LAPORAN PENELITIAN

PERENCANAAN

PROTOTIPE MESIN PRESS KELING

Oleh :

Drs. Nizwardi Jalinus, M.Ed.

(Ketua Tim Peneliti)

Penelitian ini dibiayai oleh :
Proyek Operasi dan Perawatan Fasilitas IKIP Padang
Tahun Anggaran 1991/1992
Surat perjanjian Kerja No. : 68/PT37.H9/N.2.2/1991
Tanggal, 13 September 1991

INSTITUT KEGURUAN DAN ILMU PENDIDIKAN PADANG

1992

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

PERSONALIAN PENELITIAN

PERENCANAAN

PROTOTIPE MESIN PRESS KELING SEMI OTOMATIS

KETUA : Drs. Nizwardi Jalinus, M.Ed.

Anggota : Drs. Syahril

PT. MESIN FPTK IKIP PADANG

1992

A B S T R A K

Nizwardi.J. Penelitian Prototipe Mesin Press Keling Semi Otomatis

Padang : Fakultas Pendidikan Teknologi dan Kejuruan IKIP Padang, Januari 1992.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui Spesifikasi suatu mesin berdasarkan analisis teoritis dari kapasitas mesin, kekuatan, dimensi dan jenis bahan, kemampuan beban serta analisis mekanik dan dinamika mesin.

Hipotesis yang akan diuji adalah " *kemampuan mesin press keling ditentukan oleh kapasitas daya dan karak-teristik objek, yaitu dimensi objek dan jenis bahan.*

Penelitian ini merupakan studi rancangan. Metodologi penelitian meliputi perencanaan konstruksi yang terdiri dari desain konstrusi dan elemen, menganalisa hasil desain, melakukan pemilihan alternatif desain dan mengambar elemen dan konstruksi sesuai dengan pemilihan alternatif.

Analisis teoritis desain dilakukan dengan menggunakan beberapa rumus elemen mesin dan dinamika mesin yang relevan, seperti analisa beban, daya dan energi, dimensi-dimensi elemen yang meliputi konstruksi, poros, alat pemindah gerakan.

Untuk mengetahui tingkat keterandalan dan ketepatan hasil analisa rancangan dilakukan uji-uji terhadap kekuatan bahan, kemampuan beban pada masing-masing tahapan rancangan. Hasil uji berdasarkan analisis teoritis dapat diketahui bahwa hasil rancangan dapat dipenuhi dan memenuhi syarat untuk digunakan.

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

Kesimpulan hasil analisis rancangan teoritis dapat dinyatakan bahwa kemampuan suatu mesin ditentukan oleh kapasitas mesin, ketepatan rancangan dan penggunaan elemen atau komponen mesin yang sesuai dengan fungsinya.

Hasil penelitian ini menuntut adanya tindak lanjut berupa pembuatan prototip mesin press keling, yang diharapkan dapat disimulasikan baik untuk pengajaran maupun untuk produksi yang sederhana dan dapat dimanfaatkan oleh industri terkait.

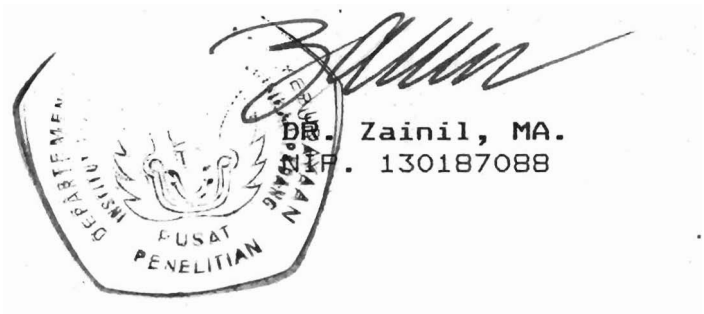
KATA PENGANTAR

Penelitian merupakan salah satu karya ilmiah di perguruan tinggi. Karya ilmiah ini harus dilaksanakan oleh dosen IKIP Padang dalam rangka meningkatkan mutu, baik sebagai dosen maupun sebagai peneliti.

Oleh karena itu, Pusat Penelitian IKIP Padang berusaha mendorong dosen/peneliti untuk melakukan penelitian sebagai bagian dari kegiatan akademiknya. Dengan demikian mutu dosen/peneliti dan hasil penelitiannya dapat ditingkatkan.

Akhirnya saya merasa gembira bahwa penelitian ini telah dapat diselesaikan oleh peneliti dengan melalui proses pemeriksaan dari tim penilai usul dan laporan penelitian Puslit IKIP Padang.

Padang, Februari 1992
Kepala Pusat Penelitian
IKIP Padang,



DR. Zainil, MA.
NIP. 130187088

DAFTAR ISI

A B S T R A K ii
KATA PENGANTAR iv
DAFTAR ISI v
DAFTAR GAMBAR vi

I. PENDAHULUAN 1

A. Latar Belakang Masalah 1
B. Perumusan Masalah 2
C. Tujuan Penelitian 3
D. Kegunaan Penelitian 3

II. LANDASAN TEORI DAN PENGJUAN HIPOTESIS 4

A. Perhitungan Beban 4
B. Perhitungan Daya 5
1. Perhitungan daya tanpa Roda Daya 5
2. Perhitungan daya dengan Roda Daya 5
C. Perencanaan Pemindahan Gerakan 8
1. Poros 8
2. Sabuk dan Pulli 10
3. Rantai dan sproket 12
4. Kopling 13
D. Rancangan Penelitian 15
E. Pertanyaan Penelitian 16

III. METODOLOGI PENELITIAN 17

A. Desain Penelitian 17
B. Prosedur Penelitian 19
C. Teknik dan Alat pengambil Data 22
D. Analisa Data dan Evaluasi 22

IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN HASIL PENELITIAN 26

A. Dasar Perencanaan Beban 26
B. Analisa Daya 26
C. Perhitungan Dimensi Poros 30
D. Perhitungan Pemindahan Gerakan 32
E. Pengujian Hasil Analisis 37

V. PENUTUP 42

A. Kesimpulan Hasil Penelitian 42
B. Saran-saran 44

DAFTAR KEPUSTAKAAN 45
CURICULUM VITAE 46
GAMBAR KERJA 47

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1. Rancangan penelitian mesin fress keling.	15
2. Dimensi Paku Keling dan Lintasan Pengelingan	17
3. Diagram Hubungan Gaya dengan Waktu	18
4. Rancangan Mesin Press Keling	19

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP. PADANG

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang Masalah

Berdasarkan kebijaksanaan Pemerintah dalam arah dan pelaksanaan pembangunan umum Pelita ke lima, sektor industri merupakan salah satu sektor yang diprioritaskan untuk dikembangkan. Industri-industri yang ingin di-kembangkan ini termasuk industri kecil dan rumah tangga, karena banyaknya tenaga kerja yang diserap sektor ini.

Industri kecil khususnya industri kerajinan dan industri rumah tangga merupakan perbengkelan yang diupayakan pemerintah untuk dapat berkembang dan diarahkan untuk perluasan lapangan kerja dan kesempatan berusaha demi peningkatan kesejahteraan rakyat.

Dalam proses mewujudkan kebijaksanaan ini, pemerintah menganjurkan agar penelitian-penelitian peralatan produksi untuk industri kecil terus ditingkatkan baik dari segi teknologi dan memiliki nilai ekonomis yang maksudnya adalah memenuhi kriteria rancang bangun perekayasaan dan harga yang dapat terjangkau oleh konsumen.

Berdasarkan hasil observasi pada industri/bengkel di Sumatera Barat yang memproduksi alat-alat melalui proses pengelingan, pada umumnya dilakukan secara manual. Jika ditinjau dari faktor effisiensi kerja, dengan indikasi kecepatan kerja, keakuratan hasil pekerjaan dan kualitas

kerja, maka proses kerja manual tergolong pada tingkat effisiensi yang rendah.

Secara teoritis kecepatan kerja yang meliputi waktu, kuantitas kerja mesin lebih tinggi dari proses kerja secara manual. Kualitas yang meliputi bentuk, kehalusan dan keakuratan kerja mesin lebih baik jika dibandingkan dengan proses kerja secara manual.

Industri kecil yang dimaksud adalah industri-industri yang memproduksi alat-alat, seperti sepatu rem, plat kopling, dan peralatan lainnya yang membutuhkan proses pengelingan. Industri ini membutuhkan berbagai mesin perkakas, salah satunyaa adalah **mesin press keling.** Dengan adanya mesin ini diharapkan dapat menggantikan proses pengelingan secara manual.

Untuk meningkatkan efisiensi industri kecil tersebut, maka perlu diupayakan suatu rancangan peralatan mesin press keling yang digerakkan dengan motor listrik. Untuk itu perlu dibuat suatu rancangan peralatan mesin press keling dengan sistem semi outomatis. Hasil ini diharapkan dapat bermanfaat bagi industri kecil yang memproduksi perkakas dan peralatan-peralatan melalui proses pengelingan.

B. Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini diperlukan berbagai data-data teknis elemen. Untuk menentukan hal tersebut perlu dibuat rancangan mesin tersebut yang meliputi desain mesin, kapasitas dan kemampuan beban.

Untuk mendapatkan jawaban atas permasalahan di atas maka perlu diadakan penelitian dan pembuatan rancangan mesin press kelingan sesuai dengan rancang bangunnya.

C. Tujuan Penelitian

Berdasarkan pada masalah penelitian di atas, maka tujuan yang akan dicapai adalah:

1. Untuk membuat rancangan mesin press keling.
2. Untuk mengetahui kapasitas suatu mesin, berdasarkan besarnya daya yang digunakan.
3. Untuk mengetahui data-data teknis (spesifikasi) suatu mesin press keling beradasarkan analisis teoritis.

D. Kegunaan Penelitian

Manfaat dari penelitian dan pembuatan rancangan mesin press keling ini adalah :

1. Meningkatkan efisiensi kerja industri kecil dari proses tradisional ke proses permesinan.
2. Mendukung kesempatan yang lebih luas bagi kemungkinan tumbuhnya industri kecil yang memanfaatkan proses pengelingan dalam produksinya, terutama untuk industri kecil dan bengkel yang memproduksi sepatu rem, plat kopling dan perlatan lainnya.
3. Salah satu alternatif teknologi dalam mencari teknologi tepat guna yang sederahana dan murah untuk dapat dipergunakan dan dijangkau oleh masyarakat, khususnya industri kecil.

BAB II

TINJAUAN KEPUSTAKAAN

Proses pengelingan tradisional adalah secara manual, dengan sumber tenaga adalah dari tenaga manusia. Jumlah tenaga yang dibutuhkan relatif besar dengan tingkat ketelitian, keakuratan hasil pengelingan relatif kurang baik. Hal disebabkan proses pengelingan sepenuhnya tergantung pada tenaga (power) dan keahlian (skill) serta ketelitian (feeling) para pekerja.

Suatu rancang bangun mesin press keling membutuhkan beberapa elemem mesin seperti motor listrik, pully, V belt (sabuk), rantai, kopling, poros, bantalan, roda daya dan lain-lain. Gabungan dari beberapa peralatan di atas dengan teknik dan kombinasi pergerakan akan diperoleh suatu mekanisme mesin press keling semi otomatis.

Berdasarkan peralatan yang akan digunakan di atas, teori-teori tentang alat-alat tersebut, seperti daya, sabuk, rantai, poros, kopling, bantalan, roda daya dan lainnya akan mendasari perhitungan rancang bangun mesin ini. Di samping itu perhitungan konstruksi dan kekuatan bahan akan mendukung mesin ini, tanpa mengabaikan faktor estetikanya.

A. Perhitungan Beban

Perhitungan beban maksimum dari suatu mesin dimaksudkan adalah untuk menentukan besar gaya tumbuk yang harus diberikan mesin untuk dapat melakukan kerja (usaha). Sehingga gaya maksimum yang diberikan mesin dapat memenuhi kebutuhan beban maksimum.

Gaya maksimun yang diperlukan untuk pengelingan, adalah:

$$F = A \tau$$

Dimana :

$A = \pi dt$ = luas penampang keliling (m^2)
d = diameter keling (m)
t = tebal/tinggi maksimum (m)
τ = tegangan geser bahan paku keling (N/m^2 = Pa)
F = gaya maksimum yang diperlukan (N).

(G.H.Martin,1985:395)

Seluruh variabel yang mempengaruhi gaya maksimum harus diambil harga (ukuran rancangan) yang tertinggi.

B. Perhitungan Daya

1. Perhitungan Daya Tanpa Roda Daya

Kerja (usaha) yang dilakukan untuk pengelingan, adalah:

$$Wk = \tfrac{1}{2} F t$$

Maka besarnya usaha yang dilakukan dalam waktu pengelingan nyata, disebut daya P (watt).

$$P = \frac{Wk}{ts}$$

dimana:

Wk = usaha yang dilakukan (joule)
ts = waktu nyata pengelingan (detik)

Sedangkan daya rencana yang diperlukan untuk dapat melakukan pergerakan lebih kurang dua kali dari daya yang dibutuhkan.

2. Perhitungan Daya dengan Roda Daya

Sumber tenaga yang digunakan adalah tenaga listrik. Tenaga ini diubah menjadi tenaga kinetik rotasi melalui motor listrik. Besarnya daya yang harus diambil dari motor listrik tergantung pada beban

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP. PADANG

maksimum yang bekerja. Untuk mengurangi jumlah daya yang harus diberikan motor listrik, maka penggunaan roda daya sangat menguntungkan untuk mesin ini.

Sebuah roda daya (flywheel) adalah sebuah masa yang berputar dan digunakan sebagai penyimpan tenaga dalam mesin. Keuntungan pemakaian roda daya adalah karena roda daya dapat memberikan tambahan daya saat proses pengelingan yang membutuhkan tenaga besar dalam kondisi mesin bekerja cepat dan gaya yang tiba-tiba.

Pengunaan roda daya dapat mengurangi dan memperkecil tenaga motor listrik atau motor dengan tenaga yang lebih kecil dapat digunakan. Hal ini disebabkan tenaga dari motor disimpan dalam roda daya, selama selang waktu antara proses pengelingan dan waktu pengelingan berikutnya.

Energi kinetis dari sebuah benda yang berputar adalah:

$$Ek = \tfrac{1}{2} I\Omega$$

dimana: I = momen kelembaman dari suatu massa terhadap sumbu putarnya.
Ω = percepatan sudutnya.

Apabila kecepatan mesin bertambah, tenaga akan tersimpan di dalam roda daya. Jika kecepatan dikurangi, tenaga akan dikeluarkan oleh roda daya. Hal ini disebabkan oleh percepatan sudut berbanding lurus dengan kecepatan sudutnya.

Menurut GH.Martin (1985), untuk menentukan massa dan ukuran roda daya, terlebih dahulu harus

ditentukan:

a. Diameter plat rata-rata roda daya (D)
b. Kecepatan plat rata-rata roda daya (V)
c. Koefisien fluktuasi kecepata roda daya (C).

Kecepatan rata-rata dari suatu roda daya adalah jumlah kedua kecepatan pada dua titik yang berbeda dibagi dua. Nilai kecepatan ini tergantung pada jari-jari rata-rata plat rada daya, semakin besar R, maka V akan besar.

Koefisien fluktuasi adalah variasi dari kecepatan yang diperlukan. Besarnya koefisien fluktuasi berkisar antara 0,2 sampai 0,002. Untuk mesin-mesin perkakas harga C mencapai 0,2. Sedangkan untuk mesin-mesin sinkron seperti motor listrik, mencapai 0,002.

Jika diumpamakan sebuah masa (m) dari roda daya berputar pada jari rata-rata (R), maka energi kinetis pada kecepatan V_1 dan V_2 adalah:

$$Ek_1 = \tfrac{1}{2} M(V_1)^2$$

sedangkan

$$Ek_2 = \tfrac{1}{2} M(V_2)^2$$

Jika ditentukan waktu (t) yang menyatakan perubahan dalam tenaga kinetis, maka Energi atau tenaga yang harus diambil dari roda daya, adalah:

$$E = \tfrac{1}{2} M (V_1^2 - V_2^2)$$

Dimana : $(V_1 - V_2) = CV$

Maka :

$$E = \tfrac{1}{2} M (2 CV^2)$$

$$E = M C V^2$$

Jadi Massa efektif dari roda daya, adalah:

$$M = \frac{E}{CV^2}$$

Karena adanya pengaruh dari efek jari-jari (R) terhadap massa efektif roda daya, maka massa dari roda daya adalah kira-kira 90% dari massa efektifnya. Jadi Massa roda daya yang sebenarnya adalah:

$$M = \frac{E}{CV^2} \times 90\%$$

dimana:

M = massa roda daya (Kg)
E = tenaga kinetis dari roda daya (Joule)
V = kecepatan rata-rata roda daya (m/s).

(G.H.Martin,1985:398)

C. Perencanaan Pemindahan Gerakan

Untuk mentransmisikan daya digunakan elemen-elemen pemindahan gerakan, seperti poros, sabuk (V belt), pully, rantai dan sproket (gigi tarik).

1. Poros

Dalam perencanaan sebuah poros ada beberapa hal yang harus diperhatikan, antara lain beban yang bekerja, meliputi beban lentur dan beban puntir. Beban lentur meliputi gaya akibat pembebanan berat, sedangkan beban puntir adalah akibat gaya tumbuk atau gaya geser.

Untuk menentukan ukuran poros yang mengalami beban lentur, tergantung pada besarnya momen lentur yang bekerja dan tegangan lentur (bahan poros) yang diizinkan. Ukuran diameter poros dapat dihitung dengan

rumus:

$$ds = \left[\frac{10,2}{\sigma_a} M_1\right]^{1/3}$$

dimana

ds = diameter poros untuk beban lentur (mm)
M_1 = momen tahanan lentur (kg.mm)
σ_a = tegangan lentur bahan poros (kg/mm²).
$\sigma_a = \sigma_B / Sf_1 \times Sf_2$
σ_B = tegangan tarik bahan (kg/mm²)
Sf_1 = faktor keamanan untuk beban statis (harga $_{max}$ = 6)
Sf_2 = faktor keamanan untuk beban dinamis (harga $_{max}$ = 2).

(Sularso,1987:5)

Sedangkan untuk poros yang mengalami pembebanan utama berupa puntir atau momen puntir, seperti pada poros kopling. Pada poros ini terdapat pembebanan tumbukan berupa tarikan atau tekanan dari rantai. Maka disini perlu diperhitungkan adanya faktor keamanan dan faktor koreksi daya dengan efesiensi mekanisnya.

Besarnya momen puntir yang bekerja adalah:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{N_2}$$

dimana:

T = momen puntir/torsi (kg.mm)
Pd = Po . fc (daya rencana, kW)
Po = daya awal (kW)
fc = faktor korensi daya.
N_2 = kecepatan putaran poros pengerak (rpm).

(Sularso,1987:6)

Untuk menentukan ukuran diameter poros, harus memperhatikan momen puntir yang bekerja, tegangan geser yang diizinkan. Disamping itu momen puntir harus dikoreksi dengan faktor koreksi tumbukan dan faktor koreksi beban lentur kalau memungkinkan.

Rumus yang digunakan adalah:

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} Kt \cdot Cb \cdot T \right]^{1/3}$$

dimana:

ds = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

$\tau_a = \sigma_B / sf_1 \times sf_2$

σ_B = Kekuatan tarik bahan poros (kg/mm^2)

sf_1 = faktor keamanan bahan poros (bahan S-C = 6)

sf_2 = faktor keamanan bentuk poros (poros dengan pasak/bertingkat = 2).

Kt = Faktor koreksi momen puntir (beban tumbukan sedang = 1,0 - 1,5)

Cb = Faktor koreksi beban lentur (harganya = 1,0 - 2,3).

(Sularso,1987:14)

2. Sabuk dan Pulli

Untuk memindahkan daya dari motor pengerak ke poros roda daya digunakan sabuk (V belt) dan pulli. Dipilihnya alat ini sebagai alat pemindah gerakan adalah karena dapat meredam terjadinya puntiran sewaktu mesin beroperasi, dan disamping itu lebih efisien dan harganya lebih murah bila dibanding dengan alat-alat yang lain.

Dalam menentukan dan pemilihan penampang sabuk, terlebih dahulu ditentukan daya rencana, putaran pulli pengerak. Dengan bantuan diagram pemilihan sabuk dapat ditentukan tipe sabuk yang cocok untuk dipakai.

Penentuan diameter minimun pulli, dapat ditentukan berdasarkan tipe penampang sabuk yang diperoleh. Dengan bantuan tabel pemilihan diameter minimum dapat diketahui ukuran diameter minimum yang dianjurkan. Sedangkan untuk menentukan ukuran nominal

lainnya dapat digunakan persamaan berikut:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{Dp}{dp}$$

(Sularso, 1978 : 1969)

Penentuan jarak sumbu poros dan panjang keliling sabuk dapat dilakukan berdasarkan kondisi dari mesin yang direncanakan. Apabila tempat yang tersedia cukup besar maka nilai maksimum dapat digunakan. Untuk kondisi yang kurang luas, maka terlebih dahulu ditetapkan jarak poros sementara. Berdasarkan ukuran tersebut, maka panjang keliling sabuk dapat ditentukan dengan rumus:

$$L = 2C + \pi/2\ (Dp + dp) + 1/4C\ (Dp - dp)^2$$

dimana:
L = panjang keliling sabuk, secara teoritis (mm)
C = jarak sumbu poros sementara (mm).

(Sularso, 1978 :168).

Berdasarkan hasil perhitungan teoritis tersebut, maka ukuran panjang keliling tersebut harus disesuaikan dengan ukuran panjang keliling sabuk yang ada dipasaran (diperdagangkan), dan sekaligus menentukan nomor sabuknya.

Setelah nomor sabuk dan ukuran sabuk yang standar diketahui, maka jarak poros yang sebenarnya dapat dihitung dengan rumus:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP. PADANG

dimana:

b = 2L - π(Dp + dp)
C = jarak sumbu yang sebenarnya (mm)
L = panjang keliling sabuk yang sebenarnya (mm).

(Sularso, 1978:1974)

3. Rantai dan Sproket

Sebagaimana telah dijelaskan di atas, bahwa mesin ini digerakan oleh motor listrik dengan putaran 1400 rpm. Putaran tersebut direduksi melalui sabuk V, menjadi 280 rpm pada tingkat pertama, dan pada tigkat berikutnya putaran direduksi menjadi 60 rpm dengan rantai rol.

Keuntungan pemakaian rantai, adalah karena rantai mampu meneruskan daya yang besar dan tanpa slip. Jadi rantai ini diharapkan dapat menjamin perbandingan putaran yang tetap.

Dalam perencanaan dan pemilihan rantai yang tepat untuk suatu mesin, harus berdasarkan daya rencana (Pd) yang akan ditransmisikan dan putaran poros pengerak (N). Dengan diketahuinya variabel tersebut, melalui diagram pemilihan rantai rol, dapat ditentukan :

- Nomor rantai
- Jumlah rangkaian rantai
- Jarak bagi (p)
- Batas kekuatan rata-rata (F_B)
- Beban maksimum yang diizinkan (Fu)
- Jumlah gigi sproket kecil (Z_1).

Berdasarkan diagram pemilihan rantai tersebut, maka ukuran nominal lainnya dapat ditentukan, seperti:

- Jumlah gigi sproket besar (Z_2) = $Z_1 \times {}^{N1}/_{N2}$

- Diameter jarak bagi sproket kecil (dp)
  $dp = p / \sin (180^\circ / Z_1)$

- Diameter jarak bagi sproket besar (Dp)
  $Dp = p / \sin (180^{o} / Z_2)$

- Diameter luar sproket kecil (dp)
  $dp = (0,6 + \cot (180^{o} / Z_1)\ p$

- Diameter luar sproket besar (Dp)
  $Dp = (0,6 + \cot (180^{o} / Z_2)\ p$

- Kecepatan rantai (v) $= \dfrac{p \times Z_1 \times N_1}{1000 \times 60}$

- Beban rencana (F) $= \dfrac{102 \times Pd}{v}$

- Panjang rantai (dalam jarak bagi) (Lp) =

$$Lp = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2\,\frac{C}{p} + \frac{[(Z_2 - Z_1)/6,28]^2}{C / p}$$

- Jarak sumbu poros (dalam jarak bagi) (Cp) =

$$Cp = {}^{1}/_{4}\left\{\left(L - \frac{Z_1+Z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(L - \frac{Z_1+Z_2}{2}\right)^2 - \frac{2}{9,86}(Z_2-Z_1)^2}\right\}$$

- Jarak sumbu yang sebenarnya (C) = Cp x p.

(Sularso, 1987:202)

Untuk mengatasi keausan rangtai akibat panas yang terjadi, yang disebabkan oleh gesekan, perlu diberi pelumasan sebagai penahan efek panas. Pelumas yang digunakan adalah minyak dengan viskositas rendah, seperti SAE 20-30 dan SAE 30-40 dengan sistem tetes.

4. Kopling

Kopling yang dirancang untuk mesin ini adalah kopling tidak tetap, yaitu kopling cakar tunggal. Kopling ini meneruskan daya (momen) dengan kontak positif, artinya momen diteruskan tidak dengan perantaraan gesekan melainkan melalui sebuah cakar.

Untuk menentukan dimensi kopling yang cocok untuk suatu desain, harus berdasarkan besarnya daya yang akan diteruskan dan putaran poros kopling. Berdasarkan data tersebut dapat diketahui dimensi yang lain, yaitu:

$$D_1 = 1{,}2\ ds + 10\ (mm)$$

$$D_2 = 2\ ds + 25\ (mm)$$

$$h = 0{,}5\ ds + 8\ (mm)$$

Dimana :
- D_1 = diameter dalam kopling
- D_2 = diameter luar kopling
- D_s = diameter poros kopling
- h = tebal/panjang cakar.

Besarnya gaya yang bekerja pada jari-jari rata adalah:

$$r_m = (D_1 + D_2)/4$$

$$Ft = T/r_m$$

Dimana :
- r_m = jari-jari rata-rata
- Ft = gaya tangensial (kg)
- T = torsi (momen puntir).

Tegangan geser τ (kg/mm^2) yang timbul pada akar cakar adalah:

$$\tau = (8/\pi)\ Ft/(D_1+D_2)$$

Momen tahanan lentur (Z) cakar adalah:

$$Z = {}^1/_6 \frac{(D_2 - D_1)}{2} \left[\frac{\pi(D_1 + D_2)}{4.n}\right]^2$$

Besarnya tegangan lentur σ (kg/mm^2), adalah:

$$\sigma = \frac{Ft.h}{n.Z}$$

Tegangan geser maksimum τ_{mak} (kg/mm^2), adalah:

$$\tau_{mak} = (\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2})/2$$

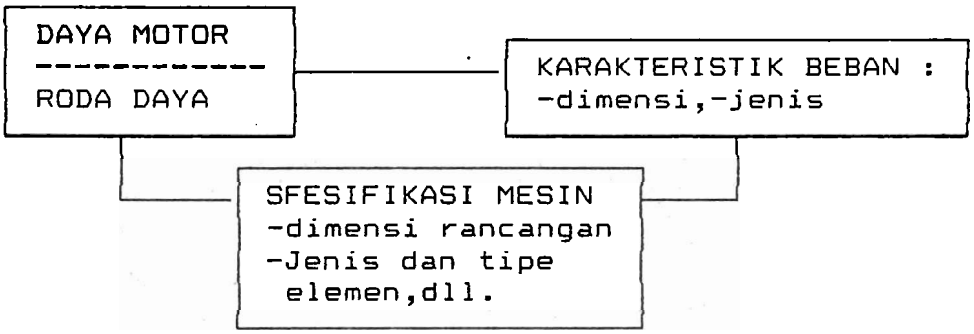
(Sularso,1987:58)

D. Rancangan Penelitian

Penelitian ini adalah studi rancangan untuk membuat suatu mesin berdasarkan analisis teoritis dari kekuatan, kemampuan beban dan daya, ukuran beban dan analisis mekanik dan dinamika rancangan mesin.

Berdasarkan hal tersebut, diperlukan suatu rancangan mesin untuk dapat melakukan proses pengelingan. Mesin tersebut harus mampu melakukan kerja sesuai dengan beban maksimum yang dirancang.

Beban maksimum dapat diidentifikasikan sebagai kebutuhan daya yang harus diberikan untuk melakukan proses. Hubungan antara karakteristik beban meliputi dimensi dan jenis bahan objek, dengan kemampuan mesin berdasarkan daya yang digunakan, akan menghasilkan suatu spesifikasi mesin sederahana. Untuk lebih jelasnya perhatikan diagram berikut:



Gambar 1. Rancangan penelitian mesin press keling

E. Pertanyaan Penelitian

Alternatif rancangan mesin press keling diharapkan dapat menggantikan alat kelingan secara tradisional (dengan tangan). Suatu prototype mesin press keling dengan sistem semi otomatis (kecepatan tinggi yang digerakan dengan motor listrik) dapat mengantikan proses tradisional. Maka hipotesis yang akan diuji adalah:

Kemampuan dan kapasitas mesin press keling di-tentukan oleh daya bekerja dengan karakteristik objek, yaitu dimensi paku keling, jenis bahan paku keling. Sehingga dapat ditentukan spesifikasi mesin press keling.

621.807.2
INS
p1

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian yang akan dijelaskan menyangkut masalah teknik perencanaan dan pengujian hasil perencanaan yang meliputi :

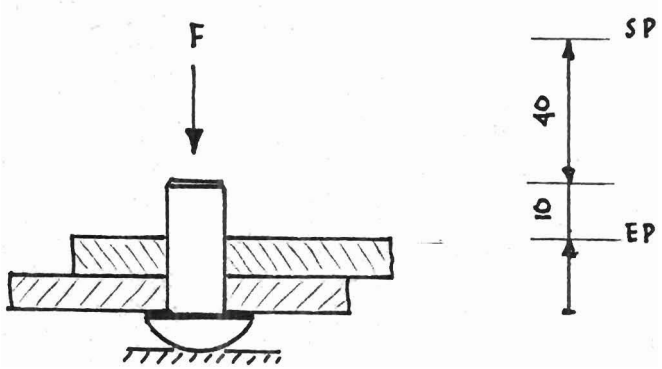
A. Desain rancang bangun mesin

Dalam pembuatan rancang bangun mesin press keling, terlebih dahulu harus ditentukan beberapa alternatif sesuai dengan formulasi yang diinginkan, yang meliputi:

1. Kapasitas mesin

Mesin press keling ini dirancang untuk dapat melakukan pengelingan sebanyak 60 buah permenit, dan berarti waktu yang diperlukan untuk pembuatan 1 buah kelingan adalah 1 (satu) detik.

Perencanaan beban maksimum, adalah perencanaan dimensi paku keling secara maksimum yang harus ditumbuk. Penentuan ukuran maksimum paku keling berdasarkan kebutuhan yang umum dilapangan. Untuk lebih jelasnya dimensi tersebut dapat dilihat gambar berikut:

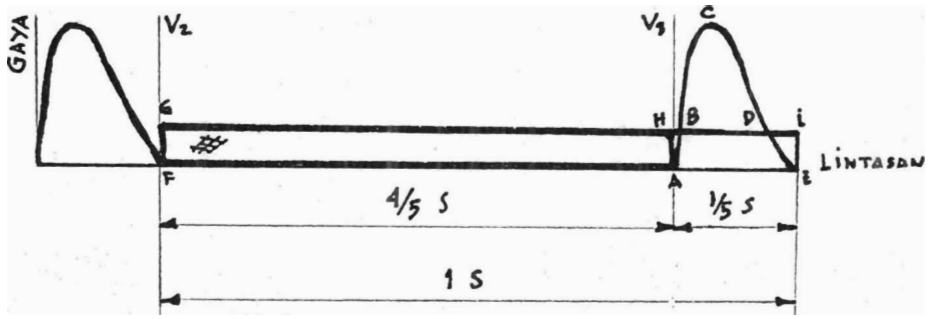


Gambar 2. Dimensi paku keling dan lintasan pengelingan

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

- Perencanaan panjang lintasan (langkah) pengelingan (L) = 50 mm
- Panjang kepala paku keling (maksimum) yang harus ditumbuk (l) = 10 mm

Maka waktu pengelingan nyata adalah 1/5 detik, dari satu kali pengelingan. untuk lebih jelasnya perhatikan diagram gaya berikut:



Gambar 3. Diagram hubungan gaya dengan waktu

2. Rancangan Mesin

Mesin press keling ini dirancang dengan data-data sebagai berikut:

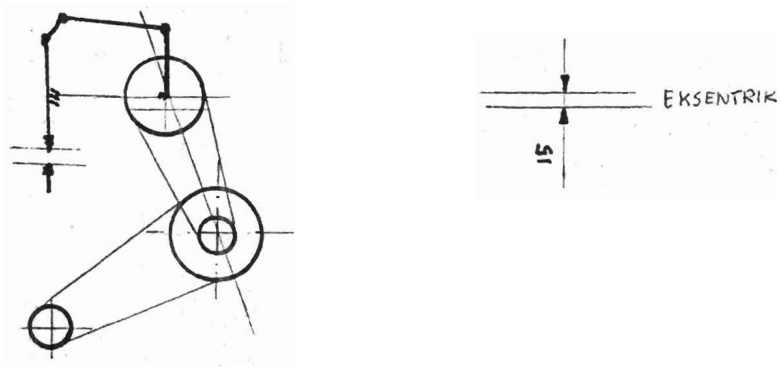
- Putaran poros motor listrik (N_1) = 1400 rpm
- Daya motor (Po) = $^3/_4$ HP
- Putaran poros perantara (N_2) = 280 rpm
- Putaran poros kopling (N_3) = 60 rpm.

Pemindahan gerakan dari motor ke poros perantara digunakan sabuk (V belt) dan pulli. Pada poros ini dipasang sebuah roda daya, sedangkan pemindahan gerakan dari poros perantara ke poros kopling digunakan rantai dan sproket.

Untuk mengubah gerakan rotasi menjadi gerak linier pada poros kopling, maka digunakan poros eksentrik yang dilengkapi dengan cincin (ring). Gerakan linier yang terjadi diteruskan oleh batang

(link) ke objek dengan prinsip gerak gaya.

Untuk mengatasi gerakan yang terus menerus, digunakan kopling sebagai pemutus dan penghubung gerakan rotasi dan linier. Penggunaan kopling pada bagian ini sangat penting, karena selang waktu antara proses pengelingan pertama dengan yang berikutnya dibutuhkan waktu beberapa saat untuk proses penyetelan. Untuk lebih jelasnya perhatikan rancangan mesin ini sebagai berikut:



Gambar 4. Rancangan Mesin Press Keling

B. Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian dalam pembuatan mesin prees keling ini dilakukan secara bertahap sesuai dengan perencanaanya. Proses pengerjaan dan pengujian dilakukan dengan mengikuti langkah-langkah sebagai berikut:

1. Perencanaan konstruksi

Perencanaan konstruksi mesin prees keling ini meliputi beberapa tahap, yaitu:

a. Merencana konstruksi
b. Merencana elemen-elemen konstruksi
c. Menggambar konstruksi dan detail
d. Menentukan toleransi.

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

2. Survey Material

Sebelum dilakukan pembuatan prototipe mesin press keling sesuai dengan hasil seleksi rancang bangun, terlebih dahulu harus dilakukan survey material. Survey ini dimaksudkan untuk mendapatkan data-data teknis yang ada di lapangan. Data-data yang diperlukan meliputi dimensi dan spesifikasi dari beberapa elemen mesin yang diperlukan, antara lain:

a. Motor listrik : - Daya (HP)
- Putaran (rpm)

b. Roda daya : - Diameter (in)
- Berat (kg)

c. Pulli : - Jenis/tipe.
- Diameter luar (in) dan lubang (mm).

d. Sproket : - Jumlah gigi (buah)

e. Bering : Diameter dalam dan luar (mm)

Data-data tersebut sangat dibutuhkan dalam perencanaan dan perhitungan mesin ini. Data tersebut dapat membantu dalam pemilihan alternatif desain.

3. Proses Pembuatan Mesin

Pada proses pembuatan mesin prototipe mesin press keling ini dibagi menurut gambar detail dan bagian-bagian konstruksi (lihat lampiran), yang terdiri dari:

a. Pembuatan poros, terdiri dari poros perantara dan poros pengerak. Proses yang dilakukan adalah pembubutan diameter dan pengefraisan celah alur spi.

b. Pengerjaan pembuatan kopling. Proses yang dilakukan adalah pembubutan diameter dan pengefraisan celah alur spi.

c. Pembuatan poros eksentrik. Proses yang dilakukan adalah pembubutan lubang eksentrik dan pengefraisan celah alur spi.

d. Pembuatan mekanisme pergerakan, yang terdiri dari batang-batang penghubung (link) dan sambungan-sambungan. Proses yang dilakukan adalah frais dan pembubutan.

f. Pembuatan batang dan lubang peluncur. Proses yang dilakukan adalah pembubutan lubang dan batang peluncur serta sambuangannya.

g. Pembuatan landasan dan mata kelingan.

4. Proses Perakitan

Setelah bagian-bagian konstruksi mesin press keling ini selesai dikerjakan, maka langkah berikutnya adalah perakitan bagian-bagian konstruksi. Sistem perakitan dilakukan dengan sistem penyambungan baut dan las. Untuk bagian yang konstruksi bodi umumnya dilakukan penyambungan las. Sedangkan bagian mekanisme pergerakan dilakukan dengan baut dan mur.

Perancangan dan pelaksanaan perakitan harus secara beraturan, mulai dari bagian motor pengerak sampai ke mata kelingan harus merupakan suatu siklus yang dapat dilepas pisahkan. Karena hal ini dapat membantu dalam proses perbaikan dan perawatan. Untuk lebih jelas perhatikan gambar (lihat lampiran).

5. Proses Pengujian

Proses pengujian terhadap mesin ini sangat menentukan, sebab dengan pengujian ini dapat diketahui spesifikasi mesin ini. Pengujian yang dilakukan meliputi beberapa uji coba, yaitu:

a. Diameter paku keling
b. Panjang kepala keling
c. Jenis bahan paku keling
d. Kecepatan penumbukan.

C. Teknik dan Alat Pengambil Data

Teknik pengumpulan data dilakukan dengan menggunakan blangko untuk mencatat dimensi dan karakteristik elemen atau komponen mesin yang digunakan. Alat-alat yang digunakan untuk pengukuran karakteristik objek adalah vernier caliper dan micrometer.

D. Analisa Data dan Evaluasi

Analisa data yang dimaksud adalah analisis teoritis dengan jalan melakukan pengujian secara teoritis terhadap hasil perhitungan-perhitungan desain mesin ini. Tujuan dilakukan analisis teoritis ini adalah untuk mengetahui apakah rancangan tersebut telah memenuhi syarat-syarat sesuai dengan kriteria teoritis.

Untuk memenuhi syarat-syarat tersebut, beberapa analisis harus dilakukan terhadap hasil rancangan. Uji yang dilakukan meliputi:

1. Poros yang mengalami beban puntir

Kriteria uji: Dimensi poros dapat digunakan apabila dapat memenuhi persamaan ini.

$$\frac{\tau_a \times Sf_2}{\alpha} \geq (Cb \cdot Kt \cdot \tau)$$

τ_a = tegangan geser yang diizinkan
τ = tegangan geser yang bekerja
Sf_2= faktor keamanan poros terhadap pemakaian pasak
α = faktor konsentrasi tegangan puntir untuk poros dengan alur pasak
Cb = faktor koreksi terhadap beban lentur
Kt = faktor koreksi terhadap beban puntir.

(Sularso, 1987:6)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka diameter poros harus direvisi menjadi lebih besar.

2. **Poros yang mengalami beban lentur**

Kriteria uji: Dimensi poros dapat digunakan apabila dapat memenuhi persamaan ini.

$$n = \frac{\sigma_{wb}}{\sigma_b} \geq 1$$

n = faktor keamanan kelelahan
σ_{wb} = tegangan lentur yang diperbolehkan sesuai dengan kelas poros (kelas 1 s.d 4) yaitu 10 s.d 15
σ_b = tegangan lentur yang bekerja pada tumpuan.

(Sularso, 1987:15)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka diameter poros harus direvisi menjadi lebih besar.

3. **Dimensi Sabuk dan Pulli**

Kriteria uji: Dimensi sabuk dan pulli dapat digunakan apabila dapat memenuhi beberapa persamaan berikut ini.

a. Kecepatan sabuk

$$V \leq 30 \quad (m/s)$$

b. Jarak sumbu poros pulli

$$C \geq \frac{dk + Dk}{2}$$

V = kecepatan putar sabuk
C = jarak sumbu poros
dk = diameter luar pulli kecil
Dk = diameter luar pulli besar.

(Sularso, 1987:176)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka ukuran sabuk dan pulli harus direvisi menjadi lebih besar.

4. **Dimensi Rantai dan Sproket**

Kriteria uji: Dimensi rantai dan sproket dapat digunakan apabila dapat memenuhi beberapa persamaan berikut:

a. Kecepatan rantai

$$V \leq 4 - 10 \quad (m/s)$$

b. Jarak sumbu poros

$$\frac{dk + Dk}{2} \leq C$$

c. Faktor keamanan beban

$$6 \leq Sf$$

d. Perbandingan beban

$$F \leq Fu$$

Sf = faktor keamanan beban
F = beban yang bekerja
Fu = beban maksimun yang diizinkan.

(Sularso, 1987:204)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka ukuran rantai dan sproket harus direvisi menjadi lebih besar.

5. Dimensi Pasak

Kriteria uji: Dimensi pasak dan alur pasak dapat digunakan apabila dapat memenuhi persamaan berikut:

$$\frac{b}{ds} \leq (0{,}25 - 0{,}35)$$

Dimana:
b = lebar pasak
ds = diameter poros.

(Sularso, 1987:26)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka ukuran pasak dan alur harus direvisi menjadi lebih besar.

6. Desain Kopling

Kriteria uji: Dimensi kopling dapat digunakan apabila dapat memenuhi persamaan berikut:

$$\tau_{mak} \leq \tau_a$$

τ_a = tegangan geser yang diizinkan
τ_{mak} = tegangan geser maksimum yang bekerja.

(Sularso, 1987:60)

Jika tidak memenuhi kriteria tersebut, maka dimensi kopling harus direvisi menjadi lebih besar.

BAB. IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN HASIL PENELITIAN

Dalam bab ini akan disajikan dasar-dasar analisa, pembahasan hasil analisa rancangan dan analisa data penelitian.

A. Dasar Perencanaan Beban

1. Gaya Maksimum

   Gaya maksimum yang diperlukan untuk menumbuk keling, adalah:

$$F = A\ \tau$$
$$= (\pi dt)\ \tau$$
$$= \pi\ (8.10^{-3})(10.10^{-3})\ .\ 310.10^{6}$$
$$= 77912\ N$$

2. Kerja (usaha) yang dilakukan untuk pengelingan:

$$Wk = \tfrac{1}{2}\ F.t$$
$$= \tfrac{1}{2}\ (77912)\ 10.10^{-3}$$
$$= 390 \approx 400 \text{ joule.}$$

B. Analisa Daya

1. Analisa Daya Tanpa Roda Daya

Jika perencanaan mesin ini tanpa mengunakan roda daya, maka seluruh daya yang dibutuhkan untuk kerja harus diberikan oleh motor listrik.

Maka tenaga rata-rata yang diperlukan selama pengelingan adalah:

$$\text{Daya awal (Po)} = \frac{\text{usaha}}{\text{waktu nyata}} = \frac{Wk}{ts}$$

$$= \frac{400}{1/5}$$

$$= 2000\ J/s\ (watt)$$

(lihat gambar 2. Untuk luas daerah ABDE).

Mengigat gaya (F) yang diperlukan pada gambar di atas adalah seluas ABCDE, maka tenaga sesaat maksimum nyata yang dibutuhkan adalah ± (2 x Po) = 4000 watt. Jadi tenaga yang dibutuhkan atau yang harus diambil dari motor listrik adalah ± 4 KW (± 5,46 HP).

2. Analisa dengan Roda Daya

Digunakan roda daya adalah untuk mengurangi kapasitas daya motor yang akan dipakai. Daya yang harus diberikan motor tiap perioda = luas DEFG. Dengan waktu 1 detik, adalah:

$$P = Wk/T = 400/1 = 400 \text{ watt}$$

Maka daya rencana Pd (watt)

$$Pd = P \times fc = 400 \times 1{,}4 = 560 \text{ watt} \pm (^{3}/_{4} \text{ HP}).$$

fc = faktor koreksi daya. harga normal (1,0-1,5).

Jadi kapasitas motor yang digunakan hanya **3/4 HP.** Sedangkan kekurangan daya harus diberikan oleh roda daya. Maka dalam waktu pengelingan nyata (ts), motor hanya memberikan daya sebesar (luas ABDE, lihat gambar 2). Maka besarnya tenaga (usaha) yang diberikan motor, adalah:

$$Wk_m = \frac{Wk}{f} = \frac{400}{5}$$

$$= 80 \text{ Joule.}$$

Jadi tenaga yang harus diambil atau diberikan oleh roda daya adalah seluas ABFG. Besarnya usaha tersebut

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

adalah:

$E = Wk - Wk_m$ atau luas DEFG - ABED

$= 400 - 80$

$= 320$ Joule.

dimana : E = tenaga yang harus diambil dari motor.

Maka terlihat bahwa tenaga yang diberikan motor selama kerja pengelingan adalah 1/5 dari jumlah total tenaga yang diperlukan.

a. Menentukan massa roda daya

Berdasarkan observasi diketahui:

- Ukuran ø roda daya (D) yang dipilih = 450 mm.
- Koefisien fluktuasi untuk mesin perkakas = 0.15
- Jumlah putaran poros roda daya = 280 rpm.

Maka kecepatan rata-rata roda daya =

$$V = \frac{\pi D N}{60}$$

$$= \frac{\pi \cdot 0{,}45 \cdot 280}{60}$$

$$= 6{,}6 \quad (M/s)$$

Jadi massa roda daya, adalah:

$$M = \frac{E}{C V^2} \times 90\%$$

$$= \frac{320}{0.15 \times (6{,}6)^2} \times 90\%$$

$= 44$ Kg.

Jadi ukuran roda daya = ø 450 mm x 44 Kg.

b. Energi Kinetik

Untuk menentukan besarnya energi kinetik rotasi yang disimpan roda daya, terlebih dahulu harus diketahui percepatan sudut roda daya.

$$\Omega = V/r$$

$$= 6{,}6/0.2$$

$$= 33{,}00 \text{ rad/s}$$

Maka energi kinetik rotasi roda daya adalah:

$$Ek = \tfrac{1}{2} I \Omega^2$$

dimana, $I = M K^2$
Maka :

$$Ek = \tfrac{1}{2} M K^2 \Omega^2$$

$$= \tfrac{1}{2} \cdot 44 \, (0{,}2)^2 \, (33)^2$$

$$= 958 \text{ Joule}$$

dimana:
$r = K$ = jari-jari rata-rata roda daya = 0.2 M
(roda daya yang digunakan jenis pelat).

c. Perlambatan sudut saat tumbukan

Perubahan energi kinetik saat tumbukan atau percepatan sudut saat tumbukan, adalah:

$$Ek = \tfrac{1}{2} M K^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)$$

$$400 = \tfrac{1}{2} \cdot 44 \, (0{,}2)^2 \, (33^2 - \Omega_2^2)$$

$$\Omega_2 = 25{,}2 \text{ rad/s}$$

Maka perlambatan sudut saat tumbukan adalah :

$$\Omega_d = \Omega_1 - \Omega_2$$
$$= 33 - 25{,}2 = 7{,}8 \text{ rad/s}.$$

Maka kecepatan putaran poros saat tumbukan, adalah:

$$V = \Omega_2 \cdot r$$

$$\frac{\pi D N}{60} = \Omega_2 \cdot r$$

$$N = \frac{25,2 \quad 0,2.\ 60}{\pi \times 0.45}$$

$$= 214 \text{ rpm}$$

Jadi perlambatan kecepatan putaran poros akibat tumbukan adalah = 280 - 214 = 66 rpm.

C. Perhitungan Dimensi Poros

1. Poros yang mengalami beban lentur

Pada poros ini beban yang bekerja adalah beban lentur, dengan jumlah beban (pembebanan) adalah sebagai berikut:

- berat roda daya (44 kg)	± 50 kg
- berat pulli + flywheel	= 15 kg
- berat poros	= 5 kg
Total berat (Wo)	= 70 kg

Berat setalah dikoreksi atau berat rencana adalah:

$$Wd = Wo\ fc$$
$$= 70 \times 1,2$$
$$= 85 \text{ kg.}$$

Jika jarak bantalan maksimum adalah = 250 mm.

maka, posisi titik tengah (l) = 125 mm.

Momen yang bekerja:

$$M = Wd \times l$$
$$= 85 \times 125$$
$$= 10625 \text{ kg.mm}$$

Bahan poros = S30C-D.

σ_B bahan = 58 kg/mm^2

$\sigma_a = \sigma_B / sf_1 \times sf_2$

$= 58 / 6 \times 2$

$= 4,83$ kg/mm^2.

Maka : diameter poros adalah:

$$ds = \left[\frac{10,2}{4,83}\ 10625\right]^{1/3}$$

ds = 28 mm ≈ 35 mm.

Poros yang direncanakan mempunyai **alur dan pasak**, maka ukuran poros yang diperoleh harus dibuat lebih lebih besar dari ø 28, yaitu ø 35 mm.

2. **Poros yang mengalami beban puntir**

- Daya yang ditransmisikan (Pd) = 4 kW
- Putaran poros pengerak (N_2) = 60 rpm
- Torsi (T) = $9,74 \times 10^5$ (Pd/N_2)
  = $9,74 \times 10^5$ (4/60)
  = 64933 kg.mm
- Bahan poros = S35C-D.

  σ_B bahan = 72 kg/mm²

$$\tau_a = \sigma_B / sf_1 \times sf_2$$
$$= 72 / 6 \times 2$$
$$= 6 \text{ kg/mm}^2.$$

Kt = 1,5 (poros mengalami beban tumbukan)
Cb = 1 (poros tidak mengalami beban lentur).

Maka diameter poros adalah:

$$ds = \left[\frac{5,1}{6} \times 1,5 \times 1 \times 64933\right]^{1/3}$$

= 43 mm.

Karena poros yang direncanakan mempunyai **alur dan pasak** serta poros bertingkat, maka ukuran poros yang diperoleh harus dibuat lebih lebih besar dari ø 43 yaitu ø 45 mm atau 50 mm.

D. Perhitungan pemindahan gerakan

1. Sabuk (V belt) dan Pulli

- Daya rencana yang ditransmisikan (Pd) = 4 kW
- Putaran motor pengerak (N_1) = 1400 rpm
- Putaran poros yang digerakan (N_2) = 280 rpm
- Momen/Torsi yang diberikan motor pengerak:

$$T_1 = 9{,}74 \times 10^5 \ (Pd/N_1)$$
$$= 9{,}74 \times 10^5 \ (4/1400)$$
$$= 2783 \text{ kg.mm}$$

- Momen/Torsi yang diberikan poros yang digerakan:

$$T_2 = 9{,}74 \times 10^5 \ (Pd/N_2)$$
$$= 9{,}74 \times 10^5 \ (4/280)$$
$$= 13914 \text{ kg.mm}$$

Berdasarkan daya rencana dan putaran motor pengerak, melalui diagram pemilihan penampang sabuk diperoleh tipe sabuk V yang cocok dengan beban dan putaran, yaitu sabuk V,tipe A.

Ukuran nominal pulli:

- Diameter minimum pulli kecil yang dianjurkan =
  $d_{min} = dp = 95$ mm
- Perbandingan putaran (i) = $N_1/N_2 = 1400/280 = 5$
- Diameter pulli besar:
  $Dp = dp \times i$
  $= 95 \times 5 = 475$ mm
- Diameter luar pulli kecil (dk) =
  $dk = 95 + (2 \times 4{,}5)$
  $= 104$ mm
- Diameter luar pulli besar (Dk) =
  $Dk = 475 + (2 \times 4{,}5)$
  $= 486$ mm
- Kecepatan putaran sabuk :

$$v = \frac{\pi \times dp \times N_1}{60 \times 1000}$$

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

$= 6,96$ m/s

- Jarak poros sementara (C) = ± 550 mm

- Panjang keliling sabuk (L) :

$$L = 2 \times 550 + {}^{3,14}/_{2}\,(95+475) + {}^{1}/_{(4\times550)}\,(475-95)^2$$

$= 2060,5$ mm

- Ukuran sabuk standar yang ada dipasaran, dan yang mendekati harga tersebut adalah (L = 2057) dengan No. 81. (Sularso, 1987:168).

- Jarak sumbu poros yang sebenarnya (C):

$$b = 2 \times 2057 - 3,14\,(475 - 95)$$
$$= 2324,2$$

$$C = \frac{2324,2 + \sqrt{(2324,2)^2 - 8(475 - 95)^2}}{8}$$

$= 548,4$ mm.

- Sudut kontak sabuk pada alur pulli (θ):

$$\theta = 180^\circ - {}^{57(D_P - d_P)}/_{C}$$

$$= 180^\circ - {}^{57(475 - 95)}/_{548,4}$$

$$= 140,5^\circ$$

- Jumlah sabuk yang harus digunakan (n):

$$n = \frac{Pd}{Po \times K_\theta}$$

$$n = \frac{4}{2,4 \times 0,9}$$

$\approx$ 2 buah (lebih baik dipakai 2 buah)

- Daerah penyetelan poros :
  Penyetelan maju (c_1) ± 25 mm
  Penyetelan mundur (c_2) ± 40 mm.

2. Perhitungan Rantai dan Sproket

- Daya rencana yang ditransmisikan (Pd) = 4 kW
- Putaran poros pengerak (N_2) = 280 rpm
- Putaran poros yang digerakan (N_3) = 60 rpm
- Perbandingan putaran (i) = N_2/N_3 = 280/60 = 4,6
- Jarak sumbu kira-kira (C) = 350 mm

Pemilihan sementara nomor rantai. Dari diagram pemiliahn ukuran rantai rol (lihat hal. 14), maka diperoleh:

- Nomor rantai = 50
- jarak bagi (p) = 15,875 mm
- Jumlah rantai = tunggal
- Batas kekuatan rata-rata (F_B) = 3200 kg
- Beban maksimum yang diizinkan (F_u) = 520 kg
- Jumlah gigi sproket kecil (Z_1) = 13 buah
- Jumlah gigi sproket besar (Z_2) = Z_1 x i
  = 13 x 4,6
  = 60 buah
- Diameter pitch sproket kecil (dp) =

$$dp = \frac{15,875}{\sin(180/13)}$$

$$= 66,3 \text{ mm.}$$

- Diameter pitch sproket besar (Dp) =

$$Dp = \frac{15,875}{\sin(180/60)}$$

$$= 333,3 \text{ mm}$$

- Diameter luar sproket kecil (dk)

$$dk = 0,6 + \cot(^{180}/_{13}) \cdot 15.875$$

$$= 73,9 \text{ mm}$$

- Diameter luar sproket kecil (dk)

$$dk = 0,6 + \cot(^{180}/_{60}) \cdot 15.875$$

$$= 312,4 \text{ mm}$$

- Kecepatan rantai (v) =

$$v = \frac{Z_1 \times p \times N_2}{60 \times 1000}$$

$$= 0{,}96 \text{ m/s}$$

- Beban rencana yang bekerja (F):

$$F = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$= 425 \text{ kg.}$$

- Faktor keamanan rantai (Sf) :

$$Sf = \frac{F_B}{F}$$

$$= 7{,}53$$

- Panjang rantai (L) dalam jarak bagi :

$$Lp = \frac{13 + 60}{2} + 2\frac{350}{15{,}87} + \frac{[(60 - 13)/6{,}28]^2}{350 / 15{,}87}$$

$$Lp = 83{,}1$$

$L = 83$ mata rantai.

- Jarak sumbu poros (dalam jarak bagi) (Cp) =

$$Cp = {}^1/_4\left\{\left(83 - \frac{13+60}{2}\right) + \sqrt{\left(83 - \frac{13+60}{2}\right)^2 - \frac{2}{9{,}86}(60-13)^2}\right\}$$

$$Cp = 21.97$$

- Jarak sumbu yang sebenarnya (C) = Cp x p

$$C = 21{,}97 \times 15{,}875$$
$$= 348{,}8 \text{ mm}$$
$$\approx 349 \text{ mm}$$

Cara pelumasan rantai, sistem tetes dengan olie.

3. Perhitungan kopling

Dari perhitungan di atas diketahui:

- Diameter poros kopling (ds) mak. = 50 mm
- Momen/torsi = 64933 kg.mm

Dengan mengunakan formulasi kopling cakar, pada bab 2.

Maka dapat ditentukan:

- Diameter dalam (D_1) = 1,2 ds + 10
  = 70 mm

- Diameter luar (D_2) = 2 ds + 25
  = 125 mm

- Tebal kopling (t) dan tinggi cakar (h) = 0,5 ds + 8
  = 33 mm

- Jari-jari rata-rata kopling (r_m) = (D_2 + D_1)/4
  = 27,5 mm.

- Gaya tangensial yang bekerja (Ft) = T/r_m
  = 1332 kg.

- Tegangan geser cakar (τ) = $$\frac{8 \times Ft}{\pi \quad (D_2^2 - D_1^2)}$$

  = 0,316 Kg/mm²

- Momen tahanan lentur cakar (Z) = 107396,5 mm³

- Tegangan lentur cakar (σ_b) = $$\frac{1332 \times 33}{1 \times 107396,5}$$

  = 0,409 kg/mm²

- Tegangan geser maksimum (τ_{mak}) = ($\sqrt{\ }$ σ_b^2 + 4 τ)/2

  = 0,376 kg/mm²

E. PENGUJIAN HASIL ANALISIS

Pengujian data dilakukan secara teoritis terhadap hasil perhitungan-perhitungan desain mesin ini. Tujuannya untuk mengetahui apakah rancangan tersebut telah dapat memenuhi syarat-syarat sesuai dengan kriteria teoritis.

Untuk memenuhi syarat-syarat tersebut, beberapa analisis harus dilakukan terhadap hasil rancangan. Formulasi untuk uji analitis ini telah dijelaskan pada analisa data bab 3. Pengujian meliputi:

1. Poros yang mengalami beban puntir

Data-data untuk uji poros ini diambil dari perhitungan rancangan poros.

τ_a (bahan S35C-D) = 6 kg/mm^2

$$\tau = \frac{5{,}1 \times T}{ds^3} = \frac{5{,}1 \times 64933}{(50)^3}$$

$$= 2{,}65 \text{ kg/mm}^2$$

$Sf_2 = 2$ $\quad$ $Cb = 1$

$Kt = 1{,}5$ $\quad$ $\alpha = 2{,}8$

(lihat Sularso,1987:9)

Dengan mengunakan formulasi uji, maka diperoleh:

$$\frac{6 \times 2}{2{,}8} \geq 1 \times 1{,}5 \times 2{,}65$$

$$4{,}28 \geq 3{,}97 \quad \text{------ (baik)}$$

Kriteria uji dapat dipenuhi, maka ukuran diameter poros tersebut bisa digunakan.

2. Poros yang mengalami beban lentur

Dari perhitungan poros beban lentur, diketahui:

n = faktor keamanan kelelahan

σ_{wb} = - *Poros kelas 1, nilai nya 10 kg/mm²* (dipilih)
- Poros kelas 2, nilai nya 10,5 kg/mm²
- Poros kelas 3, nilai nya 11 kg/mm²
- Poros kelas 4, nilai nya 15 kg/mm²

$$\sigma_b = \frac{10{,}2\ m\ (M_1 + M_2 + M...)}{ds^3}$$

$$= \frac{10{,}2\ (1{,}2)\ (12750)}{30^3}$$

$$= 5{,}78\ kg/mm^2$$

dimana: m = faktor tambahan tegangan
(beban ditumpu pada ujungnya, nilai = 1,2)

Dengan menggunakan formulasi uji, diperoleh

$$n = \frac{10}{5{,}78} \geq 1$$

$$1{,}7 \geq 1 \quad \text{-----(baik)}$$

Kriteria dapat dipenuhi, maka ukuran diameter poros bisa digunakan.

3. Sabuk dan Pulli

Data-data untuk uji ini diambil dari hasil perhitungan rancangan sabuk dan pulli.

Dengan menggunakan formulasi uji dapat diketahui:

a. Kecepatan sabuk

$$V \leq 30 \ (m/s)$$
$$6{,}96 \leq 30 \ (m/s) \quad \text{------ (baik)}$$

b. Jarak sumbu poros pulli

$$C \geq \frac{dk + Dk}{2}$$

$$548 \geq \frac{95 + 475}{2}$$

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

548 ≥ 285 -------- **(baik)**

Kriteria di atas dapat dipenuhi, maka dimensi sabuk dan pulli tersebut bisa digunakan.

Jadi dipakai :

Nama Bagian	Ukuran
Sabuk V, tipe A.	Nomor = 81,
Ukuran pulli kecil (dk)	104 mm (4")
Ukuran pulli besar (Dk)	486 mm (19")
Jarak sumbu (C)	= 548 mm
Penyetalan	-25, dan +40 mm

4. Rantai dan Sproket

Data-data untuk uji rantai dan sproket diambil dari analisa rancangan. Dengan menggunakan formulasi uji dapat ditentukan :

a. Kecepatan rantai

$$V \leq 4 - 10 \quad (m/s)$$
$$0{,}96 \leq 4 \ (m/s) \text{ ------ } \textbf{(baik)}$$

b. Jarak sumbu poros

$$\frac{dk + Dk}{2} \leq C$$

$$\frac{79{,}9 + 312{,}4}{2} \leq 349$$

$$196{,}25 \leq 349 \text{ ------ } \textbf{(baik)}$$

c. Faktor keamanan beban

$$6 \leq Sf$$
$$6 \leq 7{,}53 \text{ ------- } \textbf{(baik)}$$

d. Perbandingan beban

$$F \leq Fu$$
$$425 \leq 520 \text{ kg. ------ } \textbf{(baik)}$$

Semua kriteria diatas dapat dipenuhi, maka ukuran rantai dan sproket bisa digunakan.

Jadi dipakai :

Nama Bagian	Ukuran
Nomor rantai	No. 50
Rantai tunggal	
Jumlah mata rantai	83 buah
Jarak bagi sproket	15,875 mm
Jumlah gigi sproket kecil	13 buah
Jumlah gigi sproket kecil	60 buah
Jarak sumbu poros (C)	349 mm
Bahan Poros	S30C-D
Diameter poros (ø)	35 dan 30

5. Uji Perhitungan Kopling

Data-data untuk uji kopling diperoleh dari hasil analisa rancangan kopling.

$$\tau_{mak} = 0{,}376 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan plat kopling = S30C-D (tidak dikeraskan)

$\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$
$Sf_1 = 10$
$Sf_2 = 5$ (maksimum).

Maka Tegangan geser yang diizinkan (τ_a)

$$\tau_a = \sigma_B / Sf_1 \times Sf_2$$
$$= 48 / 10 \times 5$$
$$= 0{,}96$$

Dengan menggunakan formulasi uji, dapat ditentukan:

$$\tau_{mak} \leq \tau_a$$
$$0{,}376 \leq 0{,}96 \quad \text{--------- (baik)}$$

Maka kriteria uji dapat dipenuhi dan dimensi kopling dapat digunakan.

Jadi dipakai :

Nama Bagian	Ukuran
Diameter dalam (D_1)	70 mm
Diameter luar (D_2)	125 mm
Tebal plat (t)	33 mm
Panjang/tinggi cakar (h)	≥ 33 mm
Diameter cakar (dc)	27,5 mm
Bahan koling	S30C-D.
Bahan Cakar	S35C-D.

6. Pasak

Data-data untuk uji pasak diambil dari hasil analisa rancangan pasak. Dengan menggunakan formulasi uji dapat ditentukan:

$$\frac{b}{ds} \leq (0,25 - 0,35)$$

$$\frac{10}{32} \leq (0,35)$$

$$0,32 \leq (0,35) \quad \text{-------- (baik)}$$

Kriteria uji pasak dapat dipenuhi, maka ukuran pasak dan alur bisa digunakan.

Jadi seluruh dimensi yang direncanakan secara teoritis dapat dan memenihi syarat untuk digunakan. Perencanaan sabuk dan pulli serta rantai dan sproket bahan yang digunakan adalah bahan standar dengan ukuran berdasarkan hasil perhitungan di atas. Sedangkan bahan poros digunakan S30C-D, yaitu baja carbon dengan kandungan 0,3 - 0,35% C. Baja ini dikeraskan dengan difinis dingin dan tergolong baja liat.

Sedangkan untuk menentukan dimensi mesin dilakukan berdasarkan ukuran detail (elemen) yang digunakan. Faktor yang diperhatikan dalam menentukan ukuran mesin adalah kondisi pekerja dan posisi benda (objek) kerja.

BAB. V

P E N U T U P

Dalam bab ini disajikan tentang kesimpulan penelitian yang meliputi hasil perencanaan rancangan dan saran-saran yang meliputi tindak lanjut penelitian mesin ini.

A. Kesimpulan

Proses perencanaan prototipe mesin press keling ini dilakukan dengan beberapa tahap pengerjaan yang meliputi tahap perencanaan, pembuatan gambar, pengerjaan lapangan, perakitan dan uji coba. Masing-masing tahapan saling berkaitan dan harus dikerjakan secara berurutan.

Hasil analisis teoritis menunjukan bahwa beberapa faktor yang menentukan kemampuan mesin dihitung berdasarkan teori-teori dan rumus-rumus dinamika, kinematika dan elemen mesin yang relevan dengan memperhatikan kapasitas dan rancangan yang dikehendaki.

Berdasarkan bobot beban maksimum yang bekerja, perhitungan kebutuhan daya yang harus diberikan dan ukuran-ukuran nominal lainnya dapat dihitung dengan menggunakan beberapa formulasi yang relevan. Hasil analisis yang diperoleh harus dapat menutupi kebutuhan beban maksimum, yaitu :

-Daya motor	: 3/4. HP
-Roda Daya	: 44 Kg. x ø 450 mm.
-Diameter (ø) poros 1	: 35 mm
-Diameter (ø) poros 2	: 30 mm
-Bahan poros	: S35C-D (dikeraskan)
-Pasak (spi)	: 10 x 8 mm (panjang disesuaikan)

-Bahan pasak		S35C-D (dikeraskan)
-Alur pasak		10 x 4,5 mm (panjang disesuaikan)
-Jarak sumbu poros 1	:	548 mm
-Jarak sumbu poros 2	:	349 mm
-Nomor sabuk	:	81. Tipe A standart
-Diameter pulli 1	:	4"
-Diameter pulli 2	:	19".
-Daerah penyetelan	:	(-25 dan +40) mm
-Nomor rantai	:	50.
-Jenis & jumlah Rantai	:	tunggal, 83 mata rantai
-Jumlah gigi sproket 1	:	13 buah
-Jumlah gigi sproket 1	:	60 buah
-Diameter Sproket 1	:	74 mm
-Diameter Sproket 2	:	312 mm
-Jarak bagi sproket (p)	:	15,875 mm
-Diameter luar kopling	:	125 mm
-Diameter dalam kopling	:	70 mm
-Tebal plat kopling	:	33 mm
-Diameter cakar		27,5 mm
-Panjang cakar		≥ 33 mm (± 45 mm).
-Bahan plat kopling		S30C-D
-Bahan cakar		S35C-D (dikeraskan)
-ø paku keling (mak)	:	8 mm
-Tinggi keling (mak)	:	10 mm
-Tinggi langkah (mak)	:	50 mm
-Bahan paku keling	:	S20C (bahan paling keras).

Data di atas merupakan ukuran-ukuran untuk menentukan spesifikasi mesin berdasarkan kebutuhan beban maksimum, dengan daya motor yang paling minimun. Apabila dilakukan modifikasi terhadap beban ke arah yang lebih besar, maka tenaga motor juga harus diberikan yang lebih besar. Sebab hubungan beban dengan tenaga adalah berbanding lurus.

Dengan bantuan roda daya, kapsitas tenaga motor dapat dikurangi atau diperkecil. Hubungan antara kapasitas motor dengan dimensi roda daya adalah saling menutupi. Jika dimensi roda daya kecil maka kapasitas motor harus diambil lebih besar.

Hubungan antara beban dengan dimensi roda daya adalah berbanding lurus. Beban maksimum dapat dipenuhi apabila pemakian dimensi roda daya maksimun (secara teoritis). Untuk mengatasi kekurangan daya maka perlu di masukan faktor koreksi daya dan dimensi.

Faktor lain yang dapat menentukan proses pengelingan adalah kondisi mata kelinga yang baik. Mata keling lunak tidak akan dapat membentuk kepala keling dengan baik. Jadi dibutuhkan bahan yang lebih keras untuk mata keling, sehingga mata keling ini tidak rusak oleh paku keling saat terjadi tumbukan.

B. Saran-saran

Berdasarkan tujuan dan kegunaan serta analisa hasil rancangan mesin ini, maka penulis mengajukan saran-saran sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan pembuatan mesin press keling berdasarkan ukuran rancangan yang sebenarnya.
2. Dengan adanya mesin press yang standar dapat dijadikan instrumen untuk penelitian lanjutan. Seperti untuk mengukur efisiensi mesin dan tingkat produktivitas kerja mesin, dibandingan dengan proses kerja lainnya.

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG

DAFTAR KEPUSTAKAAN

C.Van.Terheijden, Harun. (1981). Alat-alat Perkakas I. Bandung : Bina Cipta.

George H.Martin. (1985). Kenimatika dan Dinamika Teknik. Jakarta : Erlangga.

Kiyokatsu Suga dan Sularso. (1987). Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

Sukaria Sinulingga. (1990). Desain Penelitian dan Perumusan Hipotesa. Medan : FT. USU Medan.

Syamsir A.Muin. (1989). Perancangan Perkakas dan Mesin-mesin Perkakas. Jakarta : Rajawali Press.

Zainil. (1990). Pedoman Penulisan Laporan Penelitian (makalah). Padang : UPT MCR FPTK IKIP Padang.

CURICULUM VITAE

A. Peneliti I.

Nama : Drs Nizwardi Jalinus, M.Ed

Pangkat,jabatan/gol.: Lektor, Pembina Tk.I/IV.a

Pendidikan : Drs. IKIP Padang,
M.Ed. SAM HOUSTON UNIV.HUNTSVILLE, TX.USA.

Alamat : Jl.Belibis Blok A/4 Air Tawar, Padang

Karya Ilmiah:

1. *Tinjauan Pengajaran Mekanika Teknik di STM se Sumbar (tesis)*
2. *Komunikasi dengan gambar Jilid 1 s.d 18 (terjemahan). Proyek UNDP Dirjen Dikti (1982)*
3. *Analisa Tes Masuk FPTK (penelitian) 1982*
4. *Fisika Teknik serial Mekanika I. (1985)*
5. *Penuntun Praktek Fisika I (1982)*
6. *Fisika teknik Serial Panas (1987)*
7. *Fisika Teknik serial kerja, energi dan daya (1987)*
8. *Penelitian institusi Validasi sejawat (1988) Profil Jurusan PT. Mesin.*

B. Peneliti II

Nama : Drs. S y a h r i l

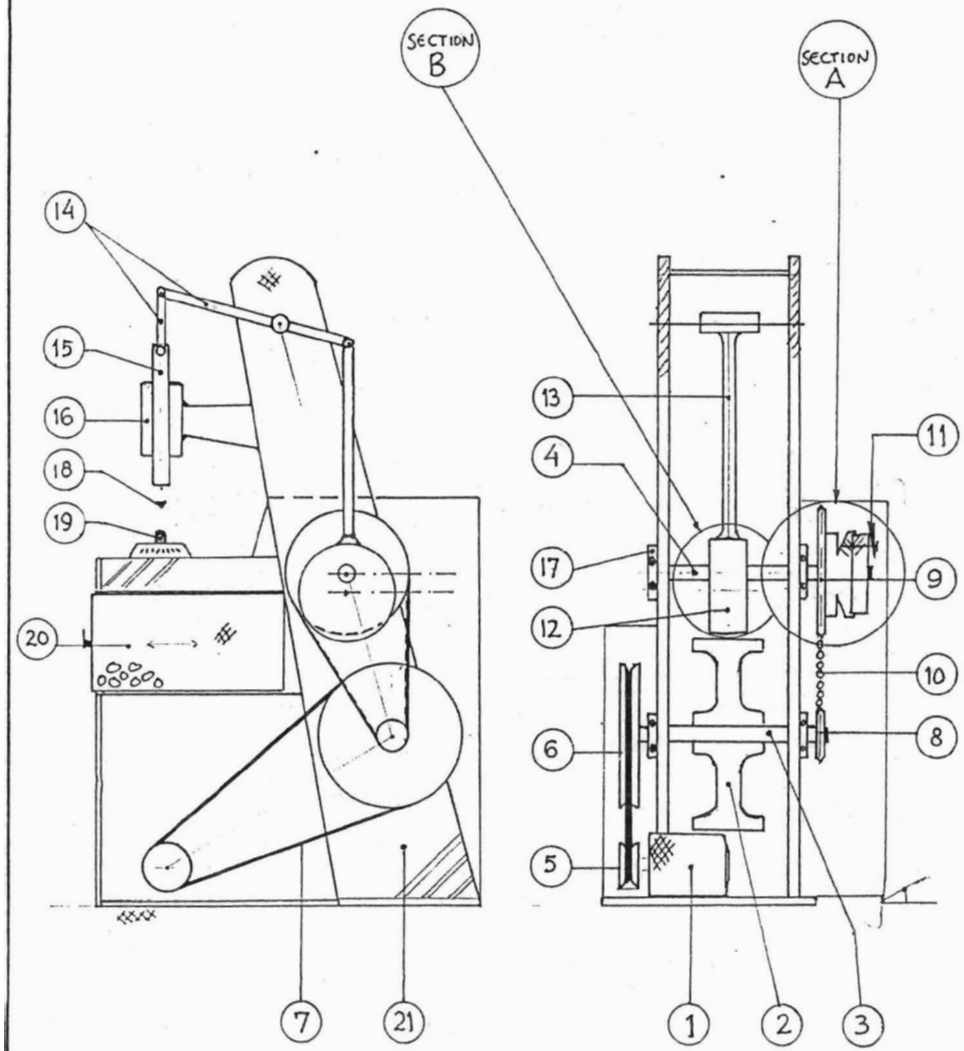
Pangkat, jabatan/gol.: Penata Muda/ Ass.Ahli Madya/III.a

Pendidikan : Drs. IKIP Padang,

Alamat : Komp. Cendana, M/13 Tabing, Padang.

Karya Ilmiah:

1. *Hubungan hasil belajar mata kuliah dasar keteknikan dengan hasil belajar spesialisasi mahasiswa jurusan PT. Mesin FPTK IKIP Padang tahun 1988.(tesis)*
2. *Konstribusi Motivasi Kerja dan Persepsi Mahasiswa tentang Bimbingan Dosen dengan Penampilan Kerja Mahasiswa Jurusan PT. Mesin FPTK IKIP Padang Tahun 1991 (pemelitian).*
3. *Membagi Lingkaran Pada Mesin Frais dan Kepala Pembagi (1990) Buku.*



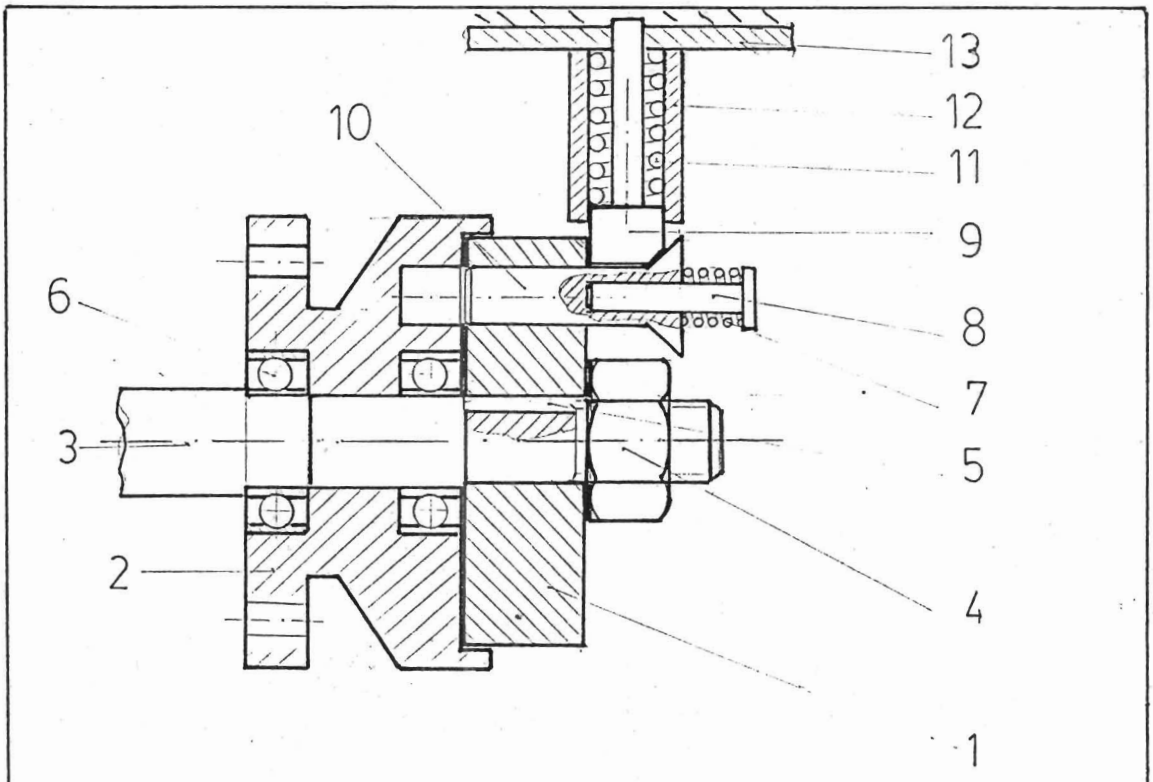
2	0	MUR + BAUT	22	M 12 mm	Beli
	2	BODI (Plat Strip)	21	⌀ 10 MM	Plat, S20C
	1	LACI	20	disesuaikan	Plat
	1	Landasan	19	⌀ 10 mm	S20C
	1	Mata keling (Pembentuk)	18	S45C-D	Situasi
	4	Bearing + closse (Pasangan)	17	⌀ 35 + ⌀ 45	Beli
	1	Lubang Peluncur	16	⌀ 80 x 150 MM	S30C
	1	Poros Luncur	15	⌀ 2" x 300 mm	S30C
	1	LINK II	14	⌀ 1" x (420/100)	S30C
	1	LINK I	13	⌀ 1" x 420 mm	S30C
	1	Poros EKSENTRIK PENGGERAK	12	⌀ 200 / 30 mm	S30C
	1	Kopling Pena	11	⌀ 150 mm	S35C-D
	1	Rantai	10	No.50 83 mata	Beli
	1	Sproket	9	312 mm	Beli
	1	Sproket	8	74 mm	Beli
	1	Sabuk (V Belt)	7	A. No 81	Beli
	1	PULLI II	6	⌀ 19"	Tipe A
	1	Pulli I	5	⌀ 4"	Tipe A
	1	Poros II	4	⌀ 45 x 500 mm	S35C-D
	1	Poros I	3	⌀ 35 x 550 mm	S35C-D
	1	Roda Daya	2	⌀ 450 mm x 44 kg	Beli
	1	Motor Listrik	1	3/4 Hp	Beli
Jumlah		NAMA DETAIL	No. Bhg	UKURAN	KET

MESIN PRESS KELING

SKALA			
1:10	Digambar	10-12-91	SYAHRIL
	Diperiksa		
	Visa		
	Dilihat.		

FPTK IKIP PADANG

Penelitian - 1991/1992



Jumlah	Nama bagian	No.bag	Bahan	Ukuran	Keterangan
1	Dinding Penyangga	13	S 30 C		
1	Sarung Pegas rem	12	S 30 C	ϕ40 x 60	
1	Pegas rem	11	Baja Pegas	ϕ24 x 50	Dibeli
1	Vena penghubung	10	S 30 C	ϕ50 x 80	
1	Vena rem	9	S 30 C	ϕ30 x 80	
1	Vena Pembantu	8	S 30C	ϕ10 x 50	
1	Pegas vena tekan	7	Baja Pegas	ϕ20x20	Dibeli
2	Bearing	6		ϕ60 x 20	Dibeli
1	Pasak	5	S 30C	ϕ40 x 8x5	
1	Baut pengikat	4	S 30 C	M24	
1	Poros	3	S 30C	ϕ35 x 520	
1	Driver	2	S30C	ϕ160 x 90	
1	Driven	1	S30C	ϕ140 x 50	

III II I

Perubahan :

Pengganti dari :

Diganti dengan :

KOPLING PENA
(SECTION A)

Skala 1 : 2

Digambar 28-12-1991 Basyiruri

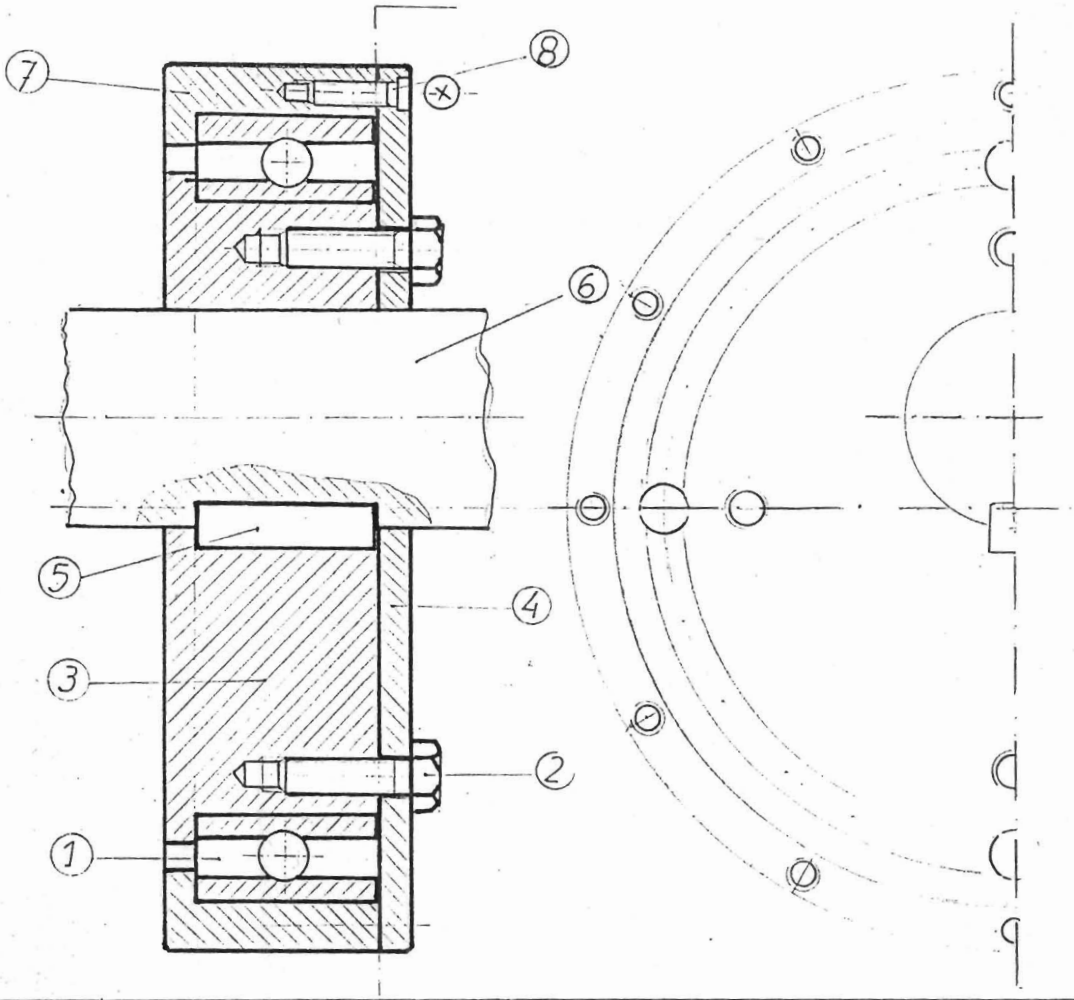
Diperiksa Hril.

Dilihat

Diketahui

LAB. GAMB. FPTK IKIP PADANG

PENELITIAN-1991



Jumlah	Nama bagian	No.bag	Bahan	Ukuran	Keterangan
	12 Baut pengikat 2	8	S30C	M4 x 15	
	1 Sarung Bearing	7	S30C	ϕ150 x 45	
	1 Poros	6	S30C	ϕ40 x 520	
	1 Pasak	5	S30C	⊓30 x 10 x 3.5	
	1 Tutup	4	S30C	ϕ150 x 10	
	1 Poros Eksentrik	3	S30C	ϕ115 x 40	
	4 Baut Pengikat 1	2	S30C	M6 x 25	
	1 Bearing	1		ϕ130 x 30	Dibeli

III II I Perubahan :

Pengganti dari :

Diganti dengan :

POROS EKSENTRIK
(SECTION B)

Skala 1 : 1

Digambar 28-12-1991 Basyirun

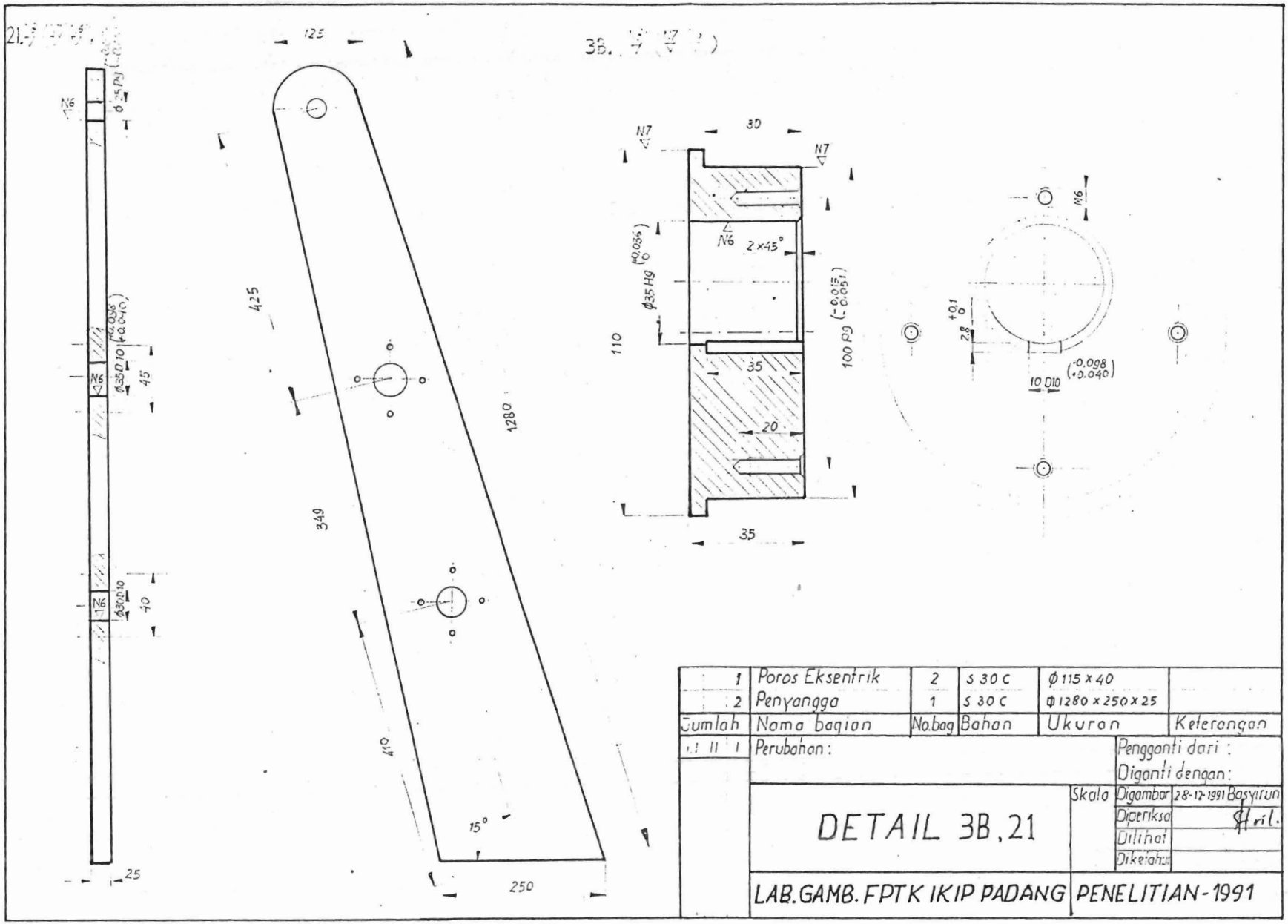
Diperiksa

Dilihat

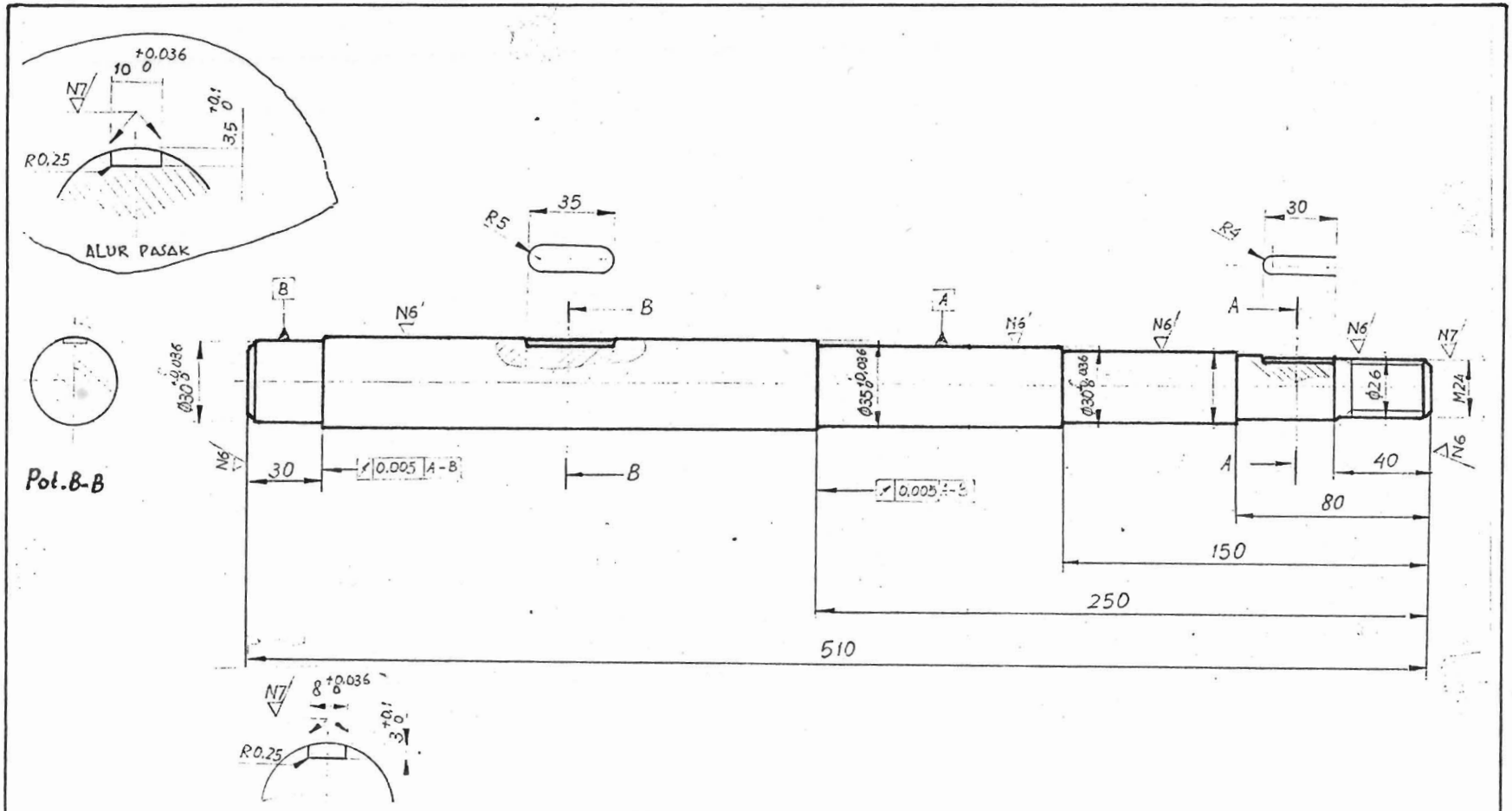
Diketahui

LAB.GAMB.&F PTK IKIP PADANG

PENELITIAN-1991



1	Poros Eksentrik	2	S 30 C	ϕ 115 × 40	
2	Penyangga	1	S 30 C	ϕ 1280 × 250 × 25	
Jumlah	Nama bagian	No.bag	Bahan	Ukuran	Keterangan
I II I	Perubahan:			Pengganti dari : Diganti dengan :	
	DETAIL 3B, 21		Skala	Digambar 28-12-1991 Basyirun	
				Diperiksa Hril.	
				Dilihat	
				Dikelah..	
	LAB. GAMB. FPTK IKIP PADANG			PENELITIAN - 1991	

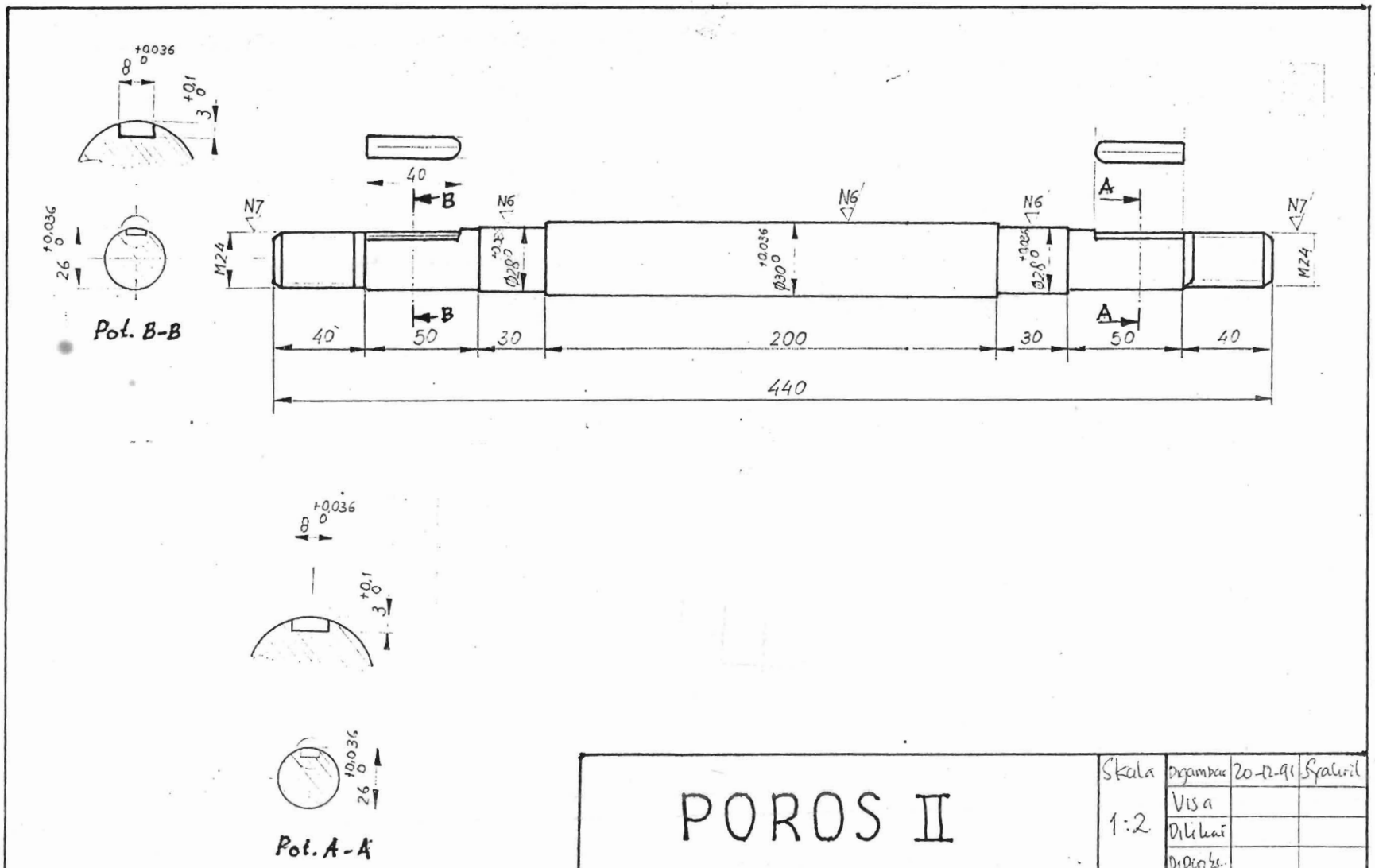


POROS I

SKALA	Digamb	20-12-91	Syahril
1:2	Diperik		
	Visa		
	Dikikal		

FPTK IKIP PADANG

PENELITIAN. 1991



POROS II	Skala 1:2	Digambar	20-12-91	Syahril
		Visa		
		Diliksai		
		Diperiksa		
FPTK IKIP PADANG	PENELITIAN 1991			

MILIK UPT PERPUSTAKAAN
IKIP PADANG