

# PERENCANAAN MESIN PEMOTONG PADI SEDERHANA DENGAN CONVEYOR SEBAGAI PENGUMPUL HASIL POTONGAN

Fransiscus Wiguna Kusuma<sup>1)</sup>, Suwandi Sugondo<sup>2)</sup>

Program Studi Teknik Mesin Universitas Kristen Petra<sup>1,2)</sup>

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>

E-mail : [fransiscus.wiguna.kusuma@gmail.com](mailto:fransiscus.wiguna.kusuma@gmail.com)<sup>1)</sup> [aeusug@indo.net.id](mailto:aeusug@indo.net.id)<sup>2)</sup>

## ABSTRAK

Indonesia masuk nomor 4 dalam daftar negara dengan penduduk terbanyak di dunia, dan Indonesia juga merupakan negara agraris dengan produksi padi terbanyak nomor 3 setelah India dan China. Sebagian besar makanan pokok penduduk negara Indonesia adalah beras, oleh karena itu banyak diseluruh daerah terdapat pengolahan padi dan beras untuk memenuhi kebutuhan pangan masyarakat yang tersebar diseluruh Indonesia. Hampir seluruh daerah di Indonesia terdapat tempat pengolahan beras. Untuk itu perlu menambah optimalisasi dalam pengolahan sebuah produk, salah satu caranya adalah dengan menggantikan / mengurangi kerja manusia dengan mesin. Bentuk nyata yang terlihat pada pengolahan padi adalah dengan adanya mesin pemotong padi dengan konveyor sebagai pengumpul hasil potongan agar tidak berceceran tidak tertata. Mesin ini diharapkan dapat mempermudah para petani dalam pemotongan padi dan juga meningkatkan taraf hidup seorang petani.

*Kata kunci: Padi, Beras, Mesin pemotong, Conveyor.*

## 1. Pendahuluan

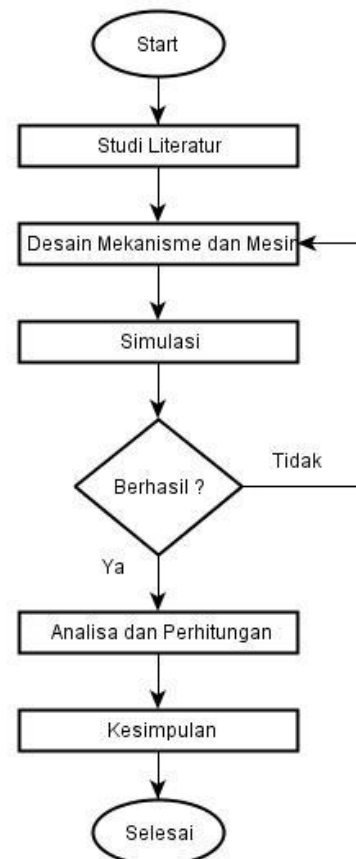
Indonesia adalah salah satu negara yang banyak memproduksi dan mengkonsumsi beras didunia setelah China dan India. Kebutuhan pangan di Indonesia terus meningkat seiring dengan banyaknya jumlah manusia yang terus bertambah. Kebutuhan pangan yang paling pokok bagi masyarakat Indonesia adalah beras, untuk itu produksi pangan berupa beras harus dapat mengimbangi kebutuhan masyarakat. Salah satu cara untuk dapat membantu meningkatkan produksi beras adalah dengan mengganti tenaga manusia menjadi tenaga mesin. Contohnya saat musim panen, padi akan dipotong dengan benda tajam seperti pisau, clurit, gunting. Proses tersebut membutuhkan waktu yang lama bila menggunakan tenaga manusia, akan lebih singkat bila pekerjaan tersebut dapat digantikan dengan sebuah mesin.

Sebuah mesin yang dapat membantu manusia mempersingkat waktu dalam hal memotong hasil panen padi adalah mesin reaper. Mesin tersebut memiliki sebuah pisau lurus dengan ujung pisau berbentuk segitiga yang dapat dikatakan pengganti benda tajam seperti pisau, clurit, atau gunting yang sering dipakai manusia untuk memotong padi. Pisau tersebut ada 2 buah dengan cara kerjanya hampir sama dengan gunting.

Dengan adanya mesin ini, aktivitas pertanian akan terbantu terlebih dalam hal pemotongan hasil panen. Waktu yang dibutuhkan untuk memotong hasil panen akan lebih singkat, mengingat cara kerja mesin ini digerakkan dengan motor, dengan kata lain mesin tersebut akan dapat bekerja lebih baik dan lebih lama dari pekerjaan maksimal seorang manusia. Mesin tersebut diharapkan dapat membantu para petani kelas bawah yang mengalami kesulitan dalam masa panennya,

mengingat sawah yang dimiliki cukup luas akan tetapi tenaga manusia yang tersedia sedikit atau terbatas.

## 2. Metode Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Metode Penelitian

### 3. Hasil dan Pembahasan

#### 3.1. Desain Mekanisme dan Mesin

Proses desain mekanisme gerak pada mesin dilakukan berdasarkan studi literatur yang telah dipelajari sebelumnya baik dari jurnal, buku, dan selama masa perkuliahan. Sumber tenaga utama dihasilkan dari sebuah motor yang memberikan gaya mekanis berupa putaran. Melalui beberapa sistem transmisi roda gigi, *sprocket*, dan *pulley* daya dari motor dapat diteruskan sampai pada 2 roda depan sebagai roda penggerak, pisau atas sebagai pisau potong, dan *conveyor*.

Proses desain mesin dilakukan secara CAD dengan bantuan *software* solidworks. Adapun salah satu ketentuan utama yang harus dipenuhi sebelum dilakukan desain mesin yaitu, dimensi baik antara benda ataupun besar dimensi dari mesin.



Gambar 2. Desain Awal Mesin.

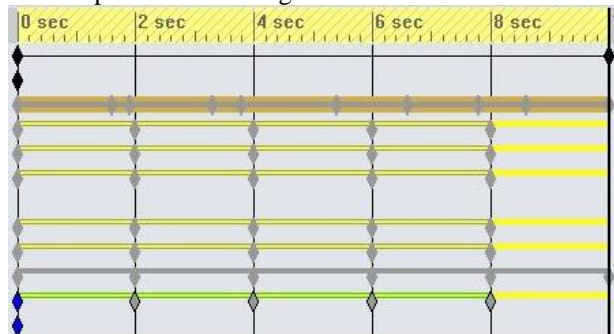
Gambar 2 adalah hasil setengah jadi dari proses pembuatan CAD mesin beserta *chassis*-nya, dan masih perlu untuk didetailkan kembali agar mempertegas bentuk dari mesin tersebut.

#### 3.2. Simulasi

Pada tahap ini dilakukan berupa simulasi dengan solidworks, simulasi yang dilakukan ada 2 macam yaitu, simulasi gerak dan simulasi *stress*. Pada desain mesin dilakukan berupa simulasi gerak dengan fitur *motion study* pada solidworks dan untuk simulasi *stress* dilakukan pada batang padi dengan fitur *simulation analysis*.

##### 3.2.1. Simulasi Gerak Mesin

Simulasi gerak dilakukan dengan *motion study* dan *animation*, dengan penentuan salah satu poros sebagai sumber putaran atau sebagai motor.



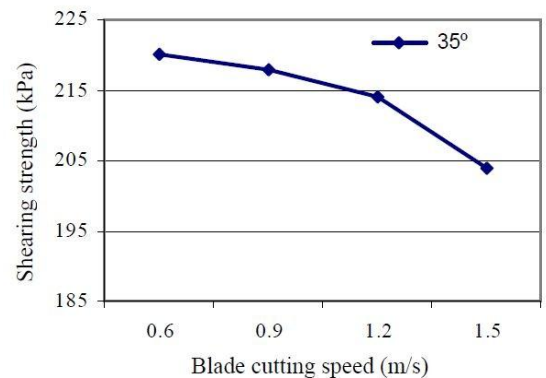
Gambar 3. Simulasi Gerak dengan Menggunakan *Software* Solidworks.

Pada gambar 3, durasi yang ditentukan adalah 10 detik dan oleh karena gerakan yang digunakan berupa

putaran saja maka dapat dilakukan *loop* untuk mengulang gerakan yang sama (gerakan berputar) pada mesin, pergerakan putaran pada mesin akan diulang saat waktu sudah mencapai batas akhir yaitu, 10 detik. Dengan fitur *loop* ini besar data yang akan disimpan hanya sampai dari 0-10 detik saja, jadi jumlah kapasitas yang dibutuhkan file bisa diredam menjadi lebih kecil.

##### 3.2.2. Simulasi Stress Padi

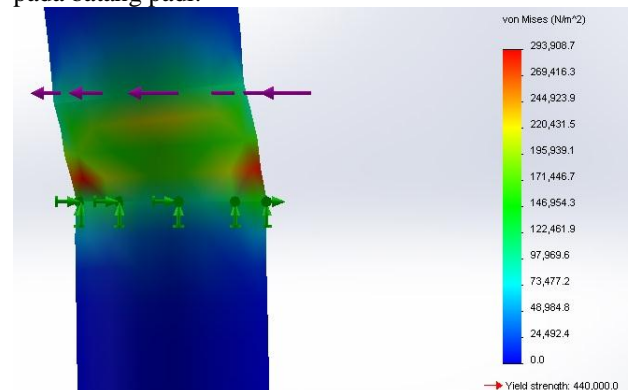
Simulasi *stress* dilakukan dengan *simulation analysis* pada solidworks, dengan ketentuan parameter yang sesuai pada jurnal tersebut (Tabatabaee, 2006). Berikut adalah nilai *ssyp* yang diambil berdasarkan jurnal tersebut terhadap kecepatan potong pada pisau dan luas batang padi adalah 14 mm<sup>2</sup>.



Gambar 4. *ssyp* Padi berdasarkan Jurnal.

Nilai *ssyp* yang diambil adalah 220 KPa (setara *syp* = 440 KPa), maka syarat untuk dapat menggunakan *ssyp* tersebut adalah menyamakan semua parameter pada jurnal tersebut, salah satunya adalah kecepatan potong pisau yaitu, 0,6 m/s.

Berikut adalah hasil simulasi gaya potong 1 Newton pada batang padi.



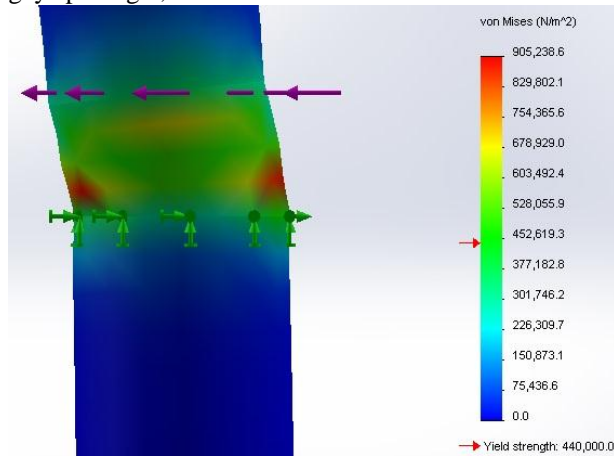
Gambar 5. *Stress* yang terjadi saat gaya potong 1 Newton.

Dari gambar 5, panah penunjuk *syp* 440 KPa tidak terlihat pada status bar dari hasil *stress* yang terjadi. Dari keadaan ini dapat dikatakan *stress* terbesar (ditunjukkan berwarna merah) yang terjadi adalah 293.908,7 Pa, nilai tersebut tidak lebih besar dari *syp* padi yaitu, 440.000 Pa.

Simulasi berikutnya adalah gaya potong yang digunakan 3,08 Newton, nilai tersebut didapatkan dari persamaan dibawah

$$|s_{syp}|_{padi} \leq \frac{F_{dinamis}}{A}$$

Pada kondisi dan parameter yang sama dengan sebelumnya, berikut adalah hasil dari simulasi dengan gaya potong 3,08 Newton.



Gambar 6. *Stress* yang terjadi saat gaya potong 3,08 Newton.

Dari gambar 6, panah penunjuk *syp* 440 KPa terlihat pada *status bar* pada daerah berwarna hijau, pada gambar batang padi yang terlihat adalah dominan berwarna hijau dan sedikit kuning. Dari keadaan hasil *stress* yang terjadi, dapat dikatakan kondisi gaya potong 3,08 Newton adalah gaya potong minimum pisau agar batang padi dapat terpotong seutuhnya tanpa ada bagian yang tidak terpotong. Pada realitanya saat sebuah pisau memotong benda kerja, maka ada beberapa faktor eksternal yang perlu diperhatikan, oleh karena itu untuk menghindari batang padi tidak terpotong seluruhnya lebih baik gaya potong yang digunakan lebih besar dari 3,08 Newton.

### 3.3. Analisa dan Perhitungan

Pada tahap ini dilakukan perhitungan pada elemen-elemen mesin penunjang yang dibutuhkan, seperti contohnya diameter minimal poros, panjang pasak, perencanaan *bearing*, dimensi transmisi, dan yang terpenting kebutuhan daya mesin.

#### 3.3.1. Diameter Minimum Poros

Pada dasarnya poros akan menerima sejumlah beban dengan arah yang tidak menentu, baik berupa radial atau axial. Poros pada umumnya akan menahan momen *bending* dan momen torsi yang terjadi berdasarkan fungsi dasar dari poros, oleh karena itu poros harus kuat (tidak patah atau rusak) agar poros dapat menjalankan fungsinya sebagaimana semestinya. Kekuatan poros akan ditentukan dari besarnya dimensi diameter poros, maka dalam perhitungan akan digunakan persamaan *Maximum Shearing Stress Theory*.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

#### 3.3.2. Panjang Minimum Pasak

Pasak adalah elemen penting dalam meneruskan torsi dari poros ke elemen transmisi (*sprocket*, *pulley*, atau roda gigi). Dalam hal ini pasak akan menerima sejumlah beban geser atau tekan, maka dari itu kekuatan pasak didasarkan tinggi, lebar, dan panjangnya. Tinggi dan lebar pasak tidak perlu dilakukan perhitungan cukup dengan melihat referensi diameter poros tersebut, akan

tetapi panjangnya yang harus dihitung agar pasak mampu meneruskan torsi tersebut. Pada pasak segiempat terdapat 2 persamaan yang biasa dipakai untuk menghitung panjangnya, yaitu :

$$\tau \leq |d| \text{ Kerusakan karena geser}$$

$$\sigma \leq |d| \text{ Kerusakan karena tekanan}$$

#### 3.3.3. Perencanaan *Bearing*

*Bearing* pada elemen penunjang mesin akan berfungsi sebagai pelindung dan penahan terutama pada poros. Sebagai elemen penahan beban, *bearing* berperan penting agar elemen yang dilindungi tidak mengalami kerusakan oleh karena itu *bearing* harus mampu menahan beban yang diterimanya. Beban yang diterima *bearing* ada 2 jenis yaitu beban statis dan beban dinamis, masing-masing memiliki cara yang berbeda dalam perhitungannya

Beban Ekuivalen Statis

$$P_0 = X_0.F_r + Y_0.F_a$$

Beban Ekuivalen Dinamis

$$P_d = X.V.F_r + Y.F_a$$

Dari sejumlah beban yang diterima, maka pada umumnya umur *bearing* akan ditentukan baik dalam jam maupun dalam putaran yang nantinya digunakan untuk penentuan nomor seri *bearing* yang akan dipakai berdasarkan beban dinamis (C) atau beban statis (C<sub>0</sub>).

$$L_d = (C/P)^k (10^6/60.n) \text{ umur bearing dalam jam}$$

$$L_d = (C/P)^k (10^6) \text{ umur bearing dalam putaran}$$

#### 3.3.4. Dimensi Transmisi

Perencanaan pada transmisi dilakukan dengan perhitungan, namun ada beberapa parameter yang harus ditentukan agar dapat dilakukan perhitungan.

Pada *sprocket* yang utama adalah penentuan nomor rantai yang akan digunakan berdasarkan beban tarik yang terjadi pada rantai, kemudian ditentukannya diameter *sprocket* untuk menghitung banyaknya jumlah gigi pada *sprocket*.

Chain No.	Pitch	Roller Diameter	Roller Width	Sprocket thickness	Working Load
25	1/4"	0.130"	1/8"	0.110"	140 lbs
35	3/8"	0.200"	3/16"	0.168"	480 lbs
40	1/2"	5/16"	5/16"	0.284"	810 lbs
41	1/2"	0.306"	1/4"	0.227"	500 lbs
50	5/8"	0.400"	3/8"	0.343"	1400 lbs
60	3/4"	15/32"	1/2"	0.459"	1950 lbs
80	1"	5/8"	5/8"	0.575"	3300 lbs

Gambar 7. ANSI Standard Chain Dimension.

Pada roda gigi yang utama adalah penentuan diameter dan jumlah gigi, sehingga dengan parameter yang sudah ada akan dapat diketahui *diametral pitch*, tebal gigi, *module*, *circular pitch*, dan lebar gigi. Lebar gigi dihitung berdasarkan tegangan *bending* yang terjadi pada gigi-giginya.

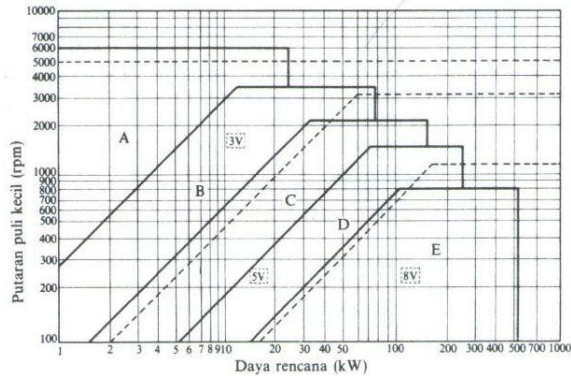
$$\sigma_b \leq |\sigma_b|$$

Berdasarkan persamaan Lewis, tegangan *bending* yang terjadi, yaitu :

$$\sigma_b = \frac{F_{tan} \cdot Dp}{F \cdot Y}$$

Pada *pulley* yang utama adalah penentuan tipe sabuknya. Sabuk tersebut akan meneruskan daya dari poros ke poros yang lainnya, maka sabuk harus kuat dan

tidak putus selama penggunaannya. Beberapa puli didesain berbeda alurnya untuk menyesuaikan bentuk dari sabuknya, oleh karena itu bentuk sabuk yang tidak pas akan membuat kinerjanya tidak optimal. Penentuan puli dilakukan setelah tipe sabuk ditentukan. Penentuan tipe sabuk yang akan digunakan berdasarkan daya yang akan ditransmisikan dan putaran puli yang terjadi, berikut adalah grafik penentuan tipe sabuk.



Gambar 8. Grafik Tipe Sabuk Berdasarkan Daya dan Putaran.

### 3.3.5. Kebutuhan Daya Mesin

Sumber daya akan dihasilkan dari motor bensin. Kebutuhan daya oleh mesin ini terbagi menjadi 3 yaitu, daya untuk 2 roda penggerak depan, daya pisau potong, dan daya untuk conveyor. Oleh karena masing-masing bagian memiliki kebutuhan daya yang berbeda maka perlu diperhitungkan berdasarkan beberapa faktor yang ada.

Pada 2 roda penggerak depan mesin, faktor yang diperhitungkan adalah torsi, putaran dan *service factor* yang terjadi. Berikut adalah persamaan dan perhitungan pada roda depan.

$$P = Mt. \omega$$

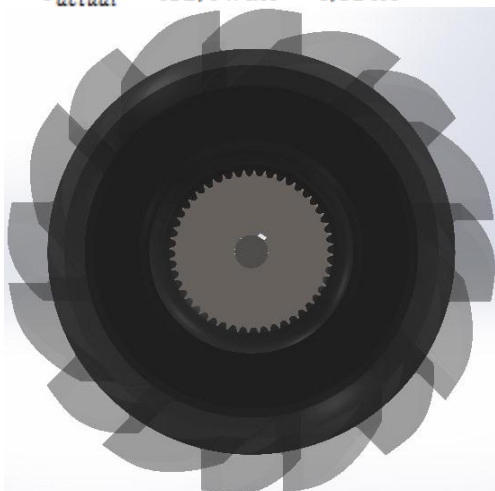
$$P = 144,07 \cdot 2,617$$

$$P = 377 \text{ watt}$$

$$P_{actual} = P \times sf$$

$$P_{actual} = 377 \times 1,2$$

$$P_{actual} = 452,4 \text{ watt} = 0,61 \text{ HP}$$



Gambar 9. 2 Roda Penggerak Depan Mesin.

Pada pisau potong mesin, faktor yang diperhitungkan adalah torsi, putaran pada poros pisau dan *service factor* yang terjadi. Berikut adalah persamaan dan perhitungan pada pisau potong.

$$P = Mt. \omega$$

$$P = 7,99 \cdot 12,037$$

$$P = 96,1 \text{ watt}$$

$$P_{actual} = P \times sf$$

$$P_{actual} = P \times 1,2$$

$$P_{actual} = 115,32 \text{ watt} = 0,155 \text{ HP}$$



Gambar 10. Pisau Potong Mesin.

Pada conveyor, faktor yang diperhitungkan adalah torsi, putaran pada conveyor dan *service factor* yang terjadi. Berikut adalah persamaan dan perhitungan pada conveyor.

$$P = Mt. \omega$$

$$P = 4,165 \cdot 2,617$$

$$P = 10,9 \text{ watt}$$

$$P_{actual} = P \times sf$$

$$P_{actual} = P \times 1,2$$

$$P_{actual} = 13,08 \text{ watt} = 0,0176 \text{ HP}$$



Gambar 11. Conveyor Penggerak Mesin.

Berdasarkan perhitungan diatas, kebutuhan keseluruhan mesin adalah jumlah dari daya roda, daya pisau potong, dan daya conveyor.

$$P_{Mesin} = P_{actual \text{ Ban}} + P_{actual \text{ Pisau}} + P_{actual \text{ Conveyor}}$$

$$P_{Mesin} = 0,61 + 0,155 + 0,0176$$

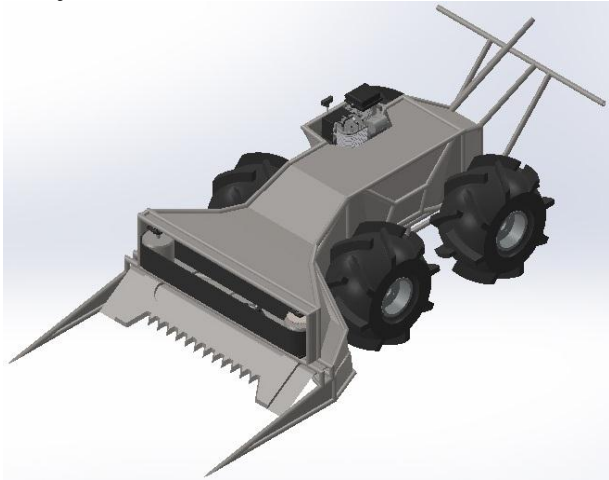
$$P_{Mesin} = 0,7826 \text{ HP} \approx 1 \text{ HP}$$

Daya yang harus dihasilkan dari motor bensin yang dipakai harus 1 HP, untuk menghindari kekurangan kebutuhan daya karena adanya faktor eksternal lainnya maka lebih baik daya yang dapat dihasilkan oleh motor bensin tersebut lebih dari 1 HP.

### 3.4. Hasil Akhir Desain

Pada tahap terakhir desain CAD dari mesin didetailkan dan dilengkapi. Setelah *chassis* dan elemen

mesin terpasang, pada setiap sisi luar mesin dipasang bodi agar sistem transmisi didalamnya tertutup dari debu dan lumpur yang dapat mengurangi atau menghambat kinerja transmisi.



Gambar 12. Hasil Desain Akhir Mesin.

Gambar 7 adalah hasil akhir dari desain CAD mesin yang sudah dipasangkan dengan bodi luar mesin dan elemen mesin pendukung lainnya

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan, gaya yang dibutuhkan pisau untuk memotong padi terbukti dapat memotong padi bila disimulasikan, dan beban yang diterima setiap elemen mesin masih tergolong beban yang wajar (tidak merusak). Dengan lebar pemotongan 835 mm dan traktor berjalan 0,785 m/s atau setara dengan 2,825 km/jam maka kapasitas pemotongan mesin adalah 0,00236 km<sup>2</sup>/jam atau setara dengan 0,236 ha/jam.

Pada “Perencanaan Mesin Pemotong Padi Sederhana dengan Conveyor sebagai Pengumpul Hasil Potongan” telah tercapai dengan kapasitas pemotongan 0,236 ha/jam yang ditargetkan awalnya semula ± 0,235 ha/jam. Jadi, perencanaan mesin ini dapat dibuat dengan dimensi-dimensi serta beban yang sudah diperhitungkan.

#### 5. Daftar Pustaka

1. Aaron D. Deutschman.; Walter J. Michels.; Charles E.; Wilson Jr. (1975). *Machine Design: Theory and Practice*. New York: Macmillan.
2. Beer Ferdinand P, Johnston E Russel Jr. (1987). *Mechanic for Engineers : Statics and Dynamics, 4th edition*. McGraw-Hill, Inc.
3. Gere James M, Goodno Barry J. (2008). *Mechanics of Materials, 7th Edition*. Cengage Learning. Toronto.
4. Heywood, John. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc. Michigan.
5. Jazar N Reza. (2008). *Vehicle Dynamics : Theory and Application*. Department of Engineering Manhattan College. New York : Springer.
6. Juliano, B. O. 1993. *Rice in Human Nutrition*.

7. Mott Robert L. (2004). *Machine Element In Mechanical Design, 4th Edition*. University of Deyton. New Jersey.
8. Sato, G takeshi dan Hartanto, N. Sugiarto. 1999. *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*. Jakarta : PT. Pradnya Paramitha.
9. Sularso dan Kiyokatsu Suga. 1978. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita
10. Tabatabae Kolor R, Borghie A. (2006). *Measuring The Static and Dynamic Cutting Force of Stems for Iranian Rice Varieties*. J Agric Sci Tech. 8: 193-198.
11. Tavakoli M, Tavakoli H, Azizi M.H, Haghayegh G.H. (2009). *Comparison of Mechanical Properties Between Two Varieties of Rice Straw*. Maxwell Scientific Organization. Advance Journal of Food Science and Technology.
12. Van Nguu Nguyen. (2000). *Sustainable Intensification of Rice Production for Food Security in the Near Future, Vol 2*. FAO.