

PEMODELAN KEAUSAN *STEADY STATE*



TESIS

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar
Magister Teknik Mesin pada Program Pascasarjana
Universitas Diponegoro**

Disusun oleh:

**IMAM SYAFA'AT
NIM. L4E007009**

**PROGRAM STUDI MAGISTER TEKNIK MESIN
PROGRAM PASCASARJANA
UNIVERSITAS DIPONEGORO SEMARANG
2010**

PEMODELAN KEAUSAN *STEADY STATE*

Disusun oleh:

Imam Syafa'at
NIM. L4E007009

Program Studi Magister Teknik Mesin
Program Pascasarjana Universitas Diponegoro

Menyetujui

Tanggal 20 Agustus 2010

Ketua

Dr. Ir. A.P. Bayuseno, M.Sc
NIP. 19620520 198902 1001

Pembimbing



Dr. Susilo Adi Widyanto, ST, MT
NIP. 19700217 199412 1001

Co. Pembimbing



Dr. Jamari, ST, MT
NIP. 19740304 200012 1001

ABSTRAK

PEMODELAN KEAUSAN *STEADY STATE*

IMAM SYAFA'AT

NIM. L4E007009

Dalam dunia perancangan rekayasa, tribologi adalah kajian penting dalam kontribusinya terhadap kehandalan dan efisiensi suatu komponen permesinan. Tribologi yang merupakan ilmu tentang gesekan, keausan dan pelumasan mempunyai pengaruh penting dalam mereduksi kerugian-kerugian dalam sistem rekayasa, peningkatan efisiensi energi serta penentuan umur pakai sebuah komponen, khususnya untuk komponen dengan gaya yang besar dan pergerakan yang cepat. Dalam kontak *sliding*, para peneliti membagi keausan menjadi tiga fase, yaitu: *running-in*, *steady state* (fase tunak) dan *wear out*. Pada fase *steady state*, penyesuaian laju keausan, tekanan kontak, kekasaran permukaan, dan konformalitas permukaan yang saling kontak telah mencapai kondisi yang stabil.

Tujuan penelitian ini adalah memodelkan keausan fase tunak (*steady state mild-wear*) dengan pemodelan analitik, numerik dan eksperimen. Pemodelan analitik dengan pengembangan kontak elastis Hertz dilakukan untuk memprediksi keausan pada fase *steady state* untuk kasus kontak titik dan kontak garis. Simulasi dengan *finite element analysis* (FEA) dilakukan untuk mengetahui tekanan kontak dari kontak *sliding* pada sistem kontak *pin-on-disc*. Pembuatan geometri, kondisi batas, sifat-sifat material dan pemberian beban awal digunakan sebagai masukan awal dalam simulasi FEA. Kemudian hasil simulasi yang berupa tekanan kontak digunakan untuk menghitung keausan Archard dengan mempertimbangkan jarak *sliding*. Dari sini, kedalaman aus pin untuk kasus kontak konformal dan non-konformal dapat diprediksi. Untuk memverifikasi data hasil pemodelan analitik dan FEA, eksperimen *ball-on-disc* juga dilakukan.

Hasil pemodelan analitik, pemodelan FEA dan eksperimen menunjukkan keausan pada fase *running-in* mengalami peningkatan yang tajam kemudian mengalami kestabilan pada fase *steady state*. Dalam pemodelan analitik, fase *steady state* diketahui dengan kestabilan laju keausan dengan bertambahnya jarak *sliding*. Pada model FEA, kestabilan ini dapat dilihat dari tekanan kontak yang terjadi pada daerah kontak, seiring dengan semakin meningkatnya jarak *sliding*. Hasil kombinasi pemodelan FEA dan keausan Archard memprediksi laju keausan yang stabil pada kasus kontak *sliding*. Eksperimen memperlihatkan hasil yang bagus dengan hasil FEA dan analitik ketika keausan bola pada awalnya tinggi dan mencapai kondisi stabil pada fase *steady state*. Sebuah fenomena menarik dalam kontak *sliding* pada *ball-on-disc* ditemukan bahwa radius bola mengalami peningkatan ketika jarak *sliding* bertambah besar. Perbandingan antara radius bola awal terhadap radius keausan bola makin mendekati nol ketika fase *steady state* telah tercapai.

Kata kunci: fase tunak, keausan, kontak konformal, kontak non-konformal, FEA.

ABSTRACT

MODELING A STEADY STATE MILD-WEAR

IMAM SYAFA'AT
NIM. L4E007009

In engineering design, tribology science carries critical contribution to the reliability and efficiency of the machine components. The focus of the tribology science on friction, wear and lubrication plays important role in reducing losses, increasing energy efficiency and determining the component's life span, especially for the high forces and rapid movement components. In sliding contact, researchers divided the wear cycle into three important phases: running-in, steady state phase and accelerated wear/wear out phase. On the steady-state phase, the adjustment of the wear rate, contact pressure, surface roughness, and surface conformability at the contact interface attains the stabilized condition.

The aims of this research is to model the steady state phase, incorporates mild wear, by employing the analytical, numerical and experimental solutions. Hertz's analytical formula for elastic contact was developed to predict the wear on the steady state phase of the point and line contacts. The finite element analysis (FEA) is simulated to observe the contact pressure of the sliding contact on a pin-on-disc contact system. In the FEA, the input are geometry, boundary condition, material properties and initial load. Then, the obtained contact pressure is use in wear calculation based on Archard's wear law by considering the sliding distance. The wear depth of pin for conformal and non-conformal contact is predicted. The ball-on-disc experiment was conducted to verify the wear prediction based on the analytical and the FEA solution.

The analytical, FEA and experimental solution show that the wear on the running-in phase increases dramatically until reaching the steady state phase, where the stable condition occurs. In the analytical solution, the steady state phase is identified as the stabilized wear rate for the increasing of the sliding distance. In the FEA solution, the steady state phase is recognized by observing the stabilized contact pressure on the contact area as the sliding distance increases. Combination of the FEA solution and Archard's wear law predicts the stabilized wear rate on the sliding contact. Experimental observation agrees well with the FEM and analytical solution where the wear of the ball is initially high and reaches its stable condition at steady state phase. The interesting phenomenon in sliding contact of ball-on-disc discloses that the radius of the ball increases as the sliding distance increase. The ratio of the initial radius to the worn radius of the contacting ball tends to reach zero when the steady state phase is obtained.

Key words: *steady state, mild-wear, conformal contact, non-conformal contact, FEA.*

PEDOMAN PENGGUNAAN TESIS

Tesis S2 yang tidak dipublikasikan, terdaftar dan tersedia di Perpustakaan Universitas Diponegoro dan terbuka untuk umum dengan ketentuan bahwa hak cipta ada pada pengarang dengan mengikuti aturan HaKI yang berlaku di Universitas Diponegoro. Referensi kepustakaan diperkenankan dicatat, tetapi pengutipan atau peringkasan hanya dapat dilakukan seijin pengarang dan harus disertai dengan kebiasaan ilmiah untuk menyebut sumbernya. Memperbanyak atau menerbitkan sebagian atau seluruh tesis haruslah seijin Direktur Program Pascasarjana Universitas Diponegoro.

teruntuk "jagoanku" Shafa Syuhada (S2) dan isteri tercinta
yang juga sedang menempuh S2 di Magister Teknik Mesin Undip

UCAPAN TERIMA KASIH

Alhamdulillah.

Terima kasih penulis haturkan kepada Dr. Susilo Adi Widyanto, ST, MT atas segala bimbingan, arahan, dan masukannya mulai dari penulisan proposal sampai dengan penulisan tesis ini. Penulis sangat berterima kasih kepada Dr. Jamari, ST, MT sebagai pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan selama penelitian berlangsung, selama penulisan tesis dan penulisan paper untuk publikasi.

Kepada Rifky Ismail, ST, MT yang telah memberikan banyak pustaka referensi dan diskusinya, dan kepada M. Tauviqirrahman, ST, MT dari Lab. Engineering Design and Tribology (EDT) Undip yang telah membagi ilmunya tentang APDL, penulis ucapkan terima kasih yang mendalam. Dari Laboratory for Surface Technology and Tribology, Ioan Crăciun, mahasiswa program doktor (PhD) di University of Twente, Enschede, Belanda, terima kasih atas data-data eksperimennya yang sangat penulis butuhkan.

Ucapan terima kasih juga penulis tujukan kepada Eko Saputro, Adib Zakariya, Dimas N. Setiawan, dan Wisnu Prasetyo, mahasiswa S1 serta semua teman-teman di Lab. EDT Undip yang telah banyak berdiskusi dengan penulis tentang *updating geometry* dan simulasi FEA. Di bagian akhir ini, penulis sangat berterima kasih kepada Agung Walujodjati, sebagai teman seangkatan di Magister Teknik Mesin, teman kerja di Universitas Wahid Hasyim, atas masukan-masukannya dalam pengembangan model matematik. Harapan penulis, semoga "*Modeling a steady state mild-wear*" ini dapat memberikan sedikit pengetahuan bagi para pemerhati tribologi pada umumnya, serta mekanika kontak dan *wear* pada khususnya.

Semarang, 20 Agustus 2010
Penulis.

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
PEDOMAN PENGGUNAAN TESIS	v
HALAMAN PERUNTUKAN	vi
UCAPAN TERIMA KASIH	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR LAMPIRAN	xi
DAFTAR GAMBAR DAN ILUSTRASI	xii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SINGKATAN	xvi
DAFTAR LAMBANG	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar belakang	1
1.2 Originalitas penelitian	4
1.3 Pembatasan masalah	4
1.4 Tujuan penelitian	5
1.5 Manfaat penelitian	5
1.6 Hipotesis	5
1.7 Sistematika penulisan	5
BAB II KEAUSAN <i>STEADY STATE</i>: SEBUAH TINJAUAN	
PUSTAKA	7
2.1 Klasifikasi keausan dan mekanismenya	7
2.2 Kurva umur pakai komponen	9
2.3 <i>Running-in</i> dan <i>steady state</i>	10
2.4 Berbagai pemodelan keausan	11

2.5 Ringkasan	15
BAB III PEMODELAN KEAUSAN DAN SUSUNAN EKSPERIMEN	17
3.1 Pengantar	17
3.2 Pemodelan analitik GIWM	17
3.2.1 Prosedur GIWM untuk kasus <i>point contact</i>	18
3.2.2 Prosedur GIWM untuk kasus <i>line contact</i>	22
3.3 Pemodelan berbasis FEA	24
3.3.1 Pengantar metode elemen hingga	24
3.3.2 Pengantar ANSYS	31
3.3.3 Prosedur pemodelan FEA kontak konformal dan non-konformal	36
3.3.4 Studi kasus: kontak konformal dan non-konformal	40
3.3.4.1 Pemodelan kontak konformal	40
3.3.4.2 Pemodelan kontak non-konformal	43
3.4 Susunan eksperimen	46
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	48
4.1 Hasil pemodelan analitik GIWM	48
4.1.1 Hasil pemodelan analitik kontak konformal	48
4.1.2 Hasil pemodelan analitik kontak non-konformal	49
4.2 Hasil pemodelan berbasis FEA	50
4.2.1 Hasil pemodelan FEA pada kontak konformal	50
4.2.2 Hasil pemodelan FEA pada kontak non-konformal	53
4.3 Hasil Eksperimen	58
BAB V PENUTUP	63
5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran	63
DAFTAR PUBLIKASI ILMIAH	65
DAFTAR PUSTAKA	66

LAMPIRAN	70
A. PENURUNAN MODEL ANALITIK GIWM	70
B. ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE (APDL)	76
C. Paper Hegadekatte, V., Huber, N. and Kraft, O., (2006), “Finite element based simulation of dry sliding wear”, <i>Tribology Letters</i> , 24 , 51-60.	81

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A: PENURUNAN MODEL ANALITIK GIWM	70
A.1 Penurunan model analitik GIWM <i>point contact</i>	70
A.1.1 Perhitungan jari-jari kontak (<i>a</i>)	70
A.1.2 Perhitungan keausan <i>point contact</i> (h^w_{pe})	71
A.2 Penurunan model analitik GIWM <i>line contact</i>	73
A.2.1 Perhitungan setengah lebar kontak (<i>b</i>)	73
A.2.2 Perhitungan keausan <i>line contact</i> (h^w_{lc})	74
LAMPIRAN B: ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE	
(APDL)	76
B.1 APDL untuk pemberian <i>load</i>	77
B.2 APDL untuk <i>updating geometry</i>	79
LAMPIRAN C: Paper Hegadekatte, V., Huber, N. and Kraft, O., (2006), “Finite element based simulation of dry sliding wear”, <i>Tribology Letters</i> , 24 , 51-60.	81

DAFTAR GAMBAR DAN ILUSTRASI

Gambar 1.1	Aplikasi keausan fase tunak pada permesinan.	2
Gambar 1.2	Pengaruh <i>running-in</i> pada topografi permukaan sebagai awal dari fase tunak.	3
Gambar 2.1	Mekanisme keausan logam (Hsu dan Shen, 2005).	8
Gambar 2.2	Tiga tahap keausan dan perilakunya (Jamari, 2006).	9
Gambar 3.1	Penghitungan jari-jari kontak pada GIWM model Hegadekatte dkk. (2006).	18
Gambar 3.2	Diagram alir GIWM untuk keausan pin (Hegadekatte dkk., 2006).	19
Gambar 3.3	Elemen kuadrilateral 8 <i>node</i>	26
Gambar 3.4	Diagram alir analisa struktur dengan FEA (Nakasone dkk., 2006).	33
Gambar 3.5	<i>Point-to-surface contact element</i>	35
Gambar 3.6	Metode persamaan kesetimbangan dengan iterasi.	35
Gambar 3.7	Prosedur pemodelan kontak konformal dan non-konformal berbasis FEA.	38
Gambar 3.8	Skema ilustrasi (a) <i>pin</i> dan <i>pivot joint</i> dengan gerak <i>oscillatory</i> (Mukras dkk., 2009), (b) <i>pin-on-conforming flat</i> , dan (c) <i>pin-on-flat</i>	40
Gambar 3.9	Penentuan kondisi batas dan pembebanan (a) <i>pin-on-conforming flat</i> , dan (b) <i>pin-on-flat</i>	41
Gambar 3.10	Kontur tekanan kontak arah <i>y</i> pada permulaan <i>sliding</i> (a) <i>pin-on-conforming flat</i> , dan (b) <i>pin-on-flat</i>	42
Gambar 3.11	<i>Updating geometry</i> pada (a) <i>pin-on-conforming flat</i> , dan (b) <i>pin-on-flat</i>	43
Gambar 3.12	Pemodelan keausan kontak <i>sliding</i> antara <i>pin</i> dan <i>disc</i> (a) skema ilustrasi, dan (b) model FEA.	44
Gambar 3.13	<i>Meshing</i> pada daerah kontak dibuat lebih halus.	45

Gambar 3.14	Gambar pembesaran kontur tegangan arah y saat inisial <i>sliding</i> , gambar kanan atas adalah tanpa pembesaran. ...	46
Gambar 3.15	Skema ilustrasi pengujian <i>ball-on-disc</i> (Jamari, 2006).	47
Gambar 4.1	Fase <i>steady state</i> pada pemodelan analitik GIWM dan FEA dengan laju keausan yang konstan.	50
Gambar 4.2	Plot sebaran tekanan kontak pada model <i>pin-on-conforming flat</i> dan <i>pin-on-flat</i> serta model analitik Hertz (1882).	51
Gambar 4.3	Kontur sebaran tegangan arah y pada model <i>pin-on-conforming flat</i> saat (a) $s = 0$ mm, (b) $s = 162.37$ mm; dan <i>pin-on-flat</i> saat (c) $s = 0$ mm, (d) $s = 154.45$ mm.	52
Gambar 4.4	Hasil prediksi keausan model Mukras dkk. (2009), dengan komparasi model penyederhanaannya yaitu model FEA <i>pin-on-conforming flat</i> , model FEA <i>pin-on-flat</i> , serta model analitik GIWM Pers. (3.17).	53
Gambar 4.5	Kontur sebaran tegangan arah y pada (a) $s = 0$ mm, (b) $s = 80405$ mm, (c) $s = 99721$ mm, dan (d) $s = 135339$ mm. Gambar <i>insert</i> adalah plot tanpa pembesaran pada masing-masing s	54
Gambar 4.6	Plot tekanan kontak pada pemodelan FEA keausan <i>pin-on-disc</i>	55
Gambar 4.7	Plot tekanan kontak pada <i>center node</i> , tekanan kontak maksimal tekanan kontak rata-rata pada pemodelan FEA keausan <i>pin-on-disc</i> serta fase tunak (<i>steady state</i>).	56
Gambar 4.8	Plot keausan pin GIWM dan pemodelan FEA fase tunak.	57
Gambar 4.9	Perilaku <i>displacement</i> di daerah kontak pada pemodelan FEA keausan <i>pin-on-disc</i>	57
Gambar 4.10	Keausan <i>steel ball</i> hasil eksperimen <i>ball-on-disc</i>	58
Gambar 4.11	Geometri <i>steel ball</i> hasil eksperimen.	59
Gambar 4.12	Perubahan radius <i>steel ball</i> hasil eksperimen.	60

Gambar 4.13	Perubahan radius <i>steel ball</i> (R_0/R_w) hasil eksperimen. ...	60
Gambar 4.14	Hasil keausan pemodelan FEA, analitik GIWM dan eksperimen serta fase tunak (<i>steady state</i>).	61

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Verifikasi <i>present model</i> dengan model Hertz (1882) pada $F_N = 15 \text{ N}$	45
Tabel 4.1	Hasil pengukuran eksperimen <i>ball-on-disc</i> AISI 52100. ...	61

DAFTAR SINGKATAN

Singkatan	Nama	Pemakaian pertama kali pada halaman
APDL	<i>ANSYS Parametric Design Language</i>	33
ASTM	<i>American Society for Testing and Material</i>	7
EHL	<i>Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>	14
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>	3
FEM	<i>Finite Element Method</i>	24
GIWM	<i>Global Incremental Wear Model</i>	4
Pers.	Persamaan	12

DAFTAR LAMBANG

Lambang	Nama	Satuan	Pemakaian pertama kali pada halaman
E	Modulus elastisitas	[GPa]	4
E'	Modulus elastisitas ekuivalen	[GPa]	20
E_p	Modulus elastisitas pin	[GPa]	20
E_d	Modulus elastisitas <i>disc</i>	[GPa]	20
V	Volume aus	[mm ³]	12
H	Kekerasan material	[GPa]	12
F_N	Gaya normal	[N]	4
p_o	Tekanan kontak maksimal	[MPa]	22
p	Tekanan kontak	[MPa]	19
p_a	Tekanan kontak rata-rata	[MPa]	18
R_p	Radius pin	[mm]	18
R_{pivot}	Radius <i>pivot</i>	[mm]	40
R_o	Radius awal bola baja	[mm]	59
R_w	Radius bola baja saat aus	[mm]	60
UY	Beban <i>displacement</i> arah sumbu y	[mm]	38
Y	Tegangan luluh	[GPa]	15
$\{F\}$	Vektor gaya	[-]	25
$[K]$	Matriks struktur global	[-]	25
$\{d\}$	Vektor <i>displacement</i>	[-]	25
a	Jari-jari kontak	[mm]	18
b	Setengah lebar kontak	[mm]	23
h	Keausan linear Archard	[mm]	19
h_e	<i>Elastic displacement</i>	[mm]	19
$h_{max\ i}$	Keausan maksimal saat ke- i	[mm]	39

Lambang	Nama	Satuan	Pemakaian pertama kali pada halaman
h^w	Kedalaman aus	[μm]	21
h^w_{pc}	Kedalaman aus <i>point contact</i>	[μm]	22
h^w_{lc}	Kedalaman aus <i>line contact</i>	[μm]	22
h^w/s	Laju keausan	[mm/mm]	5
i	<i>Increment</i>	[-]	19
k	Koefisien keausan tak-berdimensi	[-]	12
k_D	Koefisien keausan berdimensi	[mm ³ /Nmm]	12
s	Jarak <i>sliding</i>	[mm]	18
s_{max}	Jarak <i>sliding</i> maksimum	[mm]	19
v	Kecepatan	[m/detik]	46
Δs	Interval jarak <i>sliding</i>	[mm]	19
ϵ	Faktor pengali aus maksimal	[-]	39
μ	Koefisien gesek	[-]	7
π	Konstanta 3,14159265358979...	[-]	19
ν	<i>Poisson's ratio</i>	[-]	4
ω	<i>Interference</i>	[μm]	15
ω_c	<i>Interference</i> kritis	[μm]	15

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Gesekan adalah hal yang sering ditemui ketika dua buah benda saling bersinggungan. Orang dengan mudah dapat mengerti bahwa akibat yang ditimbulkan gesekan bisa bermacam-macam, misalnya bunyi berderit, kenaikan suhu permukaan ataupun ausnya permukaan. Setiap hari aktifitas manusia juga tak dapat dipisahkan dari gesekan ini, apalagi pada dunia industri. Mulai dari bangun tidur dengan menggeliat maka sendi-sendi bergesekan, mandi dengan menggosok sabun, menyikat gigi, jalan kaki, naik kendaraan, berputarnya roda, berputarnya bantalan dan masih banyak lagi.

Tribologi adalah ilmu yang membahas tentang gesekan, keausan, pelumasan pada permukaan dalam gerak relatif benda. Mulai zaman dulu hingga muncul dan berkembangnya ilmu dalam bidang rancang bangun, fisika, kimia, geologi serta biologi seperti sekarang ini, keberadaan ilmu ini tetap ada (Urbakh dkk., 2004). Tribologi adalah masalah krusial dalam pemesinan yang melibatkan proses *sliding* dan *rolling*. Jika tribologi diterapkan dengan semestinya, maka finansial dapat dihemat sampai sebesar US\$16 milyar di Negara Amerika dan £500 juta di Inggris. Hal ini bisa dilihat dari laporan H.P. Jost, Menteri Pendidikan Inggris pada tahun 1966. Dia memberikan laporan yang mengejutkan kepada parlemen tentang besarnya energi yang terbuang karena gesekan. Dalam laporannya yang terkenal dengan nama *The Jost Report*, pemborosan terutama disebabkan oleh keausan karena gesekan, munculnya panas akibat gesekan mengakibatkan material menjadi lunak dan memungkinkan rusak pada kontak permukaannya. Karena itu, prediksi yang akurat dari perubahan yang cepat pada proses kontak gesekan dan pengendalian terhadap hal tersebut adalah hal yang sangat penting dari sisi ekonomi (Bhushan, 1999).

Ketika sebuah produk rakitan mulai dirakit, sesungguhnya sebuah mekanisme perkontak telah dimulai. Sebuah *ball bearing* yang dipasang dengan poros dalam rakitan mekanisme katup dengan *rocker arm*, perkontak itu telah

dimulai (lihat Gambar 1.1). Ketika *steel needle* yang berputar dalam *outer ring* pada *needle bearing* dan juga *steel ball* yang berputar pada *inner ring* pada *ball bearing*, hal itu dapat dilihat sebagai gesekan antara dua permukaan dengan pembebanan. Peristiwa ini akan mengakibatkan keausan dalam kurun waktu tertentu. Pergerakan osilatif antara *rocker arm* dengan poros serta gerak *pin joint* juga mengalami kejadian serupa. Dalam tahap awal sebuah perkontakan akan terjadi laju keausan yang tinggi sampai tercapainya tahapan yang stabil dalam jangka waktu tertentu. Tahap ini dikenal dengan tahap *running-in* (jawa = *rĕyĕn*). Sedangkan permulaan tahap stabil dimana topografi antar asperiti pada permukaan dua benda yang saling kontak sudah konformal dikenal dengan fase tunak (*steady state*). Ilustrasi topografi permukaan benda dalam tahap *running-in* seperti ditunjukkan dalam Gambar 1.2. Sebagai kelanjutan dari *running-in*, fase tunak ini akan berakhir ketika umur pakai sudah terlewati dan selanjutnya benda akan mengalami kerusakan.

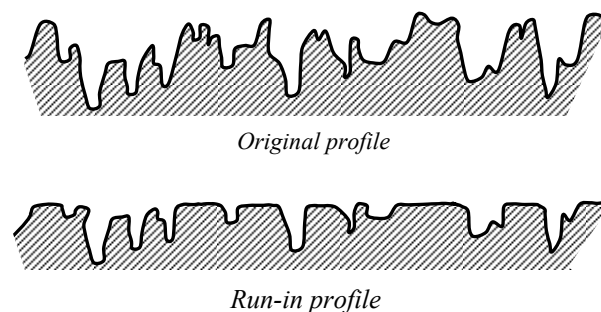


Gambar 1.1 Aplikasi keausan fase tunak pada permesinan (SKF, 2010 dan Borgeson, 2010).

Keadaan dunia nyata dalam rekayasa tribologi, yaitu kajian tentang gesekan, keausan dan pelumasan tidak selamanya sederhana. Permukaan yang tidak benar-benar bersih, kondisi material yang tidak seragam, kecepatan dan gerakan *sliding* yang bervariasi dapat menyebabkan gesekan awal lebih tinggi

daripada gesekan tahap *sliding* lanjutannya. Hal ini menyebabkan gaya gesek menjadi tidak tunak. Interaksi antara gesekan dan getaran sangat diperlukan dalam perancangan bantalan, rem dan *seal*. Terkadang gesekan antar permukaan mengalami perubahan yang cepat setelah melewati periode tunak. Perilaku yang kompleks ini tidak mudah dijawab ataupun diprediksi dengan pemodelan yang sederhana. Dalam rekayasa tribologi, tidak semua fase tunak dapat tercapai. Jika hal ini terjadi, maka topografi permukaan menjadi tidak rata dan tekanan kontak semakin besar jika dibandingkan kondisi awal. Efeknya adalah umur pakai sebuah komponen permesinan menjadi lebih pendek dari semestinya.

Melihat permasalahan di atas, maka dapat ditarik sebuah benang merah bahwa keausan adalah fenomena yang wajar dalam kontak mekanis. Tetapi kewajaran bukanlah sesuatu yang tidak bisa diprediksi sebelumnya. Untuk itu sangat perlu kajian mendalam tentang keausan dan tahapan-tahapannya, serta seberapa besar keausan yang terjadi. Penelitian secara eksperimen, analitik, maupun dengan simulasi telah banyak dikembangkan untuk menguak lebih jauh masalah keausan ini.



Gambar 1.2 Pengaruh *running-in* pada topografi permukaan sebagai awal dari fase tunak (Whitehouse, 1994).

Perkembangan teknologi membuat penggunaan perangkat lunak untuk mensimulasikan keausan mulai dilakukan. Meskipun membutuhkan waktu yang relatif lama, penggunaan *Finite Element Analysis* (FEA) dengan bantuan *software* dalam merumuskan keausan ini membutuhkan biaya yang murah. Hal ini disebabkan simulasi FEA tanpa menggunakan seperangkat alat uji dan juga spesimen seperti pada eksperimen. Keunggulan yang lain adalah hasil analisa bisa langsung dilihat. Sedangkan pada metode analitik yang berupa formulasi angka-

angka, disamping membutuhkan pemahaman konsep-konsep dasar dan penguasaan rumus dalam menganalisa sebuah kasus, hasil plot tidak bisa langsung terlihat sebagaimana pada FEA. Pada penelitian dengan metode eksperimen, hasil nyata spesimen dapat dilihat sebagai benda yang sesungguhnya. Dengan kelebihan dan kekurangan pada masing-masing metode, kiranya perlu dilakukan penelitian untuk saling melengkapi diantara ketiganya, yaitu secara eksperimen, analitik, maupun dengan simulasi FEA.

1.2 Originilitas penelitian

Penelitian tentang pemodelan keausan fase tunak (*steady state*) ini menggunakan FEA dengan *updated geometry* dan pengembangan pendekatan analitik GIWM (*Global Incremental Wear Model*) berdasarkan penelitian Hegadekatte dkk. (2006). Hasil pemodelan ini juga dibandingkan dengan hasil eksperimen. Sejauh ini belum terlihat para peneliti melakukan riset tentang tahapan fase tunak (lihat sub-bab Ringkasan dalam Bab II), sehingga keaslian penelitian ini dapat dipertanggungjawabkan. Untuk itu penulis akan mengangkat permasalahan ini menjadi objek penelitian dalam tesis.

1.3 Pembatasan masalah

Pemodelan keausan *steady state* mempunyai batasan masalah sebagai berikut:

- a. Pemodelan elemen hingga menggunakan *software* ANSYS 12.0.
- b. Model kontak konformal adalah kontak *sliding* bentuk pin dengan bidang datar yang konformal (*pin-on-conforming flat*), dengan modulus elastisitas $E = 207$ GPa, *Poisson's ratio* $\nu = 0,3$. Pembebanan berupa gaya normal $F_N = 150$ N pada *conforming flat* secara merata.
- c. Model kontak non-konformal adalah kontak *sliding* bentuk bola dengan bidang datar (*ball-on-disc*), dengan modulus elastisitas $E = 213$ GPa, *Poisson's ratio* $\nu = 0,3$. Pembebanan berupa gaya normal $F_N = 15$ N pada bola secara merata yang di-*sliding* pada bidang datar.

1.4 Tujuan penelitian

Tujuan penelitian tentang pemodelan keausan *steady state* ini adalah sebagai berikut:

- a. Membuat model keausan *steady state* secara analitik.
- b. Membuat model keausan *steady state* dengan FEA.
- c. Memvalidasi hasil pemodelan keausan *steady state* secara analitik dan FEA dengan eksperimen.

1.5 Manfaat penelitian

Penelitian tentang keausan fase tunak mempunyai manfaat terhadap prediksi keausan yang terjadi. Keausan fase tunak menjadi kajian yang penting ketika sebuah komponen permesinan telah sampai ke tangan konsumen sebagai pengguna sebuah produk, karena dalam tahap ini laju keausan telah konstan dan tidak berubah dengan berjalannya waktu ataupun bertambahnya jarak *sliding*.

1.6 Hipotesis

Dugaan awal hasil penelitian ini adalah keausan yang terjadi pada tahap *running-in* mengalami peningkatan yang tajam seiring dengan bertambahnya jarak *sliding*, kemudian laju keausannya stabil setelah memasuki fase *steady state*.

1.7 Sistematika penulisan

Penyusunan tesis ini terbagi atas 5 bab. Bab-bab tersebut adalah: Bab I Pendahuluan, Bab II Keausan *Steady State*: Sebuah Tinjauan Pustaka, Bab III Pemodelan Keausan dan Susunan Eksperimen, Bab IV Hasil dan Pembahasan, serta Bab V Penutup. Pendahuluan berisi tentang latar belakang, pembatasan masalah, tujuan dan manfaat penelitian serta hipotesis. Tinjauan Pustaka berisi tentang ulasan dari *paper* yang telah dilakukan oleh peneliti-peneliti sebelumnya dan diakhiri dengan ringkasan. Ringkasan ini berisi tentang rencana dan tujuan penelitian yang akan dilakukan. Pada bagian Pemodelan Keausan dan Susunan Eksperimen diperlihatkan cara pembuatan model serta susunan eksperimen. Hasil

pemodelan analitik, pemodelan FEA dan eksperimen akan didiskusikan pada bagian Hasil dan Pembahasan. Sedangkan pada bagian akhir tesis ini akan ditutup dengan kesimpulan dan saran yang terangkum dalam bagian Penutup.

BAB II

KEAUSAN *STEADY STATE*: SEBUAH TINJAUAN PUSTAKA

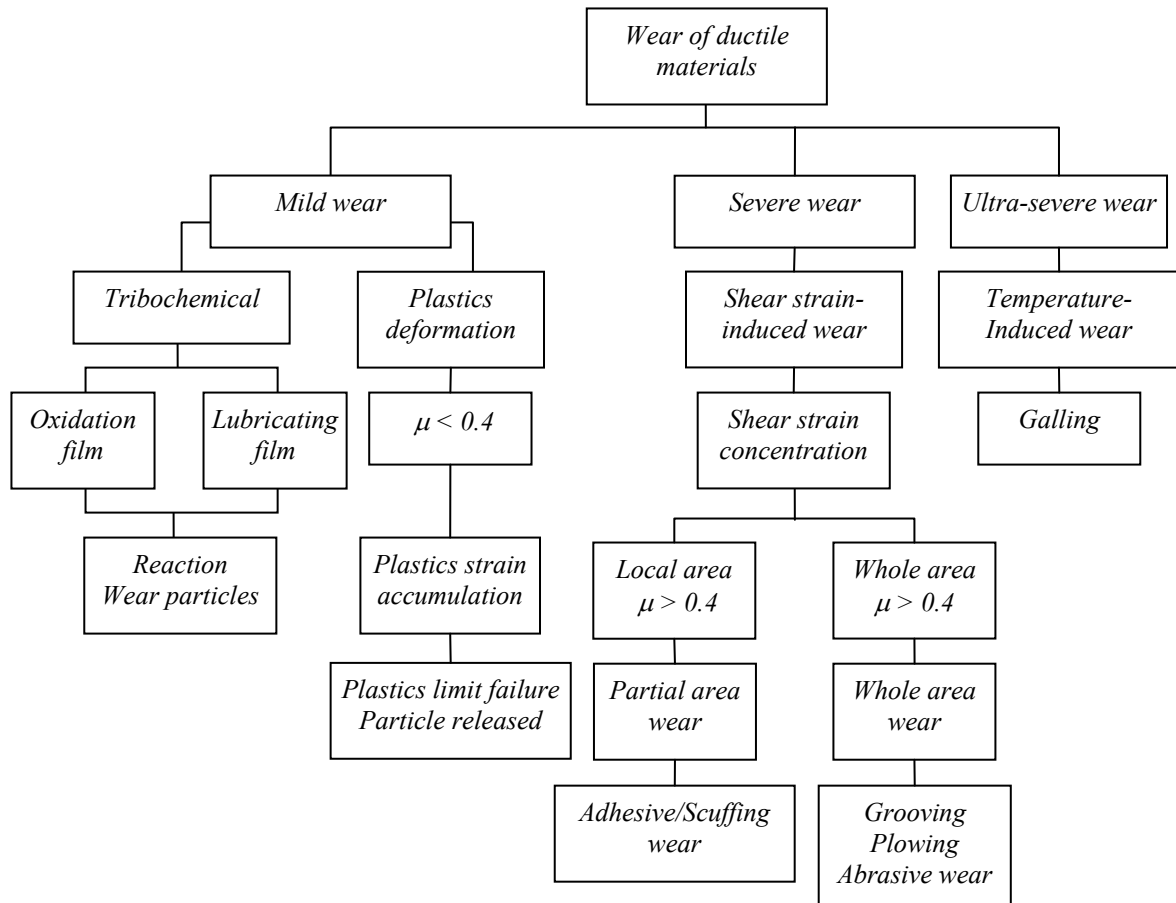
Bagian ini berisi ulasan dari beberapa pustaka yang relevan dengan tema penelitian. Penggunaan terminologi "keausan" dalam lingkup studi ini yang dimaksud adalah *mild-wear*, kecuali yang disebut khusus. *Outline* bab ini terdiri atas lima sub-bab, yaitu: Klasifikasi keausan dan mekanismenya; Kurva umur pakai komponen; *Running-in* dan *steady state*; Berbagai pemodelan keausan serta ditutup dengan Ringkasan. Berikut ini bagian selengkapnya.

2.1 Klasifikasi keausan dan mekanismenya

Keausan adalah sebuah fenomena yang sering terjadi dalam bidang *engineering*. Keausan didefinisikan oleh *ASTM* sebagai kerusakan permukaan benda yang secara umum berhubungan dengan peningkatan hilangnya material yang disebabkan oleh pergerakan relatif benda dan sebuah substansi kontak (Blau, 1997). Mekanisme aus terbagi menjadi dua kelompok, yaitu keausan karena perilaku mekanis dan keausan karena perilaku kimiawi (Suh, 1986). Keausan mekanis terbagi atas: (1) *Sliding wear*, (2) *Fretting wear*, (3) *Abrasive wear*, (4) *Erosive wear*, dan (5) *Fatigue wear*. Sedangkan keausan karena adanya reaksi kimia yaitu: (1) *Solution wear*, (2) *Difusive wear*, (3) *Oxidative wear*, dan (4) *Corrosive wear*.

Beragam klasifikasi keausan dan mekanismenya telah menjadi kajian seputar tribologi, diantaranya *mild wear* dan *severe wear*. Dalam logam, "*severe*" *wear* berhubungan dengan partikel yang besar dari serpihan (*debris*) logam akibat gerakan *sliding*, sedangkan "*mild*" *wear* adalah serpihan yang lebih halus dan terbentuk dari partikel oksida (Adachi dkk., 1997). Untuk keramik, "*severe*" *wear* dihubungkan dengan patah rapuh (*brittle fracture*), sedangkan "*mild*" *wear* dihasilkan dari hilangnya permukaan benda karena sebuah reaksi hidrasi. Hsu dan Shen (2005) membedakan *mild* dan *severe wear* berdasar koefisien gesek (μ). Klasifikasi mekanisme keausan dari logam seperti ditunjukkan dalam Gambar 2.1. *Abrasive* dan *adhesive wear* yang dihasilkan dari kontak *sliding* diklasifikasikan

ke dalam *severe wear*. Sedangkan Williams (1999), Pasaribu (2005), Adachi dkk. (1997) dan Metselaar dkk. (2001) membedakan *mild* dan *severe wear* berdasar laju keausan spesifik.



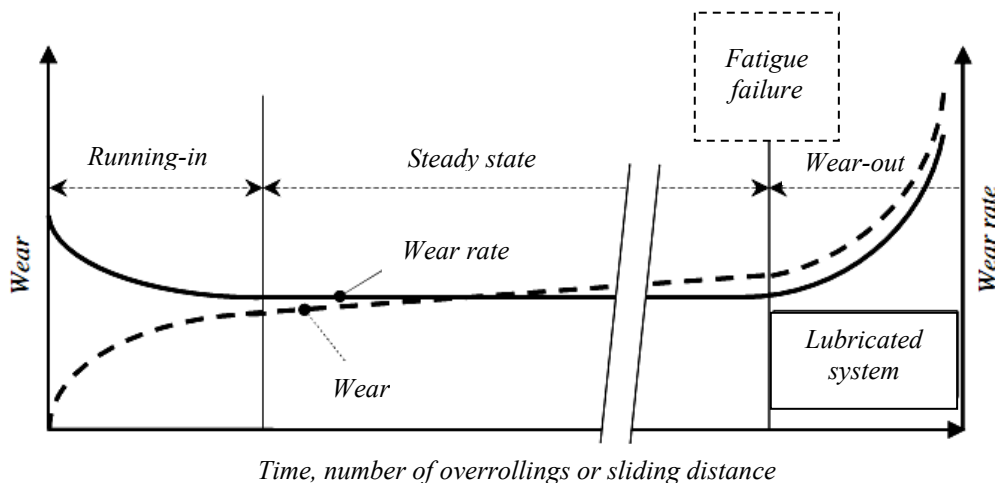
Gambar 2.1 Mekanisme keausan logam (Hsu dan Shen, 2005).

Untuk memastikan performa yang handal, perkontakan harus dirancang untuk kondisi operasi pada daerah *mild wear*. Oleh karenanya, sangat penting untuk memprediksi tahap keausan dalam proses perancangan. Dan jangan lupa bahwa tujuan utama dari seluruh kajian tentang keausan, tidak lain adalah bagaimana memperpanjang umur pakai sebuah rancangan, sehingga performa rancangan dapat dikatakan handal dari sisi mekanis, kimiawi maupun ekonomis.

2.2 Kurva umur pakai komponen

Ketika dua permukaan mengalami kontak di bawah pembebanan dan bergerak relatif terhadap yang lain, maka perubahan kondisi permukaan akan terjadi. Terkadang perubahan ini terdeteksi seperti perubahan dalam gesekan. Setelah keadaan awal ini berlangsung, gaya gesek akan mencapai sebuah kondisi yang disebut dengan *steady state* (fase tunak), dimana berbagai pengaruh dalam gesekan mencapai sebuah keseimbangan. Perubahan yang terjadi antara keadaan saat awal perkontakan dengan *steady state* disebut *running-in*. Dalam istilah yang lain disebut juga *breaking-in* atau *wearing-in*. *Wearing-in* adalah sebutan untuk perubahan kekasaran antara kondisi awal dan *steady state*, yaitu berupa tercapainya geometri yang konformal antara kedua buah permukaan yang saling kontak (Blau, 1989).

Tahapan keausan dalam hubungannya dengan waktu pakai terdiri atas tiga tahap (Jamari, 2006). Tahap pertama adalah tahap *running-in*. Pada tahap ini, keausan meningkat secara signifikan tetapi laju keausan berkurang seiring dengan bertambahnya waktu ataupun *rolling* maupun jarak *sliding* (lihat Gambar 2.2).



Gambar 2.2 Tiga tahap keausan dan perilakunya (Jamari, 2006).

Tahap kedua adalah *steady state* dimana keausan masih meningkat tetapi tidak sebesar saat tahap pertama. Laju keausan (*wear rate*) telah mengalami kestabilan linear atau konstan dan tidak berubah dengan berjalannya waktu ataupun jarak *sliding*. Keadaan ini berakhir ketika telah terjadi *fatigue wear*. Sedangkan tahap

selanjutnya adalah *wear-out*, dimana keausan dan laju aus mengalami peningkatan tajam, sampai akhirnya sebuah permukaan tersebut rusak. Pada tahap inilah kegagalan lelah mulai berawal.

2.3 *Running-in dan steady state*

Menurut GOST (Standar Rusia) standar 16429-70, definisi *running-in* adalah “*the change in the geometry of the sliding surfaces and in the physicomechanical properties of the surface layers of the material during the initial sliding period, which generally manifests itself, assuming constant external conditions, in a decrease in the frictional work, the temperature, and the wear rate*” (perubahan dalam geometri dari permukaan yang di-*sliding* dan perubahan sifat fisik-mekanis permukaan lapisan pada material selama tahap permulaan *sliding*, yang umumnya terjadi pada permukaan itu sendiri, dengan asumsi kondisi eksternal yang konstan, penurunan gesekan, suhu, dan laju keausan) (Kragelsky dkk., 1982).

Istilah *running-in* biasa digunakan untuk menyebut tahap awal dari beroperasinya sebuah sistem *engineering* seperti mesin otomotif, roda gigi, dan bantalan. Jika menyebut tahap *running-in*, tentunya dalam konteks *steady state*, hal ini tentulah saling berkaitan. Sehubungan dengan tahapan keausan tersebut, Blau (1989) mendefinisikan *run-in* sebagai “*those processes that occur before steady state when two solid surfaces are brought together under load and moved relative to one another. This process is usually accompanied by changes in friction force and rate of wear*” (serangkaian proses yang terjadi sebelum *steady state* ketika dua permukaan di bawah pembebanan dan bergerak relatif terhadap yang lain. Proses ini umumnya diikuti dengan perubahan gaya gesek dan laju keausan).

Selama *running-in*, sistem melakukan penyesuaian untuk mencapai kondisi tunak antara tekanan kontak, kekasaran permukaan, permukaan *layer*, dan pelapisan pelumas yang efektif pada permukaan. Penyesuaian-penyesuaian tersebut meliputi konformalitas permukaan, formasi lapisan oksida, perpindahan material, produk reaksi pelumas, transformasi fasa martensit, dan reorientasi struktur mikro pada *subsurface* (Hsu dkk., 2005). Tahap ini kemudian diikuti

dengan fase tunak (*steady state*). Definisi *steady state* menurut Blau (1989) adalah “*that condition of a given tribosystem in which the average kinetic friction coefficient, wear rate, and other specified parameters have reached and maintained a relatively constant level*” (kondisi dalam sistem tribologi dimana telah tercapai dan terjaganya keadaan yang relatif konstan pada besaran rata-rata koefisien gesek kinetik, laju keausan, dan beberapa parameter tertentu lainnya).

Banyak mesin dan komponen yang dirancang untuk operasi dalam jangka waktu yang panjang dari prosedur *running-in* setelah perakitan atau setelah perawatan berkala. Terkadang prosedur ini ditentukan dengan pengujian secara hati-hati dan ada juga dengan cara *trial and error*. *Running-in* tidak dibatasi oleh ukuran skala interaksi. Ini terjadi dalam skala nano asperiti seperti pada piringan pencatat magnetis sebagaimana juga pada lubang silinder mesin diesel pada kereta api (Maki dan Aho, 1981).

Pemodelan *running-in* telah menjadi studi menarik oleh para peneliti. Kragelsky dkk. (1982) memberikan pemodelan sebuah pendekatan akan perlunya kondisi untuk mencapai keadaan optimal dengan persamaan kekasaran permukaan optimal yang mana koefisien gesek menjadi sangat rendah. Nilai ini dipengaruhi oleh tegangan geser asperiti, tekanan kontak, faktor kehilangan histerisis yang menggambarkan perubahan dan sifat kekuatan sebagai hasil *sliding*. Faktor ini ditentukan dengan tekanan uniaksial dan percobaan tekan. Model Kragelsky ini juga melibatkan *Poisson's ratio* ν dan modulus elastisitas E dari material.

2.4 Berbagai pemodelan keausan

Seiring dengan berkembangnya ilmu pengetahuan dan teknologi, penggunaan perangkat lunak dalam komputer untuk mensimulasikan keausan mulai dikembangkan, khususnya model Archard (1953). Archard mengemukakan sebuah model fenomenal untuk menjelaskan tentang *sliding wear*. Dalam modelnya diasumsikan bahwa parameter kritis dalam *sliding wear* adalah tekanan kontak dan jarak *sliding* antara permukaan kontak. Persamaan klasik model ini ialah:

$$\frac{V}{s} = k \frac{F_N}{H} \dots\dots\dots (2.1)$$

$$\frac{V}{s} = k_D F_N$$

dimana V adalah volume material yang hilang, s adalah jarak *sliding*, F_N adalah beban normal, H adalah kekerasan (material yang lebih lunak), k adalah koefisien aus tak-berdimensi (tidak memiliki satuan), k_D adalah koefisien aus berdimensi. Dengan membagi sisi kanan dan sisi kiri dengan daerah kontak yang sesungguhnya, maka Pers. (2.1) menjadi:

$$\frac{h}{s} = k_D \cdot p \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana h adalah keausan linear dan p adalah tekanan kontak.

Strömberg (1999) menggunakan formulasi elemen hingga untuk keausan thermoelastis, sementara de Saracibar dan Chiumenti (1999) menampilkan sebuah model numeris untuk mensimulasikan perilaku keausan gesek dalam kondisi nonlinear kinematis. Molinari dkk. (2001) memodifikasi model Archard (1953) pada kekerasan dari material yang lebih lunak dengan kelonggaran dari sisi fungsi suhu, evolusi permukaan karena aus dan adanya kontak gesekan. Komputasi yang dilakukan Molinari adalah dengan mensimulasikan kontak yang sederhana dari sebuah kotak yang meluncur di atas piringan. Öqvist (2001) memodelkan sebuah kontak antara sebuah *roller* silindris dengan sebuah *plate*. Dalam penelitiannya ditemukan topografi keausan yang berbentuk datar antara dua permukaan yang saling kontak. Hasil FEA ini kemudian diverifikasi dengan eksperimen.

Podra dan Andersson (1999) melakukan eksperimen dengan dua besaran beban normal F_N pada *pin-on-disc* dengan asumsi bahwa aus hanya terjadi pada pin saja. Untuk membandingkannya, dilakukan juga dengan membangun model berdasar FEA. Hasilnya bahwa akurasi FEA tergantung pada diskritisasi model. *Meshing* yang halus membutuhkan waktu komputasi yang lama dan penggunaan kapasitas komputer yang besar juga. Tahapan waktu

(*integration time step*) adalah sebuah parameter yang krusial dalam memberikan hasil simulasi yang akurat. Jika terlalu panjang tahapannya, akan menyebabkan hasil yang tidak menentu dan kemungkinan tidak konvergen. Namun jika terlalu pendek intervalnya, maka waktu yang dibutuhkan untuk simulasi menjadi terlalu lama. Prosedur penelitiannya diawali dengan menentukan parameter awal untuk ukuran model, beban, *constraints*, besaran koefisien aus serta jenis materialnya. Setelah simulasi dijalankan dengan *structural static analysis*, maka diperoleh tekanan kontak. Dengan tekanan kontak ini, kemudian dihitung keausan pada *node* secara iteratif berdasar kedalaman keausan pada waktu tertentu. Hasil dari langkah ini adalah perubahan ukuran model. Selain kedalaman aus sebagai fungsi jarak *sliding*, temuan lainnya adalah bahwa besaran koefisien gesek dan koefisien aus berbanding lurus dengan jarak luncur. Sedangkan pada tekanan kontak, hasilnya berbanding terbalik terhadap jarak luncur.

Hegadekatte dkk. (2006) menampilkan *Global Incremental Wear Model* (GIWM) dengan pin yang diputar pada piringan. Keausan pin dan keausan piringan dihitung dengan model Archard (1953). Perhitungan keausan *disc* menggunakan asumsi evolusi daerah kontak elips (Sarkar, 1980) dimana panjang kontak (sumbu minor ellips), terus menurun ketika lebar bekas keausan (sumbu mayor ellips), mengalami peningkatan. Permulaan untuk mencari keausan *disc* menggunakan jari-jari kontak awal dengan formula dari Hertz (1882). Metode GIWM ini juga dapat memprediksi kedalaman aus yang melibatkan variasi parameter dalam eksperimen dengan tribometer piringan kembar (Hegadekatte dkk., 2008). Penelitian terhadap GIWM dengan pemodelan FEA juga dilakukan oleh Jamari dkk. (2010), Saputro (2010), Zakariya (2010) serta Syafa'at dkk. (2010a). Penjelasan lebih lengkap tentang model ini dapat dilihat dalam Bab III.

Salib dkk. (2008) mengembangkan sebuah model untuk keausan adesif pada saat permulaan *sliding*. Model tersebut dapat memprediksi volume dari partikel yang berpotensi aus. Koefisien aus tak-berdimensi k , sebagai parameter yang penting tergantung berbagai faktor. Faktor-faktor tersebut diantaranya adalah koefisien aus, *Poisson's ratio*, beban normal, modulus elastisitas dan tegangan luluh. Beberapa jenis material dalam eksperimennya, dibandingkan dengan nilai k dari Archard (1956). Meski hasil k temuannya lebih kecil dari

percobaan Archard (1956), tetapi hal ini bisa diterima karena model ini terbatas pada prediksi potensi partikel yang aus, bukan partikel aus yang sebenarnya.

Zhu dkk. (2007) menampilkan rejim *mixed lubrication* untuk mensimulasikan *sliding wear* dalam tiga model kontak. Penelitian ini menggunakan pendekatan numeris berdasar pada rejim *Elasto-Hydrodynamic Lubrication (EHL)* dengan tiga jenis kontak. Dalam penelitiannya ditemukan bahwa pada simulasi 500 putaran pertama, tidak terjadi keausan pada ketiga jenis kontak, artinya bahwa pada tahap ini tidak dihasilkan volume keausan. Setelah itu terjadi peningkatan keausan secara cepat yang signifikan pada ketiga kasus, khususnya pada permukaan sinusoidal. Hasil ini adalah konsisten dengan pengamatan eksperimen pada tahap *running-in*.

Simulasi keausan dengan gerak osilasi antara logam dengan logam dilakukan oleh Kim dkk. (2005). Tribometer *pin-on-disc* dipergunakan untuk mengukur laju keausan dari material. Laju keausan ini dipergunakan sebagai input FEA pemodelan 3D dalam eksperimen *block-on-ring*. Simulasi FEA dilakukan dengan menerapkan metode *updating geometry*. Studi kontak konformal dengan *stationary block* yang diberi tekanan merata di atasnya ini, kemudian dikontakkan dengan *oscillating ring* gerak bolak-balik dengan amplitudo 3° . Setelah simulasi, eksperimen *block-on-ring* divalidasi dengan menggunakan material yang sama dengan eksperimen gerak resiprokasi *pin-on-disc*. Hasil plot kedalaman keausan sebagai fungsi sudut kontak memperlihatkan hasil yang bagus dengan hasil eksperimen *block-on-ring*. Untuk meminimalisasi biaya komputasi, perambatan aus selanjutnya didiskritisasi dan menggunakan ekstrapolasi.

Masih dalam satu bahasan yang sama tentang kontak osilasi, baru-baru ini Mukras dkk. (2009) memperkenalkan skema integrasi numerik dalam penelitiannya. Metode yang dibangun berdasar pada tekanan kontak dan peningkatan jarak *sliding* yang dihitung dengan analisa elemen hingga nonlinear serta perubahan geometri daerah kontak dalam pemodelan *mild wear*. Dua model pendekatan dipergunakan dalam rangka meminimalisasi proses komputasi dengan tetap mempertimbangkan keakuratan dan stabilitas dari integrasi keausan. Cara pertama yaitu dengan ekstrapolasi agar kestabilan simulasi dapat terjaga, dengan dasar variasi tekanan kontak. Sedangkan cara kedua yaitu dengan komputasi

secara parallel dari metode prediksi keausan yang dibangunnya. Kontak *oscillatory pin joint* antara baja dengan baja kemudian divalidasi dengan eksperimen. Pemodelan kontak osilasi dan penyederhanaan model ini akan dibahas dalam Bab III pada sub bab studi kasus.

Shankar dan Mayuram (2008) mengembangkan FEA untuk menghitung kedalaman dan volume aus dari material yang ter-*displacement* dengan memodelkan dua buah asperiti yang di-*sliding*. Model *hemisphere* 2D dan 3D dengan berbagai variasi, yaitu: gaya normal pada asperiti, gaya geser serta koefisien gesek dengan parameter perbandingan nilai modulus elastisitas dan *yield stress* (E/Y). Studi ini diverifikasi dengan model kontak elastis-plastis Kogut dan Etsion (2002) serta Jackson dan Green (2005) dengan parameter *interference*, ω dibanding *interference* kritis, ω_c . Definisi keausan di sini adalah jika batas plastis sudah dilampaui dengan asumsi bahwa material telah terdeformasi. Hasil plot keausan sebagai fungsi posisi siklus deformasi menunjukkan semakin kecil nilai perbandingan antara modulus elastisitas, E dengan tegangan luluh, Y , maka semakin tinggi keausannya.

2.5 Ringkasan

Setelah melihat studi beberapa pustaka pada bagian sub-bab sebelumnya, beberapa catatan penting dari hasil tinjauan pustaka ini adalah:

1. *Steady state* (fase tunak) adalah sebuah tahap lanjutan pasca *running-in* ketika dua permukaan mengalami kontak di bawah pembebanan dan bergerak relatif terhadap yang lain. Dalam tahap ini, koefisien gesek dan laju keausan telah stabil dan konstan serta tidak berubah dengan berjalannya waktu ataupun jarak *sliding*. Dalam kondisi ini juga telah terjadi penyesuaian tekanan kontak, kekasaran permukaan, permukaan *layer*, konformalitas permukaan dan pelapisan pelumas yang efektif pada permukaan.
2. Prosedur simulasi dalam penyelesaian kasus keausan dengan FEA secara umum menggunakan dasar pemodelan keausan yang dibangun oleh Archard (1953). Meskipun menggunakan cara yang berbeda-beda, namun secara umum prosedur simulasi tersebut meliputi:
 - a. Perhitungan tekanan kontak dari persinggungan antara dua benda.

- b. Penentuan peningkatan keausan berdasarkan model keausan.
- c. *Updated geometry* untuk mencerminkan besaran keausan yang menghasilkan bentuk geometri baru, dimana geometri baru ini digunakan untuk iterasi berikutnya dalam simulasi proses keausan.

Melihat beberapa *point* penting di atas tentang prosedur simulasi dengan FEA, serta belum terlihat adanya pemodelan *steady state*, maka penulis mengangkat permasalahan pemodelan keausan *steady state* sebagai tema penelitian ini. Kajian ini berupa pengembangan terhadap model Hegadekatte dkk. (2006) dengan dasar model keausan Archard (1953). Pengembangan tersebut meliputi pemodelan FEA dengan *updating geometry*, pemodelan analitik serta eksperimen.

BAB III

PEMODELAN KEAUSAN DAN SUSUNAN EKSPERIMEN

3.1 Pengantar

Dewasa ini telah banyak dikembangkan berbagai penelitian seputar tribologi khususnya tentang keausan. Studi tersebut mulai dari pendekatan analitik, simulasi FEA ataupun dengan eksperimen. Perkontakannya antara dua benda menjadi hal yang sulit dihindari ketika berbicara tentang mekanisme permesinan. Mekanisme perkontakannya itu sendiri pun melalui berbagai tahapan, yaitu: *runing-in*, *steady state* dan *wear-out* (Jamari, 2006).

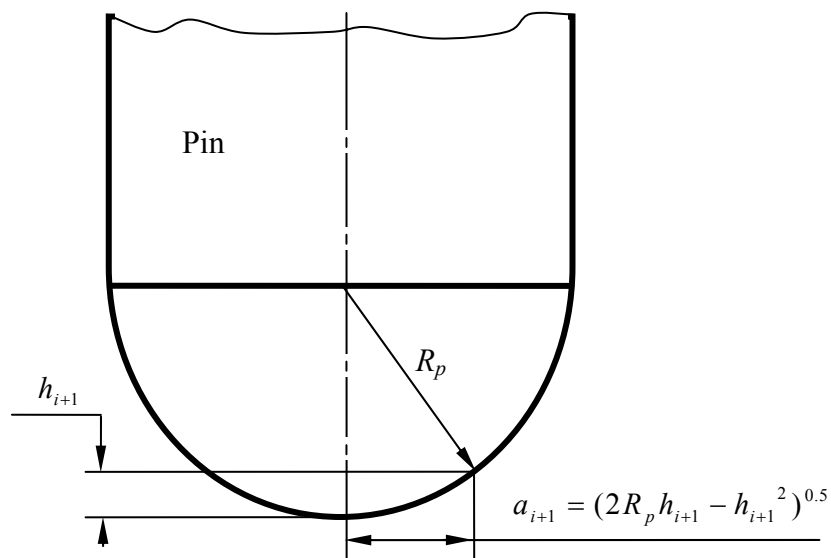
Bahasan tentang pemodelan keausan ini secara garis besar berisi tentang pemodelan keausan secara analitik dan FEA serta susunan (*setup*) eksperimen, dengan sistematika termuat secara berurutan dalam sub-bab antara lain: Prosedur GIWM untuk kasus *point contact* dan *line contact*; Pengantar metode elemen hingga; Pengantar ANSYS; Prosedur pemodelan FEA kontak konformal dan non-konformal; serta Studi kasus pemodelan kontak konformal dan non-konformal.

3.2 Pemodelan analitik GIWM

Istilah *Global Incremental Wear Model* atau GIWM digunakan oleh Hegadekatte sebagai bentuk pendekatan model keausan global secara analitik. Kata "*global*" merujuk pada skema pemodelan keausan ini hanya mempertimbangkan jumlah secara menyeluruh (*global*), seperti tekanan kontak rata-rata (*average contact pressure*) dan bukan yang lebih spesifik pada suatu lokasi, misal tekanan kontak lokal. Tekanan kontak rata-rata yang digunakan kemudian diperbarui (*updated*) pada akhir tiap kenaikan (*incremental*) jarak *sliding* dikarenakan meningkatnya hasil pada luasan kontak, yang kemudian disebut sebagai "*incremental*" (Hegadekatte dkk., 2006). Berikut ini penjelasan tentang pemodelan tersebut.

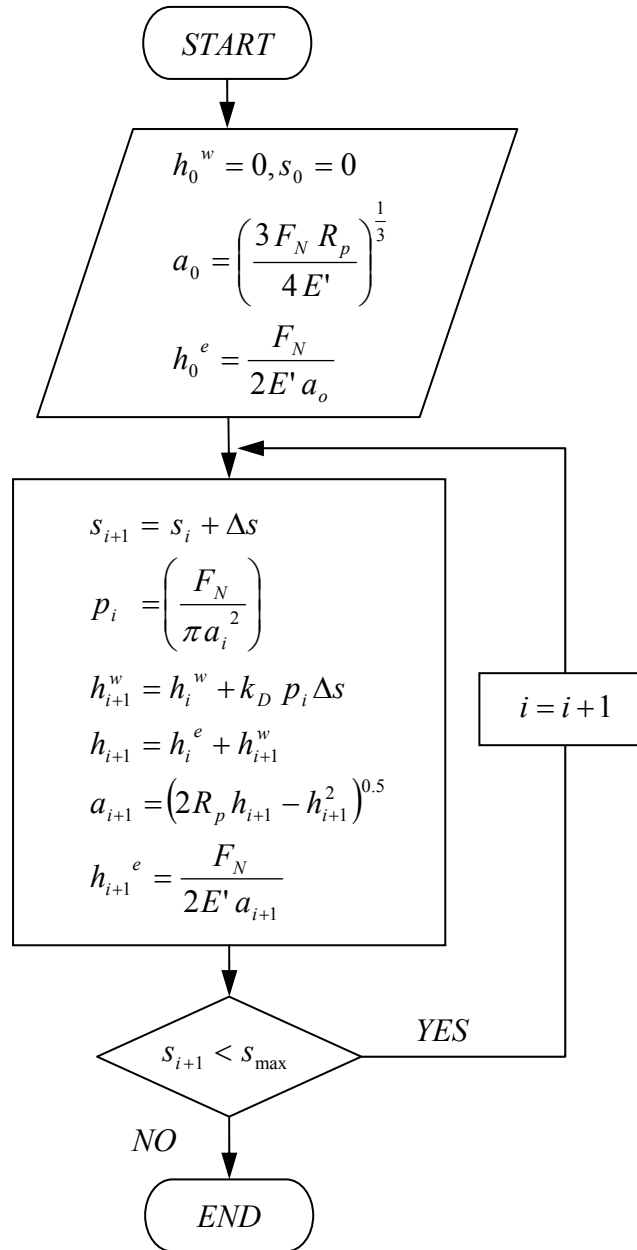
3.2.1 Prosedur GIWM untuk kasus *point contact*

GIWM diterapkan pada kasus pin yang ujungnya berbentuk bola lunak yang kemudian *disliding* di atas sebuah piringan yang keras. Keausan yang terjadi pada pin lebih besar, sedangkan keausan yang terjadi pada piringan diabaikan. Karena proses keausan pin ujungnya berbentuk bola maka GIWM untuk menghitung keausannya berdasarkan pada penghitungan secara berurutan mulai dari jari-jari kontak dan kemudian luas kontak. Skema bentuk pin dengan R_p adalah radius ujung pin seperti ditunjukkan dalam Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Penghitungan jari-jari kontak pada GIWM model Hegadekatte dkk. (2006).

Sedangkan diagram alir dari prosedur ini ditunjukkan dalam Gambar 3.2, dimana p adalah tekanan kontak, F_N adalah beban normal yang diterapkan, a adalah jari-jari kontak karena perpindahan elastis dan keausan, h adalah keausan pada permukaan pin, h_e adalah *elastic displacement*, h^w adalah kedalaman keausan, k_D adalah koefisien keausan, Δs adalah interval jarak *sliding*, s_{max} adalah jarak *sliding* maksimum, i adalah jumlah kenaikan keausan yang ada (*increment*) dan E' adalah



Gambar 3.2 Diagram alir GIWM untuk keausan pin (Hegadekatte dkk., 2006).

modulus elastisitas ekivalen dari permukaan yang sama dihitung menggunakan persamaan berikut (lihat Johnson, 1985 hal. 92):

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_d^2}{E_d} \dots\dots\dots (3.1)$$

dimana E_p dan E_d masing-masing adalah modulus elastisitas pin dan *disc* dan *Poisson's ratio* pin dan *disc* masing-masing adalah ν_p dan ν_d .

Skema pemodelan keausan global mulai dengan penghitungan jari-jari kontak awal, a_0 menggunakan solusi Hertz (1882) untuk kasus *point contact*, yaitu:

$$a_o = \left(\frac{3F_N R_p}{4E'} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (3.2)$$

dan deformasi elastis karena kontak normal menggunakan persamaan Oliver dan Pharr (1992) sebagai berikut:

$$h_{i+1}^e = \frac{F_N}{2E' a_{i+1}} \dots\dots\dots (3.3)$$

Kemudian jumlah keausan berikutnya dihitung untuk setiap kenaikan jarak *sliding*, seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 3.2, dan dilakukan sampai jarak *sliding* maksimum dicapai:

- a. Tekanan kontak rata-rata didasarkan pada penerapan beban normal dan jari-jari kontak yang ada menggunakan,

$$p_i = \frac{F_N}{\pi a_i^2} \dots\dots\dots (3.4)$$

- b. Integral dari kenaikan keausan linier dihitung menggunakan skema eksplisit Euler, sebagai berikut:

$$h_{i+1}^w = k_D p_i \Delta s_i + h_i^w \dots\dots\dots (3.5)$$

- c. Jari-jari kontak yang ada (lihat Gambar 3.1) dihitung berdasarkan pada jumlah keausan dan deformasi elastis normal terhadap kontak, sebagai berikut:

$$h_{i+1} = h_{i+1}^w + h_{i+1}^e \dots\dots\dots (3.6)$$

$$a_{i+1} = (2 R_p h_{i+1} - h_{i+1}^2)^{0.5} \dots\dots\dots (3.7)$$

Sebagaimana terlihat dalam Pers (3.4), tekanan kontak rata-rata digunakan dalam perhitungan keausan dalam Pers. (3.5). Sebagai alternatif lain, tekanan maksimum Hertz dapat juga digunakan dalam skema pemodelan keausan di atas. Tekanan maksimum tersebut kemudian dihitung sebagai 1,5 kali tekanan rata-rata sebagaimana kasus untuk permulaan kontak Hertz. Akan tetapi, perhitungan tekanan maksimum seperti itu hanya diaplikasikan dalam permulaan *sliding* selama kontak tetap dalam kondisi kontak Hertz.

Perhitungan keausan pin menurut GIWM menganggap sebuah daerah tekanan *axisymmetric*. Oleh karena itu hasil GIWM sangat baik ketika hanya mempertimbangkan keausan pada material yang kaku. Tetapi jika efek elastisitas dari material dipertimbangkan, hasil dari GIWM akan tidak sesuai dengan yang diharapkan dikarenakan deformasi elastis akibat *sliding* dari pin yang akan menghasilkan keausan *asymmetric* pada pin (keausan pada sisi depan arah *sliding* lebih tinggi dibanding dengan sisi belakang). Efek keausan seperti ini akan lebih nyata pada tahap awal dari *sliding* ketika terjadi deformasi elastis maksimum pada kontak Hertz. Penelitian dari efek deformasi elastis pada kalkulasi keausan dapat diselesaikan dengan membandingkan nilai tidak berdimensi dari beberapa eksperimen yang didapat pada literatur.

GIWM sebagai bentuk pengembangan model Archard (1953) dimulai dengan membuat persamaan diferensial dari Pers. (2.2), yaitu:

$$\frac{dh^w}{ds} = k_D p \dots\dots\dots (3.8)$$

Substitusi untuk p menggunakan Pers. (3.4) dan selanjutnya substitusi untuk jari-jari kontak $a = (2 R_p h^w)^{0.5}$ dari persamaan (3.7) ke dalam Pers. (3.8) didapat:

$$\frac{dh^w}{ds} = \frac{F_N}{2 \pi R_p h^w} k_D \dots\dots\dots (3.9)$$

Dengan mengintegrasikan h^w terhadap s , didapat:

$$h^w_{pc} = \left(\frac{F_N k_D s}{\pi R_p} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (3.10)$$

Pers. (3.10) inilah yang dipergunakan untuk menghitung keausan pin. Dimana h^w_{pc} adalah keausan *point contact* (kontak titik), k_D adalah koefisien aus berdimensi, F_N adalah beban, R_p adalah radius pin dan s adalah jarak *sliding*. Penurunan model analitik GIWM *point contact* Pers. (3.10) selengkapnya dapat dilihat dalam Lampiran A.1.

3.2.3 Prosedur GIWM untuk kasus *line contact*

GIWM untuk pemodelan keausan pin dalam kasus *line contact* (kontak garis) adalah berupa sebuah daerah tekanan rata-rata *plane strain*. Hal ini pun juga berdasarkan pertimbangan untuk perhitungan keausan material yang kaku. Karena hampir sama dengan kasus *point contact*, jika efek elastisitas dari material dipertimbangkan maka hasil perhitungan dari GIWM akan tidak sesuai dengan yang diharapkan.

Dengan mengasumsikan kondisi yang sama pada kasus *point contact*, maka pemodelan analitik kasus *line contact* ini dapat dikembangkan (Syafa'at dkk., 2010a). Pemodelan diambil dari nilai tekanan kontak maksimal dengan mempertimbangkan tekanan kontak rata-rata seperti pada Pers. (3.11) dan Pers. (3.12). Pers.(3.12) dapat dilihat di Johnson (1985) hal 101:

$$p_o = \frac{2F_N}{\pi b} \dots\dots\dots (3.11)$$

$$p_a = \frac{1}{4} \pi p_o \dots\dots\dots (3.12)$$

Sehingga tekanan kontak rata-rata dapat ditulis sebagai:

$$p_a = \frac{F_N}{2b} \dots\dots\dots (3.13)$$

Dengan menggunakan Pers. (3.13) dan setengah lebar kontak (b) sebagai $b = (2R_p h^w)^{0.5}$, maka

$$\frac{dh}{ds} = k_D \frac{F_N}{2b} \dots\dots\dots (3.14)$$

sehingga

$$\frac{dh}{ds} = k_D \frac{F_N}{2(2R_p h^w)^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots (3.15)$$

Dengan mengintegalkannya, maka

$$\int h^{\frac{1}{2}} dh = \int \frac{1}{2} k_D F_N (2R_p)^{\frac{1}{2}} ds \dots (3.16)$$

Sehingga keausan untuk kasus *line contact* dapat dihitung dengan

$$h^{w_{lc}} = \left\{ \frac{3}{4} (2R_p)^{-\frac{1}{2}} k_D F_N s \right\}^{\frac{2}{3}} \dots\dots\dots (3.17)$$

dimana $h^{w_{lc}}$ adalah keausan *line contact*, k_D adalah koefisien aus berdimensi, F_N adalah beban, R_p adalah radius pin berbentuk silinder dan s adalah jarak *sliding*. Pers. (3.17) ini yang dipergunakan untuk menghitung keausan pin pada kasus *line contact*. Uraian penurunan model analitik GIWM *line contact* dapat dilihat dalam Lampiran A.2

3.3 Pemodelan berbasis FEA

Seiring dengan perkembangan teknologi, penggunaan perangkat lunak telah memasuki berbagai sisi kehidupan manusia, termasuk diantaranya dalam bidang rekayasa. Pemodelan berbasis FEA ini mampu memprediksi keausan dengan menggunakan masukan sifat mekanis dari material yang dimodelkan ke

dalam bentuk elemen-elemen kecil. Elemen-elemen ini mempunyai sejumlah *node* atau simpul di bagian tepinya. *Node* inilah yang mengalami perpindahan sebagai akibat dari pembebanan yang dikenakan pada model. Dari analisa perpindahan *node* ini, akan dapat digunakan dalam implementasinya pada bidang rekayasa, termasuk diantaranya studi di bidang tribologi. Studi berbasis FEA ini menggunakan *software* ANSYS 12.0 dengan sebuah komputer kapasitas RAM 8 GB dan prosessor *Core 2 Quad* kapasitas 2.40 GHz. Penelitian dilakukan di Lab. *Engineering Design and Tribology* Teknik Mesin Universitas Diponegoro.

3.3.1 Pengantar metode elemen hingga

Metode Elemen Hingga (*Finite Element Method - FEM*) adalah metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan *engineering* dan problem matematis dari suatu gejala fisik. Tipe masalah *engineering* dan matematis yang dapat diselesaikan dengan metode elemen hingga ini terbagi dalam dua kelompok, yaitu kelompok analisa struktur dan kelompok non struktur (Logan, 2007). Analisa dalam metode elemen hingga juga dikenal dengan sebutan *finite element analysis* (FEA). Dalam persoalan-persoalan yang menyangkut geometri yang rumit, seperti persoalan pembebanan terhadap struktur yang kompleks, pada umumnya sulit dipecahkan melalui analisa matematis. Hal ini disebabkan karena dalam analisa matematis memerlukan besaran atau harga yang harus diketahui pada setiap titik dalam struktur yang dikaji. Penyelesaian analisis dari suatu persamaan diferensial suatu geometri yang kompleks dan pembebanan yang rumit, sangat tidak mudah diperoleh. Dengan analisa elemen hingga ini, permasalahan seperti di atas dapat diselesaikan. Metode ini menggunakan pendekatan harga-harga yang tidak diketahui pada setiap titik secara diskrit (diskritisasi), yaitu dengan membagi-bagi benda dalam bagian yang kecil yang secara keseluruhan memiliki sifat yang sama dengan benda utuh sebelum terbagi.

Secara umum ada delapan langkah yang dilakukan dalam menggunakan metode elemen hingga yang dirumuskan sebagai berikut: (1) pemilihan tipe elemen dan diskritisasi; (2) pemilihan fungsi perpindahan (*displacement function*); (3) mencari hubungan regangan/perpindahan dan tegangan/regangan; (4) mendapatkan matriks kekakuan (*stiffness matrix*) dan

persamaan dari elemen yang dibuat; (5) menggabungkan persamaan tiap elemen untuk memperoleh persamaan keseluruhan dengan menerapkan kondisi batas pada persamaan kesetimbangan; (6) menyelesaikan derajat kebebasan (*degrees of freedom*) yang belum diketahui (atau menentukan perpindahan secara umum) pada persamaan kesetimbangan; (7) menyelesaikan regangan dan tegangan dari tiap elemen; dan (8) menginterpretasikan hasil-hasil perhitungan yang telah diperoleh.

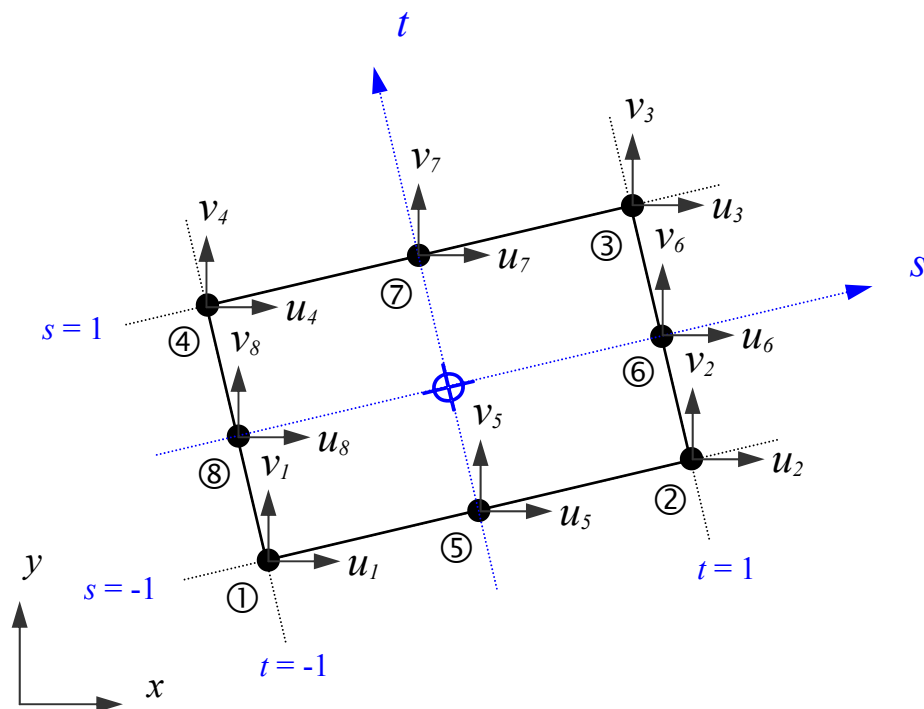
Ketika dua benda saling bersentuhan maka kasus mekanika kontak (*contact mechanic*) akan terjadi. Kontak non-linear terjadi ketika dua komponen saling bertemu dan melepaskan antara satu dengan yang lainnya, ataupun dua komponen yang mengalami gerakan *sliding* dengan yang lainnya. Persoalan kontak nonlinear dapat disimulasikan dengan metode elemen hingga. Penyelesaian ini dapat menggunakan permasalahan kontak linear dengan iterasi yang sangat banyak. Artinya bahwa permasalahan kontak nonlinear dapat diselesaikan dengan dasar permasalahan linear. Untuk masalah linear elastis, hubungan antara gaya $\{F\}$ dan *displacement* $\{d\}$ sebagai (Logan, 2007):

$$\{F\} = [K]\{d\} \dots\dots\dots (3.18)$$

dimana $\{F\}$ adalah vektor dari gaya pada *node* global, $[K]$ adalah matriks struktur global atau matriks kekakuan global, dan $\{d\}$ adalah vektor *displacement* atau perpindahan struktur. Sebuah struktur yang linear menggunakan Pers. (3.18) untuk menyelesaikannya. Contoh sederhana adalah pegas. Struktur linear sangat baik dipakai dalam FEA dengan dasar matriks aljabar linear. Jika $\{K\}$ adalah konstanta dan telah diketahui, sebuah persoalan dapat diselesaikan untuk $\{d\}$ dengan persamaan linear biasa. Namun demikian struktur benda tidak selalu memiliki hubungan linear antara gaya dan *displacement*. Hal ini dikarenakan plot hubungan gaya terhadap *displacement* tidak membentuk garis lurus, karena itulah persoalan ini disebut dengan nonlinear. Karena pemberian beban dalam struktur, kekakuan tidak lebih besar dari K . Dalam analisa nonlinear, respon tidak dapat diprediksi dengan sebuah persamaan linear. Namun demikian sebuah struktur nonlinear dapat dianalisa oleh pendekatan linear dengan serangkaian iterasi dan koreksi. Sebagai contoh dalam kasus permasalahan kontak, daerah kontak tidak

dapat diketahui seberapa luasnya. Untuk itu, $\{K\}$ sebagai fungsi $\{d\}$ dan serangkaian prosedur iterasi sangat dibutuhkan untuk menyelesaikannya.

Sebagaimana telah disebutkan dalam penjelasan terdahulu tentang tahapan-tahapan dalam FEA, pemilihan elemen dilakukan untuk mengawali penyelesaian numerik. Dalam pengantar ini, penulis hanya menjelaskan satu jenis elemen saja, yaitu elemen kuadrilateral yang terdiri atas 8 *node* dalam sistem koordinat natural $s - t$ seperti ditunjukkan dalam Gambar 3.3.



Gambar 3.3 Elemen kuadrilateral 8 *node*.

Elemen kuadrilateral (bujur sangkar) isoparametrik 8 *node* untuk 2 dimensi terdiri atas 4 *node* pada pojok elemen dan 4 *node* berada di tengah pada masing-masing sisi elemen. Deajat kebebasan elemen ini adalah terbatas pada sumbu x dan y . Pada studi keausan fase tunak ini, tipe ini dipilih agar konvergensi lebih cepat tercapai serta pendekatan bentuk dari benda yang tidak beraturan lebih mendekati yang sesungguhnya jika dibanding dengan penggunaan elemen linear biasa (Logan, 2007).

Langkah berikutnya setelah pemilihan elemen adalah dengan menentukan fungsi interpolasi. Fungsi interpolasi adalah fungsi yang

menghasilkan suatu nilai satuan untuk derajat kebebasan (*degree of freedom* - DOF) yang berhubungan dengan nilai nol untuk derajat kebebasan lainnya. Untuk perpindahan (*displacement*) ditulis dengan

$$u = \sum_{i=1}^8 N_i u_i \quad \dots\dots\dots (3.18)$$

$$v = \sum_{i=1}^8 N_i v_i \quad \dots\dots\dots (3.19)$$

Pada Pers. (3.18) dan Pers. (3.19) notasi u dan v masing-masing adalah *displacement* arah horisontal dan arah vertikal, N adalah fungsi bentuk (*shape function*) dan i adalah nomer *node*. Fungsi bentuk untuk *node* pada posisi pojok ($i = 1, 2, 3, 4$) dirumuskan dengan (lihat Logan, 2007 hal. 481):

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{1}{4}(1-s)(1-t)(-s-t-1) \\ N_2 &= \frac{1}{4}(1+s)(1-t)(s-t-1) \\ N_3 &= \frac{1}{4}(1+s)(1+t)(s+t-1) \\ N_4 &= \frac{1}{4}(1-s)(1+t)(-s+t-1) \end{aligned} \quad \dots\dots (3.20)$$

atau dengan notasi yang sama, Pers. (3.20) dapat ditulis kembali sebagai

$$N_i = \frac{1}{4}(1+ss_i)(1+tt_i)(ss_i+tt_i-1) \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

dimana i adalah nomer fungsi bentuk dan

$$s_i = -1, 1, 1, -1 \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$

$$t_i = -1, -1, 1, 1 \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$

Sedangkan fungsi bentuk untuk *node* pada sisi tengah elemen ($i = 5, 6, 7, 8$):

$$\begin{aligned}
 N_5 &= \frac{1}{2}(1-t)(1+s)(1-s) \\
 N_6 &= \frac{1}{2}(1+s)(1+t)(1-t) \\
 N_7 &= \frac{1}{2}(1+t)(1+s)(1-s) \\
 N_8 &= \frac{1}{2}(1-s)(1+t)(1-t)
 \end{aligned}
 \tag{3.22}$$

atau dengan notasi yang sama, Pers. (3.22) dapat ditulis kembali dengan

$$\begin{aligned}
 N_i &= \frac{1}{2}(1-s^2)(1+tt_i) & t_i &= -1, 1 & (i = 5, 7) \\
 N_i &= \frac{1}{2}(1+ss_i)(1-t^2) & t_i &= 1, -1 & (i = 6, 8)
 \end{aligned}
 \tag{3.23}$$

Perhitungan regangan (*strain*) pada setiap arah sumbu dalam kasus regangan bidang (*plane strain*) dapat dihitung dengan (Susatio, 2004):

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{|J|} = \left[\frac{\partial y}{\partial t} \cdot \frac{\partial u}{\partial s} - \frac{\partial y}{\partial s} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \right]
 \tag{3.24}$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{|J|} = \left[\frac{\partial x}{\partial t} \cdot \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{\partial x}{\partial s} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \right]
 \tag{3.25}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{|J|} \left[\frac{\partial x}{\partial t} \cdot \frac{\partial u}{\partial s} - \frac{\partial x}{\partial s} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \right] + \frac{1}{|J|} \left[\frac{\partial y}{\partial t} \cdot \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{\partial y}{\partial s} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \right]
 \tag{3.26}$$

dimana ε_x , ε_y , dan γ_{xy} masing-masing adalah regangan arah sumbu x , regangan arah sumbu y dan regangan geser (*shearing strain*) bidang xy , serta $|J|$ adalah determinan Jacob. Selanjutnya menghitung turunan parsial dari fungsi interpolasi pada Pers. (3.18) dan Pers. (3.19), berturut-turut dihasilkan persamaan:

$$\frac{\partial u}{\partial s} = \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial s} u_i
 \tag{3.27}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \sum_{i=1}^8 \frac{\partial N_i}{\partial t} x_i \dots\dots\dots (3.28)$$

Dari Pers. (3.27) dan (3.28) maka persamaan regangan pada masing-masing arah sumbu dihitung dengan:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{|J|} [y_1 y_2 \dots \dots \dots y_8] [g] \left\{ \begin{matrix} u_1 \\ u_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ u_8 \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots (3.29)$$

$$\varepsilon_y = -\frac{1}{|J|} [x_1 x_2 \dots \dots \dots x_8] [g] \left\{ \begin{matrix} v_1 \\ v_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ v_8 \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots (3.30)$$

$$\gamma_{xy} = -\frac{1}{|J|} [x_1 x_2 \dots \dots \dots x_8] [g] \left\{ \begin{matrix} u_1 \\ u_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ u_8 \end{matrix} \right\} + \frac{1}{|J|} [y_1 y_2 \dots \dots \dots y_8] [g] \left\{ \begin{matrix} v_1 \\ v_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ v_8 \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots (3.31)$$

dimana determinan Jacob sebagai

$$|J| = -[x_1 x_2 \dots \dots \dots x_8] [g] \left\{ \begin{matrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_8 \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots (3.32)$$

dan

$$g_{ij} = \left[\frac{\partial N_i}{\partial t} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial s} - \frac{\partial N_i}{\partial s} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial t} \right] \dots\dots\dots (3.33)$$

Dalam bentuk ringkasan, matriks regangan dapat ditulis kembali dengan

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [B] \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ u_8 \\ v_8 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3.34)$$

Elemen dari matriks [B] pada Pers. (3.34) adalah

$$B_{1,(2j-1)} = \frac{1}{|J|} \sum_{i=1}^8 y_i \cdot g_{ij} \quad j = 1, 2, \dots 8 \dots\dots\dots (3.35)$$

$$B_{2,(2j)} = \frac{1}{|J|} \sum_{i=1}^8 x_i \cdot g_{ij} \quad j = 1, 2, \dots 8 \dots\dots\dots (3.36)$$

$$B_{1,(2j-1)} = B_{2,2j} \quad j = 1, 2, \dots 8 \dots\dots\dots (3.37)$$

Setelah besaran-besaran pada persamaan di atas sudah diketahui, selanjutnya adalah menghitung matriks kekakuan elemen seperti pada Pers. (3.38) dimana *h* adalah ketebalan benda dan [C] konstanta dalam sistem koordinat natural.

$$[K] = h \int [B]^T [C] [B] |J| ds dt \dots\dots\dots (3.38)$$

Dengan integrasi numerik kuadrat Gauss, maka matriks kekakuan [K]

$$[K] = h \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \left\{ W_i W_j [B(s_i, t_i)]^T [C] [B(s_i, J_i)] |j(s_i, J_i)| \right\} \quad (3.39)$$

Sehingga integrasi kuadrat Gauss (I) menjadi

$$I = \int f(s, t) ds dt = \sum_i \sum_j W_i W_j f(s_i, t) \quad \dots\dots\dots (3.40)$$

dimana f adalah gaya pada *node* dalam fungsi koordinat natural, W adalah faktor pemberat dan notasi lainnya seperti telah disebutkan sebelumnya. Untuk diketahui bahwa matriks kekakuan $[K]$ adalah matriks 16×16 , $[B(s_i, t_i)]^T$ adalah matriks 16×3 , $[c]$ adalah matriks 3×3 dan $[B(s_i, J_i)]$ adalah matriks 3×16 . Jika $[K]$ lokal sudah diketahui, maka perhitungan ini dilanjutkan dengan menggabungkan matriks kekakuan lokal pada elemen yang lain menjadi matriks kekakuan global. Setelah itu dilanjutkan dengan mencari Persamaan Kesetimbangan (lihat Pers. 3.1). Dari sini, gaya pada masing-masing *node* dapat diketahui.

Perhitungan keausan Archard (1953) yang melibatkan tekanan kontak dapat dicari dengan mempertimbangkan gaya dan luas penampang lokal. Dengan melihat sebuah elemen yang terdiri atas 8 *node* saja, waktu yang diperlukan untuk perhitungan sangat lama. Resiko salah perhitungan juga semakin besar. Untuk itu perlu dilakukan penggunaan alat bantu komputasi untuk serangkaian operasi matriks dan beberapa perhitungan lain pada persamaan-persamaan di atas.

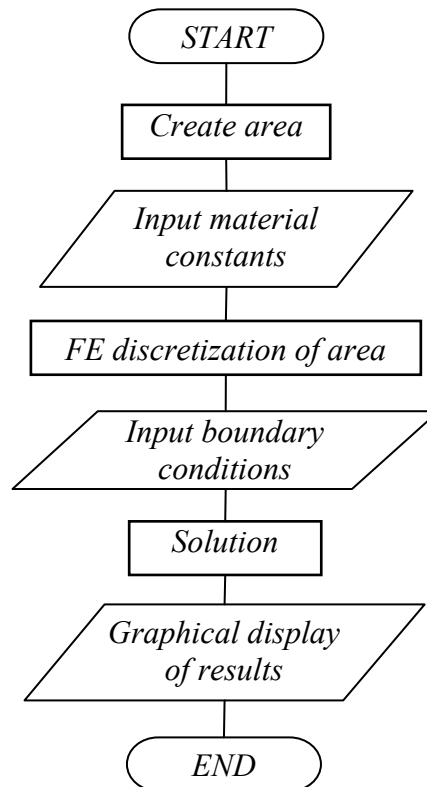
3.3.2 Pengantar ANSYS

ANSYS adalah sebuah alat yang dapat digunakan dalam pemodelan elemen hingga untuk penyelesaian numeris berbagai permasalahan mekanika. Permasalahan tersebut meliputi permasalahan statika, dinamika, analisis struktur (linear atau nonlinear), perpindahan panas, mekanika fluida, serta permasalahan elektromagnetis (ANSYS, 2006).

Secara umum, analisa elemen hingga dalam ANSYS terdiri dari tiga tahap (Nakasone dkk., 2006), yaitu:

- (1) *Preprocessing*: definisi permasalahan. Proses ini terdiri atas: (i) penentuan *keypoints*/garis/area/volume, (ii) penentuan tipe elemen dan sifat material, dan (iii) pembuatan *mesh* garis/area/volume. Besaran *mesh* tergantung ukuran objek yang akan dianalisa, apakah 1D, 2D, *axisymmetric*, atau 3D.
- (2) *Solution*: pemberian beban, konstrain, dan penyelesaian. Proses ini merupakan tahap pembebanan, bisa berupa titik atau tekanan, dan juga konstrain pada derajat kebebasan dalam bidang-bidang yang diinginkan. Bisa berupa gerak secara translasi atau rotasi. Proses ini juga merupakan tahap penyelesaian dari persamaan yang telah ditentukan.
- (3) *Postprocessing*: proses lanjutan dari tahap ketiga serta hasil simulasi. Dalam tahap ini, bisa dilihat (i) lis dari *nodal displacement*, (ii) momen dan gaya, (iii) hasil plot defleksi, dan (iv) diagram kontur tegangan atau temperatur.

Proses analisa struktur dimulai dengan pembuatan bentuk model pada tahap *preprocessing*. Tahap ini dimulai dengan pembuatan area. Dalam hal ini, model yang dibuat adalah 2 dimensi (2D). Sedangkan dalam 3D pemodelan dibuat dengan volume. Setelah tahap ini, input konstanta material dilakukan dengan memasukkan besaran modulus elastisitas ataupun *Poisson's ratio* serta tipe elemen yang digunakan. Jika tahap ini selesai, baru kemudian mendiskritisasi area atau volume menjadi elemen-elemen kecil yang dikenal dengan *meshing*, kemudian kondisi batas ditentukan dengan memberikan pembebanan dan konstrain. Langkah berikutnya adalah *solution*. Tahapan ini merupakan proses penyelesaian dan keluaran dari proses ini adalah berupa tampilan gambar hasil simulasi. Dalam langkah ini, proses solusi dapat diatur dalam beberapa *load step* dan *sub step*. Diagram alir sebuah analisa struktur seperti terlihat dalam Gambar 3.4. Pada tahap *preprocessing* juga dilengkapi dengan menu *update geometry*. Menu ini dipergunakan untuk merubah atau membuat geometri baru yang diambil dari proses iterasi sebelumnya. Sehingga geometri tersebut dapat terus diperbarui tanpa harus melakukan simulasi dari awal lagi ketika pemodelan mensyaratkan adanya perubahan-perubahan yang berkelanjutan pada *node* yang mengalami pergerakan karena pengaruh gaya, *displacement*, momen atau temperatur.



Gambar 3.4 Diagram alir analisa struktur dengan *FEA*
(Nakasone dkk., 2006)

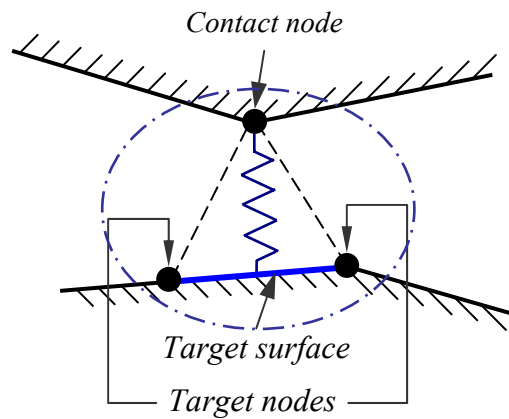
Pada pemodelan *steady state mild-wear* ini, *update geometry* dilakukan untuk menghitung keausan sampai tahap *steady* terpenuhi. Hal ini dilakukan karena ANSYS tidak dapat mensimulasikan secara langsung seberapa besar keausan yang terjadi. Proses keseluruhan pengoperasian ANSYS dalam membangun sebuah model dapat melalui dua cara, yaitu dapat melalui berbagai pilihan menu (*picking menu*) atau dengan *ANSYS Parametric Design Language* (APDL) berupa ketikan perintah-perintah tertentu berupa parameter atau variabel ke dalam kotak *command prompt*.

Permasalahan seputar mekanika kontak cukup banyak ditemui, diantaranya masalah tekanan kontak, *dynamics impacts*, pembentukan logam, sambungan baut, *crash dynamics*, perakitan komponen dengan suaian sesak dan lain-lain. Semua permasalahan kontak tersebut dalam ANSYS didefinisikan sebagai analisa kontak yang dapat dikelompokkan menjadi dua jenis (ANSYS, 2006), yaitu: (1) *rigid-to-flexible bodies in contact* dan (2) *flexible-to-flexible bodies in contact*. Untuk jenis kontak yang pertama, benda diperlakukan sebagai

benda *rigid* yang mempunyai kekakuan yang lebih tinggi dibanding benda yang dapat terdeformasi dalam perkontakannya. Contoh permasalahan ini adalah pembentukan logam lembaran. Sedangkan tipe kedua adalah jika kedua benda dapat terdeformasi. Ini dapat ditemui dalam analisa kontak antara *pin-on-disc*, sambungan baut dan suaian sesak.

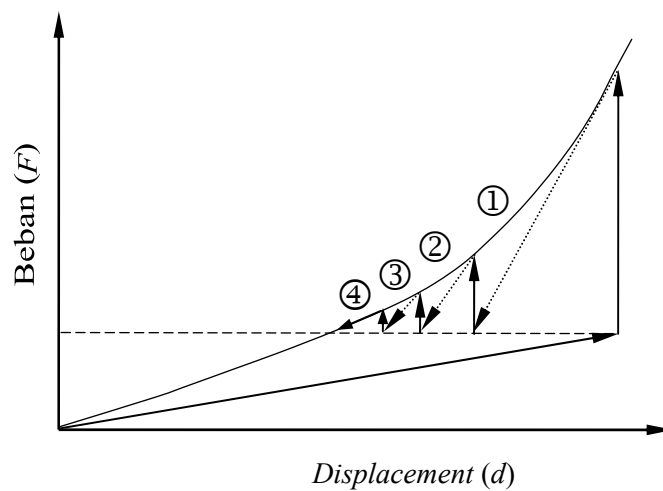
Secara umum, ANSYS membagi aplikasi model kontak menjadi tiga klasifikasi. Ketiga tipe tersebut yaitu: (1) *point-to-point contact*, dimana lokasi kontak sudah diketahui terlebih dahulu; (2) *point-to-surface contact*: lokasi pada daerah kontak belum diketahui; dan (3) *surface-to-surface contact*: digunakan pada model yang mengalami kontak antar permukaan. Pemodelan pada penelitian ini menggunakan jenis kontak *point-to-surface*. Jenis kontak ini dipakai karena deformasi yang terjadi besar sehingga lokasi kontak sulit diketahui sebelumnya.

Kontak antara dua benda pada FEA pada umumnya adalah sebuah model sederhana yang dibangun dari sebuah pegas yang ditempatkan diantara kedua permukaan yang saling kontak, seperti diperlihatkan dalam Gambar 3.5. Hal ini bisa dicapai dengan menempatkan sebuah *contact element* (elemen kontak) diantara kedua daerah dimana kontak terjadi. Ada beragam jenis elemen kontak dalam perangkat lunak ini, baik dua atau tiga dimensi. Elemen kontak ini dihubungkan dengan elemen target. Untuk diketahui bahwa kontak dapat terjadi hanya jika permukaan target bergerak ke permukaan kontak. Sebagaimana telah disebut dalam sub-bab 3.3.1 tentang perlunya serangkaian proses iterasi untuk menyelesaikan permasalahan kontak dalam permukaan kontak, ANSYS menggunakan metode Newton-Raphson. Sebagai contoh, dengan menggunakan kekakuan dari sebuah bentuk yang tidak terdefleksi, defleksi $\{d_i\}$ dapat dihitung. Masing-masing iterasi disebut sebagai sebuah persamaan kesetimbangan (*equilibrium iteration*). Karena kekakuan dari struktur dalam konfigurasi yang berpindah (*displaced configuration*) berbeda dengan konfigurasi sebelumnya, maka pembebanan dan gaya reaksi pada struktur tidak dalam kesetimbangan.



Gambar 3.5 *Point-to-surface contact element.*

Dengan metode iterasi Newton-Raphson, maka kesetimbangan struktur akan tercapai. Sebuah iterasi untuk satu peningkatan (*increment*) gaya dan empat buah iterasi terlihat dalam Gambar 3.6. Gambar tersebut menunjukkan hubungan antara beban yang berupa gaya dan *displacement* ketika persoalan linear digunakan untuk menyelesaikan kasus kontak non-linear. Matriks kekakuan berhubungan dengan elemen kontak dan matriks kekakuan elemen yang lain dari benda diformulasikan dan akan digabung menjadi sebuah penyelesaian utuh FEA. Solusi kemudian diperoleh dengan menyelesaikan hasil sekumpulan persamaan non-linear.



Gambar 3.6 Metode persamaan kesetimbangan dengan iterasi.

Penggunaan elemen kontak dengan formulasi yang simpel ini memiliki keuntungan dalam memberikan solusi permasalahan kontak. Diantaranya mudah digunakan, sederhana dalam formulasinya serta mudah dalam mengkomodir ke dalam model elemen hingga. Namun demikian, penggunaan elemen kontak ini tidaklah mudah dalam hubungannya dengan konvergenitas dan akurasi. Hal ini tergantung pada parameter yang kita tentukan. Sebab, tidaklah mudah menentukan radius konvergen. Jika solusi konvergen, sesungguhnya hal itu dimulai dalam radius konvergenitas, tetapi jika gagal atau error, itu berarti parameter yang telah ditentukan berada di luar radius konvergenitas. Sebagai jalan keluarnya, *trial-and-error* memang harus dilakukan agar konvergenitas sebuah iterasi dapat tercapai. Untuk mencapai nilai yang konvergen dalam ANSYS, diperlukan peningkatan beban yang besar, dan jika terlalu banyak iterasi hal ini akan membuat solusi membutuhkan waktu yang tidak pendek. Sebuah catatan penting dalam simulasi adalah, bagaimana kita menyeimbangkan antara waktu proses solusi yang mahal dengan akurasi data dapat tercapai.

3.3.3 Prosedur pemodelan FEA kontak konformal dan non-konformal

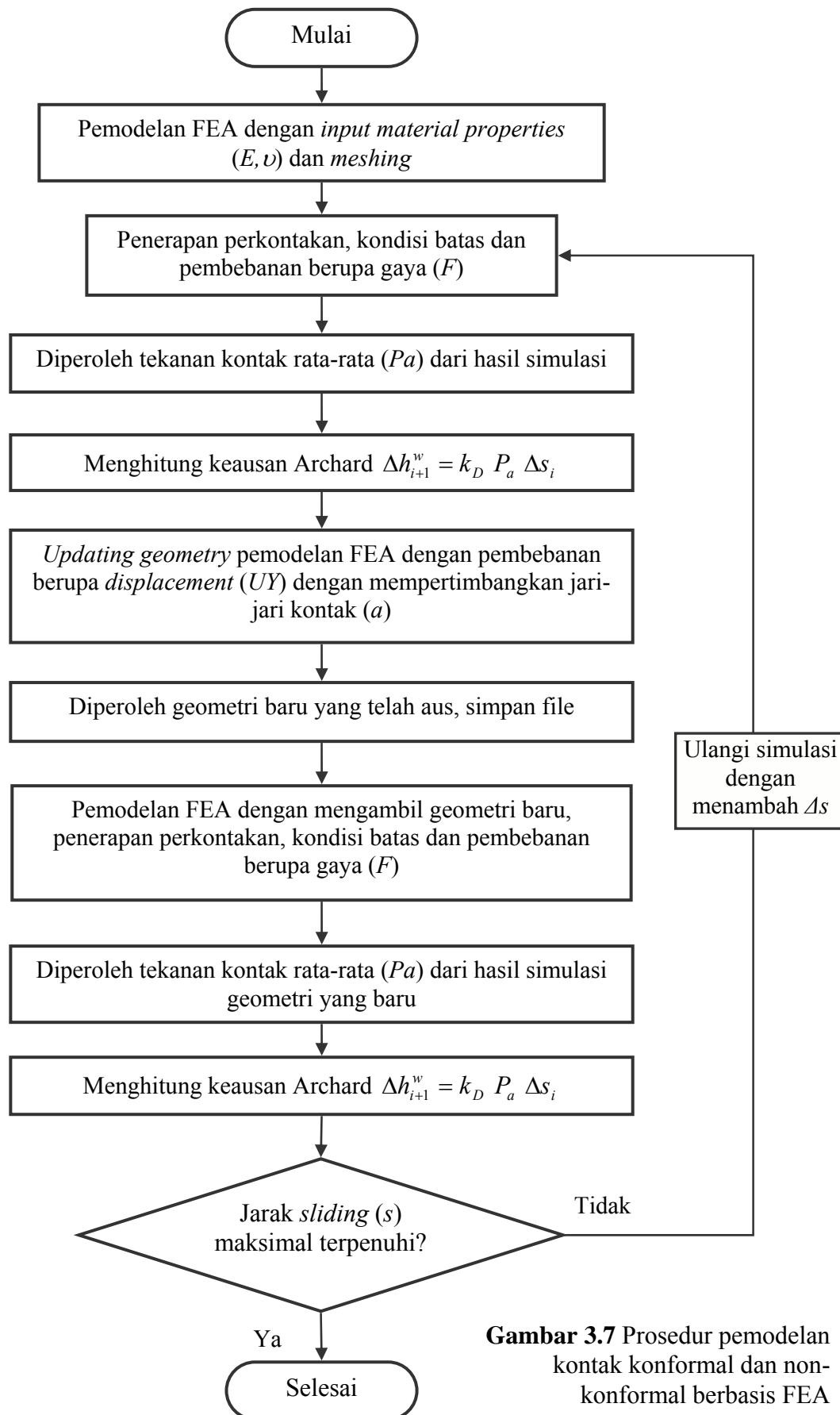
Prosedur pemodelan FEA diawali dengan pembuatan geometri model yang telah disederhanakan. Pembuatan ini membutuhkan sifat-sifat material seperti modulus elastisitas (E) dan *Poisson's ratio* (ν) seperti terlihat pada Gambar 3.7. Setelah langkah ini dilakukan, dibuatlah diskritisasi model dengan membagi menjadi elemen-elemen kecil yang disebut dengan *meshing*. Semakin banyak atau semakin rapat pembagian elemennya akan diperoleh hasil yang akurat. Namun dengan semakin banyaknya pembagian elemen maka akan diikuti dengan semakin lamanya proses iterasi. Untuk mendapatkan optimasi dari jumlah elemen atau node yang akan digunakan agar konvergen, diperlukan proses uji coba agar dengan jumlah elemen yang kecil, hasil simulasi dapat akurat. Hal ini diperlukan agar akurasi data FEA dengan hasil analitik untuk proses validasi memiliki perbedaan yang kecil.

Langkah kedua yaitu menentukan jenis perkontak, pemberian kondisi batas dan pembebanan. Pemberian kondisi batas ini mencakup *node* yang

di-*constraint* agar bergerak ke arah sumbu tertentu ataupun dikehendaki agar tidak bergerak ke arah manapun. Berikutnya adalah pembebanan berupa gaya. Dalam tiga urutan tahapan pemodelan FEA dengan ANSYS, bagian ini termasuk dalam tahap kedua yaitu *solution*.

Hasil simulasi dengan sejumlah iterasi, akan diperoleh tekanan kontak rata-rata. Tekanan kontak rata-rata ini diperoleh dengan menjumlahkan nilai tekanan kontak pada masing-masing node kemudian membaginya dengan jumlah node yang saling kontak. ANSYS hanya bisa mengidentifikasi tekanan kontak maksimal, tetapi tidak bisa mengidentifikasi tekanan kontak rata-rata. Untuk memudahkan jumlah dan nomor node yang saling kontak, bisa dilihat pada *nodal loads* pada bagian *postprocessor*. Penghitungan secara manual terhadap keausan model Archard diperlukan untuk mendapatkan besaran keausan. Seperti pada pemodelan keausan yang lain, input berupa jarak *sliding* tidaklah dihitung dengan FEA (Öqvist, 2001). Jadi penerapan interval jarak (Δs) secara manual akan sangat mempengaruhi besarnya kenaikan besaran keausan karena koefisien aus (k_D) merupakan konstanta. Sedangkan tekanan kontak rata-rata (p_a) diperoleh dari simulasi. Tidak terlihat dalam paper Podra dan Andersson (1997) bagaimana cara menentukan interval jarak *sliding*.

Langkah berikutnya setelah mendapatkan besaran keausan (h^w) adalah membuat simulasi lagi dengan penekanan berupa beban *displacement* (UY). Besarnya *displacement* ini dengan memperhitungkan besarnya jari-jari kontak (a) untuk kasus *point contact* dan setengah lebar kontak (b) pada kasus *line contact*. Jadi untuk perhitungan keausan tiap interval jarak *sliding* dibutuhkan dua kali simulasi. Simulasi pertama menghasilkan tekanan kontak rata-rata (p_a) dan simulasi kedua dengan menekan model sebesar *displacement* yang diperoleh dari simulasi pertama. Hasil deformasi ini kemudian disimpan untuk kemudian diambil lagi pada simulasi berikutnya. Demikian langkah-langkah tersebut dilakukan secara berulang hingga mencapai jarak *sliding* yang diinginkan dan mendapat nilai keausan yang diharapkan.



Gambar 3.7 Prosedur pemodelan kontak konformal dan non-konformal berbasis FEA

Kondisi batas dan pembebanan dalam setiap simulasinya sama dengan saat simulasi awal. Perlu dicatat bahwa untuk setiap simulasi, geometri flat masih utuh seperti pada keadaan awal simulasi. Di sini diasumsikan bahwa geometri pin atau bola yang hanya mengalami keausan. Sehingga geometri yang diperbarui hanya pada pin atau bolanya saja.

Penentuan nilai interval jarak *sliding* (Δs) sangat penting karena akan sangat berpengaruh terhadap nilai pendekatan keausan yang akan kita prediksi. Jika penentuan nilai kenaikan jarak *sliding* besar, maka perhitungan keausan menjadi kacau, sebaliknya jika penentuan nilainya kecil maka perhitungan prediksi keausan menjadi lama. Jadi dibutuhkan suatu nilai yang proporsional terhadap perubahan tekanan kontak rata-rata dan perubahan bidang kontak yang terjadi selama proses keausan.

Hegadekatte dkk. (2006) telah membuat suatu cara yang digunakan untuk menentukan nilai yang optimal untuk kenaikan jarak *sliding*, yaitu dengan menggunakan Pers. sebagai berikut:

$$\Delta s_i = \frac{\varepsilon h_{\max i}}{k_D p_i} \dots\dots\dots (3.19)$$

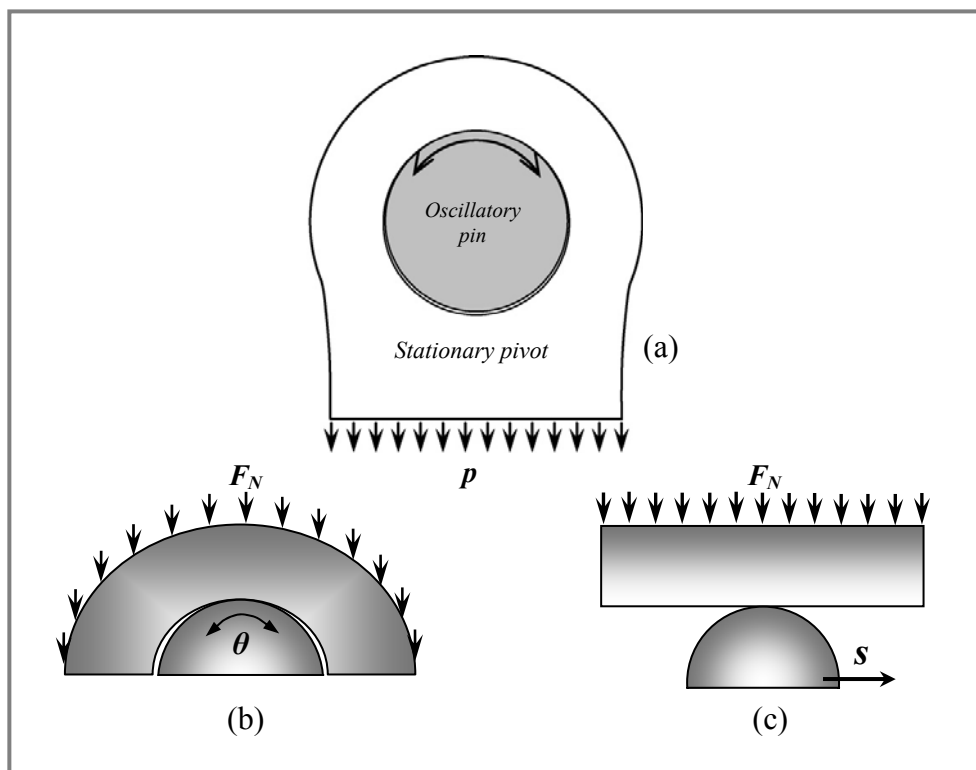
dimana p_i adalah tekanan kontak pada titik pusat kontak setiap interval jarak *sliding*, k_D adalah koefisien keausan berdimensi, $\Delta h_{\max i}$ adalah nilai keausan maksimum yang diijinkan. Nilai konstan diambil sebagai nilai faktor pengali, ε , dari $\Delta h_{\max i}$ yang diambil dalam perhitungan Δs_i nilainya adalah $\varepsilon = 0,15$ yang dipakai oleh Hegadekatte dkk. (2006), dalam studi kasus kontak konformal, penulis mengambil nilai $\varepsilon = 3,2$ untuk *pin-on-conforming flat* dan $\varepsilon = 6,5$ *pin-on-flat*, serta kasus kontak konformal $\varepsilon = 3,5$ untuk *pin-on-disc*. Pengambilan nilai-nilai ini untuk menghindari lonjakan tekanan saat simulasi kontak setelah permukaan pin diperbarui.

3.3.4 Studi kasus: kontak konformal dan non-konformal

Dalam studi kasus ini akan dibahas dua kasus, yaitu keausan pada kontak konformal antara pin dan *stationary pivot* untuk kasus *line contact* serta keausan kontak non konformal antara *ball-on-disc* pada kasus *point contact*. Bagian berikut ini adalah penjelasannya.

3.3.4.1 Pemodelan kontak konformal

Pemodelan kontak konformal ini dikembangkan berdasar paper Mukras dkk. (2009). Aplikasi dari pemodelan ini banyak ditemui dalam bidang rekayasa, diantaranya dalam sistem mekanisme katup dengan *rocker arm* pada kendaraan (lihat Gambar 3.1). Pemodelan geometri *pin* dibuat dengan jari-jari $R_{pin} = 15$ mm yang mengalami kontak dengan sebuah *stationary pivot* dengan radius $R_{pivot} = 15,5$ mm. Modulus elastisitas masing-masing E_1 dan $E_2 = 207$ GPa dan *Poisson's ratio* ν_1 dan $\nu_2 = 0,3$. Deformasi plastis dan pengaruh gesekan didalam model ini diabaikan.

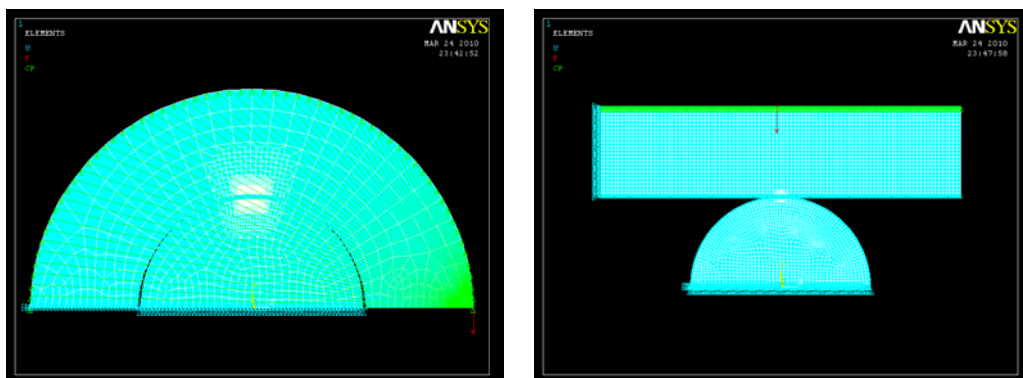


Gambar 3.8 Skema ilustrasi (a) *Pin* dan *Pivot Joint* dengan gerak *oscillatory* (Mukras dkk., 2009), (b) *pin-on-conforming flat*, dan (c) *pin-on-flat*.

Kemudian pin dikenai gaya $F_N = 150$ N secara merata dengan kondisi batas seperti terlihat pada Gambar 3.8 (a).

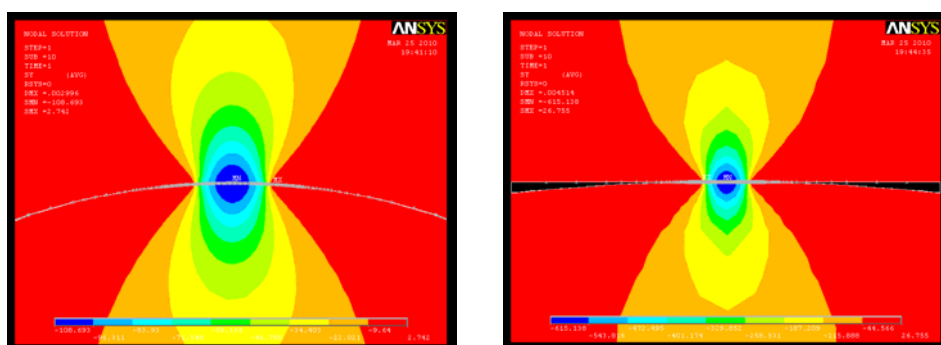
Dari pemodelan Mukras dkk. (2009) seperti pada Gambar 3.8 (a), sebagai alternatif pemecahan masalah tersebut maka pemodelan disederhanakan menjadi *pin-on-conforming flat* seperti pada Gambar 3.8 (b) dan kemudian disederhanakan lagi menjadi *pin-on-flat* terlihat pada Gambar 3.8 (c). Hasil dari kedua penyederhanaan tersebut akan dibandingkan dengan pemodelan Mukras dkk. (2009) dengan perhitungan keausan yang telah dikembangkan oleh Archard (1953). Penyederhanaan bentuk ini dilakukan untuk membuat simulasi menjadi sebuah kontak statis sederhana tanpa menggerakkan pin secara osilatif yang tentunya akan membuat proses iterasi memakan waktu yang lama.

Langkah awal melakukan simulasi *FEA* adalah pembuatan geometri model yang telah disederhanakan menjadi *pin-on-conforming* Gambar 3.8 (b) dan *pin-on-flat* Gambar 3.8 (c), dan geometri ini yang akan dipakai sebagai pemodelan di *FEA*. *Pin-on-conforming flat* dan *pin-on-flat* dimodelkan dalam *FEA* sebagai sebuah kontak *plain strain* yang merupakan sebagai pemodelan kasus *line contact*. Struktural elemen *solid* dua dimensi sebagai *PLANE 82*. Permukaan kontak dimodelkan oleh dua dimensi *node-to-surface* elemen kontak *CONTA175* dan target adalah *TARGE169* (ANSYS, 2006). Hasil yang akan didapatkan bergantung dari pembagian elemen pada model tersebut yang disebut sebagai “*meshing*”.



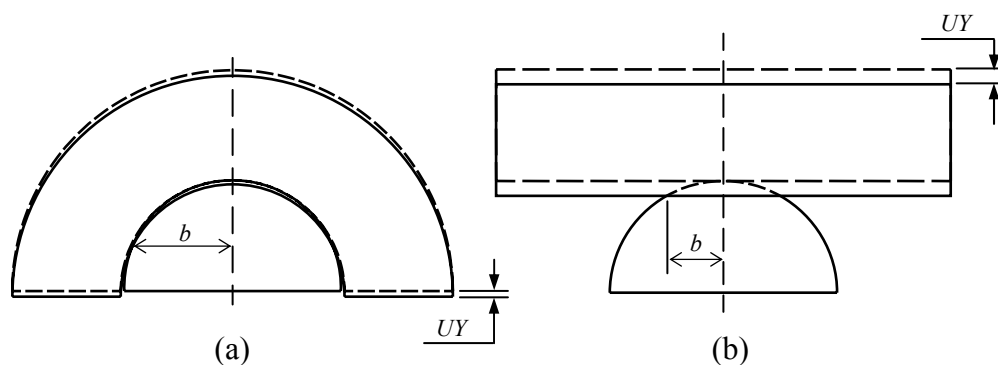
Gambar 3.9 Penentuan kondisi batas dan pembebanan
(a) *pin-on-conforming flat*, (b) *pin-on-flat*.

Namun dengan semakin banyaknya pembagian elemen maka akan diikuti dengan semakin lamanya proses iterasi. Kondisi batas ditetapkan pada permukaan bagian bawah dari pin, dimana saat pin dikenai beban maka *node* yang terdapat pada permukaan bagian bawah pin diasumsikan tidak dapat bergerak dalam arah x ataupun y , sedangkan nodal pada sumbu simetri dari benda diatas pin diasumsikan tidak bisa bergerak dalam arah sumbu x . Beban P diletakkan secara merata pada benda di atas pin dengan aplikasi dalam *FEA* nya menggunakan menu *coupling* seperti Gambar 3.9 (a) untuk konformal dan seperti pada Gambar 3.9 (b) untuk *flat*.



Gambar 3.10 Kontur tegangan kontak arah y pada permulaan *sliding* (a) *pin-on-conforming flat*, dan (b) *pin-on-flat*.

Output dari simulasi *FEA* adalah nilai tekanan kontak normal (S_y). Kontur distribusi tegangan kontak normal arah sumbu y seperti pada Gambar 3.10 (a) untuk *pin-on-conforming* dan seperti pada Gambar 3.10 (b) untuk *pin-on-flat*. Nilai tekanan kontak pada masing-masing *node* hasil simulasi kemudian dihitung tekananan kontak rata-ratanya (*average contact pressure*) p_a dan jari-jari kontak untuk tahap awal akan diverifikasi terlebih dahulu dengan hasil perhitungan analitik menggunakan teori kontak Hertz. Untuk mendapatkan nilai keausan pada jarak *increment* selanjutnya, maka benda yang akan diberi beban terlebih dahulu di-*update geometry*.



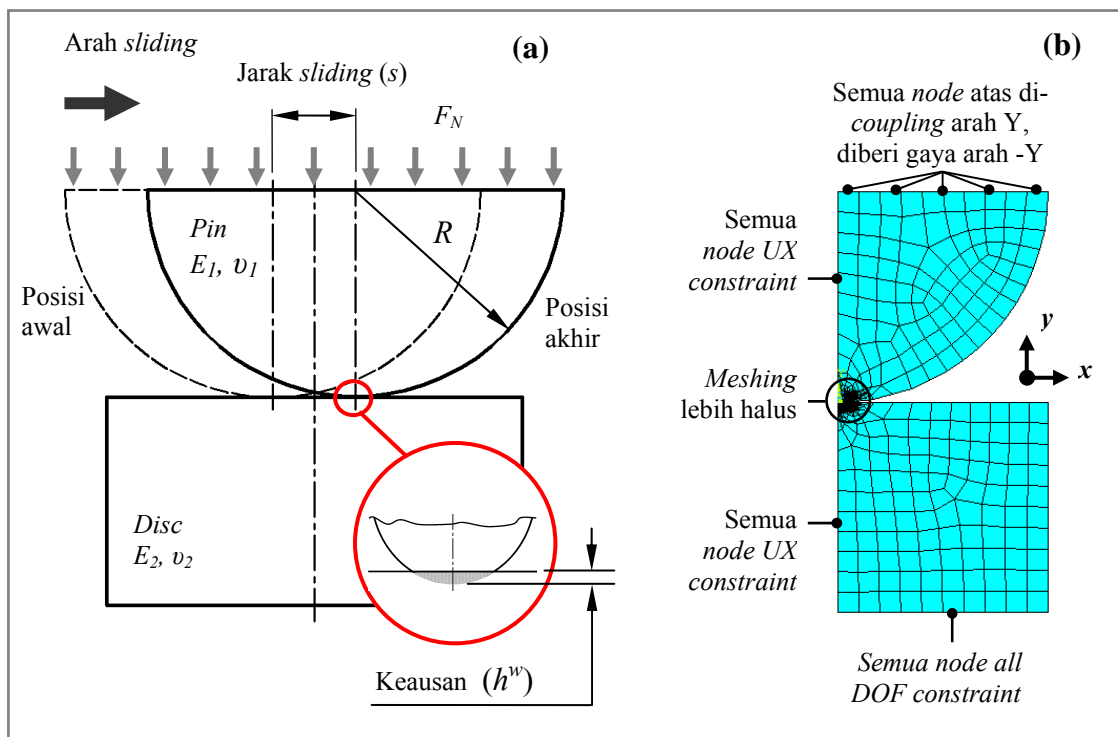
Gambar 3.11 *Updating geometry* pada
(a) *pin-on-conforming flat*, (b) *pin-on-flat*

Hal ini dilakukan dengan cara menekan kedalam bagian pin yang terjadi keausan sebesar keausan tersebut (UY) dengan memperhitungkan setengah lebar kontak b . Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.11 (a) untuk pemodelan *pin-on-conforming flat* dan dan (b) untuk pemodelan *pin-on-flat*. Demikian pemodelan kontak konformal pada pemodelan keausan *steady state* ini dilakukan.

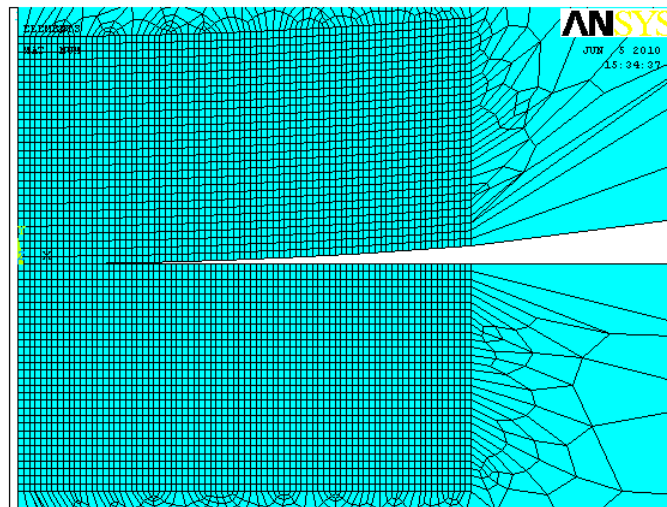
3.3.4.2 Pemodelan kontak non-konformal

Pemodelan kontak non konformal dengan FEA dilakukan dengan pengujian keausan *pin-on-disc*. Geometri *pin* dan *disc* (piringan) dibuat dengan menyederhanakan bentuk keduanya. Pin dengan ujung berbentuk bola dimodelkan dalam bentuk seperempat lingkaran *axisymmetric*. Skema ilustrasi tentang arah *sliding* dan pembebanan yang merata pada pin dapat dilihat pada Gambar 3.11 (a). Dalam gambar tersebut terlihat bahwa semua *node* pada *flat* bagian bawah di-*constraint* terhadap sumbu x dan sumbu y (*all DOF*), semua *node* atas pin di-*coupling* serta diberi beban arah $-y$. Semua *node* pada sisi kiri, baik pin maupun *disc* diberi kelonggaran untuk bergerak ke atas dan ke bawah searah sumbu y , sehingga *node* pada sisi ini hanya dibuat *fix* terhadap sumbu x saja. Tipe elemen yang digunakan ialah PLANE82 dengan 8 *node*, elemen target TARGE169, elemen kontak CONTA175 (ANSYS, 2006). Diskritisasi model ini terdiri dari 5757 elemen dan 16999 *node* sebagaimana terlihat dalam Gambar 3.12 (b). Sedangkan jumlah *node* yang kontak sebanyak 16 buah saat permulaan simulasi. Untuk menghemat waktu proses iterasi, dengan tidak mengesampingkan

keakuratan data, *mesh* pada daerah kontak saja yang dibuat lebih halus seperti terlihat dalam Gambar 3.13. Beban (F_N) 15 N serta radius pin (R) adalah 5 mm. Baik material pin (notasi angka subskrip 1) maupun *flat* (notasi angka subskrip 2) mempunyai modulus elastisitas sama, E_1 dan E_2 sebesar 213 GPa, *Poisson's ratio* ν_1 dan ν_2 0,3. Sedangkan koefisien aus (k_D) antara baja dengan baja sebesar $2.7E-10 \text{ mm}^3/\text{Nmm}$. Simulasi ini menggunakan koefisien gesek 0. Verifikasi model dengan Hertz (1882) menunjukkan deviasi di bawah 2% untuk tekanan kontak maksimal (p_o) dan jari-jari kontak (a), seperti ditunjukkan dalam Tabel 3.1. Sedangkan perbedaan tekanan kontak rata-rata (p_o) antara kedua model di atas 5%, hal ini disebabkan oleh pengaruh *meshing*. Namun demikian perbedaan ini dapat diabaikan karena penggunaan tekanan kontak rata-rata (p_o) pada awal simulasi dapat menggunakan nilai 2/3 dari tekanan kontak maksimal (p_o) Hertz dari hasil FEA (Hegadekatte dkk., 2006). Dengan demikian perbedaan antara keduanya masih dibawah 1%.



Gambar 3.12 Pemodelan keausan kontak *sliding* antara *pin* dan *disc* (a) skema ilustrasi, dan (b) model FEA.



Gambar 3.13 *Meshing* pada daerah kontak dibuat lebih halus

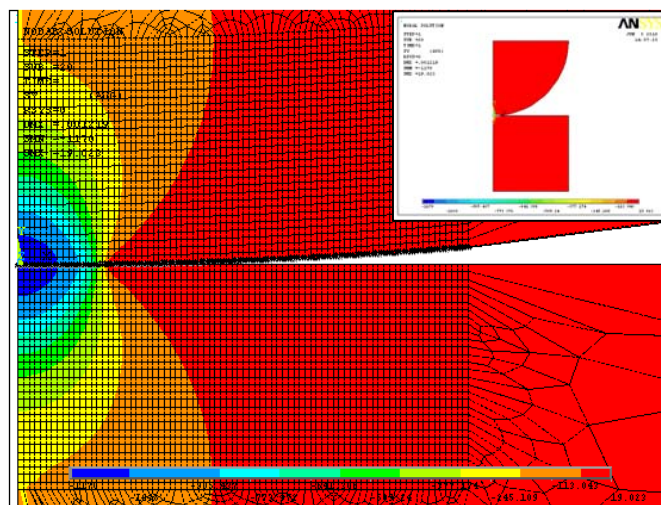
Syafaat dkk. (2010b) telah melakukan studi mengenai pengaruh tekanan kontak rata-rata (p_o) dan tekanan kontak maksimal (p_o) dalam pemodelan keausan. Hasilnya adalah kedua model tekanan kontak tersebut mempunyai hasil yang baik untuk pemodelan fase tunak.

Gambar 3.14 memperlihatkan kontur distribusi tegangan arah vertikal (y) pada saat inisial *sliding*. Terlihat bahwa tegangan terpusat pada posisi tengah pin dan *disc* dimana tekanan kontak maksimal (p_o) berada. Sedangkan Jari-jari kontak (a) berada pada daerah dengan skala warna biru muda.

Tabel 3.1 Verifikasi *present model* dengan model Hertz (1882) pada $F_N = 15$ N.

Perbandingan	Hertz (1882)	FEA	Deviasi (%)
Tek. kontak maks (p_o) [MPa]	1167,82	1167,70	0.01
Jari-jari kontak (a) [mm]	0,07833	0,07753	1.03

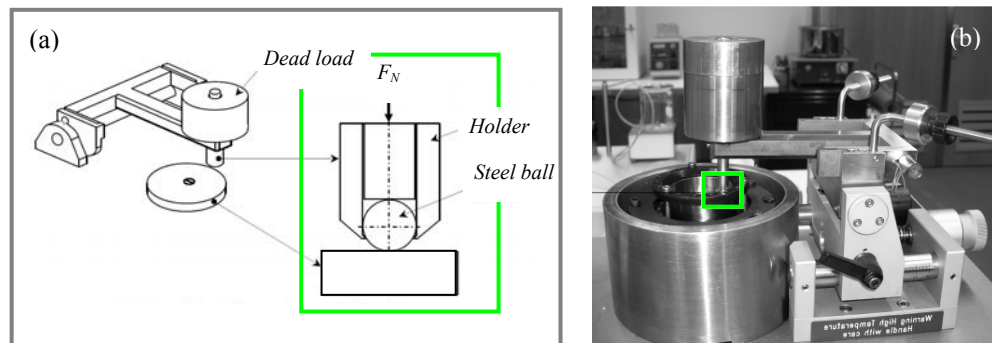
Untuk diketahui bahwa *refine mesh* pada pin sampai dengan jarak 400 μm arah horisontal dan 200 μm arah vertikal dari pusat sumbu, seperti terlihat pada Gambar 3.12. Proses simulasi selanjutnya berupa pemberian *load* dan *updating geometry* dengan APDL, yang masing-masing dapat dilihat pada Lampiran B.1 dan Lampiran B.2.



Gambar 3.14 Gambar pembesaran kontur tegangan arah y saat inisial *sliding*, gambar kanan atas adalah tanpa pembesaran.

3.4 Susunan eksperimen

Studi tentang pemodelan keausan fase tunak ini menggunakan pengujian *ball-on-disk* dengan material yang sama antara bola dan piringan. Bola baja dan piringan dari SKF[®] dengan material AISI 52100, kekerasan 7,55 GPa (58-63 HRC), modulus elastisitas (E) 213 GPa, *Poisson's ratio* (ν) 0,3. Radius (R_b) bola 5 mm dan beban yang dikenakan pada bola sebesar F_N 15 N. Selama penelitian menggunakan pelumas oli transmisi mesin dengan kecepatan perputaran piringan ν 0,005 m/detik. Skema ilustrasi dan mesin pengujian *ball-on-disc* seperti terlihat dalam Gambar 3.15. Sebelum eksperimen dimulai, *layer* bola baja dihilangkan dengan larutan *acetone*. Mula-mula sekitar dua per tiga bagian bola baja dicekam dengan holder, kemudian diberikan F_N lewat pemberat (*dead weight*). Piringan diikat dengan baut yang terhubung dengan mekanisme rotari. Eksperimen ini menggunakan piringan dengan diameter luar 46 mm dan diameter dalam 30 mm. Perputaran bola di atas piringan untuk 2 jam pertama dengan lintasan radius 18 mm, 4 jam dengan lintasan radius 16 mm dan 12 jam dengan lintasan radius 20 mm. Selama proses *sliding*, cairan pelumas selalu mengalir pada permukaan piringan. Pada pengujian ini akan diukur kedalaman aus (*wear depth*) dan lebar aus (*wear scar*) dari bola setiap periode waktu tertentu.



Gambar 3.15 Skema ilustrasi (a) dan mesin pengujian *ball-on-disc* (b) (Jamari, 2006).

Pengukuran terhadap massa bola juga dilakukan. Bola ditimbang sebelum dan sesudah pengujian, kemudian massanya dikurangi. Hal ini bertujuan untuk mengetahui massa yang hilang selama pengujian. Penelitian ini tidak mengukur keausan pada piringan. Temperatur ruangan yang dipakai berkisar antara 20 °C sampai 23 °C. Keseluruhan eksperimen ini dilakukan di *Laboratory for Surface Technology and Tribology* oleh Ioan Crăcăoanu, mahasiswa program doktor (PhD) di University of Twente, Enschede, Belanda.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil pemodelan analitik GIWM

Pemodelan analitik GIWM yang dikembangkan oleh Hegadekatte dkk. (2006) adalah dengan menggunakan Pers. (3.17) untuk kasus *line contact* dan Pers. (3.10) untuk *point contact*. Hasilnya menunjukkan adanya tren yang serupa dengan plot diagram keausan dan perilakunya oleh Jamari (2006) pada Gambar 2.2. Keausan yang dihasilkan pada tahap awal *sliding* mengalami peningkatan yang besar sampai pada titik tertentu, kemudian peningkatannya relatif stabil. *Paper* Hegadekatte dkk. (2006) tentang GIWM dapat dilihat dalam Lampiran C. Bagian berikut ini adalah pembahasan tentang hasil pemodelan tersebut.

4.1.1 Hasil pemodelan analitik kontak konformal

Pemodelan kontak konformal untuk kasus *line contact* menghasilkan prediksi keausan yang meningkat tajam pada tahap awal *sliding* kemudian peningkatan keausannya relatif stabil. Hasil plot model ini dapat dilihat dalam Gambar 4.3 yang sekaligus dapat dibandingkan dengan model berbasis FEA. Pemodelan analitik ini tergantung beban (F_N), radius pin (R_p) serta koefisien aus (k_D). Dalam hal ini $R_p = 15$ mm, $F_N = 150$ N dan $k_D = 1,0E-8$ mm³/Nmm. Besaran ini diambil dari penelitian Mukras dkk. (2009). Asumsi yang digunakan dalam pemodelan ini adalah penggunaan tekanan kontak rata-rata p_a pada permukaan pin dalam setiap peningkatan (*increment*) jarak *sliding* (lihat Pers. 3.11), pengaruh gesekan diabaikan, topografi keausan permukaan pin selalu datar dan keausan pada *disc* tidak perhitungkan.

Dalam pemodelan GIWM diperlihatkan kenaikan keausan yang tajam dalam tahap *running-in*. Karakteristik keausan fase tunak (*steady state mild-wear*) dengan ditandainya keausan yang relatif stabil kenaikannya, belum terlihat disini. Hal ini dikarenakan *slope* keausan yang dihasilkan masih relatif tinggi dalam jarak *sliding* tersebut (kira-kira 150 mm). Karena parameter masukan tidak melibatkan sifat-sifat fisik material seperti modulus elastisitas, tegangan luluh,

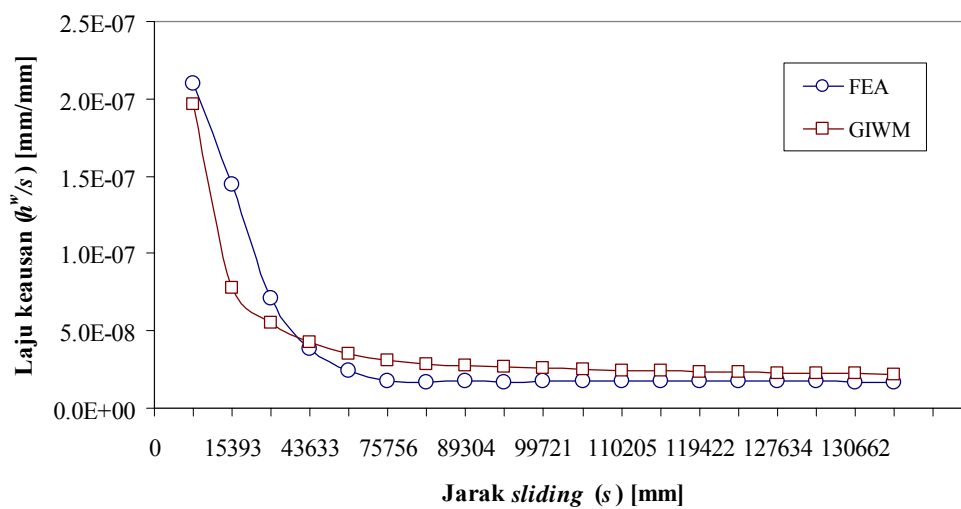
Poisson's ratio serta koefisien gesek, maka identifikasi dimulainya *steady state* mengalami kesulitan. Namun secara umum hasil pemodelan yang simpel ini dapat digunakan secara cepat untuk memprediksi keausan yang terjadi.

4.1.2 Hasil pemodelan analitik kontak non-konformal

Hasil pemodelan kontak non-konformal antara pin dengan ujung berbentuk bola dan piringan, juga memiliki kecenderungan yang serupa dengan hasil pemodelan analitik kontak konformal pada sub-bab 4.1.1. Dari Gambar 4.8 ataupun 4.10 terlihat bahwa keausan berada pada tahap stabil ketika tahap-tahap awal *sliding* sudah terlampaui. Pemodelan analitik ini tergantung dari tiga parameter, yaitu: beban (F_N), radius pin (R_p) serta koefisien aus (k_D). Dalam studi ini $F_N = 15$ N, $R_p = 5$ mm, dan $k_D = 2,7E-10$ mm³/Nmm yang diambil dari hasil eksperimen M. Ioan pada *ball-on-disc*. Sesungguhnya sifat-sifat fisik material seperti modulus elastisitas, tegangan luluh, *Poisson's ratio* serta koefisien gesek tidak menjadi pertimbangan penting. Padahal dalam mekanika kontak, kekerasan material sangat tergantung dari tegangan luluh. Jika melihat plot tren keausan yang terjadi, semakin kecil nilai k_D , maka semakin kecil keausan yang terjadi. Studi parametrik terhadap nilai k_D jika semua besaran dalam Pers. 3.10 adalah konstan, hasilnya menunjukkan pada pemakaian k_D yang sangat kecil, keausan akan mendekati 0.

Pemodelan GIWM sangat simpel penggunaannya dalam tribometri. Dengan kesimpelannya ini, prediksi terhadap keausan yang terjadi pada pin dapat langsung diketahui dengan hanya mengambil parameter-parameter penting dalam Pers. 3.10. GIWM juga dapat memprediksi dengan baik keausan bola baja dalam eksperimen *ball-on-disc* (lihat hasil eksperimen dalam sub-bab 4.3). Meski dapat memprediksi dengan baik, pemodelan ini bukannya tanpa kelemahan. Jika melihat tren keausan yang terjadi, penentuan dimulainya *steady state* akan mengalami kesulitan jika hanya melihat keausan yang terjadi. Bila melihat kurva umur pakai komponen Jamari (2006) seperti pada Gambar 2.2, cara termudah untuk menentukan *steady state* adalah dengan melihat kestabilan laju keausan yang terjadi. Laju keausan yang dihitung berdasar kedalaman keausan tiap jarak *sliding* memperlihatkan besaran yang relatif konstan dimulai pada jarak *sliding* sekitar

80000 mm seperti diperlihatkan dalam Gambar 4.1. Pada jarak *sliding* tersebut, laju keausannya (h^w/s) mencapai $2,87E-08$ mm/mm dengan persentase penurunan laju aus 4,05% setelahnya. Secara umum, kisaran laju keausan sebesar $2,44E-08$ mm/mm dengan fluktuasi di bawah 15%. Dari Gambar 4.1 juga terlihat penurunan drastis laju keausan dalam tahap *running-in* dan relatif stabil setelah tahap *steady state*. Di sini juga diperlihatkan hasil pemodelan FEA yang juga mengalami kecenderungan yang serupa. Hasil pemodelan FEA lebih detil dapat dilihat dalam sub-bab 4.2.2.



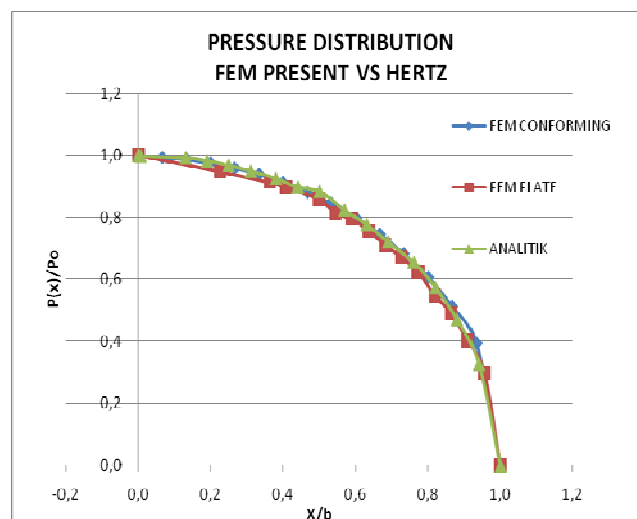
Gambar 4.1 Fase *steady state* pada pemodelan analitik GIWM dan FEA dengan laju keausan yang konstan.

Asumsi yang digunakan dalam pemodelan ini serupa dengan pemodelan pada kontak konformal. Asumsi tersebut adalah penggunaan tekanan kontak rata-rata p_a pada permukaan pin dalam setiap peningkatan (*increment*) jarak. Disamping itu, pengaruh gesekan juga diabaikan dalam deformasi yang terjadi pada pin. Pemodelan pin secara *axisymmetric*, topografi keausan permukaan pin berbentuk datar dan keausan pada *disc* tidak dipertimbangkan. Beberapa asumsi tersebut membuka peluang untuk pengembangan dan penyempurnaan pemodelan ini di masa-masa mendatang.

4.2 Hasil pemodelan berbasis FEA

4.2.1 Hasil pemodelan FEA pada kontak konformal

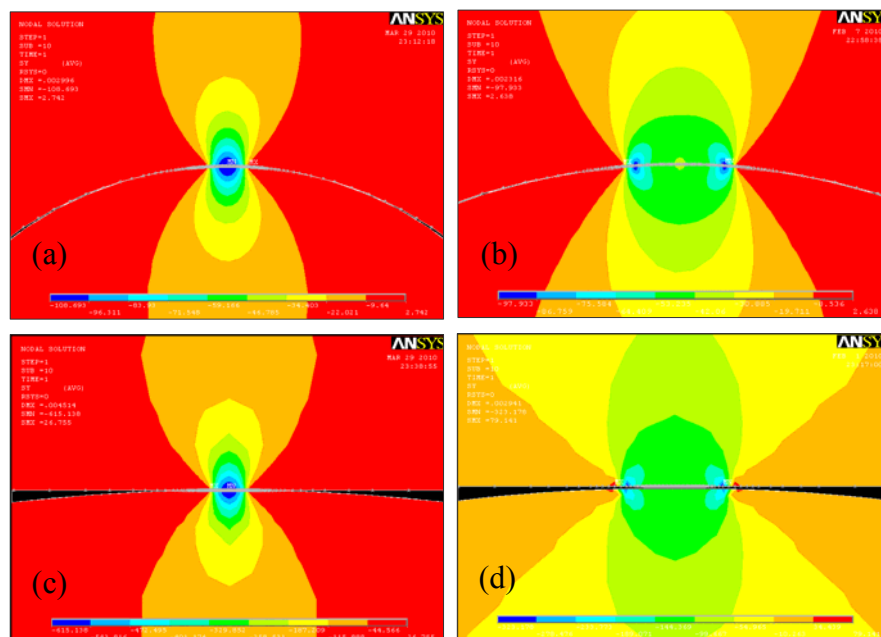
Pemodelan kontak konformal adalah hasil penyederhanaan pemodelan Mukras dkk. (2009) menjadi dua model, yaitu *pin-on-conforming flat* dan *pin-on-flat*. Kedua model ini merupakan kasus *line contact* dimana pin diperlakukan sebagai silinder. Pin dan *pivot* disimulasikan sebagai kontak *pin-on-conforming flat* dan *pin-on-flat* dengan jari-jari pin $R = 15$ mm, modulus elastisitas masing-masing E_1 dan $E_2 = 207$ GPa dan *Poisson's ratio* ν_1 dan $\nu_2 = 0,3$, kemudian pin dikenai beban $F_N = 150$ N. Kedua penyederhanaan model ini telah diverifikasi dengan model analitik Hertz (1882) pada tahap awal *sliding*. Hasil verifikasi pemodelan dengan Hertz (1882) memperlihatkan hasil yang bagus seperti ditunjukkan dalam Gambar 4.2.



Gambar 4.2 Plot sebaran tekanan kontak pada model *pin-on-conforming flat* dan *pin-on-flat* serta model kontak statis Hertz (1882).

Pemodelan kedua model dan model Hertz saling berhimpit. Hasil *present model* memiliki perbedaan tekanan kontak maksimal 0,55 % dari Hertz untuk *pin-on-conforming flat* dan 2,16% dari Hertz untuk *pin-on-flat*. Sumbu x pada plot tersebut menunjukkan posisi titik di x dibagi dengan setengah lebar kontak (b). Sedangkan sumbu y merupakan hasil tekanan kontak pada titik x (p_x) dibagi dengan tekanan kontak maksimal (p_0). Normalisasi kedua parameter tersebut merupakan besaran yang tidak mempunyai satuan (*dimensionless*).

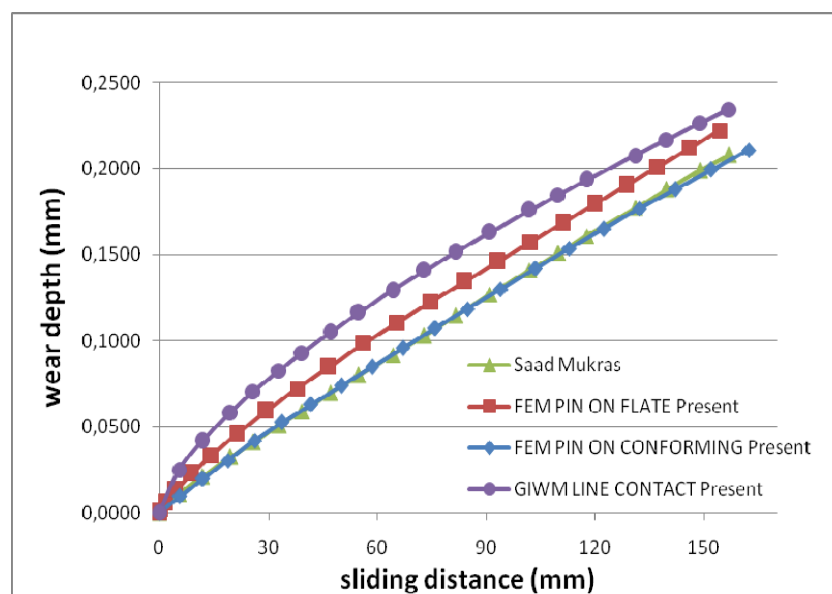
Hasil gambar kontur distribusi tegangan saat $s = 0$ mm dan akhir simulasi pada masing-masing model seperti terlihat dalam Gambar 4.3. Pada awal *sliding*, tegangan maksimal berada pada ujung pin kemudian bergeser ke tepi daerah kontak seiring dengan bertambahnya jarak *sliding*. Hasil simulasi juga memperlihatkan semakin besarnya daerah kontak dan semakin mengecilnya tekanan kontak pada pin. Hal ini terjadi karena beban 150 N yang semula terpusat pada daerah ujung pin saja, lama kelamaan akan mengenai secara merata permukaan kontak yang sudah konformal dan *fit* antara pin dan pivot. Oleh karenanya, beban tersebut menjadi lebih ringan karena disangga oleh daerah kontak yang semakin lebar sehingga tekanan kontak pun semakin mengecil.



Gambar 4.3 Kontur sebaran tegangan arah y pada model *pin-on-conforming flat* saat (a) $s = 0$ mm, (b) $s = 162,37$ mm; dan *pin-on-flat* saat (c) $s = 0$ mm, (d) $s = 154,45$ mm.

Seperti terlihat dalam Gambar 4.4, hasil pemodelan keausan *pin-on-conforming flat* menghasilkan keausan sebesar sebesar 0,21 mm pada jarak *sliding* sejauh 162,37 mm dan untuk *pin-on-flat* dengan jarak *sliding* sejauh 154,45 mm, keausannya sebesar 0,22 mm. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa dari

penyederhanaan kontak osilasi pada kontak konformal seperti yang dilakukan Mukras dkk. (2009) menjadi dua model dengan penerapan jarak sliding ”semu”, menunjukkan hasil yang bagus. Pemakaian interval jarak *sliding* yang benar-benar proposional akan sangat berpengaruh terhadap prediksi keausan. Hasil analitik Pers. (3.17) menunjukkan posisi keausan paling tinggi dibanding dengan ketiga model yang lain. Sekali lagi, hal ini karena pemilihan interval jarak *sliding* dengan nilai $\epsilon = 3,2$ untuk *pin-on-conforming flat* dan $\epsilon = 6,5$ *pin-on-flat*, adalah nilai yang optimal.

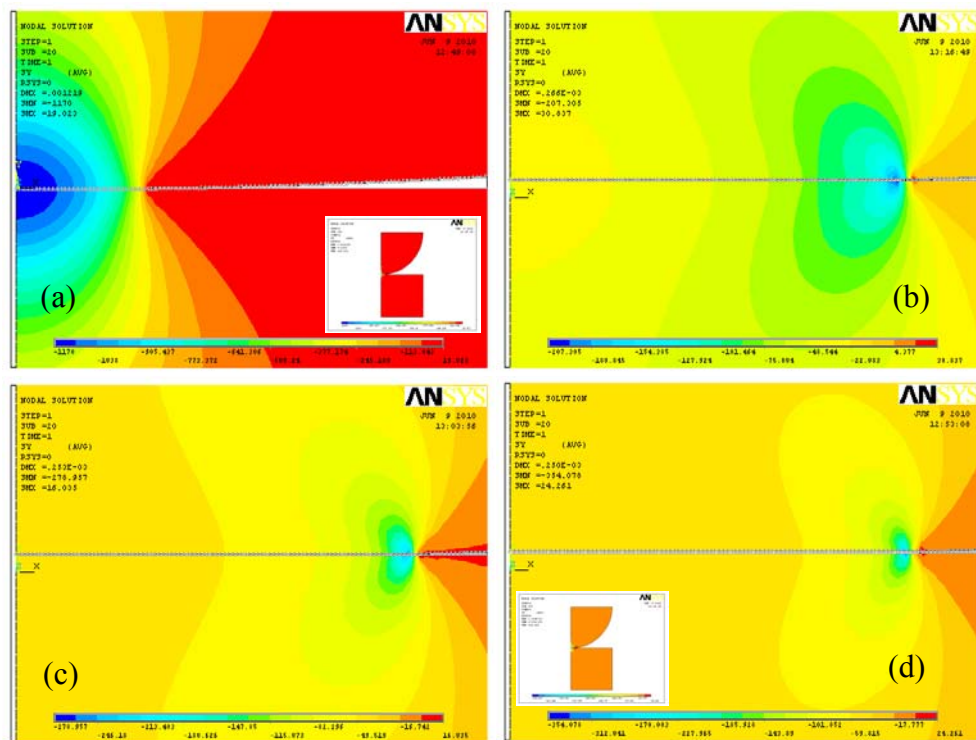


Gambar 4.4 Hasil prediksi keausan model Mukras dkk. (2009), dengan komparasi model penyederhanaannya yaitu model FEA *pin-on-conforming flat*, model FEA *pin-on-flat*, serta model analitik GIWM Pers. (3.17).

4.2.2 Hasil pemodelan FEA pada kontak non-konformal

Pemodelan dengan simulasi FEA pada studi *pin-on-disc* dengan metode kontak statis seperti terlihat pada Gambar 4.5. Pada saat $s = 0$ mm pada Gambar 4.5 (a) terlihat bahwa kontur distribusi tegangan vertikal (arah y) terpusat pada ujung pin, kemudian menyebar ke tepi sekeliling daerah kontak. Pada inisial *sliding* ini, hasil plot distribusi tegangan arah y sangat berhimpit dengan kontak elastis Hertz (lihat Johnson, 1985 hal. 60) seperti ditunjukkan dalam Gambar 4.6. Pada jarak sliding $s = 80405$ mm konsentrasi tegangan bergeser ke tepi daerah

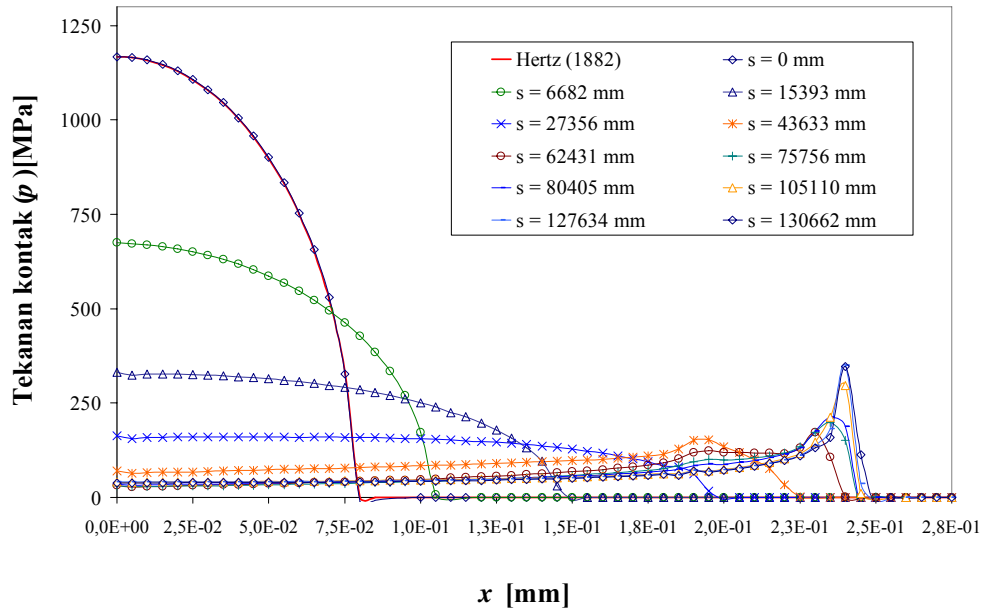
kontak. Hal ini terjadi sampai pada $s = 130662$ mm. Munculnya pergeseran pusat tegangan dan munculnya tegangan maksimal pada tepi daerah kontak ini juga dapat ditemukan oleh para peneliti sebelumnya, yaitu Jamari dkk. (2010) dan Saputro (2010) meskipun menggunakan *software* yang berbeda. Sedangkan dengan *software* ANSYS juga dapat ditemui dalam penelitian Zakariya (2010) serta Syafa'at dkk. (2010b).



Gambar 4.5 Kontur sebaran tegangan arah y pada (a) $s = 0$ mm, (b) $s = 80405$ mm, (c) $s = 99721$ mm, dan (d) $s = 135339$ mm. Gambar *insert* adalah plot tanpa pembesaran pada masing-masing s .

Hasil yang sama juga dapat dilihat pada Hegadekotte dkk. (2005). Hal ini terjadi karena permukaan di luar daerah kontak mengalami kecenderungan mempertahankan posisi semula akibat dari penerapan kontak statis yang berulang pada model FEA. Tetapi munculnya tegangan maksimal tersebut tidak terlihat pada hasil simulasi FEA Hegadekotte dkk. (2006) karena jarak *sliding* yang ditempuh masih relatif kecil, yaitu di bawah 80 mm. Hasil studi ini juga memperlihatkan konformalitas permukaan yang dapat diidentifikasi melalui

kontur sebaran tegangan yang semakin mengecil pada ujung pin. Fenomena pergeseran tegangan ini juga diikuti dengan semakin lebarnya daerah kontak.

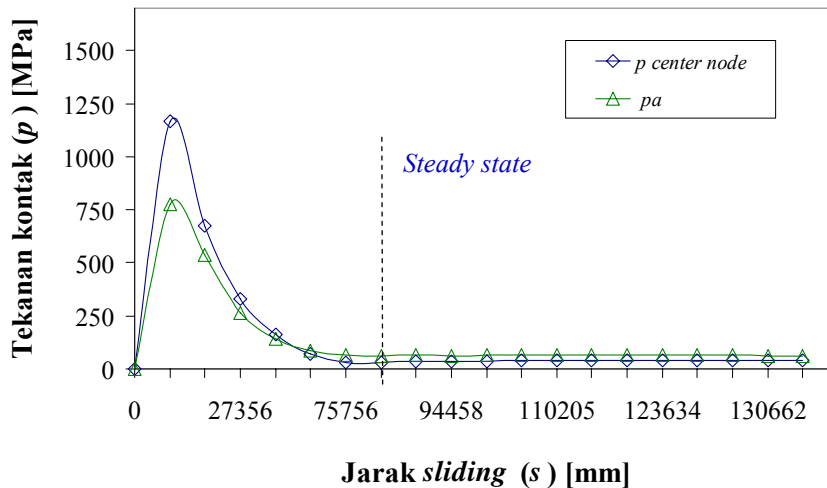


Gambar 4.6 Plot tekanan kontak pada pemodelan FEA keausan *pin-on-disc*.

Perilaku tekanan kontak menunjukkan semakin stabilnya tekanan seiring dengan semakin meningkatnya jarak *sliding*. Pada jarak sampai dengan $s = 43633$ mm, tekanan maksimal berada pada ujung pin. Setelah jarak tersebut terlewati, terjadi perbedaan yang signifikan antara tekanan maksimal dan tekanan pada ujung pin. Pada Gambar 4.7, tekanan kontak rata-rata mulai mengalami kestabilan pada kisaran 63,82 MPa pada $s = 80405$ mm saat kedalaman aus 4,91 μm (lihat juga Gambar 4.8). Perbedaan antara tekanan sebelum dan sesudahnya (fluktuasi) mencapai di bawah 3%. Sesungguhnya disinilah berakhirnya tahap *running-in* dan dimulainya *steady state* (lihat Hsu dkk., 2005) dalam definisi *steady state* pada Bab II). Sedangkan laju aus (h^w/s) juga mulai mengalami kestabilan setelah jarak *sliding* ini tercapai. Pada tahap *running-in* laju keausan menurun tajam, kemudian mengalami stabil dengan penurunan laju aus hanya sebesar 0,89% (lihat juga Gambar 4.1). Fluktuasi laju keausan secara keseluruhan mencapai di bawah 2% dari nilai $1,72\text{E}-08$ mm/mm.

Hasil plot keausan (h^w) menunjukkan pada tahap *running-in*, keausan sangat tinggi dan kemudian relatif stabil pada fase tunak (*steady state*). Komparasi

dengan model GIWM menunjukkan besaran keausan hasil FEA berada di atas GIWM (lihat Gambar 4.8). Hal ini bisa dimaklumi karena tekanan rata-rata yang menjadi input pada pemodelan FEA diambil dari pendekatan kontak elastis. Hasil ini juga serupa dengan temuan Hegadekatte dkk. (2006). Namun untuk jarak *sliding* yang besar, kecenderungan bahwa hasil keausan GIWM berada di bawah FEA semakin lama semakin berubah.

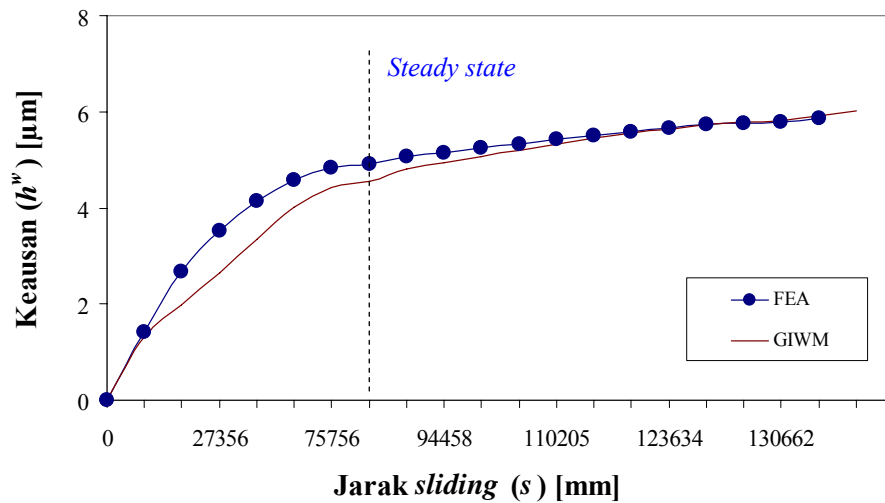


Gambar 4.7 Plot tekanan kontak pada *center node*, tekanan kontak maksimal dan tekanan kontak rata-rata pada pemodelan FEA keausan *pin-on-disc* serta fase tunak (*steady state*).

Hasil keausan FEA cenderung lebih stabil pada *steady state* dengan deviasi tekanan kontak rata-rata antara sebelum dan sesudahnya dibawah 2% dibandingkan dengan GIWM. *Steady state* ini juga ditandai dengan capaian rata-rata keausan yang juga stabil. Hasil FEA menunjukkan peningkatan keausan hanya sebesar 1,64% sedang GIWM sebesar 3,1% dan makin lama makin mengecil sampai 1,36% untuk FEA dan 1,77% untuk GIWM. Secara garis besar, sampai dengan jarak $s = 135339$ mm, keausan masuk dalam *steady state*.

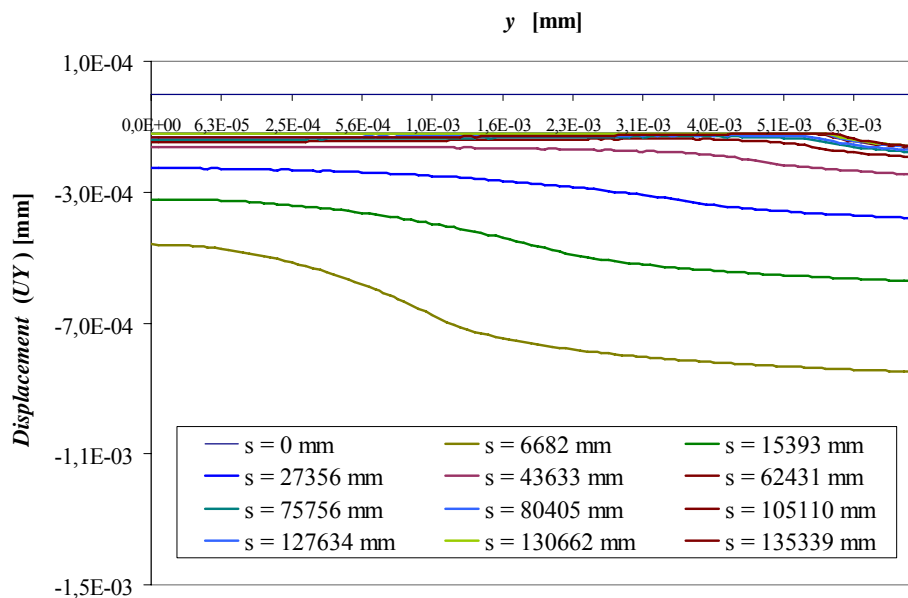
Sebuah temuan menarik dari hasil simulasi FEA ini adalah metode *updating geometry* dengan kontak statis berulang yang memunculkan tegangan maksimal pada tepi daerah kontak mengalami kesulitan tatkala h_{maxi} bernilai negatif (lihat Pers. 3.20). Hal ini disebabkan posisi ujung pin (*center node*) lebih rendah daripada daerah kontak terluar. Sebagai akibat dari h_{maxi} bernilai negatif, maka Jarak *sliding* pun mengalami penurunan. Sangat tidak mungkin jika semakin

lama *sliding* berlangsung tetapi justru jarak tempuhnya malah semakin berkurang. Jadi pemodelan FEA hanya dapat dilakukan sampai jarak $s = 135339$ mm.



Gambar 4.8 Plot keausan pin GIWM dan pemodelan FEA serta *steady state*.

Perilaku *displacement* sepanjang daerah kontak dapat dilihat dalam Gambar 4.9. Terlihat bahwa pada $s = 135339$ mm, justru mempunyai *displacement* yang lebih rendah dari jarak *sliding* sebelumnya.

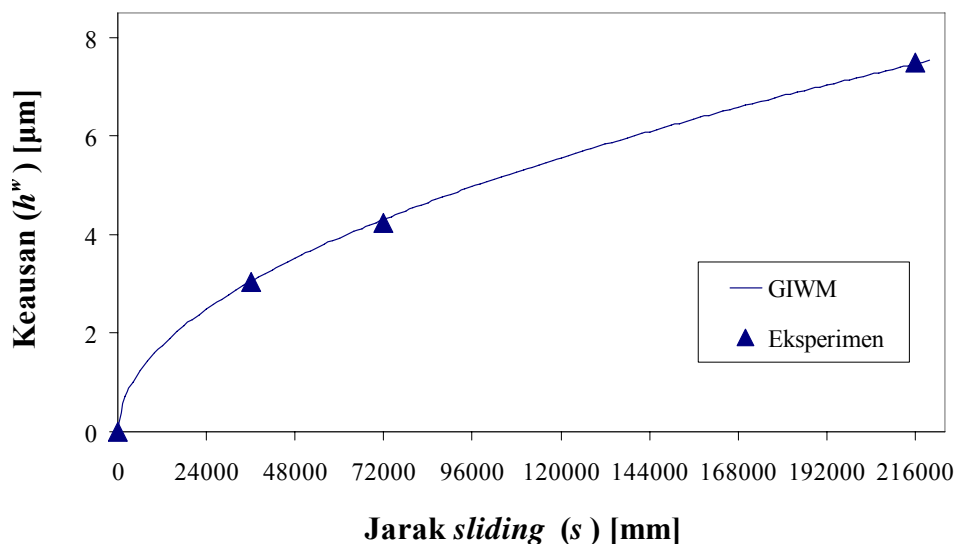


Gambar 4.9 Perilaku *displacement* di daerah kontak pada pemodelan FEA keausan *pin-on-disc*.

4.3 Hasil eksperimen

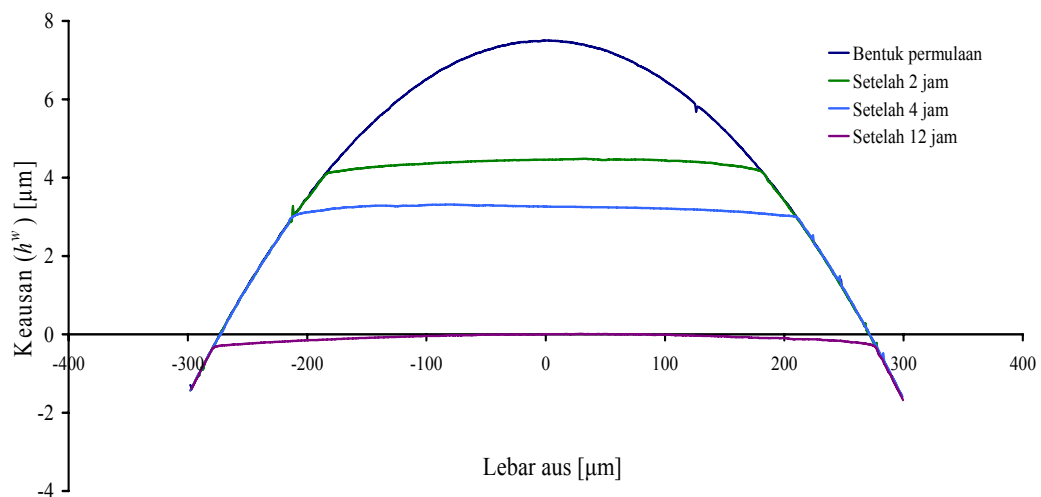
Pengujian *ball-on-disc* menggunakan material AISI 52100, kekerasan 7,55 GPa (58-63 HRC), modulus elastisitas (E) 213 GPa, *Poisson's ratio* (ν) 0,3, radius (R) bola 5 mm dan beban yang dikenakan pada bola sebesar (F_N) 15 N. Hasil plot keausan setelah 12 jam eksperimen menunjukkan tren keausan yang sama dengan hasil prediksi analitik GIWM Hegadekatte (2006) seperti terlihat dalam Gambar 4.10. Hasil pengukuran kedalaman aus pada waktu 2 jam perputaran *disc* atau sejauh 36000 mm, GIWM menghasilkan aus 3,046 μm , sedangkan hasil eksperimen 3,042 μm . Pada jarak 216000 mm keausan keduanya 7,50 μm . Eksperimen ini juga memperlihatkan *wear scar diameter* semakin melebar saat semakin bertambahnya jarak *sliding* (s). Ini berarti daerah kontaknya juga semakin besar (lihat Gambar 4.11). Fenomena ini juga serupa pada pemodelan FEA. Pada jarak *sliding* 36000 mm, *wear scar diameter* mencapai 366 μm dan meningkat menjadi 556 μm pada jarak 216000 mm (lihat Tabel 4.1).

Pengujian dengan eksperimen memperlihatkan bahwa radius bola mengalami peningkatan seiring dengan semakin panjangnya jarak *sliding*. Saat $s = 36000$ mm, radius bola meningkat 1000% menjadi 50,89 mm dari radius semula 5 mm.



Gambar 4.10 Keausan *steel ball* hasil eksperimen *ball-on-disc*.

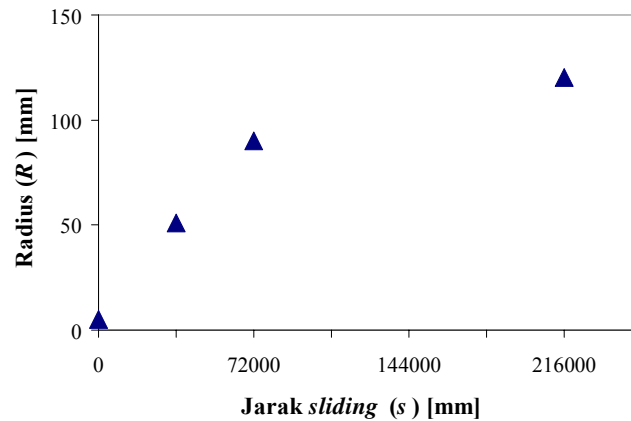
Peningkatan ini terus terjadi sampai jarak 216000 mm yang menghasilkan radius bola sebesar 120,43 mm. Jadi permukaan bola baja tidak serta merta langsung terpotong dengan hasil ujung permukaan yang datar, sebagaimana asumsi dalam model analitik GIWM oleh Hegadekatte (2006). Temuan ini juga berbeda dengan Öqvist (2001) yang berhasil membuat geometri silinder dalam penelitiannya berbentuk datar sejak simulasi FEA yang pertama sampai *wear step* yang terakhir. Grafik hubungan radius bola dengan jarak sliding seperti ditunjukkan dalam Gambar 4.12. Dari sini dapat disimpulkan bahwa pada suatu saat jarak *sliding* yang sangat besar, maka radius yang terbentuk hasil gesekan antara bola dengan piringan makin lama makin besar sampai suatu saat mencapai radius tak berhingga. Dalam ilmu geometri, radius tak berhingga adalah sebuah bentuk bidang datar.



Gambar 4.11 Geometri *steel ball* hasil eksperimen.

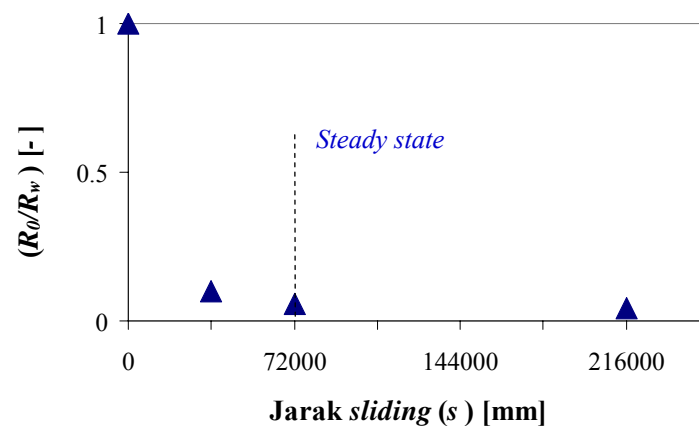
Karakteristik *steady state* diantaranya ditandai dengan konformalitas kedua permukaan kontak. Dari Gambar 4.11 terlihat bahwa meskipun topografi bola tidak benar-benar rata, namun awal dari sebuah tahap tunak sudah dimulai. Jadi pada jarak *sliding* 72000 mm atau perputaran selama 4 jam, sesungguhnya tahapan *running-in* telah berakhir dan dimulainya *steady state*. Konformalitas ini dapat dilihat pada lebar aus yang terjadi telah mencapai sekitar 200 μm . Kesimpulan ini didukung dengan data hasil perbandingan antara radius awal (R_0)

bola dengan radius saat keausan (R_w) terhadap jarak sliding (s) seperti terlihat dalam Gambar 4.13 dimana pada R_0/R_w sebesar 0,0566 mulai jarak 72000 mm. Perubahan nilai antara sebelum (*running-in*) dan sesudah (*steady state*) R_0/R_w terlihat jelas perbedaan yang signifikan.



Gambar 4.12 Perubahan radius *steel ball* hasil eksperimen.

Konformalitas permukaan bola yang datar, sebagai hasil dari bentuk bidang yang datar, sudah "match" dengan permukaan *disc*. Pada fase ini, tekanan kontak di sepanjang daerah kontak relatif seragam dan stabil. Keadaan ini yang dikenal dengan *steady state*. Pada Gambar 4.13 terlihat hasil perbandingan antara radius awal (R_0) bola dengan radius saat keausan (R_w) terhadap jarak sliding (s), semakin lama semakin mendekati 0. Sebagaimana diketahui bahwa jika pada jarak tertentu radius bola telah membentuk bidang datar, maka (R_0/R_w) adalah 0.

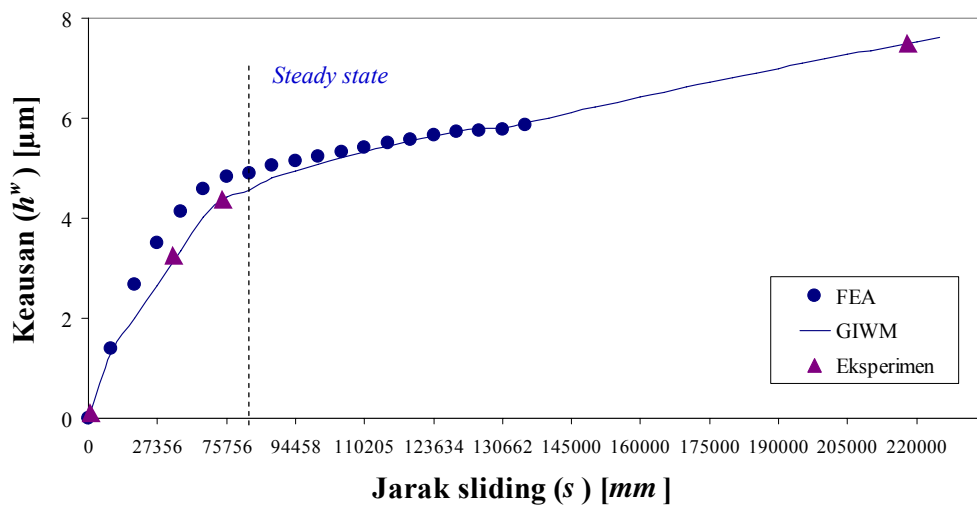


Gambar 4.13 Perubahan radius *steel ball* (R_0/R_w) hasil eksperimen.

Wear scar, *wear depth* dan massa yang dihasilkan dalam eksperimen ini terangkum sebagaimana ditunjukkan dalam Tabel 4.1. Terlihat bahwa *wear scar* terus mengalami pembesaran karena semakin bertambah besarnya daerah kontak. Massa bola mengalami penurunan akibat keausan yang terjadi selama gesekan berlangsung.

Tabel 4.1 Hasil pengukuran pada eksperimen *ball-on-disc* AISI 52100.

Waktu [jam]	Massa [g]		Lebar aus [μm]	Keausan [μm]
	Sebelum	Sesudah		
2	4,06909	4,06906	366	3,04
4	4,06900	4,06896	424	4,24
12	4,06850	4,06846	556	7,50



Gambar 4.14 Hasil keausan pemodelan FEA, analitik GIWM dan eksperimen serta fase tunak (*steady state*).

Sebuah kelebihan yang tidak diperoleh dari pemodelan analitik dan pemodelan FEA adalah bahwa dengan hasil eksperimen ini geometri pin dapat diketahui. Gambar 4.14 memperlihatkan keausan ketiga model. Dari model FEA dicatat bahwa tekanan kontak telah mengalami kestabilan setelah memasuki tahap *steady state*. Sedangkan dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa permukaan kontak telah konformal. Secara umum, prediksi analitik GIWM *fit* dengan hasil

eksperimen dan ketiga pemodelan memiliki kecenderungan yang serupa dengan kurva umur pakai komponen seperti dalam penelitian Jamari (2006). Hasil ini juga sesuai dengan hipotesis, dimana dengan bertambahnya jarak *sliding*, keausan yang terjadi pada tahap *running-in* mengalami peningkatan yang tajam, kemudian laju keausannya stabil setelah memasuki tahap *steady state*. Karakteristik *steady state* yang berupa kestabilan laju keausan, kestabilan tekanan kontak, serta permukaan yang telah konformal dapat ditampilkan dengan bagus oleh ketiga *present model*, yaitu secara analitik, FEA dan eksperimen.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Studi tentang pemodelan keausan *steady state* telah ditampilkan dengan tiga model, yaitu analitik, FEA, dan eksperimen. Kesimpulan yang bisa diambil dari kajian ini adalah:

1. Pemodelan analitik keausan *steady state* memperlihatkan laju keausan (h^w/s) telah konstan pada kisaran $2,44E-08$ mm/mm dengan fluktuasi di bawah 15% yang tidak berubah oleh peningkatan jarak *sliding* (s). Fase *steady state* pemodelan ini dimulai pada $s = 80405$ mm.
2. Pemodelan FEA keausan *steady state* menghasilkan tekanan kontak (p) yang telah konstan pada kisaran 63,82 MPa dengan fluktuasi di bawah 2% dan laju keausan (h^w/s) yang stabil sebesar $1,72E-08$ mm/mm dengan fluktuasi di bawah 2% juga, yang tidak berubah dengan bertambahnya jarak *sliding* (s). Fase *steady state* pemodelan ini dimulai pada $s = 80405$ mm.
3. Hasil validasi terhadap kedua pemodelan di atas (analitik dan FEA) dengan eksperimen memperlihatkan bahwa permukaan telah konformal dengan perbandingan radius awal dan radius aus (R_o/R_w) sebesar 0,0566, mulai jarak *sliding* (s) 72000 mm.

Hasil dari ketiga *present model* yang dibangun adalah serupa dengan studi yang telah dilakukan oleh Blau (1989), Hsu dkk. (2005) serta Jamari (2006) tentang pemodelan *running-in* dan *steady state*, dimana karakteristik *steady state* adalah tercapainya laju keausan konstan, tekanan kontak konstan dan telah tercapainya konformalitas permukaan.

5.2 Saran

Penggunaan beberapa asumsi seperti tidak dipertimbangkannya pengaruh gesekan yang terjadi pada deformasi pin, keausan pada *disc* yang diabaikan serta tidak diperhitungkannya sifat mekanis bahan pada model analitik,

dapat dikembangkan lebih lanjut. Perlu juga kiranya dilakukan eksperimen untuk kasus *line contact* karena untuk kasus ini, pemodelan yang ditampilkan hanya dengan analitik dan FEA saja. Sedangkan pada pemodelan FEA, meskipun telah dapat memodelkan *steady state*, dapat juga dikembangkan metode *updating geometry* yang lebih sempurna agar penerapan jarak *sliding* dalam pemodelan *steady state* ini dapat lebih besar jangkauannya. Beberapa catatan di atas tentunya membuka peluang untuk penyempurnaan pemodelan ini di masa-masa mendatang.

DAFTAR PUBLIKASI ILMIAH

- Syafa'at, I. (2009), "Keausan pada kontak luncur *pin-on-disc*: sebuah tinjauan pustaka", *Majalah Ilmiah Momentum FT. Unwahas* – ISSN 0216.7395, **5**, No. 2, Oktober 2009, 30-36.
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010), "Pemodelan keausan kontak *sliding* antara silinder dengan bidang datar", *Prosiding Seminar Nasional Hasil-hasil Penelitian Unimus* - ISBN 978.979.704.883.9, 278-283.
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010), "Pengaruh pemodelan tekanan kontak rata-rata terhadap model keausan kontak *sliding* antara silinder dengan bidang datar", *Prosiding Seminar Nasional Sains dan Teknologi FT. Unwahas* - ISBN 978.602.8273.25.1, Kel. D, 37–42.
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010), "Pemodelan keausan *pin-on-disc* dengan analisa elemen hingga", *Majalah Ilmiah Momentum FT. Unwahas* – ISSN 0216.7395. (*submitted*).
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010), "Kestabilan tekanan kontak: sebuah pemodelan keausan *steady state*", *Jurnal Rotasi Teknik Mesin Undip* – ISSN 1411.027X. (*submitted*).
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010), "Pemodelan keausan *steady state*: analitik, FEA dan eksperimen", *Jurnal Rekayasa Mesin Polines* – ISSN 1411.6863. (*submitted*).

DAFTAR PUSTAKA

- Adachi, K., Kato, K., and Chen, N. (1997), "Wear map of ceramics," *Wear*, **203**, 291-301.
- ANSYS (2006), *ANSYS Contact Technology Guide Release 10.0*, ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317
- Archard, J. F. (1953), "Contact and rubbing of flat surfaces", *J. Appl. Phys.*, **24**, 981-988.
- Archard, J.F. and Hirst, W. (1956), "The wear of metals under unlubricated conditions", *Proc. R. Soc. Lond. Ser. A*, **236**, 397-410.
- Bhushan, B. (1999), *Handbook of Micro/Nanotribology*, CRC Press LLC, New York.
- Blau, P.J. (1989), *Friction and Wear Transitions of Materials*, Noyes, Park Ridge, NJ.
- Blau, P.J. (1997), "Fifty years of research on the wear of metals", *Tribol. Int.*, **30**, 321-331.
- Borgeson, www.borgeson.com, diakses 2 Agustus 2010.
- de Saracibar, C.A. and Chiumenti, M. (1999), "On the numerical modeling of frictional wear phenomena", *Comput. Methods Appl. Mech. Engg.*, **177**, 401-426.
- Hegadekatte, V., Huber, N. and Kraft, O., (2005), "Development of a simulation tool for wear in microsystems", in *Advanced Micro and Nano Systems - Micro-engineering in Metals and Ceramics Design Part II*, ed. Löhse, D., Haußelt, J.H. Baltes, H., Brand, O., Fedder, G.K., Hierold, C., Korvink, J.G. and Tabata, O., Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim, Germany, 605-624.
- Hegadekatte, V., Huber, N. and Kraft, O., (2006), "Finite element based simulation of dry sliding wear", *Tribology Letters*, **24**, 51-60.
- Hegadekatte, V., Kuzenhäuser, S., Huber, N., and Kraft, O. (2008), "A predictive modeling scheme for wear in tibometers", *Tribol. Intr.*, **41**, 1020-1031.

- Hertz, H. (1882), *Über die berührung fester elastische körper und über die harte* (On the contact of rigid elastic solids and on hardness), *Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes*, Leipzig, Nov 1882.
- Hsu, S.M., Shen, M.C., and Ruff, A.W. (1997), “Wear prediction for metal,” *Tribology International*, **30**, 377-383.
- Hsu, S.M. and Shen, M.C. (2005), “Wear mapping of materials”, in *Wear – Materials, Mechanisms and Practice*, ed. Stachowiak, G.W., John Wiley & Sons Ltd., England, 369-423.
- Hsu, S.M., Munro, R.G., Shen, M.C., and Gates, R.S. (2005), “Boundary lubricated wear”, in *Wear – Materials, Mechanisms and Practice*, ed. Stachowiak, G.W., John Wiley & Sons Ltd., England, 37 – 70.
- Kraghelsky, V., Dobychun, M.N., and Kombalov, V.S. (1982), *Friction and Wear Calculation Methods*, Pergamon Press, Oxford.
- Jamari. (2006), *Running-in of Rolling Contacts*, PhD Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands.
- Jamari, Saputra, E., Ismail, R., Tauviqirrahman, M., and Schipper, D.J. (2010), “Surface topographical change due to sliding contact”, *Prosiding Seminar Nasional Sains dan Teknologi FT. Unwahas - ISBN 978.602.8273.25.1*, Kel. D, 42–48.
- Jackson, R.L. and Green, I. (2005), “A finite element study of elasto-plastic hemispherical contact against a rigid flat”, *Trans. ASME, J. Tribol.*, **127**, 343 – 354.
- Johnson, K.L. (1985), *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Kim, N., Won, D., Burris, D., Holtkamp, B., Gessel, G.R., Swanson, P., and Sawyer, W.G. (2005), “Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts”, *Wear*, **258**, 1787 – 1793.
- Kogut, L. and Etsion, I. (2002) “Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat”, *Trans. of ASME J. Appl. Mech.*, **69**, 657 – 662.
- Logan, D.L. (2007), *A First Course in the Finite Element Method 4th Ed. (International Student Edition)*, Thomson, Canada.

- Maki, J. and Aho, K. (1981), "Development of a running-in procedure for a locomotive diesel engine", in *The Running-In Process in Tribology*, eds. Dowson, D., Taylor, C.M., Godet, M., and Berthe, D., Butterworths, London, 147–152.
- Molinari, J. F., Ortiz, M., Radovitzky, R., and Repetto, E. A. (2001), "Finite element modeling of dry sliding wear in metals", *Engg. Comput.*, **18**, 592-609.
- Metselaar, H.S.C., Kerkwijk, B., Mulder, E.J., Verweij, H., and Schipper, D.J. (2001), "Wear of ceramics due to thermal stress: a thermal severity parameter," *Wear*, **249**, 962-970.
- Mukras, S., Kim, N.H., Sawyer, W.G., Jackson, D.B., and Bergquist, L. (2009), "Numerical integration schemes and parallel computation for wear prediction using finite element method", *Wear*, **266**, 822-831.
- Nakasone, Y, Stolarski, T., and Yoshimoto, S. (2006), *Engineering Analysis with ANSYS Software*, Butterworth-Heinemann, Amsterdam.
- Oliver, W.C. and Pharr, G.M. (1992), "An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments", *J. Mat. Res.*, **7**, 1564 – 1583.
- Öqvist, M. (2001), "Numerical simulations of mild wear using updated geometry with different step size approaches", *Wear*, **249**, 6-11.
- Pasaribu, H.R. (2005), *Friction and Wear of Zirconia and Alumina Ceramics Doped with CuO*, PhD Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands.
- Podra, P. and Andersson, S. (1999), "Simulating sliding wear with finite element method", *Tribol. Int.*, **32**, 71-81.
- Salib, J., Kligerman, Y., and Etsion, I. (2008), "A model for potential adhesive wear particle at sliding inception of a spherical contact", *Tribology Letter*, **30**, 225-233.
- Saputra, E. (2010), *Perhitungan Keausan Pin pada Sistem Kontak Sliding Pin-on-disc Menggunakan Metode Analitik dan Metode Elemen Hingga*, Tugas Sarjana, Universitas Diponegoro, Semarang.
- Sarkar, A.D. (1980), *Friction and Wear*, Academic Press, London.

- Shankar, S. and Mayuram, M.M. (2008), "Sliding interaction and wear studies between two hemispherical asperities based on finite element approach", *Int. J. Surface Science and Engineering*, **2**, 71–83.
- SKF, www.skf.com, diakses 2 Agustus 2010.
- Strömberg, N. (1999), "Finite element treatment of two-dimensional thermoelastic wear problems", *Comput. Methods Appl. Mech. Engg.*, **177**, 441-455.
- Suh, N.P. (1986), *Tribophysics*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliff, New Jersey.
- Susatio, Y. (2004), *Dasar-dasar Metode Elemen Hingga*, Penerbit Andi, Yogyakarta.
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010a), "Pemodelan keausan kontak *sliding* antara silinder dengan bidang datar", *Prosiding Seminar Nasional Hasil-hasil Penelitian Unimus* - ISBN 978.979.704.883.9, 278-283.
- Syafa'at, I., Widyanto, S.A., Jamari, dan Ismail, R. (2010b), "Pengaruh pemodelan tekanan kontak rata-rata terhadap model keausan kontak *sliding* antara silinder dengan bidang datar", *Prosiding Seminar Nasional Sains dan Teknologi FT. Unwahas* - ISBN 978.602.8273.25.1, Kel. D, 37–42.
- Urbakh, M., Klafter, J., Gourdon, D., and Israelachvilli, J. (2004), "The nonlinear nature of friction", *Nature*, **430**, 525-528.
- Whitehouse, D.J. (1994), *Handbook of Surface Metrology*, Institute of Physics Publishing.
- Williams, J.A. (1999), "Wear modeling analytical, computational and mapping, a continuum mechanics approach", *Wear*, **225**, 1-17.
- Zakariya, A. (2010), *Prediksi Keausan Pin pada Pin-On-Disc Sliding Contact System Menggunakan Metode Elemen Hingga*, Tugas Sarjana, Universitas Diponegoro, Semarang.
- Zhu, D., Martini, A., Wang W., Hu, Y., Lisowsky, B., and Wang, Q.J. (2007), "Simulation of sliding wear in mixed lubrication", *ASME J. Tribol.*, **129**, 545-552.

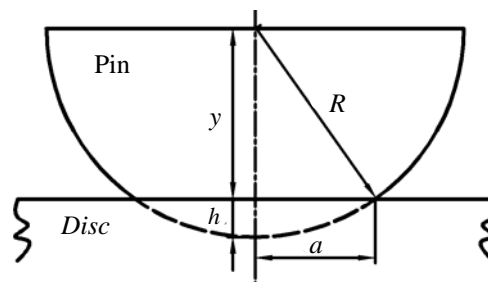
LAMPIRAN

LAMPIRAN A:
PENURUNAN MODEL ANALITIK GIWM

A.1 Penurunan model analitik GIWM *point contact*

A.1.1 Perhitungan jari-jari kontak (a)

Model analitik GIWM dimulai dengan menghitung jari-jari kontak kontak a seperti ditunjukkan dalam Gambar A.1.



Gambar A.1 Skema ilustrasi *pin-on-disc*

Pada Gambar A.1 diperlihatkan skema ilustrasi pemodelan keausan *pin-on-disc* dimana R adalah radius ujung pin yang berbentuk bola, y adalah jarak pusat pin dengan permukaan *disc* dan h adalah jarak antara ujung pin dengan permukaan *disc* dimana

$$\begin{aligned} R &= y + h, \\ y &= R - h \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

Dengan menggunakan teorema *Phytagoras* dan memasukkan Pers. (A.1) maka

$$\begin{aligned} R^2 &= y^2 + a^2 \\ R^2 &= (R - h)^2 + a^2 \\ R^2 &= (R^2 - 2R h + h^2) + a^2 \end{aligned}$$

$$a^2 = R^2 - R^2 + 2Rh - h^2 \dots\dots\dots (A.2)$$

Sehingga didapatkan jari-jari kontak a

$$a = (2Rh - h^2)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (A.3)$$

Karena nilai h sangat kecil jika dibandingkan dengan R ($h \ll R$), maka Pers. (A.3) dapat ditulis dengan

$$a = (2Rh)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (A.4)$$

dimana a adalah jari-jari kontak, R adalah radius pin dan h adalah keausan.

A.1.2 Perhitungan keausan *point contact* (h^w_{pc})

Dalam kasus *point contact*, tekanan kontak maksimal untuk kontak elastis Hertz (1882) adalah sebesar 1.5 kali dari tekanan kontak rata-rata (lihat Johnson (1985) hal. 93). Dengan demikian jika tekanan pada pin sebagai fungsi beban (F_N) dan luas penampang daerah kontak, maka persamannya dapat ditulis:

$$p_o = \frac{3}{2} p_a, \dots\dots\dots (A.5)$$

$$p_o = \frac{3}{2} \frac{F_N}{\pi a^2}$$

sehingga

$$p_a = \frac{2}{3} \frac{3}{2} \frac{F_N}{\pi a^2}$$

$$p_a = \frac{F_N}{\pi a^2} \dots\dots\dots (A.6)$$

Dalam model keausan Archard (1953) seperti tertulis dalam Pers. (2.2) karena proses keausan sesungguhnya tergantung pada waktu, maka laju keausan yang dihasilkan akan berubah seiring dengan jarak *sliding* s yang ditempuh. Sehingga bentuk persamaan diferensial dari Pers. (2.1) menjadi

$$\frac{dh_{pc}^w}{ds} = k_D p_a(s) \dots\dots\dots (A.7)$$

dimana jarak *sliding* menjadi pertimbangan dalam proses kedalaman aus dan perubahan nilai tekanan kontak selama proses keausan berlangsung. Jadi parameter penting kedalaman aus adalah tergantung pada koefisien aus k_D dan tekanan kontak. Tekanan kontak yang dipakai dalam GIWM adalah mengacu pada tekanan "global" sehingga tekanan kontak yang dipakai adalah tekanan kontak rata-rata p_a (Hegadekatte dkk., 2006). Dengan mengganti tekanan kontak rata-rata p_a sebagai fungsi jari-jari kontak a seperti pada Pers. (A.6) dan Pers (A.4), maka

$$\frac{dh_{pc}^w}{ds} = k_D \frac{F_N}{\pi \left\{ (2R_p h_{pc}^w)^{\frac{1}{2}} \right\}^2}$$

$$\frac{dh_{pc}^w}{ds} = \frac{F_N}{2\pi R_p (h_{pc}^w)} k_D$$

Sehingga didapatkan

$$dh_{pc}^w = \frac{F_N}{2\pi R_p (h_{pc}^w)} k_D ds \dots\dots\dots (A.8)$$

Dengan mengintegalkannya Pers. (A.8) maka

$$\int dh_{pc}^w = \int \frac{1}{2} \frac{F_N}{\pi R_p (h_{pc}^w)} k_D ds$$

$$\int (h_{pc}^w) dh_{pc}^w = \int \frac{1}{2} \frac{F_N}{\pi R_p} k_D ds \quad \dots (A.9)$$

Sehingga

$$\frac{1}{2} (h_{pc}^w)^2 = \frac{1}{2} \frac{F_N}{\pi R_p} k_D s$$

$$(h_{pc}^w)^2 = \frac{F_N}{\pi R_p} k_D s$$

$$h_{pc}^w = \left(\frac{F_N k_D s}{\pi R_p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots (A.10)$$

Dalam Pers. (A.10) h_{pc}^w adalah kedalaman aus kasus *point contact*, F_N adalah beban yang berupa gaya, R_p adalah radius pin, k_D adalah koefisien aus berdimensi dan s adalah jarak *sliding*.

A.2 Penurunan model analitik GIWM *line contact*

A.2.1 Perhitungan setengah lebar kontak (b)

Pada kasus *line contact* (lc), bentuk ujung pin pada Gambar A.1 tidak berbentuk bola, tetapi bentuk silindris yang mempunyai satuan panjang. Sehingga tidak menggunakan istilah jari-jari kontak a , tetapi menggunakan istilah setengah lebar kontak (*half width*) yang dinotasikan sebagai b . Dengan menggunakan perhitungan yang sama pada kasus *point contact*, maka Pers. (A.4) dapat ditulis sebagai

$$b = \left(2R_p h_{lc}^w \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots (A.11)$$

dimana b adalah setengah lebar kontak, R_p adalah radius pin dan h_{lc}^w adalah keausan *line contact*.

A.2.2 Perhitungan keausan *line contact* (h^w_{lc})

Dasar penurunan model analitik keausan *line contact* adalah kontak Hertz (1882) (lihat Johnson (1985) hal. 101). Tekanan kontak maksimal p_o sebagai fungsi dari pembebanan F_N , tekanan kontak rata-rata p_a dan setengah lebar kontak b dirumuskan sebagai

$$p_o = \frac{2F_N}{\pi b}, \quad \dots\dots\dots (A.12)$$

$$p_a = \frac{1}{4} \pi p_o$$

sehingga dari kedua hubungan tersebut dapat ditulis (Syafa'at dkk., 2010a):

$$p_a = \frac{1}{4} \pi \left(\frac{2F_N}{\pi b} \right) \quad \dots\dots\dots (A.13)$$

$$p_a = \frac{F_N}{2b} \quad \dots\dots\dots (A.14)$$

Dengan menggunakan model keausan Archard (1953) dalam Pers. (2.2), sebagaimana pada kasus *point contact*, maka keausan *line contact* h^w_{lc} dapat ditulis

$$\frac{dh^w_{lc}}{ds} = k_D p_a \quad \dots\dots\dots (A.15)$$

$$\frac{dh^w_{lc}}{ds} = k_D \frac{F_N}{2b} \quad \dots\dots\dots (A.16)$$

Kemudian memasukkan Pers. (A.11) ke dalam Pers. (A.14) yang menghasilkan Pers. (A.16), maka

$$\frac{dh_{lc}^w}{ds} = k_D \frac{F_N}{2 \left\{ (2R_p h_{lc}^w)^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$\frac{dh_{lc}^w}{ds} = \frac{1}{2} k_D F_N (2R_p h_{lc}^w)^{-\frac{1}{2}}$$

$$\frac{dh_{lc}^w}{(h_{lc}^w)^{\frac{1}{2}}} = \frac{1}{2} k_D F_N (2R_p)^{-\frac{1}{2}} ds \dots\dots\dots (A.17)$$

Pengintegralan Pers. (A.17) menjadi

$$\int (h_{lc}^w)^{\frac{1}{2}} dh_{lc}^w = \int \frac{1}{2} k_D F_N (2R_p)^{-\frac{1}{2}} ds \dots (A.18)$$

sehingga

$$\frac{2}{3} (h_{lc}^w)^{\frac{3}{2}} = \frac{1}{2} k_D F_N (2R_p)^{-\frac{1}{2}} s$$

$$(h_{lc}^w)^{\frac{3}{2}} = \frac{3}{4} k_D F_N (2R_p)^{-\frac{1}{2}} s$$

$$h_{lc}^w = \left\{ \frac{3}{4} (2R_p)^{-\frac{1}{2}} k_D F_N s \right\}^{\frac{2}{3}} \dots\dots\dots (A.19)$$

dimana h_{lc}^w adalah kedalaman aus kasus *line contact*, R_p adalah radius pin, k_D adalah koefisien aus berdimensi, F_N adalah beban yang berupa gaya, dan s adalah jarak *sliding*.

LAMPIRAN B:
ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE (APDL)

Bagian dari simulasi FEA dalam studi keausan ini adalah *updating geometry*. Dalam perhitungan keausan setiap interval jarak *sliding* dibutuhkan dua kali simulasi. Simulasi pertama menghasilkan tekanan kontak rata-rata (p_a) dan simulasi kedua dengan menekan model sebesar *displacement* yang diperoleh dari simulasi pertama. Simulasi kedua inilah yang disebut *updating geometry* (lihat Gambar 3.6). Simulasi ini berupa pemberian beban *displacement* (UY) pada *disc* untuk kasus kontak non-konformal dan pada *flat* untuk kasus kontak konformal. Besarnya *displacement* ini dengan memperhitungkan besarnya jari-jari kontak (a) untuk kasus non-konformal *point contact*, dan setengah lebar kontak (b) pada kasus konformal *line contact*.

Simulasi diawali dengan menu UPGEOM yaitu dengan mengambil hasil (file dengan ekstensi *.rst*) dari simulasi sebelumnya, yang mencakup antara lain *sub step* dan nama file. Langkah berikutnya adalah membuat geometri baru pada *disc* atau *flat* dengan *meshing* baru, menentukan perkontakan dan memberi *displacement*. *Displacement UY* untuk kasus non-konformal *point contact* adalah dengan menekan *disc* keatas ($UY = +$) agar menghasilkan jari-jari kontak a seperti terlihat pada Gambar 3.1. Untuk kasus konformal *line contact* dengan menekan *flat* kebawah ($UY = -$). Disamping untuk mendapatkan geometri baru, simulasi ini sekaligus untuk mendapatkan data tentang tegangan arah y , *nodal loads*, nilai h_{maks} , serta daerah kontak. Simulasi ini terbagi atas 20 *sub step*. Pada Lampiran ini, hanya APDL untuk kasus *pin-on-disc* pada kontak non-konformal saja yang ditampilkan. Dengan cara yang sama, kasus kontak konformal dapat diselesaikan.

Prosedur pemodelan berbasis FEA setelah meng-*update geometry* adalah memberikan pembebanan terhadap model dengan gaya F_N . Tujuan dari tahap ini adalah untuk mendapatkan tekanan kontak rata-rata p_a (lihat Gambar 3.6) untuk masukan perhitungan model keausan Archard (1953). Pada pemodelan

FEA *pin-on-disc* $F_N = 15$ N dengan kondisi batas seperti pada Gambar 3.11. Simulasi ini terbagi atas 30 *sub step* agar mempermudah dan akurasinya terjaga dalam memperkirakan nilai jari-jari kontak a hasil FEA dengan perhitungan analitik GIWM (lihat Lampiran A.1). Berikut ini adalah APDL untuk pemberian *load* dan *updating geometry*.

B.1 APDL untuk pemberian *load*

```

!buka file simulasi sebelumnya
/PREP7
!updating geometry
UPGEOM,1,LAST,<sub step>,<nama file>,'rst','..\<nama folder>'
!hapus kontak
CWZDELE,3,1,"
/MREP,EPLOTT
!hapus load
/SOL
LSCLEAR,ALL
!hapus mesh ujung disc
/PREP7
FLST,2,2,5,ORDE,2
FITEM,2,3
FITEM,2,5
ACLEAR,P51X
FLST,5,2,5,ORDE,2
FITEM,5,3
FITEM,5,5
CM,_Y,AREA
!buat mesh baru
ASEL, , , ,P51X
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
AMESH,_Y1
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!disc angkat ke atas
!cek berapa kenaikannya
NDIST,<klik node ujung pin>,<klik node ujung disc>
/AUTO,1
/REP,FAST
FLST,3,2,5,ORDE,2
FITEM,3,3

```

```

FITEM,3,5
AGEN, ,P51X, , , , <jarak kenaikan> , , , ,1
EPLOT
!buat kontak
LPLOT
LSEL,S, , , <pilih garis ujung disc>
NSLL,R,1
LPLOT
!buka kontak manajer,
!klik garis untuk target
ALLSEL,ALL
LPLOT
LSEL,S, , , <pilih garis ujung pin>
NSLL,R,1
LPLOT
!klik garis untuk contact
!masukkan ID contact
ALLSEL,ALL
LPLOT
FINISH
!solusi
/SOL
NSUBST,20,0,0
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,1
AUTOTS,0
PRED,0
TIME,1
/AUTO,1
/REP,FAST
FLST,2,4,4,ORDE,4
FITEM,2,3
FITEM,2,6
FITEM,2,10
FITEM,2,16
/GO
DL,P51X, ,UX,
FLST,2,1,4,ORDE,1
FITEM,2,5
/GO
DL,P51X, ,ALL,
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,2
/GO
FK,P51X,FY,-15
LSWRITE,1,

```

```

LSSOLVE,1,1,1,
!tunggu iterasi selesai
/POST1
/EFACET,1
!pilih garis di ujung pin
LSEL,S, , , <pilih garis ujung pin>
NSLL,R,1
/EFACET,1
PLNSOL, S,Y, 0,1.0 !print stress arah y
PRNSOL,S,COMP !print jari-jari kontak dan hmax
PRNLD,FY, ,CONT !print nodal load contact Fy
!simpan 3 file list di excel
!ambil Pmax, Pa, Pi, delta hmax
ALLSEL
LPLOT
FINISH

```

B.2 APDL untuk *updating geometry*

```

!buka file
ALLSEL
/SOLU
!hapus load
LSCLEAR,ALL
LPLOT
/SOL
!buat load baru
NSUBST,30,0,0
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,1
AUTOTS,0
TIME,1
/AUTO,1
/REP,FAST
FLST,2,4,4,ORDE,4
FITEM,2,3
FITEM,2,6
FITEM,2,10
FITEM,2,12
/GO
DL,P51X, ,UX,
FLST,2,1,4,ORDE,1
FITEM,2,2
/GO
DL,P51X, ,ALL,
FLST,2,1,4,ORDE,1

```

```
FITEM,2,12
FLST,2,1,4,ORDE,1
FITEM,2,12
/GO
!naikkan disc sebesar perkiraan
DL,P51X, ,UY,<masukkan angka>
LSWRITE,1,
LSSOLVE,1,1,1,
!lihat hasil
/POST1
PLNSOL, S, Y, 0,1.0
SET,,,,,,30
PRNLD,FY,,CONT
NDIST,<pilih node ujung daerah kontak>,<pilih node akhir kontak>
!cari jari-jari kontak (a) yg mendekati dg (a) GIWM
ALLSEL
LPLOT
FINISH
```

LAMPIRAN C:

Tribology Letters, Vol. 24, No. 1, October 2006 (© 2006)
DOI: 10.1007/s11249-006-9144-2

51

Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer

V. Hegadekatte^{a,*}, N. Huber^b and O. Kraft^{a,b}^aInstitut für Zuverlässigkeit von Bauteilen und Systemen, Universität Karlsruhe (TH), Kaiserstr. 12, D-76131, Karlsruhe, Germany^bInstitut für Materialforschung II, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Hermann von Helmholtz Platz 1, D-76344, Eggenstein-Leopoldshafen, Germany

Received 24 March 2006; accepted 21 August 2006; published online 18 October 2006

A very efficient, incremental implementation of Archard's wear model on the global scale for pin wear and disc wear in a pin-on-disc tribometer is presented. The results from the model are in good agreement with experimental results. The identified wear model is implemented in a finite element based tool (Wear-Processor) for 3D wear simulations and the results compare favorably with that from the global wear modeling scheme.

KEY WORDS: contact mechanics, stress analysis, ceramics, wear mechanisms, simulation, modeling

1. Introduction

Microsystems and micro-machines in particular are a rapidly emerging technology, finding a wide variety of applications. Various investigations on micro-machines show that the tribological behavior plays a key role in the performance of micro-machines [1–4]. At present, in-situ wear measurements are the most realistic methods to predict wear in micro-components. In [5] a detailed in-situ study of the tribological performance of poly-silicon micro-engines can be found.

Moreover, the manufacture of prototypes is highly expensive both in terms of time and money for such in-situ studies. Therefore experimental techniques like pin-on-disc test, scratch test, AFM etc. are used to characterize the tribological properties of various materials used in MEMS technology.

Recently, new fabrication methods for microsystem technology have been developed for employing various wear resistant materials like ceramics [6]. Such technologies have increased the variety of materials for MEMS development, which has been very much restricted to semiconductor materials before.

The ability to predict wear and lifespan is however still essential for the development of reliable micro-machines. Huber and Aktas discussed the design and production of a micro-pump where one of the outcomes was, that no adequate predictive method exists when the contact conditions continuously change [7]. Therefore, a simulation tool is essential to close the gap between in-situ wear measurements, standard tribological

experiments and the actual operation of a micro-machine.

With the advent of modern high performance computers, considerable computational efforts have been made, especially using the phenomenological wear model of Archard [8]. A FE formulation for thermo-elastic wear based on Signorini contact and Archard's wear model was presented in [9] and a numerical model for simulating the frictional wear behavior within a fully nonlinear kinematical setting, including large slip and finite deformations is described in [10]. This model was implemented into a FE program, where the wear was computed using Archard's wear model. Molinari *et al.* implemented a modification of Archard's wear model where the hardness of the softer material is allowed to be a function of temperature [11]. Other features like surface evolution due to wear, finite deformation thermo-plasticity and frictional contact were also included. Due to the computational expense, only a simple contact problem of a block over a disc was simulated.

Therefore a faster and more efficient approach of post-processing the FE contact results with a suitable wear model to compute the progress of wear for a given time interval/sliding distance has started gaining in popularity. These wear simulations are based on Archard's wear model and are implemented as a FE post-processor [12–19]. The assumptions in the above works are, (i) simplification to 2D, (ii) lack of a viable remeshing technique which limits the maximum wear by the surface element height and (iii) either determining the wear on only one of the interacting surfaces since the FE contact results are available only on one of the surfaces or using the computationally expensive method

*To whom correspondence should be addressed.
E-mail: vishwanath.hegadekatte@imf.fzk.de

of switching the role of the contact pairs (symmetric contact) to get the FE contact results for all the contacting surfaces [20]. Sui *et al.* [21] and Hoffmann *et al.* [22] implemented re-meshing for geometry update. FE post-processor based wear simulations were extended to include 3D geometry and a re-meshing scheme in [23–26]. They also implemented a method to compute the contact pressure on both the surfaces avoiding the necessity to use computationally expensive symmetric contact. The advantages of the finite element based simulation tool presented in this work include (i) it can handle three dimensional finite element model of the tribosystem, (ii) wear on both the surfaces can be computed, (iii) it employs an efficient re-meshing technique to avoid severe deformation of the mesh, (iv) it uses Coulomb friction, where the friction coefficient is taken from the experimental measurements, to include the unsymmetric effects, (v) it can handle different wear rates for different interacting surfaces, (vi) it can possibly handle different wear models for different interacting surfaces.

To reduce the computational effort resulting from finite element simulations several approaches have made use of the elastic foundation method for the computation of the contact pressure and wear using Archard's wear model [27–30]. The elastic foundation method for contact pressure computation does not consider the effects of shear deformation in the contact, which may be considerable for higher values of the friction coefficient as discussed in [24] and for compliant materials to be discussed in the present article. Liu *et al.* developed a numerical technique based on the variational approach for minimizing the contact energy to compute the contact stress distribution in three dimensional contact models of computer generated real surfaces which eliminated the additional iteration for determining the contact area and also studied the role of friction and stress distribution in wear process [31].

Our approach involves a computationally efficient, incremental implementation of Archard's wear model on the global scale (Global Incremental Wear Model – GIWM) for pin wear and disc wear in a pin-on-disc tribometer. It will be shown that GIWM can be easily used to identify the Archard's wear coefficient from such an experiment by fitting the experimental results. GIWM can also predict pin-on-disc experiments to a limited extent. Two dimensionless parameters are introduced to study the significance of elastic deformation on the computation of wear. Elastic deformations can have a significant effect in the early stages of sliding, for interaction between compliant materials or for very low wear coefficients.

However, in order to apply the identified parameter to predict wear in a geometrically different tribo-system, the wear model should be valid on the local scale. Therefore we have developed a finite element based

simulation tool (Wear-Processor) that implements a relevant wear model on the local scale. It will be shown that this method can be used to simulate wear in pin-on-disc experiments (silicon nitride on itself). The results from the Wear-Processor compare favorably with that from the GIWM. The work presented in this paper therefore provides the basis required for predicting wear in a geometrically different tribosystem (e.g. micro-machine).

1.1. Global incremental wear model (GIWM)

The term “global” is used to indicate that this wear modeling scheme considers only the global quantities e.g., average contact pressure and not the location specific quantities, such as the local contact pressure. Further, the term “incremental” is used to indicate the updating of the contact pressure at various intervals of sliding. In the next two sub-sections a global wear modeling scheme adopted specifically for computing wear on pin and wear on disc will be presented, respectively.

1.2. GIWM for computing wear on pin

The first case of a comparatively softer spherical tipped pin sliding over a harder flat disc has been presented in earlier works [24,25] and will be described only briefly here. In such a situation it can be safely assumed that most of the wear occurs on the pin while negligible wear occurs on the disc. The GIWM for computing wear on the pin is based on the idea of successively computing the contact radius and thus the contact area due to the flattening of the spherical tipped pin by considering wear and elastic deformations in the contact.

The phenomenological wear model implemented in the GIWM was proposed by Archard [8]

$$\frac{V}{s} = k \frac{F_N}{H} \quad (1)$$

where V stands for the volume of material removed, s is the sliding distance, F_N is the applied normal load and k is the dimensionless wear coefficient. In equation 1, the hardness (ratio of load over projected area) is that of the softer material.

The flow chart of this scheme is shown in figure 1, where p is the contact pressure, F_N is the applied normal load, a is the contact radius due to elastic displacement and wear, h is the total displacement at the pin tip, R_p is the curvature of the pin, h^e is the elastic displacement, h^w is the current wear depth, $k_D = k/H$ is the dimensional wear coefficient, Δs is the interval of the sliding distance, s_{\max} is the maximum sliding distance, i is the current wear increment number and E_c is the elastic modulus of

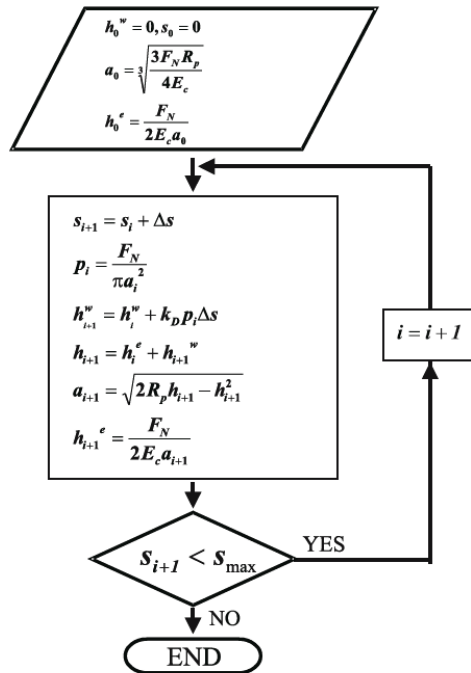


Figure 1. Flow chart for the global incremental wear model (GIWM) for computing pin wear.

the equivalent surface calculated using the following equation (see page 92 of [32]):

$$\frac{1}{E_c} = \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_d^2}{E_d} \quad (2)$$

where E_p and E_d are the Young's modulus of the pin and disc respectively and the Poisson's ratios of the pin and the disc is represented by ν_p and ν_d respectively.

The global wear modeling scheme begins with the computation of the initial contact radius a_0 using the Hertz solution [33]

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{3F_N R_p}{4E_c}} \quad (3)$$

and the elastic deformation normal to the contact using the relation found in [34]:

$$h_{i+1}^e = \frac{F_N}{2E_c a_{i+1}} \quad (4)$$

Then the average contact pressure p_i and the integral of the linear wear are calculated for each increment of sliding distance till the maximum sliding distance is reached. At each increment, the current contact radius a_i is based on the sum of the linear wear and the elastic deformation normal to the contact. The linear wear is integrated over the sliding distance using the Euler explicit method:

$$h_{i+1}^w = k_D p_i \Delta s_i + h_i^w \quad (5)$$

The GIWM for computing pin wear is used to fit the experimental results obtained by Herz *et al.* [35], shown in figure 2. The dry sliding tests reported in figure 2 were conducted with a micro pin-on-disc tribometer which used a spherical tipped Si_3N_4 (Silicon Nitride) pin of diameter 1.588 mm and a disc of the same material with the dimensions 8 mm in diameter and 1 mm thick. Two experiments, each was conducted at room temperature with a sliding speed of 400 mm/s at three different normal loads of 200, 400, and 800 mN. The GIWM was used to fit the results of the 200 mN normal load experiment (lower curve in figure 2), where k_D was identified to be $13.5 \times 10^{-9} \text{ mm}^3/\text{Nmm}$. The chosen material properties for Si_3N_4 were: Young's Modulus, $E = 304 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ and Poisson's Ratio, $\nu = 0.24$. Later, the identified wear coefficient was used to predict the 400 mN and 800 mN experiment (upper curves in figure 2). It can be seen from the graph in figure 2 that the fit and prediction using the GIWM. It is able to describe and predict the experiments up to at least 400 mN. For the 800 mN experiment a significant discrepancy between prediction and experiment is observed. However the prediction up to the first 100 m of sliding is still favorable. We assume that at this load a different wear mechanism comes in to play, such as the formation of a lubricant or protective layer.

1.3. GIWM for computing wear on disc

In this sub-section, the GIWM implemented for the case of a comparatively harder spherical tipped pin sliding over a softer flat disc will be discussed. For such a case it is assumed that most of the wear occurs on the disc and negligible wear on the pin. The GIWM for computing wear on disc assumes the evolution of an elliptical contact area (see [36], page 167) where the

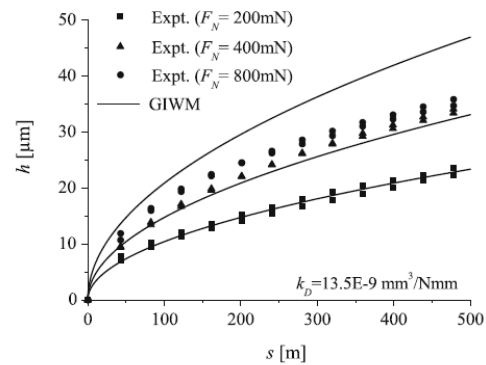


Figure 2. Results from the GIWM in comparison with the experimental results from the pin-on-disc tribometer at three different normal loads (200, 400, and 800 mN).

contact length (minor axis of the contact ellipse), $2a_H$ progressively decreases while the wear track width (major axis of the contact ellipse), $2a$ progressively increases over sliding as shown by the dotted ellipse in figure 3. There is a net increase in the contact area and thus the mean contact pressure decreases over sliding. The flow chart for this model is shown in figure 4, where r is the radius of the wear track and all other nomenclature remains the same as before.

The global wear modeling scheme begins with the computation of the initial contact radius, a_0 using the Hertz solution [33] when a circular contact area is present (equation 3). The initial elastic deformation normal to the contact is computed using equation 4. Then iteratively the following quantities are calculated for each increment of sliding distance (one revolution of the pin over the disc) till the maximum sliding distance is reached. The integral of the linear wear (based on the incremental form of Archard's wear model) is computed from:

$$h_{i+1}^w = 2k_D p_i a_{H_i} + h_i^w \quad (6)$$

Here the sliding distance for each wear increment is the contact length, $2a_{H_i}$, since each material point on the disc wear track comes in contact with the pin only once per revolution.

The average contact pressure based on the applied normal load and the elliptical contact area is

$$p_i = \frac{F_N}{\pi a_{i+1} a_{H_i}} \quad (7)$$

and the elastic deformation normal to the contact is computed using the Oliver and Pharr relation [34] adopted for the assumed elliptical contact area:

$$h_{i+1}^e = \frac{F_N}{2E_c \sqrt{a_{i+1} a_{H_i}}} \quad (8)$$

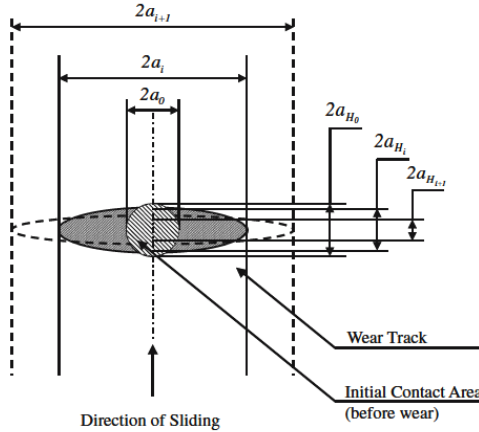


Figure 3. Schematic of the evolution of the real contact area for disc wear.

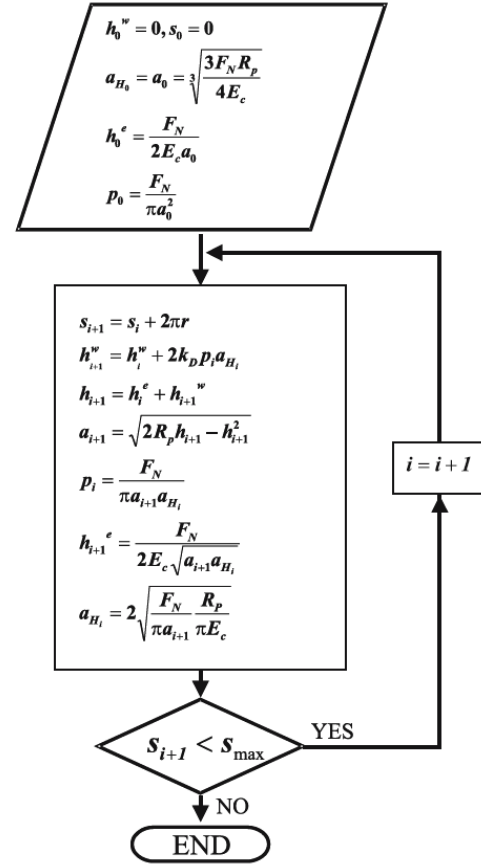


Figure 4. Flow chart for the global incremental wear model (GIWM) for computing disc wear.

The semi contact length in the direction of sliding is computed using the Hertz solution [33] assuming a rectangular contact area (a plain strain condition orthogonal to the wear track). However, an elliptical contact area is assumed in equations (7) and (8). Therefore the rectangular contact area used for the Hertz solution has to be corrected in order to be equal to the assumed elliptical contact area. Hence a correction factor of π is included in the denominator of the equation (9) for calculating the minor axis of the contact ellipse:

$$a_{H_i} = 2\sqrt{\frac{F_N R_p}{\pi a_{i+1} \pi E_c}} \quad (9)$$

The obtained GIWM for computing disc wear is used to fit the experimental results from [28] where they used a WC (Tungsten Carbide) spherical tipped pin of diameter 6.35 mm sliding on a DLC (Diamond like

Carbon) coated tool steel disc. The thickness of the coating was around $1.4 \mu\text{m}$. They conducted the experiments at room temperature in dry air at a sliding speed of 50 mm/s and normal loads of 20 N and 40 N . The GIWM was used to fit the results of the 20 N normal load experiment, where k_D was identified to be $21 \times 10^{-11} \text{ mm}^3/\text{Nmm}$. Figure 5(a) shows a favorable comparison between the cross section profile of the wear track obtained from the experiment and that used in the GIWM.

For the fit, the material properties (Young's Modulus, $E = 669 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ and Poisson's Ratio, $\nu = 0.2$) for tungsten carbide were chosen from other literature and the material properties for DLC were chosen from the above-mentioned article. The identified k_D from the above fit was used to predict the 40 N normal load experiment given in [28]. In figure 5(b) it can be seen that the results from the prediction are in good agreement with the experimental value at the end of the experiment.

It should be noted that the fit shown in figure 5(a) is for the experimental data point at larger sliding distances, correspondingly the prediction from this fit is good for the experimental data point at larger sliding distances as shown in figure 5(b).

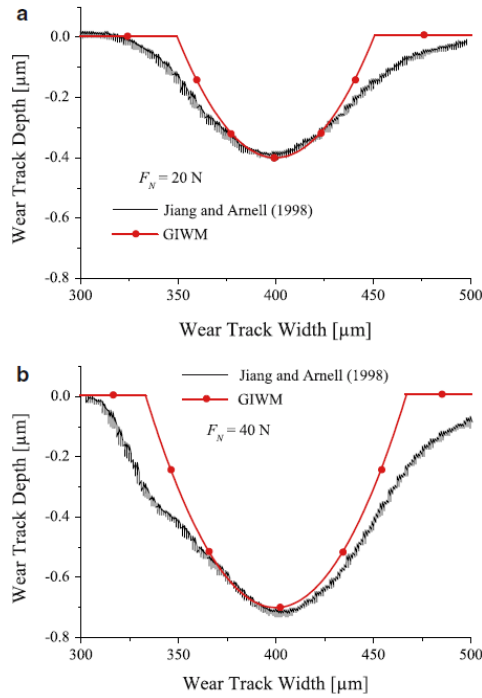


Figure 5. Comparison of the cross section profile of the wear track for (a) 20 N , (b) 40 N .

1.4. Effect of elastic deformation on computation of wear

The GIWM for the computation of pin wear discussed in the earlier section assumes an axi-symmetric pressure field. Therefore the results from the GIWM are satisfactory when wear on stiffer material is considered. But, if wear on comparatively compliant material is to be considered, the results from the GIWM can be misleading, since one would expect that due to the elastic deformation of the sliding pin there would result an asymmetric wear on the pin surface (higher wear on the front side of the pin compared to the back side). This effect would be more pronounced in the early stages of sliding when there occurs maximum elastic deformation, since the contact is more Hertzian. Also this effect occurs for very low wear coefficients for the very same reasons as will be elaborated in the current subsection.

The study of the effect of elastic deformation on the computation of wear can be accomplished by comparing some dimensionless quantities for various experiments found in the literature. One can derive two such dimensionless parameters by dividing equation (4) by the integral of equation (5) and writing it in dimensionless form. In this way we get:

$$\frac{h^e}{\sqrt{h^w R_p}} = \Pi_e = \frac{1}{2} \sqrt{\pi} \sqrt{\frac{F_N}{E_c^2 R_p k_D s}} = \frac{1}{2} \sqrt{\pi} \Pi_s \quad (10)$$

The dimensionless parameter on the left hand side is a measure of the extent of the elastic deformation and is termed as dimensionless elastic deformation, Π_e , and the dimensionless parameter on the right hand side includes all the tribological, material, and geometrical parameters used in the wear model and is termed as the dimensionless system parameter Π_s .

The data points shown in figure 6, which is a plot of the two dimensionless parameters are obtained from the GIWM for computing pin wear after fitting to the

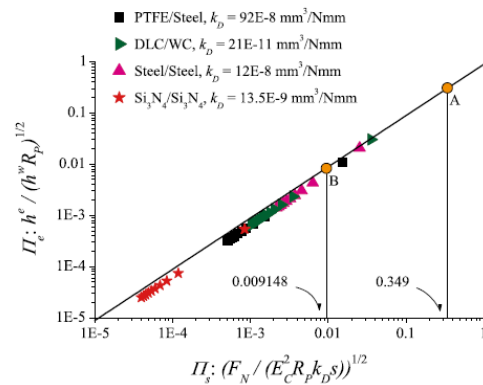


Figure 6. Graph of dimensionless elastic displacement vs. dimensionless system parameter for studying the effect of elastic deformation on computation of wear.

experimental results found in the literature. The data points in figure 6 for steel on steel correspond to the fit to the experimental values found in [13] and the data points for Si_3N_4 on Si_3N_4 correspond to the fit for the experimental values found in [35]. The data points for PTFE (Poly Tetra Fluoro Ethylene) on steel and DLC on WC are taken from [37] and [28] respectively. The last two sets of data points in the above graph were obtained by identifying the wear coefficient using the GIWM for computing disc wear and then using the identified parameter in the GIWM for computing pin wear assuming the pin and disc material have been interchanged. This inversion of the pin and the disc material is necessary as the derivation of the above dimensionless parameters is for the case of pin wear only.

It can be seen from figure 6 that all the data points are in good agreement with a straight line having a slope of $\sqrt{\pi}/2$. The remaining deviation between the data points and equation (10) results from the fact that the GIWM accounts for the whole history in the integrated wear, i.e. the effect of elastic deformation in the linear wear is increasing with increasing sliding distance s from upper right to lower left.

The data points for the Si_3N_4 pin sliding on a disc of the same material fall on the lower part of the straight line indicating that the effect of elastic deformation can be significant only in the initial stages of sliding. The data points for the PTFE pin sliding on a steel disc fall however on the upper part of the straight line, indicating that the effect of elastic deformation is pronounced even for large sliding distances and, therefore, should be taken into account in any wear modeling/simulation scheme.

The GIWM considers only the elastic deformation in the normal direction to the contact but not the elastic deformation tangential to the contact. A realistic way to consider the elastic deformation both normal and tangential to the contact (thus, accounting for the asymmetric wear on the pin) is to apply the wear model on the local scale using a finite element based wear simulation tool, which will be described in the next section.

The GIWM considers the elastic deformation of the pin normal to the contact, which is ignored in the global wear model of Kauzlarich and Williams [38]. The graph in figure 7 shows the comparison between the above two models at two different values of k_D , which are different by several orders of magnitude. It can be seen that, for a very low value of k_D , the two models give different results. For low k_D values the increase in the contact area due to elastic deformation is significant compared to the increase in the contact area due to wear. However at large values of k_D , both models give the same results since the increase in the contact area due to wear becomes dominant.

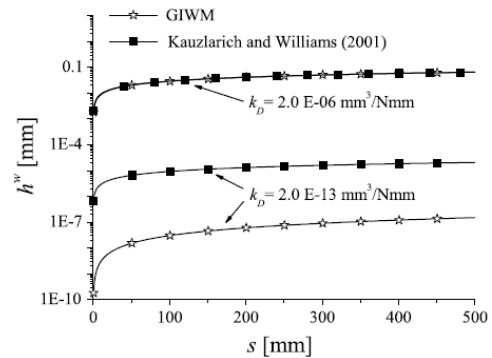


Figure 7. Comparison between the GIWM and the wear model of Kauzlarich and Williams.

1.5. Remarks on the GIWM

The GIWM can be very handy in tribometry, where the specimen geometry is simple (e.g., spherical tipped pin and flat disc). Additionally, the results presented in the earlier sub-sections also confirm that the GIWM can be used successfully to predict pin-on-disc experiment within a limited range. It was shown in the above sub-sections that GIWM gave satisfactory results when the applied load was doubled for a given geometry. However, further validation would be necessary to determine the extent of the limits of this prediction. Thus, the GIWM can be used to quickly interpret the tribological performance of a given material pair in a pin-on-disc experiment when some experimental parameters are changed. It was also shown in the previous sub-section that the GIWM can be used to predict wear in a pin-on-disc tribometer when the materials of the pin and the disc are interchanged. The assumptions used in the GIWM are: (i) an average pressure is considered, which is only a global quantity, (ii) frictional effects are not considered, and particularly in the case for pin wear (iii) wear on the pin is assumed to be axisymmetric, (iv) the worn out surface is always flat and the wear occurs only on the pin, and in the case for disc wear (v) worn out surface always has the curvature of the pin and (vi) wear occurs only on the disc. These assumptions made in the GIWM limit its usage to any general geometry.

The GIWM can be used to make a first guess for the local wear model, which can be implemented in the FE based wear simulation tool to be discussed in the next section. If this tool can give satisfactory results for the pin-on-disc case using a local wear model, then the included local wear model is supposed to predict wear correctly in a geometrically different tribosystem (e.g., micro-machines).

2. Wear-Processor

In this section, a wear simulation strategy will be presented that makes use of a wear simulation tool (Wear-Processor) to test the suitability of a local wear model identified using the GIWM by fitting the experimental results for Si_3N_4 on Si_3N_4 [35] and to simulate wear for PTFE on steel discussed in the previous section.

A detailed description of the application of the Wear-Processor to a 2D ring-on-ring and a 3D pin-on-disc problem can be found in [23–25]. The entire wearing process is discretized into a finite number of wear steps. During any particular wear step the contact conditions are assumed to be constant. The processing of wear begins with the solution of a 3D static contact problem with infinitesimal sliding to include the asymmetric effects coming from the friction between the sliding surfaces. The solution of this boundary value problem is accomplished with the commercial FE code ABAQUS. One half of the pin and the disc are modeled where symmetry about the sliding direction is assumed. The stress field, the displacement field and the element topology are then extracted from the FE results file. The unit inward surface normal vector at each of the surface nodes is computed based on the element topology by taking the cross product of the four edge vectors that are connected to each of the surface nodes. The contact pressure for each of the surface nodes on each of the interacting surface is calculated using the extracted stress field and the calculated normal vector.

In a pin-on-disc tribometer, each surface node on the disc surface within the wear track comes in contact with the pin surface only once in one complete revolution of the pin over the disc while, the contact nodes on the pin are rubbing the disc all the time. Therefore, the computation of wear on the pin and on the disc surface has to be considered separately. An explicit Euler method is used to integrate Archard's wear law for each surface node over the sliding distance. For the pin, equation (5) can be used directly, where, the sliding distance for each revolution of the pin over the disc is $2\pi r$. The contact pressure on any disc surface node as it passes through the contact interface approaches to a maximum and then gradually approaches to zero. It is during this instance that wear takes place and can be determined using:

$$h_{i+1}^w = k_D \int_{\varphi=0}^{2\pi} p_i r d\varphi + h_i^w \quad (11)$$

In this equation r is the radial co-ordinate with the origin at the center of the disc. For each revolution of the pin over the disc the sliding distance for each disc surface nodes is approximately given by the contact diameter. The difference in the sliding distance between the outer contact edge and the inner contact edge is neglected for simplifying the computation.

The Wear-Processor implements Archard's wear model on the local scale where the dimensional wear coefficient is obtained by fitting the experiment using the GIWM. The calculated wear from Archard's wear model is used to update the geometry by repositioning the surface nodes with an efficient re-meshing technique that makes use of the boundary displacement method, see [23] for more details. Thus the obtained new reference geometry is used to get the updated stress distribution, which in turn is used to compute the updated contact pressure distribution. At the end of each wear step, the total displacement (sum of the elastic displacement and wear) for each of the surface nodes of the tribo-elements is written to an ABAQUS compatible file for viewing with PATRAN (a commercial pre- and post-processor).

The choice of a suitable value for the sliding distance increment for each wear step, Δs_i (the decision on when to start the re-meshing step) is of great significance from the point of view of the computational expense and influences the stability of the analysis. Such difficulties have also been reported in [12–14,16,23,26]. If the chosen value for Δs_i is high, then artificial roughening occurs in the initial stages resulting in very erratic results and if a lower value for Δs_i is used, then the computational costs become exorbitant.

For a contact pressure profile as shown in figure 8, the calculated wear profile would look like the dashed line in the same figure for a large value of Δs_i . Such a wear profile causes artificial denting of the pin because of the assumption of constant contact conditions in any particular wear step, leading to a severe distortion of the mesh. Thus, a quick update of the contact pressure distribution would help alleviate the problem. To determine the optimal value of the maximum allowable wear, or in other words the optimal value for Δs_i for flattening the pin, a technique is implemented in the Wear-Processor as shown in figure 8.

The method involves the detection of the surface nodes located on the contact edge and then the difference between the coordinates (normal to the contact) of this node and the center node is determined. Some percentage of this difference is taken as the optimal value for the maximum allowable wear. A value of 15%

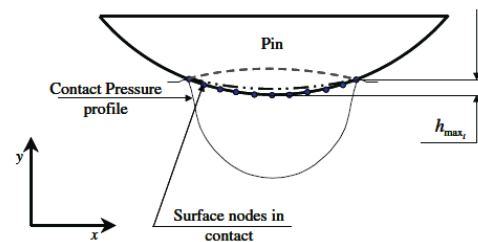


Figure 8. Method to determine the optimal value for the maximum allowable wear in and wear step for flattening the pin.

was used in the current wear simulations. The problem of denting is pronounced especially in the early stages of sliding when the drop in the contact pressure due to the increase in the contact area is very drastic. Once the contact pressure profile becomes flattened, denting is no more as pronounced. However, it should be noted that this strategy is contrary to the strategy used by Öquist [14], where a coarse wear increment is used in the initial stages of sliding and a fine wear increment is used in the later stages of sliding in order to smoothen the artificial roughness from the initial stages. Therefore, depending on the tribosystem, a suitable strategy has to be adopted.

The wear simulation results using the Wear-Processor for the 200 mN normal load, Si_3N_4 on Si_3N_4 [35] pin-on-disc experiment is presented in figures 9 and 10. The friction coefficient, $\mu = 0.45$ was supplied to the FE simulation based on the value determined from the experiment described in [35]. A normal load of $F_N = 200$ mN was applied on the pin for the wear simulation. The value for the dimensional wear coefficient, $k_D = 13.5 \times 10^{-9} \text{ mm}^3/\text{Nmm}$ was used in the Wear-Processor. In figure 9(a) a graph of the contact pressure profiles is plotted on the surface nodes of the

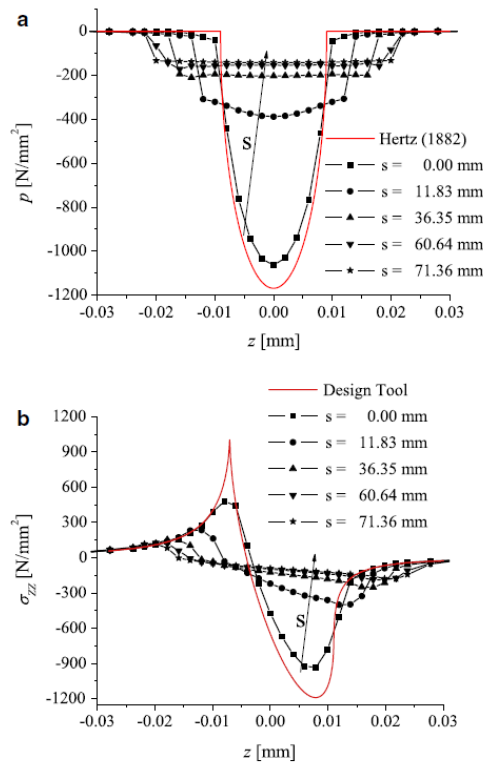


Figure 9. Contact stresses after various intervals of sliding: (a) contact pressure profile; (b) tangential stress σ_{zz} in direction of sliding.

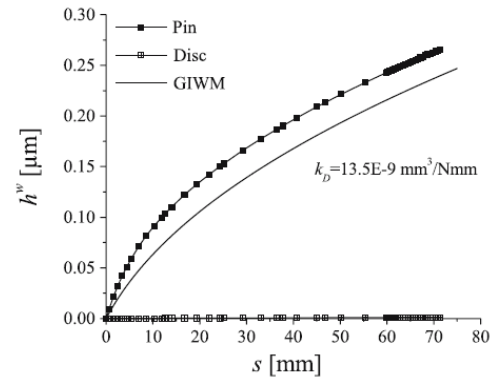


Figure 10. Graph of progress of wear over sliding distance for pin and the disc in comparison with the GIWM for Si_3N_4 on Si_3N_4 .

pin on the symmetry edge after various intervals of sliding. For the sake of comparison, the Hertz solution [33] is also plotted in the same graph for verifying the accuracy of the FE solution. The contact pressure distribution progressively approaches a flattened distribution as the contact area widens due to wear. Similarly in figure 9(b), the σ_{zz} stress (tangential) is plotted. The σ_{zz} stress distribution for the unworn configuration computed from the “Design Tool” [39] is also plotted in the same graph to aid the comparison.

In figure 10, linear wear over sliding distance graph is plotted for both the pin and the disc along with the results from the GIWM. It can be seen that the results from the Wear-processor are in good agreement with the GIWM and any difference between the two results are within the measurement accuracy of the experiments (see figure 2). In the initial stages of sliding, the slope of the curve from the Wear-Processor for the pin is higher compared to that from the GIWM. This difference is due to the fact that in the GIWM, an average contact pressure is considered while in the initial stages of sliding the contact is more Hertzian which is inherently considered by the Wear-Processor. As it is shown in figure 9(a), the initial Hertzian pressure distribution is flattened after a few wear increments so that the error in the GIWM from assuming an average contact pressure becomes negligible. Therefore, after a short period of sliding, the slope of both the curves becomes the same and the accumulated deviation of about 20 nm wear remains constant with further increasing sliding distance.

It should also be noted that the wear on the disc in the wear simulation is negligible compared to the pin, which has also been observed in the experiments of Herz *et al.* [35]. Therefore, Archard’s wear model serves as a sufficiently accurate model both in its global as well as in the local implementation for this particular material combination.

2.1. Asymmetric wear on pin due to elastic deformation

In order to investigate the asymmetric wear on a soft pin, the Wear processor was used to simulate wear in a PTFE pin on steel disc, which corresponds to point A in figure 6. The position of point A results from the chosen sliding distance of 0.55 mm in the wear simulation. The wear coefficient of $k_D = 92 \times 10^{-8} \text{ mm}^3/\text{Nmm}$ was used in the wear simulation. A normal load of $F_N = 200 \text{ mN}$ was applied on the pin and the dimension of the pin and the disc are the same as in the previous section. Figure 11 compares the results for the wear on the pin along the center line of the pin in the direction of sliding for two different values of the dimensionless system parameter Π_s (points A and B in figure 6). The result for Point B was obtained from the wear simulation discussed in the previous section for a sliding distance of 8.6 mm. It can be seen from figure 11 that for the results corresponding to the point A there is a more pronounced wear on the front side of the pin compared to the back side. As expected from the value of dimensionless elastic deformation Π_e in figure 6, this asymmetric effect is not observed for point B, which corresponds to approximately 2 orders of magnitude lower value compared to point A.

3. Summary and Conclusions

In this article a computationally inexpensive, incremental implementation of Archard's wear model on the global scale, Global Incremental Wear Model – GIWM for computing wear on pin and on disc in a pin-on-disc experiment has been presented. It was shown that it can be used to identify the wear coefficient from such a tribometer experiment and also can be used in a limited way to predict experiments at a higher normal load.

Two useful dimensionless parameters, namely, the dimensionless elastic displacement and a dimensionless system parameter were introduced. These parameters can help determine the relative importance of the effect

of elastic deformation on the computation of wear and thus can assist in the decision on when a computationally expensive FE based wear simulation method has to be used in order to realistically describe the topology after wear.

It was shown that the results from the GIWM are in good agreement with the experimental results and further the results from the Wear-Processor compare favorably with that from the GIWM. Therefore it could be concluded that Archard's wear model is valid both at the global and local scale in the particular case when the materials are stiff, i.e., dimensionless system parameter is low and the effect of elastic deformation is negligible.

The identified wear coefficient in the wear model can now be used to predict wear in the micro planetary gear train (of the same material) in whose parameter space the experiments were conducted. Therefore, in the future, the Wear Processor will be extended towards the wear simulation in transient 2D contact problems which are typical for a micro planetary gear train made of ceramics.

Acknowledgments

The authors would like to thank the German Research Foundation (DFG) for funding this work under sub project D4 within the scope of the collaborative research center, SFB 499 – Design, production and quality assurance of molded microparts constructed from metals and ceramics. The authors would like to gratefully acknowledge Prof. K.-H. Zum Gahr, Dr. J. Schneider and Mr. S. Kurzenhaeuser for supplying the experimental data used in this work.

References

- [1] K.J. Gabriel, F. Behi, R. Mahadevan and M. Mehregany, *Sensors and Actuators A21-A23* (1990) 184.
- [2] B. Bhushan, *Tribology Issues and Opportunities in MEMS* (Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 1998).
- [3] J.A. Williams, *Wear* 251 (2001) 965.
- [4] R. Maboudian, W.R. Ashurst and C. Carraro, *Tribol. Lett.* 12 (2002) 95.
- [5] D.M. Tanner, N.F. Smith, L.W. Irwin, W.P. Eaton, K.S. Helgesen, J.J. Clement, W.M. Miller, J.A. Walraven, K.A. Peterson, P. Tangyuyong, M.T. Dugger and S.L. Miller, Sandia Report – SAND2000-0091 (Sandia National Laboratory, USA, 2000).
- [6] D. Löhse and J. H. Haußelt, (Vol. Eds.) in: *Micro-Engineering of Metals and Ceramics*, Part I and Part II, H. Baltes, O. Brand, G. K. Fedder, C. Nierold, J. G. Korvink and O. Tabata, eds. Advanced micro and nanosystems (Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim, Germany, 2005).
- [7] N. Huber and J. Aktaa, *Microsystem Technologies* 9 (2003) 465.
- [8] J.F. Archard, *J. Appl. Phys.* 24 (1953) 981.
- [9] N. Strömberg, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 177 (1999) 441.
- [10] C. de Agelet Saracibar and M. Chiumenti, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 177 (1999) 401.
- [11] J.F. Molinari, M. Ortiz, R. Radovitzky and E.A. Repetto, *Engg. Comput.* 18 (2001) 592.

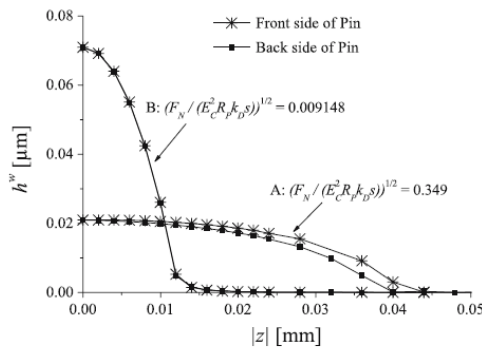


Figure 11. Graph of linear wear on the pin along the center line of the pin in the direction of sliding for two different values of the dimensionless system parameter (Points A And B in figure 6).

- [12] P. Podra, *FE Wear Simulation of Sliding Contacts* Ph. D. Thesis (Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 1997).
- [13] P. Podra and P. Andersson, *Tribol. Int.* 32 (1999) 71.
- [14] M. Öquist, *Wear* 249 (2001) 6.
- [15] D.-C. Ko, D.-H. Kim and B.-M. Kim, *Wear* 252 (2002) 859.
- [16] I.R. J. McColl Ding and S.B. Leen, *Wear* 256 (2004) 1114.
- [17] J. Ding, S.B. Leen and I.R. McColl, *Int. J. Fatigue* 26 (2004) 521.
- [18] C. Gonzalez, A. Martin, M.A. Garrido, M.T. Gomez, A. Rico and J. Rodríguez, *Wear* 259 (2005) 609.
- [19] L. Kónya, K. Váradi and K. Friedrich, *Mechanical Engineering* 49 (2005) 25.
- [20] ABAQUS User Manual V 6.5 (Hibbit, Karlsson, & Sorensen, Inc., Providence, RI, USA, 2004).
- [21] H. Sui, H. Pohl, U. Schomburg, G. Uppner and S. Heine, *Wear* 224 (1999) 175.
- [22] H. Hoffmann, C. Hwang and K. Ersoy, *Annals of the CIRP* 54 (2005) 217.
- [23] V. Hegadekatte, N. Huber and O. Kraft, *Modelling Simul. Mater. Sci. Eng.* 13 (2005) 57.
- [24] V. Hegadekatte, N. Huber and O. Kraft, *Proc. 1st Vienna Intl. Conf. on Micro- and Nano-Technology* (Vienna, Austria, March 9–11, (2005) 181).
- [25] V. Hegadekatte, N. Huber and O. Kraft, in: *Micro-Engineering of Metals and Ceramics*, Part I and Part II, D. Löhe and J.H. Haußelt, eds. (Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim, Germany, 2005) 605.
- [26] N.H. Kim, D. Won, D. Burris, B. Holtkamp, G.R. Gessel, P. Swanson and W.G. Sawyer, *Wear* 258 (2005) 1787.
- [27] P. Podra and S. Andersson, *Wear* 207 (1997) 79.
- [28] J. Jiang and R.D. Arnell, *Wear* 217 (1998) 190.
- [29] D.J. Dickrell and W.G. Sawyer, *Tribol. Trans.* 47 (2004) 257.
- [30] W.G. Sawyer, *Tribol. Lett.* 17 (2004) 139.
- [31] Z. Liu, M. Hua and R.L. Reuben, *Tribol. Lett.* 4 (1999) 183.
- [32] K.L. Johnson, *Contact Mechanics* (Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1985).
- [33] H. Hertz, *J. Reine und Angewandte Mathematik* 92 (1882) 156.
- [34] W.C. Oliver and G.M. Pharr, *J. Mat. Res.* 7 (1992) 1564.
- [35] J. Herz, J. Schneider and K.-H. Zum Gahr, *Proceedings of the GFT Tribologie-Fachtagung, 27 to 29 September*, Göttingen, Germany, 2004.
- [36] A.D. Sarkar, *Friction and Wear* (Academic Press Inc. Ltd, London, UK, 1980).
- [37] J. Khedkar, I. Negulescu and E.I. Meletis, *Wear* 252 (2002) 361.
- [38] J.J. Kauzlarich and J.A. Williams, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 215 (2001) 387.
- [39] E. Tyulyukovskiy, N. Huber and O. Kraft, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 36 (2005) 157.