

PERANCANGAN SISTEM PENDINGIN SEKUNDER PADA PENINGKATAN DAYA REAKTOR TRIGA MARK II-2 MW BANDUNG

Suryawinata
Pusat Penelitian Teknik Nuklir

ABSTRAK

PERANCANGAN SISTEM PENDINGIN SEKUNDER PADA PENINGKATAN DAYA REAKTOR TRIGA MARK II- 2 MW BANDUNG. Peningkatan daya reaktor dari 1 MW menjadi 2 MW memberikan konsekuensi kemampuan pendingin sekunder juga harus ditingkatkan. Dari analisis menara pendingin reaktor TRIGA MARK 1 MW diperoleh hasil efektivitas keseluruhan menara pendingin rendah. Dipandang dari segi ekonomi sudah tidak laik dipertahankan lebih lama lagi sehingga diputuskan dalam perencanaan menara pendingin untuk reaktor 2 MW digunakan menara pendingin yang baru semuanya. Dengan berubahnya kapasitas, jumlah dan dimensi menara pendingin maka perlu disesuaikan tata letak dari sistem pendingin sekunder secara keseluruhan baik yang menyangkut letak pondasi menara pendingin, sistem pemipaan, pompa sekunder dan sebagainya. Dalam makalah ini akan dibahas rancangan sistem pendingin sekunder meliputi rancangan menara pendingin, pondasi menara pendingin, sistem pemipaan dan pompa sekunder. Dari perhitungan diperoleh hasil, menara pendingin yang diperlukan 2 buah tipe LCT 350, laju alir maksimum pompa sekunder 6000 liter/jam dan head pompa 24,9 m.

ABSTRACT

THE SECONDARY SYSTEM DESIGN ON THE UPGRADING OF THE BANDUNG TRIGA MARK II - 2 MW REACTOR. The secondary cooling system must be upgraded to anticipate the upgrading of reactor power from 1 MW to 2 MW. From the analysis, the Cooling Tower effectively for the 1 MW TRIGA MARK II reactor is low. Due to from economic aspect it is unprofitable, so the cooling towers for 2 MW, will be changed with new one. It is necessary to arrange the over all lay out of the secondary cooling system for the foundation of cooling tower, cooling tower, piping system, secondary pump, etc. This paper will discuss the design of the secondary cooling system as mention above. The analysis is obtained that the Bandung TRIGA MARK II - 2 MW reactor, needs 2 Cooling Towers LCT 350 type. Maximum flow rate of the secondary pump is 6000 liter per hour and head of pump is 24.9 m.

PENDAHULUAN

Latar belakang.

Sistem pendingin reaktor berguna untuk memindahkan panas dari reaktor ke lingkungan dengan menggunakan aliran fluida. Dengan akan ditingkatkannya daya reaktor dari 1 MW menjadi 2 MW maka sistem pendingin sekunder juga harus ditingkatkan kapasitasnya, sehingga mampu menurunkan temperatur air yang berasal dari sistem penukar panas. Dengan berubahnya kapasitas dan dimensi menara pendingin maka tata letak sistem pendingin sekunder secara keseluruhan juga berubah. Kebutuhan radioisotop dan fluks neutron yang tinggi yang mendasari gagasan peningkatan daya reaktor TRIGA MARK II sehingga diharapkan mampu menghasilkan produksi isotop Mo-99 1000 Ci per minggu, begitu pula eksperimen eksperimen yang menggunakan fasilitas lainnya diharapkan hasilnya akan lebih baik dan akurat.

Tujuan penelitian.

Tujuan penelitian adalah memperoleh rancangan sistem pendingin sekunder yang mampu memindahkan panas sebesar 2 MW dari reaktor secara efektif dengan selamat dan aman untuk operasi berkesinambungan.

Tinjauan masalah.

Reaktor TRIGA MARK 1 MW menggunakan 4 buah menara pendingin, yakni dari jenis Liangchi (LBC 100), LBC 80, Westinghouse I, Westinghouse II. Dari analisis efektivitas keseluruhan, ke empat menara pendingin tersebut ternyata rendah, sehingga tidak dapat

dimanfaatkan untuk sistem pendingin sekunder reaktor 2 MW. Jadi sistem pendingin sekunder untuk reaktor berdaya 2 MW, semuanya akan digunakan menara pendingin baru. Dengan berubahnya kapasitas dan dimensi menara pendingin baru, maka tata letak sistem pendingin sekunder juga mengalami perubahan.

Dalam makalah ini akan dibahas perencanaan sistem pendingin sekunder untuk daya reaktor 2 MW meliputi perencanaan menara pendingin, sistem pemipaan dan daya pompa yang diperlukan.

PERENCANAAN SISTEM PENDINGIN SEKUNDER.

Menara pendingin.

Menara pendingin TRIGA MARK II- 1MW

Untuk menghitung efektivitas menara pendingin, diperlukan data temperatur air masuk, temperatur air yang keluar, temperatur bola basah, laju aliran udara, laju aliran air serta temperatur udara kering yang masuk ke dalam sistem menara pendingin.

Secara matematis, hubungan besaran-besaran tersebut, dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (1)$$

dengan ε = efektivitas menara pendingin, NTU = satuan bilangan perpindahan.

$$C = C_{\min} / C_{\max} \quad (2)$$

Besarnya laju masa udara kering, dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$m = \rho_{\text{udara}} \cdot A \cdot v \quad (3)$$

dengan ρ = densitas udara pada temp. t (kg/m^3), A = luas bidang pendinginan (m^2), v = kecepatan udara (m/dt).

$$C_{\text{udara}} = m \cdot c_{\text{udara}} \quad (4)$$

$$C_{\text{air}} = m \cdot c_{\text{air}} \quad (5)$$

Dari kedua fluida ini, dapat ditentukan harga kapasitas minimum dan kapasitas maksimum dan diperoleh harga $C = C_{\min} / C_{\max}$.

Untuk menentukan harga karakteristik menara, digunakan metoda integrasi "Stepwise" yang mana menara pendingin dibagi menjadi ruas - ruas volume (dibatasi bidang bidang mendatar arah vertikal). Penentuan entalpi pada bagian bagian tersebut, diambil berdasarkan harga temperatur rata rata.

Harga karakteristik menara pendingin, diberikan oleh persamaan berikut:

$$h_c \cdot A / C_{pm} = L \cdot (4,19) \Delta t \cdot 1 / (h_s - h_a) \quad (6)$$

dengan L = laju alir air (kg/s), h_s = entalpi udara jenuh (kJ/kg), h_a = entalpi udara (kJ/kg), C_{pm} = kalor jenis udara lembab (kJ/kg), h_c = koefisien perpindahan panas koveksi ($\text{watt/m}^2 \cdot \text{K}$),

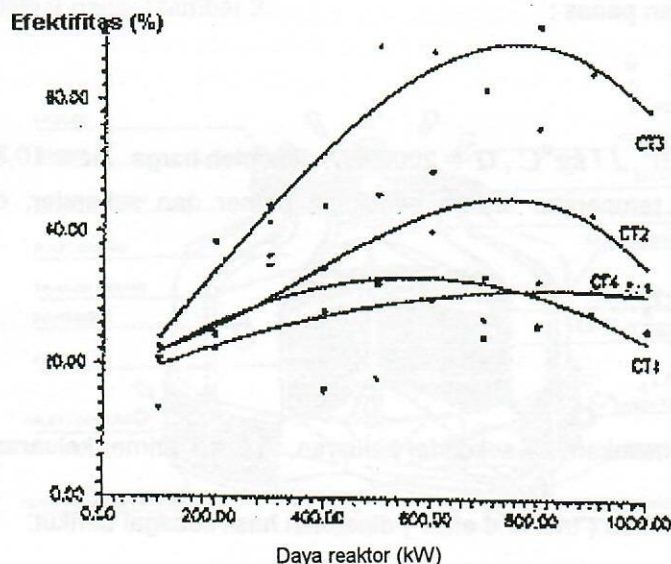
$$h_{a,1} - h_{a,0} = (L / G)(4,2)(\Delta t) \quad (7)$$

dengan Δt = selisih temperatur antar bidang ($^{\circ}\text{C}$), G = laju aliran udara (kg/s).

Setelah diketahui besarnya karakteristik menara pendingin, kemudian membaginya dengan besarnya laju massa udara kering, maka diperoleh harga NTU. Dengan diketahuinya harga NTU maka efektivitas menara pendingin dapat dihitung.

Untuk mengetahui apakah menara pendingin bekas menara pendingin reaktor TRIGA MARK 1 MW, masih laik pakai atau tidak, telah dilakukan pengukuran efektivitas menara pendingin dan hasilnya dapat dilihat pada Gambar 1.

Dari Gambar 1. dapat dilihat bahwa efektivitas menara pendingin secara keseluruhan, adalah 40 % atau efisiensi terhadap daya maksimum (1 MW) adalah 60 %.



Gambar 1. Efektivitas menara pendingin vs Daya Reaktor.

Menara pendingin Reaktor TRIGA MARK II-2 MW

Mengingat efektivitas menara pendingin Reaktor TRIGA MARK II-1MW secara keseluruhan rendah, maka untuk menara pendingin reaktor 2 MW, diputuskan menggunakan menara pendingin yang semuanya baru.

Atas dasar inilah maka untuk peningkatan daya menjadi 2 MW, diperlukan beberapa menara pendingin baru, untuk membuang panas netto sebesar 2 MW. Dengan toleransi sebesar 10 %, maka panas yang harus didisipasikan adalah 2200 kW = 625 RT ("Refrigeration Ton"). Untuk menyesuaikan dengan menara pendingin yang tersedia dipasaran, maka harga tersebut diatas dibulatkan menjadi 700 RT = 2461,2 KW. Dan ini bisa dipenuhi dengan memasang menara pendingin sebagai berikut:

Alternatif :

- 2 LCT 350
- 1 LCT 400 + 1 LCT 300
- 2 LCT 250 + 1 LCT 200
- 3 LCT 200 + 1 LCT 100
- 1 LCT 700.

Atas dasar pertimbangan kemudahan pengerjaan/pemasangan, keseragaman ukuran pipa, pengaturan laju alir air, bahan mudah dipasaran dan kalau rusak masih ada menara pendingin yang jalan, maka alternatif yang terbaik adalah alternatif a yakni menggunakan dua buah menara pendingin tipe LCT 350. Laju alir air dapat dihitung sebagai berikut:

Dengan asumsi bahwa temperatur air tangki berkisar antara 32 sampai 50 C, maka untuk mendapatkan efisiensi pendingin yang tinggi, maka harga LMTD harus tinggi. Dan ini bisa diperoleh dengan mengatur laju alir sekunder, sehingga menghasilkan kisaran temperatur menara pendingin, dibawah temperatur masukan tangki reaktor. Dari persamaan karakteristik menara pendingin, maka besarnya penurunan temperatur bergantung pada laju alir air. Makin

kecil laju alir air, maka makin besar beda temperatur yang dihasilkan menara pendingin. Oleh karena itu dalam menentukan laju aliran sekunder, dipilih pompa yang akan menghasilkan laju aliran maksimum. Untuk laju aliran yang lebih kecil, bisa diatur dengan mengatur katup tekan pompa untuk memperoleh harga laju alir air yang optimum. Pompa yang memenuhi "range" laju aliran tersebut diatas, diperlukan pompa yang mempunyai head tinggi, karena makin kecil laju alir, hambatan dikatup, elbow, sambungan T dan knee makin besar.

Mengingat temperatur air tangki reaktor berkisar antara 32 C sampai 50 C, maka untuk mendapatkan LMTD tinggi, temperatur kerja menara pendingin harus rendah, dibawah temperatur kerja penukar panas (sistem primer), namun laju alir air cukup besar. Dengan asumsi laju alir pendingin primer 700 gpm = 44,2 l/detik, maka dengan menggunakan persamaan kesetimbangan panas :

$$Q = m \cdot x \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (8)$$

dengan $C_p = 4,1714 \cdot 10^3 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, $Q = 2000 \text{ kW}$, diperoleh harga $\Delta t = 10,85^\circ\text{C}$.

Hubungan antara temperatur sistem pendingin primer dan sekunder, diberikan oleh persamaan :

$$LMTD = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \Delta t \quad (9)$$

dengan $\Delta T_a = T \text{ primer masukan} - T \text{ sekunder keluaran}$, $\Delta T_b = T \text{ primer keluaran} - T \text{ sekunder masukan}$.

Dengan cara coba coba ("trial and error") diperoleh hasil sebagai berikut:

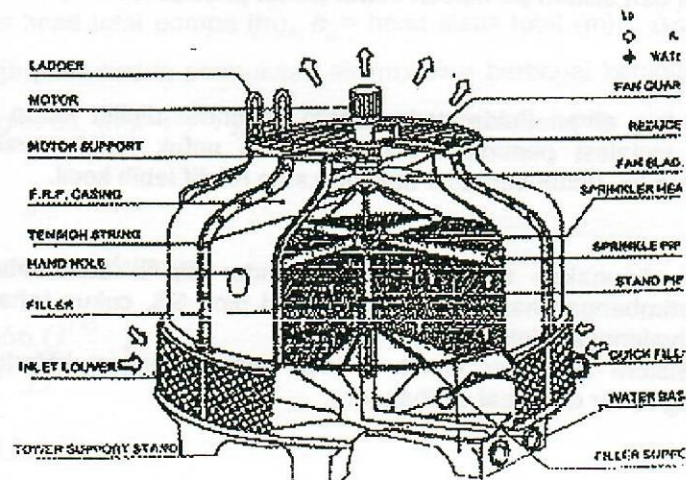
Sistem primer				Sistem sekunder				laju alir
$T_{in} (^\circ\text{C})$	$T_{out} (^\circ\text{C})$	$\Delta T (^\circ\text{C})$	$m_p (\text{kg/s})$	$T_{in} (^\circ\text{C})$	$T_{out} (^\circ\text{C})$	$\Delta T (^\circ\text{C})$	$m_s (\text{kg/s})$	m_p / m_s
42,85	32,00	10,85	44,20	22,25	32,90	10,65	44,99	0,98
42,85	32,00	10,85	44,20	22,10	31,00	8,90	53,84	0,82
42,85	32,00	10,85	44,20	23,68	29,00	5,32	90,07	0,49
42,85	32,00	10,85	44,20	23,75	28,90	5,15	93,04	0,47
42,85	32,00	10,85	44,20	23,79	28,85	5,06	94,60	0,46
42,85	32,00	10,85	44,20	23,82	28,80	4,98	96,22	0,46
43,85	33,00	10,85	44,20	24,68	30,00	5,32	90,07	0,49
43,85	33,00	10,85	44,20	24,79	29,85	5,06	94,70	0,45
43,85	33,00	10,85	44,20	24,82	29,80	4,98	96,22	0,46
44,85	34,00	10,85	44,20	23,25	33,90	10,65	44,99	0,98
44,85	34,00	10,85	44,20	25,79	30,85	5,06	94,70	0,45
45,85	35,00	10,85	44,20	24,25	34,90	10,65	44,99	0,98
45,85	35,00	10,85	44,20	26,79	31,85	5,06	94,70	0,45

Dari hasil tersebut diatas terlihat bahwa bila laju alir di pendingin sekunder besar, akan menghasilkan perbedaan temperatur sekunder kecil. Dari segi pendinginan ini menguntungkan karena temperatur kerja sistem sekunder jauh lebih rendah dari temperatur kerja sistem primer, sehingga pendinginan bisa bertahan lama untuk operasi berkesinambungan. Perlu diketahui bahwa penukar panas yang akan dipasang pada reaktor 2 MW adalah tipe plat, berbeda dengan penukar panas pada reaktor TRIGA MARK 1 MW yakni tipe cangkang (tube). Kerugiannya pada tipe plat adalah perbandingan laju alir di sistem pendingin primer dan sistem sekunder tidak boleh besar, karena kalau besar akan menyebabkan plat melengkung, jarak plat tidak sejajar lagi dan ini menyebabkan penyempitan saluran. Berbeda dengan tipe "tube", laju alir di sistem sekunder tidak dibatasi, sehingga bisa dioperasikan pada laju alir besar.

Bila perbandingan laju alir di primer dan sekunder 0,625 seperti pada Reaktor Kartini (Reaktor Kartini menggunakan penukar panas tipe plat), maka laju alir di sistem sekunder

adalah $700/0,625 \text{ gpm} = 1120 \text{ gpm} = 4239,2 \text{ l/menit} = 70,65 \text{ kg/s}$. Untuk memperoleh laju alir yang diinginkan pada sistem penukar panas, maka pada sistem pemipaan, dilengkapi dengan sistem by pass. Dengan mengatur bukaan katup pada pipa by pass, dan dengan bantuan flow meter, maka laju alir dapat ditentukan. Kemudian mengingat reaktor TRIGA juga akan digunakan sebagai reaktor penelitian termohidrolis maka laju aliran sekunder dan primer sebaiknya dapat divariasi sehingga dalam pemilihan pompa sistem sekunder diambil laju aliran fluida 50 % lebih besar. Berdasarkan pertimbangan ini dipilih pompa dengan laju aliran 1545 GPM (6000 l/menit), sesuai dengan yang tersedia dipasaran ..

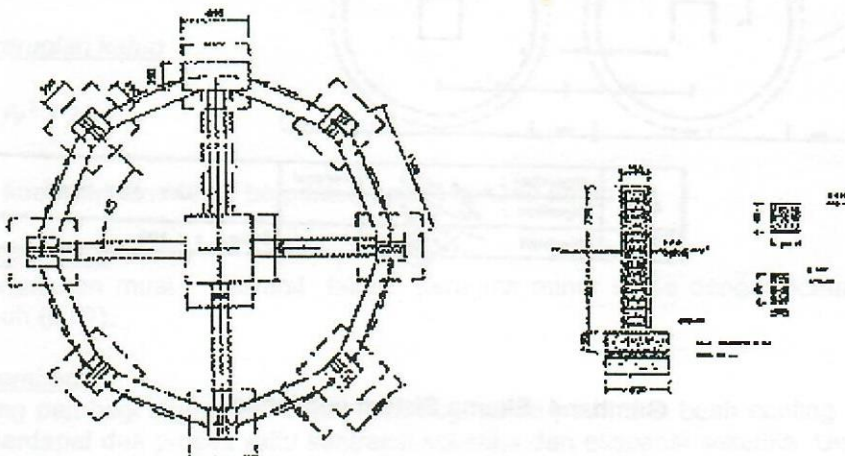
Karena menggunakan dua buah menara tipe LCT 350 maka laju alir untuk masing masing menara pendingin adalah 3000 l/menit. Gambar teknis dari menara pendingin tipe LCT 350, dapat dilihat pada Gambar 2



Gambar 2. Menara pendingin tipe LCT 350.

Pondasi menara pendingin.

Dengan dipilihnya 2 menara pendingin tipe LCT 350 untuk reaktor TRIGA MARK II - 2 MW, maka ditempat bekas pondasi menara pendingin lama dibuat pondasi baru sesuai dengan Spesifikasi teknis menara pendingin. Dengan memperhatikan beban operasi menara pendingin (berat kosong ditambah berat air), akibat beban pada kolom, tegangan tanah, B.D tanah, berat beban yang membebani tanah dibawah plat pondasi, momen yang bekerja pada plat, faktor keamanan dan jumlah penopang pada kaki menara dan penopang dasar "water basin", maka dapat dihitung luas penampang penopang, ukuran rangka beton dan kedalaman pondasi. Kontruksi pondasi menara pendingin dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3 Kontruksi pondasi Menara pendingin

Perancangan Sistem Pemipaan

Dalam perancangan sistem pemipaan pendingin sekunder ada beberapa parameter dan komponen yang harga dan karakteristiknya harus diketahui terlebih dahulu antara lain karakteristik penukar panas yang akan digunakan, jumlah menara pendingin dan laju aliran fluida kerja.

Untuk menentukan kerugian head pada pompa perlu dirancang terlebih dahulu sistem pemipaan pada sistem sekunder. Sistem pemipaan dirancang dengan memperhatikan tata letak dan lokasi cooling tower, jumlah cooling tower dan data teknis lainnya. Skema rancangan sistem pemipaan pendingin sekunder dapat dilihat pada Gambar 4 dan terlihat bahwa sistem pemipaan terdiri dari komponen katup, elbow, sambungan T, tabung pembagi dan pipa. Gambar detail dari sistem pemipaan dapat dilihat pada prosedur pemasangan sistem pemipaan.

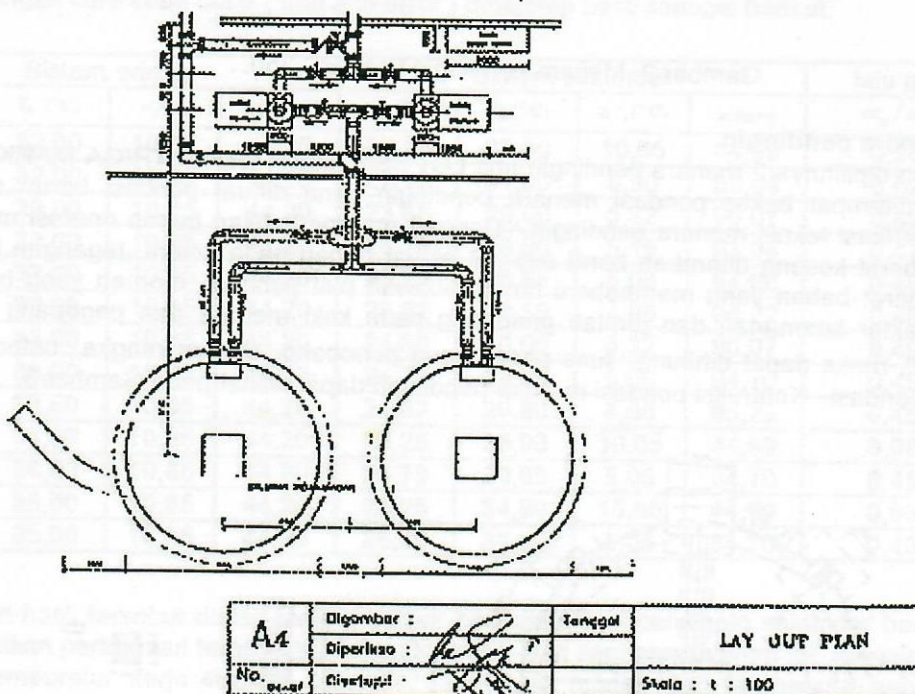
a. Katup.

Untuk mengatur laju aliran fluida pada sistem sekunder dipilih katup jenis gerbang dengan pertimbangan instalasi pemipaan selalu terbuka untuk jangka waktu lama dan kerugian head pada katup ini untuk berbagai bukaan katup relatif lebih kecil.

b. Pipa.

Pipa yang akan digunakan untuk sistem sekunder dipilih dari bahan besi yang digalvanisir dengan pertimbangan harga lebih murah dari pipa SS, cukup tahan terhadap air PAM dan kekasaran ekivalennya relatif kecil.

Diameter pipa sistem sekunder dipilih 8 inch sesuai dengan kebutuhan diameter pemasukan pada cooling tower dan heat exchanger.



Gambar 4 Skema Sistem pemipaan

Perhitungan Head Pompa.

Diantara komponen yang tidak dapat dipisahkan dari perencanaan menara pendingin adalah pompa dan pemipaan. Pemipaan diusahakan idak terlalu panjang dan berkelok-kelok agar tidak banyak menimbulkan kerugian tekanan fluida yang berarti.

Dalam memilih suatu pompa untuk perencanaan menara pendingin, terlebih dahulu harus diketahui kapasitas aliran serta head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang akan dipompa. Selain itu, agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, perlu ditaksir berapa tekanan minimum yang tersedia pada sisi masuk yang terpasang pada instalasinya. Atas dasar tekanan isap ini maka putaran pompa dapat ditentukan.

Head

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah air yang direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. Secara umum dapat ditulis sebagai berikut:

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + v_d^2 / g \quad (10)$$

dengan H = head total pompa (m), h_a = head statis total (m), Δh_p = perbedaan head tekan yang bekerja pada kedua permukaan air (m), h_l = berbagai kerugian head pipa, katup, belokan, sambungan dll. (m), v_d^2 / g = head kecepatan keluar (m), g = percepatan gravitasi ($=9,8 \text{ ms}^{-2}$)

Head kerugian.

a) Head kerugian gesek dalam pipa

$$h_{fg} = \frac{10,666 \cdot Q^{1.85}}{C^{1.85} \cdot D^{4.85}} \cdot L \quad (11)$$

b). Head kerugian belokan pipa

$$h_{fb} = f v^2 / 2g \quad (12)$$

dengan $f = [0,131 + 1,847(D/2R)^{3.5}] \cdot (\theta/90)^{0.5}$

c) Head kerugian percabangan dan pertemuan pipa

$$h_{fc} = (f_1 + f_2) \cdot v^2 / 2g \quad (13)$$

dimana h_{fc} = head kerugian percabangan dan pertemuan (m),
 f_1, f_2 = koefisien kerugian, dari tabel, bergantung pada sudut dan kekasaran pipa.

d) Head kerugian katup

$$H_{jk} = f v^2 / 2g \quad (14)$$

dengan f = koefisien dari tabel bergantung pada bukaan katup.

e). Sambungan muai

Untuk saluran muai diambil faktor kerugian minor sama dengan katup gerbang terbuka penuh (0,07).

f). Tabung pembagi.

Tabung pembagi digunakan untuk membagi aliran pada dua buah cooling tower. Pada tabung ini terdapat dua proses yaitu kontraksi seketika dan ekspansi seketika. Untuk kontraksi seketika dapat ditentukan harga faktor kerugian minor dengan persamaan:

$$K_{sc} = (1 - (1/Cc))^2 \quad (15)$$

Untuk ekspansi seketika harga Ksc dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$K_{sc} = \left(1 - (d_1^2 / d_2^2)\right)^2 \quad (16)$$

Kerugian head minor dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\Delta h_{L,m} = (V^2 / 2.g) \Sigma K \quad (17)$$

g. Kerugian head pada heat exchanger.

Untuk laju aliran fluida sistem sekunder 3,18 m/detik diperoleh penurunan tekanan pada sistem primer 20,2 psi dan kerugian head dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta h = \Delta P / (\rho \text{ g/gc}) \quad (18)$$

h. Kerugian head pompa

Perhitungan head pompa dikelompokkan pada 3 komponen utama yaitu

- Head yang dibutuhkan cooling tower
- Head pada sistem pemipaan
- Head pada heat exchanger.

Data sistem pemipaan.

Berdasarkan gambar rancangan diperoleh data-data berikut :

- Panjang pipa lurus 45 m
- Ujung pemasukan 2 buah
- Ujung keluar 2 buah
- Belokan 90 12 buah
- Katub gerbang 4 buah
- Saluran muai 6 buah
- Cabang T 2 buah
- Tabung pembagi 1 buah.

Dengan menggunakan rumus-rumus diatas maka diperoleh kerugian heat total pada pompa sebesar 24,9 meter. Dengan diketahuinya head pompa sebesar 24,9 meter dan laju alir 6000 l/menit, maka dapat ditentukan jenis pompa yang diperlukan. Jenis pompa yang dipilih dari jenis sentrifugal

Perhitungan NPSH.

NPSH yang tersedia dihitung menggunakan persamaan :

$$\text{NPSH tersedia} = P_a / \gamma - P_u / \gamma - h_s - h_{LS} \quad (19)$$

dengan P_a = tekanan atmosfir (kgf/m^2), P_u = tekanan uap jenuh (kgf/m^2), γ = berat zat cair persatuan volume (kg/m^3), h_s = head isap statis (m), h_{LS} = kerugian head dalam pipa isap (m)

Untuk sistem pemipaan pendingin sekunder dengan fluida air dan temperatur 32 C diperoleh data: $P_a = 10332$ (kgf/m^2), $P_u = 432,5$ (kgf/m^2), $\gamma = 995,7$ (kg/m^3), $h_s = 0,2$ (m), $h_{LS} = 1,5$ (m), NPSH tersedia diperoleh 8,3 meter.

KESIMPULAN.

Dengan peningkatan daya reaktor TRIGA MARK II menjadi 2 MW maka telah dapat ditentukan spesifikasi teknis pendingin sekunder sebagai berikut:

1. Menara Pendingin, 2 buah menara, tipe LCT 350, Kapasitas total maksimum 700 RT = 2,416 MW

2. *Pompa Sekunder*, Laju alir fluida: 6000 liter/menit, Head : 24,9 meter, Jenis: sentrifugal, NPSH tersedia: 8,3 meter, Sumber listrik : 380 Volt, 3 phase dan 50 Hz.
3. *Sistem pemipaan*, Panjang pipa lurus 45 m , diameter pipa 8 " , Belokan 90 ada 12 buah, Katub gerbang ada 4 buah, Saluran muai ada 6 buah, Cabang T ada 7 buah, Tabung pembagi ada 1 buah.

DAFTAR PUSTAKA.

1. Anonymous, Proposal for 2000 kW Upgrading of Bandung Triga Mark II Reactor, CNTR BIS Document, Bandung, 1994.
2. Anonymous, certified Capacity of Plate and Frame Heat Exchanger NER-CHANGER MODEL EC4-075-1M, General Atomic, San Diego, 1991
3. NICHOLAS P. CHEREMISINOF AND PAUL N. CHEREMISINOF.1983. Cooling Tower,Ann Arbor Science Publisher.
4. Anonymous, Bid Invitation Spesification for the Upgreeding of Bandung Triga Mark II Reactor, PPTN-BATAN, Bandung, 1994.
5. SULARSO, HARUO TAHARA,1985. Pompa dan Kompresor, PT Pradnya Paramitra,Jakarta.
6. Stoecker, W.F and Jones, W.F,1982. Refrigeration and Air Conditioning, Second Edition, Mc Graw Hill,Inc.