

ANALISIS DIMENSI DAN TOLERANSI PADA PROSES REKONDISI SILINDER HIDROLIK ARM EXCAVATOR

Edi Sutoyo

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Ibn Khaldun Bogor

email : edi.sutoyo@ft.uika-bogor.ac.id

ABSTRACT

Hydraulic Excavator PC1250 is one of the heavy equipment that is widely used to transport mining materials, stone, forest products, and the other. Arm PC1250 hydraulic cylinder is a component that functions in hydraulic excavator arm moves. Arm cylinder damage occurs after reaching 3346 hours of operating hours should be reach 6000 hours. This situation requires the cylinder repaired/reconditioned. The reconditioning process is done in PT "X", the dimensions of the components of the cylinder are analyzed in order to be adopted and the resulting cylinder can operate up to 6000 hours. In this study, the authors conducted an analysis on the direction of the radial and axial piston to locate critical features. The steps are performed on this analysis are data collecting field conditions, operational data collecting, measurement and checking of the existing dimensions, literature study, analysis of the dimensions and tolerances. The results of this study obtained some critical features to the radial direction of the piston as the diameter of the piston ring groove wall worth $247.93_{-0,05}^{+0}$ mm (existing diameter is 248 mm), the diameter of the piston seal groove wall worth $249.37_{-0,05}^{+0}$ mm (existing diameter is 248.95 mm). Features critical to the long axial direction of the piston is a piston 2 is worth 117.5 ± 0.05 mm, and the length cushion ring worth 100.3 ± 0.05 mm (existing length 100mm). The results is it can be concluded that there are several dimensions to the adjustment piston radial direction, and at axial direction, the adjustment is only does at the length of cushion ring.

Keywords: Arm PC1250, critical features, gap, piston, adjustmen

PENDAHULUAN

Hydraulic excavator adalah salah satu jenis alat berat yang banyak digunakan untuk memuat (*loading*) tanah, krikil, batu dan bahan tambang. Silinder hidrolik *arm* PC1250 merupakan salah satu komponen pada *hydraulic excavator* PC1250 yang mempunyai fungsi untuk menggerakkan *Arm*. Kerusakan/kebocoran pada silinder *arm* dapat menyebabkan *arm* tidak berfungsi dengan baik. Sehingga proses *loading* dan *unloading* dapat terganggu.

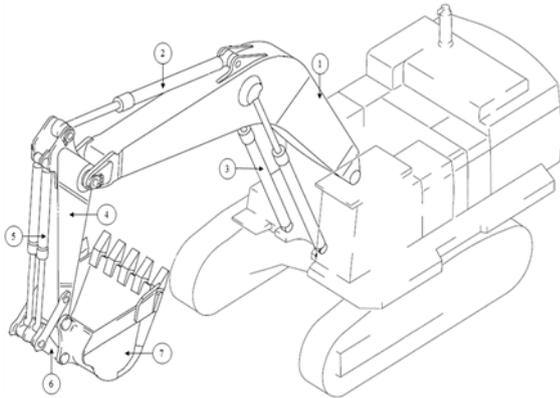
Kerusakan & permasalahan silinder yang diakibatkan penggunaan secara terus menerus, menjadikan industri pengguna silinder mencari jasa *service* silinder yang berkualitas. Suatu produk dikatakan berkualitas bila produk tersebut bebas dari

cacat, dan dapat memenuhi kebutuhan serta memberikan kepuasan bagi konsumen. Namun pada proses manufaktur silinder *Arm* tidak mungkin menghasilkan komponen dengan dimensi yang ideal. Maka perlu dibuat toleransi geometrik untuk mentolerir penyimpangan yang terjadi yang mempengaruhi proses perakitan serta performansi produk akhir. Penyimpangan yang terlalu besar, bisa menyebabkan *rework*, cacat produk, permasalahan pada saat *assembling*, kebocoran serta permasalahan-permasalahan lain.

Arm PC1250 dipergunakan untuk kondisi kerja *lifting* pada saat melakukan operasi pengerukan, menggali atau memindahkan material seperti tanah, bahan tambang, batu-batuan dari suatu tempat ke tempat yang lain.

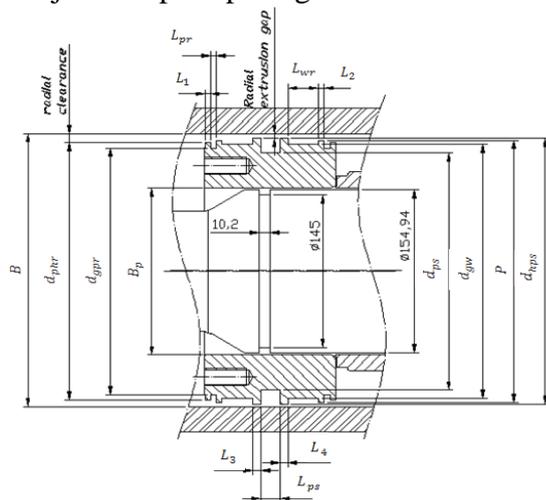
Secara umum kondisi kerja *hydraulic excavator* adalah kondisi netral, *clamping*, *lifting*, *rotate*, *lowering*, *traveling*

Komponen *Hydraulic Excavator PC1250* terdiri dari beberapa *attachment* utama yang saling bergabung seperti pada gambar 1.



Gambar 1 Attachment hydraulic excavator
 1) *Boom*, 2) *Arm cylinder*, 3) *Boom cylinder*, 4) *Arm*, 5) *Bucket cylinder*, 6) *Link bucket*, 7) *Bucket*

Piston merupakan komponen yang menerima tekanan kerja pada silinder, sehingga gaya yang diterima tersebut diteruskan oleh *rod* sebagai pemegang *piston*. *Piston* pada silinder *Arm PC1250* ditunjukkan seperti pada gambar 2.



Gambar 2 Penampang melintang tube dan piston

Toleransi adalah perbedaan ukuran antara kedua harga batas (*two permissible limits*) dimana ukuran dari komponen harus terletak. Untuk setiap komponen perlu didefinisikan suatu ukuran dasar (*basic size*)

sehingga kedua harga batas (*maximum* dan *minimum* yang membatasi daerah toleransi/*tolerance zone*) dapat dinyatakan dengan suatu penyimpangan (*deviation*) terhadap ukuran dasar. Besar dan tanda (positif atau negatif) dari penyimpangan dapat diketahui dengan cara mengurangkan ukuran dasar pada harga batas yang bersangkutan (Taufiq Rochim, 1985).

Apabila dua bagian benda kerja yang dipasangkan, hasil hubungan dari perbedaan antara ukuran-ukuran tersebut sebelum dipasangkan dinamakan suaian (*fit*). Berdasarkan letak/posisi dari daerah toleransi lubang terhadap daerah toleransi poros, ada tiga jenis suaian yaitu:

- Suaian longgar (*clearance fit*),
- Suaian paksa (*interference fit*),
- Suaian pas (*transition fit*).

Proses pemesinan yang dilakukan ada hubungannya dengan tingkatan toleransi, sehingga dalam menetapkan besarnya angka kualitas bisa disesuaikan dengan proses pemesinannya. Tingkatan IT yang mungkin bisa dicapai untuk beberapa macam proses dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Penyimpangan fundamental untuk lubang dan poros

Aplikasi dan Proses	IT Grade Range
<i>Lapping</i> dan <i>honing</i>	IT1 - IT5,
<i>Plane/surface grinding</i>	IT5 - IT9
<i>Broaching</i> dan <i>reaming</i>	IT5 - IT9
<i>Boring</i> dan <i>turning</i>	IT6 - IT12
<i>Sawing</i>	IT9 - IT11
<i>Milling</i>	IT9 - IT13
<i>Drilling</i>	IT11 - IT14
<i>Die casting</i>	IT12 - IT15
<i>Punching</i> dan <i>forging</i>	IT13 - IT16

Penyimpangan fundamental pada toleransi IT menjadi rujukan toleransi berbasis h untuk poros, dan H untuk lubang.

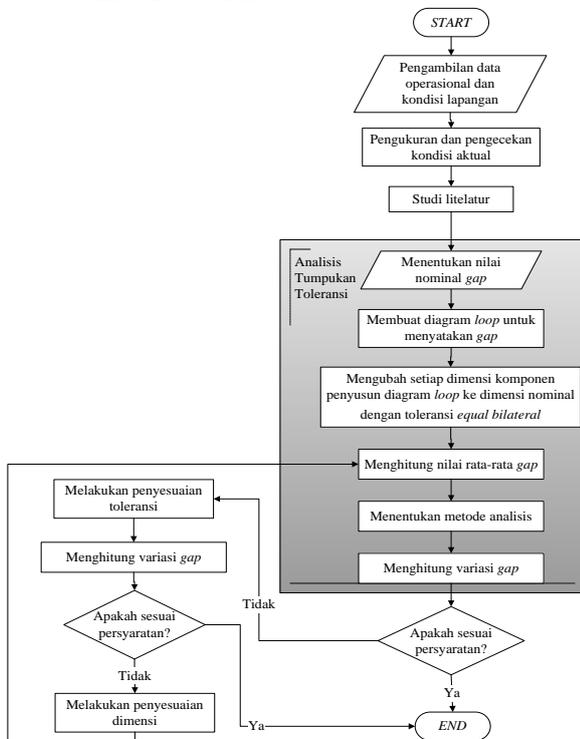
METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian dilakukan di *workshop* PT “X” di Bogor yang berlangsung pada bulan Januari 2015 sampai dengan Mei 2015.

Peralatan yang diperlukan dalam penelitian ini adalah alat ukur, seperti *Vernier caliper*, Mikrometer sekrup, *Inside*

micrometer, Groove micrometer. Peralatan lain yang diperlukan adalah alat tulis kantor lengkap, 1 unit komputer, 1 unit kalkulator *scientific*. Bahan yang digunakan pada penelitian ini adalah beberapa komponen silinder Arm PC1250, seperti 1 unit *piston 1*, 1 unit *piston 2*, 1 unit *cushion ring*, 1 unit *spacer split*, 1 unit *cushion bush*, 1 unit *rod*, 1 unit *tube*. Diameter *tube* yang dipakai adalah $\text{Ø}250\text{H}8$ ($\text{Ø}250_{-0}^{+0,07}$ mm), sedangkan diameter *rod* bernilai $\text{Ø}170\text{h}8$ mm ($\text{Ø}170_{-0,06}^{+0}$ mm).

Flowchart penelitian ditunjukkan seperti pada Gambar 3 berikut:



Gambar 3 Flowchart penelitian

Silinder Arm PC1250 merupakan salah satu komponen *Hydraulic Excavator PC1250 Backhoe* yang banyak diaplikasikan untuk mengangkat bahan pertambangan, batu dan hasil hutan (kayu) dengan kapasitas daya angkut *bucket* sekitar 3,4 – 6,7 m³. Silinder hidrolik Arm PC1250 sendiri merupakan silinder *double acting* dengan *pressure* pada fluidanya mencapai 330 bar, temperatur kerja 55 °C dan *stroke* 2435 mm. Seluruh komponen silinder Arm PC1250 yang telah dibongkar diperiksa kondisinya.

Hal ini dilakukan untuk mengetahui tingkat kerusakan silinder tersebut. Komponen yang telah rusak dan aus akan diganti baru. Kerusakan biasanya terjadi pada *part-part* yang mengalami *sliding* dan bergesekan, seperti *piston, rod, gland, tube*, dan komponen-komponen *seal* dan *band bearing*. variasi geometri rakitan yang akan menghasilkan *gap* antar komponen yang dapat didefinisikan sebagai hubungan antar komponen, baik itu rapat, longgar ataupun pas. Selanjutnya, semua toleransi pada diagram *loop* harus diubah ke toleransi *equal bilateral*, yaitu nilai toleransi atas sama dengan nilai toleransi bawah. Pengubahan toleransi ini harus selalu dilakukan kecuali bila proses manufakturnya menggunakan *tool* tertentu, seperti penggunaan mata bor.

menghitung nilai rata-rata *gap* (persyaratan performansi) (Paul Drake, 1999)

$$d_g = \sum_{i=1}^n a_i \cdot d_i$$

Persamaan yang digunakan untuk menghitung variasi toleransi dengan model analisis *worst case* adalah sebagai berikut: (Paul Drake, 1999)

$$t_{wc} = \sum_{i=1}^n |a_i \cdot t_i|$$

Bila nilai *gap* maksimum atau minimum tersebut tidak sesuai dengan persyaratan, maka perlu dilakukan penyesuaian nilai toleransi dengan menggunakan persamaan :

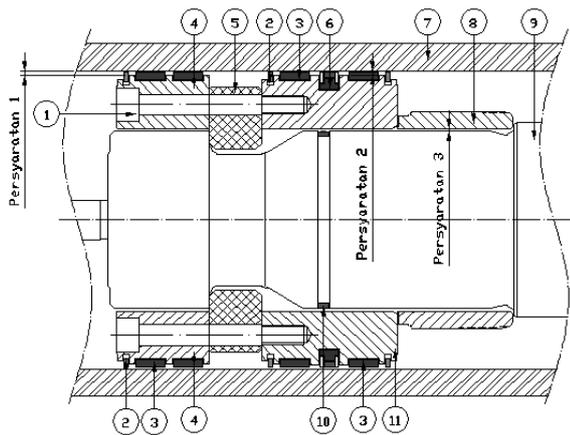
$$F_{wc} = \frac{d_g - g_m - \sum_{j=i}^p |a_j \cdot t_{jf}|}{\sum_{k=1}^q |a_k \cdot t_{kv}|}$$

Variasi toleransi setelah penyesuaian didapat dengan persamaan :

$$t_{wc, resized} = \sum_{j=i}^p |a_j \cdot t_{jf}| + \sum_{k=1}^q |a_k \cdot t_{kv, wc, resized}|$$

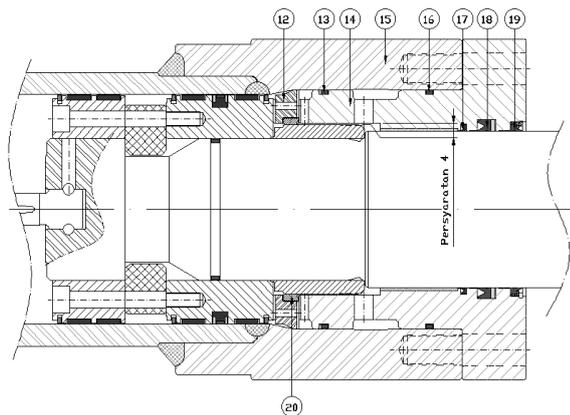
HASIL DAN PEMBAHASAN

Gambar 4 dan 5 menunjukkan tumpukan toleransi arah radial *piston 1* dan *piston 2*.



- | | |
|-----------------------|------------------------|
| 1. Bolt M16 x L140 mm | 6. Piston seal |
| 2. Ring Piston | 7. Tube |
| 3. Wear ring | 8. Cushion ring |
| 4. Piston 1 | 9. Rod |
| 5. Spacer split | 10. Static piston seal |

Gambar 4. Penampang melintang beberapa komponen *hydraulic cylinder Arm PC1250* ketika *retraction*



- | | |
|----------------------|------------------|
| 12. Gland 2 | 17. Buffer seal |
| 13. D ring + back up | 18. Rod seal |
| 14. Gland 1 | 19. Wiper seal |
| 15. Head end | 20. Cushion bush |
| 16. D ring gland 2 | |

Gambar 5. Penampang melintang beberapa komponen *hydraulic cylinder arm PC1250* ketika *expansion*

Pada Gambar 2 diameter dan lebar *groove wear ring* adalah d_{gw} dan L_{wr} . Berdasarkan hasil pengukuran, dimensi *wear ring existing* memiliki lebar 27,3 mm dengan ketebalan 6 mm, sementara *wear ring* yang diproduksi PT "X" yang memiliki dimensi $OD\ 250 \times W\ 27,5\ ^{-0,1}_{-0,2} \times t\ 6\ ^{+0}_{-0,05}$ mm.

Perhitungan *groove wear ring* pada *piston* adalah sebagai berikut: (ISO 10766, 1996)

$$L_{wr} = 27.5\ ^{+0,2}_{-0} \text{ mm}$$

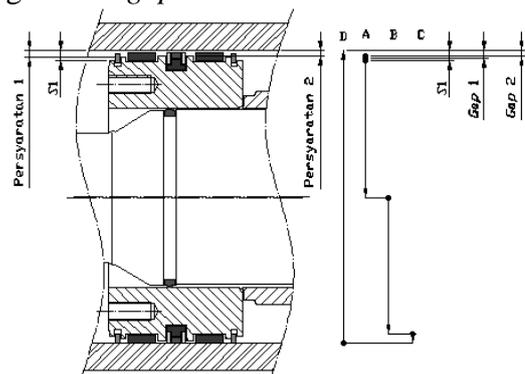
$$d_{gw} = (D_{min} - (2 \times t_{wr}))\ ^{+0}_{-0,08} \text{ mm}$$

$$= (250 - (2 \times 6))\ ^{+0}_{-0,08} \text{ mm} = 238\ ^{+0}_{-0,08} \text{ mm}$$

Untuk mempermudah proses perakitan, d_{gw} dikurangi 0.03 mm (SKF, 2011), sehingga toleransi diameter *groove housing* dapat ditulis $\varnothing 237.97\ ^{+0}_{-0,05}$ mm.

Berdasarkan pertimbangan performansi, *gap 1* merupakan celah antara *bore tube* dengan tinggi dinding *groove ring piston* dengan nilai maksimum yang diizinkan adalah 1,22 mm (Grover Piston Ring, 2006).

Untuk analisis *gap 1* ini yang dijadikan *base* adalah *tube*. Pembuatan diagram *loop* dapat dilihat pada gambar 4.3. Terdapat vektor A di bagian bawah dari *gap* menuju garis sumbu *piston 1*, lanjut dengan vektor B kemudian vektor C yang menuju *base* pada *tube*. Karena *base* merupakan titik kontak antara *bore tube* dengan *wear ring*, maka rute sudah saatnya berbalik arah, terakhir adalah vektor D yang menuju ke bagian atas *gap*.



Gambar 6. Persyaratan 1, Persyaratan 2, dan S1

Ket : (A) = vektor yang mewakili radius dari diameter dinding *groove ring piston* (P), yang nilainya 2A, sensitivitasnya adalah -0,5. A merupakan komponen variabel karena nilainya bisa diatur sesuai dengan permintaan. Komponen ini kritis yang dimanufaktur dengan proses bubut (*turning*). Sehingga toleransi yang dapat dicapai berada

pada grade IT 7 (h7). 2A berada pada rentang diameter 180-250 mm, sehingga IT 7 bernilai 0,05 mm. Maka penulisan dimensi bernilai $2A_{-0,05}^{+0}$ mm. (B) = vektor yang mewakili radius dari diameter groove wear ring. Nilainya adalah $237.97_{-0,05}^{+0}$ mm. Sensivitasnya bernilai -0,5. Komponen ini adalah komponen tetap karena bersesuaian dengan wear ring. (C) = vektor yang mewakili tebal wear ring. nilainya adalah $6_{-0,05}^{+0}$ mm. sensitivitasnya bernilai -1. Komponen ini adalah komponen tetap karena bersesuaian dengan groove wear ring dan bore tube. (D) = vektor yang mewakili bore tube. nilainya adalah 250H8 ($250_{-0}^{+0,07}$ mm). Sensitivitasnya bernilai 1. Komponen ini adalah komponen tetap karena bersesuaian dengan wear ring.

Tabel 2. Ikhtisar vektor untuk persyaratan 1

Deskripsi	Nama Vektor	Dimensi Nominal	Sensitivitas	Tetap (T)/ Variabel (V)	Toleransi Equal Bilateral
Diameter dinding groove wear ring	A	(2A-0,025) mm	-0,5	V	0,025 mm
Diameter groove wear ring	B	237,945 mm	-0,5	T	0,025 mm
Tebal wear ring	C	5,975 mm	-1	T	0,025 mm
Bore tube	D	250,035 mm	1	T	0,035 mm

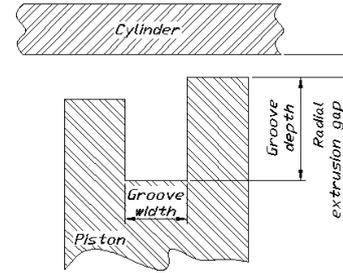
$$t_{wc} = \sum_{i=1}^n |a_i \cdot t_i|$$

$$t_{wc} = |(-0,5)(0,025)| + |(-0,5)(0,025)| + |(-1)(0,025)| + |(1)(0,035)|$$

$t_{wc} = 0,085$ mm. Gap 1 memiliki nilai maksimum yang diizinkan sebesar 1,22 mm, sehingga nilai A adalah 123,965 mm

Maka gap minimum sebesar 1,05 mm

Ring piston yang digunakan memiliki dimensi $OD\ 250 \times h\ 9 \times w\ 5$ mm. Gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara diameter dinding groove ring piston dengan groove depth pada ring piston.



Gambar 7. Ring piston housing

Minimum groove depth sekurang-kurangnya bernilai 0,38 mm dari radial wall pada ring piston (Grover Piston Ring, 2006). Toleransi yang digunakan adalah h8, sehingga P minimum bernilai 247,88 mm, maka diameter groove ring piston dapat ditentukan sebagai berikut:

$$S + 0,38 = \frac{(P_{min} - d_{gpr})}{2}$$

$$9 + 0,38 = \frac{(247,88 - d_{gpr})}{2}$$

$$d_{gpr} = 229,12_{h8} \text{ mm} = 229,12_{-0,07}^{+0} \text{ mm}$$

Lebar groove ring piston minimum adalah lebar ring piston ditambah 0,05 mm (Grover Piston Ring, 2006). Sehingga nilai L_{pr} minimum pada Gambar 2.2 adalah:

$$L_{pr.min} = w + 0,05 \text{ mm} = 5 + 0,05 \text{ mm} = 5,05 \text{ mm}$$

Lebar groove ring piston maksimum adalah lebar ring piston minimum ditambah 0,05 mm. Sehingga nilai L_{pr} maksimum pada Gambar 2.2 adalah:

$$L_{pr.max} = L_{pr.min} + 0,05 \text{ mm} = 5,05 + 0,05 \text{ mm} = 5,1 \text{ mm}$$

Sehingga dimensi lebar groove ring piston bernilai $5,05_{-0}^{+0,05}$ mm.

Radial clearance antara bore tube dengan tinggi bibir groove ring piston ($d_{p_{hr}}$) maksimal 1/3 dari radial wall thickness dari ring piston agar ring piston tidak keluar dari groovenya,

Karena $d_{p_{hr}}$ merupakan fitur yang tidak kritis, maka toleransi yang digunakan berada dibawah toleransi fitur-fitur kritis. Dalam hal ini, toleransi yang dipilih berada pada grade IT 8 (h8). Nilai rata-rata gap (d_g) adalah

(125.1 - A) mm, dan variasi gap (t_{wc}) yang terjadi adalah 0.085 mm, sehingga nilai A dapat dicari sebagai berikut:

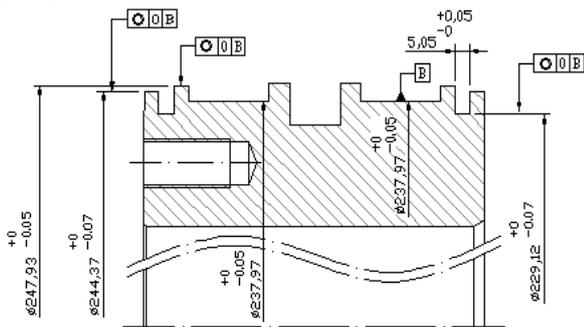
$$\begin{aligned} \text{Gap maksimum} &= d_g + t_{wc} \\ 3 \text{ mm} &= 125.1 - A + 0.085 \\ A &= 122,185 \text{ mm} \\ 2A_{-0,07}^{+0} &= (2 \times 123,965)_{-0,05}^{+0} \text{ mm} \\ &= 244.37_{-0,07}^{+0} \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dalam hal ini, nilai d_g adalah:

$$\begin{aligned} d_g &= (125.1 - A) \\ &= (125.1 - 122.185) \text{ mm} = 2.915 \text{ mm} \end{aligned}$$

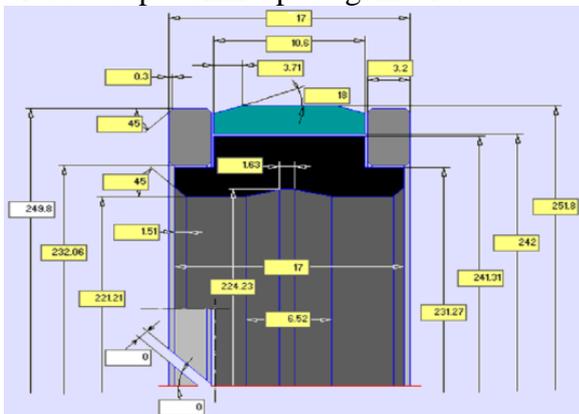
$$\begin{aligned} \text{Maka gap minimum} &= d_g - t_{wc} \\ &= 2.915 - 0.085 \quad \text{mm} \\ &= 2.83 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi untuk mendapatkan gap 1 minimum sebesar 0.38 mm dan S1 maksimum sebesar 3 mm diperlukan komponen-komponen penyusun rakitan Gambar 4.5.



Gambar 8. Dimensi dan toleransi komponen radial (gap 1)

Dimensi *groove seal* yang akan dibuat pada *piston 2* untuk diameter *bore* 250 mm adalah $d_{ps} 222h9 \times L_{ps} 17.5_{-0}^{+0.2}$ mm. *Piston seal* yang digunakan merupakan tipe P222 yang dibuat PT "X". Dimensi *seal* tersebut dapat dilihat pada gambar 4.6.



Gambar 9. Penampang seal piston

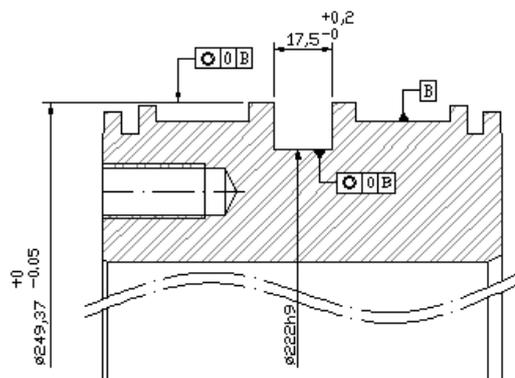
Analisis persyaratan 2 merupakan celah antara *bore tube* dengan tinggi dinding *groove groove piston seal* dengan nilai maksimum yang diizinkan sebesar 0,5 mm. (Trelleborg, 2007) Dari analisis persyaratan 1, didapat nilai rata-rata gap (d_g) adalah (125,1 - A) mm, dan variasi gap (t_{wc}) yang terjadi adalah 0,085 mm, sehingga nilai A dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Gap maksimum} &= d_g + t_{wc} \\ 0,5 \text{ mm} &= 125,1 - A + 0.085 \\ A &= 124.685 \text{ mm} \\ 2A_{-0,05}^{+0} &= (2 \times 124.685)_{-0,05}^{+0} \text{ mm} \\ &= 249.37_{-0,05}^{+0} \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_g &= (125,1 - A) \\ &= (125,1 - 124,685) \text{ mm} = 0,415 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka gap minimum} &= d_g - t_{wc} \\ &= 0,415 - 0,085 \text{ mm} \\ &= 0,33 \text{ mm} \end{aligned}$$

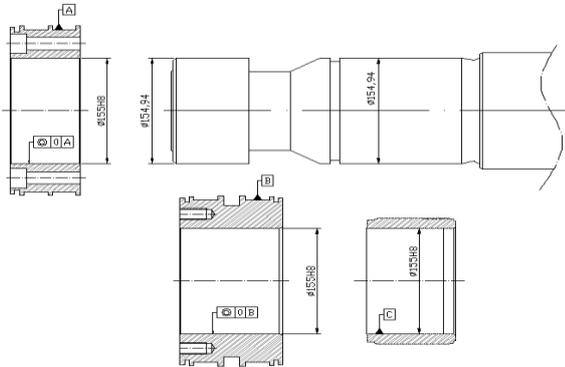
Jadi untuk mendapatkan gap 2 maksimum sebesar 0,5 mm, diperlukan komponen-komponen penyusun rakitan dengan dimensi dan toleransi seperti pada Gambar 10.



Gambar 10. Dimensi dan toleransi komponen radial (gap 2)

Gap 3 pada gambar 10 merupakan celah antara *bore piston* (b_p) dan *bore cushion ring* yang bersesuaian dengan OD dudukan *piston* pada *rod*. Celah ini harus lebih besar dari nol untuk mempermudah proses perakitan. Dudukan *piston* sendiri memiliki dimensi Ø154,94 mm, sedangkan *bore piston existing* memiliki dimensi Ø155 mm. Suaian yang harus terjadi pada gap 3 adalah suaian. Berdasarkan hasil pengukuran tadi, dimensi

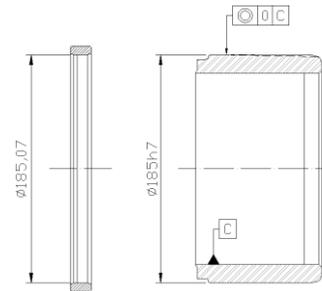
padaudukan *piston* diduga kuat bernilai $\text{Ø}155\text{f}7$ ($155_{-0,08}^{-0,05}$) mm yang merupakan suaian luas berbasis lubang (H8f7) yang bersesuaian dengan *bore piston*. (H.R. Wegmuller, 1977) Perlu diingat bahwa dalam proses rekondisi ini, komponen yang diganti baru adalah *piston*, sedangkan *rod* silinder tidak diganti, sehingga dimensi *bore piston* yang akan dibuat bernilai 155H8 ($155_{0}^{+0,06}$) mm. Jadi untuk mendapatkan *gap* 3 berdasarkan suaian luas berbasis lubang, diperlukan komponen-komponen penyusun rakitan dengan dimensi dan toleransi seperti pada gambar 11.



Gambar 11. Dimensi dan toleransi komponen radial (suaian luas berbasis lubang H8f7)

Gap 4 merupakan celah antara *bore cushion bushing* yang bersesuaian dengan OD *cushion ring*. Dalam hal ini, komponen yang akan diganti baru adalah *cushion ring* karena *gap* untuk arah aksial *piston* terlalu besar, sedangkan *cushion bushing* tetap menggunakan komponen *existingnya*. *Cushion bushing* dan *cushion ring* berfungsi untuk memperlambat langkah silinder pada waktu silinder akan mencapai kondisi *full stroke*, sehingga *piston* dan *gland* tidak bertumbukan. *Bore cushion bushing* sendiri memiliki dimensi $\text{Ø}185,07$ mm, sedangkan OD *cushion ring existing* memiliki dimensi $\text{Ø}185$ mm. Suaian yang harus terjadi pada *gap* 5 adalah suaian luas. Berdasarkan hasil pengukuran tadi, suaian yang terjadi diduga kuat merupakan suaian luas berbasis poros (F8h7), (H.R. Wegmuller, 1977) sehingga dimensi *bore cushion bushing* memiliki

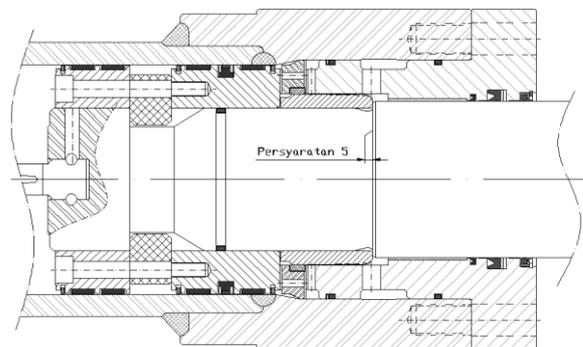
dimensi $\text{Ø}185\text{F}8$ mm ($185_{+0,05}^{+0,12}$ mm), sedangkan OD *cushion ring* yang akan dibuat memiliki dimensi $\text{Ø}185\text{h}7$ mm ($185_{-0,05}^{+0}$ mm). Jadi untuk mendapatkan *gap* 4 berdasarkan suaian luas berbasis lubang, diperlukan komponen-komponen penyusun rakitan dengan dimensi dan toleransi seperti pada gambar 12 berikut:



Gambar 12. Dimensi dan toleransi komponen radial (suaian luas berbasis poros F8h7)

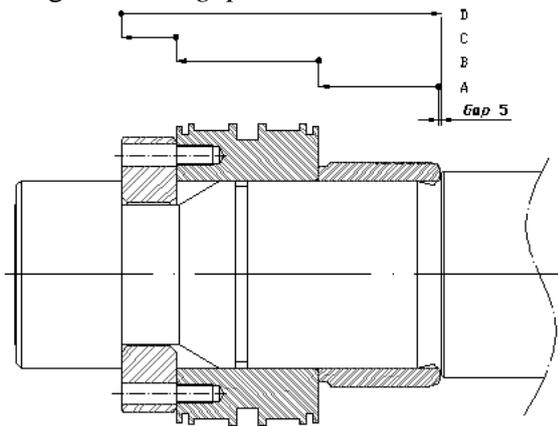
Analisis ini dilakukan terhadap fitur-fitur kritis arah aksial pada silinder *Arm*. Fitur-fitur kritis ini adalah fitur-fitur yang berpengaruh terhadap panjang *stroke* silinder, sehingga panjang dari masing-masing komponen silinder tersebut perlu diperhitungkan. Gambar 13 menunjukkan persyaratan 5 untuk arah aksial *piston*.

Rod merupakan salah satu komponen silinder *arm* yang tidak diganti, dengan panjang sebesar 3280 mm dan toleransi pengukuran sebesar 2 mm, maka toleransi arah aksial yang digunakan pada komponen-komponen silinder lain adalah toleransi halus.



Gambar 13. Penampang melintang assembly beberapa komponen hydraulic cylinder arm PC1250 ketika expansion

Persyaratan 5 merupakan celah antara *cushion ring* dengan *rod*. *Gap* ini harus selalu lebih besar dari 0 agar *piston*, *spacer split* dan *cushion ring* bisa dirakit pada *rod*, namun juga tidak boleh terlalu besar karena akan mengakibatkan tumbukan antar komponen-komponen tersebut pada saat silinder beroperasi. Persyaratan 5 ini dikonversi menjadi persyaratan *gap* dengan nilai nominal sebesar $0.1 \leq gap \leq 0.3$ mm. Berdasarkan pertimbangan performansi, *gap* 5 harus sebesar $0.1 \leq gap \leq 0.3$ mm, sehingga rata-rata *gap* yang diperoleh adalah 0.2 mm. Untuk analisis *gap* 5 ini yang dijadikan *base* adalah *rod* (dudukan *piston*). Terdapat vektor A di sebelah kiri *gap* menuju *piston 2*, lanjut dengan vektor B menuju *spacer split*, kemudian vektor C yang menuju *base*. Kemudian rute sudah saatnya berbalik arah, terakhir adalah vektor D yang menuju ke bagian kanan *gap*.



Gambar 14. Persyaratan 5

Tabel 3. Vektor untuk persyaratan 5

Deskripsi	Nama Vektor	Dimensi Nominal	Sensitivitas	Tetap (T)/ Variabel (V)	Toleransi Equal Bilateral
Panjang <i>cushion ring</i>	A	A mm	-1	V	0,15 mm
Panjang <i>piston 2</i>	B	117.5 mm	-1	T	0,15 mm
Panjang <i>spacer split</i>	C	45 mm	-1	T	0 mm
Dudukan <i>piston</i>	D	263 mm	1	T	0 mm

KESIMPULAN

Fitur-fitur kritis pada *piston* silinder *Arm PC1250* adalah fitur-fitur yang berpengaruh terhadap performansi dan kinerja silinder seperti di ditampilkan pada table 4 berikut.

Tabel 4. Hasil analisis tumpukan toleransi arah radial dan aksial *piston*

Jenis <i>Gap</i>	Nilai Minimum	Nilai Maksimum
<i>Gap</i> antara <i>wear ring</i> dengan <i>tube</i>	0.03	0.25
<i>Gap</i> 1	1.05	1.22
<i>Gap</i> 2	0.33	0.5
<i>Gap</i> 3	0.06	0.12
<i>Gap</i> 4	0.07	0.12
<i>Gap</i> 5	0.1	0.3

Dimensi dan toleransi arah radial dan aksial *piston* yang digunakan pada proses rekondisi silinder *Arm PC1250* dapat dilihat pada Tabel 5. berikut:

Tabel 5. Perbandingan antara dimensi *existing* dengan dimensi hasil analisis

Deskripsi	Dimensi Existing (mm)	Dimensi Setelah Analisis (mm)
Diameter <i>wear ring</i>	237.97	$237.97^{+0}_{-0,05}$
Diameter <i>groove ring piston</i>	230.7	$229.12^{+0}_{-0,07}$
Diameter dinding <i>groove piston ring</i>	248	$247.93^{+0}_{-0,05}$
Diameter dinding <i>groove piston seal</i>	248.95	$249.37^{+0}_{-0,05}$
<i>Bore piston</i>	155	$155^{+0,06}_{-0}$
<i>Bore cushion ring</i>	155	$155^{+0,06}_{-0}$
OD <i>cushion ring</i>	185	$185^{+0}_{-0,05}$
Panjang <i>piston 2</i>	117.5	$117.5 \pm 0,05$
Panjang <i>cushion ring</i>	100	$100.3 \pm 0,05$

DAFTAR PUSTAKA

2009.

- Shop Manual Komatsu PC1250-7, PC1250SP-7, PC1250LC-7*, Komatsu, Japan, 2004.
- Rochim, Taufiq, *Spesifikasi, Metrologi & Kontrol Kualitas*, Penerbit ITB, Bandung, 1985.
- Drake, Paul J. Jr, *Dimensioning and Tolerancing Handbook*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-018131-4, 1999.
- ISO 7425-1, *Hydraulic Fluid Power — Housings for Elastomer-Energized, Plastic-Faced Seals — Dimensions and Tolerances*, ISO Publishing, 1988.
- ISO 10766, *Hydraulic Fluid Power – Cylinders - Housing Dimensions for Rectangular-Section-Cut Bearing Rings for Pistons and Rods*, ISO Publishing, 1996.
- Sealing Solutions*, SKF Group, USA, 2011.
- Technical Bulletin Permaseal®*, Grover Piston Ring Inc, 2006.
- Hunt, T., *Hydraulic Handbook 9th edition*, Elsevier Science Ltd, United Kingdom,
- Hydraulic Seals - Linear*, Trelleborg, United Kingdom, 2007.
- Wegmuller, H.R., *Gambar Teknik Mesin Basis*, Politeknik Mekanik Swiss - ITB, Bandung, 1977.
- Polymer Seals Engineered Polymer Solutions for Hydraulic, Pneumatic, and Rotating Equipment*, Chesterton, USA,