

KARAKTERISTIK KAVITASI PADA POMPA SENTRIFUGAL

Abdul Muis, Muchsin, Muhammad Hasan Basri
Jurusan Teknik Mesin , Fakultas Teknik Universitas Tadulako
Email : amuis19@gmail.com

ABSTRACT : Cavitation Characteristics of The Centrifugal Pump. Cavitation is a phenomenon of changes of the liquid to vapor in liquid flow. Indications of the cavitation are formation of favor bubbles, vibration and noise. The cavitation will reduce pump performance and will damage parts of the pump for long time period of operation. This research aimed to find out cavitation characteristics of the centrifugal pump by variation of the suction pressure, pump capacity and speed of pump. The results show that pressure distribution along pump impeller will forms a parabolic curve and the lowest pressure point is the closest point to the impeller eye. Cavitation will occurs during reducing the NPSHa system by decreasing tank pressure until the certain level and will be influenced by pump speed and the discharge valve opening. NPSHa cavitation or NPSHr of the pump is 6.9 meter.

ABSTRAK : Karakteristik Kavitasi Pada Pompa Sentrifugal. Kavitasi adalah merupakan fenomena perubahan zat cair menjadi uap pada saat mengalir. Kejadian tersebut terindikasi dengan timbulnya gelembung uap, vibrasi dan suara bising. Pada pompa, kavitasi dapat menimbulkan turunnya unjuk kerja pompa serta merusak bagian-bagian pompa jika berlangsung dalam waktu yang lama. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik kavitasi pada pompa sentrifugal dengan memvariasikan tekanan isap, bukaan katup dan putaran pompa. Hasil penelitian menunjukkan bahwa distribusi tekanan pada dinding pompa yang dianggap mendekati tekanan sepanjang shroud impeller membentuk kurva parabola dengan tekanan terendah pada sisi yang terdekat dengan *suction eye* impeller. Kavitasi akan terjadi seiring dengan turunnya NPSHa sistem dengan menurunkan tekanan isap hingga level tertentu yang juga dipengaruhi oleh putaran pompa dan bukaan katup discharge pompa. NPSHa kavitasi atau NPSHr pompa uji adalah 6.9 meter.

Kata Kunci : Kavitasi, Pompa Sentrifugal, Angka Thoma, NPSH

PENDAHULUAN

Pompa telah secara umum digunakan dalam keseharian masyarakat dan pada aplikasi-aplikasi industri sebagai alat untuk mendistribusikan fluida. Dalam memompa fluida, pompa sentrifugal memegang peranan yang amat penting, karena paling banyak dimanfaatkan. Karena banyaknya penggunaan tersebut, maka dibutuhkan pompa sentrifugal dengan unjuk kerja yang memadai. Dalam operasi dan desain pompa untuk aplikasi-aplikasi penanganan cairan/benda cair, efek-efek kavitasi merupakan hal yang sangat penting untuk dipertimbangkan.

Proses pecahnya cairan dengan penurunan tekanan pada suhu cairan yang konstan sering disebut kavitasi (Brennen 1995). Oleh Dixon (1998), kavitasi didefinisikan sebagai mendidihnya cairan pada suhu normal yang diakibatkan

oleh tekanan statis yang cukup rendah. Pada kasus pompa, kavitasi diartikan dengan munculnya gelembung-gelembung uap yang diakibatkan oleh penurunan tekanan local di section pompa hingga di bawah tekanan uap dari fluida pada temperatur yang ada

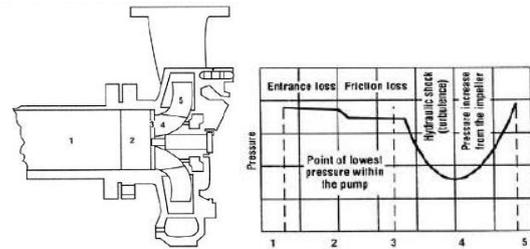
Munculnya gelombang-gelombang uap dalam aliran memiliki dua konsekuensi signifikan di dalam pompa. Yang pertama, jumlah uap yang signifikan akan menurunkan kinerja pompa, yang penyebab utamanya disebabkan oleh perubahan lintasan aliran karena kehadiran uap mengisi daerah-daerah lintasan. Karenanya untuk pengoperasian yang baik pompa membutuhkan tekanan inlet/masuk di atas angka tertentu dalam pengoperasiannya untuk menghindari kavitasi. Angka tekanan tertentu tersebut

adalah net positive suction head required (NPSHr), yang terkadang untuk memudahkan hanya disebut sebagai NPSH, yang merupakan fungsi dari flowrate, properties fluida dan design pompa. Efek yang kedua dari kavitasi adalah erosi pada blade impeller dan struktur lain yang berdekatan yang disebabkan oleh pecahnya gelembung-gelembung uap. Saat pecah, gelembung uap tersebut dapat menghasilkan tekanan hingga mendekati 10 MPa (Shima et al, 1983). Erosi pada impeller dan struktur pompa dapat berakibat pada umur dan performa operasi pompa. Selain itu, pecahnya gelembung-gelembung uap menghasilkan suara bising, yang bisa saja tidak diharapkan pada aplikasi-aplikasi tertentu, seperti kapal selam dan lain-lain. Pecahnya gelembung uap dapat menghasilkan kebisingan pada rentang frekuensi yang luas hingga 1 MHz yang dikenal sebagai white noise (Pearsall 1972).



Gambar 1. Kerusakan sudu pompa akibat kavitasi

W.E Nelson (1997), telah mempelajari distribusi tekanan pada pompa sentrifugal yang mana memperoleh hasil bahwa tekanan akan turun terutama di daerah suction dekat impeller pompa. Penurunan tekanan tersebut menurutnya dipengaruhi oleh beberapa faktor antara lain bentuk geometri pompa, putaran motor, friksi, kerugian akibat shock dan flow rate. Distribusi tekanan aliran fluida tersebut dapat dilihat pada gambar 2.

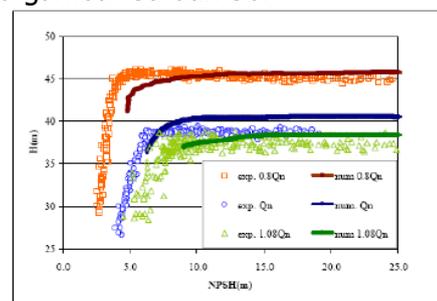


Gambar 2. Distribusi tekanan pada pompa sentrifugal

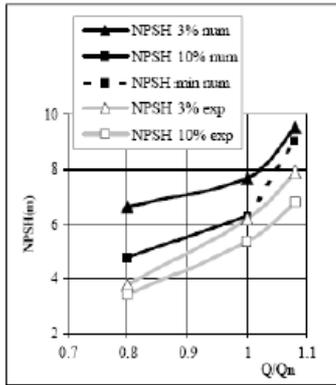
Gambar menunjukkan penurunan tekanan paling signifikan terjadi pada daerah nomor 4 (*impeller eye*), dan tekanan absolut aliran fluida tersebut dapat turun hingga dibawah tekanan uap jenuhnya. Hal ini juga dipengaruhi adanya variasi kecepatan akibat penyempitan yang mendadak dan kerugian gesek saat aliran itu masuk impeler.

Hofmann et.al (2001), mempelajari kavitasi yang terjadi pada pompa sentrifugal dengan membandingkan antara hasil eksperimen dengan numerik. Hasil penelitian secara numerik dan eksperimen mengenai karakteristik dan penurunan unjuk kerja pompa diperbandingkan pada kapasitas atau laju aliran yang berbeda. Pengujian dilakukan pada kapasitas desain Q_n ($Q_n = 210 \text{ m}^3/\text{h}$), $0,8 Q_n$ dan $1,08 Q_n$.

Hasil eksperimen dan numerik memperlihatkan bahwa penurunan NPSH mengakibatkan performa pompa turun yang diperlihatkan dengan penurunan head. Khusus pada studi numerik, penurunan head tersebut pertama kali diperlihatkan terjadi secara perlahan. Kondisi ini identik pada keseluruhan laju aliran pompa yang diuji dan diperlihatkan pada gambar 3a dan 3b.



Gambar 3a. Kurva penurunan head



(b)

Gambar 3b. Nilai NPSH pompa untuk penurunan head

Gultom (2001), Suyanto (2005) dan Priambudi (2006) juga melakukan studi fenomena kavitasi pada pompa sentrifugal yang memperlihatkan kecenderungan yang sejalan dengan Nelson dan Hoffman.

ANGKA KAVITASI

Angka kavitasi Thoma (σ_p) di temukan oleh Thoma pada tahun 1931 yang pada mulanya digunakan untuk mengetahui proses kavitasi yang terjadi pada turbin. Besaran ini menunjukkan perbandingan antara beda tekanan suction dan tekanan uap jenuh pada temperatur cairan terhadap kuadrat kecepatan cairan tersebut. Angka kavitasi ditunjukkan oleh persamaan:

$$\sigma_p = \frac{p_s - p_{vp}}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2}$$

dimana:

- σ_p Angka kavitasi Thoma
- p_s Tekanan pada suction (N/m²)
- p_{vp} Tekanan uap jenuh pada temperatur cairan (N/m²)
- ρ Massa jenis cairan (kg/m³)

V_∞ Kecepatan cairan memasuki impeller pompa (m/s)

Bilangan ini merupakan parameter untuk menunjukkan kapan saat terjadinya kavitasi (*cavitation inception*). Parameter ini mempunyai nilai yang berbeda-beda untuk setiap jenis cairan, karena setiap

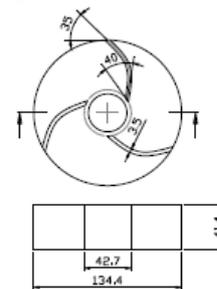
cairan mempunyai kemampuan yang berbeda untuk melarutkan beberapa gas.

METODE PENELITIAN

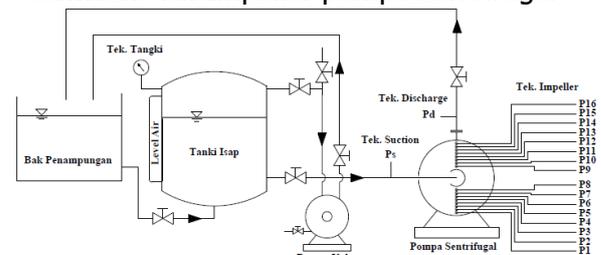
Desain eksperimen yang dilakukan untuk pengambilan data 16 titik distribusi tekanan pada dinding pompa yang dianggap mendekati tekanan di sepanjang shroud pompa ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

Fluida	rpm	Bukaan Katup (%)	
		20%	50%
		Tek. Isap (cmHg)	Tek. Isap (cmHg)
Air	1000	16 titik	16 titik
	1200	16 titik	16 titik
	1400	16 titik	16 titik
		Bukaan Katup (%)	
		75%	100%
		Tek. Isap (cmHg)	Tek. Isap (cmHg)
Air	1000	16 titik	16 titik
	1200	16 titik	16 titik
	1400	16 titik	16 titik

Selain data 16 titik distribusi tekanan, data tekanan suction dan discharge pompa serta debit fluida juga diambil untuk menunjang data perhitungan. Desain instalasi peralatan pengambilan data yang dilakukan dalam penelitian ini terlihat pada gambar 4a dan 4b.



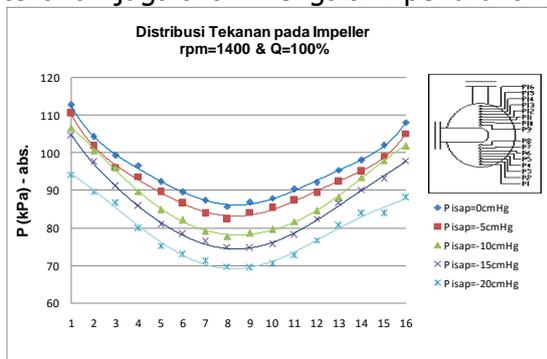
Gambar 4a. Impeller pompa sentrifugal



Gambar 4b. Skema Instalasi penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN
Distribusi Tekanan pada Dinding Impeller

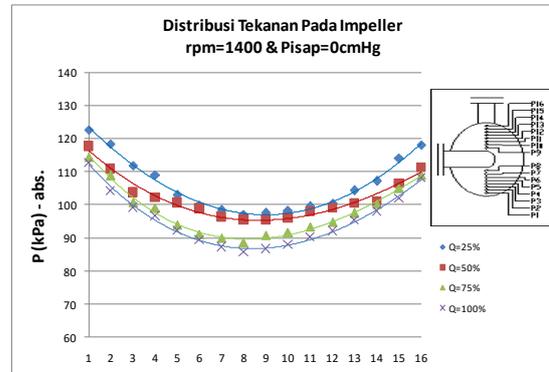
Untuk putaran 1400 rpm dan bukaan katup discharge 100% diperoleh distribusi tekanan yang diperlihatkan pada gambar 5. Gambar 5 adalah grafik hasil pengukuran tekanan pada dinding impeller pompa sentrifugal yang dianggap mendekati tekanan pada sudu/impeller arah radial. Grafik tersebut menunjukkan bahwa distribusi tekanan untuk satu tekanan isap pada sepanjang arah radial dinding shroud impeller pompa sentrifugal memiliki nilai terendah pada daerah yang paling dekat dengan daerah impeller eye pompa, yaitu P8 dan P9 kemudian semakin jauh dari daerah impeller eye pompa (P1 dan P16), tekanan semakin meningkat. Peningkatan tekanan tersebut diakibatkan oleh peningkatan gaya sentrifugal yang ditransfer oleh sudu ke fluida. Grafik tersebut juga memperlihatkan bahwa dengan semakin menurunnya tekanan isap maka distribusi tekanan juga akan mengalami penurunan.



Gambar 5. Grafik distribusi tekanan dinding impeller pada putaran 1400 rpm, kapasitas 100% dengan variasi tekan isap

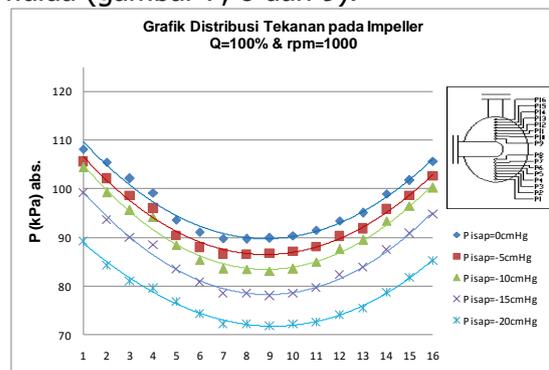
Untuk pola aliran fluida pada rentang tekanan 0 cmHg sampai dengan -15 cmHg, sebagian besar fluida masih memenuhi pompa, dan tanda-tanda kavitas mulai akan timbul ketika tekanan isap mencapai -20 cmHg, namun pada tekanan ini *head* pompa belum mengalami penurunan. Pengukuran distribusi tekanan hanya dilakukan sampai tekanan isap -20 cmHg saja karena ketika tekanan isap mencapai -25 cmHg pipa manometer

raksa yang dipergunakan untuk mengukur tekanan sudah banyak terisi oleh uap air akibat kavitas yang terjadi sehingga pengukuran yang terbaca sudah tidak lagi akurat.

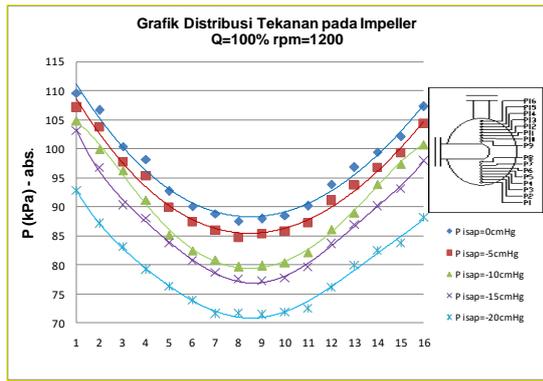


Gambar 6. Grafik distribusi tekanan dinding impeller pada putaran 1400 rpm, kapasitas 100% dengan variasi tekan isap

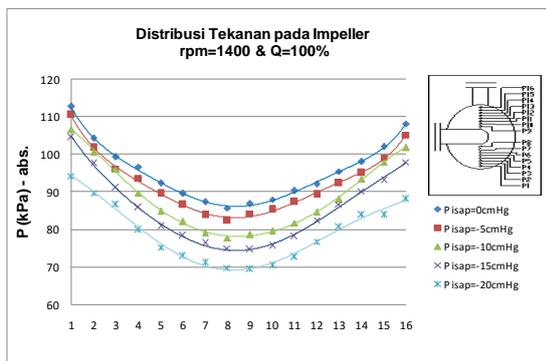
Selain faktor tekanan isap, putaran poros pompa juga mempengaruhi pola distribusi tekanan pada pompa sentrifugal. Dengan semakin besarnya putaran poros pompa maka distribusi tekanan akan semakin menurun, hal ini disebabkan karena semakin besarnya putaran poros pompa maka kecepatan fluida yang memasuki pompa juga akan semakin besar yang berakibat pada menurunnya tekanan fluida (gambar 7, 8 dan 9).



Gambar 7. Grafik distribusi tekanan pada putaran 1000 rpm, bukaan katup 100% dengan variasi tekan isap

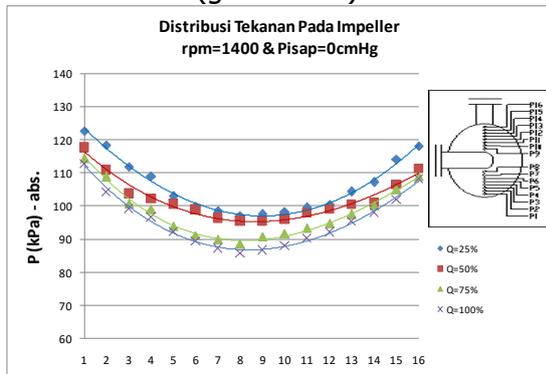


Gambar 8. Grafik distribusi tekanan pada putaran 1200 rpm, bukaan katup 100% dengan variasi tekan isap



Gambar 9. Grafik distribusi tekanan pada putaran 1400 rpm, bukaan katup 100% dengan variasi tekan isap

Hal yang sama terjadi untuk variasi bukaan katup, dengan semakin besarnya bukaan katup maka distribusi tekanan akan semakin menurun, hal ini disebabkan karena pembukaan katup yang besar juga akan meningkatkan kecepatan fluida di dalam impeller yang berpengaruh pada tekanan fluida (gambar 10).



Gambar 10. Grafik distribusi tekanan pada putaran 1400 rpm, tekanan isap 0 cmHg dengan variasi bukaan katup

Kurva Karakteristik Kavitasasi

Kavitasi yang terjadi pada pompa akan menghasilkan gangguan aliran yang diakibatkan oleh perubahan wujud fluida air yang dipompa yang diiringi dengan penurunan head, laju aliran dan efisiensi pompa. Indikator lain dari akan munculnya kavitasi adalah jika NPSH yang dibutuhkan (NPSHr) lebih rendah dari NPSH yang tersedia (NPSHa).

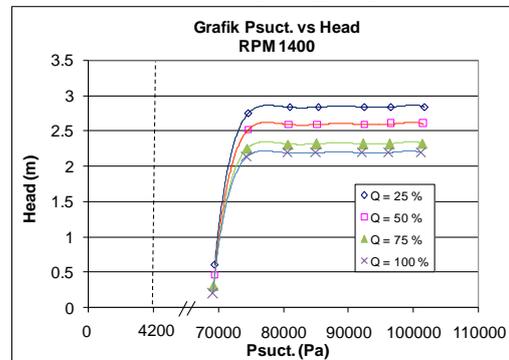
Persamaan untuk menghitung head berdasarkan instalasi penelitian yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$Head = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + (Z_d - Z_s) + \Sigma H_{LT}$$

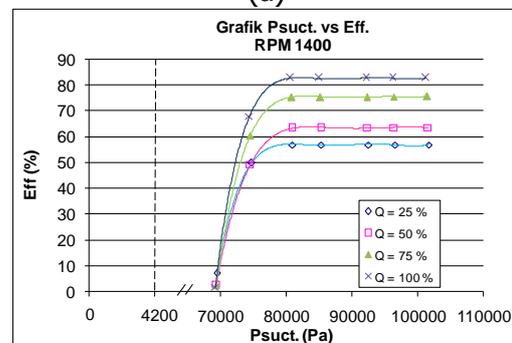
dimana:

- P_d Tekanan discharge (N/m^2)
- P_s Tekanan hisap (N/m^2)
- g Gaya gravitasi (m/s^2)
- ρ Massa jenis cairan (kg/m^3)
- $Z_d - Z_s$ Perbedaan ketinggian *pressure tap* sisi *suction* dan *discharge* pompa (m)

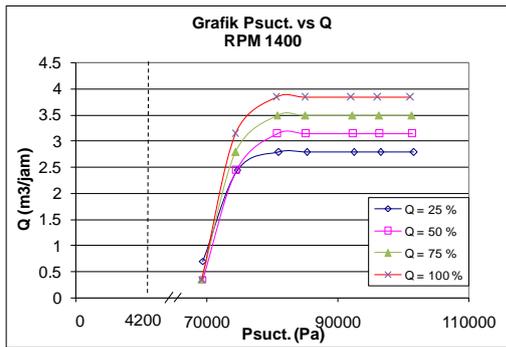
Data eksperimental yang dihasilkan kemudian dapat digambarkan dalam kurva karakteristik kavitasi pompa uji:



(a)



(b)



(c)

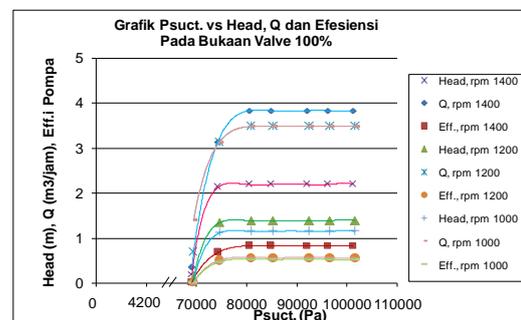
Gambar 7. Kurva karakteristik kavitasasi pada putaran pompa 1400 rpm

Dari gambar 7(a,b,c) di atas menunjukkan bahwa dengan menurunnya tekanan suction yang disebabkan oleh penurunan tekanan pada tangki hisap pompa pada awalnya tidak akan menimbulkan banyak pengaruh pada head, efisiensi dan laju aliran air pada pompa. Hal ini dikarenakan penurunan tekanan pada sisi *suction* juga dibarengi dengan penurunan tekanan pada sisi *discharge* pompa. Fenomena ini terjadi hingga tekanan pada tangki hisap -25 cmHg yang kemudian mengalami penurunan signifikan hingga tekanan tangki hisap -30 cmHg. Penurunan ini diakibatkan oleh telah timbulnya kavitasasi pada pompa uji.

Salah satu penyebab terjadinya kavitasasi ini adalah faktor geometri pompa, hal ini disebabkan karena fluida mengalami percepatan yang tinggi saat aliran fluida memasuki suatu area yang tiba-tiba menyempit luasannya. Sesaat sebelum memasuki impeller pompa (pada pipa isap) aliran fluida sedemikian rupa mengalir dengan uniform, namun pada saat memasuki daerah suction eye impeller pompa, fluida bergerak sangat cepat akibat efek putaran dari impeller. Sesuai dengan teori aliran persamaan Bernoulli, bahwa aliran fluida yang mengalami percepatan yang tinggi, akan mengakibatkan turunnya tekanan pada titik tersebut. Bila penurunan tekanan ini mencapai tekanan penguapan dari fluida kerja yang dipakai maka kavitasasi akan terjadi.

Gambar 7(a,b,c) juga memperlihatkan pengaruh bukaan katup terhadap head, efisiensi dan kapasitas (laju aliran). Efisiensi dan kapasitas pompa akan semakin meningkat jika bukaan katup semakin diperbesar. Peningkatan efisiensi tersebut dikarenakan meningkatnya kapasitas pompa serta menurunnya BHP (daya pompa) pompa. Sebaliknya head akan menurun yang dikarenakan dengan pembesaran bukaan katup menyebabkan turunnya tekanan pada discharge pompa.

Keseluruhan fenomena pada gambar 7 tersebut di atas identik dan terjadi pada variasi putaran 1000 rpm dan 1200 rpm.



Gambar 8. Kurva karakteristik kavitasasi ada bukaan katup 100% pada putaran 1000, 1200 dan 1400 rpm

Dari gambar 8, diperlihatkan pengaruh variasi putaran terhadap head, kapasitas dan efisiensi. Peningkatan putaran poros pompa mengakibatkan meningkatnya nilai head dan kapasitas pompa yang diikuti dengan peningkatan efisiensi. Peningkatan head dan kapasitas dikarenakan dengan naiknya putaran pompa mengakibatkan peningkatan tekanan discharge yang diakibatkan oleh meningkatnya volume air yang dipindahkan oleh impeller pompa.

Net Positive Suction Head (NPSH)

Untuk menghitung NPSH digunakan persamaan:

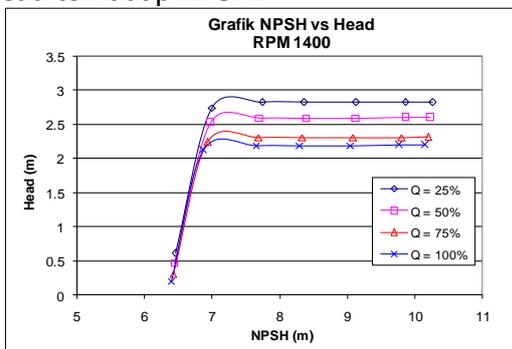
$$NPSH = H_a \pm H_{ss} - H_{vp} - H_{lp}$$

dimana:

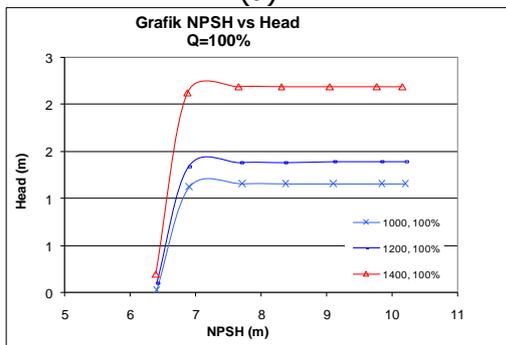
Tekanan absolut pada permukaan fluida. Tekanan ini merupakan tekanan atmosfer bila tanki tersebut terbuka, atau merupakan

tekanan absolut tanki bila pompa mengisap dari tanki yang tertutup (m)
 H_{ss} Tekanan akibat perbedaan ketinggian antara permukaan fluida dengan sisi isap pompa (m)
 H_{vp} Tekanan penguapan fluida yang dipompa (m)
 H_{lp} Head yang hilang sepanjang jalur pipa isap baik akibat gesekan cairan dengan pipa maupun akibat adanya fitting perpipaan (m)

Dari hasil perhitungan didapatkan grafik head terhadap NPSH:



(a)



(b)

Gambar 9. Grafik Head terhadap NPSH

Grafik pada gambar 9 menunjukkan bahwa dengan semakin menurunnya NPSH akibat penurunan tekanan isap pompa berpengaruh pada head pompa dengan kecenderungan dan alasan yang sama dengan gambar 7. Pada gambar 9b juga mengindikasikan bahwa ketika pompa bekerja pada putaran poros 1000, 1200 dan 1400 kavitasi terjadi pada nilai NPSH sekitar 6.9 m dengan tekanan tanki isap sebesar -25 cmHg.

Brake Horse Power (BHP)

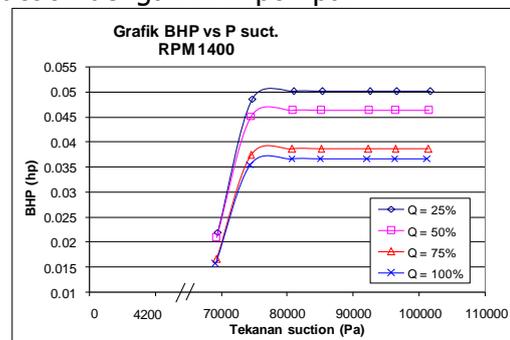
Daya poros pompa (BHP) dapat dihitung dengan persamaan:

$$BHP = T\omega = \frac{Pgl2\pi n}{746 \times 60} (hp)$$

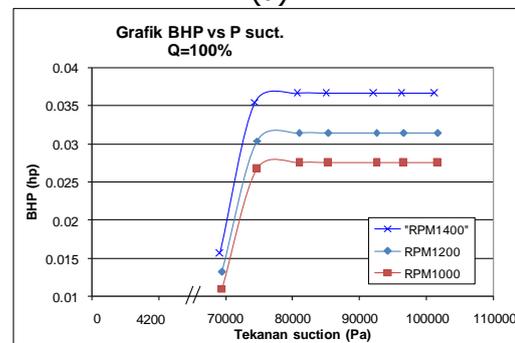
dimana:

- P Beban motor (kg)
- g Gaya gravitasi (m/s^2)
- l Jarak pembebanan motor (m)
- ρ Massa jenis cairan (kg/m^3)
- n Putaran motor (rpm)
- T Torsi motor (Nm)
- ω Kecepatan sudut (rad/s)

Dari hasil perhitungan didapatkan grafik hubungan antara penurunan tekanan suction dengan BHP pompa:



(a)



(b)

Gambar 10. Grafik BHP terhadap tekanan suction

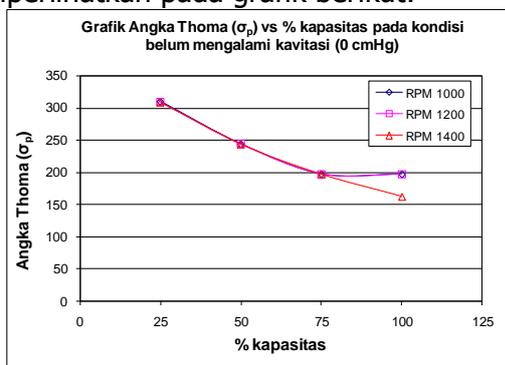
Dari grafik pada gambar 10a diatas, terlihat bahwa dengan turunnya tekanan suction maka BHP cenderung akan statis, namun pada saat terjadinya kavitasi penurunan nilai BHPnya menjadi sangat signifikan. Dengan semakin besarnya kapasitas pada satu putaran poros, nilai bhp pompa cenderung mengalami penurunan, hal ini disebabkan karena pada bukaan katup kecil nilai head pompa

lebih besar dari pada bukaan katup yang lebih besar, dan tekanan pada sisi suction dan dischargenya pun juga lebih besar, sehingga diperlukan daya yang lebih besar untuk memutar impeller pompa pada bukaan katup yang lebih kecil.

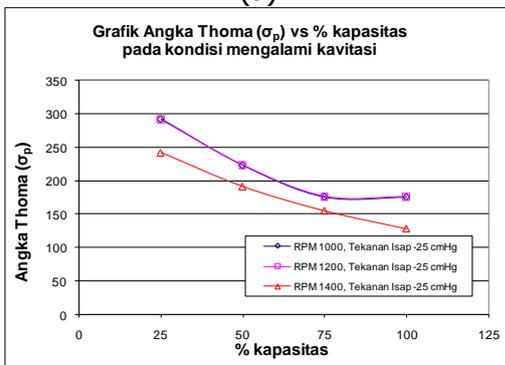
Pengaruh putaran juga mempengaruhi BHP pompa yang mana peningkatan putaran juga akan meningkatkan nilai BHP hal ini diperlihatkan pada gambar 10b. Dari grafik tersebut juga terlihat bahwa nilai bhp terbesar terjadi ketika pompa pada kondisi operasi putaran poros 1400 rpm, yaitu sekitar 0.0366117 hp.

Angka Kavitasi

Besarnya angka thoma (σ_p) yang merupakan parameter kavitasi pada pompa dapat diketahui pada setiap variasi yang dilakukan pada pompa uji. Ada beberapa besaran yang mempengaruhi angka kavitasi, diantaranya kapasitas, putaran motor dan tekanan hisap. Diperlihatkan pada grafik berikut:



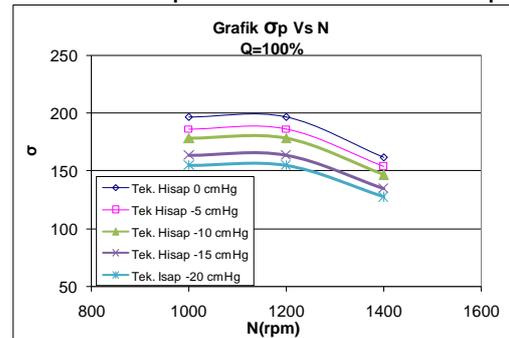
(a)



(b)

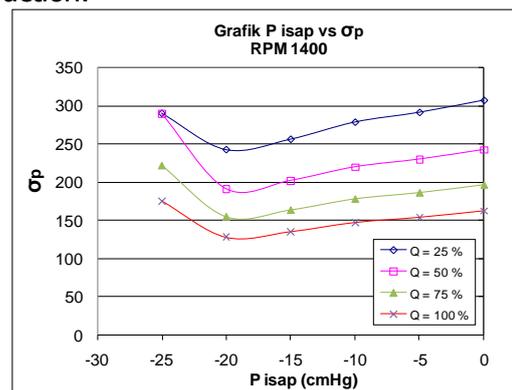
Gambar 11. Grafik angka kavitasi terhadap bukaan katup discharge pompa

Dengan penambahan bukaan katup discharge pompa akan mempengaruhi besarnya angka thoma, hal ini dapat kita lihat pada gambar 11a dan 11b. Pada gambar tersebut terlihat bahwa dengan semakin bertambahnya bukaan katup nilai angka thoma semakin menurun, yang mengindikasikan semakin mudahnya terjadi kavitasi. Fenomena ini berlaku pada semua variasi putaran dan tekanan isap.



Gambar 12. Grafik angka kavitasi terhadap bukaan katup discharge pompa

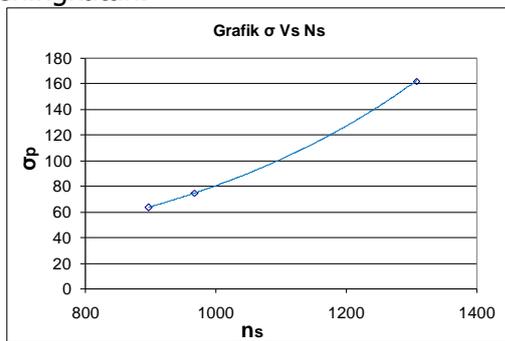
Grafik pada gambar 11 menunjukkan hubungan antara putaran dengan angka kavitasi dimana dengan meningkatnya putaran pompa maka akan menurunkan angka kavitasi. Hal ini di sebabkan oleh karena peningkatan putaran pompa menyebabkan peningkatan kecepatan fluida air memasuki inlet pompa yang disertai dengan penurunan tekanan pada suction.



Gambar 13. Grafik angka kavitasi terhadap tekanan isap pada 1400 rpm dengan variasi bukaan katup

Pada grafik gambar 12 dapat dilihat pengaruh tekanan isap terhadap angka kavitasi. Untuk tekanan hisap yang rendah juga akan menurunkan angka kavitasi.

Akan tetapi kecendrungan ini akan mengalami perubahan ketika kavitasasi akan terjadi, dimana angka kavitasasi mengalami peningkatan.



Gambar 14. Grafik angka kavitasasi terhadap putaran spesifik pompa

Hubungan antara putaran spesifik dengan angka kavitasasi dapat diperoleh dengan membandingkan beberapa jenis pompa yang berbeda, untuk grafik pada gambar 13 digunakan data tambahan dari penelitian sebelumnya yakni Dimpu Gultom (2001) dan Aris Priambudi (2006). Dari grafik terlihat bahwa angka kavitasasi akan bertambah seiring dengan peningkatan putaran spesifik pompa.

SIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan yaitu:

Distribusi tekanan pada shroud impeller pompa sentrifugal kearah radial menghasilkan grafik parabolic dengan nilai terendah berada pada daerah *suction eye*, dan dengan semakin kecilnya tekanan isap, yaitu mulai 0 cmHg sampai -20 cmHg, terlihat bahwa nilai distribusi tekanannya juga turun. Demikian halnya dengan penambahan putaran dan bukaan katup. Untuk tekanan isap -20cmHg dan bukaan katup 100%, pada putaran 1000 rpm, 1200 rpm dan 1400 rpm diperoleh tekanan terendah secara berurutan 71,8252 kPa, 71,3996 kPa dan 69,4166 kPa.

Kurva karakteristik pompa memperlihatkan bahwa penurunan tekanan suction pompa hingga pada tekanan tertentu akan mengakibatkan kerugian pada kinerja pompa yang dapat

diidentifikasi dengan penurunan head, laju aliran fluida (kapasitas) dan efisiensi pompa secara signifikan sebagai akibat dari timbulnya kavitasasi. Untuk bukaan katup 100%, pada putaran 1000 dan 1200 rpm kavitasasi mulai terjadi pada tekanan suction 74643,2042 Pa (tekanan isap -25 cmHg) dan pada putaran 1400 rpm kavitasasi mulai terjadi pada tekanan suction 74331,9355 Pa (tekanan isap -25 cmHg).

Penurunan NPSHa secara berkala hingga pada level tertentu (saat kavitasasi atau $NPSHa \leq NPSHr$) mengakibatkan penurunan head yang signifikan. Untuk pompa uji yang digunakan diperoleh bahwa untuk setiap variasi putaran dengan bukaan katup 100% NPSHa saat terjadi kavitasasi adalah sekitar 6.9 meter atau bisa dikatakan bahwa NPSHr pompa adalah 6.9 meter.

Dari grafik hubungan antara BHP dan tekanan suction terlihat bahwa pada saat terjadinya kavitasasi maka beban motor pompa juga akan turun sangat drastis. Untuk pompa uji yang digunakan diperoleh BHP maksimum pada setiap putaran terjadi pada bukaan valve terendah (25%), untuk putaran 1000, 1200 dan 1400 rpm BHP maksimumnya secara berurutan adalah 0.033 hp, 0.036 hp dan 0.050 hp.

Hubungan antara angka kavitasasi (thoma) dengan tekanan isap, memperlihatkan bahwa seiring dengan turunnya tekanan isap maka angka kavitasasi juga akan menurun hingga pada tekanan isap kavitasasi. Selain itu, peningkatan bukaan katup akan menurunkan angka thoma yang dalam hal ini mengindikasikan semakin mudah terjadi kavitasasi. Juga putaran pompa akan mempengaruhi angka thoma, yang mana peningkatannya akan menurunkan angka thoma. Angka thoma yang terendah pada semua variasi putaran diperoleh pada bukaan katup 100% dengan tekanan isap -20 cmHg. Untuk putaran 1000, 1200 angka thoma sekitar 155.13343 dan untuk 1400 rpm angka thoma diperoleh 127.64567. Untuk pompa yang berbeda, diperoleh grafik hubungan antara angka

thoma dengan putaran spesifik yang memperlihatkan bahwa peningkatan putaran spesifik juga akan meningkatkan angka thoma.

DAFTAR RUJUKAN

- Brennen C.E. 1995. "Cavitation and Bubble Dynamics" New York: Oxford University Press.
- Dixon S.L. and Hall C.A. 1998. "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery". Elsevier.
- Gultom D. 2001, "Uji Eksperimental Pengaruh Tekanan dan Temperatur Terhadap Fenomena Kavitasi Pada Impeler Pompa Sentrifugal", Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- Hofmann M., Stoffel B., Delgosha O.C., Patella R.F. and Reboud J.L. 2001. "Experimental and Numerical Studies on a Centrifugal Pump With 2D-Curved Blades in Cavitating Condition", CAV Journal 2001: Session B7.005.
- Nelson, W.E. 1997. "Understanding Pump Cavitation", Chemical Processing.
- Pearsall I.S. 1972 "Cavitation". M & B Monograph ME/10. Mills & Boon.
- Priambudi A. 2006, "Studi Komparasi Fenomena Kavitasi Pada Impeller Pompa Sentrifugal Dengan Fluida Kerja Air Tawar dan Air Laut", Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- Shima A., Takayama K., Tomita Y. and Oshawa N. 1983. "Mechanism of Impact Pressure Generation from Spark-Generated Bubble Collaps Near a Wall": AIAA J Vol.21 55-59.
- Suyanto I. 2005, "Studi Eksperimental Fenomena Kavitasi Pada Sudu Pompa Sentrifugal", Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.