

PENGARUH TEKANAN *BOILER* DAN VARIASI PANJANG *THROAT* TERHADAP PERFORMA *STEAM EJECTOR*

Mohamad Fahrís

Dosen Fakultas Teknik, Program Studi Teknik Mesin
Universitas Sultan Fatah Demak
Email: mohamadfahrís@yahoo.co.id

Tony Suryo Utomo

Dosen Fakultas Teknik, Program Magister Teknik Mesin
Universitas Diponegoro Semarang
Email: msk_tony@undip.ac.id

Syaiful

Dosen Fakultas Teknik, Program Magister Teknik Mesin
Universitas Diponegoro Semarang

ABSTRAK

Siklus *steam ejector refrigeration* memiliki kontruksi yang sederhana, sedikit bagian yang bergerak sehingga lebih ekonomis, dibanding dengan siklus kompresi uap lainnya. Siklus ini juga sangat ramah lingkungan karena menggunakan air sebagai *fluida refrigerant*. *Ejector* merupakan bagian yang sangat berpengaruh pada siklus ini, kinerja *ejector* dapat dilihat dari besar kecilnya nilai *entrainment rationya*, yaitu perbandingan laju aliran masa dari *boiler* dengan laju aliran masa dari *evaporator*. Dalam siklus ini melakukan eksperimen dengan memvariasikan kondisi operasi tekanan *boiler* 5kg/cm², 4kg/cm², 3kg/cm², dan modifikasi panjang *throat steam ejector*. Panjang *throat* yang digunakan yaitu 2D, 3D, 4D, dan 5D. 2D artinya 2 kali diameter *throat*, dimana diameter *throat* adalah 18 mm. Hasil eksperimen menunjukkan panjang *throat* optimal adalah 72 mm (4D) pada tekanan 5kg/cm² dengan nilai *entrainment ratio* 0.17543 dan yang paling rendah adalah pada panjang *throat* 2D pada tekanan boiler 3kg/cm².

Kata kunci: *steam ejector*, *entrainment ratio*, *throat*.

ABSTRACT

Steam ejector refrigeration cycle has a simple construction, fewer moving parts so it is more economical, compared with other vapor compression cycle. This cycle is also very environmentally friendly because it uses water as refrigerant fluid. Ejector is a very influential part in this cycle, the performance of the ejector can be seen from the size of the value of entrainment ratio, the ratio of the mass flow rate of the boiler to the mass flow rate of the evaporator. In this cycle conducted experiments by varying the operating conditions of the boiler pressure 5kg/cm², 4kg/cm², 3kg/cm², and modification of the steam ejector throat length. Throat length used is 2D, 3D, 4D, and 5D. 2D means 2 times the diameter of the throat, where the throat diameter is 18 mm. The experimental results showed the optimum throat length is 72 mm (4D) at a pressure 5kg/cm² entrainment value ratio 0,17543 and the lowest is the throat length 2D on boiler pressure 3kg/cm²

Keywords: *steam ejector*, *the entrainment ratio*, *throat*.

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsep penggunaan *steam ejector* dinilai lebih efektif dibanding sistem refegerasi yang lain karena memanfaatkan panas buang dari proses industri. Selain itu siklus *steam ejector refrigeration* memiliki konstruksi yang sederhana tidak banyak bagian yang bergerak sehingga lebih ekonomis karena lebih rendah biaya operasional dan perawatannya [1].

Dari kelebihan diatas, siklus *ejector refrigeration* ini tentu memiliki kelemahan, diantaranya koefisiensi kinerja (COP) dan kapasitas pendinginan yang rendah. Hal inilah yang perlu dilakukan

penelitian lebih lanjut untuk mengetahui karakteristik dan fenomena yang terjadi dari siklus *ejector refrigeration*.

1.2 Perumusan Masalah

Geometri *steam ejector* dan kondisi operasi sistem refrigerasi *steam ejector* berpengaruh terhadap kinerja refrigerasi *steam ejector* yang dihasilkan, dengan memodifikasi tekanan pada *boiler* dan variasi panjang *throat* pada *steam ejector*, diharapkan akan diperoleh panjang *throat* yang tepat yang dapat meningkatkan nilai *entrainment ratio* sehingga koefisien kinerja sistem dapat meningkat.

1.3 Batasan Masalah

Pembatasan masalah yang ada dalam penelitian ini sebagai berikut:

1. Jenis aliran fluida adalah aliran-dalam fluida kompresibel (*internal compressible flow*).
2. Geometri nosel dan posisi keluaran nosel (NXP) adalah tetap yaitu 75 mm dengan diameter dalam nosel adalah 3,5 mm.
3. Model adalah *ejector* dengan memvariasikan tekanan *boiler* 5 bar, 4 bar dan 3 bar dan panjang *throat* 2D (36 mm), 3D (54 mm), 4D (72 mm) dan 5D (90 mm).

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian adalah :

- a. Untuk mengetahui Efek tekanan *boiler* terhadap *entrainment ratio*.
- b. Untuk mengetahui *compression ratio* dan *expansion ratio* pada *steam ejector*.

2. DASAR TEORI

Tahun 1980 seorang peneliti membuat alat uji refrigerasi *steam ejector* siklus terbuka skala kecil untuk meneliti pengaruh variasi diameter *throat primary nozzle* dan temperatur *boiler (motive)*, dengan diameter *throat ejector* tetap pada 18 mm [2].

2.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Siklus refrigerasi kompresi uap memiliki dua keuntungan. Pertama, sejumlah besar energi panas diperlukan untuk merubah cairan menjadi uap, dan oleh karena itu banyak panas yang dapat dibuang dari ruang yang disejukkan. Kedua, sifat-sifat *isothermal* penguapan dapat mengambil panas tanpa menaikkan suhu fluida kerja ke suhu berapapun didinginkan. Hal ini berarti bahwa laju perpindahan panas menjadi tinggi, sebab semakin dekat suhu fluida kerja mendekati suhu sekitarnya akan semakin rendah laju perpindahan panasnya [4].

Komponen-komponen utama sistem refrigerasi siklus kompresi uap terdiri dari [5] :

- A. Kompresor
Kompresor bekerja menghisap uap refrigeran dari *evaporator* dan mendorongnya dengan cara kompresi agar mengalir masuk ke *kondenser*. (*low pressure – LP*).
- B. Kondenser
Kondenser adalah komponen di mana terjadi proses perubahan fasa *refrigeran*, dari fasa uap menjadi fasa cair. Maka, *kondenser* adalah bagian di mana refrigeran bertekanan tinggi ($P_{cond} = \text{high pressure} - \text{HP}$).
- C. Katup ekspansi atau pipa kapiler
Katup ekspansi ini berfungsi untuk menurunkan tekanan dan temperatur *refrigeran*.
- D. Evaporator
Evaporator adalah komponen di mana cairan refrigeran yang masuk ke dalamnya akan menguap. Proses penguapan (*evaporation*) itu terjadi karena cairan *refrigeran* menyerap kalor, yaitu yang merupakan beban refrigerasi sistem.

Siklus refrigerasi ditunjukkan dalam Gambar 1 dan Gambar 2 dan dapat dibagi menjadi tahapan-tahapan berikut [3] :

- A. 1 – 2. Refrigeran dalam bentuk uap masuk menuju kompresor dimana tekanannya dinaikkan. Suhu juga akan meningkat, sebab bagian energi yang menuju proses kompresi dipindahkan ke refrigeran. Oleh karena itu kompresor membutuhkan kerja (\dot{W}_{in})

$$(\dot{W}_{in}) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

Dimana:

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

h = *enthalpy* (kJ/kg)

- B. 2 – 3. Superheated gas bertekanan tinggi lewat dari kompresor menuju *kondenser*. Laju perpindahan panas dari kondensor ke lingkungan adalah:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2)$$

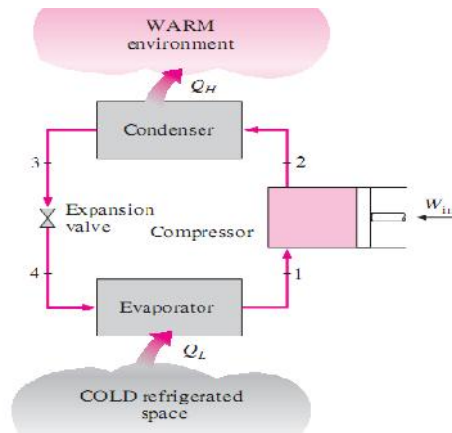
- C. 3 – 4. Cairan yang sudah didinginkan dan bertekanan tinggi melintas melalui peralatan ekspansi, yang mana akan mengurangi tekanan dan mengendalikan aliran menuju *evaporator*.

$$h_4 = h_3 \quad (3)$$

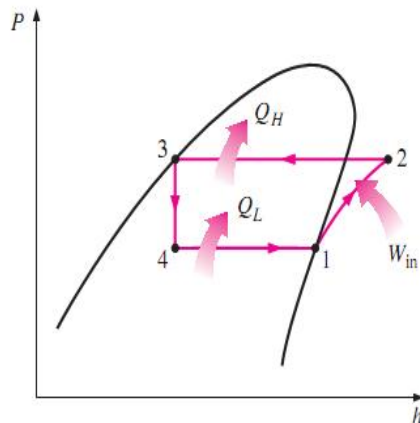
- D. 4 – 1. Cairan refrigeran dalam *evaporator* menyerap panas dari sekitarnya, biasanya udara, air atau cairan proses lain. Selama proses ini cairan merubah bentuknya dari cair menjadi gas, dan pada keluaran *evaporator* gas ini diberi pemanasan berlebih/*superheated gas*.

Besarnya panas yang diserap oleh *evaporator* disebut dengan *kapasitas refrigerasi* atau *beban pendinginan* (\dot{Q}_{in}).

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4)$$



Gambar 1. Skema siklus kompresi uap [3]



Gambar 2. Diagram p-h siklus kompresi uap [3]

Kondenser harus mampu membuang panas gabungan yang masuk *evaporator* dan *kondenser*. Dengan kata lain: $(1 - 2) + (4 - 1)$ harus sama dengan $(2 - 3)$. Melalui alat ekspansi tidak terdapat panas yang hilang maupun yang diperoleh. Sehingga dapat ditulis persamaan energi sebagai berikut:

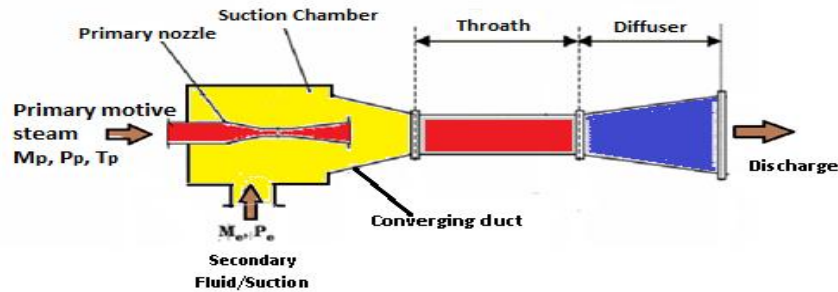
$$(\dot{W}_{in}) = \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in} \quad (5)$$

Koefisien kinerja atau *coefficient of performance* (COP) siklus refrigersai ini merupakan perbandingan antara jumlah energi yang diterima sistem dari benda dingin (\dot{Q}_{in}) dengan kerja neto yang dipindahkan kedalam sistem (\dot{W}_{in}). Dengan demikian koefisien kinerja (S) dapat dituliskan sebagai [7]:

$$S = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

2.2 Ejector

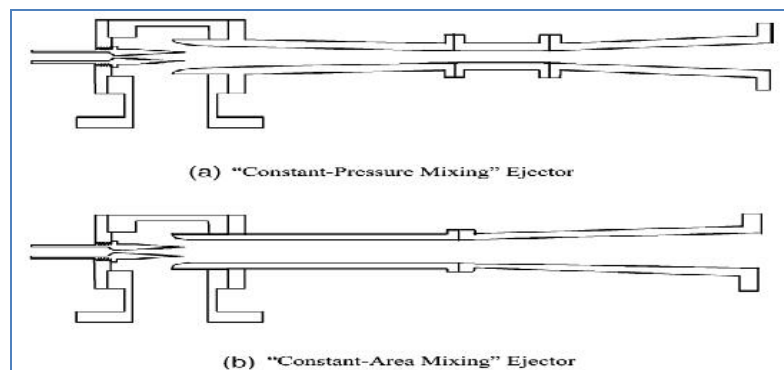
Para peneliti dan ahli telah lama mencoba membuat acuan dasar dalam mendesain *steam ejector* agar didapat hasil yang optimal. *Steam ejector* mempunyai empat bagian utama yaitu: 1) *Nozzle* (nosel) 2) *Suction chamber* (*mixing chamber*) 3) *Constant area section* (*Throat*) dan 4) *Divergence section* (*diffuser*).



Gambar 3. Bagian-bagian *steam ejector* [6]

2.2.1 Nosel

Menurut posisi nosel, desain *ejector* dapat diklasifikasikan menjadi dua kategori. Yang pertama untuk posisi ujung nosel pada *constant-area mixing* disebut "*constan-area mixing ejector*", sehingga *primary flow* dan *secondary flow* bercampur di *constant-area section*. Untuk posisi ujung nosel terletak di *suction chamber* yaitu didepan *constant-area section* disebut "*constant-pressure mixing ejector*", sehingga percampuran antara *primary flow* dan *secondary flow* terjadi di *suction chamber* dengan tekanan konstan. Dan *constant-pressure ejector* mempunyai kinerja yang lebih baik serta lebih banyak digunakan dari pada *constant-area ejector*



Gambar 4. Klasifikasi *ejector* berdasar posisi nosel [1]

2.2.2 Mixing chamber

Desain yang terbaik Untuk daerah *converging inlet* di *mixing chamber* direkomendasikan berbentuk *conical* dengan sudut lebih besar dari 20 derajat, karena tidak membuat kejutan (*shock*) dan kerugian eddy pada saluran masuk konvergen [7].

2.2.3 Throat

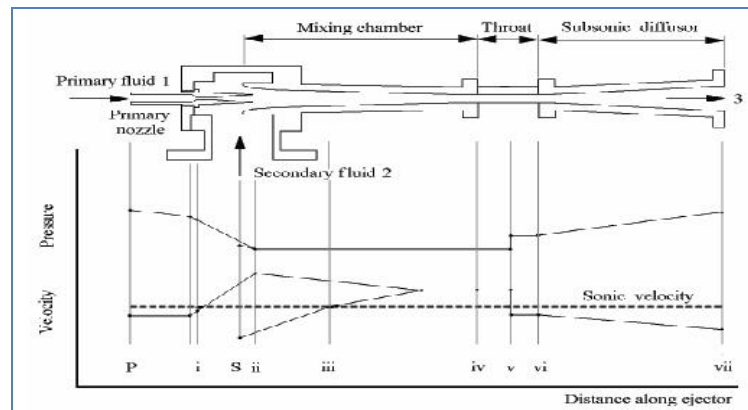
Para peneliti, menyarankan panjang *throat* merupakan kelipatan diameter *throat*, hal ini untuk mempermudah dalam pembuatan dan perhitungan *throat*. Diameter *throat* sangat berpengaruh terhadap *entrainment ratio* yang dihasilkan *steam ejector*. Jika area *throat* terlalu besar, maka fluida kerja akan menekan balik menuju system, dan jika area *throat* terlalu kecil maka dapat menimbulkan *chocking*. Jadi *throat section* harus di desain dengan tepat agar menghasilkan performa terbaiknya [7].

2.2.4 Diffuser

Diffuser dengan bagian *throat* menghasilkan daerah vakum yang lebih besar dibanding dengan *diffuser* tanpa menggunakan *throat*. Sudut *diffuser* setelah ujung *throat* biasanya 4-10 derajat, sudut divergen terlalu tajam tidak dianjurkan. Panjang *diffuser* juga merupakan kelipatan diameter *throat*, panjang *diffuser* didesain 4-8 kali diameter *throat* agar dapat memenuhi pemulihan tekanan [7].

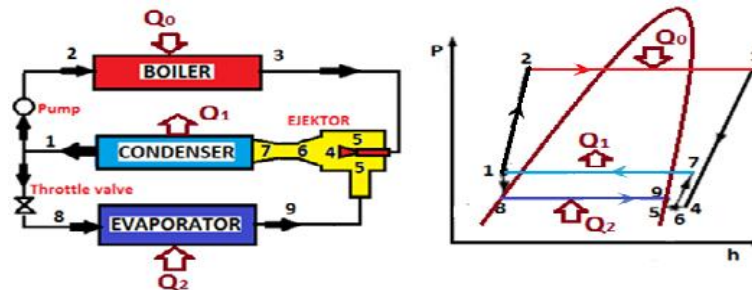
2.3 Karakteristik Operasi Ejector

Profil kecepatan dan tekanan sepanjang *ejector*, dapat dilihat uap bertekanan tinggi (P) yang di sebut *primary fluid* masuk dan dipercepat melalui *nozzle* (i), kemudian keluar dengan kecepatan *supersonic* (ii). Dan menghasilkan tekanan rendah yang kemudian menarik uap dari *evaporator* yang disebut *secondary flow* (S) dan kemudian bersama *primary fluid* masuk ke *mixing chamber* yang akhirnya masuk ke *throat* (iv) dan terjadi *normal shock* (v) sesaat sebelum keluar melalui *subsonic diffuser*.



Gambar 5. Profil tekanan dan kecepatan sepanjang *ejector* [2]

2.4 Performa Ejector Refrigeration System



Gambar 6. p-h diagram *ejector refrigeration system* [8]

P-h diagram *ejector refrigeration system* pada system refrigerasi ini, *ejector* berfungsi sebagai pengganti kompresor yaitu menaikkan tekanan serta mensirkulasikan refrigeran dari *evaporator* menuju kondenser. Dengan demikian berarti bahwa *ejector* membawa atau mengambil uap refrigeran dari *evaporator*. Kemampuan *ejector* untuk mengambil uap refrigeran (*secondary flow*) dapat dinyatakan dengan *entrainment ratio* (\check{S}) yaitu perbandingan antara laju aliran massa dari *evaporator* atau *secondary flow* (\dot{m}_s) dengan laju aliran massa dari *boiler* yang melalui nosel atau *primary flow* (\dot{m}_p) [8].

$$\check{S} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (7)$$

Jadi semakin besar nilai *entrainment ratio* maka dapat meningkatkan nilai COP juga akan meningkat. Karena COP dari sistem adalah :

$$COP = \frac{m_1(h_4 - h_5)}{m_2(h_3 - h_2)} \quad (8)$$

$$COP = \omega \frac{(h_4 - h_5)}{(h_3 - h_2)} \quad (9)$$

Selain itu ada dua parameter lagi yang biasa digunakan untuk menunjukkan performa dari *ejector*, yaitu *compression ratio* [7] dapat dilihat pada persamaan 2.11 dan *pressure lift ratio* [1] dapat dilihat pada persamaan 2.12.

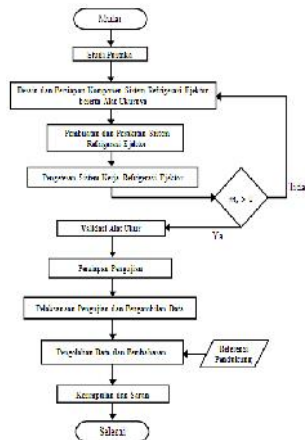
$$CR = \frac{P_c}{P_e} \quad (10)$$

$$PLR = \frac{P_b}{P_e} \quad (11)$$

Pada *constant-pressure ejector* diasumsikan bahwa aliran *primary* dan *secondary* bercampur pada *mixing chamber* dengan tekanan yang konstan. Disini timbul dua fenomena *choking*, yang pertama pada aliran primer yang melintas keluar nosel, dan *choking* yang kedua pada aliran yang dibawa yaitu akibat percepatan dari aliran sekunder menjadi supersonik di *constant-area section*. Dan *entrainment ratio* yang dihasilkan bervariasi menurut perubahan *back pressure* dengan *secondary pressure* (P_e) dan *primary pressure* (P_m) tetap. Sehingga kinerja dari *ejector* dapat dibagi menjadi tiga mode operasional, mengacu pada *back pressure* (P_c) [1].

3. METODOLOGI PENELITIAN

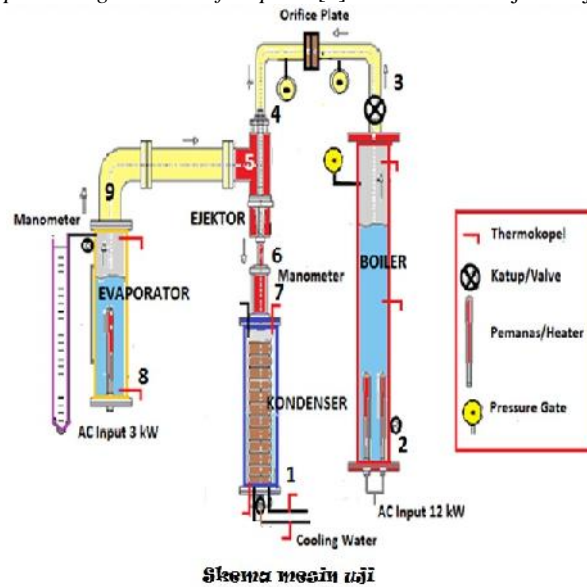
Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui efek variasi tekanan *boiler* terhadap *entrainment ratio*, *compression ratio* dan *expansion ratio* pada *steam ejector*. Pada pelaksanaan penelitian agar terarah, maka dibuat aliran proses penelitian seperti terlihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Diagram alir metodologi penelitian

3.1 Deskripsi Mesin Uji

Penelitian ini menggunakan alat uji modifikasi yang pernah digunakan oleh Meyer, alat uji ini terdiri dari boiler, ejector, condenser, evaporator, dan beberapa alat ukur yang diperlukan seperti manometer tabung U, termometer, pressure gate dan orifice plate [9]. Skema mesin uji ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8. Skema mesin uji [9]

3.2 Deskripsi Pengujian

Dalam penelitian ini terdapat dua proses pengujian yaitu proses pengujian I untuk mengukur laju aliran massa dari *primary flow* eksperimental dari efek tekanan boiler. Proses pengujian II untuk mengukur laju aliran massa dari *secondary flow* eksperimental yang nantinya akan diteliti pengaruh variasi panjang *throat* terhadap *entrainment ratio* yang dihasilkan.

Prosedur pengujian yang dilakukan untuk mengukur laju aliran massa *primary flow* dari boiler dan *secondary flow* dari evaporator adalah sebagai berikut:

1. Setting ejector dengan diameter nosel 3,5 mm, $NXP = 75$ mm, $mixing\ chamber = 7,5^0$ panjang *throat* 2D dan *diffuser* 13^0
2. Periksa air pada boiler dalam keadaan penuh pada *water level* boilernya
3. Periksa air pada evaporator juga dalam keadaan penuh dengan mengecek tabung ukurnya
4. Posisikan saklar heater boiler, evaporator pada posisi on.
5. Temperatur evaporator ditahan pada temperatur 34^0 C
6. Tunggu sampai tekanan boiler mencapai 6 kg/cm^2 kemudian buka *gate valve* pada boiler secara perlahan
7. Pada saat tekanan boiler sama dengan tekanan motive masuk nosel primer yaitu 5 kg/cm^2 :
 - a. Catat temperatur air dan temperatur uap pada boiler.
 - b. Catat beda *Pressure Gauge orifice flowmeter* untuk menghitung laju aliran massa pada *primary flow*.
 - c. Catat waktu dan perubahan level air pada gelas ukur evaporator untuk menghitung perubahan volume dan laju aliran massa pada aliran sekunder.
 - d. Catat tekanan pada evaporator, kondenser dan distribusi tekanan sepanjang ejector menggunakan manometer U.
8. Lakukan pengukuran sebanyak 3 kali pada setiap variasi tekanan boiler 5 kg/cm^2 , 4 kg/cm^2 , 3 kg/cm^2 dengan panjang *throat* ejector yang ditentukan = 2D, 3D, 4D, dan 5D.

4. ANALISA DAN PEMBAHASAN

Telah disampaikan di awal bahwa pengaruh tekanan boiler dan variasi panjang throat terhadap performa steam ejector ini diperoleh dari kajian eksperimental. Ada dua pokok bahasan, yaitu:

1. Pengaruh efek tekanan boiler dan variasi throat terhadap entrainment ratio.
2. Rasio kompresi dan rasio ekspansi sistem refrigerasi steam ejector.

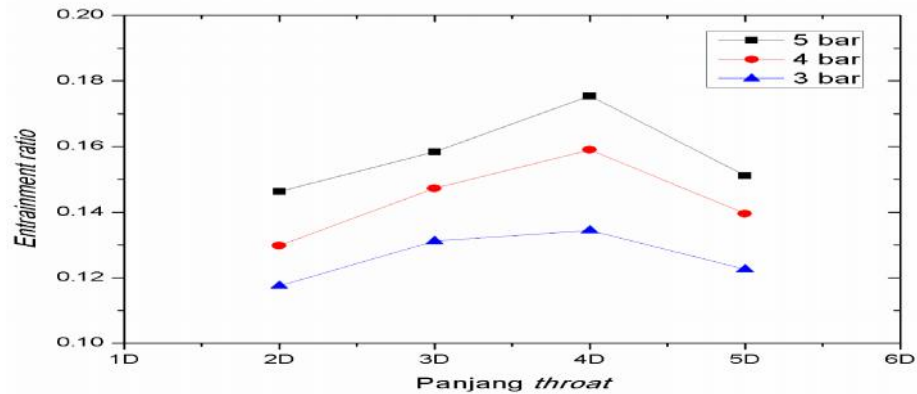
4.1 Pengaruh Efek Tekanan Boiler Dan Variasi Throat Terhadap Entrainment Ratio

Dari eksperimen didapatkan hasil perhitungan dengan rata-rata seperti pada tabel 1 untuk mengetahui nilai entrainment ratio di masing-masing variasi panjang throat.

Tabel 1. Hasil rata-rata perhitungan nilai entrainment ratio

Tek. Boiler	2D		3D		4D		5D					
	<i>ms</i>	<i>nip</i>	<i>ms</i>	<i>nip</i>	<i>ms</i>	<i>nip</i>	<i>ms</i>	<i>nip</i>				
5	0.0008	0.00548	0.1463	0.00073	0.00553	0.13113	0.00074	0.00548	0.13445	0.00068	0.00553	0.12251
4	0.00073	0.00563	0.1298	0.00088	0.00558	0.15837	0.00092	0.00522	0.17543	0.00077	0.00506	0.15117
3	0.00055	0.00472	0.1175	0.00176	0.01192	0.14728	0.00079	0.005	0.15901	0.00067	0.00477	0.13957

Dari tabel 1 Nilai entrainment ratio secara jelas terlihat pada Gambar 9.



Gambar 9. Grafik Entrainment ratio

Gambar 9 menunjukkan bahwa panjang throat optimal adalah 72 mm (4D) yang menghasilkan nilai entrainment ratio 0,17543 pada kondisi operasi tekanan boiler 5 kg/cm² dan nozzle exit position (NXP) 75 mm. Pada panjang throat 2D dan 3D nilai entrainment ratio yang dihasilkan lebih kecil, hal ini dikarenakan kecepatan aliran belum mencapai kecepatan maksimal saat berada pada throat section karena panjang throat section yang pendek. Panjang throat 4D merupakan panjang optimal dari throat section ejector karena kecepatan aliran pada throat section mencapai nilai maksimal, hal ini menyebabkan tekanan pada throat section akan rendah sehingga dihasilkan daerah vakum yang besar dan laju aliran massa secondary flow yang terhisap semakin banyak maka nilai entrainment ratio yang dihasilkan akan optimal. Dan pada panjang throat 5D dikarenakan throat section terlalu panjang maka kecepatan aliran akan mengalami penurunan sepanjang throat section, hal ini terjadi karena adanya gesekan antara fluida kerja yang mengalir dengan dinding throat section.

Semakin tinggi tekanan boiler, semakin tinggi kecepatan dan momentum yang terjadi di sepanjang ejector maka semakin besar daerah vakum yang dihasilkan. Hal ini yang menyebabkan laju aliran massa secondary flow yang terhisap semakin banyak sehingga semakin besar nilai entrainment ratio yang dihasilkan.

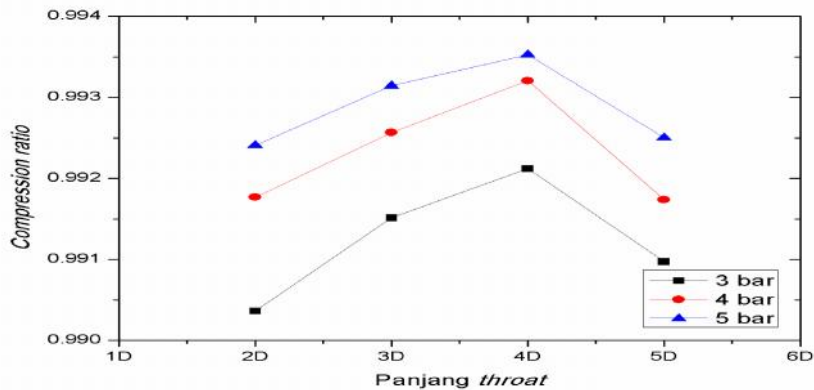
4.2 Pengaruh Panjang Throat Terhadap Compression Ratio Dan Expansion Ratio Sistem Refrigerasi Steam Ejector

Dari eksperimen didapatkan hasil perhitungan dengan rata-rata tekanan di evaporator maupun di kondenser untuk menghitung rasio kompresi dan rasio ekspansi seperti pada tabel 2.

Tabel 2. Perhitungan rata-rata tekanan di *evaporator* dan kondensor

Panjang throat	Tekanan Motive bar	Evaporator		Condenser		CR	EXR
		P Evap.	Pevap	P cond.	P cond		
		Cm Hg	P abs	Cm H2O	P abs		
2D	5	-1	102328.95	5.633333	101552.1	0.992407981	4.791752481
	4	-1	102328.95	4.966667	101486.7	0.991769517	3.833401984
	3	-1	102328.95	3.5	101343	0.990364897	2.875051488
3D	5	-1	102328.95	6.4	101627.2	0.993142214	4.791752481
	4	-1	102328.95	5.8	101568.4	0.992567597	3.833401984
	3	-1	102328.95	4.7	101460.6	0.991514132	2.875051488
4D	5	-1	102328.95	6.8	101666.4	0.993525293	4.791752481
	4	-1	102328.95	6.466667	101633.7	0.993206061	3.833401984
	3	-1	102328.95	5.333333	101522.7	0.992120672	2.875051488
5D	5	-1	102328.95	5.733333	101561.9	0.992503751	4.791752481
	4	-1	102328.95	4.933333	101483.5	0.991737594	3.833401984
	3	-1	102328.95	4.133333	101405.1	0.990971437	2.875051488

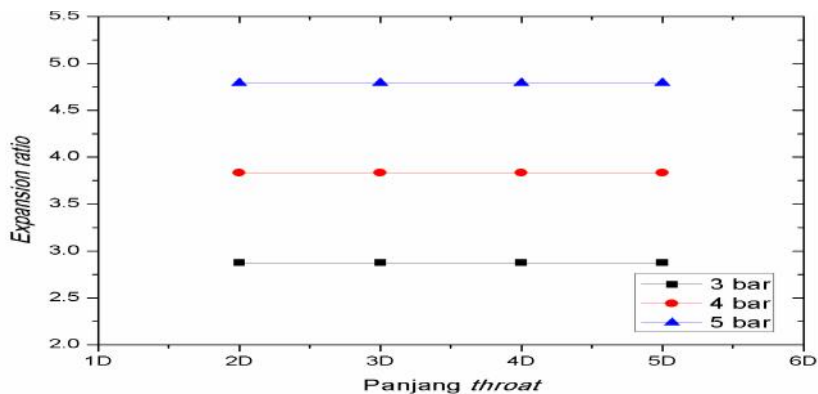
Dari tabel 2 dapat digambarkan grafik untuk nilai *compression ratio* dari efek tekanan boiler dan variasi panjang *throat*, seperti yang terlihat pada Gambar 10.



Gambar 10. Grafik pengaruh variasi panjang *throat* terhadap rasio kompresi pada *steam ejector*

Gambar 10 menunjukkan pengaruh variasi panjang *throat section steam ejector* pada nilai rasio kompresi yaitu perbandingan tekanan absolut yang terjadi pada *condensor* dengan tekanan vakum absolut yang terhisap pada *evaporator*. Makin tinggi tekanan vakum yang terjadi pada *evaporator* menyebabkan rasio kompresi semakin meningkat. Ini pada kondisi posisi dengan panjang *throat* 4D (72 mm) dengan nilai kinerja *steam ejector* dan sistem refrigerasi *steam ejector* yang optimal menyebabkan nilai rasio kompresi optimal yaitu 0.995 dan terendah pada panjang *throat* 2D (36 mm) sebesar 0.991.

Dari tabel 2 dapat digambarkan grafik untuk nilai *compression ratio* dari efek tekanan boiler dan variasi panjang *throat*, seperti yang terlihat pada Gambar 11. Nilai rasio ekspansi yaitu perbandingan tekanan motive absolut pada boiler dengan tekanan vakum absolut (tekanan *suction*) yang terhisap pada evaporator. Makin tinggi tekanan vakum yang terjadi pada evaporator menyebabkan rasio ekspansi semakin meningkat. Variasi panjang *throat section* pada tekanan boiler konstan 5 kg/cm² menyebabkan perubahan pada tekanan vakum yang terjadi pada bagian *evaporator*. Namun pada penelitian ini temperatur *evaporator* dibuat konstan yaitu pada 34°C sehingga ratio ekspansinya cenderung konstan.



Gambar 11. Grafik pengaruh panjang *throat* terhadap rasio ekspansi *steam ejector*

5. KESIMPULAN

Dari penelitian pengaruh panjang *throat* terhadap *entrainment ratio* yang dihasilkan pada *steam ejector* yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan:

1. Efek tekanan boiler dan variasi panjang *throat* terhadap nilai *entrainment ratio* optimal adalah pada kondisi operasi tekanan boiler 5 kg/cm^2 , panjang *throat* 72 mm (4D), *nozzle exit position* (NXP) 75 mm dan sudut *mixing chamber* = $7,5^\circ$ sebesar 0.17543. Ini dikarenakan kecepatan aliran pada *throat section* mencapai nilai maksimal maka tekanan pada *throat section* akan rendah sehingga dihasilkan daerah vakum yang besar. Hal ini mengakibatkan laju aliran massa *secondary flow* yang terhisap semakin banyak dan nilai *entrainment ratio* yang dihasilkan akan optimal.
2. *Ratio compression* terhadap variasi panjang *throat* optimal terjadi di posisi panjang *throat* 4D (72 mm) yaitu 0,995 dan terendah pada panjang *throat* 2D (36 mm) sebesar 0,991. Sedangkan *ratio expansion*nya cenderung seragam karena pada penelitian ini temperatur *evaporator* di jaga konstan yaitu pada 34°C .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Huang B.J, Chang J.M, C.P. Wang and V.A. Petrenko. 1999. *A 1-D analysis of ejector performance*, Int. J. Refrigeration, 22, 354-364.
- [2] Chayarnon Saengmanee., and Kulachate Pianthong. 2010. “*Design of a Steam Ejector by co - Operating the ESDU Design Method and CFD simulation*”, TSME-ICOME Ubon Ratchathani, Thailand.
- [3] Changel, *Thermodynamics An Engineering Approach*, 5th 1ed, McGraw-Hill.
- [4] Peralatan Energi Listrik. (2006). *Refrigerasi dan Penyejuk AC*. UNEP.
- [5] Mengenal Komponen-komponen Utama Sebuah Sistem Refrigerasi Mekanik, (2009). Inti Pratama Teknik
- [6] Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., and Aphornratana, S. 2007. “*Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique*,” Energy Conversion and Management, 48, pp.2556–2564.
- [7] Somsak Watanawanavet. (2005), “*Optimization Of A High-Efficiency Jet Ejector By Computational Fluid Dynamics Software*,” Master Thesis, Chemical Engineering., Texas A&M University.
- [8] Pridasawas W., (2003). *Solar-Driven Ejector Refrigeration System Case Study In Thailand*, Bangkok.
- [9] Meyer J., (2006). *Steam Jet Ejector Cooling Powered By Low Grade Waste Or Solar Heat*, Stellenbosch University, Belanda.