

Analisa Maksimum *Force* Pada *Ring* dengan Beban Tekan

Widi Okta Nugraha^{1*}, Ameen Topa²

¹ Program Profesi Insinyur, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia, Depok, Indonesia

² *Department of Maritime Technology, Faculty of Ocean Engineering Technology, and Informatics, Universiti Malaysia Trengganu, 21030, Malaysia*

Abstrak. Permasalahan terjadinya *crack* pada *ring* dari suatu *bearing* pada proses produksi menjadikan perhatian lebih karena menyebabkan potensi kegagalan dalam proses pembuatan *bearing*. Masalah *crack* disebabkan adanya *force* besar yang mengenai *ring* dan melebihi *force* maksimum material *ring*. Oleh karena itu, perlu adanya alat untuk mendeteksi *force* maksimum dari *ring*. *Load cell* pada mesin *hydraulic press* digunakan untuk melihat besarnya *force* yang mengenai *ring* dengan beban tekan. Kemudian dilakukan perhitungan numerik menggunakan *LS-Dyna*. Dari penghitungan maksimum *force* menggunakan mesin *hydraulic press* dan perhitungan numerik menggunakan perangkat lunak *LS-Dyna* didapatkan nilai maksimum *force* pada *ring* sampai terjadinya *crack* pada nilai yang sesuai. Pada perhitungan numerik, dapat menunjukkan *force* maksimum ketika terjadinya *crack initiation* pada *ring* atau saat nilai puncak, sedangkan pembacaan *force* maksimum menggunakan *load cell* hanya bisa menghitung maksimum *force* ketika *crack* sudah terjadi pada *ring*. Dari simulasi *LS-Dyna* didapatkan data *effective plastic strain* dan *von misses stress* pada *ring*. Untuk visual foto posisi awal terjadinya *crack* menunjukkan posisi yang sama, yaitu *crack* terjadi dari bawah *ring* yang bersentuhan dengan *rigid wall*.

Kata kunci: *crack; force maksimum; hydraulic press; load cell; LS-Dyna.*

1. PENDAHULUAN

Pada proses produksi suatu *bearing* sering ditemukan banyak *defect*, dari mulai pembubutan atau *lathing*, *heat treatment*, *grinding*, dan *assembly* proses. Cacat pada *bearing* dalam proses produksi dapat menimbulkan berkurangnya kehandalan dari produk *bearing* tersebut. Salah satu *defect bearing* pada proses produksi yang penulis angkat pada pada makalah ini, yaitu masalah *crack* atau adanya retak pada *ring* suatu *bearing*. *Crack* atau retak permukaan pada *ring* sering kali ditemukan pada proses produksi jika suatu part menghantam *bearing*. Oleh karena itu, perlu adanya pendeteksian *load* atau *force* maksimum pada *ring* untuk mengetahui nilai *force*, jika melebihi tegangan maksimum *ring*. Untuk mendeteksi *load* atau *force* maksimum pada *ring* diperlukan suatu alat yang dinamakan *load cell*.

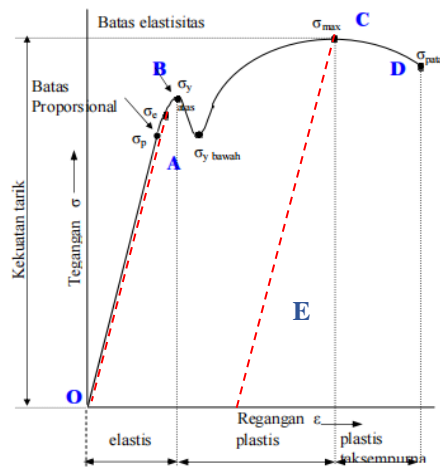
Pada makalah ini penulis melakukan pengujian menggunakan mesin *hydraulic press* yang sudah di pasang *load cell* supaya dapat membaca maksimum *load* pada *ring* sampai terjadinya *crack*. Selain menggunakan mesin *press hydraulic* dilakukan perhitungan numerik menggunakan perangkat lunak *LS-Dyna* untuk mengetahui besarnya nilai maksimum *force* dari *ring*. Tujuan dari makalah ini, yaitu untuk mendapatkan *force* maksimum dari kedua pengujian tersebut, yaitu dari data eksperimen dan data perhitungan numerik. Dengan perhitungan numerik bisa menyelesaikan masalah-masalah dalam desain secara cepat dan akurat.

Tujuan dari penelitian ini, yaitu untuk mengetahui nilai *force* maksimum pada *ring* dengan beban tekan (*compression loading*) menggunakan mesin *hydraulic press* dan perhitungan numerik menggunakan *LS-Dyna*. Pembacaan *force* menggunakan *load cell* yang disambungkan ke monitor pada uji beban tekan menggunakan mesin *hydraulic press*.

Pengertian variabel seperti *force*, *load*, *stress*, *strain*, dan *displacemet* adalah penting untuk memahami sifat-sifat keadaan bahan padat (*solid materials*) dan untuk mengkarakterisasi perilaku mekanis *crack-free* atau *crack solids*. Selain itu, yang terakhir punya perilaku mekanis yang berbeda dari yang sebelumnya, dan

* Corresponding author: widi.okta@ui.ac.id

dicirikan sesuai dengan itu dengan prinsip *fracture mechanics*, yang dibagi menjadi dua bidang. *Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)* mempertimbangkan dasar-dasar teori elastisitas linier, dan *Elastic Plastic Fracture Mechanics (EPFM)* mencirikan perilaku plastik dari padatan ulet yang retak (*cracked ductile solids*). Untuk mengkarakterisasi padatan retak (*crack solids*), diperlukan pengetahuan tentang variabel-variabel di atas, yaitu *force*, *load*, *stress*, *strain*, dan *displacement*. Istilah *force* dalam *fracture mechanics* adalah beban mekanis yang diterapkan secara tetap, kuasi-statis atau dinamis. Dalam fisika, *dynamics force*, $F = m \cdot a$, bergantung pada percepatan (a) suatu massa yang bergerak (m). Namun, jika massa ini diam dan rentan terhadap deformasi, maka bersifat *quasi-static force* or *dynamics force* harus didefinisikan. Baik gaya dinamis maupun mekanis mempunyai satuan yang sama, tetapi makna fisisnya berbeda. [1]. Kurva *engineering stress-strain* pertama kali disampaikan oleh Jacob bernoulli (1645-1705) dan J.V. Poncelet (1788-1867). Setelah melakukan pengujian tarikan dan tekanan serta menentukan tegangan regangan pada beberapa tingkat beban, Jacob bernoulli dan J.V. Poncelet mengplot sebuah kurva *stress-strain* seperti yang di tunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1 Kurva engineering stress-strain [2]

Titik σ_y atas adalah titik luluh atas dan titik σ_y bawah adalah titik luluh bawah yang ditandai oleh pengurangan beban yang mendadak, diikuti dengan perpanjangan yang meningkat dan peningkatan beban yang mendadak lagi. Gejala ini disebut meluluhnya bahan, yang ditandai dengan perubahan bentuk yang plastik dan naik-turunnya beban. Pada titik mulur hubungan tegangan-regangan sudah tidak linier, namun sifat elastis masih terjadi sedikit diatas batas proporsional. Pada umumnya batas daerah elastis dan daerah plastis sulit untuk ditentukan. Karena itu, maka didefinisikan kekuatan luluh (*yield strength*). Batas proporsional merupakan tegangan tertinggi dimana material masih mengalami deformasi elastis dan belum mengalami deformasi plastis. Titik mulur atau yang biasa disebut dengan titik luluh (*yield point*) adalah titik transisi dari elastis ke daerah plastis. Pada titik mulur ini material mulai mengalami deformasi plastis yang bersifat permanen, jika beban mulai dilepas. [2]

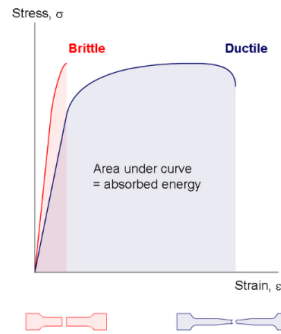
$$\sigma: E \cdot \epsilon \tag{1}$$

σ : Stress (tegangan)

E: Modulus elastisitas (*Young Modulus*)

ϵ : Strain (Regangan)

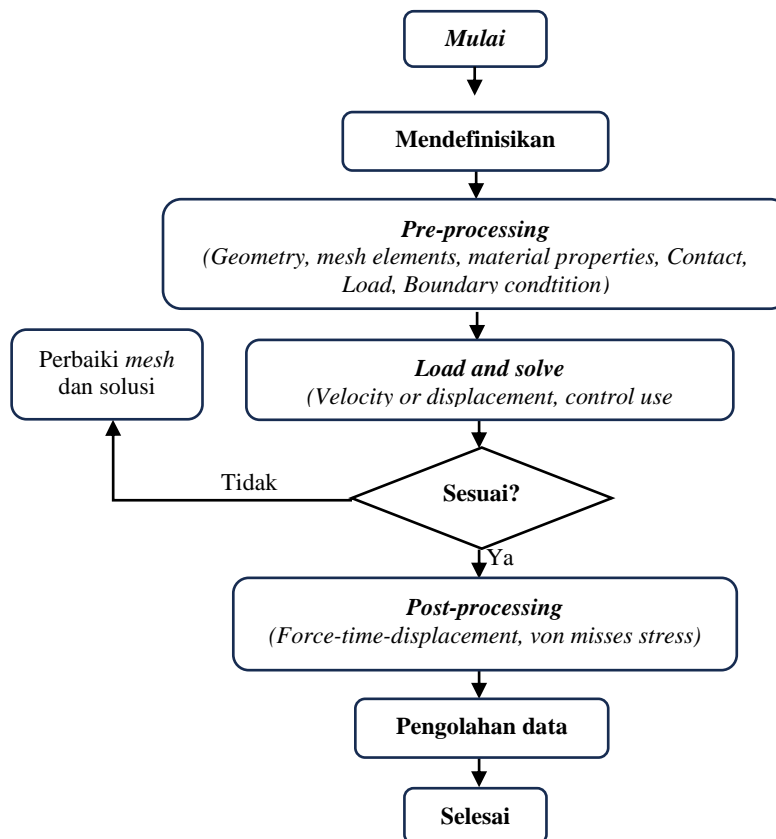
Patahan mengacu pada spesimen yang terbagi dua karena beban statik. Tegangan pada material dapat berupa tegangan tarik, tegangan tekan, tegangan geser atau torsi. Terdapat dua model patahan, yaitu patah ductile dan patah *brittle*. Jenis model patahan didasarkan pada kemampuan material untuk mengalami deformasi plastis. Material *ductile* memiliki kemampuan deformasi plastis cukup besar namun deformasi plastis pada material *brittle* kecil. Gambar 2.2 memperlihatkan kurva stress-strain patah *ductile* dan *brittle*.



Gambar 2 Kurva stress-strain patah ductile dan brittle [2]

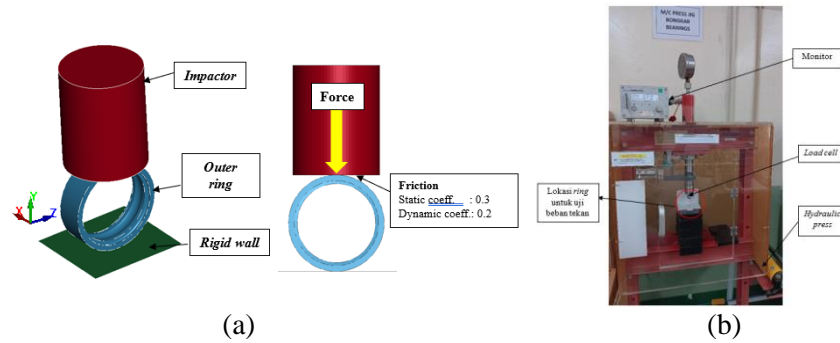
2. METODE

Pada makalah ini, penulis mengambil data dari pengujian menggunakan *load cell* untuk memberikan beban tekan pada *ring* dan perhitungann numerik dengan memodelkan bentuk dan model *geometry* yang serupa dengan pengujian menggunakan *load cell*. Diagram alir yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3 Diagram alir penelitian

Dalam makalah ini, penulis memodelkan dua *part*, yaitu *impactor* dan *outer ring*. Pemodelan 2-*part* tersebut, didasarkan pada pengujian untuk mengetahui *force* maksimum dengan beban tekan (*compression loading*) dengan pembacaann *force* menggunakan *load cell*. Pemodelan masalah menggunakan perangkat lunak untuk drawing 2D dan 3D, yaitu *Autodesk Inventor Profesional 2023*. Kemudian *drawing* 3D tersebut di simpan dalam bentuk *IGES*, file tersebut yang akan di masukkan dan di pakai pada perangkat lunak *LS-Dyna*. Pada Gambar 4 diperlihatkan pemodelan *impactor* dan *outer ring* dengan gaya beban tekan (*compression loading*) dari *impactor* pada arah sumbu -Y (negatif Y) yang menekan *outer ring*, dan *rigid wall* dimodelkan sebagai plat bawah untuk menahan *outer ring*. Antara *impactor* dan *outer ring* ada koefisien gaya gesek stastis dan dinamis yang harus di definisikan.



Gambar 4 Pemodelan *impactor* dan *ring* : (a) LS-Dyna ; (b) pengujian *hydraulic press*

2.1 Simulasi numerik LS-Dyna

Simulasi numerik yang dilakukan dengan menggunakan LS-DYNA, merupakan simulasi multi-fisika serba guna yang mampu mensimulasikan otomotif dan kelayakan tabrakan [3,4,5,6,7,8], aplikasi luar angkasa [9,10], militer dan masalah pertahanan [11,12], pembentukan logam [13,14,15,16] dan banyak aplikasi lainnya. Perangkat lunak yang digunakan dalam makalah ini, yaitu *LS-Dyna*. *LS-Dyna* digunakan dalam penyelesaian masalah metode elemen hingga. Pada simulasi numerik LS-Dyna memerlukan beberapa tahapan yang harus dilakukan.

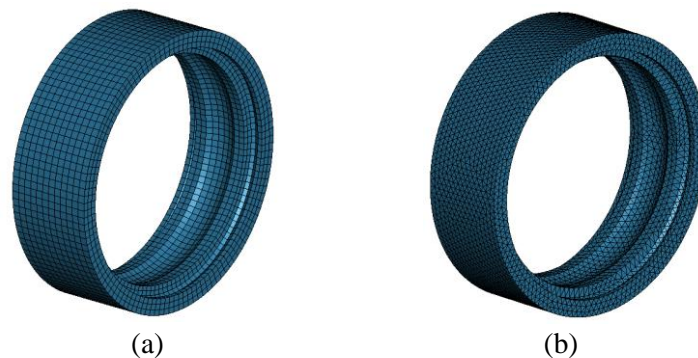
2.1.1 Meshing

Pada tahap awal diperlukan proses *meshing*, seperti terlihat pada Tabel 1 terlihat bahwa *outer ring* mempunyai jumlah elemen yang lebih banyak dibandingkan dengan *impactor*, karena *outer ring* merupakan *part* yang akan di tekan oleh *impactor*, sehingga diharuskan mempunyai jumlah elemen yang lebih banyak untuk menghasilkan analisis yang akurat.

Tabel 1 Ukuran *elements meshing*

| Nama part | Tipe elemen |
|------------|---------------------|
| Impactor | (1) Hexahedral 0,5 |
| | (2) Tetrahedral 0,5 |
| Outer ring | Tetrahedral |

Pada Gambar 5 memperlihatkan bentuk *geometry* dari *impactor* dan *outer ring* setelah proses *meshing* dilakukan.



Gambar 5 *Meshing* (*Hexahedral 0,5*) dan (*Tetrahedral 0,5*)

2.1.2 Menentukan *Material Properties*

Untuk data *material properties* di peroleh dari *Stress-strain curve* (*Elastic and plastic behaviours of test material*). Untuk keyword Material yang di pakai *impactor* dan *outer ring* dapat dilihat di Tabel 2. Data *material properties* untuk kedua *part* dapat dilihat pada Tabel 3 dan Tabel 4.

Tabel 2 Keyword Material di *LS-Dyna*

| Nama part | Total element size |
|-------------------|--------------------------------|
| <i>Impactor</i> | MAT_RIGID (020) |
| <i>Outer ring</i> | MAT_POWER_LAW_PLASTICITY (018) |

Tabel 3 *Material properties outer ring* [4]

| Nama part | Outer ring |
|--|-------------------|
| <i>Material properties</i> | AISI 52100 (SUJ2) |
| <i>Density, ρ (kg/m³)</i> | 7810 |
| <i>Poission ratio (ν)</i> | 0,29 |
| <i>Young's modulus, E (Gpa)</i> | 210 |
| <i>Yield stress σ_y (Mpa)</i> | 890 |
| <i>Strength coefficient, K (Mpa)</i> | 1450 |
| <i>Strain hardening exponent, (nH)</i> | 0,07 |

Tabel 4 *Material properties impactor* [17]

| Nama part | Impactor |
|--|----------|
| <i>Material properties</i> | Steel |
| <i>Density, ρ (kg/m³)</i> | 7800 |
| <i>Poission ratio (ν)</i> | 0,3 |
| <i>Young's modulus, E (Gpa)</i> | 200 |
| <i>Yield stress σ_y (Mpa)</i> | 1000 |

2.1.3 Tahapan pengisian keyword LS-Dyna

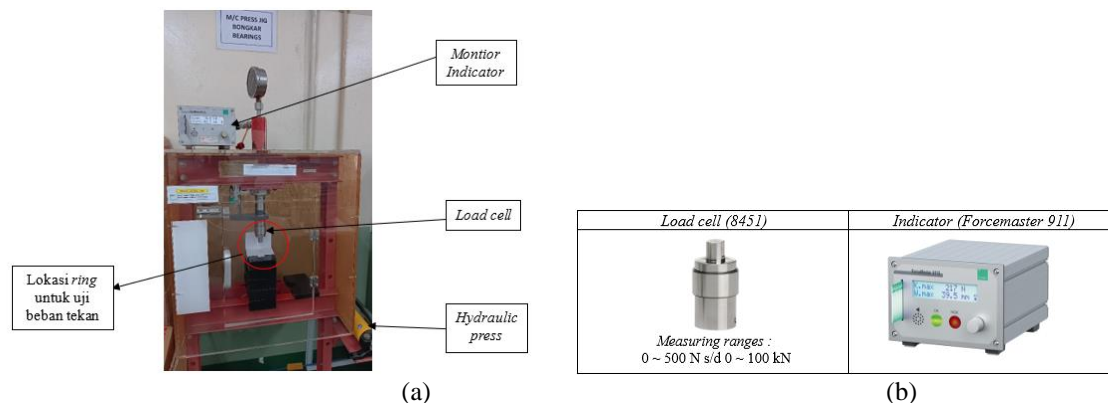
Setelah mendefinisikan *material properties* dari *impactor* dan *ring*, langkah selanjutnya yang harus dilakukan, yaitu mendefinisikan *contact*, arah pembebanan (*load*), menentukan *boundary condition*, area *rigid wall*, dan menentukan pengisian *solver* dan *control* yang dipakai. Pada Tabel 4 menunjukkan tahapan *keyword* pada *LS-Dyna* setelah mendefinisikan *material properties*.

Tabel 4 Tahapan pendefinisian *keyword* pada *LS-Dyna*

| No. | Tahapan simulasi LS-Dyna | Keyword |
|-----|---------------------------|--|
| 1 | <i>Contact</i> | *CONTACT_ERODING |
| 2 | <i>Load</i> | *Displacement of impactor (-Y axis) |
| 3 | <i>Boundary condition</i> | *BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID |
| 4 | <i>Rigid wall</i> | *RIGID WALL_PLANAR |
| 5 | <i>Solver and control</i> | *CONTROL_ACCURACY, *CONTROL_TERMINATION, *CONTROL_TIMESTEP |

2.2 Pengujian *hydraulic press*

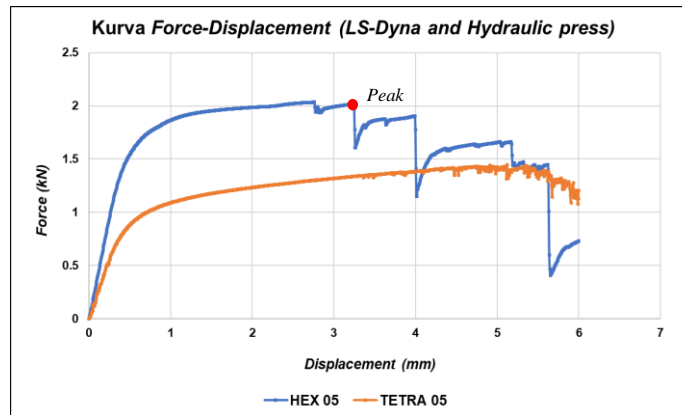
Untuk detail mengenai mesin *hydraulic press*, *load cell*, monitor dan posisi penempatan *ring* saat uji beban tekan dapat dilihat pada Gambar 6. Untuk uji beban tekan pada *ring* menggunakan alat mesin *press hydraulic* dan pembacaan *load* nya menggunakan *load cell* tipe *burster 8451* dengan jangkauan pengukuran, yaitu 0 ~ 500 N s/d 0 ~ 100 kN dan *monitor indicator* tipe *forcemaster 911*.



Gambar 6 : (a) *Hydraulic press* ; (b) *load cell* dan *indicator*

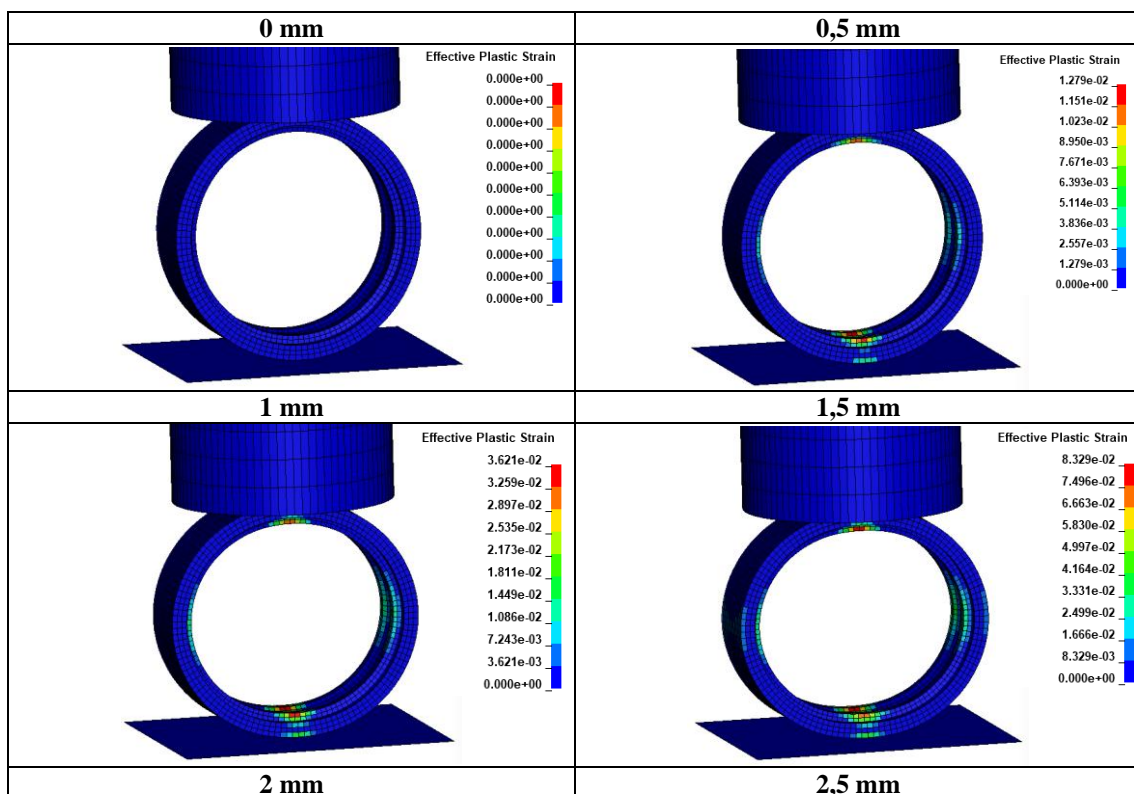
3. HASIL

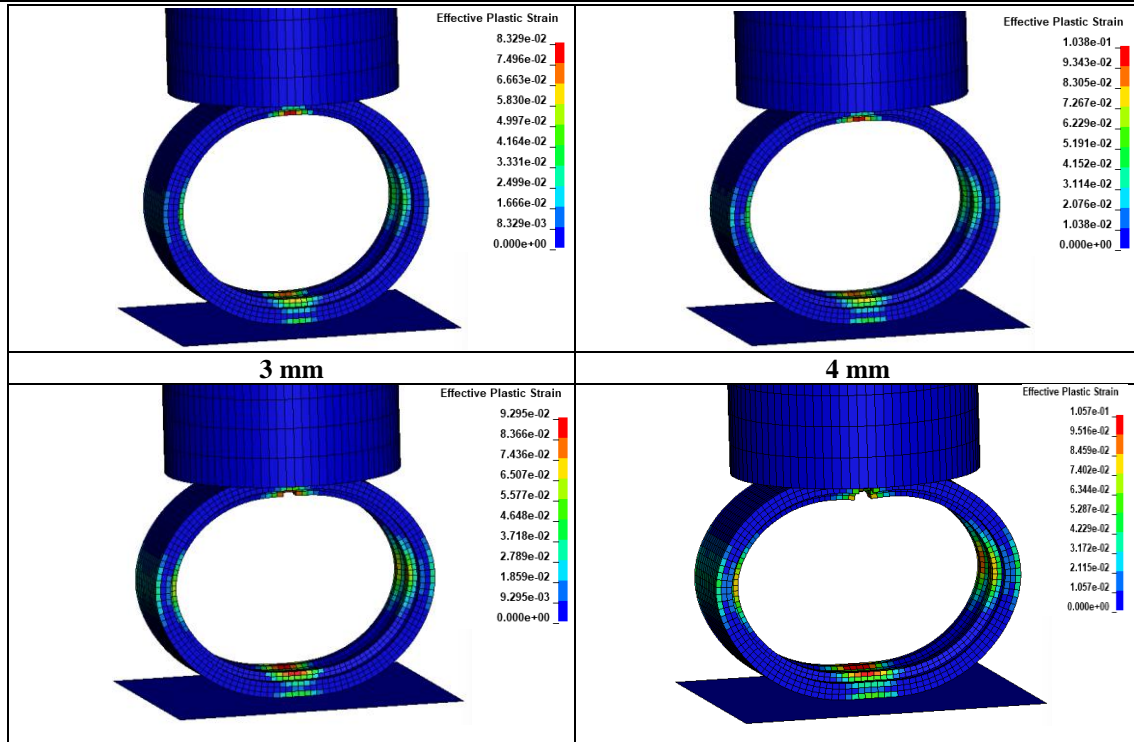
Setelah melakukan proses iterasi menggunakan *LS-Run*, maka di dapatkan hasil dari analisa elemen hingga, yaitu berupa visual penampakan terjadinya *stress* pada *ring* dari awal atau 0 mm sampai dengan 3,2 mm atau saat terjadinya *crack* (patah material). Pada Gambar 7 memperlihatkan hasil simulasi *LS-Dyna* juga dan data yang didapatkan, yaitu kurva *force-displacement*. Dari kurva pada Gambar 7 dapat dilihat *force* maksimum pada *ring*, yaitu sebesar 2 kN.



Gambar 7 Kurva *force-displacement* pada *ring* dengan beban tekan *LS-Dyna*

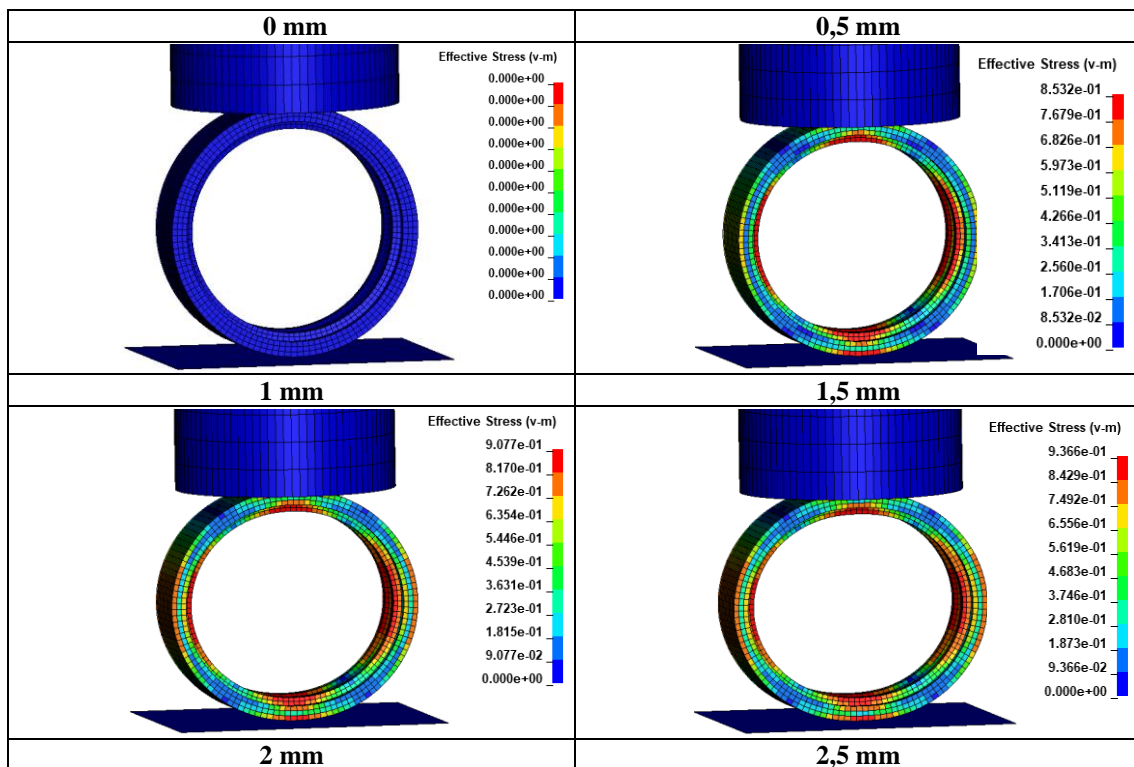
Pada Gambar 7 memberikan informasi *strain* (regangan) pada saat *displacement impactor* menekan ke *ring* dengan *element hexahedral*. Mulai saat kondisi awal (0 mm), 0,5 mm ; 1 mm ; 1,5 mm ; 2 mm ; 2,5 mm ; 3 mm; dan 4 mm. Nilai *strain-hardening* pada material *ring* SUJ2 (AISI52100), yaitu 0,07. Patah material awal (*crack initial*) terjadi saat nilai *plastic strain* melebihi nilai dari maximum *strain* material *ring*. Pada saat *displacement impactor* 1 mm nilai *plastic strain* belum melebihi nilai *strain* dari maximum *plastic strain* material *ring*, yaitu 0,03621. Sedangkan, pada saat *displacement impactor* 2 mm nilai *plastic strain*, yaitu 0,08329. Artinya pada saat *displacement impactor* 2 mm, sudah terjadi *initial crack* pada material *ring* tersebut, karena nilai *effective plastic strain* sudah melebihi nilai maximum *plastic strain* material *ring*.

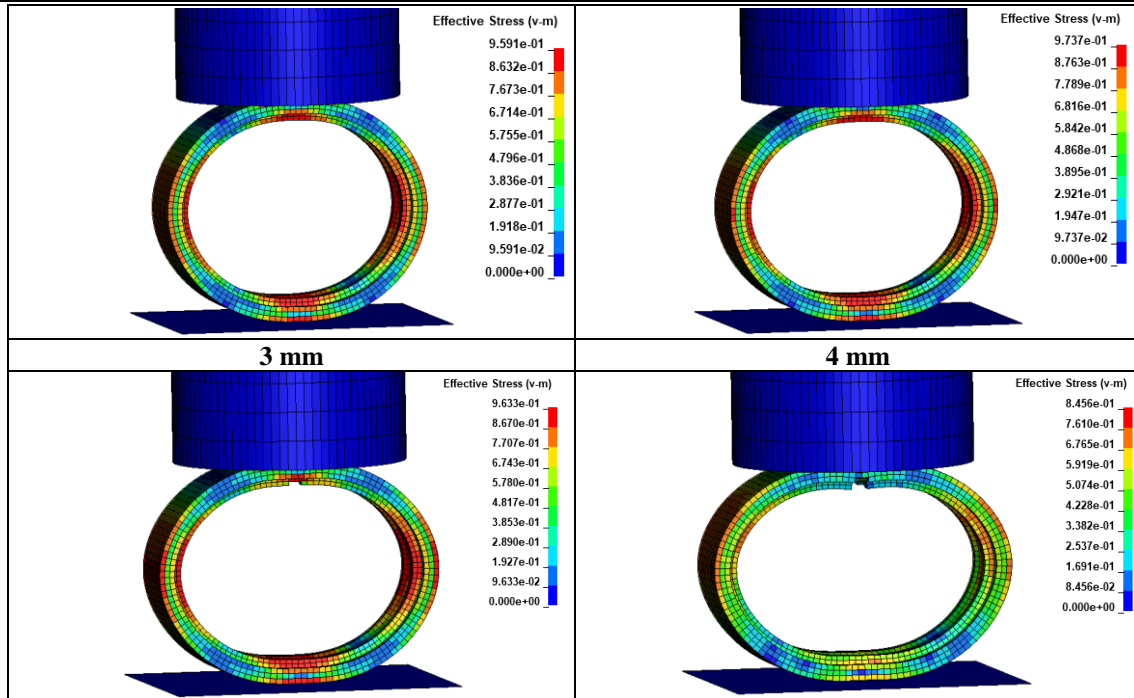




Gambar 7 *Effective plastic strain ring* saat uji beban tekan menggunakan *LS-Dyna* (Hexahedral)

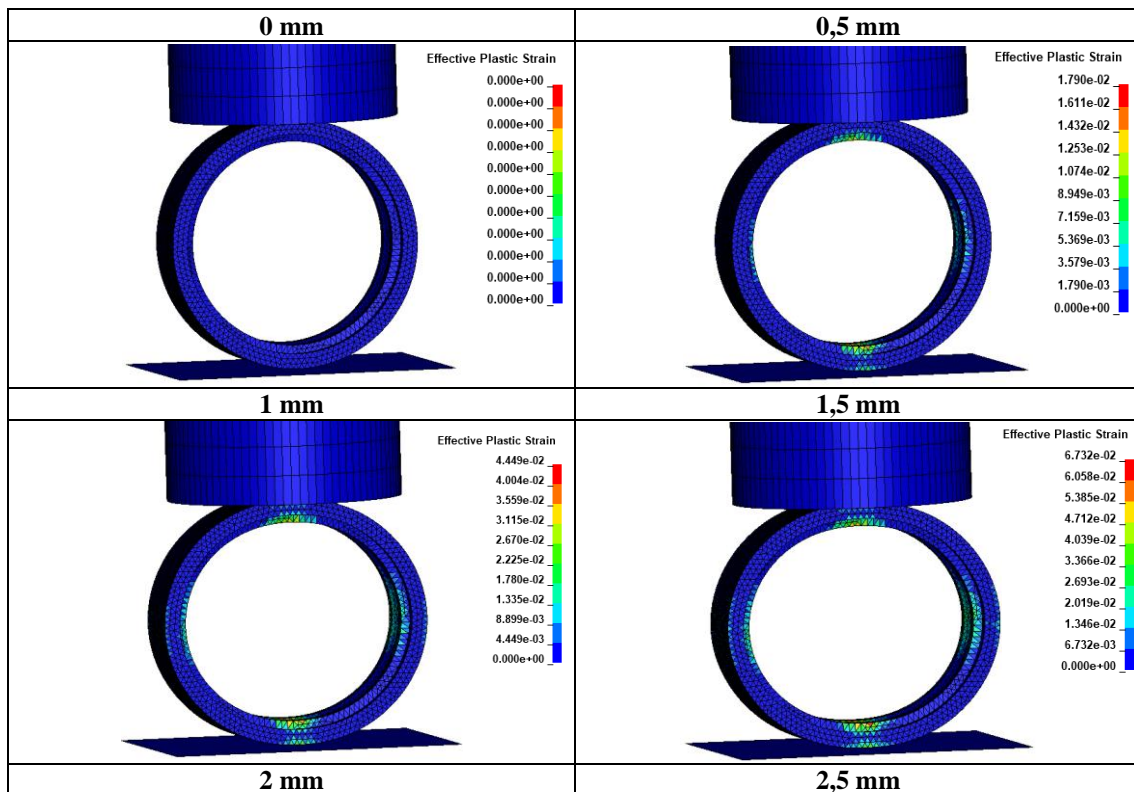
Pada Gambar 8 memperlihatkan nilai *von mises stress*, nilai tersebut digunakan untuk untuk memprediksi permulaan terjadinya deformasi plastis atau terjadinya kegagalan material. Pada saat *displacement impactor* 0,5 mm nilai *von mises stress*, yaitu 1091 Mpa. Nilai tersebut diatas nilai *yield strength* dari *material ring*, akan tetapi masih belum *fracture*. Sedangkan, pada saat *displacement impactor* 2 mm nilai *von mises stress*, yaitu 1229 Mpa. Artinya pada saat *displacement impactor* 2 mm sudah terjadi *initial crack* pada *material ring* tersebut, karena nilai *von mises stress* sudah melebihi nilai *yield stress* *material ring*.

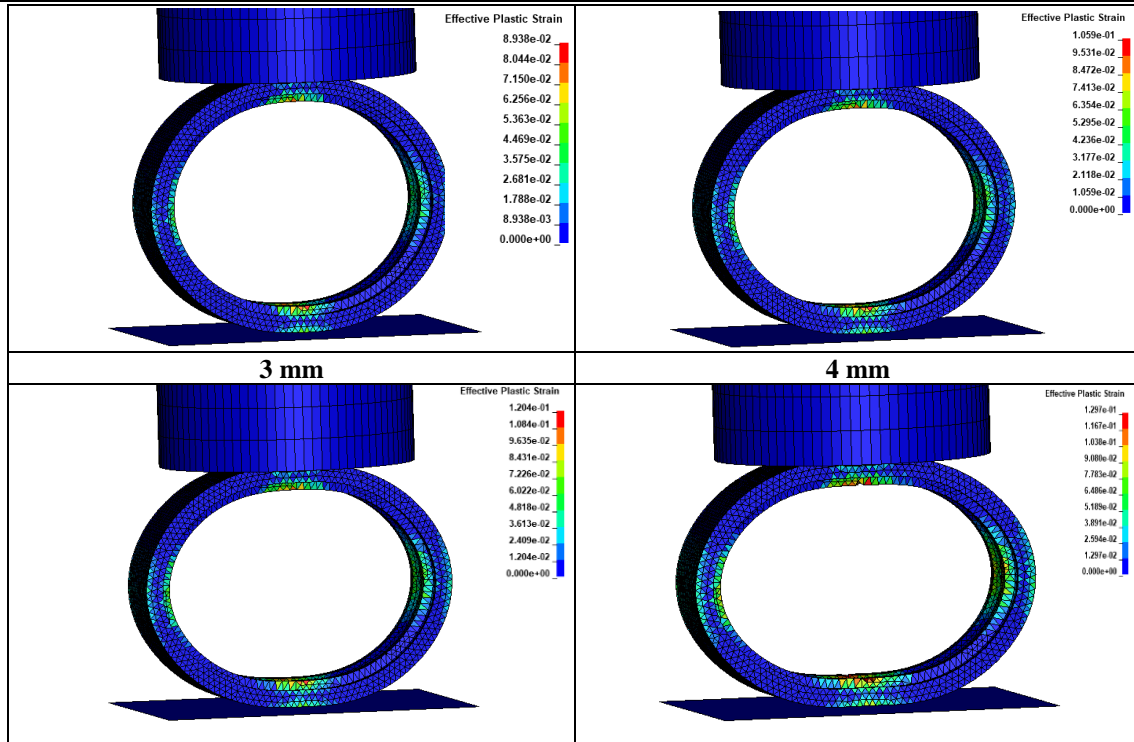




Gambar 8 Effective stress saat uji beban tekan menggunakan LS-Dyna (Hexahedral)

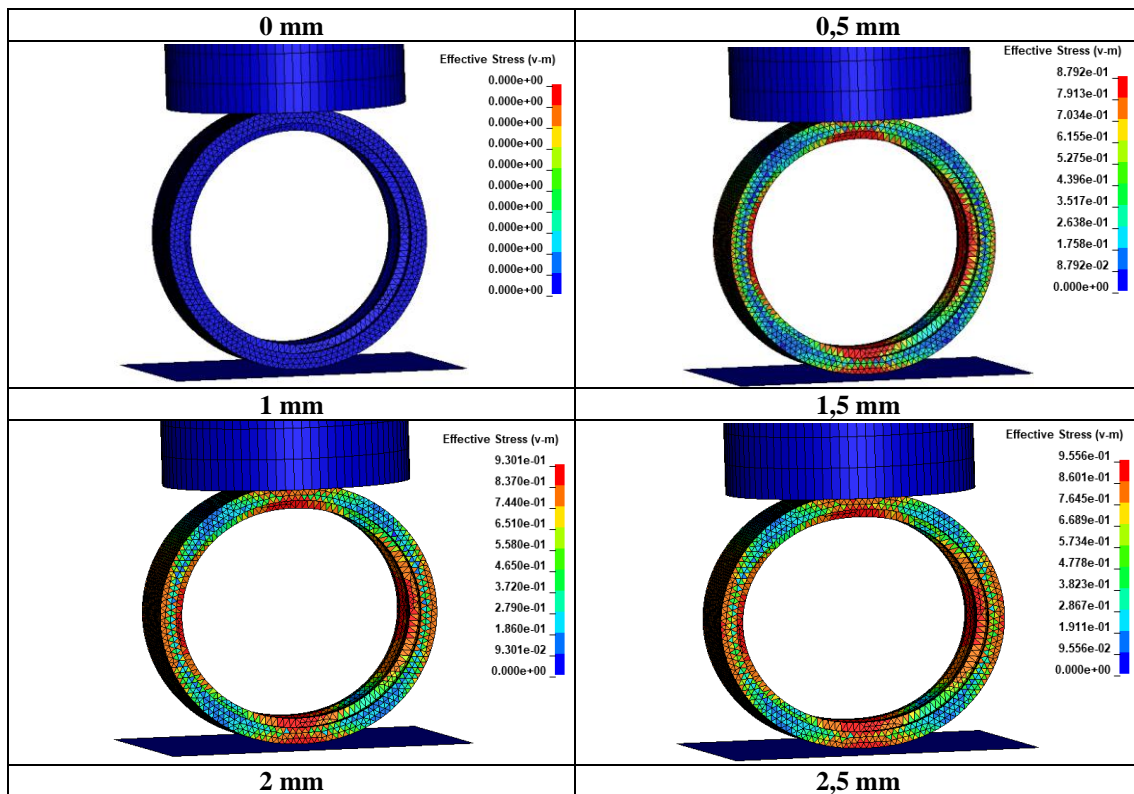
Pada Gambar 9 Patah material awal (*crack initial*) terjadi saat nilai *plastic strain* melebihi nilai dari maximum *strain* material ring dengan *element tetrahedral*. Pada saat *displacement impactor* 1 mm nilai *plastic strain* belum melebihi nilai *strain* dari *maximum plastic strain material ring*, yaitu 0,0179. Sedangkan, pada saat *displacement impactor* 2 mm nilai *plastic strain*, yaitu 0,08938. Artinya pada saat *displacement impactor* 2 mm, sudah terjadi *initial crack* pada ring tersebut, karena nilai *effective plastic strain* sudah melebihi nilai *maximum plastic strain material ring*.

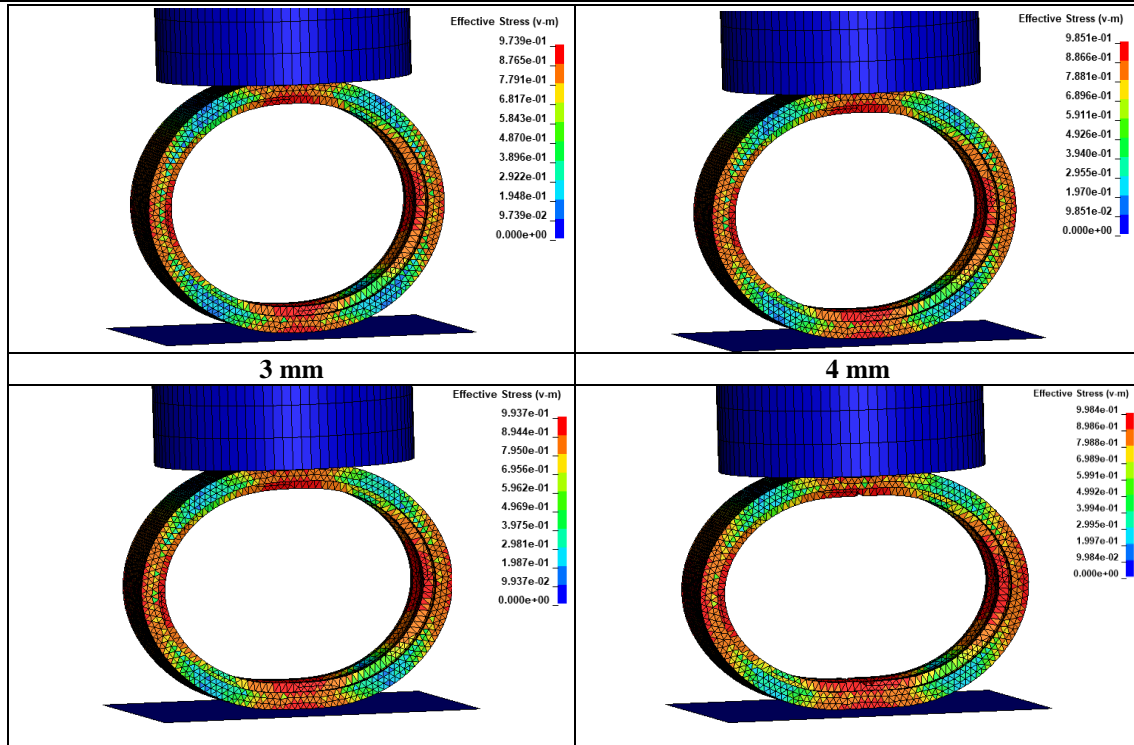




Gambar 9 *Effective plastic strain ring* saat uji beban tekan menggunakan *LS-Dyna* (Tetrahedral)

Pada Gambar 10 memperlihatkan nilai *von mises stress*, nilai tersebut digunakan untuk untuk memprediksi permulaan terjadinya deformasi plastis atau terjadinya kegagalan material. Pada saat *displacement impactor* 0,5 mm nilai *von mises stress*, yaitu 879,2 Mpa. Nilai tersebut masih dibawah nilai *yield strength* dari *material ring*. Sedangkan, pada saat *displacement impactor* 2 mm nilai *von mises stress*, yaitu 973,9 Mpa. Artinya saat *displacement impactor* 2 mm sudah *initial crack* pada *material ring* tersebut, karena nilai *von mises stress* sudah melebihi nilai *yield stress* *material ring*.

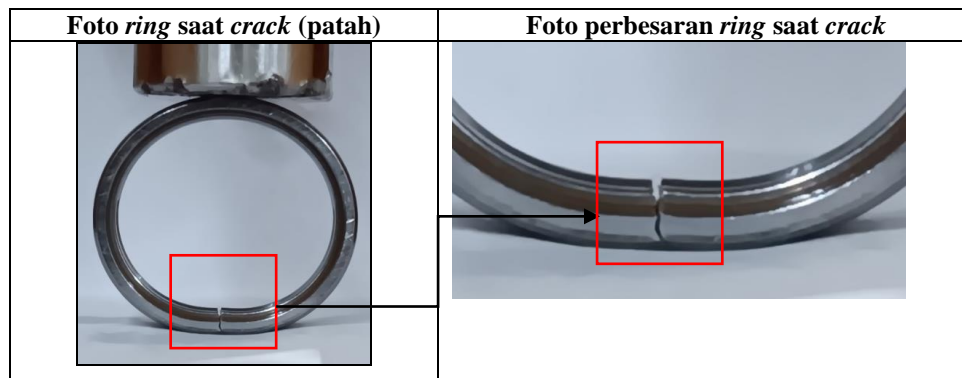




Gambar 10 Effective stress saat uji beban tekan menggunakan LS-Dyna (Tetrahedral)

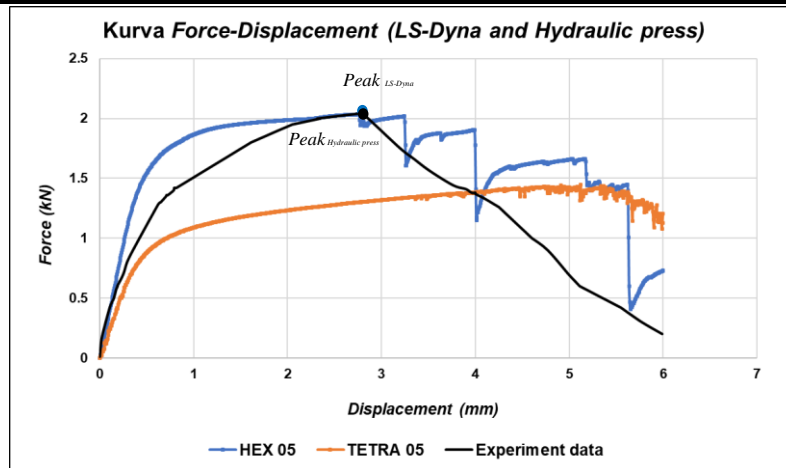
3.1 Hasil Uji Tekan Menggunakan Hydraulic Press dan Perbandingan Hasil dengan Simulasi LS-Dyna

Dari hasil pengujian tekan menggunakan mesin *press hydraulic* kemudian didapatkan hasil *force* maksimum sampai terjadinya *crack* atau patah material *ring*, yaitu sebesar 2,1 kN. Pada Gambar 11 memperlihatkan foto saat *ring* mengalami *crack* akibat beban tekan menggunakan mesin *press hydraulic*.

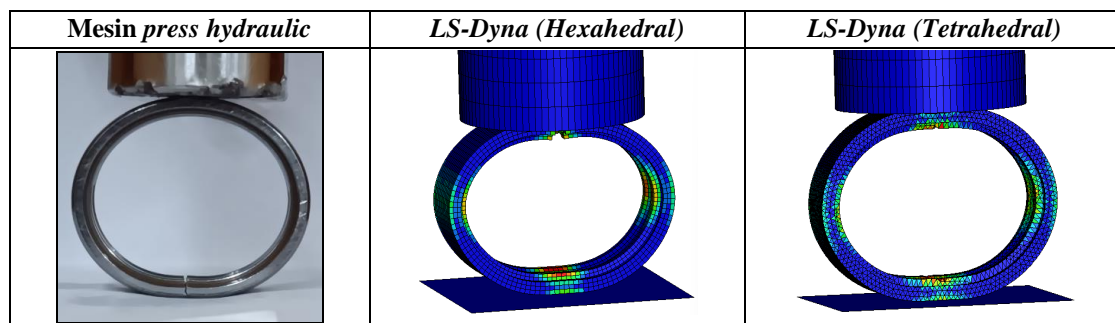


Gambar 11 Visual penampakan ring saat crack

Dari kedua pengujian, yaitu menggunakan analisa metode elemen hingga *LS-Dyna* dan uji tekan menggunakan mesin *hydraulic press* dapat dibandingkan kurva *force-displacement* yang dapat dilihat pada Gambar 10 dan untuk visual perbandingan saat *crack* pada *ring* dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12 Kurva *force-displacement* pada ring dengan beban tekan *LS-Dyna* dan pengujian mesin *hydraulic press*



Gambar 13 Perbandingan Visual penampakan *ring* saat *crack* pada *hydraulic press* dan *LS-Dyna*

Kemudian dari penampakan visual, pada Gambar 13 didapatkan foto antara pengujian dengan mesin *hydraulic press* dengan simulasi *LS-Dyna* pada *element ring hexahedral* dan *tetrahedral* saat *ring* mengalami *crack* atau patah material. Pada Tabel 5 dapat dilihat perbedaan *force* maksimum pada *ring* saat beban tekan menggunakan *Hydraulic press* dan *LS-Dyna*.

Tabel 5 Perbandingan *force* maksimum *ring* pada *hydraulic press* dan *LS-Dyna*

| Parameter | <i>Hydraulic press</i> | <i>LS-Dyna (Hexahedral 0,5)</i> | error |
|-----------------------|------------------------|----------------------------------|--------|
| <i>Force</i> maksimum | 2,1 kN | 2,0 kN | 4,7 % |
| Parameter | <i>Hydraulic press</i> | <i>LS-Dyna (Tetrahedral 0,5)</i> | error |
| <i>Force</i> maksimum | 2,1 kN | 1,7 kN | 19,0 % |

Pada Tabel 5 dapat dilihat perbedaan *force* maksimum pada *ring* saat beban tekan menggunakan *Hydraulic press* dan *LS-Dyna* dengan tipe *element mesh* yang berbeda. Terdapat perbedaan (*error*) nilai maksimum *force* pada pengujian beban tekan menggunakan simulasi *LS-Dyna* dengan tipe *element mesh* pada *ring* menggunakan *Hexahedral 0,5* terhadap mesin *hydraulic press*, yaitu sebesar 4,7 %. Sedangkan perbedaan (*error*) nilai maksimum *force* pada pengujian beban tekan menggunakan simulasi *LS-Dyna* dengan tipe *element mesh* pada *ring* menggunakan *Tetrahedral 0,5* terhadap mesin *hydraulic press*, yaitu sebesar 19 %

Penulis akan menyebutkan beberapa penyebab kenapa terjadi perbedaan nilai *force* maksimum antara *hydraulic press* dan *LS-Dyna* tersebut, yaitu:

1. *Geometry* dengan meshing ***Hexahedral*** menghasilkan nilai maksimum *force* yang mendekati dengan data pengujian menggunakan mesin *press hydraulic* di bandingkan dengan *geometry* dengan tipe meshing ***Tetrahedral***.
2. Bentuk *Geometry ring* pada *LS-Dyna* tidak dibuat sama persis dengan *geometry ring* aslinya. *Geometry ring* pada *LS-Dyna* di desain dengan menghilangkan *chamfer* untuk memudahkan *meching*.

3. Dibutuhkan komputer dengan performa tinggi, contohnya: spesifikasi *RAM* minimal *32GB* dan *SSD* minimal *1Terabyte* untuk mempercepat iterasi dan menambah akurasi penyelesaian metode elemen hingga.
4. Pada saat pengepresan dengan mesin *hydraulic press* menggunakan manual tangan, sehingga ada potensi kecepatan *press* yang tidak stabil. Sehingga diharuskan untuk menggunakan mesin *hydraulic press* yang bisa diatur kecepatan saat penekanan.
5. Menggunakan *high speed camera* untuk menangkap pergerakan dari *ring* saat dilakukan penekanan atau *compression loading*, sehingga di dapatkan hasil foto yang lebih sesuai. Contohnya : kamera AZ 9501 berkecepatan tinggi yang mampu menangkap hingga 500 frame per detik (fps) pada resolusi 640×480 piksel, dan hingga 1.000 fps pada resolusi yang dikurangi 320×240 piksel).

4. KESIMPULAN

Analisis metode elemen hingga menggunakan *software LS-DYNA* didapatkan *force* maksimum pada *ring*, yaitu 2 kN dengan element hexahedral dan 1,7 kN dengan tetrahedral, sedangkan hasil analisis untuk mengetahui *force* maksimum menggunakan mesin *press hydraulic*, yaitu 2,1 kN. Geometry dengan *meshing Hexahedral* menghasilkan nilai maksimum *force* yang mendekati dengan data pengujian menggunakan mesin *press hydraulic* di bandingkan dengan *geometry* dengan tipe *meshing Tetrahedral*. Untuk mendapatkan hasil yang akurat pada metode elemen hingga diharuskan menggunakan *geometry* yang sama serta *meshing* yang sesuai dan menggunakan komputer dengan performa tinggi, contohnya : spesifikasi *RAM* minimal *32GB* dan *SSD* minimal *1Terabyte*. Menggunakan mesin *press hydraulic* yang bisa di atur kecepatan saat melakukan penekanan, tidak manual menggunakan tangan. Sehingga kecepatan yang dihasilkan sama dengan kecepatan pada simulasi menggunakan *LS-DYNA*. Menggunakan *high speed camera* untuk menangkap pergerakan dari *ring* saat dilakukan penekanan atau *compression loading*, sehingga di dapatkan hasil foto yang lebih sesuai.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Charles R. Brooks, Ashok Choudhury. *Failure Analysis of Engineering Materials*. McGraw Hill Professional. (2012)
- [2] Callister, William D. “*Material Science and Engineering An Introduction*”. New York: John Wiley and Sons, Inc. (2007).
- [3] Soltani, M., Topa, A., Karim, M. R., & Sulong, N. R. Crashworthiness of G4 (2W) guardrail system: a finite element parametric study. *International Journal of Crashworthiness*, 22(2), 169-189. (2017).
- [4] Met, M., Wang, G., & Topa, A. The Analysis on Dynamic Responses of Bridge Pier due to Vehicle Impact.
- [5] Wu, C., Mahmoud, M. M., Hou, C. C., & Topa, A. (2022, July). Study on the impact performance of RC fences strengthened with high strength strain-hardening cementitious composites. In *Structures* (Vol. 41, pp. 349-364). Elsevier.
- [6] Abdulqadir, S. F., Bassam, A., Ansari, M. N. M., & Topa, A. Design of frontal longitudinal for enhancement in crashworthiness performance. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 1128, No. 1, p. 012026). IOP Publishing. (2021, April).
- [7] Hashlamon, I., Nikbakht, E., & Topa, A. Indirect bridge health monitoring employing contact-point response of instrumented stationary vehicle. In *ICCOEE2020: Proceedings of the 6th International Conference on Civil, Offshore and Environmental Engineering (ICCOEE2020)* (pp. 883-890). Springer Singapore. (2021).
- [8] Hashlamon, I., Nikbakht, E., Topa, A., & Elhattab, A. Numerical parametric study on the effectiveness of the contact-point response of a stationary vehicle for bridge health monitoring. *Applied Sciences*, 11(15), 7028. (2021).
- [9] Shahimi, S. S., Abdullah, N. A., Topa, A., Hrairi, M., & Ismail, A. F. Numerical Modelling of Bird Strike on a Rotating Engine Blades Based On Variations of Porosity DENSITY. *IJUM Engineering Journal*, 23(1), 412-423. (2022).
- [10] Gungor, E., Topa, A., & Kucukyildirim, B. O. Numerical Investigation of Innovative Honeycomb-Composite Sandwich Structure Under Bird-Strike Event. In *6th International Conference On Advances In Mechanical Engineering Istanbul*. (2021, October).
- [11] Sastranegara, A., Putra, K. E., Halawa, E., Sutisna, N. A., & Topa, A. Finite Element Analysis on ballistic impact performance of multi-layered bulletproof vest impacted by 9 mm bullet. *Sinergi*, 27(1), 15-22. (2023).
- [12] Khaire, N., Tiwari, G., Rathod, S., Iqbal, M. A., & Topa, A. Perforation and energy dissipation behaviour of honeycomb core cylindrical sandwich shell subjected to conical shape projectile at high velocity impact. *Thin-Walled Structures*, 171, 108724. (2022).

-
- [13] Topa, A., & Shah, Q. H. Numerical simulations of bulk metal forming process with smooth particle hydrodynamics. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 815, 198-204. (2014).
- [14] Topa, A., & Shah, Q. H. Failure prediction in bulk metal forming process. *International Journal of Manufacturing Engineering*. (2014).
- [15] Topa, A., Cerik, B. C., & Kim, D. K. A useful manufacturing guide for rotary piercing seamless pipe by ALE method. *Journal of Marine Science and Engineering*, 8(10), 756. (2020).
- [16] Topa, A., & Kim, Y. 3D numerical simulation of seamless pipe piercing process by fluid-structure interaction method. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 203). EDP Sciences. (2018).
- [17] Luis Rodrigues-Tembleque, Jesus Vazquez, M H Ferri Aliabadi. *Wear in Advanced Engineering Applications and Materials*. World Scientific Publishing Europe Ltd, USA. (2012)
- [18] Cook, R.D., Malkus, D.S., Plesha, M.E., Witt, R.J. "Concepts and Applications of Finite Element Analysis", John Wiley and Sons, Inc., New York, USA. (2002).