\pi}) /\ \pi r^2_e\ \rho_2 C_{p2} v$$

$$\Delta T_2=(\pi q_{2s})/\rho_2 C_{p2} v)[(4\sqrt{Pe})/\pi\sqrt{\pi} \qquad (27)$$

sonucuna varılır.Burada $N_2= (\pi q_{2s}) /(\rho_2 C_{p2} v)$ dönüşümü kullanılırsa parlama sıcaklığına ait son eşitlik

$$\Delta T_2=0.7\ N_2\sqrt{Pe_2} \qquad (28)$$

olarak elde edilir. (21) ve (28) denklemleriyle hesaplanan parlama sıcaklıkları yüzeylerdeki oksitlenme dikkate alınmadan bulunan ortalama değerlerdir.Pratikte bu denklemleri kullanabilmek için pim ve ringe giren q_{1s} ve q_{2s} ısı değerlerini bilmek gerekir Sürekli kayma sürtünmesi şartlarında çalışan bir pim-ring sisteminde pürüzsel temas noktalarındaki ısı transfer olayını takip etmek mümkün değildir. Bilindiği gibi sürtünme esnasında yüzeyde oluşan toplam sürtünme ısısı

$$Q_s=\mu_k F_N v \qquad (29)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Birim temas alanında üretilen ısı ise

$$q_s=Q_S / A_{dr} \qquad (30)$$

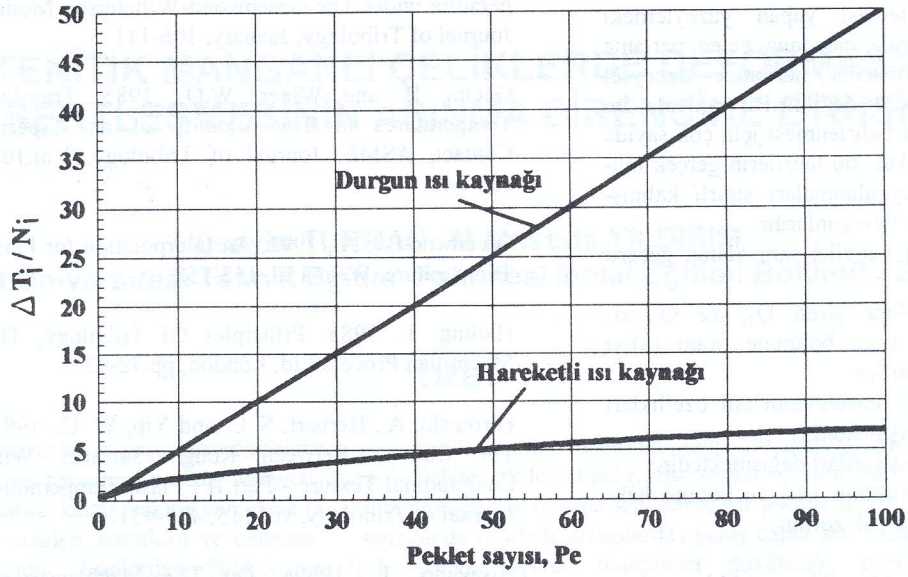
olur. Dinamik halde toplam gerçek temas alanı

$$A_{dr}=A_{sr}\sqrt{1+\beta\mu^2_k} \qquad (31)$$

olarak hesaplanır.(Qs) ısının ne kadarının pime ne kadarının ringe geçtiğini belirlemek pratik olarak mümkün olamadığından parlama sıcaklığının belirlenmesinde bir zorluk söz konusudur.Archard [1959] ortalama parlama sıcaklığının hesaplanmasında temas yüzeyinde üretilen toplam ısının, dolaysıyle ısı yoğunluğunun tamamının herbir sürtünme elemanına geçtiğini kabul ederek, herbir eleman için (ΔT_1) ve (ΔT_2) hayali parlama sıcaklığı hesapladı ve bu sıcaklık değerlerini

$$1/\Delta T_m=(1/\Delta T_1)+(1/\Delta T_2) \qquad (32)$$

bağıntısında kullanarak ortalama parlama sıcaklığını tespit etti.Burada $N_1 =(\pi q_s) / (\rho_1 C_{p1} v)$ ve $N_2 = (\pi q_s) /(\rho_2\ C_{p2}\ v)$ ifadelerinde aynı q_s değeri kullanılmıştır. Ayrıca Archard hayali parlama sıcaklık değerlerinin pratik olarak daha kolay tespit edilmesi için durgun ve hareketli ısı kay- naklarına ait bir grafik kullanmıştır (Şekil-5). Bu



Şekil-5: Durgun ve hareketli ısı kaynağına ait parlama sıcaklığı diyağramı

çalışmada parlama sıcaklığının tayininde bu grafikten faydalanılmıştır.Bu grafik $\Delta T_i / N_i$ -Pe değişkenlerine göre elde edilmiştir.Fakat Greenwood [1991] (32) ifadesinin hatasını biraz azaltmak için

$$(1/\Delta T_m)^2=(1/\Delta T_1)^2+(1/\Delta T_2)^2 \qquad (33)$$

şeklinde bir interpolasyon bağıntısının kullanılmasının daha doğru olacağını önerdi. Bu çalışmada bu son bağıntı kullanıldı.

2.2.2. Oksitlenmenin Parlama Sıcaklığına Etkisi

Kuru sürtünmede pürüzsel temas noktaları atmosferdeki oksijenle kimyasal reaksiyona girerek belli bir kritik kalınlığı (δ_{kr}) olan oksit filmi ile kaplanırlar [Quinn,1983]. Gerçek temas alanlarında sürtünme ısısının etkisiyle tüm metalik yüzeylerde oksit tabakası teşekkül eder ve metal-metal temasını kısmen önler.Pürüzsel temas noktalarında oluşan oksit filmi düşük ısı iletim katsayısına sahip olduğundan temas noktalarının ısıl direncini artırarak, bu noktaların daha fazla ısınmasına, dolaysıyla parlama sıcaklığında ilave bir yükselmeye neden olur.Buna göre temas noktasındaki toplam ortalama parlama sıcaklığı

$$\Delta T_t=\Delta T_m+\Delta T_o \qquad (34)$$

olarak ifade edilebilir [Odabaş ve arkadaşları, 1995]. Oksitlenmenin sebeb olduğu ilave parlama sıcaklığı

$$\Delta T_o=Q_{1s}\delta_{kr}/\lambda_o n_p \pi r^2_s = Q_{1s}\delta_{kr} Hv /\lambda_o F_N \qquad (35)$$

olarak tanımlanmıştır [Quinn, 1983]. Burada n_p toplam pürüzsel temas noktası sayısını, Q_{1s} pime giren toplam sürtünme ısısını ve λ_o ise oksit tabakasının ısı iletim katsayısını göstermektedir. Diğer yandan gerçek temas alanlarında oluşan kritik oksit film kalınlığı

$$\delta_{kr}=Br_d[C-Er_s] \qquad (36)$$

şeklinde bir ampirik bağıntı ile hesaplanabilir [Quinn, 1983]. Bu bağıntıda

$$B = (\pi \lambda_o) / [4a\lambda_1]$$

$$C=0.8605[(1-a)- a] \qquad (37)$$

$$E = 0.1021v [(1-a) / 2\kappa_2]$$

şeklinde tanımlanan katsayılardır.Ayrıca pime giren toplam sürtünme ısısı değeri

$$Q_{1s}=Q_s[a/(a+1)] \qquad (38)$$

olarak hesaplanabilir.Burada a ısı bölünme oranı olup, $a = Q_{1s} / Q_{2s}$ şeklinde tanımlanır.

3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Kayma sürtünmesi teması yapan yüzeylerdeki gerçek temas alanlarında meydana gelen parlama sıcaklığını özel geometriler haricinde deneysel olarak ölçmek mümkün değildir.Bu nedenle bu sıcaklığın değer olarak belirlenmesi için çok sayıda teori geliştirilmiştir.Fakat bu teorilerin gerçek mühendislik alanlarına uygulanmaları sınırlı kalmıştır. Bunun başlıca nedenleri şunlardır :

(1) Teorilerde yapılan kabuller tam olarak geçerli değildir.

(2) Sürtünen elemanlara giren Q_{1s} ve Q_{2s} ısı miktarlarını, dolaysıyla ısı bölünme oranı (a)'yı tespit etmek oldukca zordur.

(3) Aşınan yüzeylerde malzemenin ısıl özellikleri sıcaklığın etkisiyle değişmektedir.

(4) Oksitlenme ile temas şartları değişmektedir.

(5) Gerçek temas alanlarının yeri ve boyutu hakkında bilgi sahibi olmak çok zordur.

Bu teorik çalışmada elde edilen eşitlikler sadece pim-ring sistemi için geçerli olan yaklaşık parlama sıcaklığı değerleri verebilir.Bu değerlerin gerçeğe yakın olup olmadığını anlayabilmek için parlama sıcaklığının deneysel yol ile ölçülmesine uygun teknikler geliştirilmelidirTeorilerin özel geometrik sistemlerden ziyade daha genel, fakat gerçek mühendislik alanlarında yaygın olarak kullanmanın imkanları araştırılmalıdır.

KAYNAKLAR

Archard, J.I.,, 1959, The Temperature of Rubbing Surfaces, Wear 2, 438-455.

Archard, J.I. and Rountree ,R.A., 1988, The Temperature of Rubbing Bodies :Part 2, The Distribution of Temperatures, Wear 128, 1-17.

Bhushan,B.,1987, Magnetic-Head Media Interface Temperatures, J. Of Tribology, Vol.103, 169-179.

Blok, H., 1963, The Flash Temperature Concept, Wear 6, 483-494.

Carslaw, H.and Jaeger, J.C.,1959, Conduction of Heat in Solids, Second Edition, Oxford University Press, p.216,

Cool, Mc., J.I., 1988, The Distribution of Micro Contact Area, load, Pressure and Flash Temperature under The Greenwood-Williamson Model, Journal of Tribology, January, 106-111.

Gecim, B. and Winer, W.O., 1985, Transient Temperatures in The Vicinity of an Asperity Contact, ASME, Journal of Tribology, Vol.107, 333-342.

Greenwood, J. A., 1991, An Interpolation for Flash Temperature, Wear 150, 153-158.

Halling, J., 1983, Principles Of Tribology, The Macmillan Process Ltd, London, pp.72-92.

Hirotoshi, A., Herbert, S..C. and Yip, W. C., 1993, The Contact Between Rough Surfaces With Longitudinal Texture - Part II : Flash Temperature, Journal of Tribology, vol.115, 425-431.

Hisakado, T., 1969a, On The Mechanism of Contact between Solid Surfaces, 2nd Report, Bulletin Of JSME, Vol.12, 1528-1536.

Hisakado, T., 1969b, On The Mechanism of Contact between Solid Surfaces, 1st Report, Bulletin Of JSME, Vol.12, 1519-1527.

Kimura, 1970, Estimation of The Number and The Mean Area of Real Contact Points On The Basis of Surface Profiles, Wear 15, 47-55.

Quinn, T.F.J., 1983, Review of Oxidational Wear Part-I: The Orijins Of Oxidational Wear, Tribology İnternational, 257-271.

Odabaş, D.,1991,Kuru Sürtünme Şartlarında Termomekanik Faktörlerin AISI 3315 Çeliğinin Aşınma ve Sürtünme Davranışına Olan Etkilerinin Teorik Ve Deneysel Araştırılması, E.Ü.M.F. Doktora Tezi, Kayseri

Odabaş, D., Karamış, M.B. ve Kahraman, N., 1995, Pim-Disk Sürtünme Sisteminde Temas Yü- zeyi Sıcaklığının ve Sürtünme Isısının Teorik Ve Deneysel Araştırılması, 6. Denizli Malzeme Sempozyumu 12-14 Nisan,Denizli, 216-225

Tabor, D., 1981, Friction-the Present State of Our Understanding, Journal Of Lubrication Technology Vol.3, 169-179.