

ANALISA UMUR PEMAKAIAN SCREW PRESS PADA MESIN PENGKSTRAKSI MINYAK MENTAH KELAPA SAWIT

Tekad Sitepu

Staf Pengajar Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Sumatera Utara

Abstrak

Worm Screw Press adalah salah satu komponen utama pada mesin pengestraksi Minyak Mentah Kelapa Sawit (*Crude Palm Oil*). Pemakaian *Worm Screw Press* sering mengalami gangguan sehingga produksi minyak berkurang. Tulisan ini mencoba memberikan analisa umur pemakaian srew terhadap berbagai tegangan kempa yang dialami screw.

Kata kunci : *Analisa Umur, Worm Screw Press, Crude Palm Oil*

I. PENDAHULUAN

Brondolan sawit setelah direbus dan dirontokkan dari jangannya, dicacah pada digister sampai menyerupai bubuk. Hasil cacahan ini dikempa pada *screw press* untuk mengambil minyak dari adukan. Alat ini terdiri dari sebuah silinder (*press cylinder*) yang berlubang – lubang dan di dalamnya terdapat 2 buah ulir (*screw*) yang berputar secara berlawanan arah. Tekanan kempa diatur oleh 2 buah konus (*cones*) berada pada bagian ujung pengempa yang digerakan maju – mundur secara hidrolis dengan tekanan *hydraulic* pada

akumulator 30 – 40 kgf/cm². Ulir dipasangkan pada suatu poros berongga dengan diameter luar 95 mm dan diameter dalam 33 mm. Pada bagian ulir (*screw*) mengalami gaya tekan serta torsi . Pada kenyataan di lapangan kondisi tegangan yang dialami *worm screw press* berubah – ubah atau berfluktasi antara beberapa harga. Serat yang terjadi pada permukaan *worm screw press* akan mengalami tegangan tarik dan tekan pada setiap putaran yang diberikan sebesar 12 rpm. Hal ini menyebabkan *worm screw press* mengalami suatu kegagalan akibat beban dinamis.



Gambar 1 Worm Screw Press

Tabel 1 Sifat Fisis dan Mekanis material *Cast Carbon Steel*.

| No | Sifat Fisis | Nilai | Satuan |
|----|-------------------------------|-----------|-------------------|
| 1 | Modulus Elastisitas (E) | 200 | GPa |
| 2 | Poison Ratio | 0.32 | |
| 3 | Density | 0,0078 | g/mm ³ |
| 4 | Yield Strenght | 248,168 | MPa |
| 5 | Ultimate Tensile Streght | 482,549 | MPa |
| 6 | Thermal Conductivity | 30 | W/mK |
| 7 | Thermal Expantion Coefficient | 1,2 e-005 | |
| 8 | Specific Heat | 500 | J/kgK |

Sumber: *Handbook of Material*.

Cast Carbon Steel merupakan salah satu bahan untuk pembuatan *worm screw press* yang biasa digunakan pada Pabrik Kelapa Sawit. Adapun sifat fisis dan mekanis dari bahan ini dapat dilihat pada tabel 1

II. TINJAUAN PUSTAKA

Untuk mengaji kekuatan suatu material solid sebagai akibat dari beban luar yang bekerja, akan membutuhkan pemahaman terhadap beberapa aspek. Aspek – aspek tersebut adalah tegangan, regangan dan pemindahan, hubungan tegangan dan regangan, tegangan – tegangan utama dan teori kegagalan.

Pembahasan aspek diatas dikaji dengan mengambil beberapa asumsi dan pertimbangan bahwa material solid adalah kontinue, homogen, dan isotropis, yang berarti properti elastik adalah sama untuk ke segala arah.

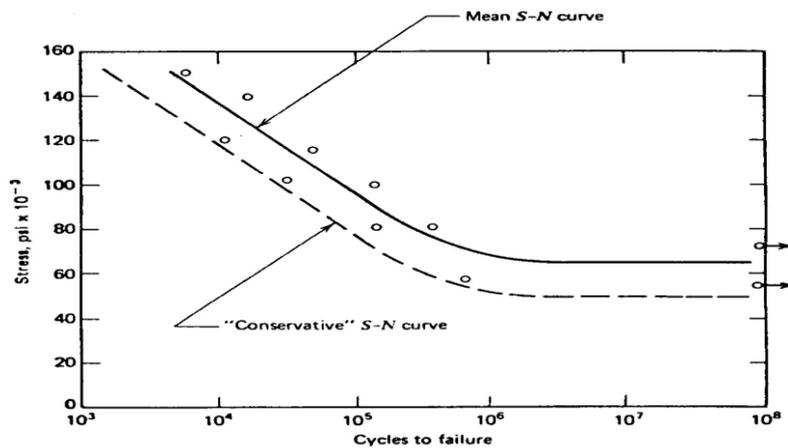
Ketika komponen dibebani maka akan terjadi tegangan uniaksial, yang mana tegangan dan kekuatan dapat langsung dibandingkan untuk menentukan faktor keamanan, atau menyelidiki kapan komponen rusak. Metode ini dapat digolongkan sederhana, karena hanya ada satu tegangan dan hanya ada satu nilai kekuatan, apakah itu kekuatan luluh, kekuatan ultimate, kekuatan geser atau lainnya sebagai pendekatan. Bentuk kegagalan yang terjadi umumnya Kegagalan Dinamis.

Beban dinamis merupakan suatu gaya yang bekerja pada

komponen mesin menimbulkan tegangan yang berfluktuasi antara beberapa harga. Misalnya suatu serat tertentu pada permukaan poros yang berputar diberi beban lentur, akan mengalami kedua tegangan tarik dan tekan pada setiap putaran dari poros tersebut.

Kekuatan lelah suatu bahan disusun dari serangkaian percobaan dengan pemberian beban sampai terjadi kegagalan pada siklus tertentu, hasilnya digambarkan dalam suatu bentuk kurva S-N (Kurva Wohler) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2. Pada kurva S-N, tegangan (S) dipetakan terhadap jumlah siklus hingga terjadi kegagalan, sedangkan N adalah jumlah siklus tegangan yang menyebabkan terjadinya patah sempurna benda uji . Tegangan yang dipetakan dapat berupa S_a (tegangan bolak-balik), S_{maks} (tegangan maksimum) dan S_{min} (tegangan minimum). Menurut Dieter (1986), nilai tegangan adalah tegangan nominalnya dengan demikian tidak terdapat penyesuaian untuk konsentrasi tegangan.

Pada baja, siklus (N) yang melampaui batas lelah ($N > 10^7$), baja dianggap mempunyai umur tak terhingga atau kegagalan diprediksi tidak akan terjadi, sedangkan untuk logam bukan besi (non ferrous) tidak terdapat batas lelah yang signifikan, memiliki kurva S-N dengan gradien yang turun sedikit demi sedikit sejalan dengan bertambahnya jumlah siklus.



Gambar 2. Kurva S-N dari hasil pengujian Metode Standar Uji Fatik (Collins, pp. 375)

Tegangan pada spesimen di suatu titik tertentu dengan tipe pembebanan cantilever dengan ditentukan dengan rumus berikut (shigley, 1995):

$$S_c = \frac{M_c Y_c}{I_{zx}} \quad \text{dimana:}$$

- S_c = tegangan pada titik c di permukaan spesimen
- M_c = momen pada titik c akibat beban pada spesimen
- Y_c = jarak maksimum dari titik pusat spesimen ke arah titik c pada permukaan spesimen
- I_{zx} = momen inersia polar spesimen = $\frac{\pi}{64} d_c^4$
- d_c = diameter pada titik c spesimen

Hubungan antara kekuatan spesimen akibat beban dengan jumlah putaran sampai terjadi patah lelah sempurna adalah:

$$S_f = 10^C N^b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{..2.1}$$

dimana :

- S_f = Kekuatan lelah (MPa)
- N = Jumlah siklus tegangan

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e} \quad \text{..2.2}$$

$$C = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{..2.3}$$

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \quad (\text{Shigley, 1995}) \quad \text{..2.4}$$

dimana

- S_e' = batas ketahanan (endurance limit) dari spesimen = 0,504 (S_{ut})
- S_{ut} = kekuatan tarik maksimum (MPa)
- k_a = faktor permukaan
- k_b = faktor ukuran
- k_d = faktor suhu
- k_e = faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan

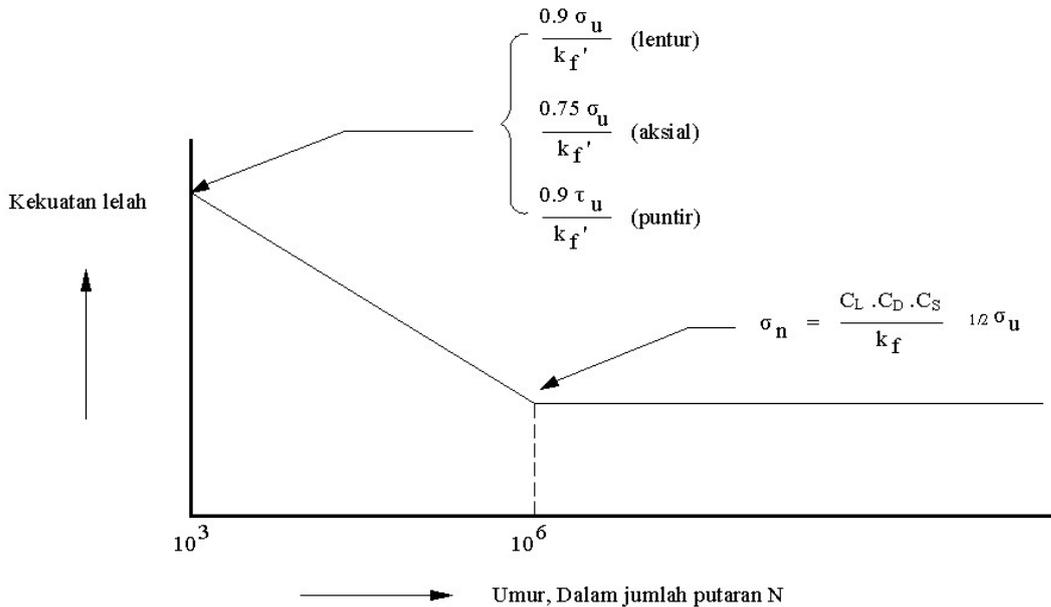
Sebaliknya bila diketahui S_f dan N yang dicari, maka persamaan (2.1) menghasilkan

$$N = 10^{-C/b} S_f^{1/b} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Kegagalan lelah disebabkan beban berulang (beban dinamis) atau perubahan struktur permanen, terlokalisasi dan progresif yang terjadi pada bahan yang dibebani dengan tegangan/regangan fluktuasi yang dapat mengakibatkan retak atau patahan setelah jumlah siklus tertentu. Sedangkan yang menyebabkan kegagalan lelah adalah tegangan tarik maksimum yang cukup tinggi, variasi

atau fluktuasi tegangan yang cukup besar, dan siklus penerapan tegangan yang cukup besar. Hubungan antara

kekuatan lelah (S) dengan umur (N) untuk bahan baja ditunjukkan dalam gambar 3.

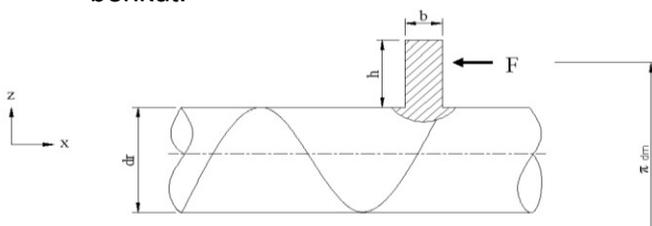


Gambar 3 Kurva S – N (Harsokoesoemo,1990).

III. PEMBAHASAN:

3.1. Tegangan pada screw

Ada dua bentuk tegangan yang terjadi pada screw, yaitu tegangan lentur dan tegangan geser. Besarnya masing-masing tegangan akan diperoleh berdasarkan perhitungan berikut.



Gambar 4 Geometri dari screw press .

Tegangan geser nominal τ dimana torsi bekerja pada dasar screw dapat dihitung dengan :

$$\tau_{nom} = \frac{16TD}{\pi(D_r^4 - d_r^4)}$$

Tegangan aksial σ pada dasar screw akibat beban F ialah :

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(D_r^2 - d_r^2)}$$

Dimana luas penampang sebuah screw diperoleh (Ugural, 2003):

$$A = \pi d b n$$

n ialah jumlah screw yang mengalami tekanan pada worm screw press

$$A = \pi (270) (40) (1) \\ A = 33929,2 \text{ mm}^2 \\ = 339292,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{dengan } \tan \lambda = p/\pi dm \rightarrow \lambda = 17^\circ$$

Untuk penampang screw tegak lurus sumbu poros, ialah :

$$A = (339292,2 \times 10^{-6}) \cos 17^\circ \\ = 0,032446655 \text{ m}^2$$

Beban untuk sebuah screw

$$F = (2 \times 10^6) (0,032446655) \\ = 64893,31 \text{ N}$$

Torsi (T) adalah:

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \left(\frac{p + \pi \cdot \mu \cdot dm}{\pi \cdot dm + \mu \cdot p} \right)$$

$$T = \frac{64893,312 \cdot (180)}{2} \left(\frac{173 + \pi \cdot 0,25 \cdot (180)}{\pi \cdot (180) + 0,25 \cdot (173)} \right)$$

$$T = 3016173,92 \text{ N.mm}$$

Dari persamaan – persamaan diatas maka dapat diperoleh besar tegangan pada *screw*, yaitu :

Tegangan geser nominal τ :

$$\tau_{nom} = \frac{(16)(3016173,921)(95)}{\pi(95^4 - 33^4)} = 18,18 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan aksial σ :

$$\sigma = -\frac{(4)(64893,312)}{\pi(95^2 - 33^2)} = -10,41 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan lentur σ_b :

$$\sigma_b = \frac{(3)(64893,312)(87,5)}{\pi \cdot (95 - 33)(1)(40)^2} = 54,66 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser τ yang bekerja pada dasar *screw*:

$$\tau = \frac{(2,5)(64893,312)}{(95 - 33)(1)(40)} = 65,41 \text{ N/mm}^2$$

3.2. Analisa Kegagalan Pada *Worm Screw Press*

Untuk menentukan umur dari *worm screw press* pada tekanan maksimum 40 Bar dalam penggunaannya dapat digunakan persamaan 2.5:

$$N = 10^{-c/b} S_f^{1/b} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

(Shigley, 1995)

Dimana S_f adalah batas kekuatan lelah untuk baja, besarnya kekuatan lelah yang terjadi pada baja sebanding dengan tegangan geser maksimum yang terjadi pada komponen pengujian (Grover, H.J dan Jakson, 1960).

Batas ketahanan S_e pada bagian ujung dari *worm screw press* dapat dihitung dengan persamaan :

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$$

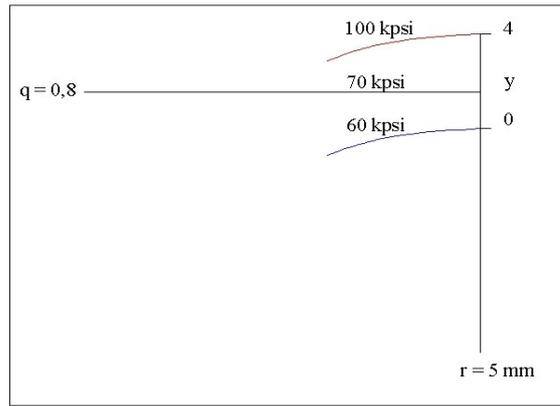
dengan :

$$S_{ut} = 482,549 \text{ MPa} = 69987,8 \text{ psi}$$

- Batas ketahanan dari spesimen $S_e' = 0,504 S_{ut} = 35273,8512 \text{ psi}$
- Faktor permukaan untuk benda yang dibubut abtara 0,7 s/d 0,8; dalam hal ini diperkirakan: $k_a = 0,766$
- Faktor ukuran k_b untuk poros berongga :
 $d = \sqrt{(95^2 - 33^2)} = 89,08 \text{ mm}$
 $k_b = 1,189 (89,08)^{-0,097} = 0,77$
- Faktor suhu, dimana pada kondisi yang terjadi pada proses pengolahan oleh *screw press* terdapat suhu kerja 90°C maka $k_d = 1$.
- Faktor modifikasi terhadap pemusatan tegangan k_e yang terjadi pada dasar *screw* :

$$K_t = \frac{\tau_{maks}}{\tau_{nominal}} = \frac{65,41 \text{ MPa}}{18,18 \text{ MPa}} = 3,60$$

Dari gambar 5 dapat ditentukan q dengan menggunakan interpolasi sebagai berikut :



Gambar 5 Metode interpolasi untuk menentukan q

$$\frac{4 - y}{4 - 0} = \frac{100 - 70}{100 - 60} \longrightarrow y = 1 \text{ mm}$$

dengan $q = 0,8$

Faktor pengurangan kekuatan leleh didapat sebesar :

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,8(3,74-1) = 3,19$$

Sehingga : $k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{3,19} = 0,313$

Maka batas ketahanan S_e pada bagian ujung dari *worm screw press* sebesar :

$$S_e = (0,766)^{0,77} \cdot (1) \cdot 0,313 \cdot (35273,8512 \text{ psi})$$

$$S_e = 6511,883139 \text{ psi} = 44,8979 \text{ MPa}$$

Dengan mengikuti prosedur persamaan 2.2 dan persamaan 2.3: :

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0,8 S_{ut}}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{0,8(69987,8)}{6511,883139} = -0,311$$

$$C = \log \frac{(0,8 S_{ut})^2}{S_e} = \log$$

$$\frac{(0,8 \times 69987,8)^2}{6511,883139} = 5,68$$

$$-C/b = -5,68/(-0,311) = 18,24$$

$$1/b = 1/(-0,311) = -3,21$$

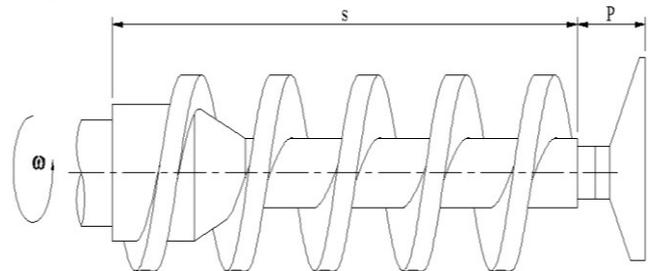
Maka umur dalam siklus pengempaan yang terjadi pada *worm screw press*

$$N = 10^{-C/b} S_f^{1/b} = 10^{18,24} (9877,0878)^{-3,21}$$

$$= 262,501 (10)^3 \text{ siklus}$$

Perhitungan Tekanan Terhadap Umur Worm Screw Press

Kecepatan linier screw V (mm/det) yang diperlukan untuk memindahkan bubuk kelapa sawit sebanding dengan putaran n (rpm) atau jarak maju *screw* L (mm), dengan persamaan $V = nL$ (E. Shigley dan Joseph, 1996).



Gambar 6 Skema *worm screw press* pada proses pengempaan

dengan

L : *lead screw* (jarak maju) = 173 mm

n = 12 rpm

$$V = \frac{173}{5} \text{ (mm/det)} = 34,6 \text{ mm/det}$$

$$t = \frac{S}{V} = \frac{872 \text{ mm}}{34,6 \text{ mm/s}} \longrightarrow t = 25,20 \text{ dtk}$$

Waktu yang diperlukan untuk menempuh jarak P :

$$t_p = P/V \longrightarrow P = 160 \text{ mm}$$

$$= \frac{160 \text{ mm}}{34,6 \text{ mm/s}} = 4,62 \text{ detik}$$

Maka waktu yang diperlukan untuk satu siklus pengempaan $t = 29,82$ detik

Banyak siklus pengempaan yang terjadi dalam satu jam N_p :

$$N_p = \frac{3600}{29,82} = 120,7 \approx 121 \text{ siklus}$$

Dari perhitungan diatas maka dapat disimpulkan umur L_t (*Life time*) pemakaian *worm screw press* dengan tekanan 40 Bar ialah

$$L_t = 262,501 (10)^3 / 121 = 2169.43 \text{ jam}$$

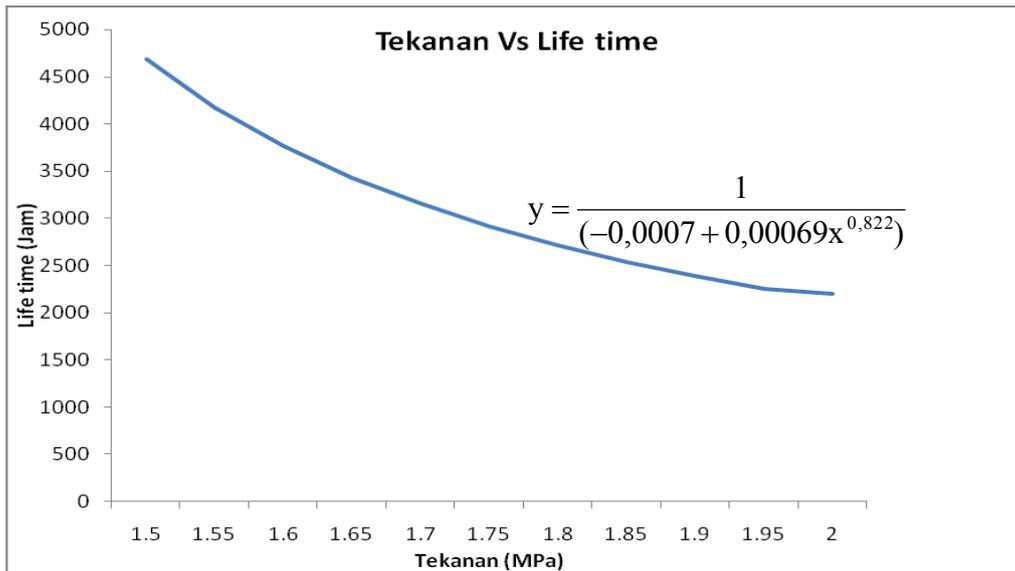
Pada kondisi dilapangan tekanan yang terjadi berfluktuasi antara 30 – 40 Bar, sehingga perhitungan variasi tekanan terhadap umur L_t (*Life time*) pemakaian *worm screw press* dapat dilihat pada tabel 2

Tabel 2 Hubungan variasi tekanan terhadap jumlah siklus pengempaan

| Tekanan (MPa) | Jumlah Siklus pengempaan (10^3) | Umur <i>worm screw press</i> (jam) |
|---------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| 1,50 | 621,654 | 5137,642 |
| 1,55 | 561,048 | 4636,762 |
| 1,60 | 513,441 | 4243,318 |
| 1,65 | 466,048 | 3851,642 |
| 1,70 | 399,747 | 3303,700 |
| 1,75 | 390,947 | 3230,972 |
| 1,80 | 360,960 | 2983,142 |
| 1,85 | 333,875 | 2759,300 |
| 1,90 | 306,643 | 2534,244 |
| 1,95 | 284,669 | 2352,637 |
| 2,00 | 262,501 | 2169,432 |

Pada tabel 2 diperoleh bahwa pembebanan tekanan 1,5 MPa menjadikan umur pada *worm scw press* lebih lama (5137,642 jam). Kondisi dilapangan tekanan kempa sebesar 1,5 MPa sangat sulit terpenuhi mengingat *fruits* kelapa sawit yang menjadi olahan memiliki tingkat kematangan yang bervariasi dan unsur

pencacahan buah pada *digester* juga mempengaruhi tekanan kempa pada *worm screw press*. Pada PKS tekanan kempa berkisar antar 30 – 40 Bar (untuk satu buah *worm screw press* tekanan kempa 1,5 – 2 MPa) dengan umur pemakaian \pm 6000 jam. Tabel 2 dapat diplot pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik hubungan antara tekanan dan *life time*

Pembuatan Kurva S – N

= 24053,0864 psi

Berdasarkan gambar 3 dapat dibuat kurva S-N dengan perhitungan berikut.

Kekuatan lelah untuk $N = 10^6$
 → S = 6511,883139 psi.

Kekuatan lelah untuk $N = 10^3$ untuk tekanan 2 MPa

Mengikuti prosedur diatas maka dapat ditabulasi perhitungan untuk menentukan kekuatan lelah pada $N = 10^3$ dan $N = 10^6$ seperti pada tabel 3.

$$\frac{K_f' - 1}{K_f - 1} = 0,5$$

$$K_f' = 1 + (3,19 - 1)(0,5) = 2,095$$

$$S = \frac{(0,9)(\tau_u)}{K_f'} = \frac{(0,9)(0,8\sigma_u)}{K_f'}$$

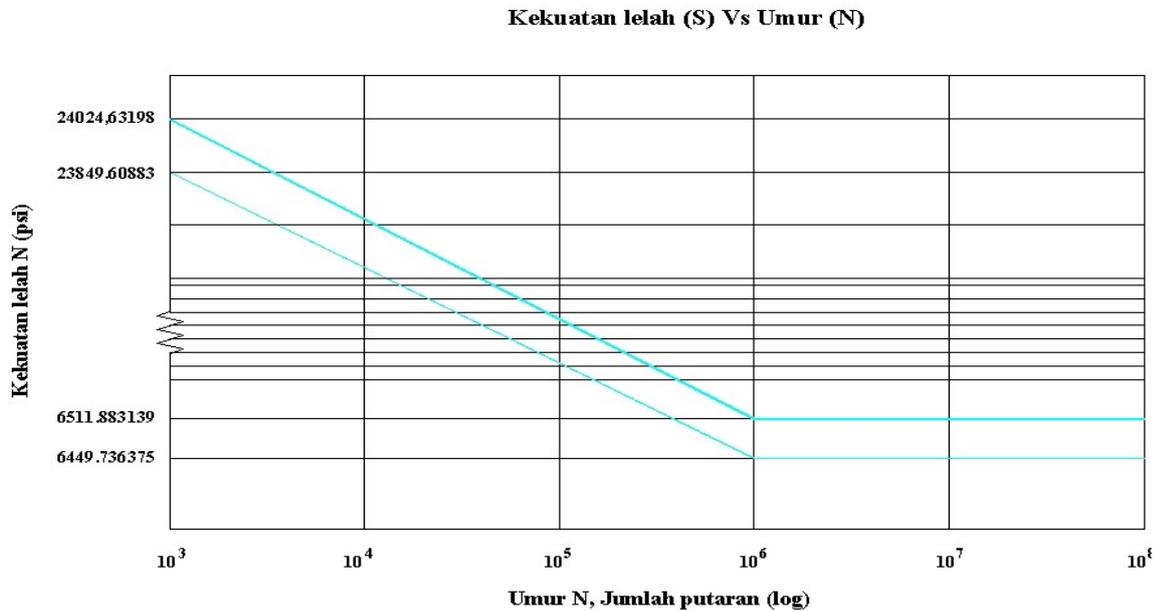
$$S = \frac{(0,9)(0,8)(69987,8)}{2,905}$$

Dari hasil perhitungan diperoleh umur pemakaian maksimum yaitu 7186,698 Jam pada tekanan 1,5 MPa dan pada tekanan 2 MPa umur pemakaian 2875,802 Jam.

Tabel 3 Tabulasi perhitungan kurva S – N

| S pada $N = 10^3$ (psi) | K_f | K_f' | S pada $N = 10^6$ (psi) |
|-------------------------|-------------|-------------|-------------------------|
| 23849,60883 | 3,225747799 | 2,112873899 | 6449,736375 |
| 23856,01601 | 3,224612860 | 2,112306430 | 6452,006433 |
| 23893,12510 | 3,218051493 | 2,109025746 | 6465,161593 |
| 23897,84418 | 3,217218559 | 2,108609280 | 6466,835415 |
| 23727,59060 | 3,247478546 | 2,123739273 | 6406,577479 |
| 23935,01468 | 3,210669321 | 2,105334661 | 6480,026696 |
| 23966,00620 | 3,205224316 | 2,102612158 | 6491,034906 |
| 23995,39645 | 3,200073635 | 2,100036817 | 6501,482557 |
| 23996,82616 | 3,199823399 | 2,099911700 | 6501,990992 |
| 24023,98618 | 3,195075340 | 2,097537670 | 6511,653310 |
| 24024,63198 | 3,194962574 | 2,097481287 | 6511,883139 |

Kurva S – N dapat diperoleh dengan memplot tabel 3 seperti pada gambar 8.



Gambar 8 Kurva S – N

IV. KESIMPULAN

Umur pemakaian screw press dengan tekanan kempa 30 s/d 40 bar berkisar antara 2.875 jam s/d 7.186 jam. Tekanan kempa yang semakin tinggi akan mengurangi umur pemakaian screw press.

DAFTAR PUSTAKA

1. E. Shigley, Joseph, D. Mitchell, Larry, (1995), *Perencanaan Teknik Mesin jilid 1*. Trans. Ir. Gandhi Harahap, M, Eng. Edisi keempat, PT. Erlangga, Jakarta., pp : 277-326
2. Hutton, David V., (2004) *Fundamentals Of Finite Element Analysis* , MC Graw Hill. New York.. pp: 364-372
3. Schaum Hall, Allen, (1982). *Theory and problems of Machine Design*. New York: McGraw-Hill Book Company.. pp: 146-153
4. Ugural, Ansel C, (2003). *Mechanical Design : an integrated approach*. New York: McGraw-Hill Book Company.. pp: 605-616
5. E. Shigley, Joseph, D. Mitchell, Larry, (2004), *Mechanical Engineering Design. 7th ed*, McGraw-Hill Book Company. . pp: 404-407
6. Hibbeler, R.C. ,(2005) *Mechanics of Material*, 6th ed. Prentice-Hall, Inc., Singapor., pp: 162-165 , 343-344
7. E. Shigley, Joseph, (1996), Mischke, Charles.R, Brown, Thomas.H, *Standard Handbook of Machine Design. 3th ed*, McGraw-Hill Book Company . pp : 133-139
8. Harsoekoesoemo, Darmawan (1990), *Analisis Tegangan Dalam Bejana*, Institut Teknologi Bandung. pp : 60-84