

**ANALISA PERFORMANCE SISTEM OPERASI
INSTALASI PEMADAM KEBAKARAN
GEDUNG MALANG TOWN SQUARE**

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi

Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

SUSYANI SIWI DASIATUN

NIM : 0410622028

DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2007

LEMBAR PERSETUJUAN

**ANALISA *PERFORMANCE* SISTEM OPERASI
INSTALASI PEMADAM KEBAKARAN
GEDUNG MALANG TOWN SQUARE**

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi

**Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik**



Disusun oleh :

**SUSYANI SIWI DASIATUN
NIM. 0410622028-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

**Ir. Djoko Sutikno, M. Eng.
NIP. 131 276 249**

**Ir. Suharto, MT.
NIP. 131 131 025**

repository.ub.ac

**ANALISA *PERFORMANCE* SISTEM OPERASI
INSTALASI PEMADAM KEBAKARAN
GEDUNG MALANG TOWN SQUARE
I**

Disusun oleh:
Susyani Siwi Dasiatun
NIM. 0410622028

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan **lulus** pada tanggal 17 Juli 2007

Dosen Penguji

Skripsi I

Skripsi II

Dr. Eng. Yudi Surya Irawan, ST., M.Eng
NIP 132 233 147

Dr. Eng. Anindito Purnomo, ST., M.Eng
NIP 132 206 466

Komprehenship

Prof. Ir. ING Wardana, M.Eng., Ph.D
NIP 131 286 308

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT
NIP 132 159 708

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

KATA PENGANTAR

Puji syukur Penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang atas limpahan rahmat dan hidayahnya atas terselesaikannya penulisan Skripsi ini. Penulisan Skripsi yang berjudul **“Analisa Performance Sistem Operasi Instalasi Pemadam Kebakaran Gedung Malang Town Square”** ini bertujuan untuk memenuhi salah satu persyaratan memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

Pada kesempatan ini tidak lupa Penulis ucapkan terima kasih tak terhingga kepada semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan laporan Skripsi ini terutama kepada :

1. Dr. Slamet Wahyudi, ST.,MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
2. Ir. Tjuk Oerbandono, M.Sc, selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
3. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.,Sc selaku Ketua Kelompok Dosen Konsentrasi Konversi Energi.
4. Ir. Djoko Sutikno, M. Eng, selaku pembimbing I, yang penuh dengan kesabaran telah membantu dan membimbing dalam penyelesaian Skripsi ini.
5. Ir. Suharto, MT, selaku pembimbing II, yang banyak memberikan pengarahan, petunjuk, bantuan dan tuntunan yang sangat berharga kepada Penulis.
6. Keluarga tercinta ayah, ibu dan kakak-kakakku yang banyak memberikan pengorbanan yang tak terbalaskan baik moril maupun spirituil demi tercapainya cita-cita Penulis dalam menuntut ilmu.
7. Rekan-rekan mahasiswa mesin SAP angkatan 2004 yang ikut memberikan semangat, dukungan dan bantuannya selama mengerjakan Skripsi ini.
8. Dan semua pihak telah banyak membantu dalam penyelesaian Skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan Skripsi ini jauh dari kesempurnaan dan masih banyak kekurangan, untuk itu Penulis mengharapkan kritik dan saran perbaikan yang bersifat membangun dari berbagai pihak, untuk kesempurnaan penulisan Skripsi ini.

Malang, Juli 2007

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI.....	ii
DAFTAR TABEL.....	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR LAMPIRAN.....	vi
DAFTAR SIMBOL	vii
RINGKASAN	viii
 BAB I PENDAHULUAN.....	 1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan dan Manfaat.....	3
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA	 4
2.1 Peralatan Pemadam Kebakaran.....	4
2.2 Kelengkapan Instalasi.....	4
2.3 Sistem Pengoperasian Pemadam Kebakaran.....	8
2.4 Pengertian Umum Pompa.....	8
2.5 Karakteristik Operasional Instalasi Pompa.....	8
2.5.1 Karakteristik Pompa pada Instalasi Pemadam Kebakaran..	9
2.5.1.1 Karakteristik Utama	9
2.5.1.2 Karakteristik Kerja Pompa.....	10
2.6 <i>Head</i> Pompa.....	11
2.7 <i>Head Loss</i> Instalasi Pipa.....	12
2.7.1 <i>Head Loss Major</i>	12
2.7.2 <i>Head Loss Minor</i>	13
2.8 <i>Net Positif Suction Head (NPSH)</i>	13
2.8.1 <i>NPSH</i> _{yang tersedia}	14
2.8.2 <i>NPSH</i> _{yang disarankan}	14
2.9 Kavitasi	15
2.10 Kapasitas.....	16

2.11	Daya Pompa.....	16
BAB III	METODE PENELITIAN	17
3.1	Metode Penelitain.....	17
3.2	Pengambilan Data	17
3.2.1	Langkah Pengambilan Data	17
3.2.2	Data yang Diambil.....	17
3.3	Analisa dan Perhitungan.....	17
3.4	Diagram Alir Pengerjaan.....	19
BAB IV	PEMBAHASAN	20
4.1	Spesifikasi Sprinkler	21
4.2	Head Loss	21
4.2.1	Head Loss Major.....	21
4.2.2	Head Loss Minor.....	24
4.3	Performance Instalasi Pemadam Kebakaran.....	27
4.4	Performance Masing-masing Pompa.....	29
4.4.1	Jockey Pump.....	30
4.4.1.1	Net Positif Suction Head (NPSH)	33
4.4.2	Electric Fire Pump	34
4.4.2.1	Net Positif Suction Head (NPSH)	36
4.4.3	Diesel Pump	37
4.4.3.1	Net Positif Suction Head (NPSH)	40
4.4.4	Prediksi Performance Pompa Tiap Lantai.....	41
BAB V	PENUTUP	44
5.1	Kesimpulan.....	44
5.2	Saran.....	44
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tipe Sprinkler Head.....	6
Tabel 4.1 Head Loss Major	22
Tabel 4.2 Head Loss Minor	25
Tabel 4.3 Performance Instalasi	27
Tabel 4.4 Performance Jockey Pump.....	31
Tabel 4.5 Performance Electric Fire Pump	35
Tabel 4.6 Performance Diesel Pump	38
Tabel 4.7 Prediksi Performance Jockey Pump	41
Tabel 4.8 Prediksi Performance Electric Fire Pump	42
Tabel 4.9 Prediksi Performance Diesel Pump.....	43



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Instalasi <i>jockey pump</i>	4
Gambar 2.2 Instalasi <i>fire pump</i> dengan mesin <i>diesel</i>	5
Gambar 2.3 <i>Sprinkler head</i>	6
Gambar 2.4 <i>Sprinkler head</i> pada instalasi pemipaan.....	6
Gambar 2.5 Pola penempatan titik-titik <i>head sprinkler</i>	7
Gambar 2.6 Karakteristik utama untuk beberapa putaran yang berbeda	9
Gambar 2.7 Kurva karakteristik kerja desain pompa.....	10
Gambar 2.8 Kurva karakteristik aktual yang diplot dari harga-harga H dan N yang diukur dari pompa yang diset untuk kapasitas Q tertentu	11
Gambar 2.9 <i>Head</i> pompa pada suatu instalasi.....	12
Gambar 2.10 Grafik hubungan antara kecepatan spesifik dan koefisien kavitasi	15
Gambar 3.1 Diagram alir	19
Gambar 4.1 <i>Layout</i> area parkir motor	20
Gambar 4.2 Grafik <i>performance</i> instalasi	29
Gambar 4.3 Grafik <i>performance jockey pump</i>	32
Gambar 4.4 Grafik hubungan debit dengan daya <i>jockey pump</i>	33
Gambar 4.5 Grafik <i>performance electric fire pump</i>	35
Gambar 4.6 Grafik hubungan debit dengan daya <i>electric fire pump</i>	36
Gambar 4.7 Grafik <i>performance diesel pump</i>	39
Gambar 4.8 Grafik hubungan debit dengan daya <i>diesel pump</i>	40

DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 *Head loss* masing-masing lantai
- Lampiran 2 Moudy diagram
- Lampiran 3 Koefisien hambatan (K) untuk katup terbuka, siku dan sambungan
- Lampiran 4 Kekasaran rata-rata pipa-pipa komersial
- Lampiran 5 Diagram *diffuser* dan *nozzle*
- Lampiran 6 Kerapatan dan kekentalan air pada 1 atm
- Lampiran 7 *Properties of saturated water*
- Lampiran 8 Grafik karakteristik *jockey pump*
- Lampiran 9 Grafik karakteristik *main pump*



DAFTAR SIMBOL

H	Head total pompa
h_a	Head statis total
Δh_p	Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan
h_1	Berbagai kerugian head di pipa
v	Kecepatan aliran
g	Grafitasi
h_{lf}	Head loss major
h_{lm}	Head loss minor
f	Koefisien gesek
L	Panjang pipa
D	Diameter pipa
K	Koefisien hambatan
P_a	Tekanan atmosfir
P_v	Tekanan uap jenuh
ρ	Rapat masa zat cair
Q	Kapasitas
A	Luas Penampang
η_p	Efisiensi pompa

RINGKASAN

Susyani Siwi Dasiatun, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Juli 2007, *Analisa Performance Sistem Pengoperasian Instalasi Pemadaman Kebakaran Gedung Malang Town Square*, Dosen Pembimbing: Ir. Djoko Sutikno, M.Eng dan Ir. Suharto, MT.

Masalah kebakaran di perkotaan sering terjadi karena makin sedikitnya ruang terbuka yang dapat berfungsi sebagai *barrier*/penghalang menjalarnya kebakaran ataupun sebagai tempat operasi pemadaman kebakaran. Dalam rangka menanggulangi bahaya kebakaran maka gedung **Mall Malang Town Square (MATOS)** dilengkapi dengan instalasi pemadaman kebakaran, salah satu peralatan yang digunakan adalah *sprinkler*.

Instalasi pemadaman kebakaran di MATOS menggunakan tiga jenis pompa, antara lain: *jockey pump*, *electric fire pump* dan *diesel pump*. Masing-masing pompa akan beroperasi pada tekanan yang berbeda. *Jockey pump start* pada tekanan 8 bar, *electric fire pump start* pada tekanan 7 bar dan *diesel pump start* pada tekanan 6 bar, sedangkan tekanan *standby* instalasi adalah 10 bar. Untuk mengetahui *performance* sistem pengoperasian instalasi pemadaman kebakaran maka perlu dianalisa *performance* dari masing-masing pompa pada tekanan kerjanya dan *Net Positive Suction Head (NPSH)* yang tersedia instalasi.

Hasil analisa *performance* dari pompa didapatkan jumlah *sprinkler* yang mampu diatasi oleh masing-masing pompa. Jumlah maksimal *sprinkler* yang mampu diatasi oleh masing-masing pompa antara lain: *jockey pump* mampu mengatasi 11 *sprinkler*, *electric fire pump* mampu mengatasi 280 *sprinkler* dan *diesel pump* mampu mengatasi 467 *sprinkler*. Besarnya *NPSH* yang tersedia *jockey pump* 6,425 m masih lebih besar dari *NPSH* yang disarankan oleh pabrik 4 m sehingga masih memenuhi saran pabrik. Untuk *electric fire pump NPSH* yang tersedia 6,896 m lebih kecil dari *NPSH* yang disarankan oleh pabrik 19 m sehingga pemasangan pompa tidak sesuai dengan saran pabrik. Sedangkan *diesel pump* besarnya *NPSH* yang tersedia 6,896 m lebih kecil dari *NPSH* yang disarankan oleh pabrik 15 m sehingga pemasangan pompa juga tidak sesuai dengan saran pabrik. Agar nilai *NPSH* yang tersedia sesuai dengan yang disarankan oleh pabrik maka posisi pompa 9,104 m di bawah permukaan air.

Kata kunci : *sprinkler*, *head*, tekanan, debit, daya dan *NPSH*

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Masalah kebakaran di perkotaan sering terjadi karena makin sedikitnya ruang terbuka yang dapat berfungsi sebagai *barrier*/penghalang menjalarnya kebakaran ataupun sebagai tempat operasi pemadaman kebakaran. Hal lain adalah makin sulitnya dijumpai sumber-sumber air untuk keperluan pemadaman, jumlah sebaran *hydrant* kota yang masih belum memadai, kondisi dan peralatan aparat pemadam kebakaran yang belum lengkap, terutama untuk menghadapi kebakaran bangunan tinggi atau bertingkat banyak (Buku panduan PMK kota Malang, 2007).

Untuk mengantisipasi terjadinya kebakaran bangunan-bangunan di perkotaan, pemerintah kota mewajibkan terutama bangunan seperti hotel, perkantoran, bioskop dan departemen store memiliki sarana pengaman kebakaran yang lengkap sebagai upaya pencegahan dan penanggulangan awal sebelum aparat pemadam kebakaran bertindak (Buku panduan PMK kota Malang, 2007).

Dalam rangka menanggulangi bahaya kebakaran maka gedung **Mall Malang Town Square (Matos)** dilengkapi dengan instalasi pemadam kebakaran. Instalasi pemadam kebakaran gedung ini terdiri dari *reservoir*, pompa dan kelengkapannya, *piping system*, *sprinkler*, *hydrant*, *smoke detector* dan *heat detector*.

Sistem pemadam kebakaran di Matos menggunakan Sistem Pipa Tegak dan *House (Stand Pipe and House System)* serta *Sprinkler Type System* dari semua sistem tersebut di rencanakan memakai tipe basah (*Wet Type System*), ini berarti semua katup penyediaan air untuk sistem harus dalam kondisi terbuka penuh dan tekanan air dalam jaringan pemipaan-pemipaan dijaga setiap saat.

Berdasarkan *manual book of fire extinguisher operation* (2005) perencanaan sistem pemadam kebakaran ini adalah berdasarkan pelayanan kelas III dimana sistem pemadam kebakaran yang ada dioperasikan sendiri oleh penghuni gedung maupun oleh penjaga gedung dan petugas Dinas Pemadam Kebakaran. Cara kerja sistem adalah apabila katup kebakaran dibuka berdasarkan sistem yang ditetapkan yaitu :

- a. Jaringan pemipaan harus mempunyai pipa drain yang dilengkapi dengan *gate valve* yang berguna untuk menguras jaringan instalasi tersebut.
- b. Setiap instalasi *indoor hydrant box* harus dilengkapi dengan *landing valve* dan *fire house rack*.

Pada *Wet Stand Pipe System*, air dalam jaringan dari sistem akan langsung keluar karena *tekanannya* turun, hal ini akan mengakibatkan pompa akan bekerja secara otomatis. Daya yang direncanakan untuk menggerakkan pompa harus sesuai dengan tingkat kebutuhan. Apabila daya yang dipakai pada sistem ini tidak sesuai maka akan terjadi suatu masalah baik dalam pendistribusian maupun pembuangan segala kotoran. Jaringan pemipaan harus merupakan jaringan tertutup / *ring system*, baik secara horizontal yang menghubungkan pipa *manifold header* dengan *hydrant pillar*, *siamesse connection* maupun secara vertical yang menghubungkan semua *hydrant box* di setiap lantai.

Performance pompa dalam instalasi pemadam kebakaran merupakan hal yang sangat penting untuk diketahui, karena mendukung kerja dalam proses pemadaman. Dengan diketahuinya *performance* pompa maka dapat diketahui seberapa besar jumlah *sprinkler* yang mampu diatasi. Penulisan skripsi ini mencoba untuk menunjukkan *performance* atau karakteristik pompa pada instalasi pemadam kebakaran dalam mensuplai kebutuhan air dengan beroperasinya *sprinkler* di MATOS.

1.2 Rumusan Masalah

Berpedoman pada latar belakang masalah di atas, maka permasalahan yang akan dianalisa adalah bagaimana kemampuan pompa dalam sistem operasi instalasi pemadam kebakaran untuk mensuplai kebutuhan air dengan beroperasinya *sprinkler*.

1.3 Batasan Masalah

Agar penulisan ini lebih terarah maka perlu diberi batasan, yaitu :

1. Jenis fluida yang digunakan untuk pemadam kebakaran adalah air.
2. Temperatur fluida 20°C.

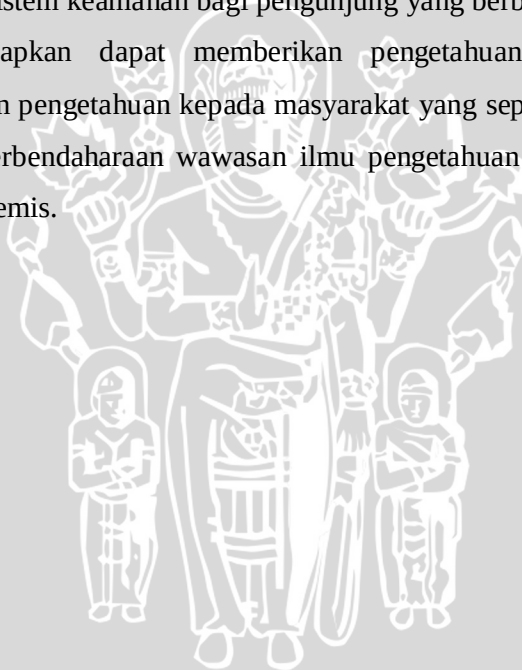
3. Semua data yang diambil dalam kondisi air *standby* pada jalur pipa instalasi pemadam.

1.4 Tujuan dan Manfaat

Adapun tujuan dari penulisan skripsi ini adalah :

1. Dapat mengetahui besar *head losses* dalam sistem perpipaan.
2. Menunjukkan *performace* atau kemampuan pompa dalam sistem pengopersian instalasi pemadam kebakaran untuk mensuplai kebutuhan air dengan beroperasinya *sprinkler* .

Sedangkan manfaat penelitian ini diharapkan memberi masukan bagi pihak Malang *Town Square* khususnya pada sistem pemadam kebakaran untuk meningkatkan suatu sistem keamanan bagi pengunjung yang berbelanja. Selain itu penelitian ini diharapkan dapat memberikan pengetahuan bagi peneliti, memberikan gambaran pengetahuan kepada masyarakat yang seprofesi, dan dapat digunakan sebagai perbendaharaan wawasan ilmu pengetahuan baik bagi dunia industri maupun akademis.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Peralatan Pemadam Kebakaran

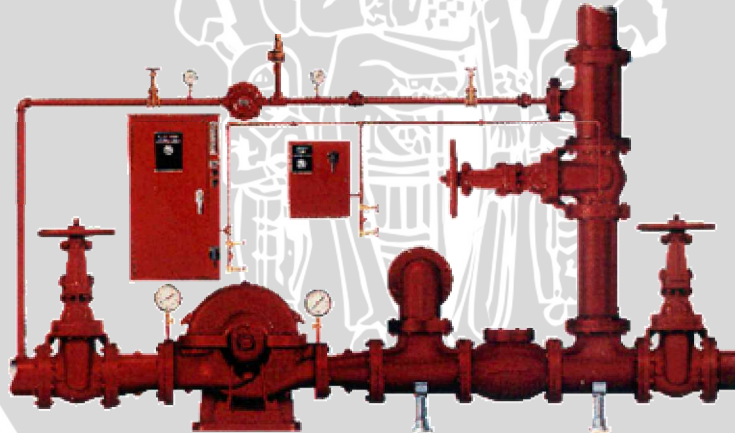
Dalam rangka menanggulangi bahaya kebakaran maka gedung MATOS dilengkapi dengan instalasi pemadam kebakaran. Peralatan instalasi pemadam kebakaran meliputi :

- Hydrant Box* lengkap dengan katup selang.
- Pillar Hydrant* dan *Outdoor Hydrant Box*.
- Sambungan untuk Dinas Pemadam Kebakaran (*Siammes Connection*)
- Sprinkler*.
- Smoke detector* dan *heat detector*.

2.2 Kelengkapan Instalasi

Gedung ini dilengkapi peralatan *fire fighting* (pemadam kebakaran) antara lain :

- Jockey Pump* (1 unit)



Gambar 2.1 Instalasi *Jockey Pump*

Sumber : PT. Arista Pratama Jaya, 2005

Gambar 2.1 menunjukkan instalasi *jockey pump*. Pompa ini diset secara otomatis yang berfungsi untuk menstabilkan tekanan air dalam pipa sehingga air dalam jaringan pipa mempunyai tekanan secara merata pada kondisi *standby*.

b. *Electric Fire Pump* (1 unit)

Pompa ini akan bekerja jika tekanan air dalam jaringan pipa menurun sampai batas tekanan 7 bar. *Electric Fire Pump* dan *Diesel Pump* hanya berbeda pada motor penggeraknya saja.

c. *Diesel Pump* (1 unit)



Gambar 2.2 Instalasi *Fire Pump* dengan mesin *Diesel*

Sumber : Foto Instalasi *Fire Pump* di Malang Town Square

Gambar 2.2 menunjukkan Instalasi *Fire Pump* dengan mesin *Diesel*. *Diesel Pump* akan aktif bekerja ketika tekanan pada sistem *sprinkler* turun di bawah batas ambang 6 bar. Tekanan turun secara *significant* ketika satu atau lebih *sprinkler head* pecah dan menyemburkan air karena mendeteksi panas sesuai desain batas temperaturnya.

Pompa ini akan bekerja jika tekanan air dalam jaringan pipa menurun sampai batas tertentu. Serta pasokan aliran listrik dari PLN berhenti karena adanya pemadaman arus listrik untuk mencegah terjadi hubungan arus pendek akibat kebakaran api yang membesar dan belum teratasi dengan penyemburan air dari *Electric Fire Pump*.

d. *Branch Control Valve*

Valve ini berfungsi meratakan tekanan dalam jaringan pipa, posisi valve ini bisa dilihat dalam status di BAS

e. *Sprinkler Head*

Tabel 2.1 Tipe *Sprinkler Head*

Sumber : <http://www.vikingcorp.com/gasbulb>, Januari 2007

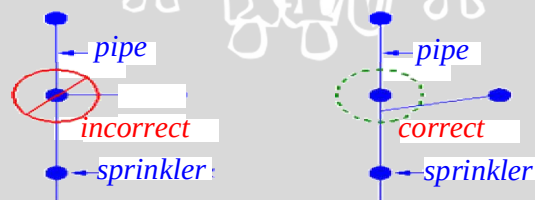
Temperature		Colour
°C	°F	
57	135	Orange
68	155	Red
79	174	Yellow
93	200	Green
141	286	Blue
182	360	Mauve
227	440	Black
260	500	



Gambar 2.3 *Sprinkler Head*

Sumber : <http://www.vikingcorp.com/gasbulb>, Januari 2007

Gambar 2.3 menunjukkan *sprinkler head*. *Sprinkler head* ini dipasang dalam jaringan pipa atau pada area yang dikehendaki yang bekerja jika menerima suhu dalam ruangan tersebut mencapai 68°C. Dalam suhu ini *sprinkler head* akan pecah dan menyemburkan air secara menyebar.

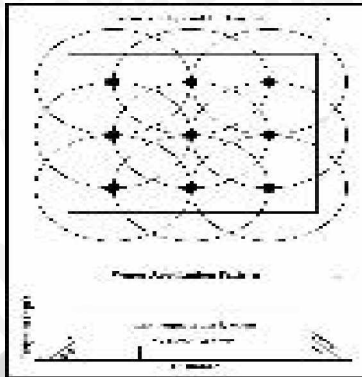


Only 2 pipes can connect to a single sprinkler head

Gambar 2.4 *sprinkler head* pada Instalasi pemipaan

Sumber : <http://www.vikingcorp.com/patternlayout>, Januari 2007

Gambar 2.4 menunjukkan hanya 2 pipa yang dapat dihubungkan ke setiap *sprinkler head*.



Gambar 2.5 Pola penempatan titik-titik *sprinkler head*

Sumber : <http://www.vikingcorp.com/patternlayout>, Januari 2007

Gambar 2.5 menunjukkan pola penempatan titik-titik *head sprinkler* yang ada di MATOS dengan jarak setiap 4 m.

f. *Outdoor Hydrant Box*

Hydrant box ini dipasang di luar gedung yang terdiri dari *nozzle* dan *hose rack*.

g. *Hydrant Pillar*

Hydrant pillar sebagai konektor selang *hydrant* untuk mengatasi kebakaran di luar gedung atau dari luar gedung.

h. *Indoor Hydrant Box*

Hydrant box ini dipasang didalam gedung yang terdiri dari *Nozzle* dan *hose rack* yang jika terjadi kebakaran bisa diambil *nozzlenya* kemudian *gate valve* dibuka maka air akan menyembrot dengan tekanan yang cukup tinggi.

i. *Siammesse Connection*

Peralatan ini digunakan untuk mengisi air ke jaringan pipa *hydrant* atau mensuplai air ke *sprinkler* yang sedang digunakan, bila air dalam *ground tank* sudah dibawah minimum. Pengisian ini dilakukan dari mobil Dinas Pemadam Kebakaran.

j. *Alarm Gong*

Peralatan ini akan bekerja (bel berbunyi) apabila ada alarm air pada jaringan pipa atau bekerja jika terjadi hal-hal sebagai berikut :

1. Pecahnya *sprinkler head*

2. Bocornya sistem jaringan pipa
3. Terbukanya *valve drain* di setiap cabang distribusi lantai

2.3 Sistem Pengoperasian Pemadam Kebakaran

Pada keadaan *standby* tekanan air dalam sistem sebesar 10 bar dan keseluruhan pompa pada posisi *automatic running*. Posisi *selector switch* pada panel harus dalam posisi AUTO. Sewaktu terjadi kebakaran (*sprinkler head* pecah pada suhu 68°C ataupun digunakan *hydrant*) maka tekanan pada *pressure tank* akan menurun.

1. Saat *pressure tank* pada level 8 bar maka sinyal tersebut akan diterima *pressure switch & panel control* untuk menjalankan pompa *standby*.
2. Apabila tekanan menurun terus sampai dengan 7 bar maka *panel control* akan menjalankan *main fire pump* (*Electric Fire Pump*) akan tetapi jika tekanan pada sistem menurun terus sampai 6 bar maka secara otomatis *main fire II* (*Diesel Pump*) start/operasi. Waktu *main fire pump* jalan maka secara *interlock jockey pump* akan berhenti.
3. Untuk *jockey pump* dapat “ON” dan “OFF” secara otomatis tetapi untuk *main fire pump*, pompa akan running secara otomatis dan untuk mematkannya tidak dapat secara otomatis.

2.4 Pengertian Umum Pompa

Pompa adalah suatu mesin fluida yang digunakan untuk menaikkan energi cairan. Biasanya digunakan untuk menaikkan cairan ke permukaan yang lebih tinggi atau memindahkannya dari tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi (Edwards,1996:4).

Pompa saat bekerja akan mentransfer energi mekanik dari suatu sumber energi luar ke cairan yang mengalir melaluinya. Energi tersebut digunakan untuk mengatasi tahanan hidrolis sepanjang perpipaan yang terpasang pada sistem (Edwards,1996:4).

2.5 Karakteristik Operasional Instalasi Pompa

Karakteristik adalah kemampuan alat pada waktu beroperasi, dari karakteristik dapat diketahui bagaimana keadaannya bila beroperasi pada titik

optimum. Karena itu sebelum suatu peralatan dioperasikan, maka harus diketahui karakteristiknya terlebih dahulu. Dengan mengetahui karakteristik dari peralatan, maka dapat kita perkirakan kondisi kerja yang optimum dan efisien yang paling besar dari peralatan tersebut. Ada dua macam karakteristik dalam suatu instalasi pompa, yaitu karakteristik operasional pipa dan karakteristik pompa. Dengan menggabungkan kedua karakteristik tersebut, maka akan diperoleh suatu titik kerja pompa.

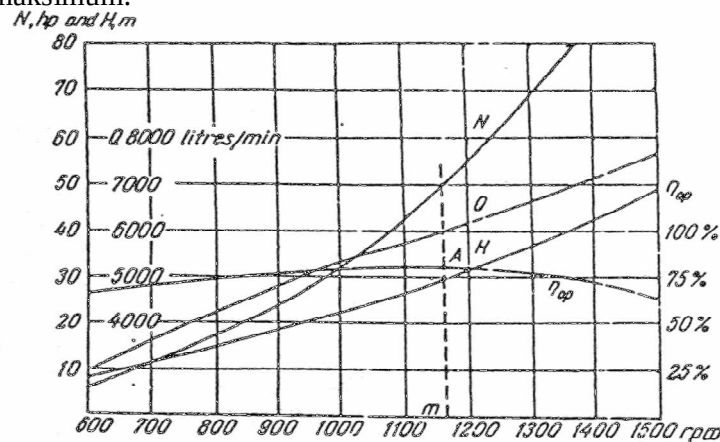
2.5.1 Karakteristik Pompa pada Instalasi Pemadam Kebakaran

Karakteristik pompa merupakan hubungan antara *head* (H) dan kapasitas (Q) dalam operasi pompa. Karakteristik pompa, dalam hubungannya dengan karakteristik operasional pipa saluran dapat dipakai untuk mendapatkan kondisi yang paling tepat dalam memilih pompa, yang sesuai dengan *head*, kapasitas, efisiensi dan daya. Ada dua macam karakteristik pompa:

1. Karakteristik utama
2. Karakteristik kerja

2.5.1.1 Karakteristik Utama

Gambar 2.6 di bawah ini merupakan karakteristik utama pompa menunjukkan hubungan antara *head* (H) dengan kapasitas (Q) untuk putaran pompa yang berubah-ubah. Jadi kurva H dan Q digambarkan kurva daya dan efisiensi pada berbagai macam putaran pompa. Tujuan dari penggambaran karakteristik utama pompa ini adalah mencari putaran pompa yang menghasilkan efisiensi maksimum.

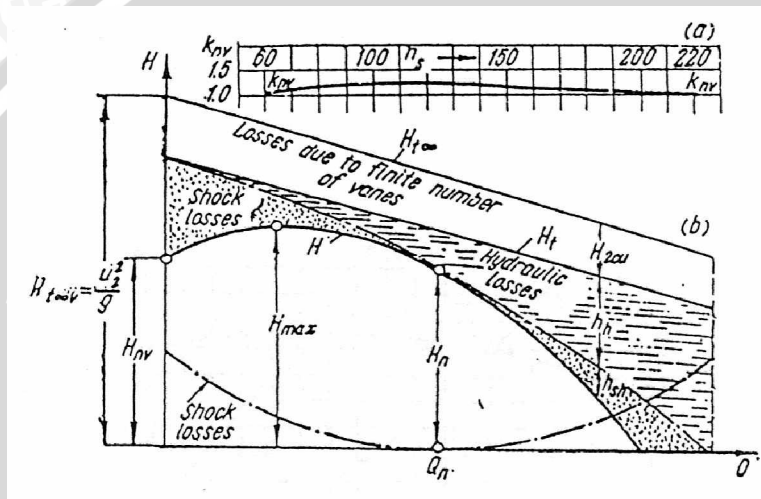


Gambar 2.6 Karakteristik utama untuk beberapa putaran yang berbeda

Sumber : Khetagurov, hal:264

2.5.1.2 Karakteristik Kerja Pompa

Karakteristik kerja merupakan karakteristik pompa yang menggambarkan kurva *head* (H) dan kapasitas (Q) untuk putaran *impeller* yang konstan. Disini kapasitas pompa diatur dengan mengatur *discharge valve*. Gambar 2.7 menunjukkan kurva karakteristik kerja desain pompa.



Gambar 2.7 Kurva karakteristik kerja desain pompa

Sumber : Khetagurov, hal:268

Dengan asumsi bahwa cairan bersifat ideal (*inviscid*) dan jumlah sudu tak terbatas, maka *head* yang dihasilkan pompa adalah *head* teoritis yaitu H_1 . Untuk memperoleh kurva karakteristik pompa dengan sudu terbatas, dimana kerugian-kerugian pada pompa juga diikutkan, adalah :

$$H_1 = H_p - H_{2cu} - H_h - H_{sh} \quad (2-1)$$

Dimana :

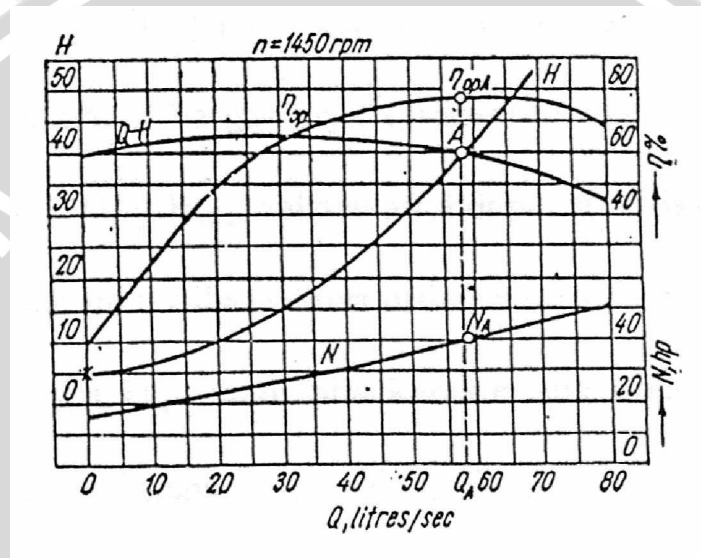
H_p = head pompa

H_{2cu} = kerugian *head* karena sudu terbatas

H_h = kerugian *head* karena kerugian hidrolisis

H_{sh} = kerugian *head* karena *shock*

Gambar 2.8 di bawah ini memperlihatkan kurva karakteristik kerja aktual yang diplot dari harga-harga *head* (H) dan daya (N) yang diukur dari pompa yang dites untuk harga Q tertentu. Kurva efisiensi diplot berdasarkan perbandingan antara daya air dengan daya pompa. Kurva H - Q merupakan karakteristik kerja dari pompa, dan kurva H_{pl} - Q merupakan karakteristik pipa. Titik potong antara kedua kurva tersebut akan menghasilkan titik kerja pompa (titik A) pada efisiensi maksimum.



Gambar : 2.8 Kurva karakteristik kerja aktual yang diplot dari harga-harga H dan N yang diukur dari pompa yang dites untuk kapasitas Q tertentu.

Sumber : Khetagurov, hal:269

2.6 Head Pompa

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah air, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang dilayani oleh pompa.

Dengan menganggap aliran dalam pipa *incompressible*, maka dapat disusun perumusan yang menyangkut *head* total pompa.

$$H = h_a + \Delta h_p + h_1 + \frac{v_d^2}{2g} \quad (\text{Sularso, 1996 : 26}) \quad (2-2)$$

Dimana :

H = *head* total pompa (m)

h_a = *head* statis total (m)

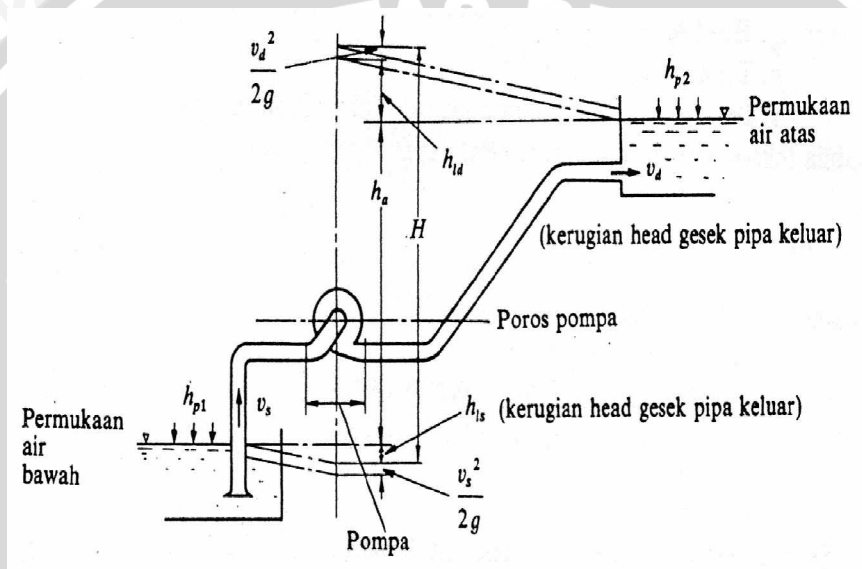
Δh_p = perbedaan *head* tekanan yang bekerja pada kedua permukaan (m)

h_l = berbagai kerugian *head* di pipa (m)

$\frac{v_d^2}{2g}$ = *head* kecepatan keluar (m)

g = percepatan gravitasi (9,8 m/det)

Gambar 2.9 berikut ini menunjukkan *head* pompa pada suatu instalasi :



Gambar 2.9 *Head* pompa pada suatu instalasi
(Sularso, 1994 : hal:27)

2.7 Head Loss Instalasi Pipa

Head loss total adalah kehilangan energi yang disebabkan oleh gesekan cairan dengan dinding pipa sepanjang aliran cairan, ditambah dengan kehilangan karena faktor-faktor perubahan aliran, misalnya pada *elbow*, *fitting*, *entrance* dan sebagainya. *Head loss* dibagi menjadi dua, yaitu *head loss major* dan *head loss minor*.

2.7.1 Head Loss Major

Head loss major adalah kehilangan energi akibat adanya gesekan antara fluida dengan dinding yang berpenampang konstan. Kerugian ini dipengaruhi oleh

kekasaran permukaan, jenis pipa yang digunakan, kecepatan aliran dan panjang pipa itu sendiri. Menurut Darey Wisbach, besarnya *head loss major* dapat dirumuskan :

$$h_{lf} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Sularso, 1985 : 32}) \quad (2-3)$$

Dimana :

- h_{lf} = kerugian *major* (m)
- f = koefisien gesek
- L = panjang pipa (m)
- D = diameter pipa (m)
- V = kecepatan aliran dalam pipa (m/det)
- g = percepatan gravitasi (m/det)

2.7.2 Head Loss Minor

Head loss minor adalah kehilangan energi akibat adanya perubahan penampang saluran, *elbow*, *fitting* dan sebagainya. *Head loss minor* dirumuskan sebagai berikut :

$$h_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Sularso, 1985 : 32}) \quad (2-4)$$

Harga koefisien K dapat dilihat dari tabel sesuai dengan jenis masing-masing aksesoris. Bila dalam tabel diketahui panjang ekuivalen (Le/D) maka ditulis :

$$h_{lm} = f \cdot \frac{Le}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Sularso, 1985 : 32}) \quad (2-5)$$

2.8 Net Positive Suction Head (NPSH)

Pemasangan pompa harus disesuaikan dengan prosedur pemasangan agar terjadinya kavitasi dapat dicegah. Kavitasi akan terjadi apabila tekanan statis suatu aliran zat cair turun sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Sehingga untuk menghindari terjadinya kavitasi, harus diusahakan agar tidak ada satu bagianpun dari aliran di dalam pipa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dibandingkan tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan.

Berhubungan dengan hal tersebut di atas, maka dapat dinyatakan *Net Positive Suction Head (NPSH)* sebagai ukuran keamanan operasi pompa terhadap kavitasi. Ada dua macam *NPSH*, yaitu *NPSH_{yang tersedia}* pada sistem (instalasi) dan *NPSH_{yang disarankan}* oleh pabrik pembuat pompa.

2.8.1 *NPSH_{yang tersedia}*

Dari persamaan 2-6 dapat dilihat bahwa *NPSH_{yang tersedia}* merupakan tekanan absolut yang masih tersisa pada sisi isap pompa setelah dikurangi tekanan uap. Besarnya hanya tergantung pada kondisi luar pompa dipasang. Tinggi isap (h_s) biasanya diukur dari permukaan zat cair sampai sumbu poros pompa (untuk pompa dengan poros mendatar)

NPSH_{yang tersedia} dapat ditulis sebagai berikut :

$$NPSH_{yang\ tersedia} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_s - h_{ls} \quad (\text{Sularso, 1996 : 46}) \quad (2-6)$$

Dimana :

$NPSH_{yang\ tersedia}$	= <i>NPSH yang tersedia</i> (m)
P_a	= tekanan atmosfer (N/m^2)
P_v	= tekanan uap jenuh (N/m^2)
g	= percepatan gravitasi ($9,8\ m/det^2$)
ρ	= rapat massa zat cair (kg/m^3)
h_s	= <i>head</i> isap statis (m)
h_{ls}	= kerugian <i>head</i> di dalam pipa isap (m)

2.8.2 *NPSH_{yang disarankan}*

Tekanan terendah di dalam pompa biasanya terdapat pada suatu titik dekat setelah sisi masuk sudu impeller. Di tempat tersebut, tekanan adalah lebih rendah daripada tekanan pada lubang isap pompa. Jadi, agar tidak terjadi penguapan zat cair, maka tekanan pada lubang masuk pompa dikurangi penurunan tekanan di dalam pompa harus lebih tinggi daripada tekanan uap zat cair. *Head* tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut *NPSH_{yang disarankan}*.

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka persyaratan berikut harus dipenuhi :

$$NPSH_{yang\ tersedia} > NPSH_{yang\ disarankan}$$

Harga $NPSH_{\text{yang disarankan}}$ harus diperoleh dari pabrik pembuatan pompa yang bersangkutan. Namun, untuk penaksiran kasar, $NPSH_{\text{yang disarankan}}$ dapat dihitung dari koefisien kavitasi (σ).

Pada operasi normal, pompa memerlukan $NPSH$:

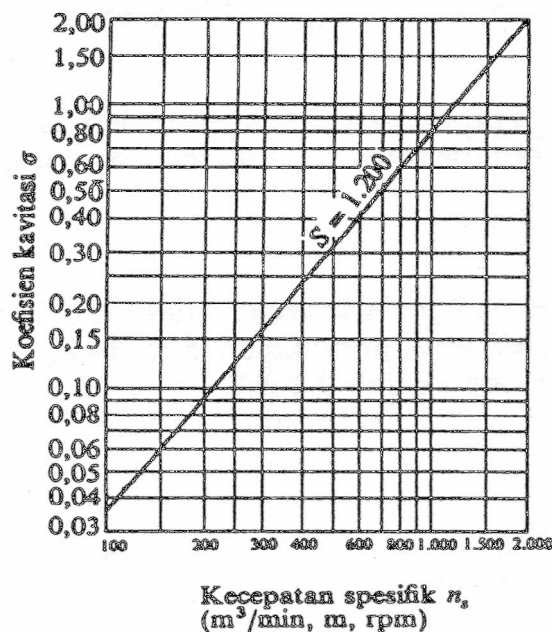
$$NPSH_{\text{yang disarankan}} = H_{SVN} = \sigma \cdot H_N \quad (\text{Sularso, 1996 : 46}) \quad (2-7)$$

Dimana :

H_N = head pompa pada posisi normal (m)

σ = koefisien kavitasi

Harga (σ) disini ditentukan oleh besarnya kecepatan spesifik pompa, yang dapat dicari dengan menggunakan gambar 2.10.



Gambar 2.10 Grafik hubungan antara kecepatan spesifik dan koefisien kavitasi

Sumber : Sularso, 1996 hal : 46

2.9 Kavitasi

Dalam mengoperasikan pompa secara normal harus diperhatikan adanya suatu aturan, yaitu suatu batasan yang harus diterapkan pada sisi isap pompa agar terhindar dari terjadinya kavitasi. Kavitasi yang terjadi pada pompa selalu diikuti dengan munculnya berbagai gangguan dan kerusakan pada pompa yang dioperasikan tersebut. Terjadinya kavitasi diakibatkan adanya penurunan tekanan sisi isap hingga mencapai tekanan yang lebih rendah dari tekanan penguapan saturasi dari fluida yang dipompakan.

Kavitasi pada pompa akan memberi pengaruh :

- Ø Menurunkan kapasitas aliran, karena adanya gelembung uap.
 - Ø Menurunkan efisiensi pompa, karena energi terserap gelembung uap.
 - Ø Terjadi erosi dan keausan pada permukaan impeller bagian sisi keluar, punggung sudu impeller.
 - Ø Munculnya suara bising diikuti dengan terjadinya getaran.
- Pencegahan terjadinya kavitasi adalah sebagai berikut :
- Ø Ketinggian letak pompa terhadap permukaan zat cair yang diisap harus diposisikan serendah mungkin agar *head* isap statis menjadi rendah.
 - Ø Pipa isap harus dibuat sependek mungkin. Jika terpaksa memakai pipa isap yang panjang, sebaiknya diambil pipa yang berdiameter satu nomor lebih besar untuk mengurangi kerugian gesek.

2.10 Kapasitas

Kapasitas suatu pompa adalah besarnya jumlah fluida yang dipindahkan oleh pompa per satuan waktu. Secara rumus matematis dapat disajikan sebagai berikut :

$$Q = A \cdot V \quad (\text{Fritz Dietzel, 1990 : 3}) \quad (2-8)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} Q &= \text{kapasitas (m}^3/\text{det)} \\ A &= \text{luas penampang (m}^2\text{)} \\ V &= \text{kecepatan alir fluida (m/det)} \end{aligned}$$

2.11 Daya Pompa

Daya pemompaan atau *Break Horse Power (BHP)* adalah daya dari suatu pompa sentrifugal yang bisa digunakan dan dipindahkan ke fluida. Secara matematis dapat ditulis sebagai berikut :

$$BHP = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p} \quad (\text{Fritz Dietzel, 1990 : 243}) \quad (2-9)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} BHP &= \text{daya pemompaan (watt)} \\ \rho &= \text{massa jenis fluida (kg/m}^3\text{)} \\ H &= \text{head total instalasi (m)} \end{aligned}$$

Q = kapasitas fluida (m^3/det)
 g = percepatan gravitasi (m/det^2)
 η_p = efisiensi pompa



BAB III

METODELOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penulisan ini adalah pengumpulan data yang diambil dari gedung *Malang Town Square*, studi pustaka dan referensi dari internet untuk menganalisa *performance* yang diperlukan untuk menggerakkan pompa pada sistem pengoperasian instalasi pemadam kebakaran.

3.2 Pengambilan Data

3.2.1 Langkah pengambilan data

Data yang diperlukan diambil dari gedung *Malang Town Square* di bagian sistem instalasi pemadam kebakaran, instalasi pipa dari pompa ke *sprinkler*, dan penyediaan air bersih ditambah keterangan-keterangan dari para teknisi serta pengamatan lapangan pada peralatan-peralatan yang terkait.

3.2.2 Data yang diambil

Adapun data-data yang diambil meliputi :

1. *Layout* instalasi pemipaan pemadam kebakaran di gedung *Malang Town Square*.
2. Data dari alat pemadam kebakaran :
 - *Sprinkler*
3. Data dari diameter pipa dari tangki atas ke tangki tekan
4. Data dari pompa sirkulasi air
 - Debit air
 - Diameter pipa

3.3 Analisa dan Perhitungan

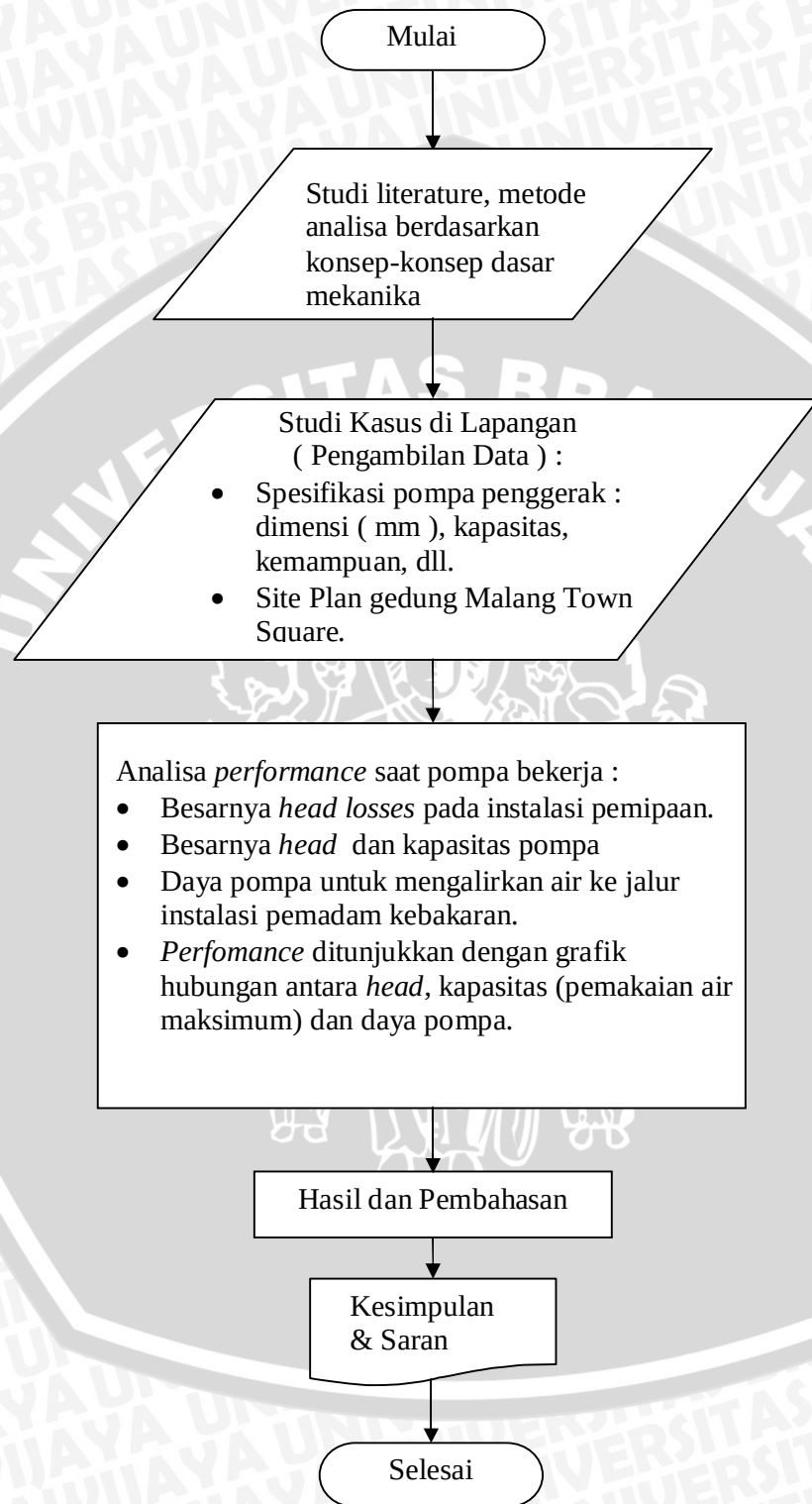
Dari analisa sistem instalasi pemadam kebakaran yang ada, bisa dihitung dengan menggunakan unit beban peralatan instalasi pemadam kebakaran. Dari

data tersebut dapat dicari beban puncak (pemakaian air maksimum) pada pengoperasian pemadaman kebakaran.

Dari perhitungan beban puncak dapat dihitung kecepatan aliran untuk diameter pipa yang berbeda, dilanjutkan dengan perhitungan *head* pompa, untuk mendapatkan *head losses major* dan *head losses minor*, selanjutnya dapat dicari nilai *NSPH* pompa, kemudian menghitung kapasitas dan daya pompa. Perhitungan tersebut untuk menganalisa *performance* atau kemampuan pompa pada pengoperasian sistem instalasi pemadam kebakaran dalam mensuplai kebutuhan air dengan beroperasinya.



3.4 Diagram Alir Pengerjaan

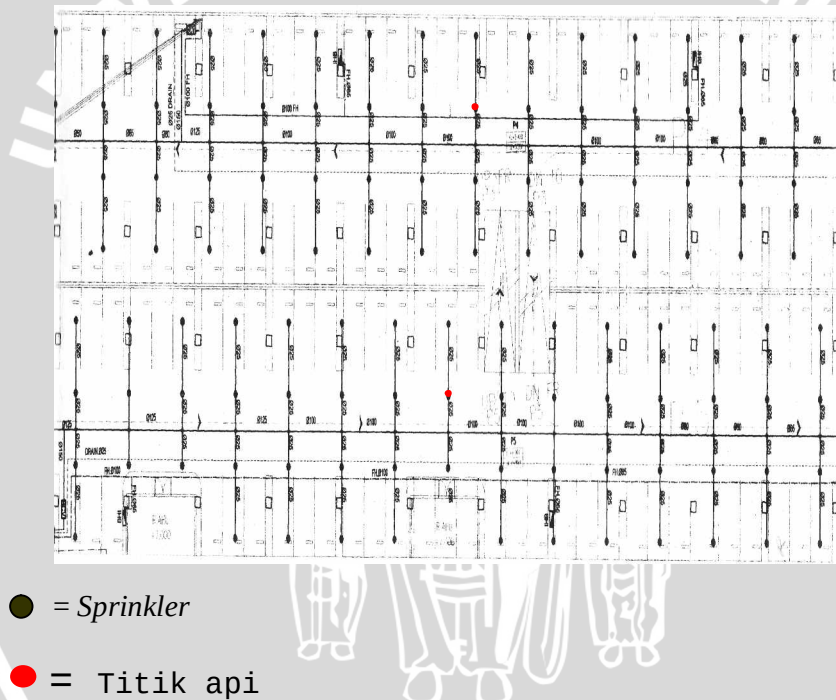


Gambar 3.1 Diagram Alir

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Titik api sebagai awal perambatan kebakaran, diasumsikan terjadi pada area parkir motor *lower ground floor*. Gambar 4.1 menjelaskan pola perambatan api bergerak menjalar dari titik api yang disimbolkan dengan titik merah. *Sprinkler* pecah saat temperatur naik sampai 68°C mengikuti pola perambatan api. Pola perambatan dimaksudkan untuk mengetahui *head losses* yang didasarkan pada banyaknya *sprinkler* pecah, dengan tujuan mendapatkan *performance* dari sistem pengoperasian instalasi pemadam kebakaran.



Gambar 4.1 *Layout* area parkir motor

Sumber : PT. Arista Pratama Jaya, 2005 : PK-1201

4.1 Spesifikasi Sprinkler

Dari *manual book of fire extinguisher operation* didapatkan spesifikasi sprinkler sebagai berikut :

- Merk : Viking
- Tipe : TY5153-Upright, 11.2 K
- Tekanan Kerja Maksimum : 12,1 bar
- Temperatur : 68°C
- Warna Raksa : Merah

4.2 Head Loss

4.2.1 Head Loss Major

Contoh perhitungan *head loss major* diambil berdasarkan asumsi titik awal terjadinya kebakaran yaitu pada jalur atau area parkir *Lower Ground Floor* :

- Jenis pipa galvanis (ϵ) = 0,00015 m
- Diameter pipa (D) = 0,125 m
- Panjang pipa (L) = 6 m
- Debit 1 sprinkler (Q) = 0,006 m³/det
- Kecepatan aliran :

$$V = Q / A$$

$$= \frac{0,006}{(1/4) \cdot 3,14 \cdot 0,125^2}$$

$$= 0,049 \text{ m/det}$$

- $\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00015}{0,125} = 0,012$

- Bilangan reynold $R = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{0,049 \text{ m/det} \cdot 0,125 \text{ m}}{1,005 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{det}} = 6094,527$

- Berdasarkan hubungan bilangan reynold dan perbandingan (ϵ/D) pada diagram moudy didapatkan $f = 0,046$.

- *Head loss major* :

$$h_{lf} = \frac{V^2}{2 \cdot g} \left(f \frac{L}{D} \right) = \frac{(0,049 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \left(0,046 \frac{6 \text{ m}}{0,125 \text{ m}} \right) = 0,00027 \text{ m}$$

- Tekanan

$$p = \rho \cdot g \cdot \Sigma h_{lf}$$

$$= 998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 0,2043 \text{ m} \cdot 10^{-5}$$

$$= 0,020 \text{ bar}$$

Dengan perhitungan yang sama seperti contoh di atas dengan penambahan jumlah sprinkler yang pecah diperoleh data sebagai berikut :

Tabel 4.1 *Head Loss Major*

Jalur	Jumlah Sprinkler	Σh_{lf} (m)	Tekanan (bar)
I	1	0.204	0.020
	2	0.413	0.040
	4	2.182	0.214
	6	2.615	0.256
	8	4.396	0.430
	10	4.837	0.474
	12	6.663	0.652
	14	7.077	0.693
	16	8.887	0.870
	18	9.369	0.917
	20	11.222	1.099
	22	11.653	1.141
	24	13.449	1.317
	26	13.958	1.367
	28	15.864	1.553
	30	16.296	1.595
	32	18.089	1.771
	34	18.675	1.828
	36	20.588	2.016
	38	21.010	2.057
	40	22.791	2.231
	41	23.023	2.254
	43	23.864	2.336
	45	24.269	2.376
	47	26.032	2.549
	48	26.199	2.565
	50	28.877	2.827
	52	30.283	2.965
	54	31.826	3.116
	56	33.244	3.255
	58	35.321	3.458

II	60	36.069	3.531
	62	38.203	3.740
	64	39.031	3.821
	66	41.279	4.041
	68	41.684	4.081
	70	43.447	4.254
	72	43.852	4.293
	74	45.615	4.466
	1	0.204	0.020
	2	0.406	0.040
	4	2.170	0.212
	6	2.603	0.255
	8	4.366	0.427
	10	4.834	0.473
	12	6.597	0.646
	14	7.069	0.692
	16	8.855	0.867
	18	9.323	0.913
	20	11.173	1.094
	22	11.595	1.135
	24	13.381	1.310
	26	13.878	1.359
	28	15.771	1.544
	30	16.175	1.584
	32	17.938	1.756
	34	18.241	1.786
	36	20.135	1.971
	38	20.540	2.011
	40	22.324	2.186
	42	22.842	2.236
	44	24.773	2.425
	46	25.177	2.465
	48	26.941	2.638
	50	27.345	2.677
	52	29.513	2.889
	54	29.918	2.929
	56	31.681	3.102
	58	32.086	3.141
	60	33.849	3.314
	62	34.254	3.354
	64	34.658	3.393
	66	36.422	3.566
	68	36.826	3.605
	70	38.590	3.778
	72	38.994	3.818

4.2.2 Head Losses Minor

Contoh perhitungan *head losses minor* diambil berdasarkan asumsi titik awal terjadinya kebakaran yaitu pada jalur atau area parkir *Lower Ground Floor* :

v Belokan

- Diameter pipa (D) = 0,125m
- Koefisien hambatan (K) = 0,29
- Debit 1 *sprinkler* (Q) = 0,0006m³ / det
- Kecepatan aliran :

$$V = Q / A$$

$$= \frac{0,0006\text{m}^3 / \text{det}}{(1/4) \cdot 3,14 \cdot (0,125\text{m})^2}$$

$$= 0,049\text{m} / \text{det}$$

- Head loss minor :

$$h_{mL} = \frac{V^2}{2 \cdot g} K = \frac{(0,049\text{m} / \text{det})^2}{2 \cdot 9,81\text{m} / \text{det}^2} (0,29) = 3,349 \cdot 10^{-5} \text{m}$$

v Diffuser

- Diameter pipa besar (D) = 0,125m
- Diameter pipa kecil (d) = 0,1m
- Perbandingan $d / D = 0,8$
- Koefisien hambatan (K) = 0,175
- Debit 1 *sprinkler* (Q) = 0,0006m³ / det
- Kecepatan aliran :

$$V = Q / A$$

$$= \frac{0,0006\text{m}^3 / \text{det}}{(1/4) \cdot 3,14 \cdot (0,125\text{m})^2}$$

$$= 0,049\text{m} / \text{det}$$

- Head loss minor :

$$h_{mD} = \frac{V^2}{2 \cdot g} K = \frac{(0,049\text{m} / \text{det})^2}{2 \cdot 9,81\text{m} / \text{det}^2} (0,175) = 2,142 \cdot 10^{-5} \text{m}$$

v Sambungan T

- Diameter pipa (D) = 0,125m
- Koefisien gesekan (K) = 0,13
- Debit 1 *sprinkler* (Q) = 0,0006m³ / det
- Kecepatan aliran :

$$V = Q / A$$

$$= \frac{0,0006\text{m}^3 / \text{det}}{(1/4) \cdot 3,14 \cdot (0,125\text{m})^2}$$

$$= 0,049\text{m} / \text{det}$$

- Head loss minor :

$$h_{mT} = \frac{V^2}{2 \cdot g} K = \frac{(0,049\text{m} / \text{det})^2}{2 \cdot 9,81\text{m} / \text{det}^2} (0,13) = 1,591 \cdot 10^{-5} \text{m}$$

v Head loss minor total

- Head loss minor total :

$$h_{lm} = \Sigma h_{mL} + \Sigma h_{mD} + \Sigma h_{mT}$$

- Tekanan :

$$p = \rho \cdot g \cdot h_{lm}$$

$$= 998\text{kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81\text{m} / \text{det}^2 \cdot 0,055\text{m} \cdot 10^{-5}$$

$$= 0,005\text{bar}$$

Dengan perhitungan yang sama seperti contoh di atas dengan penambahan jumlah *sprinkler* yang pecah diperoleh data sebagai berikut :

Tabel 4.2 Head Losses Minor

Jalur	Jumlah Sprinkler	h_{lm} (m)	Tekanan (bar)
	1	0.055	0.005
	2	0.114	0.011
	4	0.316	0.031
	6	0.463	0.045
	8	0.698	0.068
	10	0.878	0.086
	12	1.145	0.112

I	14	1.257	0.123
	16	1.440	0.141
	18	1.770	0.173
	20	1.956	0.191
	22	2.070	0.202
	24	2.256	0.220
	26	2.505	0.245
	28	2.841	0.278
	30	2.958	0.289
	32	3.148	0.308
	34	3.429	0.335
	36	3.801	0.371
	38	3.922	0.383
	40	4.114	0.402
	41	4.306	0.421
	43	4.429	0.433
	45	4.542	0.444
	47	4.719	0.461
	48	4.849	0.474
	50	5.044	0.493
	52	5.227	0.511
	54	5.404	0.528
	56	5.590	0.546
	58	5.767	0.563
	60	5.877	0.574
	62	6.054	0.591
	64	6.163	0.602
II	66	6.340	0.620
	68	6.641	0.649
	70	6.818	0.666
	72	7.388	0.722
	74	7.565	0.739
	1	0.077	0.008
	2	0.197	0.019
	4	0.359	0.035
	6	0.426	0.042
	8	0.875	0.086
	10	0.912	0.089
	12	1.549	0.152
	14	1.980	0.194
	16	2.121	0.208
	18	2.260	0.222
	20	2.401	0.236
	22	2.401	0.236
	24	2.682	0.263

26	2.823	0.277
28	3.103	0.304
30	3.245	0.318
32	3.384	0.332
34	3.525	0.346
36	3.664	0.359
38	3.805	0.373
40	3.944	0.387
42	4.085	0.401
44	4.224	0.414
46	4.366	0.428
48	4.504	0.442
50	4.646	0.456
52	4.784	0.469
54	4.926	0.483
56	5.065	0.497
58	5.206	0.511
60	5.345	0.524
62	5.486	0.538
64	5.625	0.552
66	5.767	0.566
68	5.905	0.579
70	6.047	0.593
72	6.185	0.607

4.3 Performance Instalasi Pemadam Kebakaran

Tekanan kerja awal instalasi adalah 10 bar. Apabila terjadi kebakaran tekanan kerja instalasi terus mengalami penurunan seiring dengan penambahan jumlah *sprinkler* yang pecah. Besarnya penurunan tekanan adalah

$$\begin{aligned}
 \Delta p &= \rho \cdot g \cdot (h_{lf} + h_{lm}) \\
 &= 998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 0,259 \text{ m} \cdot 10^{-5} \\
 &= 0,025 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 p &= 10 \text{ bar} - 0,025 \text{ bar} \\
 &= 9,975 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

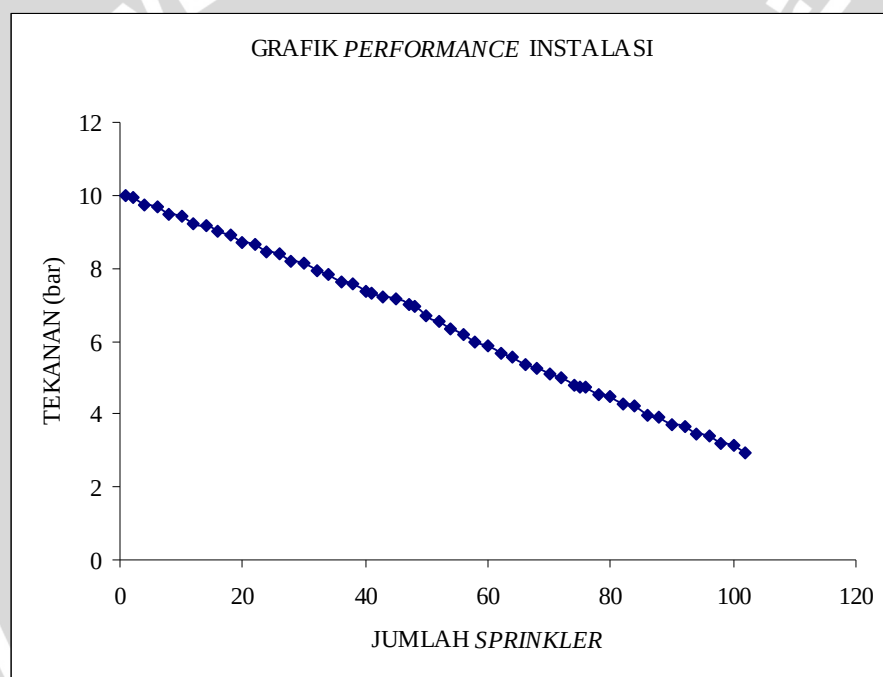
Dengan perhitungan seperti di atas didapatkan data sebagai berikut :

Tabel 4.3 Tabel *Performance* Instalasi

Jumlah <i>Sprinkler</i>	Q (m ³ /det)	$h_f + h_{lm}$ (m)	Δp (bar)	p (bar)
1	0.0006	0.259	0.025	9.975
2	0.0012	0.527	0.052	9.948
4	0.0024	2.498	0.245	9.755
6	0.0036	3.078	0.301	9.699
8	0.0048	5.094	0.499	9.501
10	0.006	5.715	0.560	9.440
12	0.0072	7.808	0.764	9.236
14	0.0084	8.334	0.816	9.184
16	0.0096	10.326	1.011	8.989
18	0.0108	11.139	1.091	8.909
20	0.012	13.177	1.290	8.710
22	0.0132	13.723	1.344	8.656
24	0.0144	15.706	1.538	8.462
26	0.0156	16.462	1.612	8.388
28	0.0168	18.705	1.831	8.169
30	0.018	19.255	1.885	8.115
32	0.0192	21.237	2.079	7.921
34	0.0204	22.104	2.164	7.836
36	0.0216	24.389	2.388	7.612
38	0.0228	24.931	2.441	7.559
40	0.024	26.906	2.634	7.366
41	0.0246	27.329	2.676	7.324
43	0.0258	28.294	2.770	7.230
45	0.027	28.811	2.821	7.179
47	0.0282	30.751	3.011	6.989
48	0.0288	31.049	3.040	6.960
50	0.03	33.921	3.321	6.679
52	0.0312	35.510	3.477	6.523
54	0.0324	37.230	3.645	6.355
56	0.0336	38.833	3.802	6.198
58	0.0348	41.088	4.023	5.977
60	0.036	41.946	4.107	5.893
62	0.0372	44.256	4.333	5.667
64	0.0384	45.195	4.425	5.575
66	0.0396	47.620	4.662	5.338
68	0.0408	48.324	4.731	5.269
70	0.042	50.265	4.921	5.079
72	0.0432	51.239	5.017	4.983
74	0.0444	53.180	5.207	4.793
75	0.045	53.461	5.245	4.755
76	0.0456	53.783	5.276	4.724
78	0.0468	55.709	5.465	4.535

80	0.048	56.209	5.514	4.486
82	0.0492	58.421	5.731	4.269
84	0.0504	58.926	5.781	4.219
86	0.0516	61.326	6.016	3.984
88	0.0528	62.228	6.105	3.895
90	0.054	64.156	6.294	3.706
92	0.0552	64.762	6.353	3.647
94	0.0564	66.754	6.549	3.451
96	0.0576	67.177	6.590	3.410
98	0.0588	69.242	6.793	3.207
100	0.06	69.881	6.855	3.145
102	0.0612	72.054	7.068	2.932

Dari data di atas diperoleh grafik seperti di bawah ini :



Gambar 4.2 Grafik *Performance* Instalasi

Pada grafik dapat dilihat bahwa tekanan kerja instalasi akan terus mengalami penurunan, apabila jumlah *sprinkler* yang pecah terus bertambah. Hal ini disebabkan semakin banyak jumlah *sprinkler* yang pecah, debit aliran semakin besar sehingga *losses* juga semakin besar. Dengan *losses* yang makin besar maka tekanan pada instalasi akan mengalami penurunan. *Minimum residual pressure sprinkler* yang masih diperbolehkan agar *sprinkler* tetap bekerja adalah 3 bar dan jumlah maksimum *sprinkler* yang mampu ditanggulangi adalah 102 *sprinkler*.

4.4 Performance Masing-masing Pompa

Untuk mensuplai kebutuhan air pada instalasi yang disebabkan tekanan kerja instalasi terus menurun maka digunakan pompa. Instalasi ini menggunakan tiga jenis pompa yang bekerja pada tekanan berbeda, antara lain:

1. *Jockey Pump* akan start pada tekanan 8 bar dan berhenti beroperasi pada tekanan 10 bar untuk batas atasnya dan 7 bar untuk batas bawahnya.
2. *Electric Fire Pump* akan start pada tekanan 7 bar dan berhenti beroperasi pada tekanan diatas 7 bar untuk batas atasnya dan 6 bar untuk batas bawahnya.
3. *Diesel Pump* akan start pada tekanan 6 bar dan berhenti beroperasi pada tekanan di atas 6 bar untuk batas atasnya dan untuk batas bawahnya dimatikan secara manual.

Untuk mendukung *performance* kerja dari instalasi maka *performance* masing-masing pompa perlu diketahui sampai sejauh mana pompa-pompa tersebut mampu bekerja.

4.4.1 Jockey Pump

Dari *manual book of fire extinguisher operation* didapatkan spesifikasi pompa sebagai berikut :

• Merk	: EBARA
• Tipe	: <i>Vertical Multi Stage Pump</i> EVM 8 15F/5,5
• Kapasitas pompa	: 50 GPM
• Total head	: 100 m
• Motor pompa	: 6 KW
• Putaran pompa	: 2900 rpm
• Temperatur kerja pompa	: 40°C
• Penahan getaran	: <i>spring</i>
• Efisiensi minimum	: 65-80 %
• Tekanan kerja	: 8 bar

Pada tekanan kerja 8 bar *jockey pump* start. Pada instalasi tekanan kerja 8 bar terjadi pada *head losses* 19,255 m. Berdasarkan grafik karakteristik *jockey*

pump, besarnya debit yang dihasilkan pompa adalah $0,00463 \text{ m}^3/\text{det}$. Daya pemompaan yang dibutuhkan adalah

$$\begin{aligned} BHP &= \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p} = \frac{p \cdot Q}{\eta_p} \\ &= \frac{8 \text{ bar} \cdot 0,00463 \text{ m}^3 / \text{det} \cdot 10^{-3}}{0,8} \\ &= 4,633 \text{ KW} \end{aligned}$$

Debit yang dihasilkan *sprinkler* pada saat 8 bar dihitung berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{a}{b} = \frac{c}{d}$$

$$d = \frac{b \cdot c}{a}$$

Saat tekanan 10 bar, debit 1 *sprinkler* adalah $0,0006 \text{ m}^3/\text{det}$

Sehingga pada tekanan 8 bar debit 1 *sprinkler* adalah

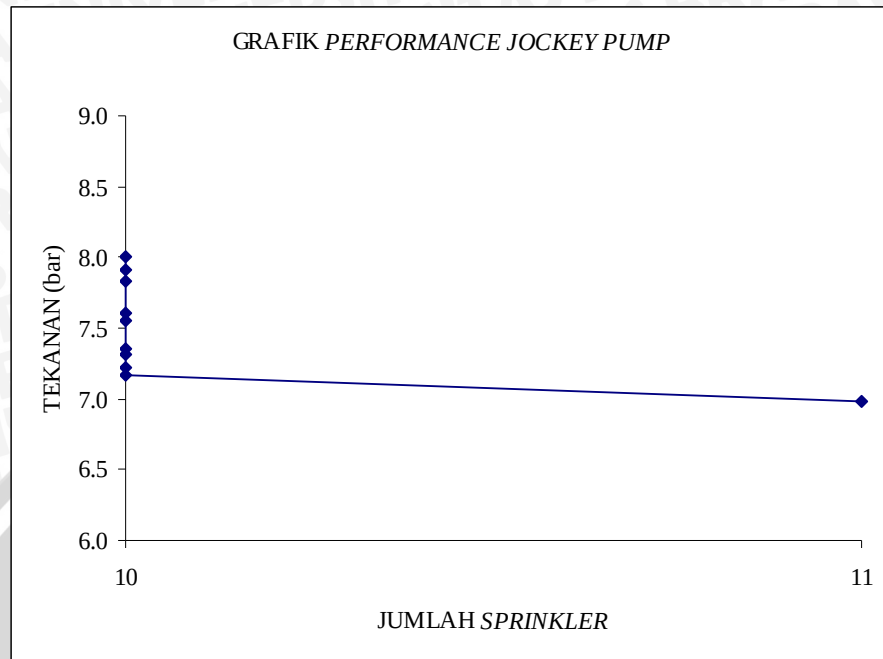
$$\text{Debit 1 sprinkler} = \frac{8 \text{ bar} \cdot 0,0006 \text{ m}^3 / \text{det}}{10 \text{ bar}} = 0,00048 \text{ m}^3/\text{det}$$

Jadi jumlah *sprinkler* yang mampu ditanggulangi oleh *jockey pump* pada tekanan 8 bar adalah 10 *sprinkler*.

Dengan perhitungan yang sama didapatkan besarnya *performance jockey pump* dapat dilihat pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Performance Jockey Pump

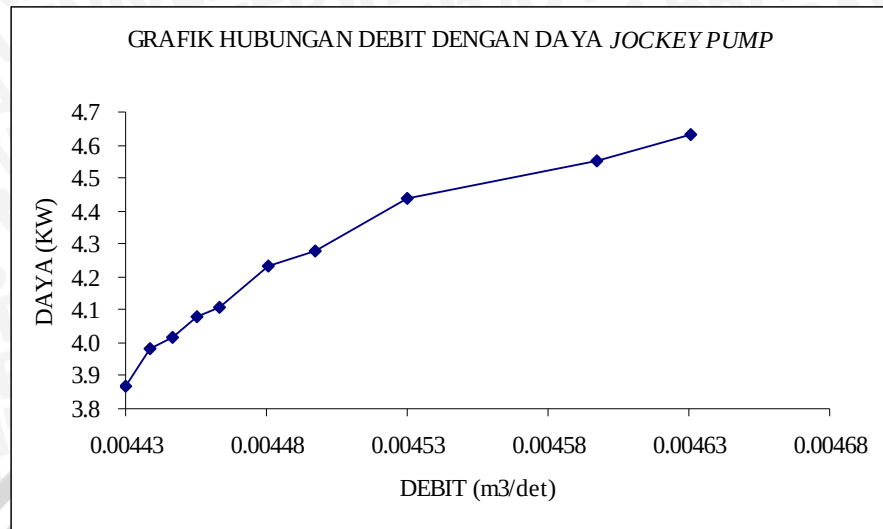
p (bar)	$h_1 + h_a$ (m)	Q		Debit 1 Sprinkler	Jumlah Sprinkler	BHP (KW)
		L/min	m^3/det			
8.000	27.255	278	0.00463	0.000480	10	4.633
7.917	29.237	276	0.00460	0.000475	10	4.552
7.832	30.104	272	0.00453	0.000470	10	4.438
7.607	32.389	270	0.00450	0.000456	10	4.279
7.554	32.931	269	0.00448	0.000453	10	4.234
7.361	34.906	268	0.00447	0.000442	10	4.110
7.319	35.329	267.5	0.00446	0.000439	10	4.079
7.224	36.294	267	0.00445	0.000433	10	4.019
7.174	36.811	266.5	0.00444	0.000430	10	3.983
6.983	38.751	266	0.00443	0.000419	11	3.870



Gambar 4.3 Grafik *Performance Jockey Pump*

Dari Gambar 4.3 grafik *performance jockey pump*, banyaknya jumlah debit *sprinkler* yang mampu diatasi *jockey pump* sampai pada batas tekanan kerjanya adalah 11 *sprinkler*. Semakin rendah tekanan kerja maka jumlah *sprinkler* yang diatasi menjadi lebih besar. Ini didasarkan pada perbandingan antara tekanan dan debit *sprinkler*, dimana semakin rendah tekanannya maka debitnya juga semakin rendah. Sementara kemampuan *jockey pump* terjadi pada saat *head* menurun dan debit meningkat.

Perhitungan pada instalasi, saat tekanan turun sampai 8 bar yang menyebabkan beroperasinya *jockey pump*, *sprinkler* yang pecah mencapai 32 *sprinkler* dengan debit sebesar $0,0192 \text{ m}^3/\text{det}$. Berdasarkan karakteristik *jockey pump* debit yang mampu diatasi *jockey pump* adalah $0,00463 \text{ m}^3/\text{det}$ atau 10 *sprinkler*. Sehingga debit yang dihasilkan *jockey pump* tidak mampu mencukupi 32 *sprinkler*, yang mengakibatkan tekanan terus menurun. Saat tekanan kerja sudah melewati batas bawah kerja pompa yaitu 7 bar maka *jockey pump* otomatis akan *off* dan digantikan oleh *electric main pump*.



Gambar 4.4 Grafik Hubungan Debit dengan Daya *Jockey Pump*

Dari Gambar 4.4 di atas dapat diketahui bahwa daya terbesar yang dibutuhkan *jockey pump* mengatasi debit sebesar 0,00463 m³/det adalah 4,633 KW. Berdasarkan spesifikasi pompa daya pompa adalah 6 KW, sehingga untuk daya 4,633 KW pompa mampu untuk beroperasi.

Dari Gambar 4.4 di atas juga dapat dilihat bahwa semakin besar debit aliran maka daya yang dibutuhkan juga semakin besar. Hal ini didasarkan pada rumusan $BHP = p.Q/\eta_p$, dimana besarnya daya berbanding lurus dengan debit aliran.

4.4.1.1 Net Positive Suction Head (NPSH)

Pada instalasi posisi pompa terletak di atas *reservoir* sehingga besarnya *NPSH* pada instalasi adalah:

$$\begin{aligned}
 NPSH_{\text{yang tersedia}} &= \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_s - h_{ls} \\
 &= \frac{10^5 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - \frac{2339 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - 3 \text{ m} - 0,551 \text{ m} \\
 &= 6,425 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi $NPSH_{\text{yang tersedia}}$ adalah 6,425 m.

Berdasarkan karakteristik dari pompa besarnya $NPSH$ yang disarankan pada tekanan 8 bar adalah 4,2 m. Besarnya $NPSH_{\text{yang tersedia}} > NPSH_{\text{yang disarankan}}$ oleh pabrik. Sehingga posisi pompa masih sesuai dengan saran dari pabrik.

4.4.2 Electric Fire Pump

Dari *manual book of fire extinguisher operation* didapatkan spesifikasi pompa sebagai berikut :

- Merk : EBARA
- Tipe : Centrifugal End Suction 150 x 100 IFI
- Kapasitas pompa : 1250 GPM
- Total head : 90 m
- Motor pompa : 160 KW
- Putaran pompa : 2900 rpm
- Temperatur kerja pompa : 128°C
- Penahan getaran : spring
- Efisiensi minimum : 65-80 %
- Tekanan kerja : 7 bar

Pada tekanan kerja 7 bar *Electric Fire Pump* start. Pada instalasi tekanan kerja 7 bar terjadi pada head 30,751 m. Berdasarkan grafik karakteristik *Electric Fire Pump*, maka besarnya debit yang dihasilkan pompa adalah 0,1025 m³/det. Daya pemompaan yang dibutuhkan adalah

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p} = \frac{p \cdot Q}{\eta_p} \\
 &= \frac{7 \text{ bar} \cdot 0,1025 \text{ m}^3 / \text{det} \cdot 10^{-3}}{0,8} \\
 &= 89,688 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

Debit yang dihasilkan *sprinkler* pada saat 7 bar dihitung berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \frac{a}{b} &= \frac{c}{d} \\
 d &= \frac{b \cdot c}{a}
 \end{aligned}$$

Saat tekanan 10 bar, debit 1 *sprinkler* adalah $0,0006 \text{ m}^3/\text{det}$

Sehingga pada tekanan 7 bar debit *sprinkler* adalah

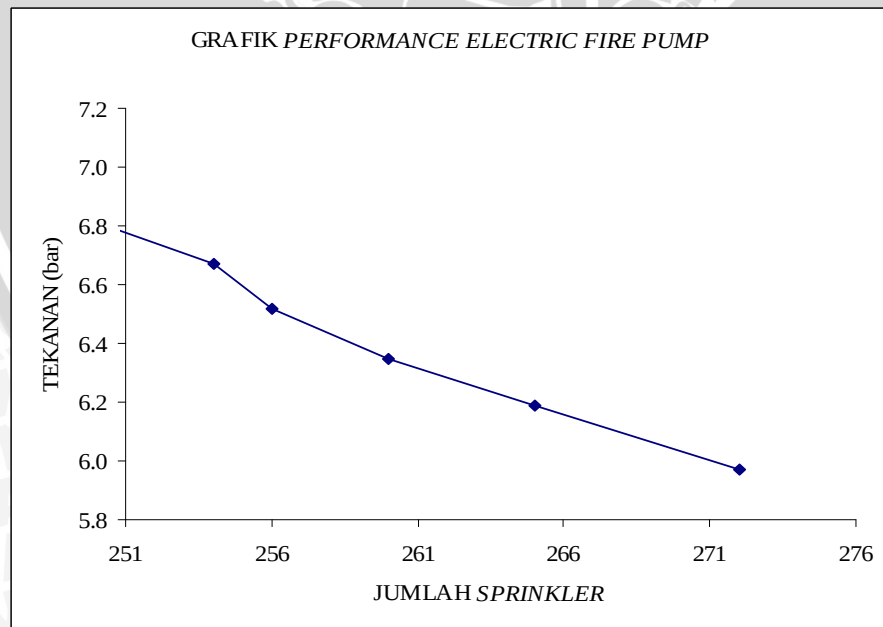
$$\text{Debit 1 sprinkler} = \frac{7\text{bar} \cdot 0,0006\text{m}^3 / \text{det}}{10\text{bar}} = 0,00042 \text{ m}^3/\text{det}$$

Jadi jumlah *sprinkler* yang mampu ditanggulangi oleh *Electric Fire Pump* pada tekanan 7 bar adalah 251 *sprinkler*.

Dengan perhitungan yang sama didapatkan besarnya *performance Electric Fire Pump* dapat dilihat pada tabel 4.5.

Tabel 4.5 *Performance Electric Fire Pump*

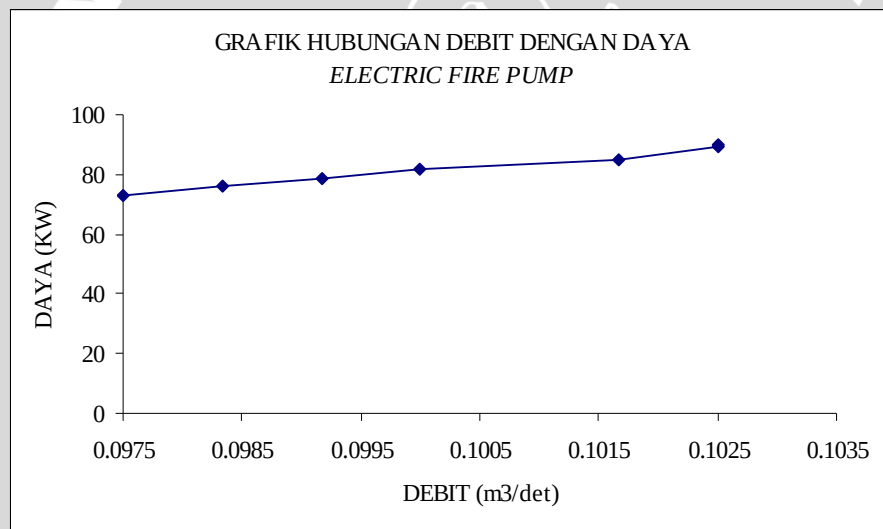
p (bar)	$h_1 + h_a$ (m)	Q		Debit 1 <i>Sprinkler</i>	Jumlah <i>Sprinkler</i>	BHP (KW)
		L/min	m^3/det			
7.000	38.751	6.15	0.1025	0.000420	251	89.688
6.954	39.049	6.15	0.1025	0.000417	252	89.100
6.672	41.921	6.1	0.1017	0.000400	261	84.795
6.516	43.510	6	0.1000	0.000391	263	81.456
6.348	45.230	5.95	0.0992	0.000381	268	78.686
6.190	46.833	5.9	0.0983	0.000371	272	76.091
5.969	49.088	5.85	0.0975	0.000358	280	72.750



Gambar 4.5 Grafik *Performance Electric Fire Pump*

Dari Gambar 4.5 grafik *performance Electric Fire Pump*, banyaknya jumlah debit *sprinkler* yang mampu diatasi *Electric Fire Pump* sampai pada batas tekanan kerjanya adalah 280 *sprinkler*. Saat tekanan kerja sudah melewati batas bawah kerja pompa yaitu 6 bar maka *Electric Fire Pump* otomatis akan *off* dan digantikan oleh *Diesel Pump*.

Debit dari perhitungan instalasi saat tekanan 7 bar adalah 0,0275 m³/det atau 47 *sprinkler* dan sampai pada tekanan 6,1 bar adalah 56 *sprinkler* atau 0,0327 m³/det, sehingga *electric pump* mampu mensuplai kebutuhan air saat *sprinkler* pecah sampai pada tekanan *off* nya. Karena debit karakteristik *electric pump* saat 7 bar adalah 0,1025 m³/det atau 251 *sprinkler*. Saat tekanan kerja sudah melewati batas bawah kerja pompa yaitu 6 bar maka *electric pump* otomatis akan *off* dan digantikan oleh *diesel main pump*.



Gambar 4.6 Grafik Hubungan Debit dengan Daya *Electric Fire Pump*

Dari Gambar 4.6 dapat diketahui bahwa daya terbesar yang dibutuhkan *electric fire pump* mengatasi debit sebesar 0,1025 m³/det adalah 89,688 KW. Berdasarkan spesifikasi pompa daya pompa adalah 160 KW, sehingga untuk daya 89,688 KW pompa mampu untuk beroperasi.

Dari Gambar 4.6 di atas juga dapat dilihat bahwa semakin besar debit aliran maka daya yang dibutuhkan juga semakin besar. Hal ini didasarkan pada rumusan $BHP = p.Q/\eta_p$, dimana besarnya daya berbanding lurus dengan debit aliran.

4.4.2.1 Net Positive Suction Head (NPSH)

Pada instalasi posisi pompa terletak di atas *reservoir* sehingga besarnya *NPSH* pada instalasi adalah:

$$\begin{aligned} NPSH_{\text{yang tersedia}} &= \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_s - h_{fs} \\ &= \frac{10^5 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - \frac{2339 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - 3 \text{ m} - 0,079 \text{ m} \\ &= 6,896 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi *NPSH*_{yang tersedia} adalah 6,896 m

Berdasarkan karakteristik dari pompa besarnya *NPSH* yang disarankan pada tekanan 7 bar adalah 19 m. Maka *NPSH* yang tersedia tidak memenuhi standar *NPSH* yang diijinkan dari spesifikasi pompa yang dikeluarkan oleh pabrik. Apabila besarnya *NPSH* yang tersedia lebih kecil dari *NPSH* yang disarankan maka dapat menyebabkan terjadinya kavitasi. Untuk menghindari hal ini maka posisi dari pompa harus dirubah sehingga besarnya *NPSH*_{yang tersedia} > *NPSH*_{yang}

disarankan.

Posisi pompa adalah

$$\begin{aligned} h_s &= \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - NPSH_{\text{yang disarankan}} - h_{fs} \\ &= \frac{10^5 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - \frac{2339 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - 19 \text{ m} - 0,079 \text{ m} \\ &= -9,104 \text{ m} \end{aligned}$$

Agar besarnya *NPSH* sesuai dengan yang disarankan pabrik maka posisi pompa minimal 9,104 m di bawah permukaan air.

4.4.3 Diesel Pump

Dari *manual book of fire extinguisher operation* didapatkan spesifikasi pompa sebagai berikut :

- Merk : EBARA
- Tipe : Centrifugal End Suction 150 x 100 IFI + 6BD1
- Kapasitas pompa : 1250 GPM

- Total head : 90 m
- Motor pompa : 160 KW
- Putaran pompa : 2900 rpm
- Temperatur kerja pompa : 128°C
- Penahan getaran : *spring*
- Efisiensi minimum : 65-80 %
- Tekanan kerja : 7 bar

Pada tekanan kerja 6 bar *Diesel Pump* start. Pada instalasi tekanan kerja 6 bar terjadi pada *head* 38,833 m. Berdasarkan grafik karakteristik *Diesel Pump* maka besarnya debit yang dihasilkan pompa adalah 0,0983 m³/det. Daya pemompaan yang dibutuhkan adalah

$$\begin{aligned} BHP &= \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_p} = \frac{p \cdot Q}{\eta_p} \\ &= \frac{6 \text{ bar} \cdot 0,0983 \text{ m}^3 / \text{det} \cdot 10^{-3}}{0,8} \\ &= 73,75 \text{ KW} \end{aligned}$$

Debit yang dihasilkan *sprinkler* pada saat 6 bar dihitung berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \frac{a}{b} &= \frac{c}{d} \\ d &= \frac{b \cdot c}{a} \end{aligned}$$

Saat tekanan 10 bar, debit 1 *sprinkler* adalah 0,0006 m³/det

Sehingga pada tekanan 6 bar debit *sprinkler* adalah

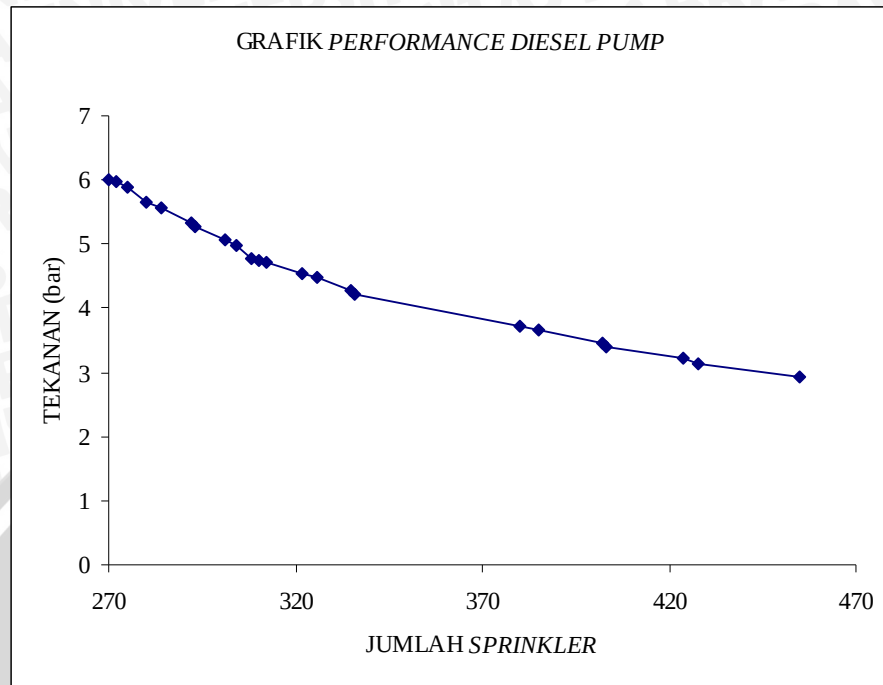
$$\text{Debit 1 } \textit{sprinkler} = \frac{6 \text{ bar} \cdot 0,0006 \text{ m}^3 / \text{det}}{10 \text{ bar}} = 0,00036 \text{ m}^3 / \text{det}$$

Jadi jumlah *sprinkler* yang mampu ditanggulangi oleh *diesel pump* pada tekanan 6 bar adalah 281 *sprinkler*.

Dengan perhitungan yang sama didapatkan besarnya *performance diesel pump* dapat dilihat pada tabel 4.6.

Tabel 4.6 *Performance Diesel Pump*

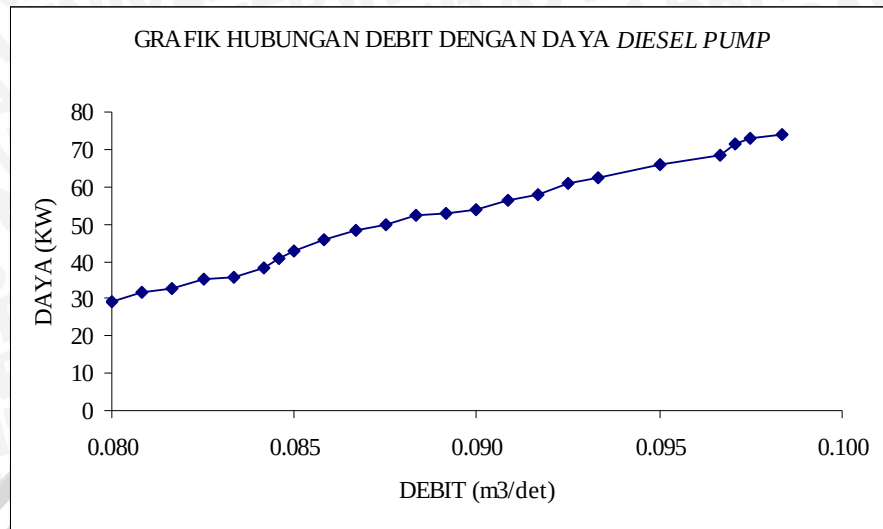
p (bar)	h_1+h_a (m)	Q		Debit 1 <i>Sprinkler</i>	Jumlah <i>Sprinkler</i>	BHP (KW)
		L/min	m ³ / det			
6	46.833	5.9	0.0983	0.00036	270	73.750
5.969	49.088	5.85	0.0975	0.000358	272	72.750
5.885	49.946	5.825	0.0971	0.000353	275	71.418
5.658	52.256	5.8	0.0967	0.00034	285	68.373
5.566	53.195	5.7	0.0950	0.000334	284	66.101
5.329	55.620	5.6	0.0933	0.00032	292	62.166
5.259	56.324	5.55	0.0925	0.000316	293	60.812
5.069	58.265	5.5	0.0917	0.000304	301	58.083
4.973	59.239	5.45	0.0908	0.000298	304	56.469
4.783	61.180	5.4	0.0900	0.000287	314	53.809
4.755	61.461	5.35	0.0892	0.000285	313	53.004
4.724	61.783	5.3	0.0883	0.000283	312	52.159
4.535	63.709	5.25	0.0875	0.000272	322	49.601
4.486	64.209	5.2	0.0867	0.000269	322	48.598
4.269	66.421	5.15	0.0858	0.000256	335	45.802
4.219	66.926	5.1	0.0850	0.000253	336	44.830
3.984	69.326	5.15	0.0858	0.000239	359	42.744
3.895	70.228	5.1	0.0850	0.000234	364	41.389
3.706	72.156	5.075	0.0846	0.000222	380	39.187
3.647	72.762	5.05	0.0842	0.000219	385	38.368
3.451	74.754	5	0.0833	0.000207	402	35.952
3.410	75.177	4.95	0.0825	0.000205	403	35.165
3.207	77.242	4.9	0.0817	0.000192	424	32.742
3.145	77.881	4.85	0.0808	0.000189	428	31.774
2.932	80.054	4.8	0.0800	0.000176	455	29.315



Gambar 4.7 Grafik *Performance Diesel Pump*

Dari Gambar 4.7 grafik *performance diesel pump*, banyaknya jumlah debit *sprinkler* yang mampu diatasi *diesel pump* sampai pada batas tekanan kerjanya adalah 455 *sprinkler*. Kerja dari *diesel pump* sampai tekanannya 3 bar dimana tekanan minimal *sprinkler* dapat bekerja atau *reservoir* sudah habis. *Diesel pump off* dilakukan secara manual.

Debit dari perhitungan instalasi saat tekanan 6 bar adalah $0,0339 \text{ m}^3/\text{det}$ atau 58 *sprinkler*, sehingga *diesel pump* mampu mensuplai kebutuhan air saat *sprinkler* pecah sampai pada tekanan *off* nya, karena debit karakteristik *diesel pump* saat 6 bar adalah $0,0983 \text{ m}^3/\text{det}$ atau 270 *sprinkler*.



Gambar 4.8 Grafik Hubungan Debit dengan Daya *Diesel Pump*

Dari Gambar 4.8 dapat diketahui bahwa daya terbesar yang dibutuhkan *diesel pump* mengatasi debit sebesar 0,0983 m³/s adalah 73,75 KW. Berdasarkan spesifikasi pompa daya pompa adalah 160 KW, sehingga untuk daya 73,75 KW pompa mampu untuk beroperasi.

Dari Gambar 4.8 di atas juga dapat dilihat bahwa semakin besar debit aliran maka daya yang dibutuhkan juga semakin besar. Hal ini didasarkan pada rumusan $BHP = p.Q/\eta_p$, dimana besarnya daya berbanding lurus dengan debit aliran.

4.4.3.1 Net Positive Suction Head (NPSH)

Pada instalasi posisi pompa terletak di atas *reservoir* sehingga besarnya *NPSH* pada instalasi adalah:

$$\begin{aligned}
 NPSH_{\text{yang tersedia}} &= \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_s - h_{ls} \\
 &= \frac{10^5 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - \frac{2339 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - 3 \text{ m} - 0,079 \text{ m} \\
 &= 6,896 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi *NPSH*_{yang tersedia} adalah 6,896 m.

Berdasarkan karakteristik dari pompa besarnya *NPSH* yang disarankan pada tekanan 6 bar adalah 15 m. Maka *NPSH* yang tersedia tidak memenuhi standar

NPSH yang diijinkan dari spesifikasi pompa yang dikeluarkan oleh pabrik. Apabila besarnya *NPSH* yang diijinkan lebih kecil dari *NPSH* yang disarankan maka dapat menyebabkan terjadinya kavitasi. Untuk menghindari hal ini maka posisi dari pompa harus dirubah sehingga besarnya $NPSH_{\text{yang tersedia}} > NPSH_{\text{yang disarankan}}$.

Posisi pompa adalah

$$\begin{aligned}
 h_s &= \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - NPSH_{\text{yang disarankan}} - h_{ls} \\
 &= \frac{10^5 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - \frac{2339 \text{ Pa}}{998 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} - 15 \text{ m} - 0,079 \text{ m} \\
 &= -5,104 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Agar besarnya *NPSH* sesuai dengan yang disarankan pabrik maka posisi pompa minimal 5,104 m di bawah permukaan air.

4.4.4 Prediksi Performance Pompa Tiap Lantai

1. Jockey Pump

Prediksi *performance jockey pump* untuk masing masing lantai dapat dilihat pada tabel 4.7 berikut ini.

Tabel 4.7 Prediksi *performance jockey pump*

p (bar)	Jumlah Sprinkler					
	Lower Ground Floor	Ground Floor	Mezzanine Ground Floor	Upper Ground Floor	Mezzanine Upper Ground Floor	Cinema
8	10	10	10	9	9	9
7.917	10	10	10	9	9	9
7.831	10	10	10	10	9	9
7.608	10	10	10	10	10	10
7.554	10	10	10	10	10	10
7.361	10	10	10	10	10	10
7.319	10	10	10	10	10	10
7.224	10	10	10	10	10	10
7.174	10	11	10	10	10	10
6.983	11	11	11	11	10	10

Berdasarkan tabel di atas dapat diketahui *performance jockey pump* untuk masing-masing lantai tidak ada perbedaan yang signifikan. Rata-rata jumlah *sprinkler* yang mampu diatasi untuk tiap lantainya adalah 10 *sprinkler*.

2. Electric Fire Pump

Prediksi *performance electric fire pump* untuk masing masing lantai dapat dilihat pada tabel 4.8 berikut ini.

Tabel 4.8 Prediksi *performance electric fire pump*

p (bar)	Jumlah Sprinkler					
	Lower Ground Floor	Ground Floor	Mezzanine Ground Floor	Upper Ground Floor	Mezzanine Upper Ground Floor	Cinema
7	251	245	236	232	228	218
6.954	250	244	236	230	226	215
6.672	259	252	244	237	231	222
6.517	263	256	247	241	234	226
6.348	265	261	252	245	238	229
6.191	267	263	256	249	242	233
5.969	273	270	263	256	249	239

Berdasarkan tabel di atas dapat diketahui bahwa semakin tinggi gedung maka jumlah *sprinkler* yang diatasi semakin sedikit. Hal ini disebabkan beda elevasi dan *head loss* semakin besar maka debit yang dihasilkan semakin kecil.

3. Diesel Pump

Prediksi *performance diesel pump* untuk masing masing lantai dapat dilihat pada tabel 4.9 berikut ini.

Tabel 4.9 Prediksi *performance diesel pump*

p (bar)	Jumlah <i>Sprinkler</i>					
	Lower Ground Floor	Ground Floor	Mezzanine Ground Floor	Upper Ground Floor	Mezzanine Upper Ground Floor	Cinema
6	269	264	252	250	281	221
5.969	268	263	251	239	232	215
5.885	269	264	254	240	233	213
5.658	277	272	252	245	235	217
5.566	279	274	282	246	233	218
5.329	289	284	265	252	241	220
5.259	290	286	263	252	239	
5.069	298	293	267	259	242	
4.973	301	301	270	261	244	
4.783	313	298	277	268	248	
4.756	313	297	276	267	246	
4.724	311	296	275	266		
4.535	321	302	283	271		
4.486	318	302	283	270		
4.269	328	311	287			
4.219	328	311	287			
3.984	344	326	297			
3.895	348	330				
3.706	362	339				
3.647	364	340				
3.451	372	356				
3.410	377	356				
3.207	392	374				
3.145	390	377				
2.932	409					

Berdasarkan tabel di atas dapat diketahui bahwa semakin tinggi gedung maka jumlah *sprinkler* yang diatasi semakin sedikit. Hal ini disebabkan beda elevasi dan *head loss* semakin besar maka debit yang dihasilkan semakin kecil. *Performance* pompa untuk masing-masing lantai mempunyai batas tekanan kerja minimal yang berbeda. Pada tekanan tertentu *head* pompa tidak mampu mengatasi *head* instalasi karena *head* instalasi lebih besar dari *head* pompa.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari pembahasan, kesimpulan yang diambil antara lain :

1. Semakin banyak jumlah *sprinkler* yang pecah, *head loss* yang terjadi semakin besar dan tekanan pada instalasi terus menurun. Berdasarkan karakteristik masing-masing pompa, saat tekanan turun, debit meningkat dan daya pompa meningkat.
2. Tekanan instalasi menurun, debit yang dikeluarkan *sprinkler* juga menurun menyebabkan jumlah *sprinkler* yang diatasi pompa meningkat.
3. Untuk *jockey pump*, besarnya $NPSH_{\text{yang tersedia}} > NPSH_{\text{yang disarankan}}$ sehingga memenuhi persyaratan. Sedangkan *electric fire pump* dan *diesel pump*, besarnya $NPSH_{\text{yang tersedia}} < NPSH_{\text{yang disarankan}}$, hal ini tidak memenuhi persyaratan yang disarankan pabrik.

5.2 Saran

Dapat dilakukan analisa lebih lanjut mengenai *performace* pemadam kebakaran secara menyeluruh dari variasi peralatan pemadam kebakaran seperti *hydrant*, *smoke* dan *heat detector* serta *siammes connection*.

DAFTAR PUSTAKA

- ASTM .1955. *Standard,Part I Ferrous Metal*. Baltimore USA,
- Crocker & king.1930. *Piping Hand Book*. John Willey & Son Inc. New York.
- Dietzel, Fritz.1992. *Turbin, Pompa dan Kompresor*. Erlangga. Jakarta.
- Fox, Robert W. & Allan T. Mc Donald. 1976. *Introduction to Fluid Mechanic*. John & Sons, Inc. New York.
- Gunadiarta, I Made. 1988. *Pompa dan Kompresor*. Universitas Brawijaya Malang.
- Karrasik, Igor J.1976. *Pump Handbook*. Mc Grawhill Inc.New York.
- Kent, W.1950. *Mechanical Engineers Handbook*. John & Son Inc. New York.
- Kentish, D.N.W. 1982. *Industrial Pipe Work*. Mc. Graw-Hill Book Company (UK) Limited. London.
- Khetagurov, M.1954. *Marine Auxiliary and system*. Rizhky Pereulok. Moscow.
- PT. Arista Pratama Jaya. 2005. *Manual Book of Fire extinguisher Operation*. Jakarta.
- Ranald V. Giles, Widodo S. Herman, Ir.1990. *Mekanika Fluida & Hidraulika*. Erlangga. Jakarta.
- Stepanoff, A.J.1962. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*. John & Son Inc. New York.
- Sularso, dan Kiyokatsu suga1994. *Pompa dan Kompresor*. Pradnya Paramita. Jakarta.
- Thomas, Krist. 1989. *Hidrolika*. Erlangga. Jakarta.
- White, Frank.M. 1983.*Mekanika Fluida Jilid 1*.Erlangga.Jakarta.
- <http://www.vikingcorp.com/gasbulb>, Januari 2007.
- <http://www.vikingcorp.com/patternlayout>, Januari 2007.