

PERANCANGAN MESIN PENGERING MINYAK PADA GORENGAN DENGAN METODE TABUNG BERPUTAR UNTUK KAPASITAS 10 KG

OIL SPINNER MACHINE DESIGN FOR 10 KG CAPACITY OF FRIED FOOD WITH ROTATING TUBE METHOD

Sir Anderson^{1a*}, Khairul Amri^{2a}, Nasirwan^{3a}, Maulana Dharma Fikri^{4b}

^a Politeknik Negeri Padang, Teknik Mesin, Kampus Limau Manis 25164, Padang, Indonesia

^b Politeknik Negeri Padang, Mahasiswa D-III Teknik Mesin, Kampus Limau Manis 25164, Padang, Indonesia
telp: 0751-72590, Fax: 0751-72576

Email: siranderson72@yahoo.co.id, mr.khairul.amri@gmail.com, maulan.dharmafikri@gmail.com

ABSTRACT

Repeated heating of palm oil has a greater effect to produce high levels of trans fat. The excess consumption of food contained trans-fat is cause of diabetes and coronary heart disease. The oil spinner machine of 10 kg capacity with rotating tube method are proposed to override this problem because it is able to throw the oil particles out from the fried food caused by centrifugal force. The drying area is a 50 cm long tube having 40 cm diameter which is driven by an electric motor single-phase 1 Hp 1400 rpm. In order to increase the speed of the drying tube into 2800 rpm, a 6 inch diameter pulley attached to the motor shaft while a 3 inch is mounted on a 10 cm diameter drying tube shaft. The two pulleys are connected by means of an open belt drive with a length of 60 inch and 187,48° the contact angle. The result of this drying machine in one drying process is 3 minutes. The capacity for one drying is 10 Kg, so the machine capacity per hour is 200 Kg/hour with effective drying at 2800 rpm engine speed.

Keywords: oil spinner design, 10 Kg capacity, drying tube, pulley and belt

I. PENDAHULUAN

Makanan gorengan tidak hanya menjadi salah satu masakan favorit masyarakat Indonesia tetapi juga seluruh dunia. Khusus di Indonesia, 24 % pengguna menggunakan minyak goreng hingga lebih dari dua kali pemakaian [1]. Kebiasaan ini akan memicu munculnya penyakit diabetes dan jantung koroner karena minyak goreng sawit memiliki kandungan asam lemak trans yang tinggi jika dipanaskan secara berulang [1].

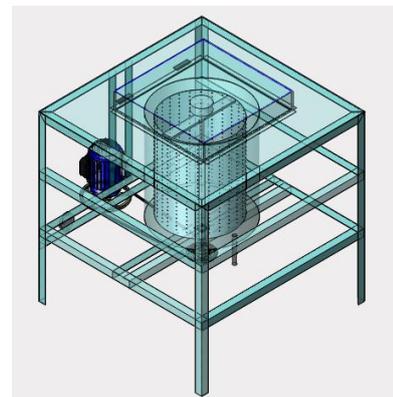
Kandungan minyak pada makan gorengan akan membuat makanan menjadi tidak awet karena menimbulkan bau apek dan merusak cita rasa makanan. Salah satu solusike untuk meminimalisir kandungan minyak pada makanan adalah dengan menggunakan alat pengering minyak. Alat ini bekerja memanfaatkan gaya sentripugal untuk memisahkan partikel minyak dan air yang ada dalam makan gorengan melalui proses pemutaran melingkar berkecepatan tinggi. Motor listrik digunakan sebagai tenaga penggerak dan wadah berbentuk tabung yang dilubangi bagian sisinya sebagai tempat keluarnya minyak dari makanan. Perancangan alat ini menggunakan kripiik ubi sebagai acuan dalam merancang ukuran mesin, panjang sabuk dan pully, serta daya motor penggerak. Hal ini disebabkan karena kripiik

singkong adalah salah satu makanan khas Sumatera Barat. Akan tetapi alat ini bisa digunakan untuk berbagai jenis makanan gorengan lainnya seperti tempe dan tahu.

II. PERENCANAAN ALAT PENGERING MINYAK

A. Desain Rancangan

Rancangan alat pengering minyak dibuat menggunakan ZW3D 2019 seperti yang ditampilkan pada Gambar 1 untuk visualisasi isometrik.



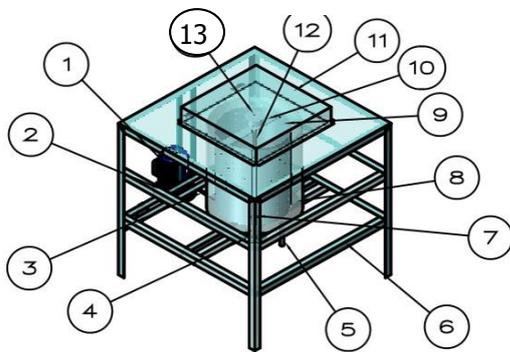
Gambar 1 Pandangan isometrik alat pengering minyak

B. Prinsip Kerja Alat Pengering Minyak

Tempat pengering dibuat berbentuk tabung dimana dimensinya didesain agar bahan yang akan ditiriskan tidak rusak dan penirisan dapat dilakukan secara optimal. Tabung pengering dikaitkan dengan poros yang diputar menggunakan motor listrik. Ketika tabung pengering berputar dengan kecepatan tinggi, maka minyak sisa penggorengan yang melekat pada makanan akan terlempar keluar karena pengaruh gaya sentrifugal. Minyak tersebut selanjutnya akan tertahan oleh wadah penahan minyak dan mengalir ke keluar melalui saluran pembuangan.

C. Komponen Mesin Pengering Minyak

Komponen mesin pengering ditampilkan pada Gambar 2.



Gambar 2 Komponen mesin pengering minyak

Penjelasan nomor, nama serta fungsi komponen mesin pengering yang ada pada Gambar 4 adalah sebagai berikut:

- Motor listrik : sebagai sumber penggerak
- Pully motor : untuk meneruskan putaran motor
- Belt : sebagai penghubung gerak dari pully motor ke ke pully pada shaft tabung pengering .
- Pully : sebagai penghubung gerakan dari motor ke shaft tabung pengering
- Pipa pembuangan : sebagai tempat keluarnya minyak hasil pengeringan
- Rangka : untuk penopang semua komponen, rangka terbuat dari besi siku karena kokoh dan kuat
- Bearing : sebagai tempat tumpuan poros dan untuk mempelancar putaran.
- Tabung luar : sebagai pelindung tabung bagian dalam dan tempat pengumpulan minyak sisa pengeringan
- Tabung dalam : sebagai wadah tempat bahan makanan yang akan dikeringkan
- Tulang tabung : sebagai pembentuk dan penguat tabung dalam.

- Penutup tabung sebagai tempat untuk mencegah makanan dan minyak sisa terlempar keluar
- Poros sebagai tempat meneruskan putaran pully dan meneruskan putaran pada tabung pengering/dalam.
- Pipa kedudukan bearing sebagai tempat meletakkan bearing agar tidak goyang

III. PERHITUNGAN PERANCANGAN DAN PEMBAHASAN

A. Dimensi Tabung Dalam

Tabung bagian dalam akan dibuat menggunakan plat *Perforated Stainless 304* dengan tebal 0,8 mm. Bahan ini dipilih karena lebih tahan karat, tetapi bukan anti karat. Hal ini dikarenakan permukaan stainless steel dilapisi oleh campuran kromium dan oksigen. Seluruh permukaan plat dilubangi dengan diameter 2 mm dan berjarak 1 cm antar lubang. Ukuran tabung dirancang memiliki daya tampung 10 Kg keripik goreng. Untuk mendapatkan ukuran tersebut, uji eksperimen dilakukan dengan menghitung daya tampung toples berdiameter 12 cm dan tinggi 16 cm. Keripik ubi dibuat dengan ukuran 1 cm x 1 cm x 1 cm dan dimasukkan kedalam toples. Dari hasil eksperimen diperoleh daya tampung toples mencapai 300 gr. Menggunakan rumus untuk menghitung volume tabung seperti yang ditampilkan pada persamaan 1, volume toples adalah 1.808,64 cm³ dimana $\pi=3,14$, r adalah jari-jari toples 0,6 cm dan t adalah tinggi toples 16 cm.

$$V = \pi . r^2 . t \quad (1)$$

Massa jenis keripik ubi (ρ) dihitung menggunakan persamaan 2, dimana m adalah massa keripik 300 gr, v adalah volume toples 1.808,64 cm³. Massa jenis keripik ubi kayu diperoleh 0,165 gr/cm³.

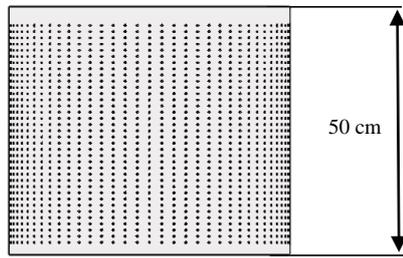
$$\rho = \frac{m}{v} \quad (2)$$

Perhitungan selanjutnya adalah menghitung volume tabung dalam dengan menggunakan persamaan 2. Volume tabung dalam adalah massa ubi kayu 10 kg dibagi dengan masa jenis ubi kayu 0,165 g/cm³, diperoleh volume 60.603 cm³. Agar diperoleh ukuran tabung yang mudah dibuat maka diameter tabung 40 cm dan tinggi 50 cm. Berdasarkan data tersebut maka volume akhir dari tabung dalam menggunakan persamaan 1 adalah 62.800 cm³.

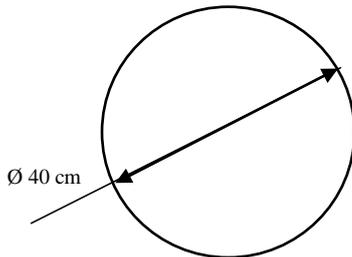
Ukuran panjang plat penyaring minyak dihitung menggunakan persamaan 3, dimana d adalah diameter tabung 40 cm, maka panjang plat yang digunakan adalah 125,6 cm. Berdasarkan hasil perhitungan tersebut maka ukuran plat yang dibutuhkan untuk membuat tabung dalam adalah

125,6 cm x 50 cm. Bentuk tabung dalam ditampilkan pada Gambar 3 dan diameter tabung ditampilkan pada Gambar 4.

$$\text{Panjang selimut tabung} = \pi \times d \quad (3)$$



Gambar 3 Bentuk dan tinggi tabung dalam



Gambar 4 Diameter tabung dalam

B. Kapasitas Mesin Pengering

Dalam satu kali proses pengeringan, waktu operasi mesin adalah 3 menit dari hasil percobaan. Kapasitas untuk sekali pengeringan adalah 10 Kg, maka kapasitas mesin tiap jam adalah 200 kg/jam yang dihitung menggunakan persamaan 4.

$$\text{Kapasitas} = \frac{\text{Kuantitas}}{\text{waktu}} \quad (4)$$

C. Daya Motor Penggerak

Torsi yang dibutuhkan untuk memutar tabung penyaring minyak ditampilkan pada persamaan 5. Dimana T adalah Torsi, F gaya beban dan r jarak dari pusat rotasi. Menggunakan beban tabung sebesar 10 Kg, dan radius tabung 20 cm maka torsi yang diperlukan adalah 2000 Kgmm.

$$T = F \times r \quad (5)$$

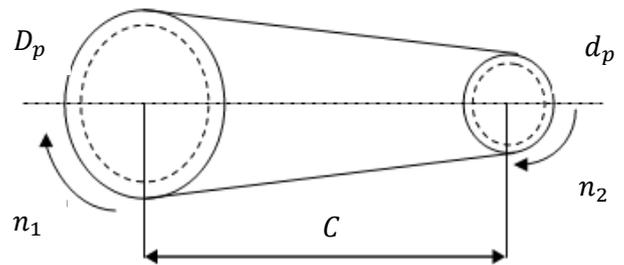
Motor yang akan digunakan adalah motor listrik satu fasa dengan daya 1 Hp. Motor ini dipilih karena paling banyak ditemukan di pasaran yang bisa diperoleh dalam kondisi baru maupun bekas. Karakteristik motor tersebut memiliki daya 746 Watt dan putaran 1400 rpm. Torsi motor dihitung menggunakan persamaan 6, dimana P_{motor} adalah daya motor 746 Watt, π adalah konstanta 3,14, n adalah putaran motor 1400 rpm dan T_{motor} adalah torsi dari motor itu sendiri. Dari perhitungan diperoleh torsi motor (T_{motor}) 5090 Kgmm.

$$P_{motor} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_{motor} \quad (6)$$

Dari hasil perhitungan terlihat motor 1 fasa dengan daya 1 Hp memiliki torsi 5090 Kgmm, yang jauh lebih besar dari torsi yang dibutuhkan untuk memutar tabung pengering 2000 Kgmm. Jadi motor tersebut bisa digunakan pada alat ini.

D. Ukuran Pully dan Panjang V-Belt

Mesin penyaring minyak goreng dirancang menggunakan sistem transmisi dari pully dan sabuk-V sebagai penerus daya motor ke tabung pengering. Putaran motor listrik 1 fasa akan dipercepat putarannya dengan mengambil perbandingan 2 : 1 seperti yang ditampilkan pada Gambar 5.



Gambar 5 Sabuk dan pully

Beberapa parameter yang ditentukan dalam pemilihan sabuk dan pully adalah 1. Diameter pully pada motor listrik dan pully pada shaft tabung pengering, 2. Jenis sabuk-V, 3. Panjang sabuk-V dan sudut kotak sabuk dengan pully penggerak.

Perbandingan diameter pully penggerak (D_p) dan diameter pully penerus (d_p) akan sama dengan perbandingan putaran poros motor listrik 1 fasa (n_1) dengan putaran pully penerus (n_2) seperti yang ditampilkan pada persamaan 7. Dengan menetapkan perbandingan antara diameter pully penggerak dan pully penerus adalah 2: 1, maka kecepatan pully penerus 2800 rpm karena putaran motor penggerak adalah 1400 rpm. Diameter pully penggerak dan pully penerus masing-masing 6 dan 3 inci.

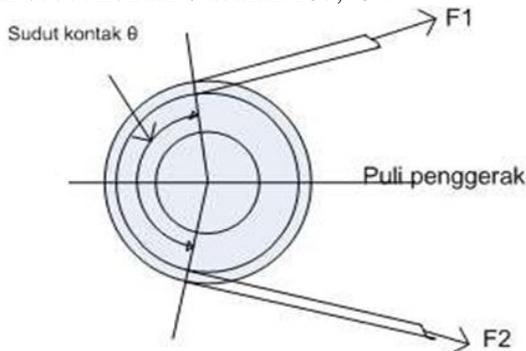
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p} \quad (7)$$

Penampang sabuk yang akan digunakan adalah Tipe A karena memiliki ukuran 12,5 mm x 8 mm yang sesuai untuk diameter dan ketebalan pully yang digunakan. Kecepatan gerak sabuk (v) dihitung dengan menggunakan persamaan 8, dari hasil perhitungan diperoleh nilai 5,582 m/s. Sementara panjang sabuk (L) yang digunakan dihitung menggunakan persamaan 9 dimana C adalah 580 [2]. Hasil perhitungan diperoleh panjang sabuk 59,89 inci yang jika dibulatkan menjadi 60 inci.

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \times 1000} \quad (8)$$

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \quad (9)$$

Parameter lain yang perlu dihitung adalah sudut kontak antara sabuk dan pully penggerak (θ) seperti yang ditampilkan pada Gambar 6. Rumus untuk menghitung sudut kontak ditampilkan pada persamaan 10. Dimana D_p dan d_p adalah 6 dan 3 inci, dan C 580. Hasil perhitungan menunjukkan besar sudut kontak θ adalah $187,48^\circ$.



Gambar 6 Sudut kontak antara sabuk dan pully

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \quad (10)$$

E. Parameter Poros

Parameter poros yang perlu dipehitungkan adalah diameter poros serta tegangan geser. Untuk memperoleh besaran tersebut perlu dihitung beberapa besaran yaitu 1. moment puntir (T), 2. tegangan pada sisi tarik dan sisi kendur (F), 3. reaksi gaya dan momen pada poros, 4. Tegangan geser yang diijinkan (τ_a).

Momen puntir (T) dihitung menggunakan persamaan 11. Dimana p adalah 1 dan n_1 putaran motor listrik 1400 rpm. Hasil perhitungan menunjukkan momen puntir 676,42 kgmm.

$$T = 9,47 \times 10^5 \cdot \frac{p}{n_1} \quad (11)$$

Parameter lain yang dihitung adalah tegangan pada sisi tarik F_1 (kg) dan pada sisi kendur F_2 (kg). Berdasarkan hasil perhitungan sebelumnya bahwa momen puntir (T) = 676,42 kgmm, radius pully (r) = 1,5 inci, koefisien gesek antara puli dan sabuk (μ) 0,3 karena sabuk terbuat dari karet dan pully dari baja, sudut kontak puli $\theta = 187,48^\circ$, maka gaya garik efektif (F_e) dihitung menggunakan persamaan 12.

$$F_e = \frac{T}{r} \quad (12)$$

Hasil perhitungan diperoleh gaya tarik efektif 17,75 kg. Untuk mendapatkan nilai F_1 dan F_2 , maka sudut kontak pully harus dirubah dalam satuan radian seperti pada persamaan 13. Hasil perhitungan diperoleh besar sudut kontak $187,48^\circ$ sama dengan 3,27 rad.

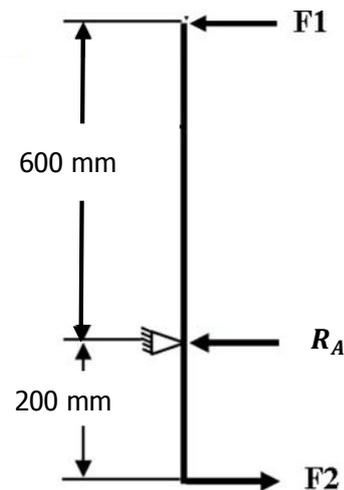
Formula untuk menghitung F_1 dan F_2 ditampilkan pada persamaan 14 dan 15, dimana F_e adalah gaya efektif yaitu 17,75 Kg seperti yang telah dihitung berdasarkan persamaan 12. Menggunakan metoda substitusi pada ke-dua persamaan tersebut didapatl $F_1=17,74$ kg dan $F_2=2,66$ kg.

$$\theta(rad) = \frac{\pi}{180^\circ} \times \theta(deg) \quad (13)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad (14)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (15)$$

Gambar 7 menunjukkan reaksi gaya dan momen pada poros mesin. Pada saat terjadi keseimbangan maka total momen yang bekerja pada suatu titik (ΣM_A) adalah nol seperti yang ditulis pada persamaan 16. Disebabkan karena Gaya beban Radial (R_A) belum diketahui, maka titik pusat momen bisa digunakan F_1 atau F_2 . Setelah dilakukan perhitungan maka diperoleh R_A 3,54 Kg.



Gambar 7 Reaksi gaya dan momen pada por os

$$\Sigma M_A = 0 \quad (16)$$

Besar momen dihitung menggunakan persamaan 17, sehingga diperoleh M adalah 460,2 Kgmm, dimana $R_A = 3,54$ Kg dan L adalah panjang lengan 130 mm.

$$M = F_x l \quad (17)$$

Tegangan Geser yang Diijinkan (τ_a) dihitung menggunakan persamaan 18, dimana σ_1 adalah tegangan geser poros. Poros dibuat dari S30C karena penormalannya diberikan perlakuan panas dan memiliki tegangan geser sebesar 48 kg/mm^2 serta penormalannya diberikan perlakuan panas [4]. Tegangan geser yang diijinkan (τ_a) pada poros dihitung menggunakan persamaan 18, sf_1 dan sf_2 nilainya masing-masing 6 dan 2. Hasil

perhitungan diperoleh tegangan geser yang diizinkan sebesar 4 kgmm².

$$\tau_a = \frac{\sigma_1}{sf_1 \cdot sf_2} \quad (18)$$

Formula untuk mengukur diameter poros (d_s) ditampilkan pada persamaan 19, dimana τ_a adalah tegangan geser 4 kgmm², K_m adalah faktor koreksi untuk momen lentur dan K_t faktor koreksi untuk momen puntir yang masing-masing nilainya adalah 1,4 dan 1,2. Nilai itu dipilih berdasarkan anjuran *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) untuk suatu bahan yang mengalami tumbukan atau kejutan ringan. M adalah momen yang nilainya 460,2 Kgmm dan T adalah momen puntir 676,42 kgmm [4]. Hasil akhir diperoleh besar diameter poros harus sama atau lebih besar dari 10,117 mm atau jika dibulatkan menjadi 10 mm.

$$d_s \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Tegangan geser poros yang terjadi (τ) dihitung menggunakan persamaan 20, dimana T momen puntir 676,42 kgmm, dan d adalah diameter poros 10 mm. Hasil akhir perhitungan diperoleh tegangan geser yang terjadi adalah 3,449 Kgmm.

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d^3} \quad (20)$$

F. Bearing

Pada mesin pengering ini diperlukan sebuah bearing yang ditampilkan sebagai komponen nomor 7 pada gambar 2. Bearing yang akan digunakan adalah bearing P200, dengan karakteristik menggunakan bantalan bola garis tunggal alur dalam dengan diameter 10 mm sesuai dengan diameter poros hasil perhitungan. Umur bantalan minimum 20.000-30.000 jam.

Spesifikasi bearing P200 adalah : P: Bantalan bola garis tunggal alur dalam, 2: adalah singkatan dari lambang 02 dan 00: adalah diameter dalam 10 mm.

Untuk memudahkan perawatan yang berhubungan dengan *life time* bantalan, umur bantalan 20000-30000 jam. Semakin besar putaran maka semakin kecil umur bantalan. Berdasarkan perhitungan pada perhitungan perancangan poin E gambar 7, gaya radial yang terjadi di titik A adalah 3,54 kg maka gaya r adalah 3,54 sesuai persamaan 21.

$$F_r = R_A \quad (21)$$

Beban ekuivalen dinamis (P_r) dihitung menggunakan persamaan 22 dan 23. Karena gaya aksial = 0, maka nilai V = 1 untuk cincin dalam berputar, dan harga faktor X = 0,56 Maka nilai beban ekuivalen dinamis diperoleh P_r = 1,98 kg.

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (22)$$

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r \quad (23)$$

Beban ekuivalen statis (P₀) dihitung menggunakan persamaan 24, karena gaya aksial F_a = 0, X₀ = 0,6 [4] maka beban ekuivalen statis adalah 2,124 Kg.

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (24)$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r \quad (25)$$

Faktor kecepatan (f_n) dihitung menggunakan persamaan 26, dimana n adalah putaran poros 2800 rpm, sehingga diperoleh nilai faktor kecepatan 0,22.

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

Faktor Umur poros (f_h) dihitung menggunakan persamaan 27. C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekivalen dinamis 2,124 [4]. Nilai C tipe P200 adalah 400 kg, maka faktor umur (f_h) adalah diperoleh 41,431.

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P} \quad (27)$$

Sementara umur bantalan (L_h) dihitung menggunakan persamaan 28. Dari hasil perhitungan persamaan 27, f_h adalah 41,431. Hasil perhitungan diperoleh umur bantalan adalah 35.558.730,84 jam.

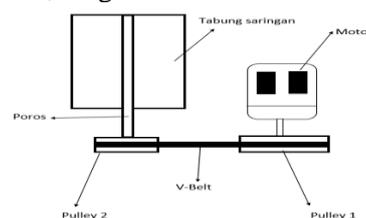
$$L_h = 500 \cdot (f_h)^3 \quad (28)$$

Dari hasil perhitungan maka disimpulkan umur bantalan hasil perancangan dikatakan baik karena umur bantalan yang diperoleh sekitar 35 juta jam jauh melebihi umur bantalan minimum yaitu 30 ribu jam.

G. Perhitungan Nilai Reduksi

Alur kerja mesin pengering minyak berproses dari motor lalu ke pully penggerak (pully 1) kemudian ke pully penerus (pully 2) melalui sabuk-V dan ke tabung saringan melalui poros seperti ditampilkan pada gambar 8.

Pada saat mesin bekerja, putaran mesin akan berkurang karena pengaruh beban dan gesekan. Besar nilai pengurangan dihitung dari putaran motor listrik karena pengaruh pully. Pully dibuat dengan diameter 6 inci dari bahan besi dan berat sekitar 0,5 Kg.



Gambar 8 Alur Kerja Mesin

Akibat pengaruh berat tersebut terjadi pengurangan torsi 38,1 Kgmm dengan menggunakan persamaan 5. Dimana F adalah beban dari pully sebesar 0,5 Kg dan r adalah radius pully sebesar 3 inci. Akibatnya besar torsi yang diteruskan oleh pully penggerak sebesar 5051,9 Kgmm dari sebelumnya 5090 Kgmm.

Perhitungan yang sama juga dilakukan pada pully penerus yang berdiameter 3 inci. Berat pully 0,28 Kg. Menggunakan persamaan 5 maka besar pengurangan torsi sebesar 10,668 Kgmm. Torsi dari pully penggerak yang sebelumnya 5051,9 Kgmm menjadi 5041,23 Kgmm ke poros tabung.

Poros juga merupakan komponen yang mereduksi torsi motor listrik. Hasil perhitungan putaran poros adalah 2800 rpm. Torsi poros (T_{poros}) dihitung menggunakan persamaan 29 dimana P_{poros} adalah daya poros yang diperoleh dari daya motor listrik 1 Hp 746 Watt dan n putaran poros 2800 rpm. Hasil perhitungan diperoleh Torsi poros 2545 kgmm

$$P_{poros} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_{poros} \quad (29)$$

Didapatlah torsi poros adalah sebesar 2545 kgmm yang dijumlahkan pengurangan torsi yang terjadi adalah 2496,23 kgmm. Diketahui sebelumnya bahwa torsi yang dibutuhkan oleh tabung pengering adalah 2000 kgmm. Sementara Torsi poros adalah 2545 kgmm, setelah dikurangi dengan pengurangan torsi maka diperoleh Torsi poros adalah 2496,23 Kgmm. Nilai ini masih jauh dibandingkan 2000 Kgmm yang diperlukan. Berdasarkan kondisi tersebut maka Torsi poros mampu memutar tabung pengering dengan berat 10 kg.

IV. KESIMPULAN

Mesin pengering minyak pada makanan gorengan yang dirancang bekerja dengan memanfaatkan gaya sentripugal untuk memisahkan partikel minyak yang ada dalam makan. Untuk mendapatkan alat spinner kapasitas

10 Kg diperlukan motor listrik 1 phasa daya 1 Hp 1400 rpm yang digunakan sebagai penggerak dan tabung pengering dengan radius 20 cm dan tinggi 50 cm. Agar putaran tabung pengering mencapai 2800 rpm, maka pully berdiameter 6 inci dipasangkan di motor sementara pully berdiameter 3 inci dipasang pada poros tabung pengering. Kedua pully dihubungkan dengan sabuk-V tipe A dengan panjang 60 inci dan sudut kontak $187,48^\circ$. Hasil dari mesin pengering ini dalam satu kali proses pengeringan adalah 3 menit. Kapasitas untuk sekali pengeringan adalah 10 Kg, maka kapasitas mesin tiap jam adalah 200 Kg/jam dengan efektif pengeringannya pada putaran mesin 2800 rpm.

UCAPAN TERIMAKASIH

Terima kasih kami sampaikan kepada Kepala Bengkel Teknik Mesin Politeknik Negeri Padang yang telah memfasilitasi pembuatan alat Mesin Pengering Minyak Pada Gorengan Dengan Metode Tabung Berputar Untuk Kapasitas 10 Kg.

REFERENSI

- [1] Ilmi, Ibnu Malkan Bakhrul, Ali Khomsan, and Sri Anna Marliyati. "Kualitas minyak goreng dan produk gorengan selama penggorengan di rumah tangga Indonesia." *Jurnal Aplikasi Teknologi Pangan* 4.2 (2015).
- [2] Nur, Rusdi & Sayuti, Arsyad. (2017). *Perancangan Mesin-Mesin Industri*. Yogyakarta: Budi Utama
- [3] Pramono. P. G (2012). *Perancangan Mesin Penyuir Daging Untuk Bahan Baku Abon*. Yogyakarta (ID): Universitas Negeri Yogyakarta.
- [4] Shigley. J. E. & Mitchell. L. D. 1984. *Perencanaan Teknik Mesin*, Jakarta, penerbit Erlangga.
- [5] Sularso & Suga, Kiyokatsu. (2002). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradya Paramita