

PERANCANGAN *ROLLER SPINNING* SEBAGAI MESIN PEMBUAT PANCI DARI PLAT ALUMINIUM

Thoharudin^{1,a}, Novi Caroko^{1,b}, Wahyudi^{1,c}, Suzad Miko Sembiring^{1,d},
 Hanung Yudistira Aji^{1,e}

¹Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta
 Jalan Lingkar Selatan Tamantirto, Kasihan, Bantul, DI Yogyakarta, Indonesia, 55183

^athoharudin@gmail.com, ^bnovicaroko@yahoo.co.id, ^cwahyudi_stmt@yahoo.co.id,
^dmiko.sembiring94@gmail.com, ^eyudistirahanung@gmail.com

Abstrak

Makalah ini menyajikan proses perancangan mesin *roller spinning* yang digunakan untuk membuat panci dari plat aluminium. Proses perancangan digunakan untuk menentukan dimensi dari komponen penting dari mesin *roller spinning* dan kebutuhan daya penggerak. Proses perancangan melibatkan persamaan-persamaan yang diambil dari beberapa referensi. Hasil dari perancangan ini menampilkan bahwa kebutuhan ukuran baut sambungan *flange* poros-mandrel minimal berukuran M6 kelas 4.6 berjumlah 8 buah, diameter poros penggerak minimal sebesar 40,54 mm terbuat dari bahan baka AISI 6150. Kebutuhan daya pengerolan bervariasi tergantung dari ketebalan plat dan kecepatan putar motor yang digunakan, semakin tebal plat dan kecepatan motor maka penggunaan daya penggerak semakin besar. Untuk kebutuhan industri mikro disarankan kecepatan putar maksimum sebesar 500 rpm agar kebutuhan daya untuk pengerolan plat tebal 1,5 mm cukup dengan motor listrik berkapasitas 1 HP.

Kata Kunci: Perancangan, *Roller spinning*, Panci Aluminium, Daya Listrik

1. Pendahuluan

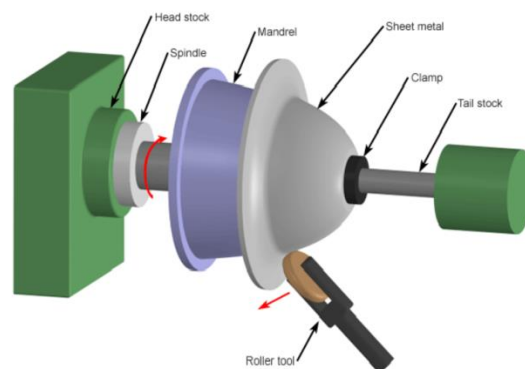
Perkembangan usaha manufaktur di Indonesia cukup menjanjikan sehingga industri mikro dan kecil bidang manufaktur di Indonesia mengalami kenaikan hingga 6,63 % dalam setahun (Julianto, 2017). UKM Angsa Aluminium merupakan salah satu industri kecil manufaktur berlokasi di Desa Kembang Kuning, Cepogo, Jawa Tengah penghasil panci dan wajan dari aluminium dengan menggunakan teknik tradisional sehingga produk yang dihasilkan dari proses manufaktur memiliki beberapa kekurangan antara lain ukuran yang tidak kontinyu dan produk yang dihasilkan perharinya rendah. Oleh karena itu, perlu adanya teknologi terapan yang mampu meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi wajan dan panci di UKM tersebut.

Teknologi pembuatan panci dan wajan sudah banyak berkembang antara lain dengan metode pengecoran (Khaidir, 2014) dan pengerolan dengan mesin *roller spinning* (Kurniawan & Ramadhi, 2011). Pembuatan panci dan wajan dengan teknologi pengecoran dinilai kurang menarik karena membutuhkan peralatan dan proses produksi yang cukup mahal. Selain itu, wajan dan panci hasil pengecoran masih perlu proses *finishing* dengan membuang material yang cukup banyak. Teknik pembuatan panci dan wajan yang mudah dan murah adalah dengan teknik *roll spinning*. Metode ini melibatkan mandrel yang berputar dan *roller* yang digunakan untuk membentuk plat hingga berbentuk benda sesuai dengan bentuk mandrel seperti terlihat pada Gambar 1.

Mesin *roller spinning* yang banyak ditemukan adalah hasil modifikasi dari mesin bubut

dengan menempatkan mandrel pada cekam (*chuck*) dan mengganti *toolpost* dengan *roller* (Pawar, et al., 2017). Cara ini sederhana namun memiliki kelemahan yaitu daya yang dibutuhkan sangat besar melebihi daya yang dibutuhkan proses *roll spinning* dan harga mesin bubut yang cukup mahal. Oleh karena itu, perlu didesain mesin *roller spinning* yang sederhana sehingga memiliki harga yang terjangkau bagi UKM dan daya yang sesuai dengan kebutuhan sehingga biaya produksi dapat ditekan.

Komponen yang perlu didesain adalah komponen yang berhubungan langsung dengan penggerak, antara lain: ukuran poros penggerak, ukuran baut sambungan *flange* poros-mandrel, sistem transmisi dan daya listrik motor penggerak yang diperlukan dalam proses *roll spinning*.



Gambar 1. *Roller Spinning* (Shinde, et al., 2014)

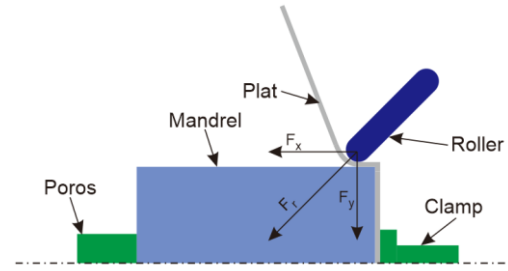
2. Metode

Perancangan mesin *roller spinning* melibatkan perancangan daya *roll spinning*, diameter poros penggerak, baut penahan mandrel, sistem transmisi (*pulley*) serta kebutuhan daya motor penggerak. Secara umum alur perancangan dapat dijelaskan sebagaimana terlihat pada Gambar 2.

Proses *roll spinning* dilakukan dengan penekukan material plat dengan atau tanpa mengurangi ketebalan plat. Proses penekukan plat pada *roll spinning* diilustrasikan pada Gambar 3.



Gambar 2. Alur perancangan mesin roller spinning



Gambar 3. Ilustrasi penekukan plat dengan *roller spinning*

Gaya *roll spinning* plat dapat dihitung dengan persamaan 1.

$$F_x = F_y = \frac{M}{D} \quad (1)$$

Dimana F_x dan F_y merupakan gaya penekukan plat *roll spinning*, M adalah momen bending dan D adalah diameter roll. Sementara untuk besarnya momen bending dihitung dengan persamaan 2-4 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$M = \sigma \times Z \quad (2)$$

$$Z = \frac{I}{y} \quad (3)$$

$$y = \frac{1}{2} h \quad (4)$$

Dimana F merupakan gaya penekukan, σ merupakan tegangan bending dan Z merupakan *section modulus*. Nilai σ plat aluminium sebesar $116,7 \text{ N/mm}^2$ (Kiryanto, et al., 2012). Sebelum dilakukan *roll spinning* plat aluminium dilakukan proses *annealing* terlebih dahulu sehingga terjadi penurunan nilai σ dari 36,4% hingga 43,5% (Isadare, et al., 2013). Dengan demikian, nilai σ plat aluminium setelah proses *annealing* menjadi $74,2 \text{ N/mm}^2$. I merupakan momen inersia dan h adalah tebal plat.

Plat yang digunakan berbentuk penampang persegi sehingga momen inersia (I) dapat dihitung dengan persamaan 5 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (5)$$

Dimana b merupakan lebar plat yang tertekuk. Sementara itu untuk menghitung daya *roll spinning* (P) yang dibutuhkan dapat dihitung dengan persamaan 6 (Khurmi & Gupta, 2005).

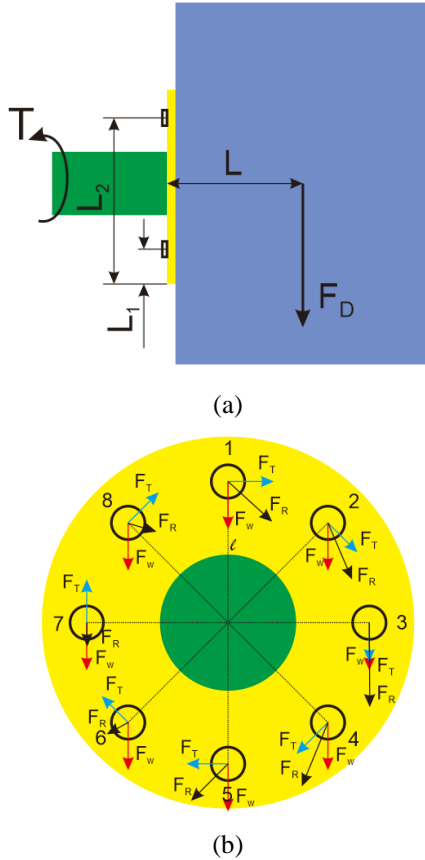
$$P = \frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60} \quad (6)$$

Dimana N merupakan putaran poros dan T adalah torsi. Dimana torsi dapat dihitung dengan persamaan 7. Dimana r merupakan radius dari mandrel.

$$T = F_y \cdot r \quad (7)$$

Langkah berikutnya adalah menentukan diameter baut yang digunakan untuk sambungan *flange* antara poros penggerak dan mandrel. Penentuan diameter baut perlu diperhitungkan terkait dengan gaya-gaya yang bekerja pada baut yang dapat dilihat pada

Gambar 4. Jumlah baut yang direncanakan berjumlah 8 agar gaya yang diterima tiap baut menjadi rendah. Gaya yang bekerja pada baut merupakan gaya resultan dari gaya puntir akibat torsi dan gaya akibat berat dari mandrel. Gaya resultan dihitung dengan persamaan 8.



Gambar 4. (a) Gaya-gaya yang bekerja pada baut. (b) Baut menerima gaya berat dan puntir

$$F_R = \sqrt{F_T^2 + F_W^2 + 2 \cdot F_T F_W \cdot \cos \theta} \quad (8)$$

Dimana F_R merupakan gaya resultan, F_T merupakan gaya puntir akibat torsi perbaut, F_W merupakan gaya akibat berat dari mandrel perbaut dan sudut θ merupakan sudut di antara F_T dan F_W . Gaya F_W yang bekerja pada baut memiliki jarak sejauh L sehingga gaya F_W merupakan gabungan antara gaya tarik dan gaya geser. Oleh karena itu gaya F_W dihitung dengan persamaan 9 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$F_W = \frac{1}{2} [W_t + \sqrt{W_t^2 + 4W_s^2}] \quad (9)$$

Dimana W_t dan W_s dapat dihitung dengan persamaan 10 dan 11 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$W_t = \frac{W \cdot L \cdot L_2}{2[L_1^2 + L_2^2]} \quad (10)$$

$$W_s = \frac{W}{n} \quad (11)$$

Dimana W merupakan berat mandrel dan n merupakan jumlah baut yang direncanakan. Sementara itu untuk menentukan besarnya nilai

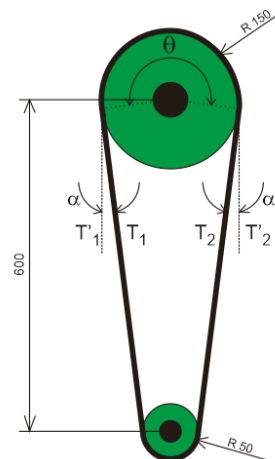
gaya F_T yang merupakan gaya akibat puntitan digunakan persamaan 12.

$$F_T = \frac{T}{l} \quad (12)$$

Dimana l merupakan jarak antara tengah poros dengan penempatan baut, seperti terlihat pada Gambar 3.b. Dengan diperolehnya nilai F_T dan F_W maka nilai tersebut dapat digunakan untuk menentukan besarnya F_R dan kemudian digunakan untuk mengetahui besarnya diameter baut yang digunakan melalui persamaan 13 dengan mempertimbangkan faktor keamanan (*safety factor*) (SF) sebesar 16 (*shock load*) (Khurmi & Gupta, 2005) dan σ_t (*tensile stress*) ijin baut sebesar 225 MPa (baut heksagonal kelas 4.6).

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_R \cdot SF}{\pi \cdot \sigma_t}} \quad (13)$$

Proses berikutnya adalah perancangan *pulley*. *Pulley* dirancang dengan rasio 1:3 dimana diameter *pulley* pada poros penggerak sebesar 300 mm dan diameter *pulley* pada motor listrik sebesar 100 mm dengan jarak antar *pulley* sebesar 600 mm seperti terlihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Ilustrasi *pulley*

Gaya yang bekerja pada *pulley* ditentukan dengan persamaan 14-18 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$2,3 \log \left[\frac{T_1}{T_2} \right] = \mu \cdot \theta \quad (14)$$

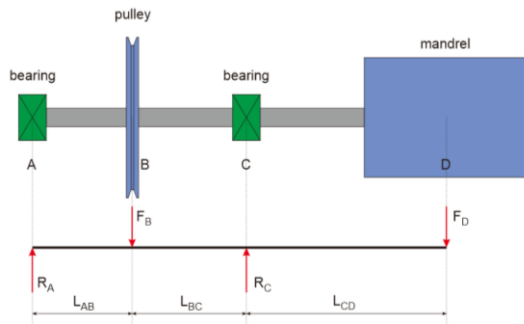
$$T = (T_1 - T_2) \cdot R \quad (15)$$

$$T'_1 = T_1 \cdot \cos \alpha \quad (16)$$

$$T'_2 = T_2 \cdot \cos \alpha \quad (17)$$

Sehingga dari persamaan tersebut dapat digunakan untuk menentukan besarnya gaya *pulley* (F_B) yang bekerja pada poros penggerak melalui perhitungan persamaan 18 dan diilustrasikan pada Gambar 6.

$$F_B = T'_1 + T'_2 \quad (18)$$



Gambar 6. Ilustrasi pembebanan pada poros

Untuk mengetahui besarnya gaya-gaya yang bekerja pada bearing dapat menggunakan persamaan kesetimbangan gaya dan momen yang tertuang pada persamaan 19 dan 20.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A - F_B + R_C - F_D = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_B \cdot L_{AB} - R_C \cdot L_{AC} + F_D \cdot L_{AD} = 0 \quad (20)$$

Perolehan momen terbesar (M) digunakan untuk menentukan *equivalent twisting moment* (T_e) dan *equivalent bending moment* (M_e) melalui persamaan 21 dan 22 (Khurmi & Gupta, 2005).

$$T_e = \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \quad (21)$$

$$M_e = \frac{1}{2} [K_m \times M + \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2}] \quad (22)$$

Dimana K_m dan K_t yang digunakan sebesar 2 dengan pertimbangan beban yang bekerja merupakan pembebanan kejut minor (Khurmi & Gupta, 2005). Besarnya diameter poros penggerak dapat ditentukan dengan persamaan 23 dan 24, yang mana nilai yang digunakan adalah nilai diameter yang paling besar.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_e \times 16}{\pi \times \tau}} \quad (23)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_e \times 32}{\pi \times \sigma_b}} \quad (24)$$

Daya listrik motor penggerak yang dibutuhkan dapat dihitung dengan persamaan 25.

$$P_{listrik} = \frac{1}{\eta_{pulley} \cdot \eta_{motor}} \times \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{60} \quad (25)$$

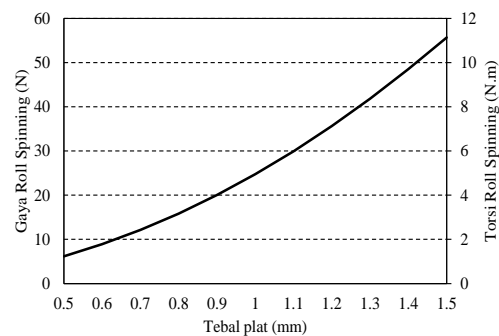
Dimana η_{pulley} merupakan efisiensi transmisi pulley yang mana memiliki nilai sebesar 95,7% hingga 99,9% (Kong & Parker, 2005) dan η_{motor} merupakan efisiensi motor listrik yang mana memiliki nilai sebesar 90% jika bekerja pada daya maksimum (Auinger, 2001).

3. Hasil dan Pembahasan

Gaya dan Torsi Roll Spinning

Gaya dan torsi pada proses *roll spinning* dipengaruhi oleh tebal plat yang dibentuk menjadi wajan atau panci. Plat yang digunakan bervariasi antara 0,5 hingga 1,5 mm. Mandrel

digunakan sebagai pola pembentuk panci dengan diameter maksimum 400 mm sehingga gaya dan torsi yang digunakan sebesar 6,2 hingga 55,7 N dan 1,2 hingga 11,1 N.m yang terlihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Gaya dan torsi proses *roll spinning*

Gambar 7 memperlihatkan bahwa dengan ketebalan plat yang tinggi dibutuhkan gaya dan torsi yang besar juga. Tebal plat yang besar menghasilkan momen inersia (I) yang besar pula yang pada akhirnya nilai *section modulus* (Z) semakin besar. Nilai *section modulus* berbanding lurus terhadap momen yang digunakan untuk menekuk plat sehingga dengan semakin besarnya nilai *section modulus* maka semakin besar pula momen yang digunakan untuk menekuk plat yang berakibat pada besarnya gaya dan torsi proses *roll spinning*.

Desain Baut

Baut digunakan untuk menghubungkan antara mandrel dengan poros penggerak melalui sambungan *flange* sehingga baut tersebut menerima beban dari gaya berat mandrel dan torsi dari proses *roll spinning*. Gaya berat dari mandrel maksimum (F_D) sebesar 433,7 N dan torsi maksimum yang bekerja sebesar 11,1 N.m, jarak antara baut dengan poros tengah penggerak sebesar 50 mm. Baut dipertimbangkan dengan jumlah delapan agar gaya yang bekerja pada tiap baut lebih merata. Perpaduan antara gaya yang dihasilkan oleh gaya berat perbaut (F_W) dan gaya akibat torsi perbaut (F_T) menghasilkan gaya resultan perbaut (F_R) yang dapat dilihat pada Tabel 1, dimana F_W sebesar 34,87 N dan F_T sebesar 27,83 N.

Tabel 1. Gaya resultan yang bekerja pada tiap baut

Lokasi Baut	Sudut β (derajat)	Gaya Resultan (F_R) (N)
1	90	44,61
2	45	57,99
3	0	62,70
4	45	57,99
5	90	44,61
6	135	24,86
7	0	7,03
8	135	24,86

Gaya resultan terbesar terjadi pada baut 3 dengan sudut β sebesar 0° . Hal ini karena gaya berat dan gaya akibat torsi berada pada satu garis sehingga gaya resultan yang terjadi merupakan penjumlahan gaya berat perbaut (F_D) dan gaya akibat torsi perbaut (F_T).

Baut yang digunakan memiliki kelas 4.6 sehingga tegangan tarik ijin maksimum yang diperbolehkan sebesar 225 MPa. Sementara itu, nilai tegangan geser ijin merupakan 0,5 hingga 0,577 kalinya dari nilai tegangan tarik ijin (Budynas & Nisbett, 2014) sehingga nilai σ_s sebesar 112,5 MPa. Dengan melihat persamaan 14, maka diameter dari baut minimum yang diperlukan sebesar 3,37 mm. Mempertimbangkan adanya *unbalancing* pada mandrel maka ditentukan baut yang digunakan adalah baut ukuran M6.

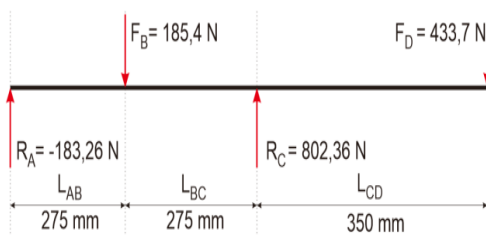
Gaya pada Pulley

Melihat Gambar 3 bahwa *pulley* dirancang dengan diameter besar dan kecil sebesar 300 mm dan 100 mm sehingga menghasilkan rasio putaran sebesar 1:3 dan jarak antar *pulley* sebesar 600 mm. Sudut yang terbentuk pada sisi diameter besar (θ) dan sudut sabuk *pulley* terhadap sumbu vertikal (α) sebesar $199,2^\circ$ dan $9,59^\circ$. Melalui persamaan 15 dan 16 diperoleh nilai gaya yang bekerja pada sabuk *pulley* sebesar $T_1 = 131,1$ N dan $T_2 = 56,9$ N.

Melihat persamaan 16 dan 17 dapat ditentukan seberapa besar gaya tarik sabuk *pulley* terhadap sumbu vertikal (T'_1 dan T'_2) yang pada akhirnya dapat ditentukan gaya *pulley* yang bekerja pada poros (F_B). Gaya *pulley* yang bekerja pada poros (F_B) merupakan penjumlahan dari gaya tarik sabuk *pulley* pada sumbu vertikal (T'_1 dan T'_2), dimana T'_1 dan T'_2 sebesar 129,3 N dan 56,1 N sehingga diperoleh F_B sebesar 185,4 N. Gaya *pulley* pada poros ini kemudian digunakan untuk menentukan kebutuhan diameter poros penggerak.

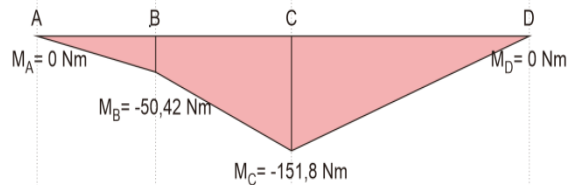
Desain Poros Penggerak

Poros digunakan untuk mentransmisikan daya penggerak sehingga mandrel dapat berputar dan digunakan dalam proses *roll spinning*. Poros menerima beban dari torsi, berat mandrel dan gaya tarik sabuk *pulley*. Beban gaya-gaya tersebut ditopang dengan *bearing* yang terletak mengapit *pulley* dengan jarak antar bearing sebesar 550 mm. Ilustrasi beban pada poros dapat dilihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Ilustrasi beban pada poros penggerak

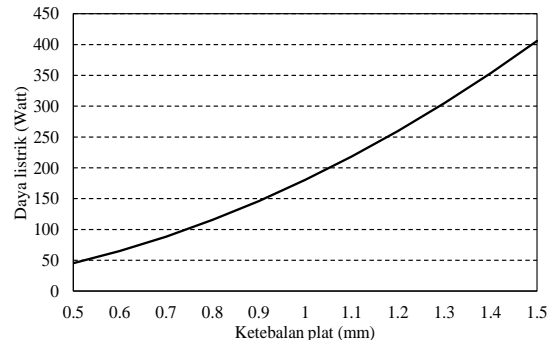
Berdasarkan pembebanan yang terjadi maka ditentukan momen bending pada tiap pembebanan yang disajikan dalam diagram *Bending Mement Diagram* (BMD) terlihat pada Gambar 9. Terlihat pada Gambar 9 bahwa momen bending terbesar terletak pada tumpuan bearing C, M_C sebesar 151,8 N.m. Dengan melibatkan persamaan 22-25, *safety factor* (SF) sebesar 16 (*shock load*) dan material poros terbuat dari baja AISI 6150 dapat ditentukan diameter poros minimum sebesar 40,54 mm.



Gambar 9. *Bending Mement Diagram* (BMD) pada poros penggerak

Daya Listrik Motor Penggerak

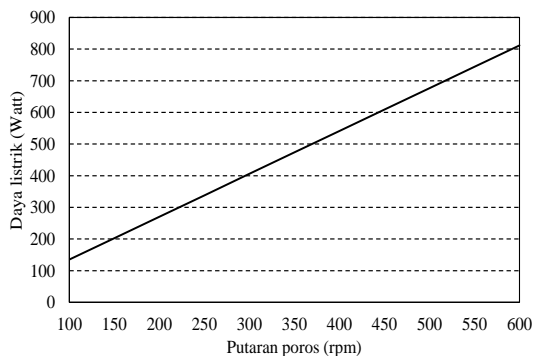
Daya listrik yang digunakan sebagai penggerak poros merupakan hasil dari perhitungan dengan persamaan 26, di mana melibatkan torsi, putaran poros dan efisiensi motor dan *pulley*. Ketebalan plat yang berbeda diperlukan torsi yang berbeda pula dalam proses *roll spinning*. Oleh karena itu, perlu diperhitungkan kebutuhan daya listrik berdasarkan ketebalan plat yang berbeda. Gambar 10 merupakan grafik yang menghubungkan kebutuhan daya listrik terhadap ketebalan plat yang bervariasi pada putaran poros 300 rpm.



Gambar 10. Kebutuhan daya listrik terhadap ketebalan plat

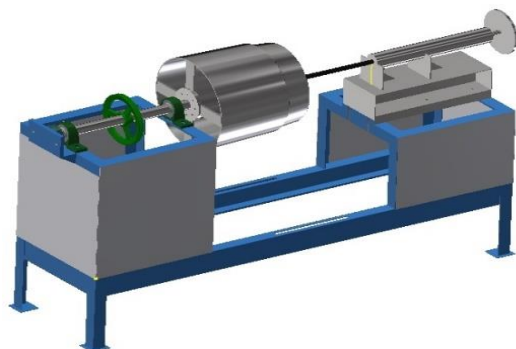
Terlihat pada Gambar 10 bahwa dengan semakin tebal plat maka diperlukan daya listrik untuk proses *roll spinning* semakin besar juga. Hal ini berkaitan langsung dengan kebutuhan torsi proses *roll spinning* yang semakin besar seiring dengan semakin tebalnya plat. Daya listrik berbanding lurus terhadap torsi sehingga dengan semakin besarnya torsi maka daya yang dibutuhkan juga semakin besar. Selain itu, daya listrik juga berbanding lurus terhadap putaran poros. Dengan semakin besar putaran poros maka daya listrik yang dibutuhkan juga semakin besar seperti terlihat pada Gambar 11

yang memperlihatkan besarnya kebutuhan daya listrik terhadap putaran poros pada torsi maksimum (ketebalan plat 1,5 mm).



Gambar 11. Kebutuhan daya listrik terhadap putaran poros

Berdasar pada Gambar 9 terlihat bahwa daya listrik berbanding linear terhadap putaran poros dimana pada putaran poros 100 hingga 600 rpm daya listrik motor sebagai penggerak sebesar 135,3 hingga 811,8 Watt. Mengingat kebutuhan daya listrik pada industri skala UKM maka sebaiknya menggunakan putaran poros maksimum sebesar 500 rpm sehingga kebutuhan daya listrik sebesar 676,5 Watt. Dengan beban listrik 676,5 Watt tersebut maka dapat digunakan motor penggerak dengan kapasitas 1 HP, dan agar dapat menyesuaikan kebutuhan putaran poros maka perlu ditambah peralatan inverter. Secara umum rancangan mesin roller spinning dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. Rancangan mesin roller spinning

4. Kesimpulan

Perancangan mesin *roll spinning* melibatkan komponen penting sebagai penggerak, antara lain: mandrel, baut *flange*, poros, *pulley* dan motor listrik yang digunakan sehingga mesin dapat bekerja sesuai dengan harapan. Untuk menentukan besarnya masing-masing komponen perlu diperhitungkan terlebih dahulu gaya-gaya, torsi dan momen yang bekerja pada tiap komponen. Hasil perancangan mesin *roll spinning* tersebut mendapatkan dimensi dan spesifikasi sebagai berikut:

Tebal plat aluminium : 0,5 – 1,5 mm
 Diameter baut *flange* : M6
 Rasio *pulley* : 1:3
 Diameter poros penggerak : 40,54 mm
 Daya motor penggerak : 1 HP

5. Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya atas dukungan pembiayaan dari Ditjen Penguatan Risbang, RISTEKDIKTI melalui hibah Iptek bagi Masyarakat (IbM) dengan judul "IbM Aplikasi Teknologi Untuk Meningkatkan Produktivitas, Pemasaran, dan Diversifikasi Produk Kerajinan Aluminium di Desa Kembang Kuning, Cepogo, Boyolali.

Daftar Pustaka

- A. Kurniawan and R. Ramadhi. (2011) "Rancang Bangun Mesin Spinning Produk Wajan Stainless Steel dengan Tenaga Penggerak Hidrolik," Surabaya.
- A.D. Isadare, B. Aremo, and M.O. Adeoye. (2013) "Effect of Heat Treatment on Some Mechanical Properties of 7075 Aluminium Alloy," *Materials Research*, vol. 16, no. 1, pp. 190-194.
- H. Auinger. (2001) "Efficiency of Electric Motors Under Practical Conditions," *Power Engineering Journal*, pp. 163-167.
- Khaidir. (2014) "Pembuatan Wajan Penggorengan Melalui Teknologi Pengecoran Logam dari Pemanfaatan Aluminium Bekas," Banda Aceh.
- Kiryanto, E.S. Hadi, and M. Ansori. (2012) "Analisa Sifat Mekanik Paduan Aluminium Sebagai Rangka Jendela Kapal di Perusahaan Pengecoran Logam CV. Setia Kawan Kota Tegal dengan Cetakan Tidak Permanen," *Kapal*, vol. 9, pp. 30-37.
- L. Kong and R.G. Parker. (2005) "Steady Mechanics of Belt-Pulley Systems," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 72, pp. 25-34.
- M. Shinde, S. Jadhav, and K. Gurav. (2014) "Metal Forming By Sheet Metal Spinning Enhancement of Mechanical Properties and Parameter of Metal Spinning," *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR)*, vol. 2, no. 2, pp. 1352-1357.
- P. Pawar, A. Pagar, A. Shah, and S.S. Yevale. (2017) "Review on Spinning Attachment to Lathe Machine," *International Conference on Ideas, Impact and Innovation in Mechanical Engineering*, vol. 5, no. 6, pp. 1280-1291.
- P.A. Julianto. (2017) Kompas.com. [Online]. <http://bisniskeuangan.kompas.com/read/2017/05/05/195600526/kuartal.i.2017.industri.manufaktur.mikro.dan.kecil.tumbuh.6.63.persen>. [Accessed: September, 2017]



R.G. Budynas and J.K. Nisbett. (2014)
Mechanical Engineering Design, 10th ed.:
McGraw-Hill Education.

R.S. Khurmi and J.K. Gupta. (2005) Text Book
of Machine Design, Fourteenth ed. New Delhi:
Eurasi Publishing House