Jurnal PROTEMAN
Professional Technology and Manufacturing
Vol. 3 No. 1 (2026) 7 – 15 | ISSN: 3063-2773 (Media Online)

Rancang Bangun Mesin Pres Kaleng Minuman dengan Metode Quality Function Deployment (QFD)

Pivo Alfanoza[1*], Ichlas Nur[2], Menhendry[1]
[1]Program Studi Sarjana Terapan Teknik Manufaktur, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Padang, Padang, Indonesia
[2]Program Studi D3 Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Padang, Padang, Indonesia
*Corresponding author: pivoalfanoza@gmail.com

Abstract

Scrap collectors still commonly flatten used beverage cans by stepping on or hammering them, which is slow and exposes them to injury. This study designs and builds a motor-driven beverage can press machine, using Quality Function Deployment (QFD) to translate user needs into technical specifications. Eight customer needs were rated by 30 respondents consisting of scrap collectors, can-related workers and community members. The questionnaire was valid (r = 0.423–0.724 > r table 0.361) and reliable (Cronbach's alpha = 0.745). The House of Quality ranked the electric motor drive (relative importance 22.47%) and the frame material (13.98%) as the top technical priorities. A compression test on a universal testing machine showed that a maximum force of 78 kgf (765 N) is required to flatten one can. The machine uses a ½ hp electric motor, a 1:50 worm gearbox and a 1.5 chain reduction to drive a 90 mm crank at 18.93 rpm, with a modular hollow-steel frame and an adjustable arm. In testing, the machine reduced the can length from 115.5 mm to about 20 mm at a capacity of 2,400 cans per hour, with an estimated maximum electricity cost of Rp 539 per operating hour.

Keywords: can press machine, beverage can, recycling, quality function deployment (QFD), house of quality

Abstrak

Pengepul barang bekas masih umum memipihkan kaleng minuman bekas dengan cara diinjak atau dipukul, cara yang lambat dan berisiko cedera. Penelitian ini merancang dan membuat mesin pres kaleng minuman bertenaga motor listrik dengan metode Quality Function Deployment (QFD) untuk menerjemahkan kebutuhan pengguna menjadi spesifikasi teknis. Delapan kebutuhan pelanggan dinilai oleh 30 responden yang terdiri atas pengepul, pekerja yang berhubungan dengan kaleng minuman, dan masyarakat. Kuesioner dinyatakan valid (r hitung 0,423–0,724 > r tabel 0,361) dan reliabel (Cronbach's alpha 0,745). House of Quality menempatkan penggerak motor listrik (relative importance 22,47%) dan material rangka (13,98%) sebagai prioritas teknis tertinggi. Uji tekan dengan universal testing machine menunjukkan gaya maksimum 78 kgf (765 N) untuk memipihkan satu kaleng. Mesin memakai motor listrik ½ hp, gearbox worm 1:50, dan reduksi rantai 1,5 untuk memutar engkol berjari-jari 90 mm pada 18,93 rpm, dengan rangka besi hollow yang modular dan lengan yang dapat diatur. Pada pengujian, mesin mengurangi panjang kaleng dari 115,5 mm menjadi sekitar 20 mm dengan kapasitas 2.400 kaleng per jam dan estimasi maksimum biaya listrik Rp 539 per jam operasi.

Kata kunci: mesin pres kaleng, kaleng minuman, daur ulang, quality function deployment (QFD), house of quality

Diterima Redaksi : 13-08-2025 | Selesai Revisi : 08-11-2026 | Diterima : 08-11-2026

1. Pendahuluan

Kaleng minuman aluminium termasuk sampah anorganik yang tidak dapat terurai secara alami. Sampah kaleng diperkirakan mencapai sekitar 2% dari timbulan sampah nasional, atau kurang lebih 3.520 ton per hari [1]. Di sisi lain, aluminium dari kaleng bekas dapat didaur ulang tanpa kehilangan mutu dengan kebutuhan energi hanya sekitar 5% dari produksi aluminium primer, sehingga kaleng bekas memiliki nilai jual [1]. Sebelum dilebur, kaleng perlu dipadatkan agar setiap muatan tungku dapat menampung lebih banyak kaleng [1].

Di tingkat pengepul barang bekas, kaleng masih umum dipipihkan secara manual dengan cara diinjak atau dipukul menggunakan palu [2], [3]. Cara ini lambat dan berisiko terhadap keselamatan pekerja [2]. Kondisi yang sama dijumpai pada observasi lapangan dalam penelitian ini, sehingga pengepul memerlukan alat bantu pemipihan kaleng yang lebih cepat dan aman.

Berbagai mesin pres kaleng telah dikembangkan dengan mekanisme yang berbeda. Mesin bermekanisme cam dengan motor ½ hp mencapai kapasitas sekitar 1.380 kaleng/jam [4], mesin bermekanisme engkol mencapai 20–25 kaleng/menit atau hampir enam kali lebih cepat dari cara manual [2], dan mesin eksentrik dua plunger bertenaga motor DC mencapai sekitar 70 kaleng/menit [5]. Mesin bermekanisme torak dengan motor ¾ hp mampu memipihkan kaleng dari 115 mm menjadi 15 mm [6], tetapi kapasitas hopper yang kecil dan kemacetan pada tabung penekan membuatnya kurang efisien [7]. Mesin

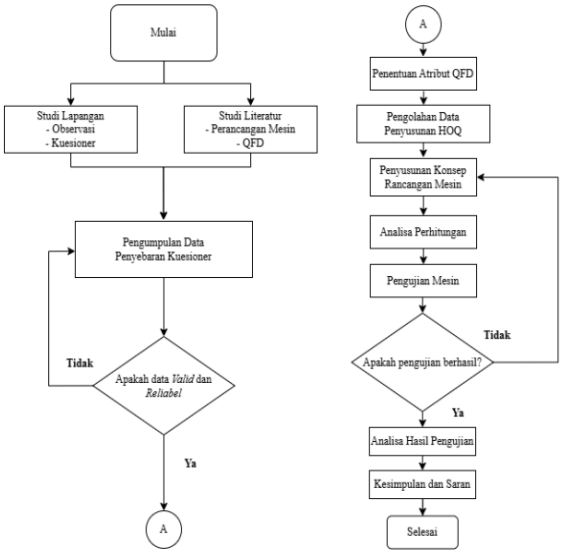
pneumatik gagal memipihkan kaleng karena tekanan udara dan ukuran silinder yang tidak memadai [8], sedangkan mesin dengan mekanisme ulir daya mencapai 75 kaleng/menit [3].

Quality Function Deployment (QFD) adalah metode terstruktur yang menerjemahkan kebutuhan pelanggan menjadi persyaratan teknis dan memeringkatnya melalui matriks House of Quality (HoQ) [9], [10]. Metode ini telah diterapkan pada perancangan mesin penggiling tahu [9], mesin auto button insert [10], mesin milling tiga sumbu [11], dan mesin pemroses campuran [12]. Namun, pada mesin pres kaleng yang dikaji, spesifikasi umumnya ditetapkan langsung oleh perancang tanpa menjaring kebutuhan pengepul sebagai pengguna secara kuantitatif melalui kuesioner dan HoQ. Akibatnya, aspek yang penting bagi pengguna, seperti kemudahan perawatan, kemudahan penggantian part, dan kemampuan menangani berbagai ukuran kaleng, tidak menjadi dasar keputusan desain.

Penelitian ini bertujuan merancang dan membuat mesin pres kaleng minuman bertenaga motor listrik yang spesifikasinya diturunkan dari kebutuhan pengguna melalui QFD, menghitung elemen mesin utamanya, serta menguji kinerjanya dalam hal kapasitas dan hasil pemipihan. Kontribusi penelitian ini adalah rancangan mesin pres kaleng yang prioritas teknisnya ditentukan secara kuantitatif dari penilaian pengguna, disertai pemeriksaan kekuatan elemen mesin yang konsisten terhadap gaya pemipihan hasil pengukuran.

2. Metode Penelitian

Tahapan penelitian ditunjukkan pada Gambar 1. Penelitian diawali dengan studi lapangan dan studi literatur, dilanjutkan dengan pengumpulan dan pengujian data kebutuhan pelanggan, penyusunan HoQ, penyusunan konsep rancangan, perhitungan elemen mesin, pembuatan, dan pengujian mesin. Apabila pengujian belum berhasil, konsep rancangan ditinjau kembali.



Gambar 1. Diagram alir penelitian

Studi lapangan dilakukan melalui observasi langsung terhadap proses pemipihan kaleng oleh pengepul dan masyarakat untuk mengidentifikasi kebutuhan pengguna. Kebutuhan yang teridentifikasi disusun menjadi delapan pernyataan kuesioner. Kuesioner disebarkan kepada 30 responden yang dipilih secara purposif, yaitu pengepul barang bekas, pekerja yang berhubungan dengan kaleng minuman, dan masyarakat sekitar. Responden menilai tingkat kepentingan setiap pernyataan pada skala Likert 1–5, dari tidak penting (1) hingga sangat penting (5).

Validitas butir diuji dengan korelasi Pearson Product Moment pada taraf signifikansi 5%, dan butir dinyatakan valid bila r hitung lebih besar dari r tabel [13]. Reliabilitas diuji dengan koefisien Cronbach's alpha, dan kuesioner dinyatakan reliabel bila nilainya lebih dari 0,70 [14]. Pengolahan dilakukan dengan SPSS 25.0. Data yang valid dan reliabel diolah ke dalam HoQ melalui tahapan penentuan tingkat kepentingan pelanggan, respon teknis, hubungan antara kebutuhan dan respon teknis dengan bobot 9, 3, dan 1 untuk hubungan kuat, sedang, dan lemah [10], korelasi antarrespon teknis, absolute dan relative importance [15], target, serta benchmarking. Bobot hubungan, korelasi, dan skor benchmarking ditetapkan oleh tim perancang berdasarkan hasil observasi dan studi literatur.

Gaya yang dibutuhkan untuk memipihkan kaleng diukur dengan uji tekan pada universal testing machine (UTM) Galdabini terhadap tiga sampel kaleng minuman aluminium dengan panjang awal 115,5 mm. Kaleng ditekan sejauh 85,5 mm hingga panjangnya tersisa ±30 mm. Gaya tekan maksimum dari uji ini menjadi dasar perhitungan elemen mesin, yang mengikuti metode Sularso dan Suga [16] sebagaimana diterapkan pada perancangan poros dan pasak mesin crusher [17].

Pengujian mesin dilakukan dengan mengisi hopper dengan kaleng minuman, menjalankan mesin hingga seluruh kaleng terpipih, lalu mencatat jumlah kaleng dan waktu yang dibutuhkan. Kapasitas dihitung dari jumlah kaleng terpipih dibagi waktu pengujian. Panjang kaleng sebelum dan sesudah dipres diukur dengan jangka sorong.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Validitas dan Reliabilitas Kuesioner

Dengan jumlah responden n = 30, derajat kebebasan db = n − 2 = 28, dan taraf signifikansi 5%, diperoleh r tabel = 0,361 [13]. Tabel 1 menunjukkan bahwa seluruh butir memiliki r hitung antara 0,423 dan 0,724, lebih besar dari r tabel, sehingga kedelapan butir dinyatakan valid. Koefisien Cronbach's alpha sebesar 0,745 melebihi batas 0,70 [14], sehingga kuesioner dinyatakan reliabel dengan tingkat keandalan yang dapat diterima.

Tabel 1. Hasil uji validitas

Butir	r hitung	r tabel	Keterangan
P1	0,627	0,361	Valid
P2	0,724	0,361	Valid
P3	0,545	0,361	Valid
P4	0,664	0,361	Valid
P5	0,423	0,361	Valid
P6	0,688	0,361	Valid
P7	0,478	0,361	Valid
P8	0,667	0,361	Valid

Tabel 2. Kebutuhan dan tingkat kepentingan pelanggan

No.	Kebutuhan pelanggan	CI
1	Kinerja mesin cepat	4,47
2	Mudah dioperasikan	4,60
3	Perawatan mudah	4,56
4	Hemat tempat	3,90
5	Rangka mesin kuat dan tidak mudah keropos	4,80
6	Mesin mudah dipindahkan	3,63
7	Mudah dalam pergantian part	4,53
8	Mampu mengepres berbagai ukuran kaleng minuman	4,30

3.2 House of Quality

Tingkat kepentingan pelanggan (customer importance, CI) dihitung sebagai rata-rata skor jawaban responden untuk setiap kebutuhan menggunakan Persamaan (1), dengan Σx adalah jumlah skor dan n jumlah responden.

$$CI = \Sigma x / n \quad (1)$$

Sebagai contoh, kebutuhan kinerja mesin cepat memperoleh jumlah skor 134 sehingga CI = 134/30 = 4,47. Hasil untuk seluruh kebutuhan disajikan pada Tabel 2. Kebutuhan dengan kepentingan tertinggi adalah rangka mesin kuat dan tidak mudah keropos (4,80), diikuti mudah dioperasikan (4,60) dan perawatan mudah (4,56).

Delapan respon teknis ditetapkan sebagai bentuk teknis dari kebutuhan pelanggan, yaitu penggunaan motor listrik, antarmuka yang intuitif, desain mesin, material rangka, dimensi mesin, berat mesin, standarisasi part, dan panjang lengan yang dapat diatur. Hubungan antara kebutuhan pelanggan dan respon teknis disajikan pada Tabel 3. Absolute importance (AI) dan relative importance (RI) dihitung dengan Persamaan (2) dan (3) [15], dengan R adalah bobot hubungan.

$$AI = \Sigma (R \times CI) \quad (2)$$

$$RI = AI / \Sigma AI \times 100\% \quad (3)$$

Untuk respon teknis motor listrik, AI = (9 × 4,47) + (3 × 4,60) + (1 × 4,56) + (9 × 4,30) = 40,23 + 13,80 + 4,56 + 38,70 = 97,29. Jumlah AI seluruh respon teknis adalah 432,91, sehingga RI = 97,29/432,91 × 100% = 22,47%.

Tabel 3. Matriks hubungan, absolute importance, dan relative importance

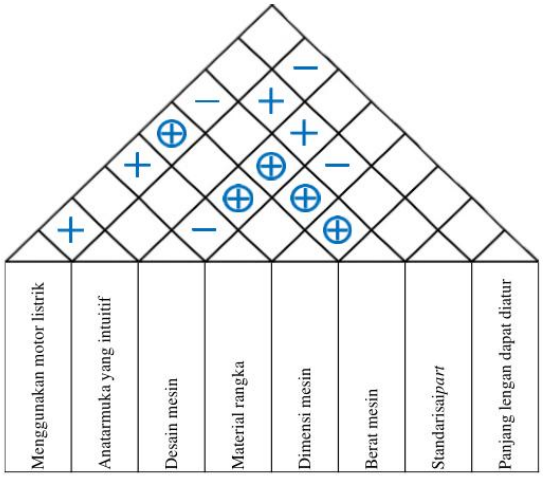
Kebutuhan pelanggan	CI	Motor listrik	Antar-muka	Desain mesin	Material rangka	Dimensi mesin	Berat mesin	Standar part	Panjang lengan
Kinerja mesin cepat	4,47	●							
Mudah dioperasikan	4,60	○	●	△					
Perawatan mudah	4,56	△	△	●	○			○	
Hemat tempat	3,90			○		●			
Rangka kuat dan tidak mudah keropos	4,80				●				
Mesin mudah dipindahkan	3,63				△	○	●		
Mudah dalam pergantian part	4,53							●	
Mampu mengepres berbagai ukuran kaleng	4,30	●							●
Absolute importance (AI)		**97,29**	**45,96**	**57,34**	**60,51**	**45,99**	**32,67**	**54,45**	**38,70**
Relative importance (RI)		**22,47%**	**10,62%**	**13,25%**	**13,98%**	**10,62%**	**7,55%**	**12,58%**	**8,94%**
Peringkat		**1**	**6**	**3**	**2**	**5**	**8**	**4**	**7**

Keterangan: ● hubungan kuat (9), ○ hubungan sedang (3), △ hubungan lemah (1).

Penggunaan motor listrik menjadi prioritas utama dengan RI 22,47%, diikuti material rangka (13,98%), desain mesin (13,25%), dan standarisasi part (12,58%). Dimensi mesin (AI 45,99) berada sedikit di atas antarmuka yang intuitif (AI 45,96). Hasil ini menunjukkan bahwa penggantian tenaga manusia dengan tenaga motor, yang secara langsung menjawab kebutuhan kinerja cepat dan kemampuan mengepres berbagai ukuran kaleng, merupakan keputusan desain yang paling berpengaruh.

Korelasi antarrespon teknis ditunjukkan pada Gambar 2, dengan simbol ⊕ untuk korelasi positif kuat, + untuk korelasi positif, dan − untuk korelasi negatif. Korelasi positif kuat terdapat antara desain mesin dengan dimensi dan berat mesin, antara material rangka dengan berat mesin, antara dimensi dengan berat mesin, serta antara motor listrik dengan dimensi mesin. Korelasi negatif terdapat antara motor listrik dan berat

mesin, antara desain mesin dan material rangka, antara material rangka dan standarisasi part, serta antara antarmuka dan panjang lengan. Konflik terpenting adalah antara motor listrik dan berat mesin, karena motor beserta gearbox dan transmisi rantai menambah massa mesin. Konflik ini diatasi dengan rangka besi hollow yang ringan dan desain modular, yang keduanya berkorelasi positif kuat dengan berat dan dimensi mesin.



Gambar 2. Korelasi antarrespon teknis

Target untuk setiap respon teknis ditetapkan berdasarkan urutan prioritas, seperti pada Tabel 4.

Tabel 4. Target respon teknis

Peringkat	Respon teknis	Target
1	Motor listrik	Motor listrik ½ hp
2	Material rangka	Besi hollow
3	Desain mesin	Modular
4	Standarisasi part	Part standar yang tersedia di pasaran
5	Dimensi mesin	< 80 × 80 × 80 cm
6	Antarmuka yang intuitif	Dilengkapi panel kontrol
7	Panjang lengan dapat diatur	Sistem adjuster pada lengan
8	Berat mesin	< 100 kg

Benchmarking dilakukan terhadap tiga mesin pres kaleng pembanding yang diperoleh dari studi literatur, dan hasilnya disajikan pada Tabel 5 dan Tabel 6. Pada competitive benchmarking, total skor rancangan (23) sama dengan Mesin 2 dan lebih tinggi dari Mesin 1 dan Mesin 3 (21). Rancangan unggul pada kebutuhan hemat tempat, tetapi pada kinerja mesin cepat skornya (2) lebih rendah dari Mesin 2 dan Mesin 3 (3). Dengan demikian, kecepatan kerja masih menjadi aspek yang perlu ditingkatkan, meskipun respon teknis terkait berada pada prioritas pertama. Pada technical benchmarking, rancangan memperoleh total skor tertinggi (24) dibandingkan Mesin 1 (20), Mesin 2 (21), dan Mesin 3 (19), terutama karena keunggulan pada material rangka, dimensi, dan berat mesin.

Tabel 5. Competitive benchmarking

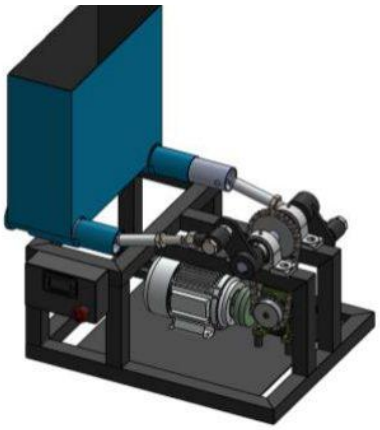
No.	Kebutuhan pelanggan	Rancangan	Mesin 1	Mesin 2	Mesin 3
1	Kinerja mesin cepat	2	1	3	3
2	Mudah dioperasikan	3	3	3	3
3	Perawatan mudah	3	3	3	3
4	Hemat tempat	3	2	2	1
5	Rangka mesin kuat dan tidak mudah keropos	3	3	3	3
6	Mesin mudah dipindahkan	3	3	3	2
7	Mudah dalam pergantian part	3	3	3	3
8	Mampu mengepres berbagai ukuran kaleng	3	3	3	3
	Total	**23**	**21**	**23**	**21**

Tabel 6. Technical benchmarking

No.	Respon teknis	Rancangan	Mesin 1	Mesin 2	Mesin 3
1	Motor listrik	3	3	3	3
2	Material rangka	3	2	2	2
3	Desain mesin	3	3	3	3
4	Standarisasi part	3	2	3	2
5	Dimensi mesin	3	2	2	1
6	Antarmuka yang intuitif	3	3	3	3
7	Panjang lengan dapat diatur	3	3	3	3
8	Berat mesin	3	2	2	2
	Total	**24**	**20**	**21**	**19**

3.3 Konsep Rancangan Mesin

Berdasarkan HoQ, mesin dirancang dengan penggerak motor listrik ½ hp yang dilengkapi panel kontrol untuk memudahkan pengoperasian. Desain mesin bersifat modular sehingga memudahkan perawatan dan penggantian part, dan komponennya menggunakan part standar yang tersedia di pasaran. Rangka dibuat dari besi hollow dengan target dimensi di bawah 80 × 80 × 80 cm dan berat di bawah 100 kg. Lengan penekan dilengkapi sistem adjuster sehingga panjangnya, dan dengan demikian tebal hasil pemipihan, dapat diatur. Gambar 3 menunjukkan susunan utama mesin, yaitu motor listrik dan gearbox di bagian bawah rangka, transmisi rantai, engkol dan batang penghubung yang menggerakkan piston penekan, serta hopper di bagian atas.



Gambar 3. Rancangan mesin pres kaleng minuman

3.4 Gaya Pengepresan Kaleng

Hasil uji tekan tiga sampel kaleng pada UTM disajikan pada Tabel 7, dan proses pengujiannya ditunjukkan pada Gambar 4. Gaya maksimum yang diperlukan untuk memipihkan kaleng adalah 76–78 kgf dengan rata-rata 77 kgf. Untuk perancangan dipakai nilai terbesar, yaitu F = 78 kgf × 9,81 m/s² = 765,2 N. Setelah gaya dilepas, kaleng tetap pipih dengan panjang ±30 mm, yang menunjukkan bahwa kaleng telah mengalami deformasi plastis. Nilai ini sebanding dengan gaya pemipihan sekitar 951,6 N yang dihitung pada mesin bermekanisme cam [4] dan 580,5 N yang dirujuk pada mesin eksentrik [5].

Tabel 7. Hasil uji tekan kaleng minuman

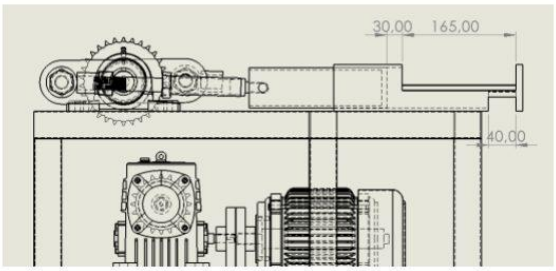
Sampel	Gaya maksimum (kgf)	Gaya maksimum (N)
1	77	755,4
2	76	745,6
3	78	765,2
Rata-rata	**77**	**755,4**



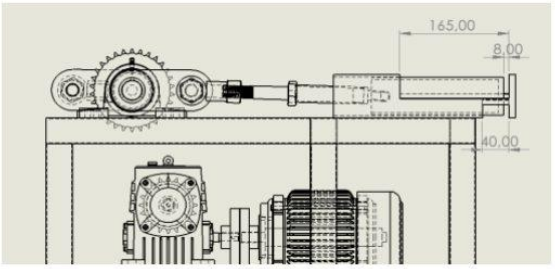
Gambar 4. Uji tekan kaleng pada universal testing machine

3.5 Panjang Langkah dan Torsi

Posisi piston penekan pada kedudukan mundur maksimum dan pengepresan maksimum ditunjukkan pada Gambar 5 dan Gambar 6. Hopper direncanakan selebar 165 mm agar dapat menampung kaleng dengan panjang hingga 150 mm, dengan jarak bebas 30 mm antara piston dan hopper. Jarak total dari kedudukan mundur piston hingga dinding ujung hopper adalah 165 mm + 30 mm = 195 mm. Engkol dirancang dengan jari-jari 90 mm sehingga panjang langkah piston 2 × 90 mm = 180 mm, dan pada akhir langkah tersisa celah 15 mm sebagai ruang kaleng yang telah dipipihkan.



Gambar 5. Posisi piston pada kedudukan mundur maksimum



Gambar 6. Posisi piston pada kedudukan pengepresan maksimum

Torsi pada poros engkol dihitung dengan Persamaan (4) [16]. Nilai ini merupakan batas atas, karena gaya pres bekerja tegak lurus lengan engkol hanya pada sudut tertentu.

$$T = F \times r \quad (4)$$

$$= 765{,}2\ \text{N} \times 0{,}09\ \text{m} = 68{,}87\ \text{Nm}$$

Dengan putaran poros engkol n = 18,93 rpm, kecepatan sudutnya ω = 2π × 18,93/60 = 1,982 rad/s, sehingga daya yang dibutuhkan dihitung dengan Persamaan (5). Daya rencana dihitung dengan Persamaan (6) menggunakan faktor koreksi fc = 1,2 [16], [18].

$$P = T \times \omega \quad (5)$$
$$= 68{,}87 \text{ Nm} \times 1{,}982 \text{ rad/s} = 136{,}5 \text{ W}$$
$$Pd = fc \times P \quad (6)$$
$$= 1{,}2 \times 136{,}5 \text{ W} = 163{,}8 \text{ W} = 0{,}22 \text{ hp}$$

Dengan mempertimbangkan keamanan dan ketersediaan di pasaran, dipilih motor listrik ½ hp (372,85 W) dengan putaran 1.420 rpm.

3.6 Sistem Transmisi

Putaran motor direduksi dengan gearbox worm tipe WPA 50 rasio 1:50, sehingga putaran keluaran gearbox n2 = 1.420/50 = 28,4 rpm. Torsi motor adalah Tm = Pm/ωm = 372,85 W / (2π × 1.420/60) = 2,51 Nm. Torsi keluaran gearbox dihitung dengan Persamaan (7), dengan η adalah efisiensi gearbox. Sebagai acuan, katalog reduser worm berjarak sumbu 50 mm dengan rasio 1:50 mencantumkan efisiensi 63% [19].

$$T_{out} = T_m \times i \times \eta \quad (7)$$
$$= 2{,}51 \text{ Nm} \times 50 \times 0{,}63 = 79{,}0 \text{ Nm}$$

Torsi yang dibutuhkan pada poros keluaran gearbox adalah 68,87/1,5 = 45,91 Nm, sehingga torsi keluaran 79,0 Nm mencukupi dengan cadangan sekitar 72%.

Putaran diteruskan ke poros engkol melalui rantai RS 40 (pitch p = 12,7 mm) dengan sproket penggerak z1 = 20 gigi dan sproket yang digerakkan z2 = 30 gigi, sehingga rasio sproket 1,5 dan putaran poros engkol 28,4/1,5 = 18,93 rpm. Diameter jarak bagi sproket dihitung dengan Persamaan (8) [16].

$$D = p / \sin(180°/z) \quad (8)$$

Diperoleh D1 = 12,7/sin 9° = 81,18 mm dan D2 = 12,7/sin 6° = 121,50 mm. Panjang rantai dalam jumlah mata rantai Lp dihitung dengan Persamaan (9) [16], dengan jarak sumbu poros C = 230 mm.

$$L_p = 2C/p + (z1 + z2)/2 + (z2 - z1)^2 / (4\pi^2 \times C/p) \quad (9)$$

Hasilnya Lp = 36,22 + 25 + 0,14 = 61,36, dibulatkan menjadi 62 mata rantai, sehingga panjang rantai L = 62 × 12,7 = 787,4 mm dan jarak sumbu aktual menjadi ±234 mm.

3.7 Poros

Poros meneruskan daya dan putaran serta menjadi dudukan elemen mesin lain seperti sproket dan engkol [16]. Poros engkol dibuat dari baja ST42 dengan kekuatan tarik σB = 42 kg/mm². Torsi rencana dihitung dari daya rencana dengan Persamaan (10) [16], [17].

$$T_d = 9{,}74 \times 10^5 \times P_d / n \quad (10)$$
$$= 9{,}74 \times 10^5 \times 0{,}1638 / 18{,}93$$
$$= 8.428 \text{ kg·mm}$$

Tegangan geser izin dihitung dengan Persamaan (11) menggunakan faktor keamanan Sf1 = 6 dan Sf2 = 2, dan diameter poros minimum dengan Persamaan (12), dengan faktor beban kejut Kt = 1,5 dan faktor beban lentur Cb = 1,5. Faktor Cb diperhitungkan karena poros juga menerima beban lentur dari gaya pres dan tarikan rantai.

$$\tau_a = \sigma_B / (Sf1 \times Sf2) \quad (11)$$
$$= 42 / (6 \times 2) = 3{,}5 \text{ kg/mm}^2$$
$$d_s = [(5{,}1/\tau_a) \times Kt \times Cb \times T_d]^{1/3} \quad (12)$$
$$= [(5{,}1/3{,}5) \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 8.428]^{1/3}$$
$$= 30{,}2 \text{ mm}$$

Diameter poros yang digunakan adalah 30 mm, mengikuti ukuran standar bantalan. Pada diameter ini, tegangan geser yang terjadi adalah τ = 5,1 × Kt × Cb × Td / d³ = 5,1 × 1,5 × 1,5 × 8.428 / 30³ = 3,58 kg/mm², sehingga faktor keamanan aktual terhadap kekuatan tarik bahan adalah 42/3,58 = 11,7. Nilai ini hanya 2% di bawah faktor keamanan rencana 12, sehingga poros 30 mm dinyatakan aman.

3.8 Pasak

Pasak dipilih berdasarkan diameter poros menurut tabel ukuran standar pasak [16] dan dibuat dari baja ST37 (σB = 37 kg/mm²). Gaya tangensial pada pasak, tegangan geser, dan tekanan permukaan dihitung dengan Persamaan (13) sampai (15), dengan b lebar pasak, L panjang pasak, dan t2 kedalaman alur pasak pada naf, yaitu 2,3 mm untuk pasak 5 × 5 dan 3,3 mm untuk pasak 8 × 7 [16].

$$F = T / (d/2) \quad (13)$$
$$\tau_k = F / (b \times L) \quad (14)$$
$$p = F / (L \times t2) \quad (15)$$

Tegangan geser izin pasak adalah τka = 37/(6 × 2) = 3,08 kg/mm², dan tekanan permukaan izin pa = 8 kg/mm² [16]. Torsi pada poros keluaran gearbox adalah Td/1,5 = 5.619 kg·mm, sedangkan pada poros engkol Td = 8.428 kg·mm. Hasil perhitungan disajikan pada Tabel 8.

Tabel 8. Hasil perhitungan pasak

Lokasi	d (mm)	b × h (mm)	L (mm)	F (kg)	τk (kg/mm²)	p (kg/mm²)	Keterangan
Sproket penggerak (rancangan awal)	17	5 × 5	25	661	5,29	11,50	Tidak memenuhi
Sproket penggerak (perbaikan)	17	5 × 5	45	661	2,94	6,39	Memenuhi
Sproket digerakkan	30	8 × 7	25	562	2,81	6,81	Memenuhi
Engkol	30	8 × 7	50	562	1,40	3,41	Memenuhi

Pasak pada sproket yang digerakkan dan pada engkol memenuhi syarat karena $\tau k \leq \tau ka$ dan $p \leq pa$. Pasak pada sproket penggerak dengan panjang 25 mm tidak memenuhi kedua syarat tersebut, karena poros keluaran gearbox yang berdiameter 17 mm menghasilkan gaya tangensial terbesar. Panjang pasak minimum yang diperlukan adalah 43 mm untuk tegangan geser dan 36 mm untuk tekanan permukaan. Oleh karena itu, pasak sproket penggerak diperbaiki menjadi pasak standar 5 × 5 × 45 mm dengan panjang naf sproket minimal 45 mm, sehingga $\tau k = 2{,}94$ kg/mm² dan $p = 6{,}39$ kg/mm² memenuhi syarat.

3.9 Bantalan dan Kopling

Bantalan menumpu poros yang berbeban sehingga putaran berlangsung halus, aman, dan tahan lama [16]. Untuk poros 30 mm dipilih bantalan bola 6006 dengan d = 30 mm, D = 55 mm, B = 13 mm, kapasitas dinamis C = 1.030 kg (10.104,3 N), dan kapasitas statis C0 = 740 kg (7.259,4 N) [16]. Beban radial Fr diambil sama dengan gaya pres 765,2 N, dengan X = 1, V = 1, dan beban aksial nol. Beban ekuivalen, faktor kecepatan, faktor umur, dan umur nominal dihitung dengan Persamaan (16) sampai (19) [16].

$$Pr = X \times V \times Fr + Y \times Fa = 765{,}2 \text{ N} \quad (16)$$

$$fn = (33{,}3/n)^{1/3} \quad (17)$$

$$= (33{,}3/18{,}93)^{1/3} = 1{,}207$$

$$fh = fn \times C/Pr \quad (18)$$

$$= 1{,}207 \times 10.104{,}3/765{,}2 = 15{,}94$$

$$Lh = 500 \times fh^3 \quad (19)$$

$$= 500 \times 15{,}94^3 \approx 2{,}0 \times 10^6 \text{ jam}$$

Gaya tarik rantai pada sproket yang digerakkan adalah $2T/D2 = 2 \times 68{,}87/0{,}1215 = 1.133$ N. Jika gaya ini dijumlahkan dengan gaya pres sebagai kasus terberat, Pr = 1.898 N, fh = 6,42, dan $Lh \approx 1{,}3 \times 10^5$ jam. Kedua nilai jauh melebihi umur pakai yang dibutuhkan, sehingga bantalan 6006 lebih dari memadai. Hal ini terutama disebabkan oleh putaran poros yang rendah.

Motor dihubungkan ke gearbox dengan kopling flens fleksibel FCL-90, yang termasuk kopling tetap [16]. Spesifikasinya menurut katalog pabrikan disajikan pada Tabel 9 [20]. Torsi motor 2,51 Nm berada di bawah torsi nominal kopling 4,9 Nm, dan putaran motor 1.420 rpm berada di bawah putaran maksimum 4.000 rpm, sehingga kopling memenuhi syarat.

Tabel 9. Spesifikasi kopling FCL-90

Spesifikasi	Nilai
Diameter luar	90 mm
Diameter lubang poros maksimum	20 mm
Torsi nominal	4,9 Nm
Torsi maksimum	15 Nm
Putaran maksimum	4.000 rpm
Ketidaksebarisan lateral maksimum	0,1 mm
Massa	1,55 kg

3.10 Hasil Pengujian Mesin

Pengujian dilakukan dengan menyusun kaleng di dalam hopper seperti pada Gambar 7, lalu menjalankan mesin hingga seluruh kaleng terpipih. Mesin mampu memipihkan kaleng dengan kapasitas 2.400 kaleng/jam. Pada putaran 18,93 rpm, mesin melakukan ±1.136 langkah pengepresan per jam, sehingga kapasitas tersebut setara dengan rata-rata 2,1 kaleng per langkah. Hal ini sesuai dengan susunan kaleng di dalam hopper yang membentuk dua kelompok (Gambar 7), sehingga lebih dari satu kaleng dipipihkan pada setiap langkah. Dengan dua kaleng per langkah, kapasitas teoretisnya 2.272 kaleng/jam. Kapasitas terukur 5,6% lebih tinggi, yang dapat disebabkan oleh putaran aktual motor pada beban parsial yang lebih tinggi dari putaran nominal 1.420 rpm.



Gambar 7. Posisi kaleng di dalam hopper

Perhitungan elemen mesin pada Subbab 3.5 sampai 3.9 didasarkan pada gaya pemipihan satu kaleng. Bila dua kaleng ditekan serentak, gaya dan torsi menjadi dua kali lipat. Daya rencana menjadi 0,44 hp, masih di bawah daya motor ½ hp. Torsi puncak pada poros keluaran gearbox menjadi 91,8 Nm, melebihi torsi keluaran kontinu 79,0 Nm, sehingga motor bekerja sesaat pada sekitar 116% torsi nominalnya di puncak gaya pemipihan. Faktor keamanan aktual poros engkol menjadi 5,9. Kondisi ini masih memungkinkan mesin beroperasi, seperti terlihat pada pengujian, tetapi gearbox dan pasak bekerja dengan cadangan kekuatan yang jauh lebih kecil.

Mesin mengurangi panjang kaleng dari 115,5 mm menjadi sekitar 20 mm (Gambar 8 dan Gambar 9), atau reduksi panjang 82,7%. Hasil ini lebih pipih daripada uji tekan UTM (±30 mm) karena penekanan pada UTM dihentikan pada perpindahan 85,5 mm, sedangkan langkah piston mesin 180 mm berakhir pada celah 15 mm. Tebal akhir sekitar 20 mm yang sedikit lebih besar dari celah tersebut kemungkinan disebabkan oleh pemulihan elastis kaleng setelah gaya dilepas. Tebal hasil pemipihan dapat diatur melalui adjuster pada lengan.



Gambar 8. Panjang kaleng sebelum dipres



Gambar 9. Panjang kaleng sesudah dipres

Biaya listrik diestimasi dengan tarif PLN golongan R-1/1.300 VA sebesar Rp 1.444,70/kWh yang berlaku pada triwulan IV 2026. Bila motor bekerja pada daya nominal 0,373 kW selama satu jam, biayanya 0,373 kWh × Rp 1.444,70/kWh = Rp 539 per jam, yang merupakan batas atas. Berdasarkan daya rencana 0,164 kW, biayanya sekitar Rp 237 per jam. Dengan kapasitas 2.400 kaleng/jam, biaya listrik maksimum hanya sekitar Rp 0,22 per kaleng.

Perbandingan dengan mesin pres kaleng pada penelitian lain disajikan pada Tabel 10. Kapasitas mesin ini lebih tinggi dari mesin bermekanisme cam [4] dan engkol [2] yang sama-sama menggunakan motor listrik. Mesin eksentrik dua plunger [5] dan mesin ulir daya [3] memiliki kapasitas lebih tinggi, tetapi rancangan ini unggul pada aspek yang diprioritaskan pengguna, yaitu kemudahan perawatan dan penggantian part melalui desain modular dan part standar. Dibandingkan cara manual, mesin bermekanisme engkol sejenis dilaporkan hampir enam kali lebih cepat [2].

Tabel 10. Perbandingan dengan mesin pres kaleng pada penelitian lain

Sumber	Mekanisme	Penggerak	Kapasitas	Catatan
Penelitian ini	Engkol	Motor listrik ½ hp	2.400 kaleng/jam	115,5 → ±20 mm
Anderson dkk. [4]	Cam	Motor listrik ½ hp	±1.380 kaleng/jam	Gaya hitung 951,6 N
Hakim dkk. [2]	Engkol	Motor listrik 1.400 rpm	1.200–1.500 kaleng/jam	±6 kali cara manual
Tahir dan Musakirawati [5]	Eksentrik dua plunger	Motor DC 450 W	±4.200 kaleng/jam	Daya baterai
Yusuf dkk. [7]	Torak	Motor listrik ¾ hp	8 kaleng per 10,57 s	Hopper kecil, sering macet
Indrawan dkk. [3]	Ulir daya	Motor listrik ½ hp	±4.500 kaleng/jam	Pemantauan mikrokontroler

4. Kesimpulan

Penerapan QFD dengan 30 responden menghasilkan kuesioner yang valid dan reliabel, dan menempatkan penggunaan motor listrik (RI 22,47%) serta material rangka (13,98%) sebagai prioritas teknis utama. Berdasarkan prioritas tersebut, mesin pres kaleng minuman dirancang dengan motor listrik ½ hp, gearbox worm 1:50, dan reduksi rantai 1,5 yang memutar engkol berjari-jari 90 mm pada 18,93 rpm, dengan rangka besi hollow yang modular, part standar, panel kontrol, dan lengan yang dapat diatur. Gaya pemipihan maksimum 765 N dari uji tekan menjadi dasar perhitungan, yang menghasilkan poros berdiameter 30 mm dengan faktor keamanan 11,7, bantalan 6006, dan kopling FCL-90. Perhitungan pasak menunjukkan bahwa pasak sproket penggerak perlu diperpanjang dari 25 mm menjadi 45 mm. Mesin mampu memipihkan kaleng dari 115,5 mm menjadi sekitar 20 mm dengan kapasitas 2.400 kaleng/jam dan biaya listrik maksimum Rp 539 per jam. Penelitian lanjutan disarankan untuk memverifikasi kekuatan gearbox dan pasak pada beban dua kaleng per langkah, mengukur dimensi dan berat aktual mesin terhadap target rancangan, mengukur konsumsi listrik secara langsung, serta menguji mesin pada berbagai ukuran kaleng.

Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada sivitas akademika Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Padang atas dukungan fasilitas dalam penelitian ini.

Daftar Rujukan

[1] I. Putra, F. Ardian, A. Silvia, and H. Aliifatuzzalfa, “Pelatihan daur ulang logam aluminium tungku CILOK ‘Cinta Lingkungan Kelola Rongsok’ bagi masyarakat Kabupaten Bandung,” Sewagati: J. Pengabdi. Kpd. Masy., vol. 9, no. 1, pp. 1–8, 2025.

[2] M. A. Hakim, F. Qudratullah, E. Heriyana, S. Sukmara, and A. Eko, “Rancang bangun mesin press kaleng minuman bekas (dengan motor penggerak 1400 rpm kapasitas 20 kaleng permenit),” TECHNOMA, vol. 2, no. 2, 2023.

[3] R. Indrawan, A. S. Alfaris, A. Khumaidi, D. A. Purnomo, and F. Bisono, “Design of an aluminum can pressing machine using a lead screw mechanism with a microcontroller-based monitoring system,” J. Polimesin, vol. 22, no. 5, pp. 489–494, 2024, doi: 10.30811/jpl.v22i5.5219.

[4] S. Anderson, K. Amri, Maimuzar, Hanif, and F. Zubrianto, “Perancangan mesin press kaleng minuman menggunakan

tenaga motor listrik," J. Tek. Mesin, vol. 16, no. 2, pp. 158–164, 2023.

[5] A. Tahir and Musakirawati, "Rancang bangun mesin pres kaleng bekas minuman model eksentrik," J. Pendidik. Tek. Mesin, vol. 9, no. 2, pp. 165–173, 2022.

[6] M. R. Murija, A. S. Ismy, and Azwar, "Rancang bangun mesin pengepres kaleng minuman bekas menggunakan mekanisme torak," J. Mesin Sains Terap., vol. 6, no. 2, pp. 80–85, 2022.

[7] T. Yusuf, Luthfi, and Darmein, "Analisa efisiensi dan kapasitas mesin pengepres kaleng minuman bekas menggunakan mekanisme torak," J. Mesin Sains Terap., vol. 6, no. 2, pp. 74–79, 2022.

[8] Q. Sadri, Usman, and I. Amalia, "Rancang bangun alat mesin press kaleng minuman tenaga pneumatik," J. Mesin Sains Terap., vol. 6, no. 1, pp. 36–38, 2022.

[9] A. Jovita, M. M. Mustofani, and T. Ihsan, "Perancangan dan pengembangan produk 'mesin penggiling tahu pada pabrik tahu' dengan metode quality function deployment (QFD)," J. Tek. Ind. Terintegrasi, vol. 8, no. 4, pp. 3987–3993, 2025, doi: 10.31004/jutin.v8i4.49609.

[10] P. Laetitia, D. Purnama, S. Tjahyono, and Muslimin, "Modifikasi rancangan mesin auto button insert menggunakan metode quality function deployment," J. Mek. Terap., vol. 4, no. 2, pp. 94–102, 2023, doi: 10.32722/jmt.v4i2.5835.

[11] S. Rizal, M. Rifki, I. Malik, and A. Zamheri, "Analisis quality function deployment (QFD) pada rancang bangun mesin milling 3 sumbu," Machinery: J. Teknol. Terap., vol. 4, no. 2, pp. 91–97, 2023.

[12] B. P. Hakim and I. Permatasari, "Perancangan mesin pemroses campuran berbasis quality function deployment untuk meningkatkan proses produksi," Technologia: J. Ilm., vol. 16, no. 1, pp. 95–103, 2025, doi: 10.31602/tji.v16i1.17030.

[13] Y. Utami, "Uji validitas dan uji reliabilitas instrument penilaian kinerja dosen," J. Sains Teknol. (SAINTEK), vol. 4, no. 2, pp. 21–24, 2023, doi: 10.55338/saintek.v4i2.730.

[14] I. Ghozali, Aplikasi Analisis Multivariete dengan Program IBM SPSS 23, ed. 8. Semarang: Badan Penerbit Universitas Diponegoro, 2016.

[15] A. Lutanto, W. Sakarinto, M. I. Maula, K. C. Nugroho, and F. Hilmy, "Pendekatan quality function deployment dengan house of quality untuk menganalisis mutu produk: studi kasus radiator cover merek ARM," J. Rekayasa Mesin, vol. 20, no. 1, pp. 27–36, 2025, doi: 10.32497/jrm.v20i1.6198.

[16] Sularso and K. Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: Pradnya Paramita, 2004.

[17] A. Kurniawan, A. R. Saleh, and R. P. Dewi, "Perancangan poros dan pasak mesin crusher sampah plastik untuk pengolahan refuse derived fuel," J. Mech. Eng. (Univ. Tidar), vol. 7, no. 2, pp. 81–85, 2023.

[18] A. Saidah and A. Farudin, "Rancang bangun mesin pengiris tempe dengan motor penggerak 0,5 hp untuk mendukung UMKM," J. Kaji. Tek. Mesin, vol. 8, no. 1, pp. 22–31, 2023.

[19] NMRV030-040-050 Worm Gear Speed Reducer Catalogue. [Online]. Available: https://www.oyostepper.com/images/upload/File/NMRV030-40-50.pdf

[20] NBK (Nabeya Bi-tech Kaisha), Flexible Flanged Shaft Coupling FCL Catalogue. [Online]. Available: https://www.nbk1560.com/images/en-US/product/powertransmission/FCL/FCL_2.pdf