

REPUBLIK INDONESIA
KEMENTERIAN HUKUM DAN HAK ASASI MANUSIA

SURAT PENCATATAN CIPTAAN

Dalam rangka perlindungan ciptaan di bidang ilmu pengetahuan, seni dan sastra berdasarkan Undang-Undang Nomor 28 Tahun 2014 tentang Hak Cipta, dengan ini menerangkan:

Nomor dan tanggal permohonan : EC00202204144, 18 Januari 2022

Pencipta

Nama : **Indra Herlamba Siregar, S.T., M.T.**
Alamat : **Jl.Semolowaru Utara I/116B Surabaya , Surabaya, JAWA TIMUR, 60119**
Kewarganegaraan : **Indonesia**

Pemegang Hak Cipta

Nama : **LPPM-Universitas Negeri Surabaya**
Alamat : **Gedung Rektorat Kantor LPPM Lantai 6, Kampus Universitas Negeri Surabaya, Lidah Wetan , Surabaya, JAWA TIMUR, 60213**
Kewarganegaraan : **Indonesia**
Jenis Ciptaan : **Buku**
Judul Ciptaan : **Pompa Dan Kompresor Prinsip Hidrolis Pada Pompa**
Tanggal dan tempat diumumkan untuk pertama kali : **17 Desember 2021, di Surabaya**
di wilayah Indonesia atau di luar wilayah Indonesia
Jangka waktu perlindungan : **Berlaku selama hidup Pencipta dan terus berlangsung selama 70 (tujuh puluh) tahun setelah Pencipta meninggal dunia, terhitung mulai tanggal 1 Januari tahun berikutnya.**

Nomor pencatatan : 000319417

adalah benar berdasarkan keterangan yang diberikan oleh Pemohon.

Surat Pencatatan Hak Cipta atau produk Hak terkait ini sesuai dengan Pasal 72 Undang-Undang Nomor 28 Tahun 2014 tentang Hak Cipta.



a.n Menteri Hukum dan Hak Asasi Manusia
Direktur Jenderal Kekayaan Intelektual
u.b.
Direktur Hak Cipta dan Desain Industri

Dr. Syarifuddin, S.T., M.H.
NIP.197112182002121001

Disclaimer:

Dalam hal pemohon memberikan keterangan tidak sesuai dengan surat pernyataan, Menteri berwenang untuk mencabut surat pencatatan permohonan.

POMPA DAN KOMPRESSOR

Prinsip Hidrolis Pada Pompa



INDRA HERLAMBA SIREGAR

POMPA DAN KOMPRESSOR

PRINSIP HIDROLIS PADA POMPA

Oleh
INDRA HERLAMBA SIREGAR

SURABAYA
DESEMBER 2021

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah penyusun panjatkan kepada ALLAH Subhanahu wa ta'ala, atas karunia yang DIA berikan kepada penyusun sehingga buku yang berjudul Pompa dan kompressor prinsip hidrolis pada pompa dapat terselesaikan.

Buku ini merupakan salah satu dari dua buku yang menjadi rujukan mata kuliah pompa dan kompressor di Teknik Mesin Universitas Negeri Surabaya yang disusun berdasarkan hasil pengalaman penulis sebagai pengampu mata kuliah ini. Secara garis besar buku ini terdiri dari 6 bab yaitu kontruksi pompa sentrifugal, prinsip hidrolis pada pompa, NPSH dan kavitasi, kurva karakteristik pompa, pemilihan pompa dan diakhiri bab instalasi, operasi dan perawatan.

Meskipun dalam penyusunan buku ini penyusun telah berusaha sekuat tenaga dan pikiran demi terwujudnya sebuah buku yang baik dan lengkap, namun penyusun juga menyadari akan beberapa keterbatasan yang melingkupi penyusun. Karena itu, pada kesempatan ini penyusun sangat mengharapkan tegur sapa atau saran-saran dari semua pihak untuk perbaikan pada isi buku ini.

Akhir kata penyusun dengan senang hati menerima koreksi dan tambahan dari pembaca dalam penyempurnaan buku ini.

Surabaya, Desember 2021

DAFTAR ISI

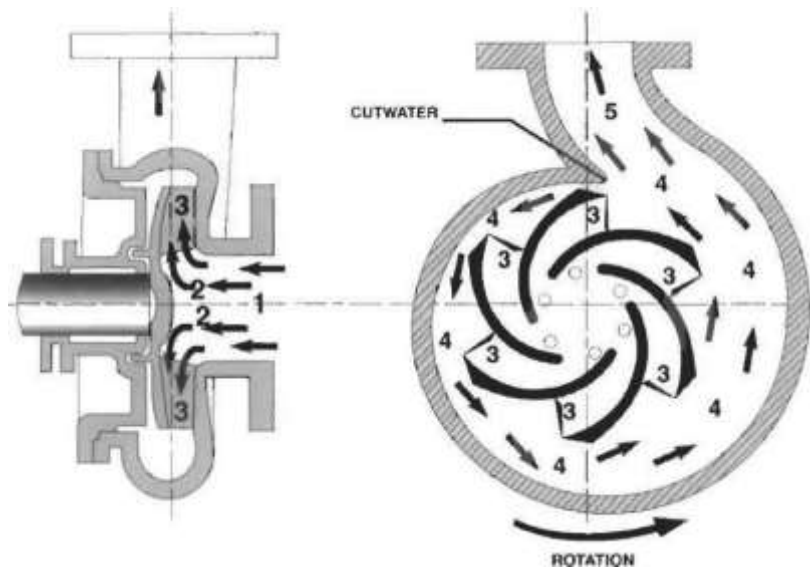
KATA PENGANTAR	Error!
Bookmark not defined.	
DAFTAR ISI	iii
 BAB 1 KONSTRUKSI POMPA SENTRIFUGAL	
1.1. Casing	2
1.2. Impeller	2
1.2.1 Konstruksi Impeller	3
1.2.2 Impeller suction	5
1.3. Wearing Ring	5
1.4. Shaft and Shaft Sleeves	7
1.5. Stuffing Box	7
1.6. Mechanical Seal	8
1.7. Bantalan	10
 BAB 2 PRINSIP HIDROLIS PADA POMPA	
2.1. Sifat Fisik Fluida	12
2.2. Tekanan	13
2.3. Head Pompa	13
2.3.1. Static Head	15
2.3.2. Friction Head	15
2.3.3. Pressure Head	17
2.3.4. Velocity Head	26
2.4. Daya dan Efisiensi	26
 BAB 3 NPSH DAN CAVITASI	
3.1. Definisi dan Klasifikasi NPSH	28
3.2. NPSHR	29
3.3. Perhitungan NPSHA	32
 BAB 4 KURVA KARAKTERISTIK KINERJA POMPA	
4.1. Karakteristik kurva Head-flow (H-Q)	36
4.2. Karakteristik kurva Head-flow Stabil tak stabil	38
4.3. Pengaruh perubahan kecepatan terhadap karakteristik kurva Head-Flow	39
4.4. Pengaruh pompa disusun secara paralel terhadap karakteristik kurva Head-Flow	40
4.5. Pengaruh pompa disusun secara seri terhadap karakteristik kurva Head-Flow	42
4.6. Kurva kinerja pompa komplit	43

BAB 5 PEMILIHAN POMPA	
5.1. Dasar Pemilihan Pompa	44
5.2. Dasar Pembelian Pompa	48
BAB 6 INSTALASI, OPERASI DAN PERAWATAN	
6.1. Instalasi	51
6.1.1. Penempatan Pompa	51
6.1.2. Pondasi	52
6.1.3. Urutan Pemasangan	53
6.2. Operasi	53
6.3. Perawatan	55
6.3.1. Kartu Kendali	55
6.3.2. Periode Pemeriksaan	56
6.3.3. Log Operasi	57
6.3.4. Mengatasi Gangguan	58
DAFTAR PUSTAKA	61

KONSTRUKSI POMPA SENTRIFUGAL

BAB 1

Prinsip kerja pompa sentrifugal adalah menaikkan tekanan cairan dengan memanipulasi kecepatannya dengan gaya sentrifugal dan kemudian mentransformasikan gaya tersebut ke tekanan ketika melintasi rumah keong. Dengan memperhatikan gambar 1.1 kita lihat bahwa cairan masuk ke suction nozzel pada titik 1 dan mengalir ke impeller eye pada titik 2. Pada bilah impeller in cairan terperangkap dan dipercepat pada titik 3. Seiring fluida meninggalkan impeller kecepatannya mendekati kecepatan ujung dari bilah impeller. Rumah keong pada titik 4 berbentuk spiral yang semakin bertambah diameternya secara perlahan. Ketika cairan bergerak pada kecepatan tinggi dari blade ke saluran spiral rumah keong yang secara perlahan bertambah luasannya, maka energi kinetik cairan bertransformasi menjadi energi tekan. Dengan terakumulasinya fluida, pada titik 4 adalah daerah tekanan yang paling tinggi. Kemudian cutwater mengarahkan fluida ke discharge nozzel pada titik 5.



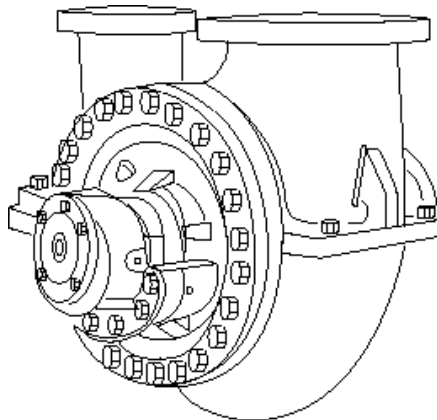
Gambar 1.1 Prinsip kerja pompa sentrifugal

Pompa Centrifugal umumnya terdiri dari komponen berikut ini:

- Casing
- impeller
- wearing rings (impeller, casing)
- shaft and shaft sleeves
- stuffing box
- mechanical seals
- bearings
- Kopling

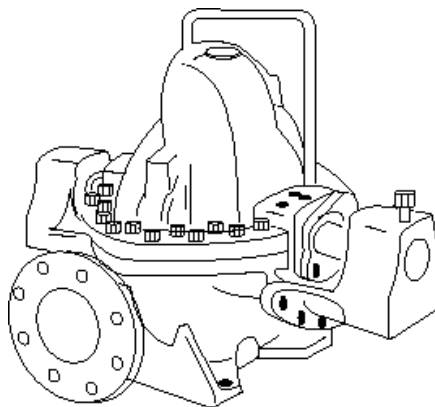
1.1 Casing

Casing pompa terdiri dari *Solid Casing* dan *split casings*. Solid casing menyiratkan sebuah rancangan dimana saluran keluar dari air terdiri dari satu lubang. Oleh karena sisi dinding dari sekeliling impeller adalah bagian dari casing, Umumnya casing ini disebut *solid casings* walaupun secara kenyataannya adalah, *radially split casings* lihat gambar 1.2.



Gambar 1.2 Radially Split Casing

Berikutnya *Split Casing* yang terdiri atas dua atau lebih komponen (bagian atas dan bawah) yang dibuat bersama. Istilah dari *horizontally split* umumnya digunakan untuk menggambarkan pompa dengan sebuah casing yang terbagi oleh sebuah bidang datar sampai ke garis pusat dari poros atau axis lihat gambar 1.3. Namun demikian Istilah *axially split* lebih disukai.



Gambar 1.3 Axially Split Casing

1.2 Impeller

Impeller adalah komponen pompa sentrifugal yang berfungsi mengubah gerakan berputar menjadi kecepatan pada cairan. *Impeller* berperilaku seperti roda berputar dalam pompa yang juga memiliki *inlet eye*

pada saluran isap. Cairan kemudian dituntun dari inlet ke outlet oleh *guide vane*. Bentuk dan sudut dari *guide vane* didesain berdasarkan laju aliran fluida. Guide vane bisanya dicor dengan *back plate*, yang sebut dengan *shroud* atau *back cover*, dan *front plate*, yang sebut dengan *front cover*.

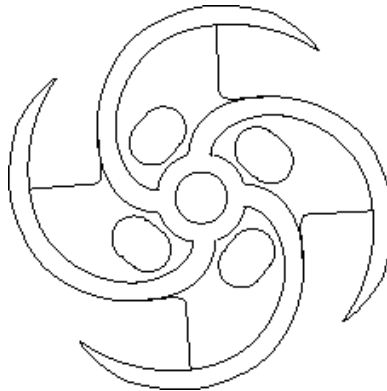
Impellers memiliki banyak fitur seperti balancing holes dan back vanes yang berfungsi membantu mengurangi gaya dorong axial yang dibangkitkan oleh tekanan hidrolis. Agar supaya losses akibat resirkulasi dikurangi dan menaikkan efisiensi volumetrik *impeller* maka balancing holes and back vanes dilengkapi dengan *wearing ring*. Ring ini bisa dikenakan di depan ataupun dikedua sisi depan maupun belakang dari *impeller*. Namun demikian kemungkinan *impeller* tidak menggunakan *wearing ring*.

1.2.1 Konstruksi *Impeller*

Konstruksi *impeller* didasari keberadaan dari cover *impeller* dan selubung terbagi menjadi tiga yaitu :

1. *Open impeller*
2. *Semi-open impeller*
3. *Closed impeller*

Open impeller yang terdiri dari vane yang terkait pada pusat hub tanpa adanya dinding penutup lihat gambar 1.4.



Gambar 1.4. *Open impeller*

Kerugian dari tipe ini, secara strukutur lemah jika vanenya panjang hingga perlu diperkuat dengan rusuk atau diselubungi sebagian. Umumnya *open impeller* digunakan pada pompa kecil atau berfungsi mendistribusikan cairan yang abrasives. Sedangkan keuntungan dari *open impeller* adalah mampu menangani cairan suspended (cair + solid) contohnya lumpur dengan sumbatan yang minimum. *Open impeller* yang berputar diantara dinding casing dari volute. Adanya celah diantara *impeller vane* dan dinding casing menjadi tempat resirkulasi air, dimana hal ini menyebabkan meningkatnya keausan. Untuk mengembalikan ke tingkat efisiensi semula, maka keduanya yaitu *impeller* dan dinding casing harus diganti. Hal ini jauh lebih mahal biayanya daripada menggunakan *enclosed impeller* dimana terbentuk cincin sederhana pada titik kebocoran.

Semi-open impeller adalah jenis *impeller* dengan selubung dibagian belakangnya lihat gambar 1.5. Selubung ini memiliki “*pump-out*” *vanes*, yang terletak dibelakang selubung *impeller*. Fungsi dari “*pump-out*” *vanes* untuk mengurangi tekanan pada dibelakang *hub impeller*. Kemudian mencegah bertumpuknya materi asing dibelakang *impeller* dan berinterferensi dengan operasi normal dari pompa dan *stuffing box*.



Gambar 1.5 *Semi open impeller*

Closed impeller adalah jenis *impeller* yang paling banyak digunakan pada pompa sentrifugal yang menangani cairan yang bersih lihat gambar 1.6 *Enclosed impeller* ini meliputi selubung yang menutupi *impeller* yang juga merupakan jalan air dari *suction eye* ke bagian terluar dari *impeller*. *Enclosed impeller* dirancang untuk menghindari terjadinya resirkulasi dari air yang terjadi pada *impeller* jenis terbuka atau semi terbuka. Sebuah *running joint* harus disediakan diantara *impeller* dan *casing* untuk memisahkan antara *discharge* dan *suction chamber*. *Running joint* umumnya dibuat dengan permukaan silinder yang relatif pendek pada selubung *impeller* yang berputar didalam permukaan silinder stasioner yang sedikit lebih besar. Apabila satu atau kedua permukaan dibuat dapat bergerak, maka “*leakage joint*” dapat diperbaiki ketika terjadi keausan disebabkan kebocoran yang berlebihan.

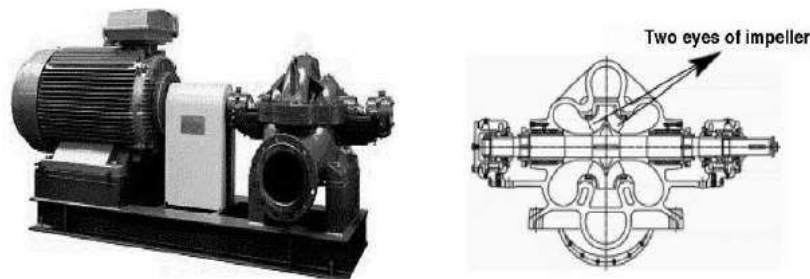


Gambar 1.6. Closed impeller

1.2.2 Impeller Suction

Impeller suction lebih jauh dikenal sebagai parameter suction. Pada *single-suction impeller*, cairan masuk melalui *suction eye* hanya pada satu sisi impeller. Pompa dengan *single-suction impeller* merupakan desain yang sederhana tetapi desain seperti ini memiliki ketidak seimbangan gaya dorong axial yang terbesar disebabkan aliran hanya pada satu sisi saja.

Sedangkan pada *double-suction impeller*, dimana *two single-suction impellers* disusun paralel dalam satu casing, cairan yang dipompakan masuk ke *impeller eye* secara simultan dari kedua sisi sementara dua saluran suction casing dihubungkan dengan saluran biasa.



Gambar 1.7. Pompa dengan double suction impeller

Umumnya *casing single-stage axially split* di desain dengan *double-suction impeller* karena :

- Secara teoritis terjadi keseimbangan hidraulis dalam arah axial
- Luasan terbesar dari suction pada double-suction impeller memungkinkan pompa berkerja dengan net absolute suction head yang lebih kecil.

End suction pumps dengan single-suction impellers yang menggantung memiliki keuntungan biaya, baik biaya investasi maupun pemeliharaan yang tidak diperoleh pada double-suction impeller. Kebanyakan radially split casing pumps menggunakan single-suction impeller karena sebuah impeller bergantung tidak memerlukan poros tambahan ke impeller eye. Single-suction impeller disukai untuk pompa yang menangani suspended matters seperti limbah. Pompa Multi-stage dapat menggunakan single atau double suction impellers untuk mendapatkan unjuk kerja hidraulis yang baik. Seiring bertambahnya jumlah impeller maka head total dari pompa juga meningkat, hal ini juga berpengaruh pada kompleksitas dan biaya per unit pompa.

1.3 Wearing Rings

Impeller adalah elemen yang berputar yang berada dalam casing pompa, untuk menghindari gesekan dengan casing pompa maka diperlukan celah antara impeller dan casing pompa. Adanya celah ini menyebabkan perbedaan tekanan antara impeller dan casing pompa sehingga menimbulkan resirkulasi aliran yang menyebabkan efisiensi pompa turun.

Selain itu dengan semakin kecil celah mengurangi kebocoran untuk menghindari erosi yang disebabkan resirkulasi aliran pada sisi isap dan juga memberikan kestabilan dinamis pada pompa. Hasilnya getaran dari kerja pompa semakin rendah. Jarak celah yang optimum perlu dijaga, namun jika nilai celah yang terlalu kecil akan menimbulkan resiko kontak antara impeller dengan casing.

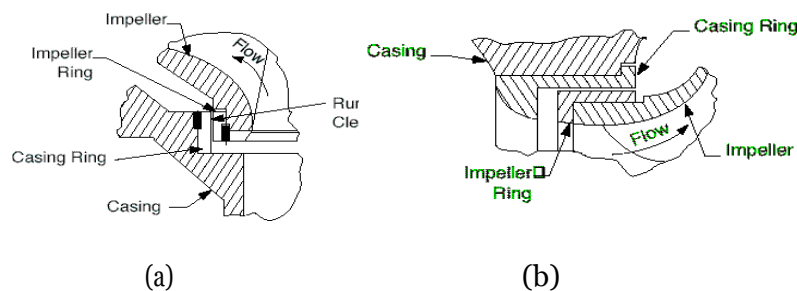
Akhirnya gesekan akan menimbulkan kerusakan pada impeller atau casing pompa, jika ini terjadi tentunya kerugian yang ditimbulkan cukup besar dikarenakan impeller dan casing pompa adalah komponen utama pompa yang nilainya cukup mahal. Oleh karena itu pada area intake dari impeller dipasang ring metal demikian pula pada casing pompa.

Ring yang dipasang pada impeller disebut dengan impeller wearing rings sedangkan yang dipasang pada casing pompa disebut dengan case wearing rings.

Ada beberapa jenis tipe rancangan dan pilihan wearing ring, tipe yang paling dibutuhkan tergantung berikut ini :

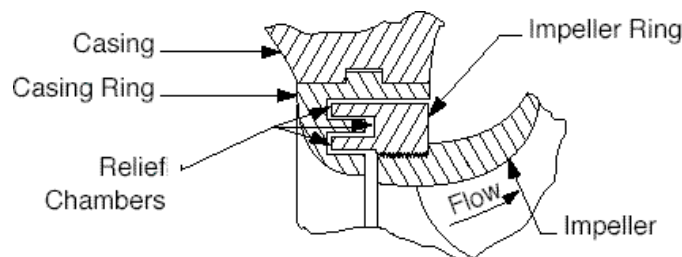
- Cairan yang hendak ditangani
- Perbedaan tekanan yang melintasi leakage joint
- Kecepatan rubbing
- Rancangan pompa

Konstruksi umum ring adalah jenis plat datar dan jenis L seperti gambar berikut ini



Gambar 1.8. (a). Flat-Type Wearing Ring, (b). L-Type Wearing Ring

Beberapa perancang lebih menyukai jenis ring labyrinth yang memiliki dua atau lebih lubang leakage joints yang dihubungkan oleh relief chambers. Leakage joints mencakup flat wearing ring, kebocoran aliran merupakan fungsi waktu yang dipengaruhi oleh faktor-faktor berikut ini :



Gambar 1.9 Double-Labyrinth-Type Wearing Ring

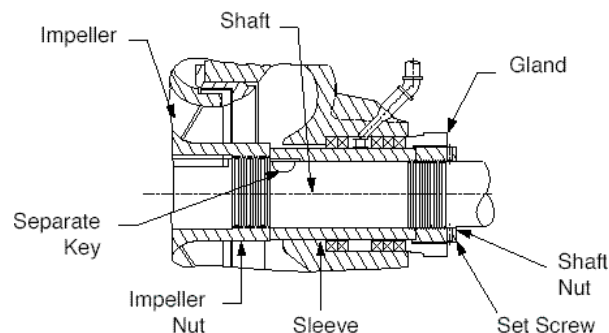
- Luasan
- Panjang dari joint
- Perbedaan tekanan sepanjang joint

Jika lintasan rusak oleh relief chambers, energi kecepatan dalam leakage jet terdissipasi ke masing-masing relief chamber, dengan demikian akan meningkatkan resistensi. Hasilnya dengan beberapa relief chambers dan beberapa leakage joints untuk aliran masuk aktual akan lebih kecil begitupula unjuk kerja pompa dan efisiensi kerja pompa.

1.4 Shaft and Shaft Sleeves

Shafts memiliki beberapa fungsi dasar yaitu untuk mentransmisikan torsi pada saat awal maupun saat beroperasi, serta mensupport bagian-bagian yang berputar. Poros menanggung beban yang mencakup torsi, berat dari komponen, gaya hidrolis aksial dan radial. Poros umumnya dirancang tahan terhadap tegangan-tegangan mendadak saat pompa distart dengan cepat. Kecepatan kritis adalah suatu yang perlu dicermati. Suatu objek yang terbuat dari material elastic memiliki getaran natural yang apabila impeller pompa dan poros yang berputar pada kecepatan yang menghasilkan frekwensi natural, maka ketidak seimbangan yang kecil akan diperbesar. Kecepatan ini disebut kecepatan kritis. Untuk kecepatan kritis yang terendah disebut first critical speed, berikutnya pada kecepatan yang lebih tinggi disebut second critical speed dst. Dalam nomenklatur pompa sebuah poros yang rigid adalah poros yang beroperasi pada kecepatan yang lebih rendah daripada first critical speed sedangkan poros yang beroperasi pada kecepatan yang lebih tinggi daripada first critical speed disebut poros flexible. Kecepatan kritis dapat dicapai dan dilalui tanpa bahaya karena gaya gesek disekeliling cairan, stuffing box packing dan berbagai sambungan internal cenderung mengendalikan defleksi untuk durasi yang pendek.

Shaft sleeves adalah pelindung poros pompa dari erosion, korosi dan keausan pada stuffing boxes, leakage joints, internal bearings, dan pada jalan air. Shaft sleeves dapat diperbaharui.

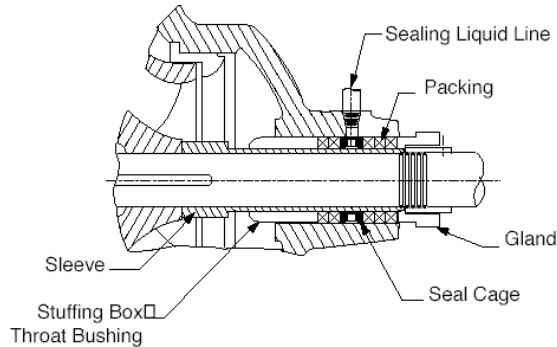


Gambar 1.10 Stuffing box sleeve

1.5 Stuffing Box

Fungsi utama dari stuffing box adalah untuk mencegah kebocoran pada titik dimana poros melewati casing pompa. Stuffing box terdiri dari

silinder kecil yang mengakomodasi sejumlah rings dari packing seal cage dan penekan disekeliling poros atau pembungkus poros. Gambar 1.11 memperlihatkan gambar dari conventional stuffing box.



Gambar 1.11 conventional stuffing box.

Jika cairan penyekat ke box mendinginkan sebuah ring penunjuk atau wadah penyekat dapat digunakan yang memisahkan rings dari packing kedalam bagian yang hampir sama. Packing di tekan untuk memberikan kesesuaian yang diinginkan pada poros atau pembungkus poros oleh penekan yang dapat diatur dalam arah aksial. Kebocoran kecil dari stuffing box dibutuhkan untuk menyediakan lubrikasi dan pendinginan .

1.6 Mechanical Seals

Beberapa kelemahan dapat ditemui pada stuffing box

- Kebocoran yang tetap dan semakin besar jika permukaan poros yang tidak halus.
- Jika kelenjar terlalu ketat poros atau selubung poros akan panas dan hal ini akan mempercepat keausan permukaan seperti yang terlihat pada gambar
- Selalu membutuhkan pengawasan.

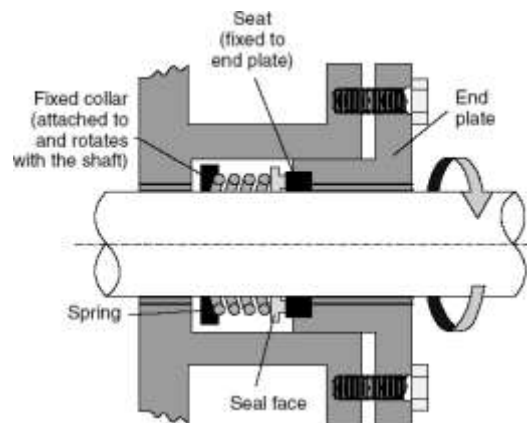


Gambar 2.12 Keausan pada mechanical seal

Untuk mengatasi permasalahan tersebut diatas maka perancang membuat mechanical seals. Mechanical seal sangat baik terutama aplikasi pompa untuk cairan beracun sehingga kebocoran yang dapat membahayakan kesehatan manusia dapat dieliminir.

Mechanical seals secara prinsip sama dengan sealing pada setiap permukaan yang ditempatkan pada bidang tegak lurus dengan poros dan biasanya terdiri dari dua permukaan yang berjalan bersisian. Satu sisi berhubungan dengan poros ikut berputar dan sisi yang lain ke bagian yang tetap dari pompa.

Permukaan seal yang tidak dapat berputar berpasangan dengan yang lain tanpa pelumasan lihat gambar 1.13. Hal ini dapat mempercepat keausan dan merusak seal. Biasanya fluida pendingin diinjeksikan ke rumah seal pada tekanan tertentu yang berfungsi memberikan pelumasan dan pendinginan permukaan seal.



Gambar 1.13. Mechanical Seal

Keuntungan Mechanical Seal

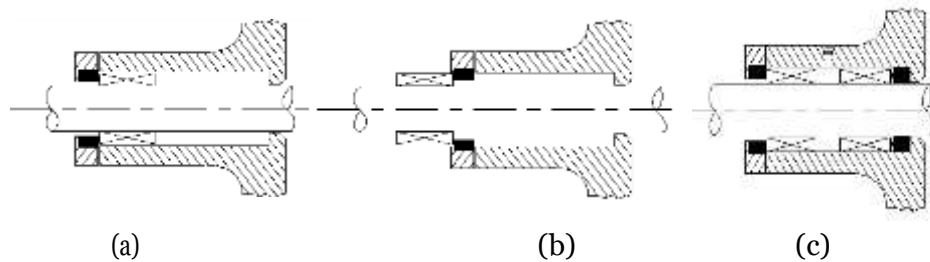
Keuntungan dari mechanical seal dibandingkan dengan packing seal adalah

- *Controlled leakage* mechanical seal membutuhkan beberapa pelumasan pada permukaan sealing agar beroperasi dengan baik. Jumlah kebocoran yang terjadi minimal .
- *High suction pressure* mechanical seals dapat dirancang beroperasi dengan baik pada tekanan lebih tinggi daripada packing seal.
- *Resistance to corrosives* mechanical seals tersedia secara praktis dengan material tahan terhadap korosi tidak seperti packing terbatas pada beberapa materials dasar.
- *Mencegah kontaminasi pada produk*
- Keunggulan khusus mechanical seals dapat disuplay dengan berbagai modifikasi seperti flushing, cooling, dan quenching yang semuanya dirancang untuk memperpanjang umur dari seal.
- *Reduced maintenance* jika mechanical seal diinstalasikan secara tepat maka tidak perlu lagi perawatan

Mechanical seals diklasifikasikan berdasarkan letak, susunan dan desainnya.

Single internal seal dimana seal diletakkan dalam cairan yang akan dipompakan lihat gambar 1.14.a sedangkan single eksternal seal adalah seal diletakkan di luar cairan. Seal secara normal menjulang diluar stuffing

box lihat gambar 1.14.b. Single seal ini digunakan pada kondisi dimana terjadi keterbatasan ruang, dapat digunakan pada operasi yang bertekanan tinggi, mudah diinstalasikan, dikoreksi dan dimodifikasi.



Gambar 2.14 a). Single internal seal, b). Single eksternal seal
c). Double seal internal

Double seal terdiri dari dua single seals yang diinstalasikan pada stuffing box (lihat gambar 1.14.c). Double seal ini digunakan pada cairan yang beracun dimana kebocoran yang terjadi ke atmosfer sangat berbahaya, kemudian pada cairan yang sangat abrasif dan diperlukan keadaan yang vakum.

1.7 Bantalan

Bantalan pada pompa sentrifugal berfungsi menjaga poros dan rotor dalam posisi yang sejajar dengan bagian yang stasioner dan mengalami beban radial dan dorong. Bantalan memberikan posisi radial pada rotor yang disebut dengan line bearings sedangkan untuk posisi axial disebut dengan *thrust bearings*. Namun dalam banyak aplikasi bantalan sering digunakan untuk menanggung dua beban sekaligus yaitu beban radial dan dorong.

Jenis-jenis bantalan yang sering digunakan pada pompa sentrifugal ada dua jenis yaitu roller bearing lihat gambar 1.15, bantalan jenis ini hanya digunakan untuk pompa sentrifugal yang dalam aplikasinya cenderung menerima beban radial, putaran rendah dan kapasitas besar.

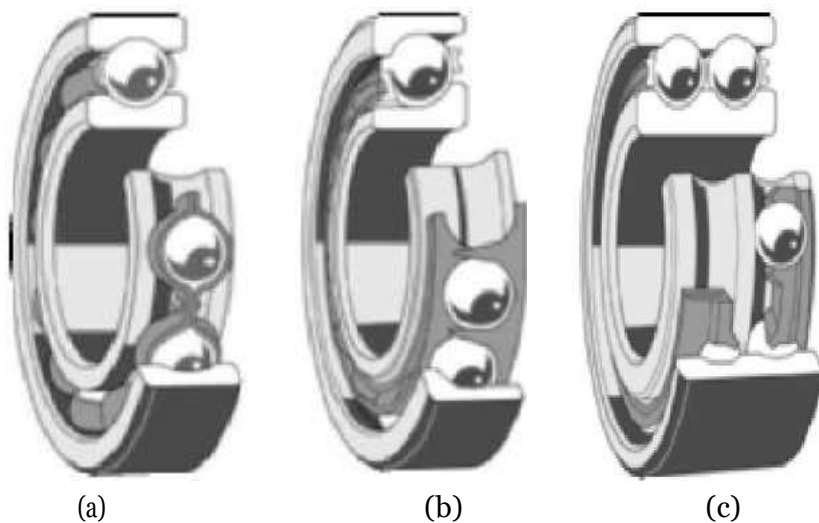


Gambar 1.15 Spherical bearing

Berikutnya bantalan yang sering digunakan pada pompa sentrifugal adalah ball bearing, dimana bantalan jenis ini digunakan oleh pompa sentrifugal dalam aplikasinya menerima dua beban sekaligus yaitu beban radial dan aksial, putaran tinggi serta rentang kapasitas dari rendah sampai dengan medium.

Ball bearing yang digunakan pada pompa sentrifugal terdiri dari

1. Single-row, deep groove.
2. Single-row, angular contact.
3. Double-row, angular contact.



Gambar 1.16. a. Single-row, deep groove
b. Single-row, angular contact.
c. Double-row, angular contact.

PRINSIP HIDROLIS PADA POMPA

BAB 2

Pompa sentrifugal adalah mesin hidrolis yang berfungsi menambah dan mentransfer energi ke fluida yang akan dipompakan. Agar lebih memahami bagaimana unjuk kerja pompa adalah sangat penting untuk mempelajari terminologi yang berhubungan dengan pompa sentrifugal dan cairan yang dipompakan.

2.1 Sifat Fisik dari Fluida

Solusi dari berbagai permasalahan yang berkenaan dengan aliran membutuhkan pengetahuan sifat fisik dari fluida antara lain : viskositas, spesifik gravity.

Terminologi spesifik gravity (s.g) mengacu pada perbandingan densitas suatu cairan relatif terhadap densitas air pada temperatur 60° F. Spesifik gravity merupakan bilangan tanpa dimensi yang diekspresikan sebagai berikut

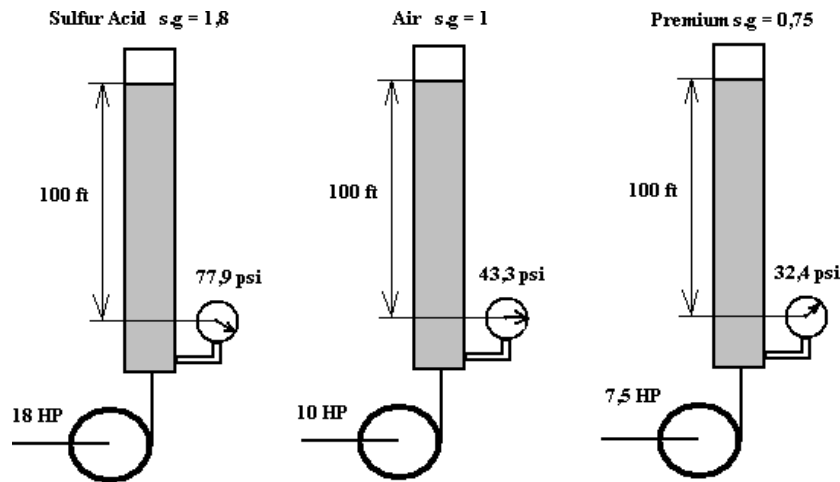
$$s.g = \frac{\rho}{\rho_{Water}} \quad (2.1)$$

Air didesain memiliki nilai spesifik gravitynya adalah 1. Sedangkan fluida memiliki nilai spesifik gravitynya bisa lebih ataupun kurang dari nilai spesifik gravity dari air. Spesifik gravity berkaitan erat dengan tekanan atau head yang nantinya berpengaruh pada konsumsi daya penggerak pompa (lihat gambar 2.1).

Berikutnya sifat fisik dari fluida adalah viskositas. Viskositas didefinisikan sebagai sifat yang menunjukkan ukuran tahanan fluida untuk mengalir. Hal ini menggambarkan adanya gesekan internal dalam fluida yang bergerak. Suatu fluida dengan viskositas yang besar sulit untuk bergerak karena molekul-molekul fluida tersebut memberikan gesekan internal yang besar. Sebaliknya jika viskositas suatu fluida rendah mengalir dengan mudah dikarenakan gesekan internal antar molekulnya sangat kecil.

Untuk fluida tertentu yang dikenal dengan Newtonian fluids, gaya geser akibat aliran berbanding lurus dengan laju deformasinya. Besarnya perbandingan gaya geser dan laju deformasi pada fluida konstan untuk temperatur yang tetap. Konstanta ini disebut dengan viskositas dinamik atau viskositas absolute (μ) dan sering disingkat dengan viskositas. Viskositas suatu cairan menurun tajam seiring bertambahnya temperatur cairan tersebut. Jadi cairan mudah mengalir pada kondisi dipanaskan. Untuk beberapa aplikasi viskositas kinematik lebih berguna daripada viskositas absolute, dimana viskositas kinematik dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.2)$$



Gambar 2.1. Pengaruh spesifik gravity pada static head yang sama pada tekanan dan daya poros

2.2 Tekanan

Tekanan adalah parameter yang memberitahukan kita seberapa besar gaya yang dibutuhkan oleh elemen pemompa untuk mengatasi resistensi hidrolis pada area tertentu yang dapat diekspresikan seperti berikut ini :

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

Tekanan dapat dibagi menjadi tekanan atmosfer, tekanan absolute, tekanan terukur. Tekanan atmosfer adalah tekanan udara bebas yang besarnya 14,7 psia. Untuk tekanan terukur adalah tekanan yang terbaca pada alat ukur. Sedangkan tekanan absolute adalah jumlah tekanan terukur dan tekanan atmosfer dimana hubungan ini dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$P_{Tot} = P_g + P_{atm} \quad (2.4)$$

Selain ketiga terminologi diatas yang berhubungan dengan tekanan ada satu terminologi lagi yaitu vacuum dimana kondisi tekanan dibawah tekanan atmosfer hal ini diindikasikan sebagai tekanan negatif pada alat ukur tekanan.

2.3 Head Pompa

Head adalah suatu kuantitas yang mengekspresikan kandungan energi per unit berat suatu cairan yang ditinjau dari datum tertentu dengan satuan tinggi kolom cairan ft atau m. Head pompa atau head total pompa adalah tinggi tekan yang harus diatasi oleh pompa untuk mengalirkan suatu fluida yang merupakan jumlah dari perbedaan pressure head dari sisi discharge dan suction dengan head losses yang terjadi ditambah perbedaan statik head ditambah dengan velocity head, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Bernoulli sebagai berikut :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + H_{LT} \quad (2.5)$$

Dimana :

H : Head pompa (m or ft)

$\frac{P_1}{\gamma}$: Pressure head pipa isap (m or ft)

$\frac{P_2}{\gamma}$: Pressure head pipa tekan (m or ft)

$\frac{V_2^2}{2g}$: Velocity head pada pipa tekan (m or ft).

$\frac{V_1^2}{2g}$: Velocity head pada pipa hisap (m or ft).

H_{LT} : Head loss total yang terjadi disepanjang sistem pemipaan (m or ft)

$Z_2 - Z_1$: Perbedaan ketinggian antara permukaan sumber pada sisi discharge dan suction (m or ft) atau *static head*.

Pada pompa sentrifugal head yang dibentuk oleh dimensi impeller diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut:

$$H = \frac{V^2}{2g} \quad (2.6)$$

dimana

V : Kecepatan pada tip impeller (ft/sec)

g : gravitasi bumi (32,2 ft/sec²)

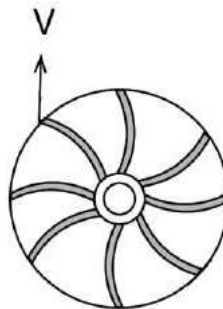
Sedangkan kecepatan di tip impeller diekspresikan sebagai berikut:

$$V = \frac{n \times D}{229} \quad (2.7)$$

dimana

n : putaran poros, rpm

D : diameter impeller, in



Gambar 2.2. Kecepatan fluida pada tip impeller pompa sentrifugal

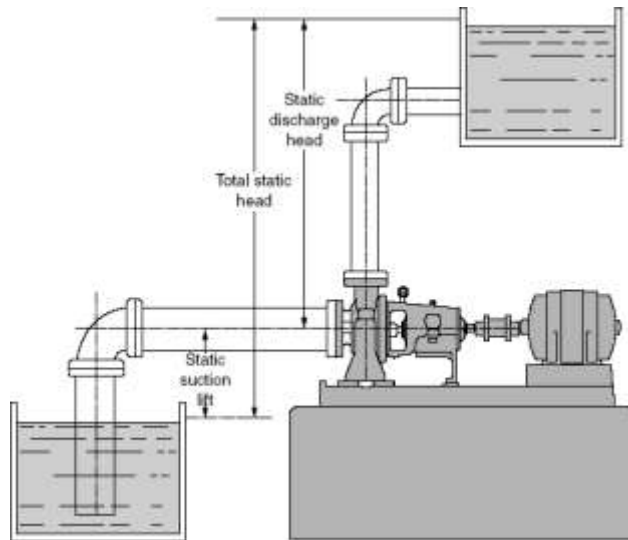
Dengan mensubstitusikan persamaan 2.7 ke persamaan 2.6 maka head yang dihasilkan oleh sebuah impeller pompa sentrifugal menjadi

$$H = \frac{(n \times D)^2}{3,375 \times 10^6} \quad (2.8)$$

Persamaan 2.8 menunjukkan bahwa head yang tercipta oleh pompa sentrifugal merupakan fungsi putaran dan diameter impeller dan bukan fungsi *specific gravity* dari fluida yang dipompakan.

2.3.1. Static Head

Static head adalah total perubahan ketinggian dari cairan yang dipompakan yang diukur dari permukaan cairan dalam tandon pasok ke tandon penampung. Terminologi suction lift diberikan jika ketinggian dari permukaan tandon pasok dibawah centerline pompa, sebaliknya jika permukaan tandon pasok lebih tinggi daripada centerline pompa disebut dengan Static suction head. Static discharge head adalah terminologi perbedaan ketinggian antara centerline pompa dengan permukaan tandon penampung lihat gambar 2.3.



Gambar 2.3. *Static suction lift, static discharge head dan total static head*

2.3.2. Friction Head

Friction head adalah head yang diperlukan untuk mengatasi kehilangan akibat gesekan yang terjadi ketika cairan yang dipompakan melintasi pipa, katup dan fitting. Kehilangan akibat gesekan dalam sistem perpipaan berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan aliran. Semakin kecil ukuran pipa, katup dan fitting pada kapasitas tertentu maka semakin besar kehilangan akibat gesekan. Dalam merancang sistem perpipaan semakin kecil ukurannya maka biaya investasi untuk sistem perpipaan

semakin rendah, namun hal ini akan menaikkan total head pompa disebabkan friction head yang terjadi semakin besar. Kenaikkan total head pompa akan menaikkan biaya operasional penggerak.

Secara teori besarnya kehilangan akibat gesekan diperoleh melalui perhitungan dengan persamaan yang cukup rumit dengan memperhatikan beberapa faktor antara lain densitas cairan, viskositas, diameter dalam pipa dan material pipa. Beruntungnya kerumitan perhitungan kehilangan akibat gesekan dikurangi dengan merepresentasikannya dalam bentuk grafik dan tabel salah satunya adalah pipa baja Schedule 40 yang banyak digunakan pada sistem perpipaan (lihat tabel 2.1). Pada tabel 2.1 cairan yang dipompakan adalah air dengan temperatur 60°F, sehingga untuk jenis fluida yang dipompakan bukan air diperlukan beberapa penyesuaian. Sedangkan untuk jenis pipa bukan baja Schedule 40 maka tabel ini tidak berlaku.

Penggunaan tabel 2.1 dimulai dari desain kapasitas pompa dan ukuran awal pipa maka diperoleh data kecepatan (V), velocity head ($V^2/2g$) dan friction head per 100 ft panjang pipa maksudnya nilai yang diperoleh dari tabel 2.1 harus dikalikan dengan panjang aktual dari pipa dibagi dengan 100 ft untuk mendapatkan nilai friction head yang sesungguhnya. Hal ini di ekspresikan dengan persamaan berikut ini:

$$H_f = h_f \times \frac{L}{100} \quad (2.9)$$

dimana

H_f : friction head , ft

h_f : friction head / 100 ft dari tabel 2.1 berdasarkan kapasitas

L : panjang pipa aktual, ft

Contoh 2.1

Hitunglah friction head pada pipa Schedule 40 dengan panjang 120 ft diameter 1 in desain kapasitas aliran 20 gpm

Jawab mengacu pada tabel 3.1. dengan data awal desain diameter pipa 1 in dan kapasitas pompa 20 gpm diperoleh nilai h_f sebesar 25,1 ft/100 ft, maka nilai friction head sesungguhnya adalah:

$$H_f = 25,1 \times \frac{120 \text{ ft}}{100} = 30,12 \text{ ft}$$

Sedangkan kehilangan head akibat gesekan fluida yang mengalir melalui katup dan fitting diperoleh melalui persamaan berikut ini

$$H_f = K \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.10)$$

dimana

K : Koefisien tahanan dari katup atau fitting

Nilai dari velocity head ($V^2/2g$) dapat dilihat pada tabel 2.1 untuk berbagai variasi kapasitas aliran dan diameter katup ataupun fitting. Nilai

koefisien tahanan (K) untuk fitting dapat diperoleh dari gambar 2.5 Sedangkan katup diperoleh dari gambar 2.6.

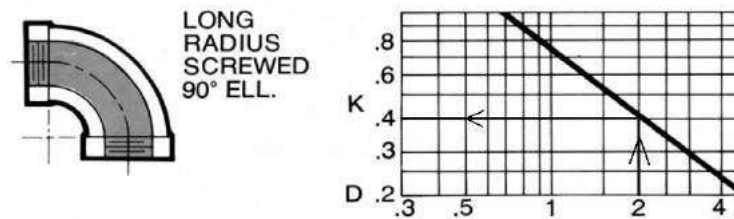
Cara membaca nilai K dari gambar 2.5 dan gambar 2.6 mengacu pada diameter pipa pada sumbu absis kemudian ditarik keatas sampai memotong garis tebal lalu ditarik ke kiri.

Contoh 2.2

Hitunglah friction head untuk elbow type long radius screwed 90° diameter 2" dengan kapasitas direncanakan sebesar 30 gpm?

Jawab mengacu pada tabel 2.1. dengan data awal desain diameter pipa 2 in dan kapasitas pompa 30 gpm diperoleh nilai $V^2/2g$ sebesar 0,128 ft, sedangkan nilai K diperoleh dari gambar 2.4, sebesar 0,4 lihat gambar bawah maka nilai friction head sesungguhnya adalah:

$$H_f = 0,4 \times 0,128 = 0,0512 \text{ ft}$$



Gambar 2.4. Cara membaca nilai K elbow 90

2.3.3. Pressure Head

Pressure head adalah head yang diperlukan untuk mengatasi tekanan atau kevakuman pada saluran isap dan saluran discharge, normalnya diukur pada permukaan tandon pasokan dan tandon penampung.

Jika tekanan pada tandon pasokan vakum ataupun berbeda dengan tekanan tandon penampung, pressure head memberikan kontribusi pada kebutuhan total head pompa. Nilai pressure head diperoleh dengan persamaan berikut:

$$H_p = \frac{P \times 2,31}{s.g} \quad (2.11)$$

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air

U.S. Gallons per Minute	⅜ in. (0.269 in. I.D.)			½ in. (0.364 in. I.D.)			⅝ in (0.493 in. I.D.)			¾ in. (0.622 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V (Ft./ Sec.)	$\frac{V^2}{2g}$	h_f (Ft./ 100 ft.)	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
0.2	1.13	0.020	2.72										0.2
0.4	2.26	0.079	16.2	1.23	0.024	3.7							0.4
0.6	3.39	0.178	33.8	1.85	0.053	7.6	1.01	0.016	1.74				0.6
0.8	4.52	0.317	57.4	2.47	0.095	12.7	1.34	0.028	2.89				0.8
1.0	5.65	0.495	87.0	3.08	0.148	19.1	1.68	0.044	4.30	1.06	0.017	1.86	1.0
1.5	8.48	1.12	188	4.62	0.332	40.1	2.52	0.099	8.93	1.58	0.039	2.85	1.5
2.0	11.3	1.98	324	6.17	0.591	69.0	3.36	0.176	15.0	2.11	0.069	4.78	2.0
2.5				7.71	0.923	105	4.20	0.274	22.6	2.64	0.108	7.16	2.5
3.0				9.25	1.33	148	5.04	0.395	31.8	3.17	0.156	10.0	3.0
3.5				10.79	1.81	200	5.88	0.538	42.6	3.70	0.212	13.3	3.5
4.0				12.33	2.36	259	6.72	0.702	54.9	4.22	0.277	17.1	4.0
4.5				13.87	2.99	326	7.56	0.889	68.4	4.75	0.351	21.3	4.5
5				15.42	3.69	398	8.40	1.10	83.5	5.28	0.433	25.8	5
6							10.1	1.58	118	6.34	0.624	36.5	6
7							11.8	2.15	158	7.39	0.849	48.7	7
8							13.4	2.81	205	8.45	1.11	62.7	8
9							15.1	3.56	258	9.50	1.40	78.3	9
10							16.8	4.39	316	10.6	1.73	95.9	10
12										12.7	2.49	136	12
14										14.8	3.40	183	14

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air (sambungan)

U.S. Gallons per Minute	¾ in. (0.824 in. I.D.)			1 in. (1.049 in. I.D.)			1¼ in. (1.3880 in. I.D.)			1½ in. (1.610 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
4	2.41	0.090	4.21	1.48	0.034	1.29							4
5	3.01	0.141	6.32	1.86	0.053	1.93							5
6	3.61	0.203	8.87	2.23	0.077	2.68	1.29	0.026	0.70				6
7	4.21	0.276	11.8	2.60	0.105	3.56	1.50	0.035	0.93				7
8	4.81	0.360	15.0	2.97	0.137	4.54	1.72	0.046	1.18	1.26	0.025	0.56	8
9	5.42	0.456	18.8	3.34	0.173	5.65	1.93	0.058	1.46	1.42	0.031	0.69	9
10	6.02	0.563	23.0	3.71	0.214	6.86	2.15	0.071	1.77	1.58	0.039	0.83	10
12	7.22	0.810	32.6	4.45	0.308	9.62	2.57	0.103	2.48	1.89	0.056	1.16	12
14	8.42	1.10	43.5	5.20	0.420	12.8	3.00	0.140	3.28	2.21	0.076	1.53	14
16	9.63	1.44	56.3	5.94	0.548	16.5	3.43	0.183	4.20	2.52	0.099	1.96	16
18	10.8	1.82	70.3	6.68	0.694	20.6	3.86	0.232	5.22	2.84	0.125	2.42	18
20	12.0	2.25	86.1	7.42	0.857	25.1	4.29	0.286	6.34	3.15	0.154	2.94	20
25	15.1	3.54	134	9.29	1.34	37.4	5.37	0.448	9.66	3.94	0.241	4.50	25
30	18.1	5.06	187	11.1	1.93	54.6	6.44	0.644	13.6	4.73	0.347	6.26	30
35				13.0	2.62	73.3	7.52	0.879	18.5	5.52	0.473	8.38	35
40				14.8	3.43	95.0	8.58	1.14	23.5	6.30	0.618	10.8	40
45				16.7	4.33	119	9.66	1.45	29.5	7.10	0.783	13.5	45
50				18.6	5.35	146	10.7	1.79	36.0	7.88	0.965	16.4	50
60				22.3	7.71	209	12.9	2.57	51.0	9.46	1.39	23.2	60
70				26.0	10.5	283	15.0	3.50	68.8	11.0	1.89	31.3	70
80							17.2	4.58	89.2	12.6	2.47	40.5	80
90							19.3	5.79	112	14.2	3.13	51.0	90
100							21.5	7.15	138	15.8	3.86	62.2	100
120							25.7	10.3	197	18.9	5.56	88.3	120
140										22.1	7.56	119	140

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air (sambungan)

U.S. Gallons per Minute	2 in. (2.067 in. I.D.)			2½ in. (2.469 in. I.D.)			3 in. (3.068 in. I.D.)			3½ in. (3.548 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
30	2.87	0.128	1.82	2.01	0.063	0.75							30
35	3.35	0.174	2.42	2.35	0.085	1.00							35
40	3.82	0.227	3.10	2.68	0.112	1.28							40
50	4.78	0.355	4.67	3.35	0.174	1.94	2.17	0.073	0.66				50
60	5.74	0.511	6.59	4.02	0.251	2.72	2.60	0.105	0.92	1.95	0.059	0.45	60
80	7.65	0.909	11.4	5.36	0.447	4.66	3.47	0.187	1.57	2.60	0.105	0.77	80
100	9.56	1.42	17.4	6.70	0.698	7.11	4.34	0.293	2.39	3.25	0.164	1.17	100
120	11.5	2.05	24.7	8.04	1.00	10.0	5.21	0.421	3.37	3.89	0.236	1.64	120
140	13.4	2.78	33.2	9.38	1.37	13.5	6.08	0.574	4.51	4.54	0.321	2.18	140
160	15.3	3.64	43.0	10.7	1.79	17.4	6.94	0.749	5.81	5.19	0.419	2.80	160
180	17.2	4.60	54.1	12.1	2.26	21.9	7.81	0.948	7.28	5.84	0.530	3.50	180
200	19.1	5.68	66.3	13.4	2.79	26.7	8.68	1.17	8.90	6.49	0.655	4.27	200
220	21.0	6.88	80.0	14.7	3.38	32.2	9.55	1.42	10.7	7.14	0.792	5.12	220
240	22.9	8.18	95.0	16.1	4.02	38.1	10.4	1.69	12.6	7.79	0.943	6.04	240
260	24.9	9.60	111	17.4	4.72	44.5	11.3	1.98	14.7	8.44	1.11	7.04	260
280	26.8	11.1	128	18.4	5.47	51.3	12.2	2.29	16.9	9.09	1.28	8.11	280
300	28.7	12.8	146	20.1	6.28	58.5	13.0	2.63	19.2	9.74	1.47	9.26	300
350				23.5	8.55	79.2	15.2	3.57	26.3	11.3	2.00	12.4	350
400				26.8	11.2	103	17.4	4.68	33.9	13.0	2.62	16.2	400
500				33.5	17.4	160	21.7	7.32	52.5	16.2	4.09	25.0	500
600							26.0	10.5	74.8	19.5	5.89	35.6	600
700							30.4	14.3	101	22.7	8.02	48.0	700
800							34.7	18.7	131	26.0	10.5	62.3	800
1000										32.5	16.4	96.4	1000

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air (sambungan)

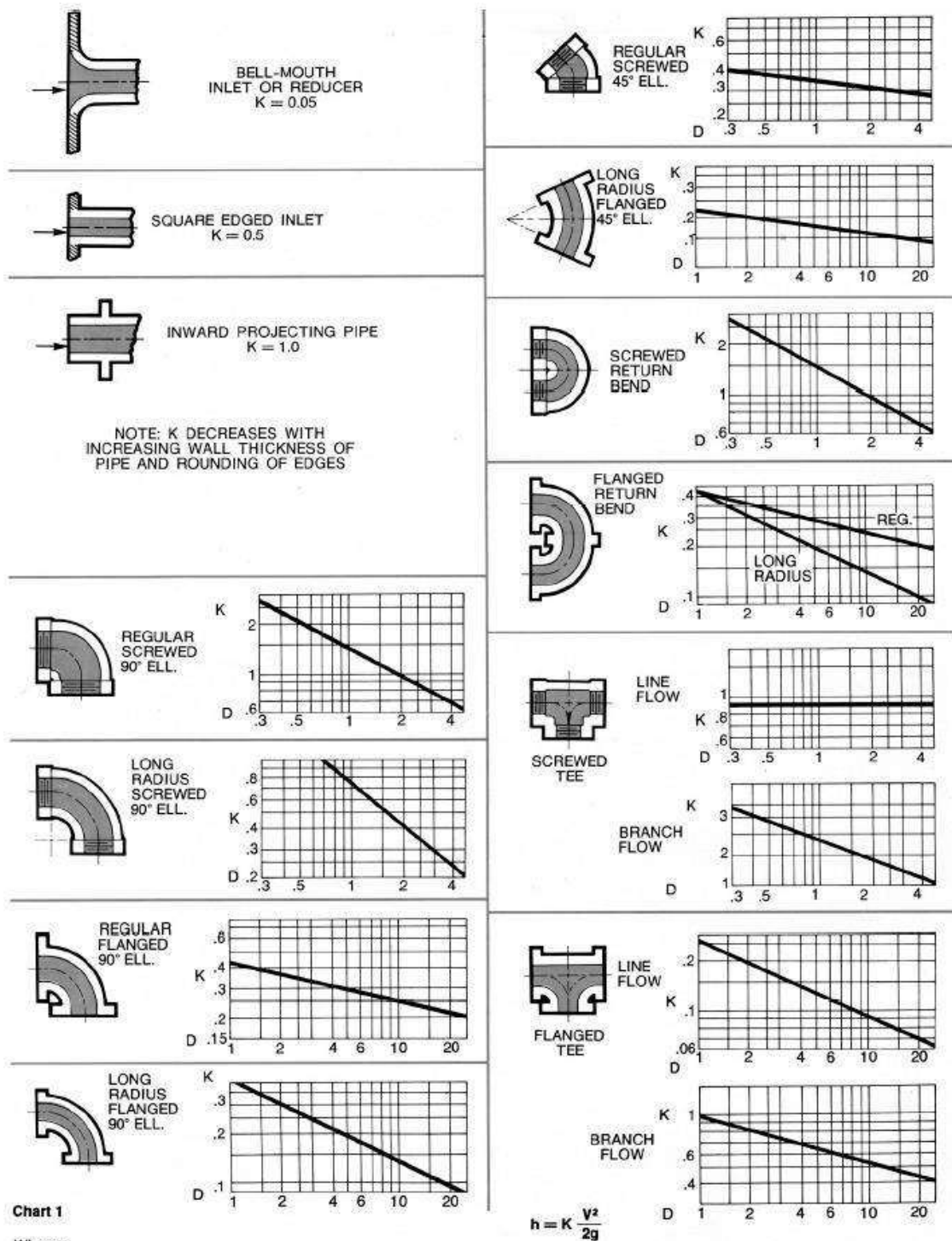
U.S. Gallons per Minute	4 in. (4.026 in. I.D.)			5 in. (5.047 in. I.D.)			6 in. (6.065 in. I.D.)			8 in. (7.981 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
140	3.53	0.193	1.16	2.25	0.078	0.38							140
160	4.03	0.253	1.49	2.57	0.102	0.49							160
180	4.54	0.320	1.86	2.89	0.129	0.61							180
200	5.04	0.395	2.27	3.21	0.160	0.74	2.22	0.077	0.30				200
240	6.05	0.569	3.21	3.85	0.230	1.03	2.66	0.110	0.42				240
280	7.06	0.774	4.30	4.49	0.313	1.38	3.11	0.150	0.56				280
320	8.06	1.01	5.51	5.13	0.409	1.78	3.55	0.196	0.72				320
360	9.07	1.28	6.92	5.77	0.518	2.22	4.00	0.240	0.90				360
400	10.1	1.58	8.47	6.41	0.639	2.72	4.44	0.307	1.09	2.57	0.102	0.28	400
450	11.3	2.00	10.5	7.23	0.811	3.42	5.00	0.388	1.37	2.89	0.129	0.35	450
500	12.6	2.47	13.0	8.02	0.999	4.16	5.55	0.479	1.66	3.21	0.160	0.42	500
600	15.1	3.55	18.6	9.62	1.44	5.88	6.66	0.690	2.34	3.85	0.230	0.60	600
700	17.6	4.84	25.0	11.2	1.96	7.93	7.77	0.939	3.13	4.49	0.313	0.80	700
800	20.2	6.32	32.4	12.8	2.56	10.2	8.88	1.23	4.03	5.13	0.409	1.02	800
900	22.7	8.00	40.8	14.4	3.24	12.9	9.99	1.55	5.05	5.77	0.518	1.27	900
1000	25.2	9.87	50.2	16.0	4.00	15.8	11.1	1.92	6.17	6.41	0.639	1.56	1000
1200	30.2	14.2	72.0	19.2	5.76	22.5	13.3	2.76	8.76	7.70	0.920	2.20	1200
1400	35.3	19.3	97.6	22.5	7.83	30.4	15.5	3.76	11.8	8.98	1.25	2.95	1400
1600				25.7	10.2	39.5	17.8	4.91	15.4	10.3	1.64	3.82	1600
1800				28.8	12.9	49.7	20.0	6.21	19.4	11.5	2.07	4.79	1800
2000				32.1	16.0	61.0	22.2	7.67	23.8	12.8	2.56	5.86	2000
2400							26.6	11.0	34.2	15.4	3.68	8.31	2400
2800							31.1	15.0	46.1	18.0	5.01	11.2	2800
3200							35.5	19.6	59.9	20.5	6.55	14.5	3200
3600										23.1	8.28	18.4	3600
4000										25.7	10.2	22.6	4000

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air (sambungan)

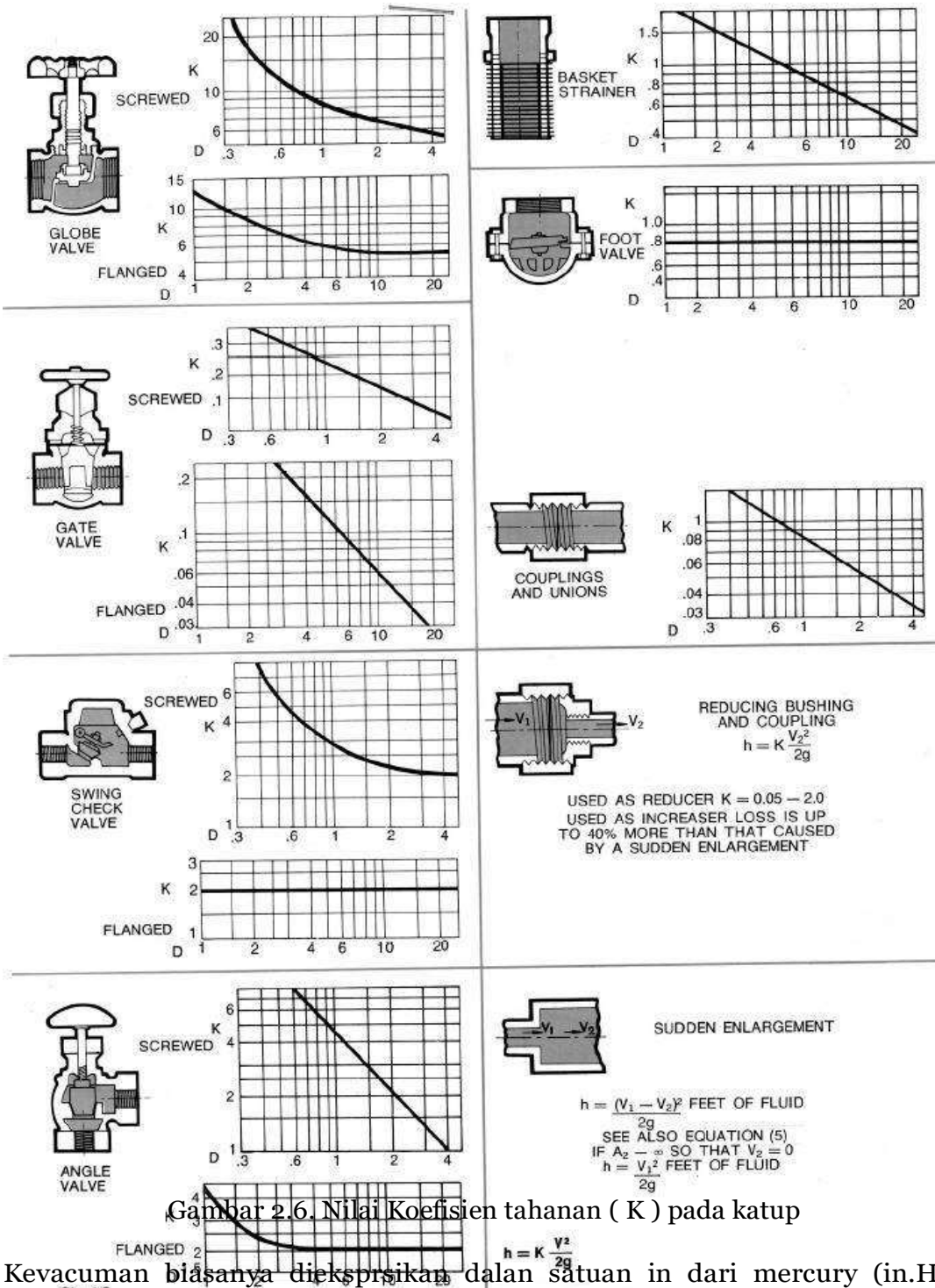
U.S. Gallons per Minute	10 in. (10.020 in. I.D.)			12 in. (11.938 in. I.D.)			14 in. (13.124 in. I.D.)			16 in. (15.000 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
800	3.25	0.165	0.328										800
900	3.66	0.208	0.410	2.58	0.103	0.173							900
1000	4.07	0.257	0.500	2.87	0.128	0.210	2.37	0.087	0.131				1000
1200	4.88	0.370	0.703	3.44	0.184	0.296	2.85	0.126	0.185				1200
1400	5.70	0.504	0.940	4.01	0.250	0.395	3.32	0.171	0.247				1400
1600	6.51	0.659	1.21	4.59	0.327	0.509	3.79	0.224	0.317	2.90	0.131	0.163	1600
1800	7.32	0.834	1.52	5.16	0.414	0.636	4.27	0.283	0.395	3.27	0.166	0.203	1800
2000	8.14	1.03	1.86	5.73	0.511	0.776	4.74	0.349	0.483	3.63	0.205	0.248	2000
2500	10.2	1.62	2.86	7.17	0.799	1.19	5.93	0.546	0.738	4.54	0.320	0.377	2500
3000	12.2	2.32	4.06	8.60	1.15	1.68	7.11	0.786	1.04	5.45	0.461	0.535	3000
3500	14.2	3.13	5.46	10.0	1.55	2.25	8.30	1.07	1.40	6.35	0.627	0.718	3500
4000	16.3	4.12	7.07	11.5	2.04	2.92	9.48	1.40	1.81	7.26	0.820	0.921	4000
4500	18.3	5.21	8.88	12.9	2.59	3.65	10.7	1.77	2.27	8.17	1.04	1.15	4500
5000	20.3	6.43	10.9	14.3	3.19	4.47	11.9	2.18	2.78	9.08	1.28	1.41	5000
6000	24.4	9.26	15.6	17.2	4.60	6.39	14.2	3.14	3.95	10.9	1.84	2.01	6000
7000	28.5	12.6	21.1	20.1	6.26	8.63	16.6	4.28	5.32	12.7	2.51	2.69	7000
8000	32.5	16.5	27.5	22.9	8.17	11.2	19.0	5.59	6.90	14.5	3.28	3.49	8000
9000	36.6	20.8	34.6	25.8	10.3	14.1	21.3	7.08	8.7	16.3	4.15	4.38	9000
10,000				28.7	12.8	17.4	23.7	8.74	10.7	18.2	5.12	5.38	10,000
12,000				34.4	18.3	24.8	28.5	12.6	15.2	21.8	7.38	7.69	12,000
14,000				40.1	25.0	33.5	33.2	17.1	20.7	25.4	10.0	10.4	14,000
16,000							37.9	22.4	26.8	29.0	13.1	13.5	16,000
18,000							42.7	28.3	33.9	32.7	16.6	17.2	18,000
20,000										36.3	20.5	21.2	20,000

Tabel 3.1 Friksi pada pipa baja Schedule 40 dengan fluida air (sambungan)

U.S. Gallons per Minute	18 in. (16.876 in. I.D.)			20 in. (18.812 in. I.D.)			24 in. (22.624 in. I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
2000	2.87	0.128	0.139							2000
3000	4.30	0.288	0.297	3.46	0.186	0.174				3000
4000	5.74	0.512	0.511	4.62	0.331	0.298	3.19	0.158	0.120	4000
5000	7.17	0.799	0.781	5.77	0.517	0.455	3.99	0.247	0.181	5000
6000	8.61	1.15	1.11	6.92	0.745	0.645	4.79	0.356	0.257	6000
8000	11.5	2.05	1.93	9.23	1.32	1.11	6.38	0.633	0.441	8000
10,000	14.3	3.20	2.97	11.5	2.07	1.70	7.98	0.989	0.671	10,000
12,000	17.2	4.60	4.21	13.8	2.98	2.44	9.58	1.42	0.959	12,000
14,000	20.1	6.27	5.69	16.2	4.06	3.29	11.2	1.94	1.29	14,000
16,000	22.9	8.19	7.41	18.5	5.30	4.26	12.8	2.53	1.67	16,000
18,000	25.8	10.4	9.33	20.8	6.71	5.35	14.4	3.21	2.10	18,000
20,000	28.7	12.8	11.5	23.1	8.28	6.56	16.0	3.96	2.58	20,000
22,000	31.6	15.5	13.9	25.4	10.0	7.91	17.6	4.79	3.10	22,000
24,000	34.4	18.4	16.5	27.7	11.9	9.39	19.2	5.70	3.67	24,000
26,000	37.3	21.6	19.2	30.0	14.0	11.0	20.7	6.69	4.29	26,000
28,000	40.2	25.1	22.2	32.3	16.2	12.7	22.3	7.76	4.96	28,000
30,000	43.0	28.8	25.5	34.6	18.6	14.6	23.9	8.91	5.68	30,000
34,000				39.2	23.9	18.7	27.1	11.4	7.22	34,000
38,000				43.9	29.9	23.2	30.3	14.3	9.00	38,000
42,000							33.5	17.5	11.0	42,000
46,000							36.7	20.9	13.2	46,000
50,000							39.9	24.7	15.5	50,000



Gambar 2.5. Nilai Koefisien tahanan (K) pada fitting



Gambar 2.6. Nilai Koefisien tahanan (K) pada katup

Kevacuman biasanya diekspresikan dalam satuan in dari mercury (in.Hg) dengan menggunakan satuan USCS dikonversikan ke dalam satuan feet dengan formula :

$$Vac(f) = \frac{Vac(in.Hg) \times 1,133}{s.g} \quad (2.12)$$

dimana

Vac (ft) = kevacuman dalam satuan ft

Vac (in.Hg) = kevacuman dalam satuan in.Hg

2.3.4. Velocity Head

Velocity head adalah energi pada cairan yang merupakan hasil dari pergerakan cairan yang dipompakan. Formula untuk velocity head adalah:

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (2.13)$$

Nilai velocity head diperoleh dari tabel 3.1, yang besarnya tidak sama antara pipa isap dan pipa discharge karena biasanya diameter pipa isap lebih besar daripada pipa discharge. Namun kontribusi besarnya perbedaan velocity head antara pipa isap dan pipa discharge terhadap total head kurang lebih 1 % sehingga dalam aplikasinya velocity head sering diabaikan.

2.4 Daya dan Effisiensi

Daya merupakan bentuk konsumsi energi yang harus dipasok oleh penggerak ke pompa agar pompa dapat beroperasi. Pemahaman bagaimana cara menghitung daya dan bagaimana cara membaca dan menginterpretasikannya ke grafik unjuk kerja pompa sangat diperlukan untuk memilih ukuran yang tepat dari penggerak. Daya terbagi menjadi daya pompa dan daya motor, daya pompa ataupun water horsepower (WHP) adalah kebutuhan energi pompa untuk menangani cairan yang dipompakan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini:

$$WHP = \frac{Q \times H \times s.g}{3960} \quad (2.14)$$

dimana

Q : kapasitas aliran, gpm

H : total head pompa, ft

Sedangkan daya motor juga dikenal dengan Brake horsepower (BHP) adalah daya aktual yang diperlukan untuk menggerakkan pompa pada kapasitas dan total head tertentu. Besarnya BHP dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$BHP = \frac{Q \times H \times s.g}{3960 \times \eta} = \frac{WHP}{\eta} \quad (2.15)$$

dimana

η : efisiensi Pompa

BHP diplotkan pada grafik unjuk kerja pompa sebagai fungsi kapasitas dan total head pompa dan digunakan untuk memilih ukuran

motor ataupun penggerak pompa lainnya. BHP yang tertera dalam grafik unjuk kerja pompa menggunakan air dengan nilai spesifik gravitinya adalah 1 sebagai fluida kerjanya, sehingga kurva BHP perlu diadakan koreksi untuk fluida kerja selain air.

BHP lebih besar daripada WHP karena faktanya pompa bukanlah mesin dengan tingkat efisiensi yang sempurna. Ada empat faktor yang menyebabkan efisiensi pompa tidak sempurna, yaitu:

1. Kehilangan secara hidrolis
Kehilangan secara hidrolis adalah kehilangan yang terjadi disebabkan gesekan yang terjadi antara fluida yang dipompakan dengan dinding lintasan fluida seperti pipa, impeller, volute ataupun diffuser.
2. Kehilangan volumetris
Kehilangan yang terjadi disebabkan kebocoran pada saluran discharge, baik berupa kebocoran pada *wear ring* akibat erosi ataupun *wear ring* sudah mulai aus.
3. Kehilangan mekanis
Kehilangan yang terjadi disebabkan adanya gesekan benda-benda yang berputar seperti bantalan dan penyekat.
4. Kehilangan akibat gesekan pada piringan
Kehilangan yang terjadi disebabkan jarak antara impeller dengan rumah pompa yang cukup dekat, hal ini akan menyebabkan terjadinya gesekan yang akan menurunkan efisiensi pompa.

Effisiensi pompa diekspresikan dalam satuan desimal yang lebih kecil dari satu seperti 0,8 untuk tingkat efisiensi 80 %. Mengacu pada persamaan 2.14 dan 2.15, efisiensi pompa diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\eta = \frac{WHP}{BHP} \quad (2.16)$$

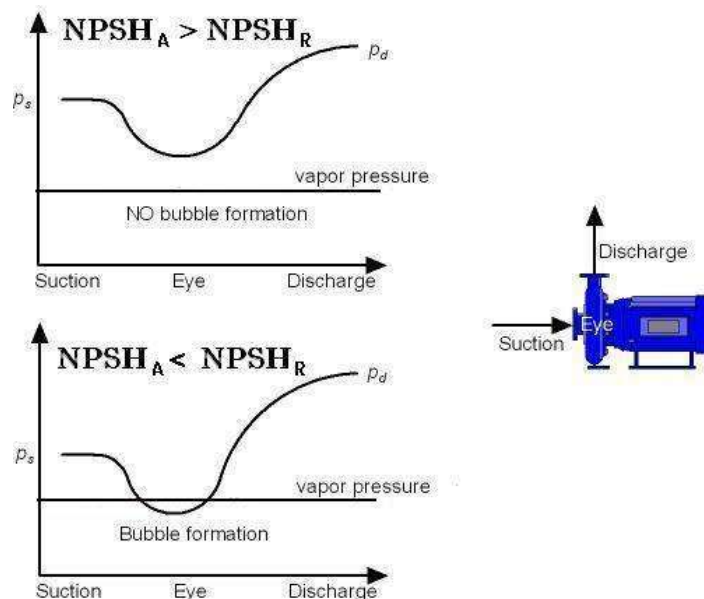
NPSH DAN CAVITASI

BAB 3

Sisi suction (isap) adalah daerah yang paling krusial pada pompa, karena pada sisi ini kinerja pompa ditentukan. Secara fisik pada sisi ini tidak boleh ada kebocoran. Pada bab ini akan dibahas mengenai net positive suction head (NPSH) ditinjau dari segi pengertian, klasifikasi, dampak dan perhitungannya.

3.1 Definisi dan Klasifikasi NPSH

Sering terjadi kebingungan pada terminologi *net positive suction head*. Dimana terminologi ini berbeda dengan suction head dan suction pressure. NPSH dibagi menjadi dua yaitu NPSH yang dibutuhkan ($NPSH_R$) agar pompa berfungsi dengan baik dan NPSH yang tersedia ($NPSH_A$).

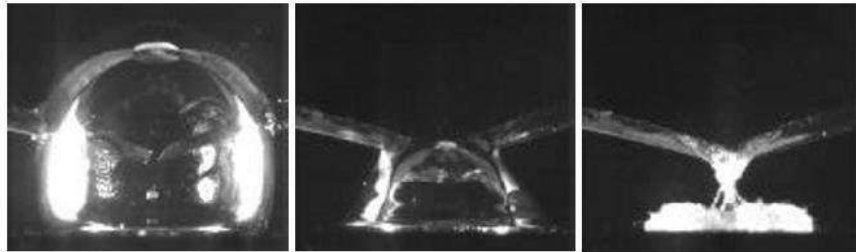


Gambar 3.1. Ilustrasi distribusi tekanan pada impeller eye

Terminologi $NPSH_R$ digunakan oleh pembuat pompa sebagai gambaran besarnya kehilangan energi yang terjadi pada impeller eye pompa akibat bentuk konstruksi impeller, suction nozel dan diameter pipa suction dimana kehilangan energi ini diekspresikan dengan tinggi cairan. Sedangkan NPSH yang tersedia ($NPSH_A$) adalah selisih tekanan absolut cairan pada suction nozzle dengan tekanan uap cairan, nilai NPSH tergantung dari desain dari sistem perpipaan di sisi suction.

Jika $NPSH_A$ lebih kecil $NPSH_R$ berdampak timbulnya gelembung. Gelembung akan menuju impeller kemudian dikarenakan rotasi dari impeller maka tekanan dari permukaan sisi luar gelembung bertambah hingga pada suatu titik di permukaan impeller dimana tekanan sisi luar

gelembung lebih besar daripada tekanan sisi dalam gelembung menyebabkan gelembung pecah dipermukaan impeller lihat gambar 3.2.



Gambar 3.2. Pecahnya gelembung cairan dipermukaan impeller

Fenomena pecahnya gelembung ini disebut dengan cavitasi. Ketika gelembung pecah akan menimbulkan getaran yang hebat akibat adanya gelombang kejut yang tercipta ketika gelembung tersebut pecah sehingga fenomena cavitasi dapat ditandai dengan suara yang berisik dari pompa atau suaranya seperti pompa memompakan kerikil. Gelombang kejut yang tercipta ketika gelembung pecah menyebabkan pengikisan terhadap permukaan impeller sehingga impeller bisa rusak seperti terlihat pada gambar 3.3.



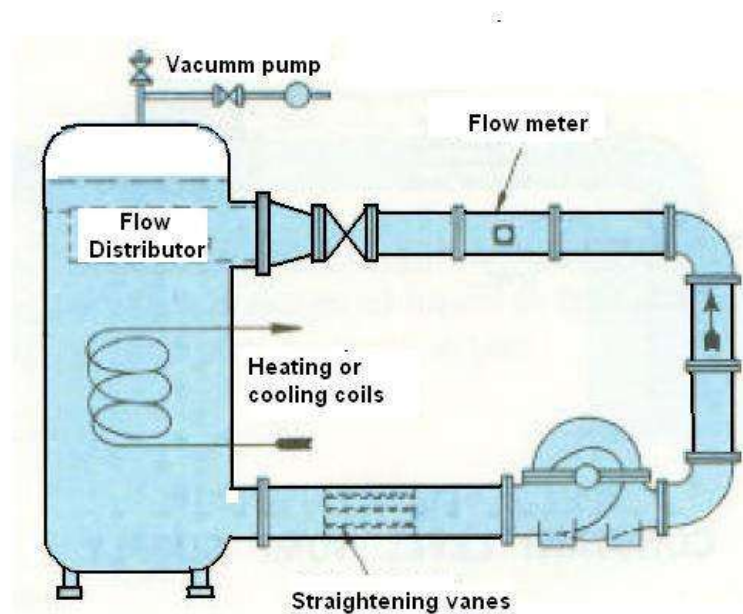
Gambar 3.3 Dampak fenomena cavitasi pada impeller pompa

Dampak lain dari fenomena cavitasi ini yaitu jatuhnya kinerja dari pompa, sehingga head dan kapasitas pompa jauh lebih rendah dari kondisi kerja pompa yang tidak mengalami cavitasi.

3.2 $NPSH_R$

$NPSH_R$ dapat ditentukan dengan perhitungan dari data-data rancangan pompa, namun biasanya produsen pompa melakukan pengujian untuk menentukan besarnya nilai $NPSH_R$. Dasar pengujian $NPSH_R$ adalah menemukan titik dimana tekanan uap cairan melampaui $NPSH_A$ ketika cairan masuk ke eye impeller yang menyebabkan cavitasi pada impeller.

Instalasi pengujian $NPSH_R$ pada umumnya seperti yang terlihat pada gambar 3.4. Installasi ini dijalankan dalam sistem tertutup, variabel yang diukur adalah debit aliran, total head dan konsumsi daya.



Gambar 3.4. Installasi perngujian untuk menentukan $NPSH_R$ pompa

Pada pengujian $NPSH_R$ pompa dijalankan pada kecepatan tetap ketika katup ditutup perlahan sampai tekanan discharge drop, pada titik ini pompa mulai mengalami cavitasi. Titik awal pompa mengalami cavitasi disebut o persen head drop, namun karena sulit untuk menandai titik ini maka $NPSH_R$ mulai direkam pada penurunan 3 persen dari total head. Titik ini diplot mulai dari kapasitas 0 sampai akhir kurva cavitasi. Penambahan elemen pemanas berfungsi untuk menaikkan temperatur cairan sehingga tekanan uap dari cairan juga ikut naik dimana hal ini akan berdampak pada rendahnya $NPSH$ yang dibutuhkan.

Data tekanan uap air dan berbagai jenis fluida untuk berbagai temperatur dapat dilihat pada tabel 3.1 untuk air dan berbagai fluida selain air pada gambar 3.5.

Tabel 3.1. Data properties dari air dengan berbagai variasi temperatur

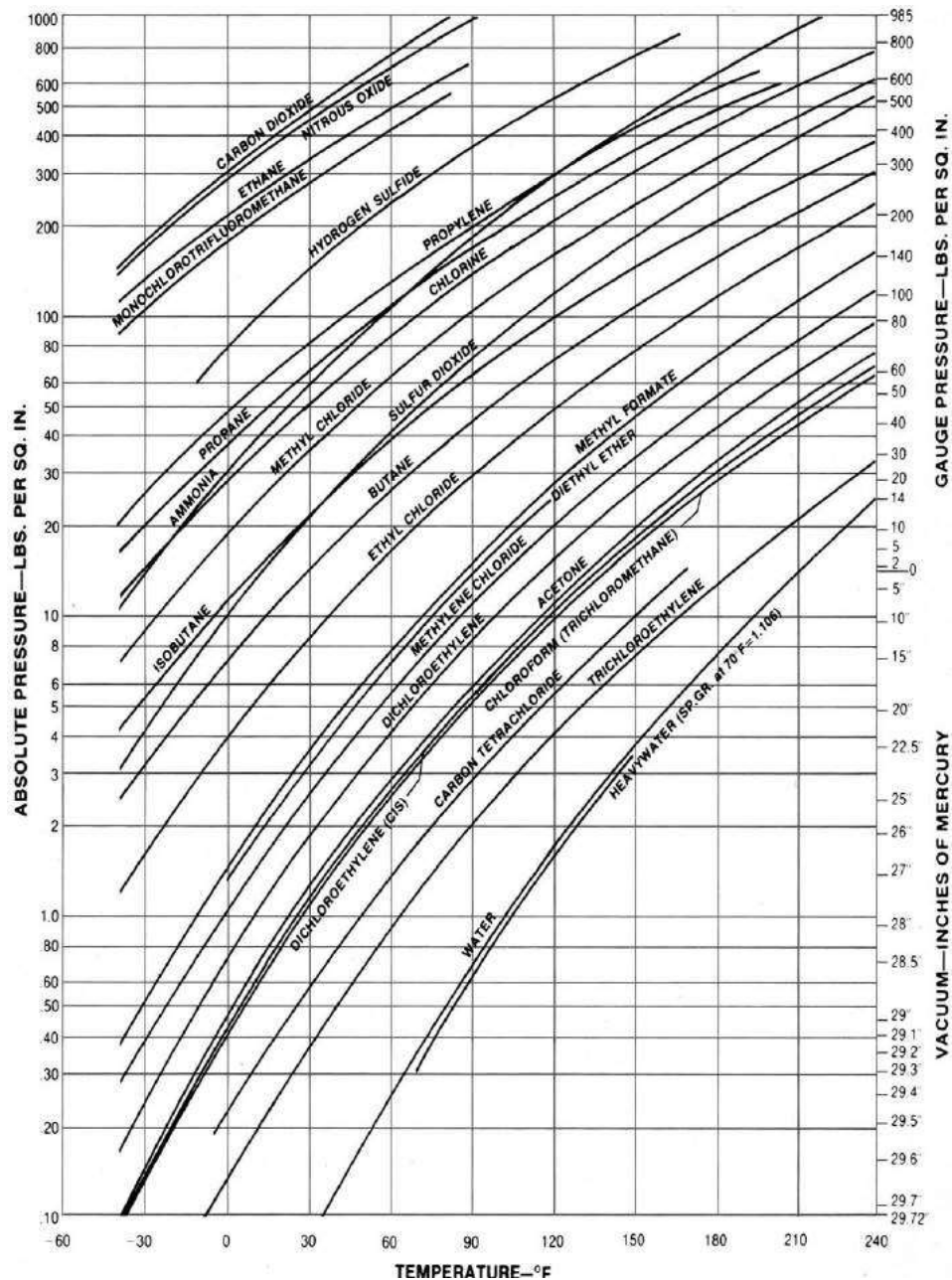
Temp °F	Temp °C	Specific Gravity 60 °F	Wt.in lb/ft ³	Vapor pressure (psi Abs)	Vapor pressure (ft Abs)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994

Pompa dan kompressor
Indra Herlamba Siregar S.T., M.T

80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22

Tabel 3.1. Data properties dari dari dengan berbagai variasi temperatur (sambungan)

Temp °F	Temp °C	Specific Gravity 60 °F	Wt.in lb/ft³	Vapor pressure (psi Abs)	Vapor pressure (ft Abs)
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.1
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	690.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3 1	133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9 1	325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3 1	542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5 1	786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187



Gambar 3.5. Tekanan uap berbagai jenis cairan sebagai fungsi temperatur

3.3 Perhitungan NPSH_A

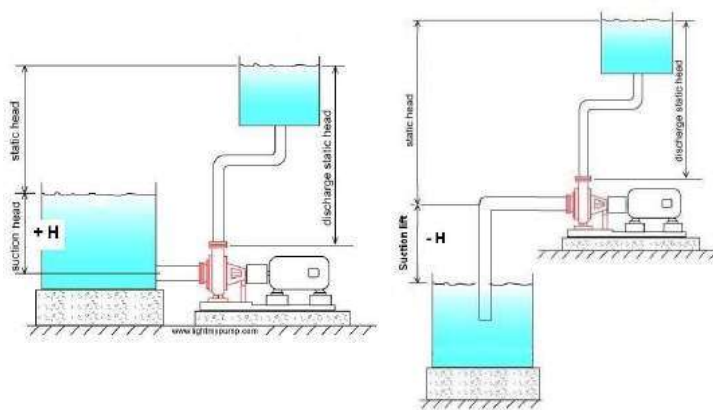
Net positive suction head yang tersedia (NPSH_A) adalah selisih tekanan absolut cairan pada suction nozzle dengan tekanan uap cairan, nilai NPSH tergantung dari desain dari sistem perpipaan di sisi suction. Untuk menghitung besarnya NPSH_A digunakan persamaan 3.1

$$\text{NPSH}_A = H_P \pm H - H_f - H_{vp} \quad (3.1)$$

dimana:

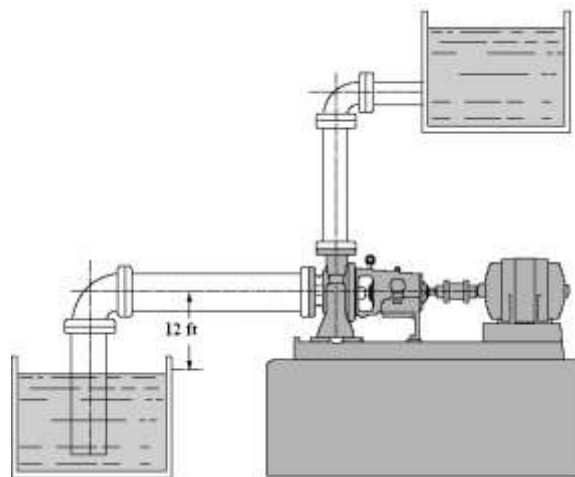
H_P : Tekanan absolute dipermukaan cairan pada tangki

- isap dalam satuan ft
- H : Jarak permukaan isap dengan garis sumbu poros pompa bernilai (+) jika permukaan isap diatas garis sumbu pompa atau sebaliknya berilai (-) jika permukaan isap dibawah garis sumbu pompa lihat gambar 4.6, dalam satuan ft
- H_f : Kehilangan akibat gesekan pada sistem perpipaan disisi isap, mencakup kehilangan di katup, belokan, filter dll, dalam satuan ft
- H_{vp} : Tekanan uap dari cairan pada temperatur kerja pompa dalam satuan ft



Gambar 3.6. Posisi permukaan isap dari sumbu pompa

Contoh 3.1 Hitunglah $NPSH_A$ dari sistem seperti gambar dibawah ini dan bandingkan dengan $NPSH_R$ dari pompa yang dipilih.



Gambar 3.7. Layout contoh soal 3.1

Diketahui
 Suction lift = 12 ft
 Kapasitas direncanakan (Q) = 2000 gpm

Pompa dan kompresor
Indra Herlamba Siregar S.T., M.T

Total head = 175 ft

s.g = air pada 80 °F = 0.998 (tabel 3.1)

$H_f = 3$ ft (biasanya dihitung menggunakan friksi tabel 2.1 dan gambar 2.5 dan 2.6)

$P = 14.2$ psia (tekanan atmosferic)

Jawab

$NPSH_A = H_P \pm H - H_f - H_{vp}$ (persamaan 3.1)

$P = 14.2$ psia (diketahui)

$$H_p = \frac{P \times 2.31}{s.g} = \frac{14.2 \times 2.31}{0.998} \text{ ft}$$

$$= 32.8 \text{ ft}$$

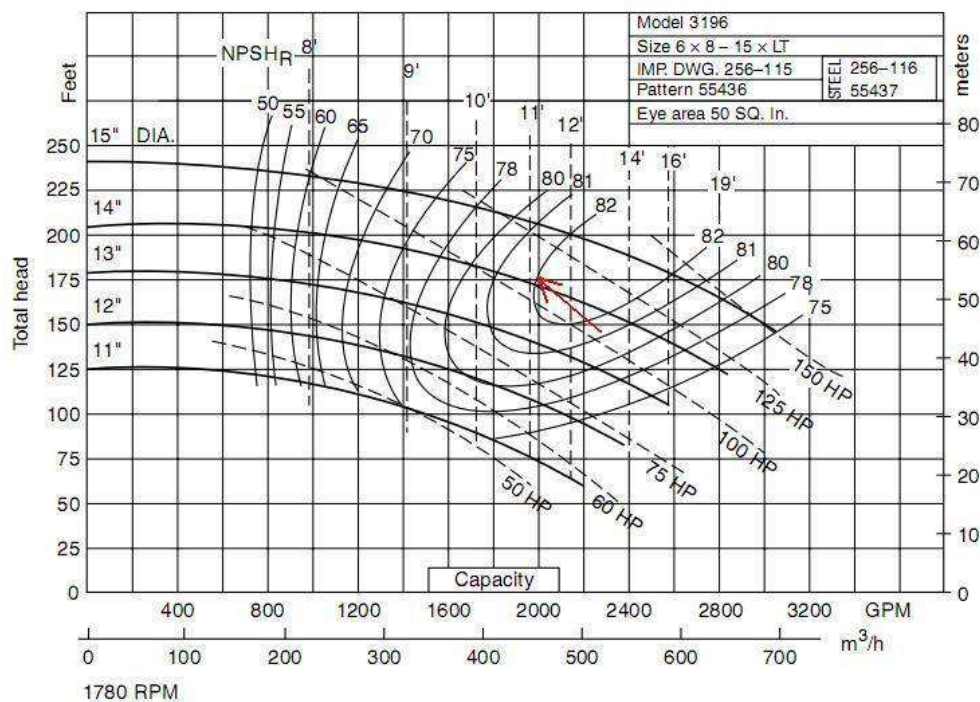
$H = -12$ ft (diketahui, negative karena suction lift)

$H_f = 3$ ft (diketahui)

$H_{vp} = 1.172$ ft (Table 3.1 pada temperatur 80°F)

$$NPSH_A = 32.8 - 12 - 3 - 1.172 = 16.6 \text{ ft}$$

Berdasarkan gambar 3.8 terlihat pompa dengan kapasitas 2000 gpm dan total head 175 ft memiliki $NPSH_R = 11,2$ ft .



Gambar 3.8. $NPSH_R$ untuk TH = 175 ft dan Q = 2000 gpm

Sehingga pemilihan pompa dengan nomer seri ini diterima ditinjau dari karekteristik isap pompa karena $NPSH_A > NPSH_R$ sehingga tidak terjadi cavitasi.

Contoh 3.2 Hitunglah $NPSH_A$ dari sistem seperti contoh 3.1 dengan temperatur cairan 160 °F dan bandingkan dengan $NPSH_R$ dari pompa yang dipilih.

Diketahui

s.g = air pada 160 °F = 0.979 (tabel 3.1)

$H_f = 3$ ft (biasanya dihitung menggunakan tabel friksi tabel 2.1 dan gambar 2.5 dan 2.6)

$P = 14.2$ psia (tekanan atmosferic)

Jawab

$NPSH_A = H_P \pm H - H_f - H_{vp}$ (persamaan 3.1)

$P = 14.2$ psia (diketahui)

$$H_p = \frac{P \times 2.31}{s.g} = \frac{14.2 \times 2.31}{0.979} \text{ ft} \\ = 33.5 \text{ ft}$$

$H = -12$ ft (diketahui, negative karena suction lift)

$H_f = 3$ ft (diketahui)

$H_{vp} = 11.17$ ft (Table 3.1 pada temperatur 160°F)

$$NPSH_A = 33.5 - 12 - 3 - 11.17 = 7.33 \text{ ft}$$

Berdasarkan gambar 4.8 terlihat pompa dengan kapasitas 2000 gpm dan total head 175 ft memiliki $NPSH_R = 11.2$ ft

Sehingga pemilihan pompa dengan nomer seri tersebut ditolak ditinjau dari karakteristik isap pompa karena $NPSH_A < NPSH_R$ sehingga terjadi cavitasi.

Dari contoh 3.1 dan 3.2 dapat diambil kesimpulan bahwa semakin tinggi temperatur cairan yang dipompakan maka semakin rendah nilai $NPSH_A$ dikarenakan semakin tinggi temperatur maka semakin besar tekanan uapnya.

Beberapa upaya dilakukan untuk menaikkan nilai dari $NPSH_A$ sehingga fenomena cavitasi dapat dihindari, seperti yang diuraikan berikut ini:

- Memperbesar diameter isap dengan batasan kecepatan aliran pada pipa isap berkisar 1 m/s sampai 3 m/s.
- Mendesain ulang layout sistem perpipaan pada sisi isap dengan mereduksi belokan, katup-katup dan fitting.
- Menaikkan mendekatkan posisi pompa dengan permukaan isap.
- Usahakan tekanan tandon isap sama dengan tekanan atmosfer.

KURVA KAREKTERISTIK KINERJA POMPA

BAB 4

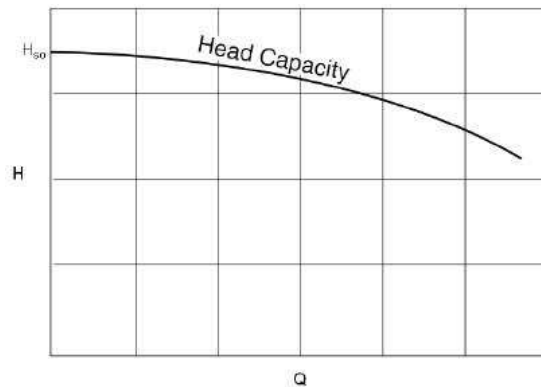
Setelah desain pompa diproduksi, maka perlu dilakukan pengujian kinerjanya dengan melakukan pengujian pada laju aliran pada pompa yang bervariasi, hal ini dikarenakan kepresisian pada produksi unit pompa pada umumnya pada kelas menengah sehingga kinerjanya tidaklah sama dengan desain awal.

Hasil dari pengujian dengan berbagai variasi laju aliran kemudian diplot sehingga membentuk suatu kurva dimana absisnya adalah laju aliran sedangkan ordinatnya adalah head pompa, kurva ini dikenal dengan kurva H-Q.

Selain itu pada bab ini juga dibahas mengenai kinerja pompa jika disusun secara seri maupun paralel.

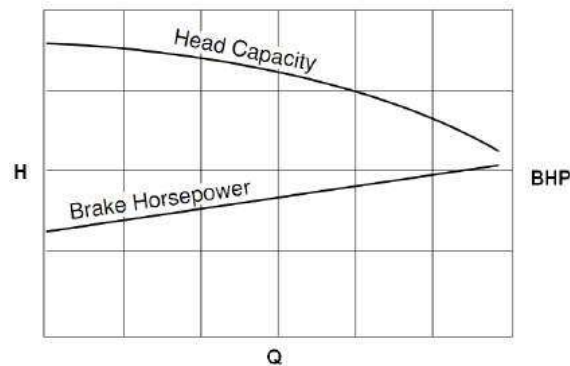
4.1 Karakteristik kurva Head-flow (H-Q)

Salah satu parameter penting pada pompa adalah laju aliran atau kapasitas yaitu sejumlah cairan yang dipindahkan dalam satuan waktu. Kapasitas pompa semakin berkurang seiring dengan kenaikan tekanan pada sisi discharge ketika katup tertutup secara sempurna, head yang terbentuk pada kondisi ini disebut head *shut-off* (H_{so}) (lihat gambar 4.1). Pada titik ini tidak ada aliran yang didistribusikan. Namun sebaliknya jika katup dibuka penuh, maka laju aliran yang keluar dari sisi discharge maksimum.



Gambar 4.1 Kurva head-flow (H-Q) dari pompa sentrifugal

Agar pompa mampu mendistribusikan aliran dengan kapasitas yang diinginkan, maka untuk itu diperlukan daya penggerak dimana hubungan antara ke variable ini diplotkan pada gambar 4.2



Gambar 4.2 Kurva Daya-head-flow dari pompa sentrifugal

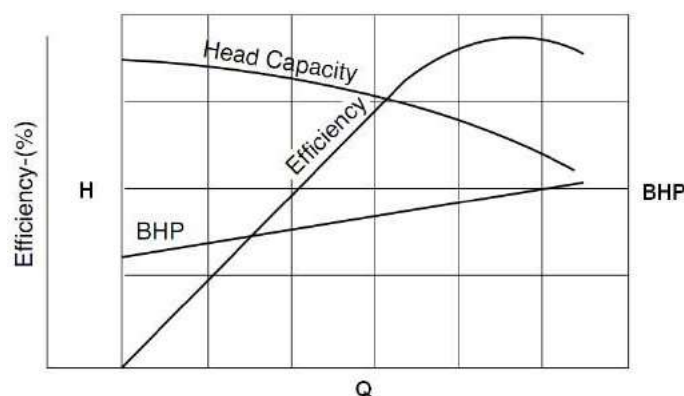
Kurva head-flow dan daya diperoleh secara actual dari hasil testing suatu pompa. Namun hal ini tidak berlaku pada efisiensi pompa, dimana untuk parameter efisiensi diperoleh dengan perhitungan menggunakan rumus dibawah ini

$$\eta = \frac{Q \times H \times s.g}{3960 \times BHP} \times 100 \quad (2-15)$$

dimana

- Q = Kapasitas pompa (GPM)
- H = Head pompa (ft)
- s.g = Spesifik gravity dari fluida yang dipompakan
- BHP = Daya penggerak (hp)

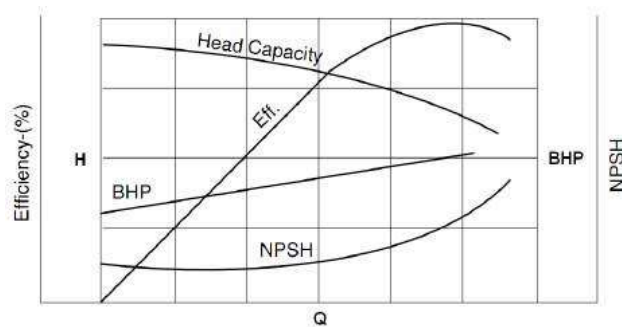
Untuk kondisi head dan kapasitas tertentu diperoleh daya penggerak yang dibutuhkan, kemudian efisiensi pompanya dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3-15. Jika titik-titik efisiensi diplotkan pada grafik terlihat seperti gambar 4.3 .



Gambar 4.3 Kurva Effisiensi-daya-head-flow dari pompa sentrifugal

Parameter yang terakhir yang harus tampak dalam kurva kinerja dari suatu pompa adalah kurva NPSH, karena keberadaan data NPSH dari suatu pompa diperlukan untuk menghindari terjadinya kavitasi, sehingga dengan demikian kurva kinerja pompa sentrifugal yang komplit memuat

data ke-4 parameter yang diperlukan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

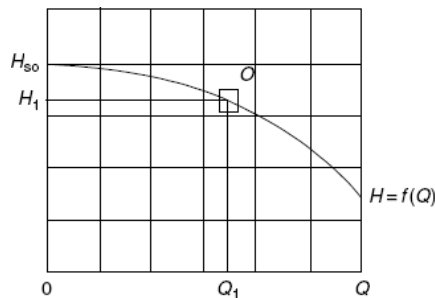


Gambar 4.4 Kurva kinerja keseluruhan pompa sentrifugal

4.2 Karakteristik kurva Head-flow Stabil tak stabil

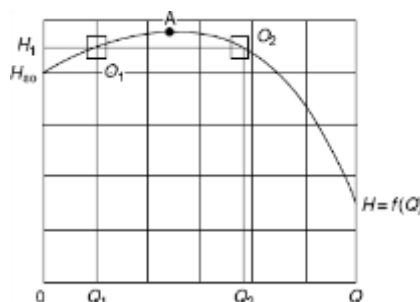
Secara umum bentuk kurva $H-Q$ terbagi dua yaitu kurva $H-Q$ stabil dan kurva $H-Q$ tidak stabil

Kurva $H-Q$ stabil adalah kurva dimana head (H) secara progressive turun seiring bertambahnya laju aliran seperti terlihat pada gambar 4.5. Selain itu pada kurva $H-Q$ yang stabil akan terbentuk head maksimum pada kondisi shut off (H_{so}).



Gambar 4.5 Bentuk kurva $H-Q$ yang stabil

Sebaliknya pada kurva $H-Q$ yang tidak stabil head maksimum tidak terjadi pada kondisi shut-off (H_{so}) lihat gambar 4.6 dimana head maksimum pada titik A lalu kemudian turun secara progressive. Penurunan dalam kurva ini mengindikasikan bahwa untuk satu tahanan sistem dengan head H_1 ternyata ada terdapat dua laju aliran Q_1 and Q_2 artinya pada kondisi ini laju aliran pompa tidak stabil berubah-ubah dari laju aliran Q_1 ke Q_2 atau sebaliknya.



Gambar 4.6 Bentuk kurva $H-Q$ yang tidak stabil

Untuk menghindari pompa yang memiliki karakteristik kurva H-Q nya yang tidak stabil, maka dalam mendesain suatu pompa satu tingkat yang perlu diperhatikan adalah :

1. Mengurangi jumlah dari bilah pompa
2. Memodifikasi geometri bilah
3. Mengurangi sudut outlet dari bilah

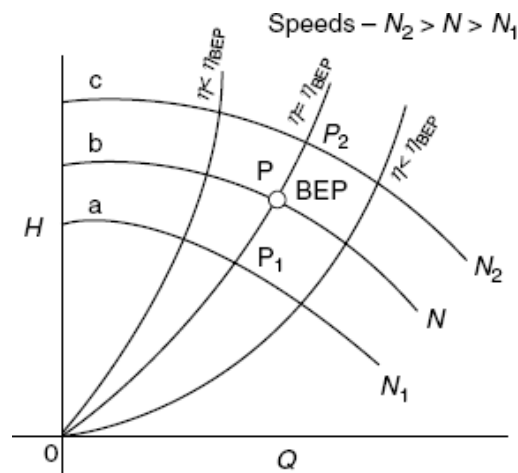
4.3 Pengaruh perubahan kecepatan terhadap Head-Flow

karakteristik kurva

Untuk kondisi operasi pompa dengan kecepatan penggerak yang bervariasi tentunya berpengaruh terhadap kurva H-Q seperti terlihat pada gambar 44. Pada mulanya kurva H-Q pada kecepatan normal adalah yang ditunjukkan oleh kurva b.

Ketika kecepatan dari pompa dirubah maka laju aliran Q dan H juga berubah sesuai dengan afinitiy law dimana laju aliran secara proporsional berbanding lurus dengan kecepatan dengan mengikuti persamaan berikut:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (4.1)$$



Gambar 4.7 Pengaruh perubahan kecepatan penggerak pompa terhadap karekteristik kurva H-Q

Untuk head berbanding lurus dengan kuadrat perubahan kecepatan dengan mengikuti persamaan berikut:

$$\frac{H}{H_2} = \left(\frac{N}{N_2} \right)^2 \quad (4.2)$$

Sebaliknya kebutuhan dayanya berbanding lurus dengan pangkat tiga dari perubahan kecepatan

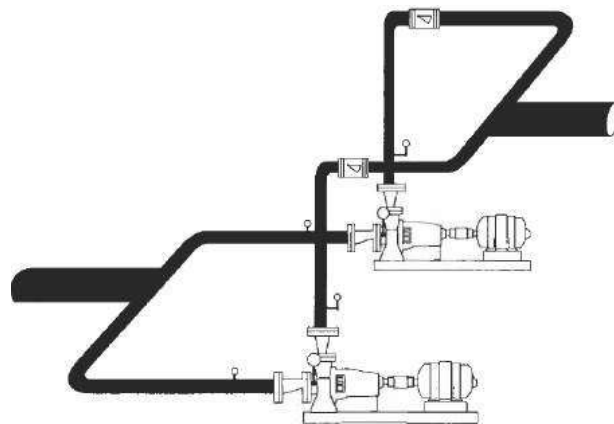
$$\frac{P}{P_2} = \left(\frac{N}{N_2} \right)^3 \quad (4.3)$$

Bentuk kurva identik dengan besaran yang berbeda merupakan dampak dari perubahan kecepatan dari penggerak pompa yang sama dimana kurva a menunjukkan kecepatan penggerak dikurangi dari kecepatan normalnya sedangkan kurva c menunjukkan bahwa kecepatan penggerak ditambah dari kecepatan normalnya.

4.4 Pengaruh pompa disusun secara paralel terhadap karakteristik kurva Head-Flow

Pompa susunan paralel (lihat gambar 4.5) sering ditemui dalam aplikasi pompa dimana susunan ini berfungsi saling mendukung kinerja pompa lainnya, jika kebutuhan kapasitas aliran lebih besar dari kapasitas satu pompa maka pompa tandemnya dihidupkan untuk mencukupi tambahan kebutuhan kapasitas aliran sebaliknya jika kebutuhan aliran cukup dipenuhi oleh satu pompa maka pompa yang lain akan dimatikan selain itu pompa dalam susunan ini berfungsi sebagai back up jika salah satu pompa terjadi kerusakan sehingga proses produksi tidak terganggu.

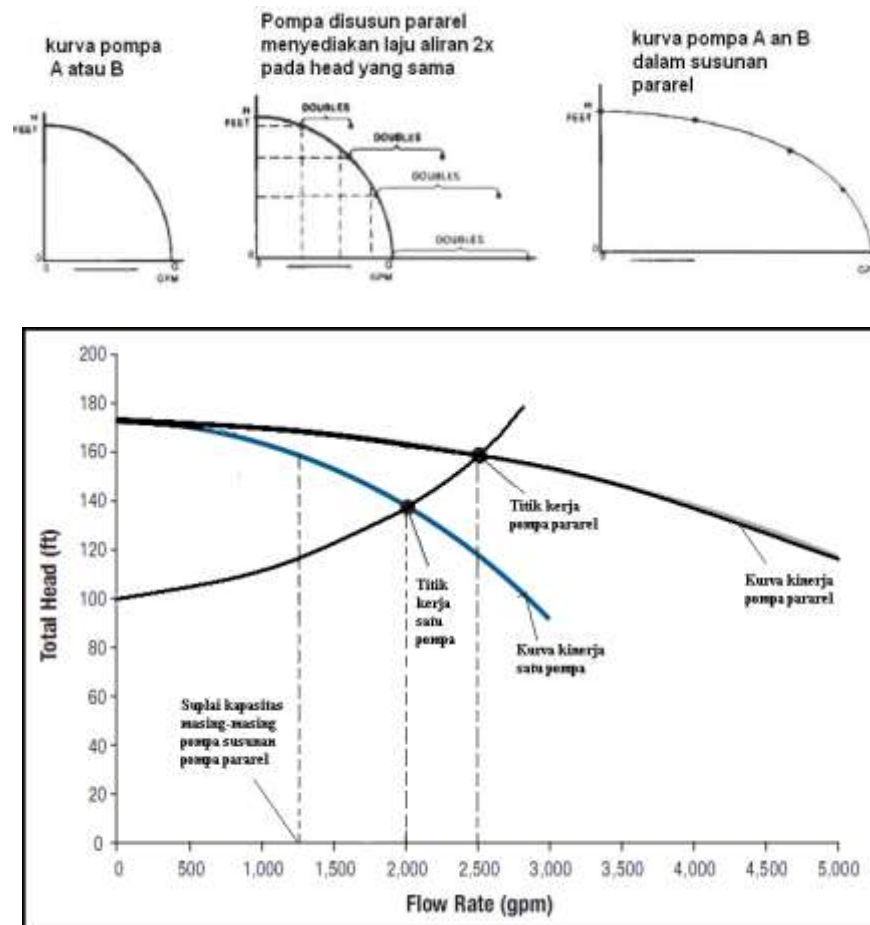
Jika dua pompa yaitu pompa A dan B memiliki karakteristik yang identik maka jika kedua pompa itu bekerja bersamaan maka kurva karakteristik gabungan seperti terlihat pada gambar 4.6.



Gambar 4.5 Pompa dalam susunan paralel

Pada gambar 4.6 terlihat bahwa dua pompa A dan B memiliki karakteristik pompa yang identik jika berkerja secara individu titik kerja pompa A atau pompa B adalah H 138 ft dan kapasitas pompa 2000 gpm jika kedua pompa bekerja bersama-sama maka akan menghasilkan kapasitas 2500 gpm dengan head 159 ft dimana hal ini terjadi dikarenakan pada pompa susunan paralel pembentukan karakteristik kurva H-Q yang baru diperoleh dengan cara menjumlahkan searah horizontal (ke kanan) dari kurva masing-masing pompa.

Dari gambar 4.6 juga terlihat bahwa pengoperasian dua pompa yang identik tidaklah menghasilkan kapasitas dua kali dari kapasitas jika pompa bekerja secara individu. Oleh karena itu sebaiknya dalam pengoperasian pompa paralel dihindari sedapat mungkin selama kebutuhan dari fluida yang dipompakan masih dapat ditangani oleh satu pompa



Gambar 4.6 Karakteristik kurva H-Q pompa dalam susunan paralel

Contoh 4.1

Sebuah pompa sentrifugal berkerja pada daerah BEP (effisiensi 90 %) dengan titik kerja head 138 ft dan kapasitas 2000 gpm dengan static head 100 ft lihat gambar 4.6. Sementara itu spesifik gravity fluida adalah 1 dengan effisiensi penggerak motor 94% dengan kebutuhan daya 61,4 kW. Ketika pompa yang diidentik yang disusun paralel dihidupkan titik kerja sistem gabungan ke-2 pompa yang tersusun paralel berubah menjadi kapasitas 2500 gpm dengan head 159 ft, pada kondisi ini masing-masing pompa berkerja pada effisiensi 80% dan kapasitas 1250 gpm. Kapasitas gabungan dari ke-2 pompa identik yang disusun secara paralel hanya meningkat 25 %, namun kebutuhan daya listrik untuk menggerakkan ke-2 pompa meningkat 62,06 %.

Daya motor ketika satu pompa berkerja

$$\begin{aligned}
 BHP_1 &= \frac{0,746 \text{ kW}}{hp} \frac{Q \times H \times s.g}{3960 \times \eta_p \times \eta_m} \\
 &= \frac{0,746 \text{ kW}}{hp} \frac{2000 \times 138 \times 1}{3960 \times 0,9 \times 0,94} = 61,46 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Daya motor ketika ke-2 pompa identik disusun secara paralel berkerja

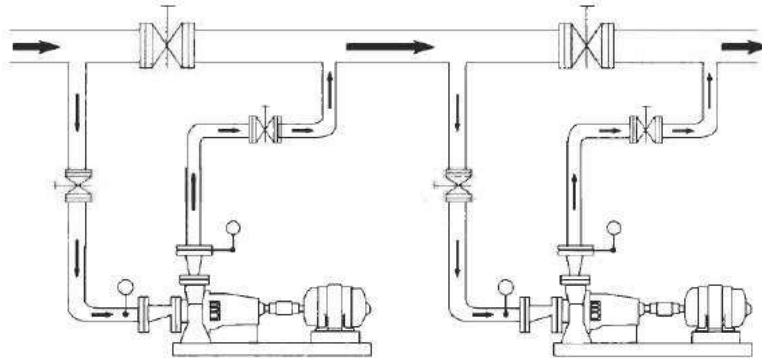
$$BHP_2 = \frac{0,746 \text{ kW}}{hp} \frac{Q \times H \times s.g}{3960 \times \eta_p \times \eta_m}$$

$$= \frac{0,746 \text{ kW}}{hp} \frac{2500 \times 159 \times 1}{3960 \times 0,8 \times 0,94} = 99,6 \text{ kW}$$

$$\% = \frac{99,6 - 61,46}{61,46} = 62,06 \%$$

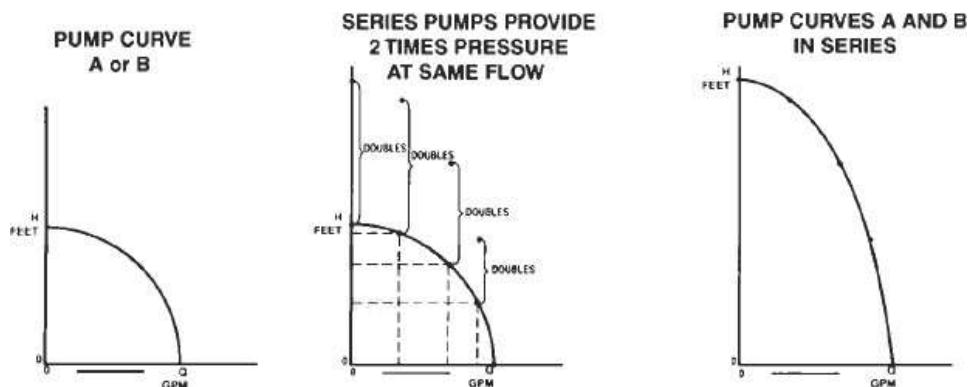
4.5 Pengaruh pompa disusun secara seri terhadap karakteristik kurva Head-Flow

Pompa susunan seri secara teoritis menaikkan tekanan pompa (head) dua kali lipat. Susunan pompa secara seri terlihat pada gambar 4.7 dimana discharge dari pompa pertama masuk ke sisi isap dari pompa kedua untuk dinaikkkan lagi tekanannya.



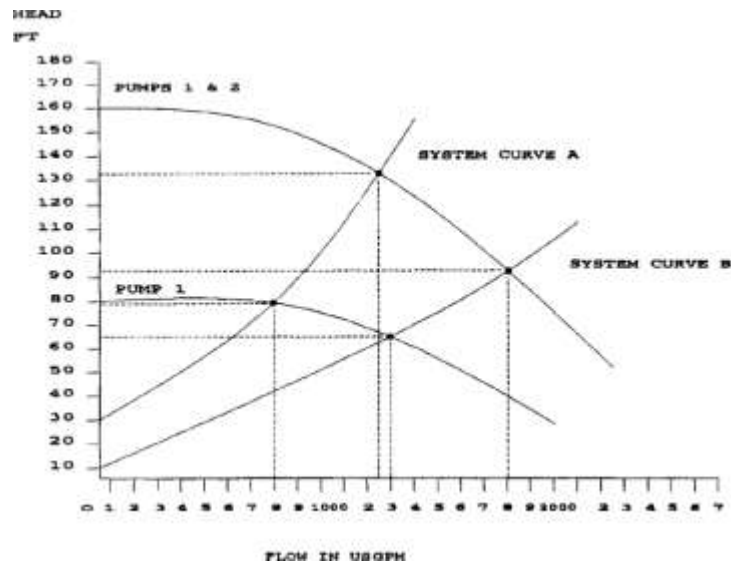
Gambar 4.7 Pompa dalam susunan seri

Pada gambar 4.8 adalah proses pembentukan karekteristik kurva pompa dalam susunan seri dimana kurva baru yang terbentuk merupakan penjumlahan secara vertikal (keatas).



Gambar 4.8 Proses terbentuknya Karekteristik kurva H-Q pompa dalam susunan seri

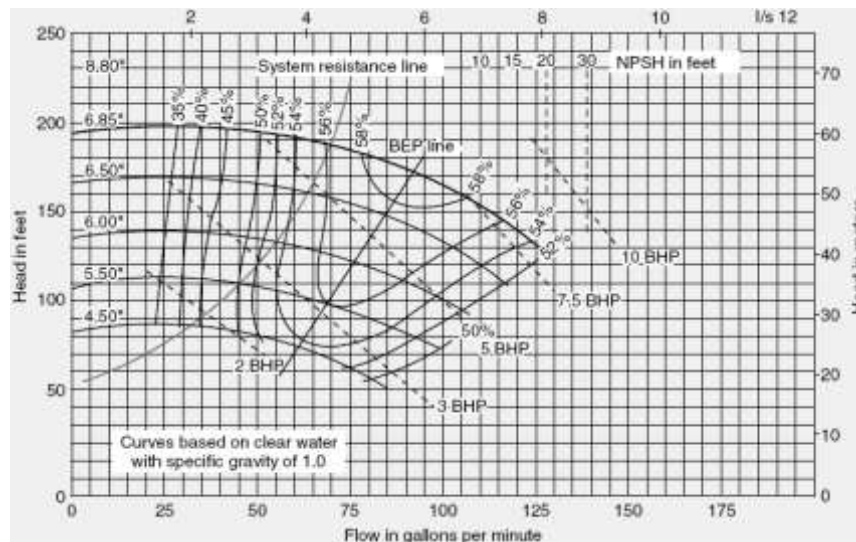
Contoh dua pompa 1 dan 2 yang memiliki karekteristik identik disusun secara seri jika sistem perpipaan memiliki karekteristik A, jika pompa 1 dan 2 berkerja secara individual maka titik kerjanya head 80 ft dan kapasitas 800 gpm jika kedua pompa bekerja bersama-sama maka titik kerja menjadi 1250 gpm dan 132 ft. Begitupula jika kedua pompa berkerja pada sistem kurva B jika berkerja secara individual pompa 1 dan 2 memiliki head 65 ft dan kapasitas 1300 gpm. Namun jika kedua pompa disusun secara seri maka titik kerjanya menjadi 1800 gpm pada kapsitas dan head yang tercipta dalah 93 ft.



Gambar 4.9 Karekteristik kurva H-Q pompa dalam susunan seri

4.5 Kurva kinerja pompa komplit

Gambar 4.10 adalah kurva karekteristik komplit dari pompa sentrifugal dimana dalam telah diberikan variasi diameter impeller, garis iso efisiensi, NPSH dan kebutuhan daya. Kurva karekteristik pompa dibuat berdasarkan air sebagai fluida yang dipompakan.



Gambar 4.10 Kurva kinerja pompa komplit

PEMILIHAN POMPA

BAB 5

5.1 Dasar Pemilihan Pompa

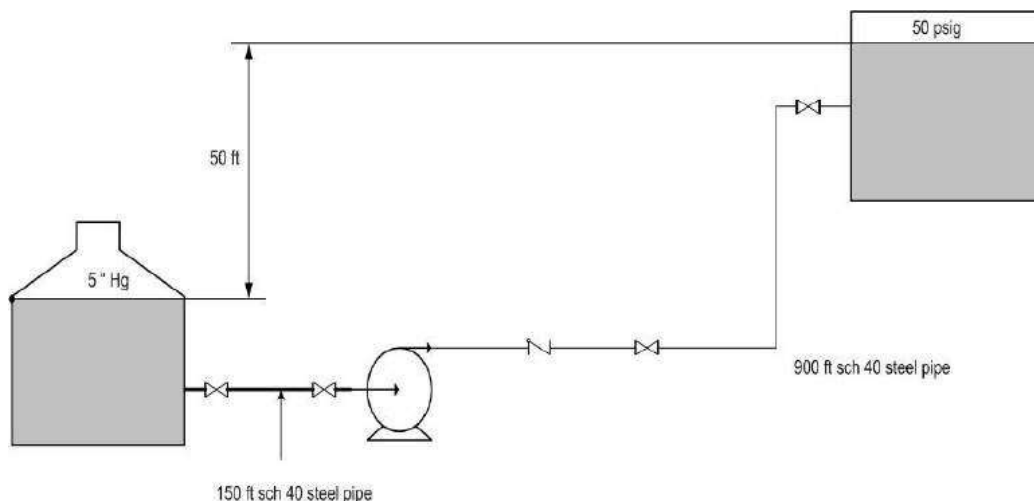
Pemilihan pompa merupakan suatu aktifitas yang praktis dalam dunia industri sehingga diperlukan kompetensi yang mantap dalam bidang ini sehingga ketika seorang insinyur membeli suatu produk pompa sesuai dengan kebutuhannya dan ekonomis. Untuk itu perlu kita ketahui parameter-parameter utama dalam pemilihan suatu pompa. Adapun parameter-parameter utama itu adalah :

1. Kapasitas pompa
2. Head pompa
3. NPSH pompa

Kapasitas pompa umumnya dihitung dari kebutuhan yang sesuai dengan aplikasinya (diperoleh dari user). Sedangkan head pompa berdasarkan rancangan sistem pemipaan dimana cairan itu akan didistribusikan (data perencanaan). Untuk NPSH pompa diperoleh dari hasil pengujian dari pompa tersebut (Vendor).

Contoh soal : suatu investor memberikan order kepada anda sebagai seorang engineer untuk memilihkan pompa untuk proyeknya. Dimana skema sistem pemipaannya terlihat pada gambar 5.1, dengan data sebagai berikut diketahui kapasitas pompa 700 gpm, cairan yang dipompakan air pada temperature 60°F , perpipaan sch 40 putaran pompa dipertimbangkan pada putaran 1800/3600 rpm tentukan :

1. Head total
2. Pilihlah seri pompa
3. Daya motor pompa jika efisiensi pompa 90 %



Gambar 5.1. layout sistem perpipaan untuk contoh kasus pemilihan pompa

Jawab :

Berdasarkan pengalaman kecepatan aliran pada pipa sisi suction antara 4 s/d 6 ft/s sedangkan sisi discharge antara 6 s/d 8 ft/s berdasarkan table 2.1.

Diperoleh diameter pipa suction 8 “ dengan kecepatan 4,49 ft/s
sedangkan diameter pipa discharge 6 “ dengan kecepatan 7,77 ft/s

Suction

Head loss pada panjang pipa (head loss mayor)

$h_f = 0,8$ untuk diameter 8 “ (tabel 2.1)

$$H_{LMs} = h_f \times \frac{L}{100} = 0,8 \times \frac{150}{100}$$

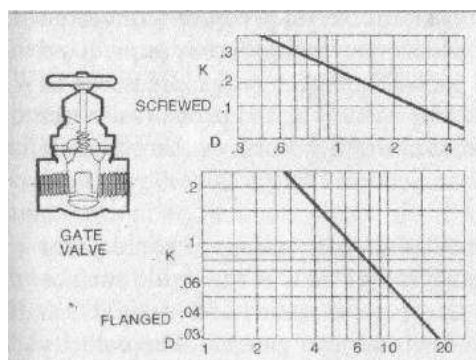
$$= 1,2 \text{ ft}$$

U.S. Gallons per Minute	4 In. (4.026" I.D.)			5 In. (5.047" I.D.)			6 In. (6.065" I.D.)			8 In. (7.981" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
140	3.53	0.193	1.16	2.25	0.078	0.38							140
160	4.03	0.253	1.48	2.57	0.102	0.49							160
180	4.54	0.320	1.86	2.89	0.129	0.61							180
200	5.04	0.395	2.27	3.21	0.160	0.74	2.22	0.077	0.30				200
240	6.05	0.569	3.21	3.85	0.230	1.03	2.66	0.110	0.42				240
280	7.06	0.774	4.30	4.49	0.313	1.38	3.11	0.150	0.56				280
320	8.06	1.01	5.51	5.13	0.409	1.78	3.55	0.196	0.72				320
360	9.07	1.28	6.92	5.77	0.518	2.22	4.00	0.240	0.90				360
400	10.1	1.58	8.47	6.41	0.639	2.72	4.44	0.307	1.09	2.57	0.102	0.28	400
450	11.3	2.00	10.5	7.23	0.811	3.42	5.00	0.388	1.37	2.89	0.129	0.35	450
500	12.6	2.47	13.0	8.02	0.999	4.16	5.55	0.479	1.66	3.21	0.160	0.42	500
600	15.1	3.55	18.6	9.62	1.44	5.88	6.66	0.690	2.34	3.85	0.230	0.60	600
700	17.6	4.84	25.0	11.2	1.96	7.93	7.77	0.939	3.13	4.49	0.313	0.80	700
800	20.2	6.32	32.4	12.6	2.56	10.2	8.88	1.23	4.03	5.13	0.409	1.02	800
900	22.7	8.00	40.8	14.4	3.24	12.9	9.99	1.55	5.05	5.77	0.518	1.27	900
1000	25.2	9.87	50.2	16.0	4.00	15.8	11.1	1.92	6.17	6.41	0.639	1.56	1000
1200	30.2	14.2	72.0	19.2	5.76	22.5	13.3	2.76	8.76	7.70	0.920	2.20	1200
1400	35.3	19.3	97.6	22.5	7.83	30.4	15.5	3.76	11.8	8.88	1.25	2.85	1400
1600				25.7	10.2	39.5	17.8	4.91	15.4	10.3	1.64	3.62	1600
1800				28.8	12.9	49.7	20.0	6.21	19.4	11.5	2.07	4.79	1800
2000				32.1	16.0	61.0	22.2	7.67	23.6	12.8	2.56	5.86	2000
2400							26.6	11.0	34.2	15.4	3.68	8.31	2400
2800							31.1	15.0	46.1	18.0	5.01	11.2	2800
3200							35.5	19.6	59.9	20.5	6.55	14.5	3200
3600										23.1	8.28	18.4	3600
4000										25.7	10.2	22.5	4000

Head loss pada valve (head loss minor)

Jumlah valve 2 buah Flanged Gate valve diameter 8”

$K = 0,07$ (gambar 2.6)



$$V^2/2g = 0,31 \text{ (table 2.1)}$$

$$H_{lms} = \sum K x \frac{V^2}{2g} = (2 x 0,07) x 0,31$$

$$= 0,04 \text{ ft}$$

$$\text{Suction friction head (H}_{Ls}) = H_{LMs} + H_{lms}$$

$$= 1,2 + 0,04 = 1.24 \text{ ft}$$

Discharge

Head loss pada panjang pipa (head loss minor)

$h_f = 3,13$ untuk diameter 6 " (tabel 2.1)

$$H_{lms} = h_f x \frac{L}{100} = 3,13 x \frac{900}{100}$$

$$= 28,17 \text{ ft}$$

Head loss pada valve (head loss minor)

Jumlah valve 2 buah Flanged Gate valve diameter 6"

$K = 0,09$ (gambar 2.6)

$V^2/2g = 0,94$ (tabel 2.1)

$$H_{lms} = \sum K x \frac{V^2}{2g} = (2 x 0,09) x 0,94$$

$$= 0,17 \text{ ft}$$

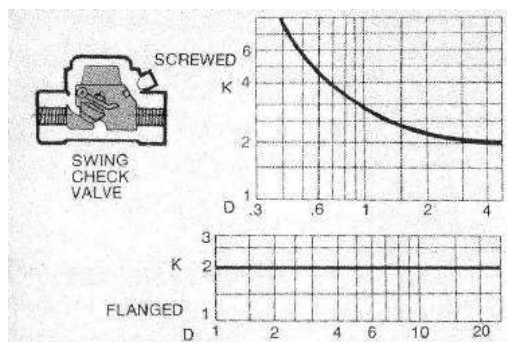
Jumlah valve 1 buah Flanged swing Check valve diameter 6" , maka $K = 2$ (gambar 2.6)

$V^2/2g = 0,94$ (table 2.1)

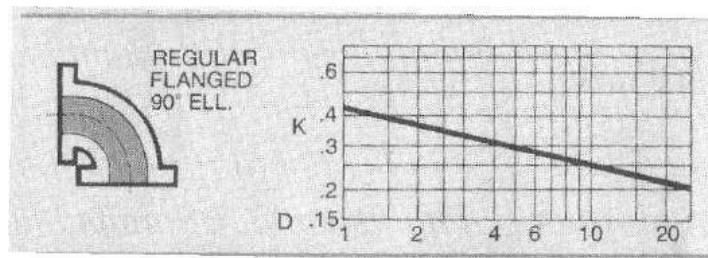
$$H_{lms} = K x \frac{V^2}{2g} = 2 x 0,94$$

$$= 1,88 \text{ ft}$$

Head loss pada fitting (head loss minor)



Jumlah valve 2 buah Regular Flanged 90° elbow diameter 6" , maka $K = 0,28$ (gambar 2.5)



$$V^2/2g = 0,94 \text{ (table 2.1)}$$

$$H_{lms} = \sum K x \frac{V^2}{2g} = (2 x 0,28 x 0,94)$$

$$= 0,53 \text{ ft}$$

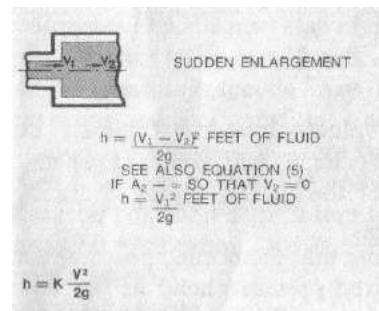
Head loss pada sudden enlargement (at delivery tank)

K = 1 (gambar 2.5)

$V^2/2g = 0,94$ (tabel 2.1)

$$H_{lms} = K x \frac{V^2}{2g} = (1 x 0,94)$$

$$= 0,94 \text{ ft}$$



Discharge friction head

$$(H_{Ld}) = H_{LMd} + H_{lmd}$$

$$= 28,17 + 0,17 + 1,88 + 0,53 + 0,94 = 31,7 \text{ ft}$$

$$\text{Total friction head } (H_{LT}) = 1,2 + 31,7 = 32,9 \text{ ft}$$

Pressure head

Sisi Tangki supplai = 5 " Hg (keadaan Vacuum)

Berdasarkan pers 2.7 untuk kondisi vacuum

$$Vac(ft) = - \frac{Vac(" Hg) x 1,133}{sg}$$

$$= \frac{5 x 1,133}{1} = -5,7 \text{ ft}$$

Sisi tangki penampung (delivery tank) berdasarkan pers 2.6

$$ft = \frac{psi x 2,31}{sg}$$

$$= \frac{50 x 2,31}{1} = 115,5 \text{ ft}$$

$$\text{Total Pressure head} = 115,5 - (-5,7) = 121,2 \text{ ft}$$

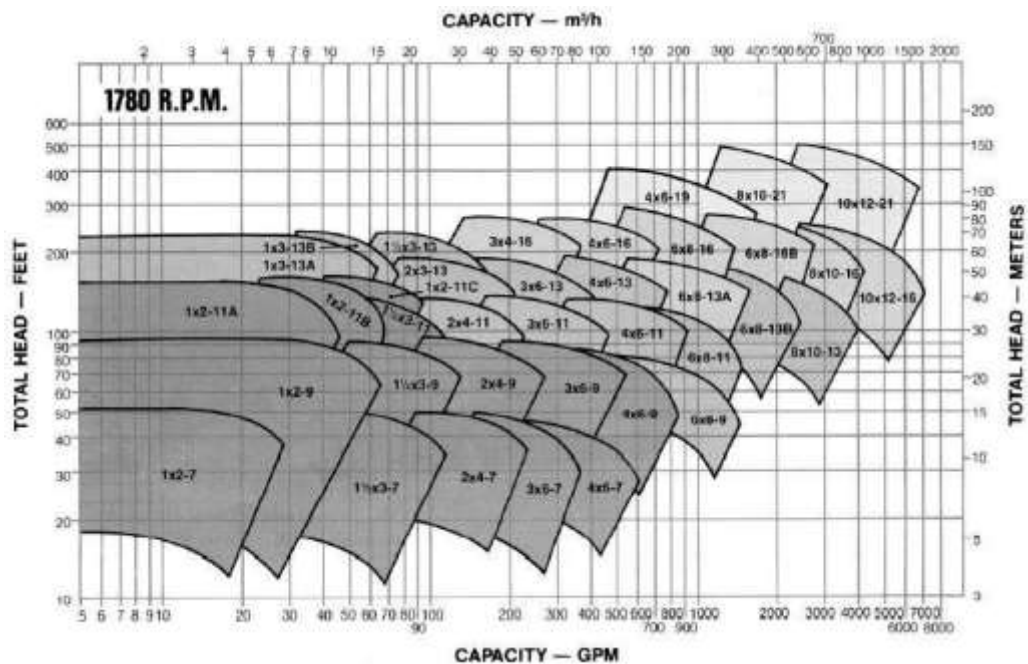
Velocity head sama dengan nol karena titik acuan pada permukaan sisi isap dan discharge

Sehingga Head Total Pompa

$$H = \text{Pressure head} + \text{Velocity head} + \text{static head} + \text{head loss} \\ = 121,2 + 0 + 50 + 32,9 = 204,3 \text{ ft}$$

Seri pompa yang dipilih untuk putaran 1780 adalah seri 4 x 6 – 16, 4 x 6 – 19 dan 6 x 8 – 16

$$BHP = \frac{Q \times H \times sg}{3960 \times \eta} = \frac{700 \times 204,3}{3960 \times 0,9} = 40,126 \text{ hp}$$



5.2 Dasar Pembelian Pompa

Sebelum melakukan pembelian suatu pompa untuk industri ataupun untuk publik, berikut ini langkah awal sebelum melakukan pembelian

1. Kebutuhan dari engineering sistem
2. Pemilihan pompa dan penggerak
3. Spesifikasi pompa
4. Penawaran dan negosiasi
5. Pembelian dari pompa yang dipilih

Langkah pertama yang dilakukan seorang insinyur adalah menentukan kebutuhan dan kondisi dimana peralatan akan beroperasi. Langkah-langkah yang perlu dari tinjauan engineering :

- ❑ Jenis fluida yang dipompakan seperti sifat fisik dan kimia, kekentalan viskositas, densitas, korosivitas volatility dan material suspended.
- ❑ Sistem Head curve adalah grafik yang menggambarkan hubungan aliran dan kehilangan hidrolis dalam sistem pemipaan. Sistem ini dibangun berdasarkan informasi seperti layout dari sistem pemipaan.
- ❑ Modus operasi yang bervariasi seperti apakah sistem berkeja secara kontinu ataukah diskrit. Apakah head ataupun kapasitas aliran konstans atau berfluktuasi. Hal ini perlu diperhatikan karena berpengaruh terhadap keputusan mengenai jumlah, jenis dan kapasitas pompa yang akan dibeli.
- ❑ Margin, biasanya pompa dibeli dengan kapasitas dan head 15 sampai 20 % lebih besar dari kapasitas normal. Hal ini dilakukan untuk mengatasi kondisi transien seperti naik turunnya tegangan listrik, temperatur dan tekanan yang berfluktuasi.
- ❑ Keausan adalah faktor penting yang perlu diperhatikan oleh insinyur sebelum membeli pompa dengan mempertimbangkan kondisi operasi. Agar life time dari pompa panjang.
- ❑ Perubahan sistem pada masa depan adalah faktor terakhir dari engineering sistem. Jika perubahan sistem dapat diprediksi dengan tingkat tertentu, kemudian sistem dapat dirancang untuk menerima perubahan dengan pengaruh gangguan yang minimum. Seorang insinyur berusaha memprediksi kebutuhan masa depan berdasarkan proyeksi dari data yang ada. Kemudian mengevaluasi kemungkinan dan keinginan rancangan peralatan memungkinkan untuk perubahan seperti menyediakan ekstra kapasitas dan head dengan memilih impeller lebih kecil daripada ukuran maksimum dari casing.

Langkah kedua yang dilakukan seorang insinyur adalah memilih pompa dan penggerak. Faktor –faktor yang harus diperhatikan adalah:

- ❑ Karakteristik pompa tergantung dari aplikasinya seperti aplikasi dengan kapasitas konstan pada range head yang lebar maka pompa reciprocating yang dipilih. Sedangkan pompa sentrifugal biasa digunakan pada aplikasi yang membutuhkan head dan kapasitas yang bervariasi.
- ❑ Kebutuhan code yang biasa digunakan dalam dunia industri pompa seperti API dan Standart of Hydraulics Institute. Namun code dari regulator lain seperti ASME dan lainnya sangat diperlukan karena berpengaruh pada rating pompa dan konstruksi.
- ❑ Karakteristik fluida yang dipompakan seperti sifat fisik dan kimia, kekentalan viskositas, densitas, korosivitas volatility dan material suspended.
- ❑ Material pompa sangat dipengaruhi oleh karakteristik fluida yang dipompakan dan lingkungan dimana pompa itu beroperasi. Ketahanan material terhadap korosi dan keausan adalah dua sifat material yang sangat penting yang harus dipertimbangkan

dan dipilih oleh seorang insinyur yang disesuaikan dengan kebutuhan aplikasinya dan faktor ekonomi.

- ❑ Jenis penggerak yang dipilih tergantung daripada sumber energinya apakah pompa akan digerakkan oleh motor, turbin uap, motor listrik, turbin gas. Sebagai pertimbangan lain dari pemilihan penggerak adalah apakah pompa akan bekerja pada putaran konstan ataukah dengan putaran berubah.

Langkah ketiga adalah langkah penawaran dan negosiasi dengan mempertimbangkan faktor –faktor berikut ini:

- ❑ Penawaran yang dilakukan tergantung dari apakah perusahaan bergerak pada public sector ataukah private sector. Umumnya untuk public sector penawaran dilakukan secara luas yang melibatkan banyak pabrikan untuk melakukan penawaran. Sedangkan pada private sector potential supplier dibatasi berdasarkan pengalaman, reputasi dan investigasi. Pada saat penawaran maka perlu diperhatikan secara detail dokumen spesifikasi pompa yang ditawarkan.
- ❑ Waktu penawaran tergantung pada kompleksitas dari aplikasi dari pompa dan sistem pemipaan.
- ❑ Evaluasi dari penawaran yang masuk dengan memperhatikan harga yang ditawarkan, efisiensi, umur ekonomis dari pompa, pelayanan instalasi pompa, waktu pengiriman, ketersediaan suku cadang, pelayanan purna jual yang ditawarkan, biaya perawatan, dimensi pompa dan peralatan tambahan dan garansi.

INSTALASI, OPERASI DAN PERAWATAN

BAB 6

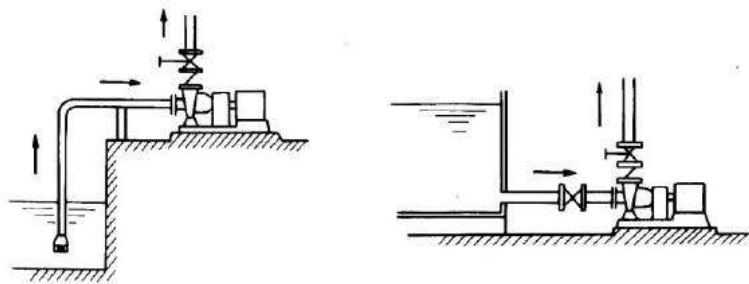
6.1 Instalasi

Penempatan pompa, pondasi, urutan pemasangan dan pemeriksaan kelurusan adalah faktor penting yang perlu diperhatikan dalam menginstallasikan pompa.

6.1.1 Penempatan Pompa

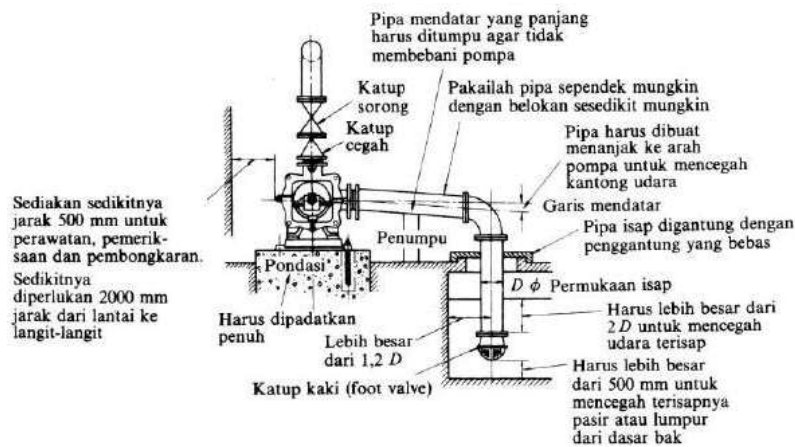
Dalam Penempatan pompa yang harus diperhatikan ada tiga faktor yaitu:

1. **Letak pompa terhadap permukaan fluida yang diisap.** Pompa harus diletakkan sedekat mungkin dengan sumber, hal ini akan mengurangi kemungkinan terjadinya cavitasi. Ada dua kemungkinan untuk meletakkan pompa terhadap tadah isap, seperti terlihat pada gambar 6.1 yaitu tadah isap dibawah pompa dan tadah isap diatas pompa.



Gambar 6.1. Letak tadah isap dan pompa

2. **Faktor lingkungan** juga menjadi parameter dalam menginstallasikan pompa. Pompa perlu ditempatkan dalam ruangan yang melindunginya dari cuaca, oleh karena itu perlu diperhatikan letaknya agar memudahkan dalam pemeliharaan dan pemeriksaan. Jika lebih dari satu pompa yang diinstallasikan perlu dirancang ruangan yang cukup antar pompa. Gambar 6.2 memperlihatkan contoh pemasangan yang baik.



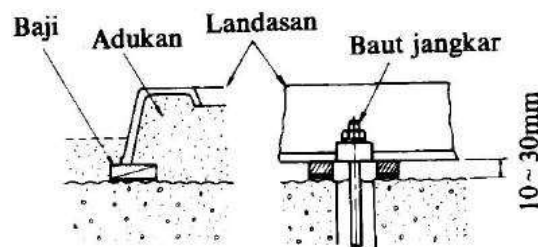
Gambar 6.2 Instalasi pompa

3. Penempatan instrumentasi seperti manometer pada posisi yang mudah dibaca

6.1.2 Pondasi

Dalam merencanakan pondasi berikut ini adalah hal-hal yang perlu diperhatikan:

1. Kekuatan pondasi, dimana pondasi harus mampu menyerap getaran pompa dan penggeraknya disamping harus dapat menahan beratnya. Untuk pompa yang dikopel langsung oleh motor listrik, berat pondasi harus 3 kali lebih berat dari berat mesin. Sedangkan yang dikopel langsung dengan motor torak berat pondasi 5 kali dari berat mesin.
2. Ladsan, dimana untuk pompa yang dikopel langsung dengan penggerak harus diletakkan pada satu landasan. Namun untuk pompa yang mempergunakan sistem transmisi dapat diletakkan pada landasan yang terpisah.
3. Kedataran landasan, agar landasan dapat mendatar dengan baik perlu disediakan celah sebesar 10-30 mm antara bidang atas pondasi dan dasar landasan lihat gambar 6.3. Hal ini dimaksudkan untuk dapat menyetel kedataran landasan. Setelah landasan datar pada pondasi, kemudian celah diisi dengan adukan.

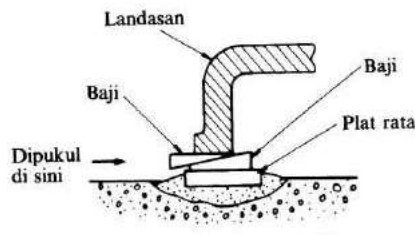


Gambar 6.3. Landasan dan pondasi

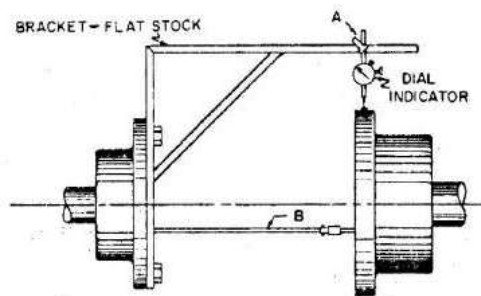
6.1.3 Urutan Pemasangan

Urutan pemasangan yang baik adalah sebagai berikut :

Peletakan mesin, umumnya untuk pompa yang dikopel langsung dengan penggerak sudah diluruskan oleh pabrikan. Namun demikian tetap perlu dilakukan pengecekan karena beberapa alasan antara lain bahwa pelurusan mesin tersebut dilakukan pabrikan pada bidang yang sangat rata, hal ini berbeda dengan permukaan yang ada ditempat pemasangan. Kemudian landasan mesin tidak mempunyai kekakuan yang tinggi sehingga masih ada kemungkinan terjadi deformasi plastis. Untuk itu perlu dilakukan pelurusan, dimana hal ini memerlukan ganjal-ganjol yang berbentuk baji dari baja. Tiap pasang baji terdiri dari baji atas dan bawah. Tiap pasang baji ini diganjalkan dibawah dasar landasan mesin diantara lubang-lubang jangkar pada pondasi lihat gambar 6.4. Jangkar dimasukkan kedalam lubang jangkar tersebut. Selanjutnya ganjal-ganjol tersebut diatur tingginya dengan menggeser-geser baji atas sehingga sumbu poros mesin menjadi datar dan segaris yang dapat diukur dengan dial indikator lihat gambar 6.5.



Gambar 6.4. Pemasangan baji



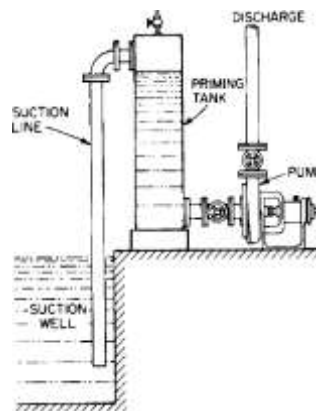
Gambar 6.5. Pengukuran kelurusan dengan dial indikator

6.2 Operasi

Pompa sentrifugal banyak digunakan untuk itu perlu diketahui operasi dari pompa ini. Untuk menghidupkan dan mematikan pompa sentrifugal ada tata caranya. Berikut ini prosedur menghidupkan pompa sentrifugal :

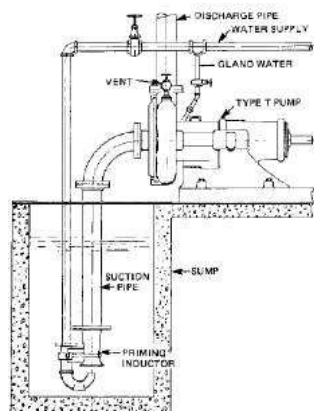
1. Pompa dipancing, katup suction dibuka. Ada beberapa cara dalam memancing pompa antara lain dengan Priming chamber. Priming chamber adalah suatu tangki dengan outlet didasar yang dihubungkan ke inlet pompa secara langsung. Sedangkan inletnya berada diatas yang dihubungkan dengan suction line lihat gambar

6.6. Ukuran dari tangki harus berisi volume antara inlet dan outlet dari priming chamber. Ketika pompa dimatikan, cairan di suction line akan keluar, tetapi cairan dalam tangki di bawah pintu masuk pengisapan tidak bisa mengalir kembali kepada tadah isap. Ketika pompa dihidupkan akan memompa cairan yang berada dalam priming chamber ke luar. Hal ini menciptakan suatu ruang hampa dalam tangki. Tekanan udara pada tadah isap akan memaksa cairan keatas untuk mengisi priming chamber.



Gambar 6.6. Priming chamber

Kemudian priming inductor dimana metoda dapat diterapkan ketika ketersediaan suatu sumber air yang terpisah dengan tekanan dan kapasitas yang cukup. Hal ini dapat digunakan untuk mengisi suction line dari pompa yang akan dipancing melalui penggunaan suatu induktor, seperti ditunjukkan dalam gambar 58. Tekanan harus sepadan dengan 4 lb/in^2 untuk masing-masing feet (90 kPa untuk masing-masing meter) dari head yang diperlukan untuk memancing pompa, diukur dari permukaan air yang paling rendah dalam sumber air yang mana harus terpenuhi untuk puncak dari pompa itu. Jumlah cairan yang diperlukan tergantung pada tekanan itu.



Gambar 6.7. Priming inductor

Karena inductor adalah peralatan yang bertekanan positif, kebocoran dalam suction line atau pada stuffing box tidaklah kritis. Disamping itu keuntungan dari sistem injector ini bahwa pompa dapat berkerja walaupun pada suction line diliputi endapan. Ketika pompa dan suction line terisi oleh air maka terjadi aliran balik yang merupakan campuran solid dan liquid.

5. Bukalah katup dalam cooling water supply ke bearing.
6. Bukalah katup dalam cooling water supply jika stuffing box didinginkan oleh air.
7. Bukalah katup dalam sealing liquid supply agar pompa rapat.
8. Bukalah katup warming up jika temperatur fluida belum mencapai tempeatur kerja.
9. Start motor
10. Buka katup discharge secara perlahan
11. Amati kebocoran pada stuffing box dan atur sealing liquid valve untuk mendapatkan laju aliran yang tepat untuk pelumasan.
12. Cek secara umum kerja pompa dan motor
13. Tutuplah katup pada pipa resirkulasi sehingga aliran pada pompa cukup menghindari terjadinya overheating.

Begitupula prosedur mematikan pompa seperti berikut ini :

1. Bukalah katup pada pipa resirkulasi
2. Tutup gate valves discharge
3. Stop motor
4. Bukalah katup warming up jika pompa dipertahankan pada tempeatur kerja.
5. Tutup katup dalam cooling water supply ke bearing dan water cooled stuffing box.
6. Jika sealing liquid tidak diperlukan ketika pompa idle tutup katupnya.
7. Tutup katup suction, buka katup pembuangan jika pompa hendak dibuka untuk inspeksi.

6.3 Perawatan

Pompa sentrifugal memiliki variasi yang luas baik jenis, ukuran dan material dari pompa. Perhatikan buku manual yang diberikan oleh pabrikan baik-baik sebelum melakukan perawatan. Berikut ini akan diuraikan mengenai pengelolaan operasi maupun pemeliharaan pompa. Di sini akan dikemukakan segi teknisnya saja di samping sedikit segi administratif.

6.3.1 Kartu kendali

Apabila operasi normal pompa sudah dimulai, perlu disediakan kartu pemeriksaan untuk setiap pompa. Pemeriksaan dilakukan seraca periodik sesuai dengan ketentuan yang tercantum di dalam kartu ini. Setiap kartu kendali harus berisi catatan mengenai spesifikasi

pompa, nama pabrik, hasil pemeriksaan pada masa uji coba, serta pemeriksaan periodik yang dilakukan selanjutnya. Contoh kartu ini diberikan dalam tabel 6.1

Tabel 6.1 Kartu kendali. (Halaman depan)

Pompa		Motor			
Jenis/type		Jenis/type		Tgl pembuatan	
Diameter keluar		Daya		Nomor pabrik	
Jumlah tingkat		Tegangan		Pabrik	
Kapasitas		Arus (A)			
Head total		Putaran			
Putaran		Jumlah			
Tgl. pembuatan		Frekuensi			
Nomor pabrik		Rating			
Pabrik		Kelas			

(Halaman belakang)

Tanggal	Uraian	Jumlah	Dikerjakan oleh

6.3.1 Periode pemeriksaan

Butir atau bagian yang perlu diperiksa beserta jangka waktunya perlu ditentukan lebih dahulu. Ketentuan ini selanjutnya dipakai sebagai dasar untuk melaksanakan pemeriksaan rutin. Atas dasar petunjuk ini kondisi mesin pada saat pemeriksaan dibandingkan dengan harga-harga standar yang diperoleh dari pemeriksaan - pemeriksaan sebelumnya.

Adapun frekuensi pemeriksaan adalah seperti diuraikan berikut ini

(1) Pemeriksaan harian

Hal-hal yang perlu diperiksa setiap hari adalah sebagai berikut

- Temperatur permukaan rumah bantalan dan rumah pompa: Dapat dirasakan dengan tangan.
- Tekanan isap dan tekanan keluar: Penunjukan manometer dan vakummeter harus dibaca.
- Kebocoran dari kotak paking: Diamati secara visual.
- Arus listrik: Dibaca pada ampermeter.

- Jumlah minyak pelumas di dalam rumah bantalan dan perputaran cincin minyak : Dirasakan dengan tangan, dilihat, dan didengarkan.
- (2) Pemeriksaan bulanan
Setiap bulan tahanan isolasi pada motor pompa benam harus diperiksa. Besarnya tahanan tidak boleh kurang dari 1 MΩ.
- (3) Pemeriksaan tiga bulanan
Setiap tiga bulan diadakan pemeriksaan atau penggantian berikut.
 - Penggantian minyak di dalam rumah bantalan
 - Pemeriksaan gemuk: Gemuk harus diganti jika memburuk.
- (4) Pemeriksaan enam bulanan
Setiap enam bulan diadakan pemeriksaan berikut.
 - Pemeriksaan paking tekan dan selubung poros: Jika pada selubung poros terlihat alur-alur dalam karena keausan, paking dan selubung poros harus diganti.
 - Keadaan kopling kaku antara poros pompa dan poros motor
Jika kelurusan banyak menyimpang dari harga yang ditentukan ketika pompa dipasang, harus dilakukan pelurusan kembali.
- (5) Pemeriksaan lima tahunan
Hal-hal yang diperiksa di sini adalah:
 - Keausan pada bagian-bagian yang berputar, terutama besarnya celah pada cincin perapat (wearing ring).
 - Korosi di dalam rumah pompa.
 - Keadaan katup-katup dengan bagian yang bergerak seperti katup cegah daa katup isap.
 - Kelurusan poros: Harus dilakukan pelurusan kembali setelah pompa dibongkar dan dipasang.
 - Tahanan isolasi motor benam: Ukur kembali setelah pembongkaran dan pemasangan kembali.

Meskipun jangka waktu pemeriksaan dapat bervariasi tergantung pada jenis zat cair yang dipompa, laju aliran, tingkat kepentingan pompa, dll., namun dapat dianjurkan untuk mengadakan pemeriksaan menyeluruh (overhaul) yang pertama dalam jangka satu tahun setelah pompa mulai dipergunakan. Adapun jangka waktu pemeriksaan periodik selanjutnya dapat ditetapkan berdasarkan hasil pemeriksaan menyeluruh yang pertama.

6.3.2 Log operasi

Jika keadaan operasi setiap hari diamati dan dicatat, maka setiap keadaan yang tidak normal mudah ditemukan sehingga dapat segera diatasi. Juga setelah pompa beroperasi untuk jangka waktu lama, jika tidak ada perbedaan dibandingkan dengan keadaan pada awal operasinya, maka dapat disimpulkan bahwa keausan di dalam pompa sangat kecil. Dengan demikian overhaul tidak perlu dilakukan. Berikut ini adalah contoh sebuah tabel log operasi.

Tabel 7.2 Kartu log operasi.

Hal Tanggal	Temperatur ruangan (°C)	Tekanan isap (vakum) (m)	Tekanan keluar (m)	Arus (A)	Tegangan (V)	Getaran suara	Temper atur bantala n (°C)	Paking tekan	Keterangan
22-5-82	25	3,5	30,5	21	220	Norma	30	Tetes air perapat	Awal operasi
23-5-82	27	3,5	30,5	21	220	"	Normal	"	
24-5-82	26	3,5	30,5	21	220	"	"	"	

6.3.3 Mengatasi gangguan

Gangguan pada pompa centrifugal umumnya terdiri dari :

- Gangguan pada suction side
- Gangguan pada sistem
- Gangguan pada mekanis

Berikut ini jenis akan diuraikan jenis gangguan dan prediksi penyebabnya :

- Pompa tidak mengalirkan fluida, hal-hal yang menyebabkannya :
1, 2, 3, 4, 6, 11, 14, 16, 17, 22, 23.
- Kapasitas yang dipompakan tidak cukup, hal-hal yang menyebabkannya :
2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 17, 20, 22, 23, 29, 30, 31.
- Tekanan yang dihasilkan tidak cukup, hal-hal yang menyebabkannya
5, 14, 16, 17, 20, 22, 29, 30, 31.
- Kehilangan uatam pompa setelah start :
2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13.
- Pompa membutuhkan daya yang berlebihan :
15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 26, 27, 29, 33, 34, 37.
- Kebocoran pada stuffing box yang berlebihan:
13, 24, 26, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40.
- Umur packing pendek :
12, 13, 24, 26, 28, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40.
- Pompa bergetar atau terlalu berisik
2, 3, 4, 9, 10, 11, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47.
- Umur bantalan pendek
24, 25, 26, 27, 28, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47.
- Pompa terlalu panas
1, 4, 21, 22, 24, 27, 28, 35, 36, 41.

Nomer pada permasalahan diatas diambil dari uraian berikut ini:

Gangguan pada suction side

1. Pompa belum dipancing
2. Pipa suction masih terisi udara
3. Suction lift terlalu tinggi
4. $NPSH_A < NPSH_R$
5. Cairan banyak mengandung udara
6. Ada kantung udara pada pipa suction
7. Udara bocor ke suction line
8. Udara bocor ke pompa melalui stuffing box
9. Foot valve terlalu kecil
10. suction line
11. Pipa inlet tidak cukup terbenam pada sumber
12. Pelindung air pipa terisi
13. Kotak pelindung tidak tepat lokasinya dalam stuffing box

Gangguan pada sistem

14. Kecepatan terlalu rendah
15. Kecepatan terlalu tinggi
16. Arah putaran yang salah
17. Total head sistem lebih besar daripada total head pompa
18. Total head sistem lebih rendah daripada total head pompa
19. Spesifif gravity yang berbeda dari perencanaan
20. Kekentalan yang berbeda dari perencanaan
21. Pompa beroperasi pada kapasitas yang terlalu rendah
22. Pompa yang berkerja pararel tidak tepat untuk suatu operasi

Gangguan pada sistem

23. Ada benda asing di impeller
24. Misalignment
25. Pondasi tidak rigid
26. Poros bengkok
27. Bagian yang berputar pada bagian yang tetap
28. Bantalan aus
29. Ring aus
30. Impeller rusak
31. Casing dari gasket rusak, menyebabkan kebocoran internal
32. Poros atau poros sleeve aus
33. Pemasangan packing yang tidak tepat
34. Jenis packing yang tidak tepat untuk suatu kondisi kerja
35. Poros tidak berputar pada pusat karena bantalan aus atau Misalignment
36. Rotor tidak seimbang
37. Gland terlalu ketat, sehingga tidak ada cairan yang masuk untuk melumasi packing

- 38. Cairan pendingin idak tersedia untuk mendinginkan stuffing box
- 39. Celah yang berlebihan pada dasar stuffing box antara poros dan casing
- 40. Cairan sealing kotor
- 41. Gaya dorong yang berlebihan akibat kerusakan mekanis didalam pompa atau peralatan penyeimbang hidrolis rusak.
- 42. Minyak gemuk yang berlebihan pada rumah bantalan atau pendinginan yang terhambat menyebabkan temperatur banalan berlebihan
- 43. Ketiadaan pelumas
- 44. Ketidaktepatan pemasangan bantalan
- 45. Bantalan kotor
- 46. Bantalan berkarat
- 47. Pendinginan yang berlebihan,sehingga terjadi kondensasi di rumah bantalan

DAFTAR PUSTAKA

1. Chaurette, Jacques, *Pump system analysis and sizing*, Paris: Fluide design Inc, 1994.
2. Karasik, Igor J., William C. Krutzsc, Warren H. Frase, Joseph Messina. *Pump Handbook* 3th edition. United State of America: McGraw Hillbook, 2001.
3. Karasik, Igor J, dan Terry McGuire. *Centrifugal Pump* 2nd edition. New York: International Thomson Publishing, 1998.
4. Mahmudi, Ali. *Pompa dan Kompresor*. Bandung: Politeknik Negeri Bandung
5. Siregar, Indra Herlamba. 2013. *Pompa Sentrifugal*. Surabaya: University Press, 2013.
6. Sularso and Tahara, Haruo. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: Penerbit Pradnya Paramitha, 1987.