

Perancangan Ulang Komponen *Condensate Booster Pump* pada *System Re-Injeksi* di PLTP X

Dzaky Fauzan Hilmy Adityawarman¹, Alvera Apridialianti Melkias^{1,*}, Sapto Prayogo¹

¹Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung 40012

E-mail: alveramelkias@polban.ac.id*

Abstract

PLTP X is a power plant located in West Java, at this time PLTP X uses 2 condensate booster pumps that experience a discrepancy between the pump operation area specification and the actual condition. This problem causes vibration and decreased efficiency thus causing damage to the pump components. The purpose of this research itself is to design pump components in the form of impellers, shafts, pegs, & volutes. Another goal is to calculate the energy savings resulting from the design. This research has a quantitative and experimental nature. The data used is operational data of the PLTP X and other secondary data issued by the PLTP X. The required technical specifications are a head ± 130 m, a capacity of $60 \text{ m}^3/\text{h}$, a rotation of 2970 RPM & an efficiency $> 60\%$. Based on the results of this study, it was obtained that the pump is a type of low discharge high pressure centrifuge, then the design of this pump has a head of 128.4 m, a capacity of $60 \text{ m}^3/\text{h}$, an efficiency of 67% and has succeeded in saving energy of 107586.16 kWh per year at its point of operation.

Keywords: Centrifugal Pump, Condensate Pump, Geothermal, Energy Saving

Abstrak

PLTP X merupakan pembangkit tenaga listrik yang berada di Jawa Barat, pada saat ini PLTP X menggunakan 2 buah condensate booster pump yang mengalami ketidaksesuaian antara area operasi pompa spesifikasi dengan keadaan aktualnya. Masalah ini menyebabkan vibrasi dan penurunan efisiensi sehingga menyebabkan kerusakan pada komponen pompa. Tujuan dari penelitian ini sendiri ialah merancang komponen pompa berupa impeller, poros, pasak, & volute. Tujuan lainnya ialah menghitung penghematan energi hasil rancangan tersebut. Penelitian ini memiliki sifat kuantitatif dan eksperimental. Data yang digunakan ialah data operasional PLTP X dan data-data sekunder lainnya yang dikeluarkan oleh PLTP X. Spesifikasi teknis yang diperlukan ialah head ± 130 m, kapasitas $60 \text{ m}^3/\text{h}$, putaran 2970 RPM & efisiensi $> 60\%$. Berdasarkan hasil penelitian ini didapatkan pompa berjenis sentrifugal low discharge high pressure lalu rancangan pompa ini memiliki head sebesar 128,4 m, kapasitas $60 \text{ m}^3/\text{h}$, efisiensi 67% dan berhasil menghemat energi sebesar 107586,16 kWh per tahun pada titik operasinya.

Kata Kunci: Pompa Sentrifugal, Pompa Kondensat, Panas Bumi, Penghematan Energi

1. Pendahuluan

Pompa menjadi salah satu peralatan yang paling banyak digunakan pada PLTP dimana pompa berfungsi untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya dengan mengubah energi mekanik menjadi energi fluida. Salah satu pompa itu adalah *condensate booster pump* yang berfungsi untuk memindahkan fluida dari pipa *hot well pump* menuju *cooling tower* ke sumur *re-injection* dimana pompa ini mengontrol agar fluida pada basin *cooling tower* tidak meluap keluar.

Pada saat melakukan *preventive maintenance* menggunakan *vibration analyzer* ditemukan anomaly berupa *blade pass* dan *unbalance*. Selain itu, dilakukan juga *performance test* untuk *condensate booster pump* ini dimana didapatkan adanya penurunan efisiensi dimana efisiensi design

ada pada 52,9% sedangkan pada saat dilakukan *performance test* didapatkan hasil efisiensi sebesar tertinggi 45,11% pada debit $48,9 \text{ m}^3/\text{h}$. Hal ini menunjukkan sudah mulai adanya penurunan efisiensi yang diakibatkan oleh *defect* pada impeller. Hal ini sebabkan seringnya pompa beroperasi tidak pada titik operasinya atau ketika pompa beroperasi jauh dari Best Efficiency Point hal ini menyebabkan adanya maintenance cost yang besar akibat adanya kerusakan pada bagian-bagian pompa seperti mechanical seal ataupun bearing, sehingga solusi terbaik dari hal ini ialah melakukan penyesuaian kapasitas pompa berdasarkan kebutuhan sistem [1]

Berdasarkan hal-hal tersebut untuk mengalirkan kondensat dari hot well pump menuju re-injection well perlu sebuah pompa dengan kapasitas yang lebih kecil dari pada kapasitas saat

ini. Maka, dari penelitian ini memiliki tujuan untuk meningkatkan performance pompa dan juga mengurangi houseload sehingga dapat mengurangi dana operasional dari PLTP X.

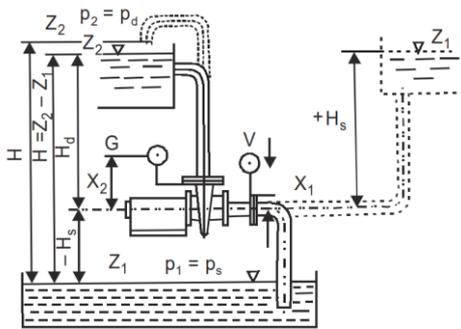
Pompa Sentrifugal

Mesin fluida yang digunakan untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain dengan mengubah energi mekanik menjadi energi hidrolis disebut pompa [2].

Pompa sentrifugal ialah mesin berputar yang mana debit dan tekanan dihasilkan secara dinamis. Pompa sentrifugal memanfaatkan putaran impeller dari poros yang digunakan untuk mengirimkan energi ke fluida kerja dengan menggunakan gaya sentrifugal yang digunakan untuk perubahan kecepatan yang terjadi pada saat fluida kerja mengalir melalui impeller dan jalur discharge pompa [2].

Head Pompa

Pada pompa head merujuk pada perbedaan energi per satuan berat fluida pada inlet dan pada outlet pompa [3].



Gambar 1. Head Pompa

$$H = \frac{(p_2 - p_1)}{\gamma} + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g} + (Z_2 - Z_1) \tag{1}$$

Keterangan :

- H = Head total pompa (m)
- p = Tekanan (N/m²)
- C = Kecepatan aliran fluida (m/s)
- Z = Ketinggian saluran terhadap datum (m)
- γ = berat jenis fluida (N/m³)
- g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

Subscript

- 1 = Sisi masuk pompa
- 2 = Sisi keluar pompa

Ketika fluida kerja dialirkan pada sistem pemipaan akan ada energi yang hilang akibat adanya gesekan antara fluida dengan permukaan pipa dan adanya gangguan aliran pada fitting. Kehilangan energi ini dapat dibagi menjadi dua yaitu head loss major dan head loss minor [2].

$$h_f = \lambda \frac{L}{D_i} \times \frac{C^2}{2g} \tag{2}$$

$$h_{lm} = K_{lm} \frac{C^2}{2g} \tag{3}$$

Keterangan :

- h_f = Head loss major (m)
- h_{lm} = Head loss minor (m)
- λ = Faktor kerugian gesek
- L = Panjang pipa (m)
- D_i = Diameter dalam pipa (m)
- K_{lm} = Koefisien rugi-rugi minor
- g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)
- C = Kecepatan aliran fluida (m/s)

Specific Speed Pompa

Specific speed pompa ialah kecepatan dalam putaran per menit untuk impeller ini beroperasi. Kecepatan geometris yang mengkonsumsi 1 (metric) hp dan membangkitkan 1 m total head [3].

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{4}$$

Keterangan :

- H = Head total pompa (m)
- Q = Kapasitas pompa (m³/s)
- n = Frekuensi Putaran Pompa per satuan menit (rpm)

Efisiensi

Efisiensi merupakan rasio energi yang digunakan untuk kerja terhadap energi yang disuplai ke pompa. Pada pompa sendiri terdapat tiga jenis efisiensi yaitu efisiensi hidrolis, efisiensi volumetris, dan efisiensi mekanis yang jika dikalikan akan menghasilkan overall efisiensi pompa [3].

$$\eta_p = \eta_m \times \eta_v \times \eta_h \tag{5}$$

Keterangan :

- η_p = Efisiensi Pompa (%)
- η_m = Efisiensi Mekanis (%)
- η_v = Efisiensi volumetris (%)
- η_h = Efisiensi hidrolis (%)

Daya Input & Output

Daya output ialah daya hidrolis dimana jumlah energi yang dihabiskan untuk meningkatkan penyaluran fluida yang melewati pompa dari inlet menuju outlet dari pompa itu sendiri [3].

$$N_o = \gamma \times H \times Q \tag{6}$$

Keterangan :

- N_o = Daya output (watt)
- Q = Kapasitas pompa (m³/s)
- γ = berat jenis fluida (N/m³)
- H = Head total pompa (m)

Daya input ialah daya yang dibutuhkan pada poros yang ditransferkan ke impeller untuk mengalirkan fluida. Daya input ini didapatkan dari motor induksi yang menjadi penggerak pompa dimana

untuk menjaga dari kondisi overload dibutuhkan daya lebih besar 10% - 15% dari design awal [3].

$$N_{i\ design} = \frac{N_o}{\eta_p} \quad (7)$$

$$N_i = (1,1 \sim 1,15) \times N_{i\ design} \quad (8)$$

Keterangan :

N_i = Daya input (watt)

N_o = Daya output (watt)

η_p = Efisiensi Pompa (%)

Torsi

Torsi adalah besaran gaya yang dapat menyebabkan sebuah benda untuk berputar pada titik pusatnya [4].

$$T = \frac{N_i \times 60}{2\pi n} \quad (9)$$

Keterangan :

N_i = Daya input (watt)

n = Frekuensi Putaran Pompa per satuan menit (rpm)

T = Torsi (Nm)

Perancangan Poros

Pada perancangan poros hal yang paling penting ialah untuk apa poros ini digunakan. Karena poros ini digunakan sebagai poros transmisi pada pompa dengan kopling. Pada saat merancang poros harus memperhatikan kekuatan bahan agar poros dapat menahan beban puntir sehingga bekerja dengan optimal [4].

Perancangan Pasak

Pasak ialah suatu elemen pada mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti kopling, roda gigi, puli, dll pada poros (Sularso & Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2004)

Pada pasak sendiri bentuk pasak dengan alur pasak harus pas agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. Pasak biasanya dirancanng dengan bahan yang kekuatan tarik lebih dari 60 (N/mm²) dan lebih kuat dari porosnya. Namun, ada juga yang memilih bahan yang lebih lemah dari porosnya agar pasaknya terlebih dahulu yang rusak dari pada porosnya [4].

Perancangan Impeller

Impeller pada pompa adalah komponen berputar yang berfungsi untuk mentransfer energi dari motor pompa ke fluida kerja. Impeller terdiri dari baling-baling (vanes) yang menciptakan gaya sentrifugal saat berputar, memindahkan fluida dari selubung (casing) ke saluran pembuangan (discharge). Dalam roda jalan (impeller), fluida mendapat percepatan sehingga mempunyai kecepatan mengalir ke luar sudu dari sudu-sudu roda jalan [5].

Kecepatan keluar fluida ini kemudian berkurang dan berubah menjadi head statis di sudu-sudu

pengarah atau rumah pompa. Jadi, impeller adalah bagian yang berputar dari pompa sentrifugal yang mengakselerasi fluida dari tengah impeller ke luar sisi impeller [6]

Perancangan Volute

Volute pompa berfungsi untuk mengarahkan aliran pompa dari impeller menuju saluran keluar. Selain itu, memiliki fungsi untuk mengubah head kecepatan menjadi head tekanan pada pompa.

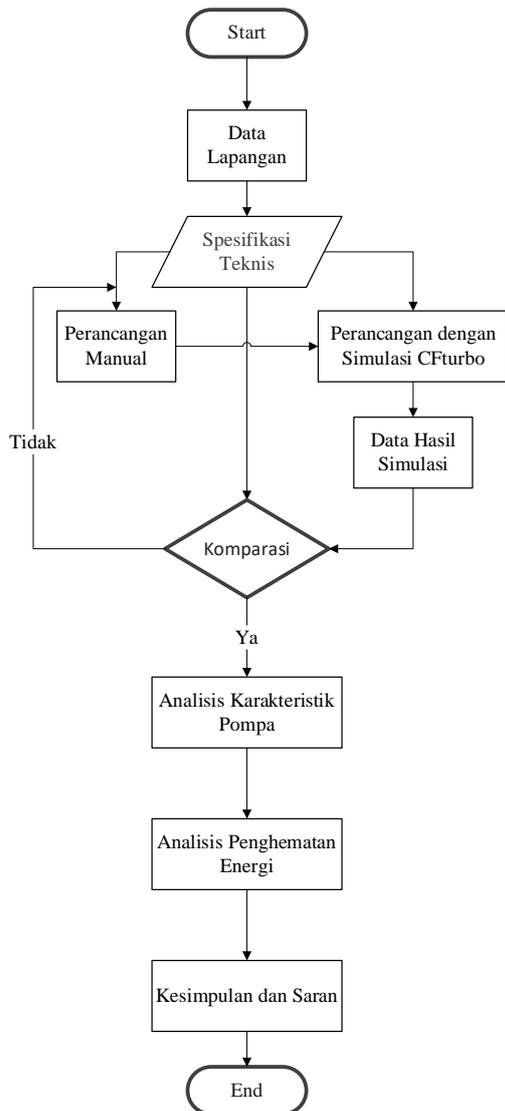
2. Metodologi

Pada penelitian ini memiliki spesifikasi teknis yang perlu dipenuhi ataupun dapat mendekati spesifikasi teknis tersebut. Spesifikasi teknis ini diperlukan sebagai acuan ataupun standar dalam merancang *condensate booster pump*. Data yang digunakan sebagai acuan ini merupakan data spesifikasi dan data operasi *condensate booster pump* yang tersedia saat ini di PLTP X yang disesuaikan dengan kebutuhan dan keadaan operasional yang ada di lapangan, sehingga spesifikasi teknis yang ditentukan tercantum pada tabel berikut:

Tabel 1.
Data Spesifikasi Teknis

Operation Condition	
Tipe	Sentrifugal Pump
Kapasitas	60 m ³ /h
<i>Differential Head Requested</i>	±130 m
Kavitasi	NPSHa > NPSHr
Frekuensi	50 Hz
Performance	
Efisiensi	> 60%
Putaran	2970 rpm

Tahapan penelitian sendiri ialah alur proses sistematis yang dilakukan dalam penelitian untuk memastikan hasil yang valid dan dapat dipertanggungjawabkan. Diagram alir yang dibuat ialah sebagai berikut:



Gambar 2. Alur Penelitian

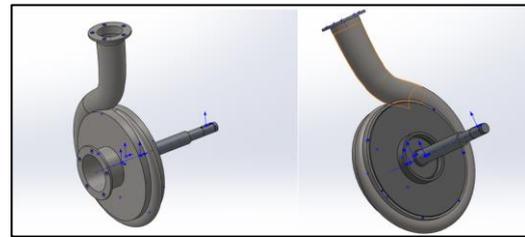
3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Hasil Rancangan Condensate Booster Pump

Berdasarkan hasil perancangan pada sub-bab sebelumnya didapatkan hasil rancangan condensate booster pump yang memiliki spesifikasi secara umum sebagai berikut:

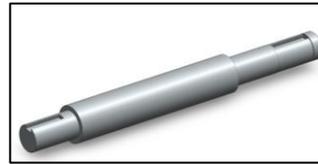
Tabel 2. Hasil Rancangan Umum CBP

Spesifikasi	Nilai
Jenis Pompa	Low Discharge High Pressure Centrifugal Pump
Jumlah Tingkat	1
Jenis Konstruksi	Horizontal End-Suction Pump
Kapasitas	60 m ³ /h
Head Total Pompa	128,4 m
NPSHa	21,704 m
NPSHr	3,331 m
Putaran	2970 rpm
Daya Pompa	30,893 kW ; Maks. Beban 35,527 kW
Efisiensi Pompa	67,26%



Gambar 3. Rancangan Condensate Booster Pump 3D

3.1.1. Hasil Rancangan Poros



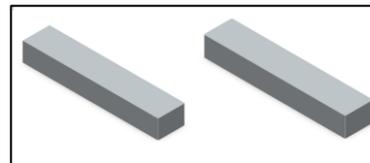
Gambar 4. Rancangan Poros Condensate Booster Pump 3D

Berdasarkan hasil perancangan poros pada sub-bab sebelumnya didapatkan hasil rancangan condensate booster pump yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3. Hasil Rancangan Poros CBP

Spesifikasi	Nilai
Material	SNCM 25 [4]
Diameter Poros	22 mm
Diameter Bantalan	22,4 mm

3.1.2. Hasil Rancangan Pasak



Gambar 5. Rancangan Pasak Condensate Booster Pump 3D

Berdasarkan hasil perancangan pasak pada sub-bab sebelumnya didapatkan hasil rancangan condensate booster pump yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 4. Hasil Rancangan Pasak CBP

Spesifikasi	Nilai
Material	SNCM 25[4]
Lebar Pasak	6 mm
Panjang Pasak	30,3 mm
Tinggi Pasak Pada Poros	3,5 mm
Tinggi Pasak Pada Naf	2,8 mm

3.1.3. Hasil Rancangan Impeller



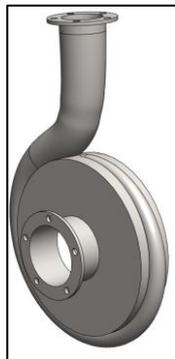
Gambar 6. Rancangan Impeller Condensate Booster Pump 3D

Berdasarkan hasil perancangan impeller pada sub-bab sebelumnya didapatkan hasil rancangan condensate booster pump yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 5.
Hasil Rancangan Impeller CBP

Spesifikasi	Nilai
Material	ASTM A743 Grade CA-6NM [7]
Diameter Impeller eyes	80 mm
Diameter Hub	28,6 mm
Diameter Sisi Masuk	85 mm
Lebar Sisi Masuk	13,65 mm
Sudut Sudu Sisi Masuk	23°
Tebal Sudu	4 mm
Jarak Sudu Sisi Masuk	53,41 mm
Diameter Sisi Keluaran	250 mm
Lebar Sisi Keluaran	6,5 mm
Sudut Sudu Sisi Keluaran	24°
Jumlah Sudu	5

3.1.4. Hasil Rancangan *Volute*



Gambar 7. Rancangan *Volute Condensate Booster Pump 3D*

Berdasarkan hasil perancangan volute pada sub-bab sebelumnya didapatkan hasil rancangan condensate booster pump yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 6.
Hasil Rancangan *Volute*

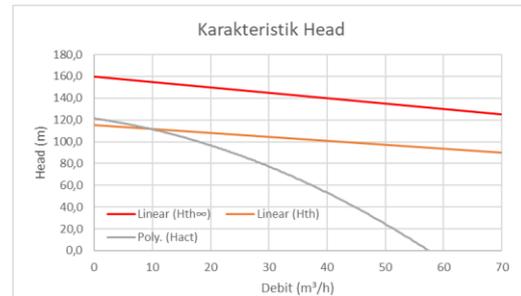
Spesifikasi	Nilai
Material	ASTM A216 Grade WCB[8]
Jari-Jari Volute Sisi Terdalam	131,25 mm
Jari-Jari Volute Sisi Terluar	145,017 mm
Lebar Volute	19 mm

3.2. Karakteristik Rancangan *Condensate Booster Pump*

Berdasarkan hasil simulasi menggunakan Cfturbo dihasilkan karakteristik pompa seperti pengaruh perubahan debit terhadap head, titik operasi pompa, pengaruh perubahan debit terhadap efisiensi serta pengaruh perubahan putaran terhadap head & efisiensi. Karakteristik yang dihasilkan oleh simulasi Cfturbo ini merupakan estimasi berdasarkan persamaan empiris.

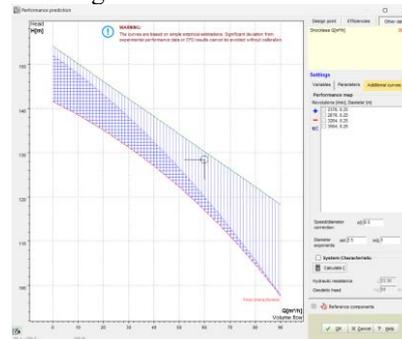
3.2.1. Pengaruh Perubahan Debit Terhadap Head

Terjadi perbedaan-perbedaan nilai untuk masing-masing head euler, head teoritis dan head actual terhadap perubahan debit yang diberikan. Hal ini sesuai dengan teori yang ada pada buku turbin, pompa dan kompressor karya fritz dietzel dimana nilai $H_{th\infty} > H_{th} > H_{act}$ [9]. Hal ini disebabkan oleh perbedaan persamaan yang digunakan. . Perbedaan untuk masing-masing nilai head akan terlihat jelas pada gambar grafik berikut:



Gambar 8. Grafik Perubahan Debit Terhadap Head Euler, Head Teoritis & Head Aktual

Selain itu, karakteristik ini dapat ditemukan melalui persamaan empiris yang dikalkulasikan secara langsung oleh software Cfturbo berdasarkan pada hasil rancangan yang telah dihitung sebelumnya. Pengaruh perubahan debit terhadap head ini dapat dilihat melalui gambar berikut:



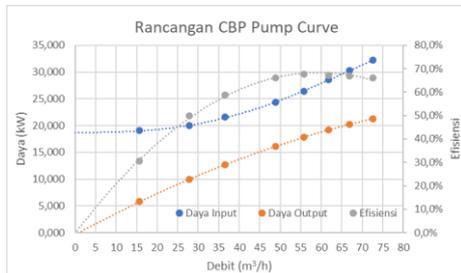
Gambar 9. Grafik Perubahan Debit Terhadap Head Simulasi

Grafik diatas menunjukkan bahwa semakin besar debit maka semakin rendah head yang diperoleh atau bisa dikatakan nilai debit berbanding terbalik dengan nilai head. Hal ini sesuai dengan persamaan 1.6 yaitu $N_o = \gamma \times H \times Q$ dimana bila parameter N_o dan γ bernilai konstan maka akan membuat $Q = 1/H$.

Adanya penurunan head ini disebabkan oleh peningkatan debit yang berpengaruh terhadap gaya sentrifugal yang berperan dalam mendorong fluida keluar dari pompa itu sendiri. Hal ini mengartikan bahwa ketika debit fluida kecil membuat impeller dapat mendorong fluida dengan energi yang besar sehingga fluida tersebut terdorong dengan energi yang berlebih. Energi yang berlebih ini pada saat debit kecil membuat hal tersebut menjadi losses disebabkan energi dari poros yang memutar impeller untuk menyebabkan gaya sentrifugal ini tidak termanfaatkan dengan baik. Sebaliknya, jika debit fluida besar membuat impeller membutuhkan energi yang lebih besar juga, namun akan membuat energi dari poros yang dimanfaatkan sebagai gaya sentrifugal lossesnya

lebih kecil dibandingkan pada saat debitnya besar karena energi tersebut terbagi lebih banyak ketika debit fluidanya lebih besar. Selain itu, hal yang mempengaruhi penurunan head ialah friction losses (major head loss) dan shock losses (minor head loss).

3.2.2. Pengaruh Perubahan Debit Terhadap Efisiensi

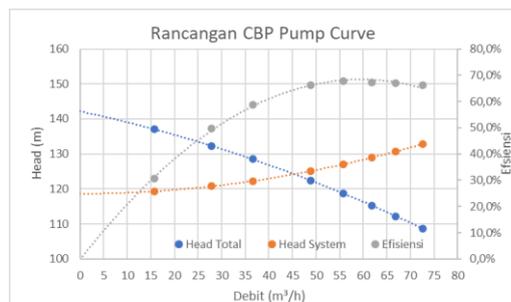


Gambar 10. Grafik Perubahan Debit Terhadap Efisiensi, Daya Output & Daya Input

Berdasarkan pada grafik tersebut bisa dilihat BEP (Best Efficiency Point) dimana BEP ialah titik dimana pompa beroperasi dengan efisiensi maksimalnya pada debit dan tekanan yang optimal. Besarnya nilai BEP pada pompa ini terletak pada debit 56 m³/h dengan efisiensi 67%. Sebelum mencapai BEP efisiensi pompa sendiri terus meningkat hal ini disebabkan oleh peningkatan debit dimana energi yang disuplai ini termamfaatkan lebih banyak sehingga energi tersebut tidak terbuang berlebih. Ketika mencapai BEP maka efisiensi pompa akan terus menurun hal ini diakibatkan oleh rugi-rugi pada system dimana rugi-rugi ini berupa friction loss dan shock loss. Rugi-rugi ini akan semakin besar ketika debit pompa semakin meningkat sehingga mempengaruhi head yang dihasilkan oleh pompa dimana head pompa sebanding dengan daya output. Hal ini ditunjukkan dengan ketika nilai γ dan Q bernilai konstan maka $N_o = H$, artinya semakin besar head maka semakin besar daya output begitu juga sebaliknya.

Daya input akan selalu lebih besar dari pada daya output dikarenakan adanya losses baik dari sisi penggerakannya sendiri yang berupa rugi gesek, rugi-rugi besi dan rugi tembaga. Sedangkan, dari sisi pompa rugi-rugi ini berupa rugi-rugi akibat kebocoran ruang kosong, rugi-rugi akibat perbedaan tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar, serta friction losses dan shock losses.

3.2.3. Titik Operasi Pompa



Gambar 11. Grafik Titik Operasi CBP

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai head system sebagai berikut:

$$H_{sys} = 118,66 m + (34941,03 \frac{s^2}{m^5} \times Q_v^2)$$

Pada grafik dapat terlihat bahwa titik operasi pompa ini sama-sama berada pada debit ±46 m³/h dimana nilai head total berpotongan dengan nilai head system. Jika hubungan antara head total dengan variasi debit ialah kemampuan pompa dalam mengalirkan sejumlah fluida hingga mencapai head tertentu. Maka, hubungan antara head system dengan variasi debit ialah kebutuhan system dalam mencapai head tertentu untuk mengalirkan sejumlah fluida.

Titik operasi pompa ini berada pada debit ±46 m³/h dan head ±124 m dimana pada titik tersebut memiliki efisiensi sebesar 64%. Berdasarkan gambar titik operasi pompa dapat diketahui bahwa pompa ini tidak akan mengalami surjing. Indikator yang membuat surjing ini tidak akan timbul surjing karena bentuk kurva head yang menanjak ke arah Q = 0 dan head shut-off berada diatas nilai head system sehingga tidak terjadi perpotongan antara kurva head total dengan kurva head system pada saat debit fluida bernilai kecil sehingga membuat operasi pompa menjadi stabil.

Pada pompa sendiri biasanya ada nilai MCSF (Minimum Continuous Stable Flow) berdasarkan standar ASME B73.1 [10] untuk pompa dengan design A60 besarnya nilai MCSF ialah 30% dari debit BEP (Best Efficiency Point) dimana nilai debit BEP ialah 56 m³/h dengan efisiensi sebesar 67%, sehingga nilai MCSF ialah 16,8 m³/h.

3.3. Penghematan Energi Condensate Booster Pump

Tabel 7. Penghematan Energi & Keuntungan Ekonomis

Q (m ³ /h)	Condensate Booster Pump			Harga Energi Listrik per kWh (Rp)	Keuntungan Ekonomis (Rp)
	Rancangan	Existing	Penghematan		
	Konsumsi Energi per Tahun (kWh)	Konsumsi Energi per Tahun (kWh)	Energi (kWh)		
15,7	166745,96	237605,50	70859,54	Rp 1.428	Rp 101.159.784
27,9	174994,49	259454,28	84459,79		Rp 120.575.643
36,6	188983,96	290406,72	101422,76		Rp 144.792.149
48,9	213449,62	322269,53	108819,91		Rp 155.352.390
55,8	231355,61	410483,99	179128,38		Rp 255.725.463
61,8	250533,94	467536,62	217002,68		Rp 309.795.190
66,9	265100,73	524674,22	259573,49		Rp 370.569.709
72,6	282086,80	541242,88	259156,07		Rp 369.973.802

Berdasarkan hasil diatas dapat diketahui bahwa dengan CBP hasil rancangan bisa diperoleh penghematan energi yang cukup besar per tahunnya. Jika pompa hasil rancangan ini sering beroperasi pada titik operasinya yaitu pada 46 m³/h setidaknya dapat memperoleh penghematan energi sebesar 107586,16 kWh per tahun yang jika dikonversikan dalam bentuk keuntungan ekonomis akan memperoleh Rp 153.633.036 per tahun [11]. Jika umur pompa ini ialah 20 tahun maka setidaknya dapat keuntungan ekonomis sebesar Rp 3.072.660.720 hanya dari pengoperasian saja. Penghematan energi ini merupakan penghematan energi yang diperoleh melalui peningkatan efisiensi dan penyesuaian kapasitas sehingga konsumsi energi pada saat beroperasi berkurang [12].

4. Simpulan

Berdasarkan hasil perancangan dan pembahasan yang telah diuji melalui software CFTurbo diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Perancangan ulang komponen condensate booster pump yang dilakukan memperoleh pompa bertipe *Low Discharge High Pressure Centrifugal Pump* yang memiliki spesifikasi head 128,4 m; debit 60 m³/h; efisiensi 67,26%; putaran 2970 RPM; dan daya maksimal 35,527 kW. Pompa ini memiliki *best efficiency point* pada debit 56 m³/h dengan efisiensi sebesar 67%. Minimum Continuous Stable Flow pada pompa ini ialah sebesar 16,8 m³/h serta titik operasi pompa ini berada pada debit 46 m³/h dengan memperoleh head 124 m dan efisiensi 64%.
2. Hasil perhitungan penghematan energi membuktikan bahwa rancangan condensate booster pump ini lebih baik dikarenakan pada titik operasinya saja pada debit 46 m³/h dapat menghemat sebesar 107586,16 kWh per tahun. Bila hal ini dikonversikan ke dalam keuntungan ekonomis maka diperoleh setidaknya Rp 153.633.036 per tahun serta bila pompa ini umur pakainya 20 tahun dapat keuntungan ekonomis sebesar Rp 3.072.660.720.

Saran

Adapun saran dari penulis ialah dilakukan analisis lebih lanjut mengenai rancangan ini baik dengan cara sebagai berikut:

1. Melakukan simulasi CFD terhadap fluida yang dialirkan pada condensate booster pump untuk melihat pengaruh aliran fluida terhadap rancangan pompa.
2. Melakukan simulasi FEM yang berguna untuk melihat struktur & material rancangan condensate booster pump pada berbagai kondisi dan beban.

Daftar Pustaka

- [1] Efficiency B of E. Guide Book- Energy Efficiency in Electrical Utilities. New Delhi: Bureau of Energy Efficiency; 2015.
- [2] Sularso; Tahara H. Pompa dan Kompresor (Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan). 7th ed. Jakarta: Pradnya Paramita; 2000.
- [3] Srinivasan K. Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial). New Delhi: New Age International (P) Limited Publishers; 2008.
- [4] Sularso; Suga K. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. 11th ed. Jakarta: Pradnya Paramita; 2004.
- [5] Karassik, I.J.; Copper, J.P.; Copper, P.; Heald CC. Pump handbook. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 2001.
- [6] Lazarkiewicz, S; Troskolanski AT. Impeller Pumps. London: Pergamon Press; 1953.

- [7] American Society for Testing and Materials. ASTM A 743/A 743M Standard Specification for Castings, Iron-Chromium, Iron-Chromium-Nickel, Corrosion Resistant, for General Application 2000;01.
- [8] Materials AS for T and. ASTM A216/A216M – 12 Standard Specification for Steel Castings, Carbon, Suitable for Fusion Welding, for High-Temperature Service 2012. <https://doi.org/10.1520/A0216>.
- [9] Dietzel F. Turbinen, Pumpen Und Verdichter. 5th ed. Wurburg: Vogel-Verlag; 1980.
- [10] Engineers TAS of M. ASME B73.1-2001 Specification For Horizontal End Suction Centrifugal Pump For Chemical Process 2001.
- [11] Aliyu, A.K; Bukar, A.L; Ringim, J.G; A M. An Approach to Energy Saving and Cost of Energy Reduction Using an Improved Efficient Technology. Open Journal of Energy Efficiency 2015;4:61–8.
- [12] Ainul G. Konsep Manajemen Energi. Bali: Universitas Udayana; 2016.