

## STUDI EKSPERIMENTAL PERFORMANCE KAVITASI WATERJET PROPULSI

W. M. Rumaherang<sup>1,\*</sup>, J. Louhenapessy<sup>2</sup>, M. F. Noya<sup>3</sup>, C. S. Tupamahu<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

\*Email: [maxrumaherang72@gmail.com](mailto:maxrumaherang72@gmail.com)

<sup>2</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

Email: [jandrileonora@yahoo.co.id](mailto:jandrileonora@yahoo.co.id)

<sup>3</sup>Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

Email: [mesakfrits@gmail.com](mailto:mesakfrits@gmail.com)

<sup>4</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

Email: [tupamahucendy@gmail.com](mailto:tupamahucendy@gmail.com)

**Abstrak.** Kavitasasi merupakan fenomena dari proses dinamis dalam mesin-mesin hidrolis yang dapat menyebabkan penurunan performance energy, menimbulkan getaran dan merusak permukaan blade. Analisa gejala kavitasasi pada mesin-mesin hidrolis dilakukan melalui studi performance kavitasasi, yaitu hubungan antara parameter-parameter energi. Setiap mesin mempunyai nilai kritis pada kurva performance kavitasasi yang berbeda, karena itu studi pengaruh perubahan kavitasasi dilakukan untuk menentukan zona kerja mesin tanpa kavitasasi. Dalam penelitian ini analisa performance kavitasasi dilakukan pada waterjet propulsor model dengan 5 blade impeller dan 7 blade stator dengan menggunakan metode eksperimen. Koefesien kavitasasi divariasikan  $\sigma = 2,25$  sampai  $0,25$  melalui pengaturan dan pengontrolan tekanan inlet pada rig pengujian kavitasasi. Titik kritis akan diobservasi pada pada titik dimana terjadi penurunan koefesien thrust sebesar 3,28%. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa kavitasasi mulai terjadi pada  $\sigma = 1$ , titik kritis dipeoleh pada  $\sigma = 0,75$ . Waterjet ini harus dioperasikan pada kondisi dimana  $\sigma > 0,75$ .

Kata kunci: waterjet propulsor, koefesien kavitasasi, performance kavitasasi

**Abstract.** Cavitation is a complex phenomenon of dynamic processes in hydraulic machines that can cause a decrease in energy performance, vibration and damage the blade surfaces. Analysis of cavitation symptoms in hydraulic machines is carried out through cavitation performance studies, namely the relations between energy parameters. Each hydraulic machine has a critical value on a different cavitation performance curve. Therefore, a study of the effect of cavitation changes is needed to determine the working zone of hydraulic machines without cavitation. In this study, cavitation performance analysis was carried out on a waterjet propulsor model with 5 impeller blades and 7 stator blades using experimental methods. The cavitation coefficient was varied at  $\sigma = 2.25$  to  $0.25$  by setting and controlling the inlet pressure on the cavitation test rig. The critical point value will be observed at the point where the thrust coefficient was decrease to 3.28%. The results showed that cavitation begins at  $\sigma = 1$ , the critical point is obtained at  $\sigma = 0.75$ . From this studies we find that waterjet must be operated at conditions where is  $\sigma > 0.75$ .

Keywords: Waterjet propulsor, cavitation coefficient, cavitation performance

### 1. PENDAHULUAN

Kavitasasi adalah fenomena dan proses dinamis yang kompleks yang ditandai dengan pecahnya kontinuitas cairan secara lokal dengan pembentukan dan penutupan rongga uap-gas. Ini adalah proses tidak stabil yang menyebabkan

terjadinya pulsasi tekanan dan getaran, yang dapat merusak permukaan *blade impeller* dan membahayakan konstruksi mesin-mesin hidrolis [1], [2]. Menurut Zhang dan Zhang [3] dan Tiwari 2020 [4] kavitasasi bersifat multiphase tiga dimensi, discontinuous dan merupakan fenomena unsteady. Dengan berkembangnya

kavitasi dalam aliran maka terjadi penurunan tajam efisiensi dalam kurva performansi kavitasi dan tahanan kekuatan material, memperpendek masa periodik reparasi dan maintenance, menambah intensitas tenaga kerja dan biaya operasional turbin [1] dan propeller [5].

Kavitasi dapat terjadi ketika tekanan lokal dari fluida cair lebih rendah dari tekanan uap jenuhnya [2] atau pada zona tekanan rendah yang ditunjukkan oleh distribusi volume fraksi uap menyeluruh dan kurva distribusi tekanan yang konstan sepanjang permukaan [6]. Diketahui bahwa ketika tekanan turun ke nilai tekanan uap  $P_d$  dalam fluida kontinu, cairan mulai mendidih dan sejumlah besar gelembung gas uap kecil yang bersifat ledakan muncul dan meningkat dengan cepat. Jika zona ekspansi cukup panjang, rongga kavitasi terbentuk dari gelembung. Pada saat itu terjadi perubahan fase tunggal menjadi aliran dua fase dan prinsip kontinuitas aliran tidak berlaku [1].

Fenomena kavitasi aliran pada mesin-mesin hidrolik sangat ditentukan oleh proses *design*, pengoperasian serta perbaikan mesin seperti pompa, turbin [7] dan juga *blade* pompa propulsor dalam berbagai tingkatan [6]. Bentuk *blade* dan pitsnya dapat menyebabkan terbentuknya kavitasi secara bertahap dan secara ekstrim dapat merusak material *blade* [8]. Selain pada *impeller* dan stator, kavitasi juga dapat terjadi pada duct saluran masuk yang dapat menyebabkan erosi dan vibrasi sehingga harus dihilangkan.

Penelitian karakteristik kavitasi dilakukan untuk meninjau kavitasi pada *impeller*, stator dan juga pada saluran masuk. Hasil-hasil penelitian melalui eksperimen atau simulasi hidrodinamika menunjukkan bahwa pada penurunan koefisien kavitasi  $\sigma$  [9] atau NPSH [2] terjadi penurunan head dan efisiensi yang tajam, akibat penurunan tekanan pada profil *impeller* [4]. Demikian juga pada variasi nilai  $Q/Q_{max}$  yang kecil nilai efisiensi akan turun secara tajam sesuai hasil studi yang dilakukan oleh Sinagra et al [10] yang dikutip oleh G. Tiweri et al [4].

Kavitasi pada saluran masuk dilakukan melalui analisis distribusi tekanan air di sekitar penampang inlet. Oleh karena itu, kemungkinan kavitasi diselidiki dan dikendalikan dengan cermat melalui pengaturan angka atau koefisien kavitasi [11]. Penelitian kavitasi pada profil NACA 0012 dilakukan melalui variasi koefisien kavitasi  $K$  [1] sedangkan pada turbin dilakukan dengan memvariasikan koefisien kavitasi  $\sigma$ , melalui pengaturan tekanan outlet, sesuai dengan kondisi sisi keluar turbin [9] dan pada pompa *waterjet* dilakukan dengan variasi koefisien

kavitasi  $\sigma$  [4][7][9][12][13] yang dikontrol melalui pengaturan tekanan inlet.

*Waterjet* propulsi merupakan suatu sistem yang kompleks, yang belakangan ini dikembangkan dan digunakan diaplikasikan pada kapal-kapal cepat dengan kemampuan manuver yang lebih tinggi, membuat penggunaan *waterjet* lebih menarik karena telah dihasilkan pompa-pompa dengan kecepatan tinggi dan efisiensi yang tinggi [11]. Pompa axial [14] digunakan dalam berbagai aplikasi teknik termasuk pada pompa pemanas, pompa propane pada sistem pembakaran roket dan paling banyak digunakan sebagai *waterjet* propulsor pada kapal cepat, namun permasalahan penting yang sampai saat masih tetap diteliti adalah masalah pengaruh kavitasi. Hal ini karena kecepatannya yang tinggi sehingga sangat rawan terhadap bahaya kavitasi.

Para peneliti telah membuat kemajuan besar dalam studi kavitasi, tetapi masalah kavitasi dalam kondisi khusus dalam sistem propulsi *waterjet* masih merupakan faktor penting analisa kinerja hidroliknya [6].

Kavitasi aliran mempengaruhi karakter aliran dalam penampang *waterjet*. Perubahan tingkat kavitasi yang ditandai dengan koefisien kavitasi  $\sigma$  atau NPSH [6],[15][16] merubah profil distribusi tekanan dan kecepatan aliran dan selanjutnya menyebabkan perubahan performance *waterjet*, selain dari pengaruh bentuk dan geometri *waterjet* yang masih perlu ditinjau secara luas, dan karena itu dalam paper ini dianalisa pengaruh nilai koefisien kavitasi terhadap profil aliran dan performance kavitasi pompa *waterjet* propulsor dan menentukan titik koefisien kritis kavitasi, yaitu nilai koefisien dimana performance *waterjet* turun sampai dengan 3,28% [6]. Performance kavitasi mencakup berbagai parameter. Namun dalam penelitian hanya dianalisa parameter tekanan, kecepatan, koefisien thrust  $K_t$  dan koefisien head  $K_H$ .

Metode yang saat ini paling efektif adalah experimental dan simulasi numerik [1][2][4][6][9]. Dalam paper ini karakteristik kavitasi dianalisa melalui metode eksperimen untuk model *waterjet* [17] dengan 5 *blade impeller* dengan bentuk dan ukuran yang sudah dimodifikasi.

## 2. BAHAN DAN METODE

### 2.1. Parameter-parameter Energi Turbo Mesin

*Waterjet* propulsion sistem memiliki tiga komponen utama: inlet, pump and nozzle [11][14]. *Water jet* propulsor termasuk dalam pompa aksial yang terdiri dari sudu-sudu *impeller* dan sudu-sudu pengarah [14]. Profil aliran dalam

setiap penampang secara teoritis dihitung dengan pendekatan aliran turbulen yang diekspresikan ulang oleh Creswell et al [18] dan Steven Alshop et al [19], yaitu :

$$\frac{v}{U_o} = \left(\frac{r}{R}\right)^{1/7} \quad (1)$$

Berdasarkan persamaan torsiturm thrust yang efisien adalah relasi pada perubahan torsiturm aliran fluida dalam nosel [20][21] yang dinyatakan sebagai:

$$T = \rho Q(V_j - cv_m) = \rho QV_m(a - 1) \quad (2)$$

Dimana  $\rho$  adalah densitas fluida [kg/m<sup>3</sup>],  $Q$  adalah debit aliran [m<sup>3</sup>/s],  $V_j$  adalah kecepatan keluar jet dari nosel [m/s],  $V_m$  adalah kecepatan aliran masuk ke impeller [m/s], dan  $a = \frac{V_j}{V_i} = (D/D_j)^2$  adalah rasio jet [20].

$$V_j = \frac{4Q}{(\pi D_j^2)} \text{ dan } V_m = \frac{4Q}{(\pi D^2)} \quad (3)$$

Head pompa dipengaruhi oleh kondisi aliran di inlet, nozzle, dan posisi kedalaman jet dan dinyatakan sebagai berikut [22]:

$$H_p = \frac{1}{2g} [V_j^2 \eta_n - V_i^2 \eta_i + 2gh_j] \quad (4)$$

Dengan memperhitungkan kerugian-kerugian kecil lainnya, maka head dan debit sistem *waterjet* ditentukan juga dengan memperhitungkan nilai koefisien thrust  $K_t$  dan torsi  $K_Q$  [12]. Nilai kedua koefisien ini secara berturut dinyatakan dengan persamaan :

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (5)$$

$$K_Q = \frac{M_z}{\rho n^2 D^5} \quad (6)$$

Menurut Golikov dan W.M. Rumaherang, 2011 [14], kemampuan anti-kavitasi mesin-mesin hidrolis ditentukan oleh koefisien kecepatan spesifik kavitasi dinyatakan sebagai:

$$C_{kr} = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{sup}^{3/4}} \quad (7)$$

Dimana :  $n$  = putaran poros 1/min;  $Q$  = debit, m<sup>3</sup>/s,  $\Delta h_{sup}$  = keamanan kavitasi tersedia, yang sama dengan koefisien kavitasi. Pada pompa dengan kondisi-kondisi khusus dibawah syarat kavitasi, nilai koefisien kecepatan specific berada pada range  $C_{kr}=900 \div 1000$

Mirip dengan desain turbin yang dilakukan oleh W. M. Rumaherang et al [23], diameter impeller ditentukan berdasarkan kecepatan aliran fluida pada penampang meridian ( $V_m$ ) dan debit

( $Q$ ). Dari perhitungan konstruksi dan kekuatan poros, maka kecepatan pada daerah *impeller* adalah [23][24][25]:

$$V_m = \frac{4Q}{\pi D_1^2 (1 - d_{bs}^2)} \quad (8)$$

Koefisien tekanan dinyatakan sebagai berikut [12]:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho(nD)^2} \quad (9)$$

Seperti yang telah disebutkan bahwa syarat permulaan kavitasi pada titik mana pun adalah terjadinya penurunan tekanan pada titik ini ke tekanan uap air jenuh pada suhu *impeller*. Perbedaan antara tekanan pada setiap titik suhu dan tekanan penguapan  $p_v$  ditentukan oleh rumus [9]:

$$\frac{p_\infty - p}{\rho gH} = \sigma_s - \sigma_{wj} \quad (10)$$

Dengan mensubstitusi koefisien tekanan dalam penelitian Takayuki Watanabe et al [12], ke persamaan koefisien kavitasi yang ditulis dalam penelitian yang dilakukan oleh W.M. Rumaherang dan Topazh G.I [9] maka koefisien kavitasi ditulis menjadi:

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_v}{\frac{1}{2}\rho(nD)^2} = \frac{NPSE}{E} = \frac{p_\infty - p}{\rho gH} = -C_p \quad (11)$$

Hasil dari persamaan (11) dibandingkan dengan syarat persamaan (7), menunjukkan kondisi anti-kavitasi pompa propulsor tersebut.

## 2.2. Bentuk dan Ukuran Model Waterjet Propulsor

Waterjet propulsor didesain dengan prosedur desain pompa aksial pada persamaan (8), [9] menghasilkan bentuk dan geometri yang diadaptasikan sesuai syarat-syarat untuk *waterjet* propulsor. Ukuran-ukuran pompa yang didesain dan diuji ditampilkan dalam Tabel 1.

Tabel 1. Ukuran-ukuran utama impeller dan stator

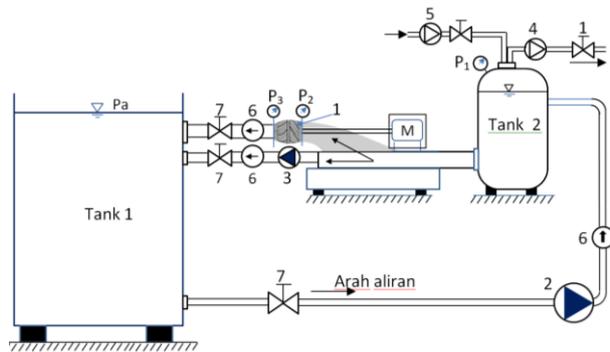
Impeller/Stator model	Simbol	Impeller	Stator
Dia. max (mm)	D <sub>1</sub>	120	120
Dia. min (mm)	D <sub>2</sub>	100	76
Rasio dia.	d/D <sub>2</sub>	0,63	0.63
Jumlah blade	z	5	7
Material	-	bronze	bronze
Luas Permukaan Inlet (m <sup>2</sup> )	A <sub>in</sub>	0.00785	0.11304

### 2.3. Peralatan Test dan Metode

Instalasi pengujian pompa axial sebagai water jet dilakukan untuk mengukur pengaruh koefisien kavitas terhadap parameter-parameter energi yaitu head [6][7][9] [26] dan terhadap thrust [11].

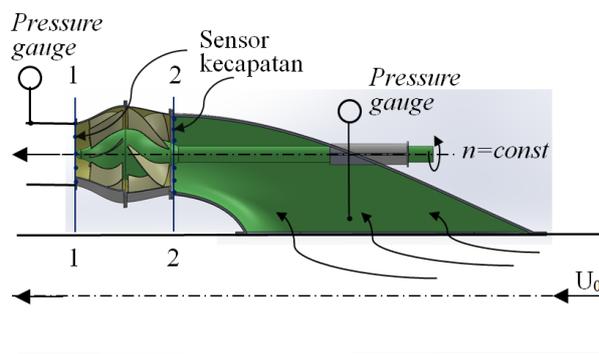
Instalasi pengujian yang dirancang diadopsi model riset yang dilakukan oleh Jie Dang [17][26][16] dengan menambahkan sebuah pompa yang mengontrol kecepatan aliran horizontal pada inlet duct.

Pengukuran performance kavitas dilakukan melalui variasi nilai koefisien kavitas  $\sigma$  pada persamaan (10) dan (11), yang kontrol melalui pengaturan tekanan pada tanki 1 yang diindikasikan oleh pressure gauge 1. Nilai pressure gauge diperoleh melalui pengaturan kerja kompresor 4 dan 5.



Gambar 1. Diagram skematis dari rig eksperimen:

1. Waterjet propulsor, 2. Pompa input,
3. Pompa kontrol, 4 & 5 Kompresor,
6. magnetic flowmeter, 7. Katup kontrol,  $P_1, P_2, P_3 = pressure\ gauge$ .



Gambar 2. Testing pompa axial

Pengukuran performance kavitas dilakukan melalui variasi nilai koefisien kavitas  $\sigma$  pada persamaan (10) dan (11), yang kontrol melalui pengaturan tekanan pada tanki 1 yang diindikasikan oleh pressure gauge 1. Nilai pressure gauge diperoleh melalui pengaturan kerja kompresor 4 dan 5. Pengukuran dilakukan

pada putaran poros waterjet konstan  $n = 2400$  1/min dan debit  $Q = 0.038\ m^3/s$ . Kecepatan aliran inlet dalam arah sumbu x, yaitu  $u_0 = konstan$ , yang dikontrol dengan kerja pompa 1 dan 3.

Pengukuran performance kavitas dilakukan melalui variasi nilai koefisien kavitas  $\sigma$  pada persamaan (10) dan (11), yang kontrol melalui pengaturan tekanan pada tanki 1 yang diindikasikan oleh pressure gauge 1. Nilai pressure gauge diperoleh melalui pengaturan kerja kompresor 4 dan 5. Pengukuran dilakukan pada putaran poros waterjet konstan  $n = 2400$  1/min dan debit  $Q = 0.038\ m^3/s$ . Kecepatan aliran inlet dalam arah sumbu x, yaitu  $u_0 = konstan$ , yang dikontrol dengan kerja pompa 1 dan 3.

Data hasil pengukuran yang ditunjukkan oleh sensor kecepatan digunakan untuk menggambar profil kecepatan pada sensor yang terpasang sepanjang spanwise pada penampang inlet duct dan pada titik koneksi inlet duct dan impeller (penampang 1-1) dan outlet stator (penampang 2-2). Nilai nilai head dan thrust waterjet diperoleh dengan formula (2) dan (3), berdasarkan hasil pengukuran tekanan dan kecepatan pada semua penampang.

### 2.4. Karakteristik Kavitas Waterjet

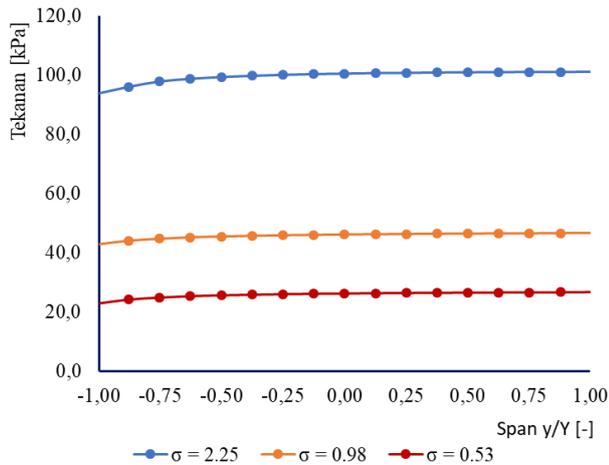
Karakteristik pompa waterjet propulsi menggambarkan karakteristik kavitas yaitu pengaruh koefisien kavitas terhadap head  $H_p$ , thrust  $T_j$  dan torque  $M_z$ . Dalam penelitian ini hubungan ini dinyatakan melalui pengaruh kavitas terhadap koefisien head  $K_H$ , koefisien thrust  $K_t$  yaitu  $K_H, K_t = f(\sigma)$ . Setelah digambarkan karakteristik kavitas, maka ditemukan titik kritis kavitas, yaitu titik dimana koefisien head  $K_H$  dan koefisien thrust ( $K_Q$ ) pada kurva performance pompa turun, 3,28 % dibawah nilai-nilainya yang diperoleh pada kondisi aliran tanpa kavitas.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

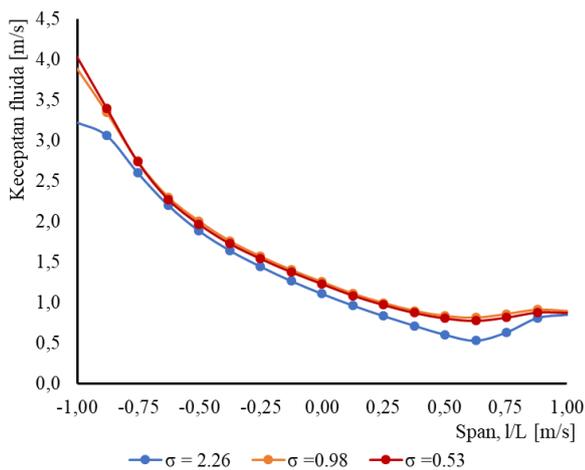
### 3.1. Flow Velocity And Pressure Profiles Pada Penampang Saluran Masuk

Pada pengampang aliran masuk diukur tekanan dan kecepatan pada sensor yang dipasang sepanjang garis tengah penampang melintang 1-1 yang menghubungkan koordinat titik (0, -0,09, -0,015) dengan koordinat (0, -0,015, -0,33). Pada jarak antara sensor-sensor tersebut, nilai tekanan dan kecepatan diperoleh melalui interpolasi. Nilai tekanan pada penumpang dipengaruhi oleh nilai koefisien kavitas  $\sigma$ , yang divariasikan melalui variasi nilai tekanan pada tangki 2. Nilai tekanan dan kecepatan pada variasi nilai koefisien kavitas

$\sigma = 2.25, 0.98$  dan  $0, 52$  ditampilkan pada gambar 3 dan Gambar 4.



Gambar 3. Distribusi tekanan fluida pada penampang saluran masuk (*inlet passage*)



Gambar 4 Distribusi kecepatan aliran fluida pada penampang saluran masuk (*inlet passage*)

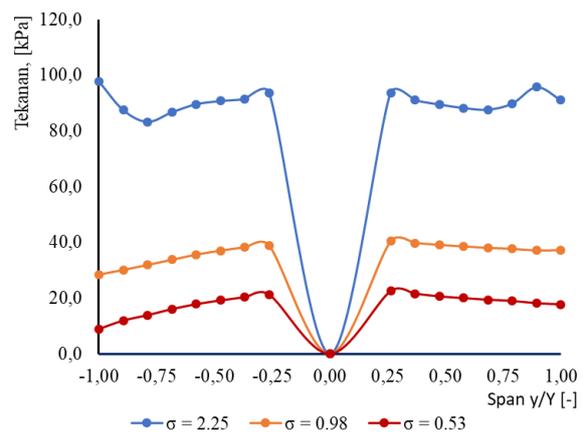
Pada gambar 3 nilai tekanan bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana tekanan minimum ditemukan pada span ( $l/L$ ) = -1,0 dan meningkat sampai mencapai nilai maksimum ditemukan pada span ( $l/L$ )=1,0. Dengan variasi nilai koefisien kavitas, nilai distribusi tekanan sepanjang span mengalami perubahan, dimana distribusi tekanan turun bersamaan dengan turunnya nilai koefisien kavitas. Nilai koefisien kavitas  $\sigma = 2.25$  adalah nilai dimana tidak ditemukan fenomena kavitas (*non cavitational flow*). Dengan menurunkan tekanan pada tanki 2, distribusi tekanan pada saluran inlet pompa *waterjet* propulsor mengalami penurunan beraturan dengan bentuk profil tekanan

serupa.

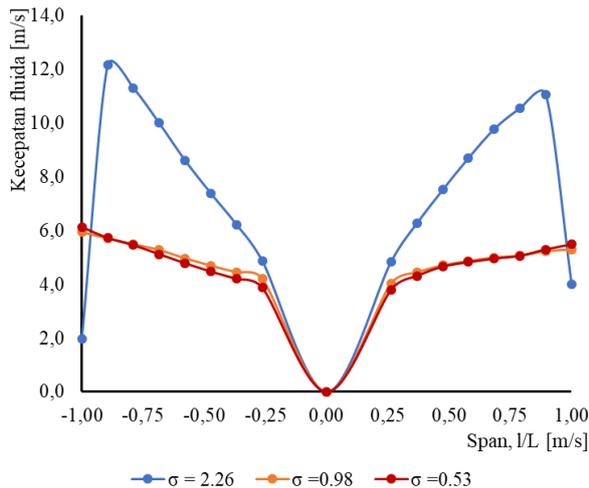
Pada gambar 4. nilai kecepatan bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana kecepatan maksimum ditemukan pada span ( $l/D$ ) = -1,0 dan berkurang sampai mencapai nilai minimum ditemukan pada span ( $l/L$ ) = 1,0. Pada nilai tekanan minimum, kecepatan mencapai maksimum dan sebaliknya. Sama dengan perubahan nilai distribusi tekanan, distribusi kecepatan sepanjang *spanwise* mengalami perubahan. Nilai kecepatan meningkat dengan turunnya nilai tekanan pada tanki 2. Namun pada nilai koefisien kavitas yang kecil (*cavitational flow*), nilai kecepatan mengalami penurunan dibandingkan aliran tanpa kavitas.

### 3.2. Flow Velocity And Pressure Profiles Pada Penampang Koneksi Impeller Dan Inlet Passage

Pada penampang aliran di depan impeller diukur tekanan dan kecepatan pada sensor yang dipasang sepanjang garis tengah penampang melintang 2-2. Sama dengan inlet passage pada jarak antara sensor-sensor tersebut, nilai tekanan dan kecepatan diperoleh melalui interpolasi untuk mendapatkan nilai-nilai tekanan dan kecepatan. Nilai tekanan pada penampang dipengaruhi oleh nilai koefisien kavitas  $\sigma$ . Nilai tekanan dan kecepatan pada variasi nilai koefisien kavitas  $\sigma = 2.25, 0.98$  dan  $0,52$  pada penampang 2-2 ditampilkan pada gambar 5 dan Gambar 6.



Gambar 5. Distribusi tekanan fluida pada penampang koneksi *impeller* dan *inlet passage*



Gambar 6. Distribusi kecepatan aliran fluida pada penampang koneksi *impeller* dan *inlet passage*

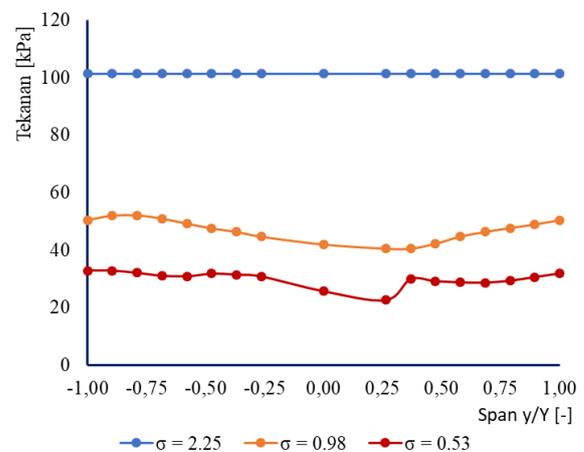
Pada Gambar 5, nilai tekanan statis bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana tekanan minimum ditemukan pada span ( $r/D$ ) = -0.789 dan maksimum ditemukan pada span ( $r/D$ ) = -1,0 untuk aliran tanpa kavitasi (*non cavitation flow*). Selanjutnya tekanan mencapai maksimum di titik hub *impeller* atau pada titik jari-jari poros pompa. Nilai tekanan nol menunjukkan daerah poros yang tidak dilalui aliran. Dengan variasi nilai koefisien kavitasi  $\sigma$ , nilai distribusi tekanan sepanjang span ( $r/D$ ) mengalami penurunan proporsional dengan perubahan tekanan pada tangka 2, dimana distribusi tekanan turun bersamaan dengan turunnya nilai koefisien kavitasi.

Pada Gambar 6, nilai kecepatan bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana kecepatan maksimum pada daerah periferi yaitu pada span ( $r/D$ ) = -1,0 dan span ( $r/D$ ) = 1,0 dan minimum pada daerah hub/poros yaitu pada span span ( $r/D$ ) = -0.26 dan span ( $r/D$ ) = 0.26. Pada nilai tekanan minimum, kecepatan mencapai maksimum dan sebaliknya. Sama dengan perubahan nilai distribusi tekanan, distribusi kecepatan sepanjang spanwise mengalami perubahan. Nilai kecepatan meningkat dengan turunnya nilai tekanan pada tanki 2. Namun pada nilai koefisien kavitasi yang kecil (*cavitation flow*), nilai kecepatan mengalami penurunan dibandingkan aliran tanpa kavitasi.

Pada penampang koneksi *impeller* dan *inlet passage*, terlihat pengaruh shroud dan hub terhadap profil aliran pada penampang, demikian juga bentuk saluran masuk membentuk opal aliran pada aliran sampai pada koneksi saluran masuk dengan *impeller*, sehingga kecepatan pada kedua sisi periferi tidak sama.

### 3.3. Flow Velocity And Pressure Profiles Pada Penampang Koneksi *Impeller* dan *Inlet Passage*

Pada penampang aliran di depan *impeller* diukur tekanan dan kecepatan pada sensor yang dipasang sepanjang garis tengah penampang melintang 3-3 di outlet nozel. Sama dengan *inlet passage* pada jarak antara sensor-sensor tersebut, nilai tekanan dan kecepatan diperoleh melalui interpolasi untuk mendapatkan nilai-nilai tekanan dan kecepatan. Nilai tekanan dan kecepatan pada variasi nilai koefisien kavitasi  $\sigma = 2.25, 0.98$  dan  $0, 52$  pada penampang 3-3 (outlet nozel) ditampilkan pada gambar 7. dan gambar 8.

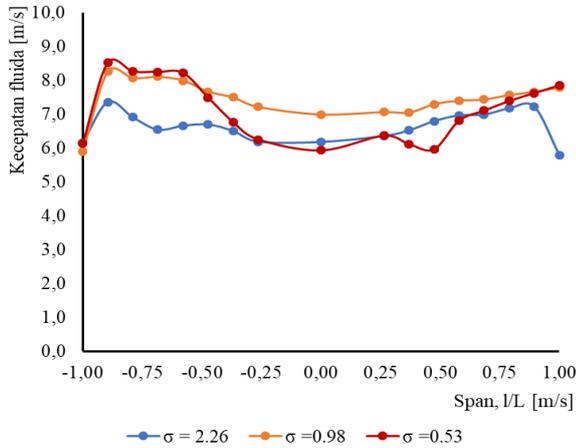


Gambar 7. Distribusi tekanan fluida pada penampang saluran masuk (*inlet passage*)

Pada Gambar 7, nilai tekanan statis bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana tekanan minimum ditemukan pada span ( $r/D$ ) = -0.789 dan maksimum ditemukan pada span ( $r/D$ ) = -1,0 untuk aliran tanpa kavitasi (*non cavitation flow*). Pada aliran tanpa kavitasi, tekanan statis ditemukan mendekati nilai tekanan atmosfer dan terdistribusi merata sepanjang spanwise ( $r/D$ ). Dengan munculnya kavitasi aliran, tekanan titik seragam sepanjang spanwise ( $r/D$ ). Sama dengan saluran inlet dan aliran di depan *impeller*, tekanan turun proporsional dengan penurunan nilai koefisien kavitasi.

Serupa dengan kondisi aliran pada di depan *impeller*, pada Gambar 8 nilai kecepatan bervariasi sepanjang garis tengah penampang, dimana kecepatan maksimum pada daerah pada span ( $r/D$ ) = -0.8 dan span ( $r/D$ ) = 0.8 dan dipengaruhi oleh bentuk periferi nosel. Perubahan profil aliran pada ujung nosel mengindikasikan terjadinya kavitasi pada *impeller* dan stator.

Profil kecepatan aliran yang melalui secara umum menunjukkan kesesuaian dengan pola aliran yang dibentuk dengan pendekatan aliran turbulen. Dimana distribusi kecepatan pada setiap jarak radius  $r$  dari penampang saluran yang ditunjukkan melalui persamaan pangkat 1/7 [18][19].



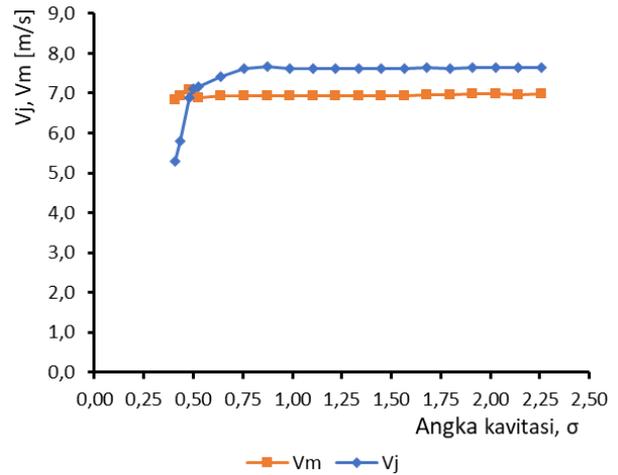
Gambar 8. Distribusi kecepatan aliran fluida pada penampang saluran masuk (*inlet passage*)

Profil aliran pada penampang nosel tidak menunjukkan kondisi yang sama dengan distribusi kecepatan aksial yang dihasilkan dalam penelitian Chuang Wang [26]. Oleh karena itu masih perlu ditinjau demikian masih dibutuhkan penelitian lanjutan tentang pengaruh bentuk dan ukuran stator dan nosel.

### 3.4. Pengaruh Kavitasasi Terhadap Kecepatan Jet.

Pengaruh kavitasasi kecepatan ditunjukkan melalui Gambar 9, hubungan kecepatan jet fluida  $V_j$  pada nosel dan kecepatan fluida pada penampang meridian di depan impeller  $V_m$ . Kedua nilai kecepatan ini, tidak mengalami perubahan pada angka koefesien kavitasasi  $\sigma > 1$  atau pada titik design. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi aliran tanpa kavitasasi tidak berpengaruh terhadap rata-rata kecepatan jet dan kecepatan meridian  $V_m$ .

Pada Gambar 9, gejala kavitasasi ditemukan ketika nilai koefesien kavitasasi  $\sigma < 1$ . Munculnya fenomena kavitasasi ditandai melalui penurunan kecepatan jet  $V_j$  dan  $V_m$ . Pada tahap awal terjadi kavitasasi kecepatan jet sedikit mengalami peningkatan, selanjutnya kecepatan menurun secara drastis dengan penurunan koefesien kavitasasi  $\sigma$ .



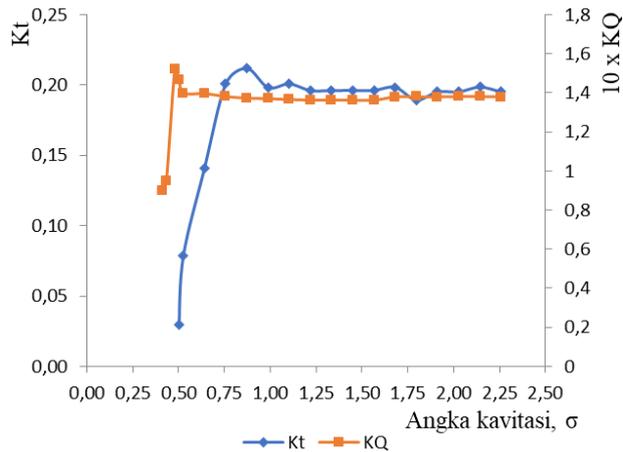
Gambar 9. Pengaruh kavitasasi terhadap kecepatan aliran fluida didepan *impeller*

### 3.5. Karakteristik Kavitasasi

Karakteristik kavitasasi dilukiskan dalam kurva hubungan koefisien kavitasasi terhadap parameter head, thrust dan torsi yang diukur pada poros *impeller*. Dalam penelitian ini dikaji hanya pengaruh kavitasasi terhadap koefisien thrust  $K_t$  dan koefisien torsi  $K_Q$ . Pada Gambar 10, nilai  $K_t$  dan  $K_Q$  mengalami penurunan ketika terjadi kavitasasi pada aliran ini. Fenomena ini terjadi ketika nilai koefesien kavitasasi  $\sigma < 1$ . Koefisien thrust  $K_t$  mengalami peningkatan pada  $\sigma < 1$  dan selanjutnya turun secara ekstrim dengan penurunan nilai koefesien  $\sigma$ . Koefisien torsi mengalami peningkatan pada  $\sigma = 0.5$  dan selanjutnya mengalami penurunan brutal untuk  $\sigma < 0.5$ .

Titik kritis diperoleh dimana koefisien *thrust* mengalami penurunan sampai 3.25 % dibawah koefesien thrust  $K_t$  titik rancang [6]. Kondisi ini terjadi pada nilai  $\sigma = 0.75$ .

Nilai ini jika dibandingkan dengan hasil penelitian analisis dinamis kavitasasi tip vortex pompa jet propeller yang dilakukan oleh Jianping Yuan [27] dimana titik kritis dengan penurunan  $K_t$  3,25% ditemukan pada nilai koefesien kavitasasi pada nilai  $\sigma = 0.75-1$ . Berbeda dengan hasil penelitian analisis numerik aliran dua fasa dalam proses kavitasasi [6] dimana kondisi kritis diperoleh pada nilai  $NPSH_a = 1,32$  yang setara dengan  $\sigma = 0,4$ . Pada penelitian kavitasasi pada marine propeller yang dilakukan oleh Takayuki Watanabe et al [12], nilai koefesien kritis kavitasasi ditemukan pada nilai  $\sigma = 1,0 - 1,2$ .



Gambar 10. Performance kavitas *waterjet* propulsor 5 blade : Pengaruh koefisien kavitas terhadap koefisien thrust dan torsi

Beberapa faktor memberikan pengaruh terhadap hasil ini, yaitu bentuk dan geometri sistem pompa *waterjet* khususnya pada *impeller* dan stator, serta kondisi-kondisi parameter aliran debit  $Q$  dan juga putaran poros.

Karena penelitian harus dilakukan untuk mengetahui pengaruh bentuk dan ukuran sistem *impeller* dan stator serta pengaruh debit dan putaran pada munculnya fenomena kavitas pada *waterjet*.

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dan pembahasan, maka dibuat kesimpulan sebagai berikut:

Pada bagian saluran masuk, didepan *impeller* pada nosel, profil aliran berubah mengikuti bentuk dan ukuran penampang dan arah aliran. Penurunan tekanan pada sisi masuk menyebabkan penurunan tekanan dalam nosel. Sebelum terjadi kavitas, penurunan nilai koefisien kavitas tidak merubah parameter-parameter energi, yaitu kecepatan, koefisien *thrust* dan koefisien torsi. Kavitas mulai terjadi pada nilai koefisien kavitas  $\sigma = 1$ , ditandai dengan naiknya kecepatan jet dan koefisien *thrust*  $K_t$  dan kemudian turun dengan pengecilan nilai koefisien kavitas. Pada gejala kavitas lanjut, kecepatan, koefisien *thrust* dan koefisien torsi turun secara ekstrim dengan kemiringan kurva yang sangat curam. Nilai koefisien kavitas kritis pada kurva koefisien *thrust* diperoleh pada  $\sigma_{cr} = 0,65$ . Koefisien kavitas kritis untuk penurunan nilai torsi ditemukan pada  $\sigma_{cr} = 0,4$ . Untuk kondisi kerja tanpa kavitas, maka sistem pompa *waterjet* propulsor 5 blade dalam penelitian ini maka kondisi kerja harus menjamin nilai koefisien kavitas harus lebih dari

1 ( $\sigma \geq 1$ ).

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] W. M. Rumaherang, Topazh G.I. “Оценка эффективности моделирования кавитационного течения жидкости с помощью баротропной модели расчета © 2012,” pp. 645–648, 2012, [Online]. Available: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-effektivnosti-modelirovaniya-kavitatsionnogo-techeniya-zhidkosti-s-pomoschyu-barotropnoy-modeli-rascheta>.
- [2] S. Zhang, R. Zhang, S. Zhang, and J. Yang, “Effect of Impeller Inlet Geometry on Cavitation Performance of Centrifugal Pumps Based on Radial Basis Function,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/6048263.
- [3] H. Zhang and L. Zhang, “Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM,” *Procedia Eng.*, vol. 31, pp. 156–165, 2012, doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1006.
- [4] G. Tiwari, J. Kumar, V. Prasad, and V. K. Patel, “Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines — A review,” *Energy Reports*, vol. 6, no. November, pp. 2410–2429, 2020, doi: 10.1016/j.egy.2020.09.004.
- [5] O. Usta, C. S. Koksall, and E. Korkut, “A Study on Cavitation Erosion Resistance of Marine Propeller Materials , Using a Water Jet Test Rig A Study on Cavitation Erosion Resistance of Marine Propeller Materials , Using a Water Jet Test Rig,” no. November, 2018.
- [6] W. Jiao, L. Cheng, J. Xu, and C. Wang, “Numerical analysis of two-phase flow in the cavitation process of aWaterjet propulsion pump system,” *Processes*, vol. 7, no. 10, 2019, doi: 10.3390/pr7100690.
- [7] F. Avellan, “Introduction to cavitation in hydraulic machinery,” *6th Int. Conf. Hydraul. Mach. Hydrodyn.*, no. January 2004, pp. 11–22, 2004, [Online]. Available: [http://mmut.mec.upt.ro/mh/Conferinta\\_MH/102Avellan.pdf](http://mmut.mec.upt.ro/mh/Conferinta_MH/102Avellan.pdf).
- [8] M. Volk, *Pump Characteristics and Applications*. 2013.
- [9] W. M. Rumaherang, Topazh G.I “Расчет кавитационного обтекания рабочего колеса радиально - осевой гидротурбины © 2011,” vol. 1, no. 2, pp. 472–475, 2011.

- [10] M. Sinagra, V. Sammartano, C. Aricò, A. Collura, and T. Tucciarelli, “Cross-Flow turbine design for variable operating conditions,” *Procedia Eng.*, vol. 70, pp. 1539–1548, 2014, doi: 10.1016/j.proeng.2014.02.170.
- [11] P. Ghadimi, R. Shademani, and M. Y. Fard, “Performance assessment of the waterjet propulsion system through a combined analytical and numerical approach,” *Int. J. Phys.*, vol. 1, no. 2, pp. 22–27, 2013, doi: 10.12691/ijp-1-2-1.
- [12] T. Watanabe, T. Kawamura, Y. Takeoshi, M. Maeda, and S. H. Rhee, “Simulation of Steady and Unsteady Cavitation on a Marine Propeller,” *Proc. 5th Int. Symp. Cavitation (CAV 2003), Osaka, Japan, Novemb. 1-4*, no. July, p. GS-12-004 (8 pages), 2003.
- [13] T. Magne *et al.*, “Effect of gas content on the cavitating and non-cavitating performance of an axial three-bladed inducer,” *Multiph. Sci. Technol.*, vol. 32, no. 2, pp. 81–92, 2020, doi: 10.1615/MultScienTechn.2020031533.
- [14] W. M. Rumaherang, “DESIGN SISTEM BLADE POMPA AKSIAL AFP40-500 W.M. Rumaherang \* ),” no. [1] “DESIGN SISTEM BLADE POMPA AKSIAL AFP40-500 W.M. Rumaherang \* ).”.
- [15] W. Feng, Q. Cheng, Z. Guo, and Z. Qian, “Simulation of cavitation performance of an axial flow pump with inlet guide vanes,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 6, pp. 1–8, 2016, doi: 10.1177/1687814016651583.
- [16] K. Hosono, Y. Kajie, S. Saito, and K. Miyagawa, “Study on cavitation influence for pump head in an axial flow pump,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 656, no. 1, 2015, doi: 10.1088/1742-6596/656/1/012062.
- [17] J. Dang, R. Liu, and C. Pouw, “Waterjet system performance and cavitation test procedures,” *Third Int. Symp. Mar. Propulsors*, no. May, pp. 87–96, 2013.
- [18] N. W. Cresswell, G. L. Ingram, and R. G. Dominy, “The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine,” *Ocean Eng.*, vol. 108, pp. 155–163, 2015, doi: 10.1016/j.oceaneng.2015.07.033.
- [19] S. Allsop, C. Peyrard, P. R. Thies, E. Boulougouris, and G. P. Harrison, “Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element torsion theory,” *Ocean Eng.*, vol. 141, no. January, pp. 531–542, 2017, doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.06.040.
- [20] Y. Ni, W. Liu, Z. Shen, and X. Pan, “Thrust characteristics and nozzle role of water jet propulsion,” *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, vol. 10, no. 1, pp. 47–53, 2017, doi: 10.5293/IJFMS.2017.10.1.047.
- [21] M. Altosole, G. Benvenuto, M. Figari, and U. Campora, “Dimensionless numerical approaches for the performance prediction of marine waterjet propulsion units,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, no. i, 2012, doi: 10.1155/2012/321306.
- [22] H. Ghassemi, S. Majdfar, and H. Forouzan, “Calculations of the Hydrodynamic Characteristics of a Ducted Propeller Operating in Oblique Flow,” *Cienc. y Tecnol. buques*, vol. 10, no. 20, p. 31, 2017, doi: 10.25043/19098642.147.
- [23] Rumaherang W. M., Ufie R., Louhenapessy J., Latuny J, “Karakteristik Turbin Propeller Sumbu Horizontal Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut,” in *Prosiding Archipelago Engineering ALE 2018*, 2018, no. April, pp. 90–95.
- [24] W. M. Rumaherang, “The effect of diameter ratio on energy parameters of the tidal turbine tidal turbine,” *Din. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 1, p. 1, 2020, doi: 10.29303/dtm.v10i1.306.
- [25] W. M. Rumaherang, R. Ufie, J. Louhenapessy, and J. Latuny, “Design and Evaluation of Energy Characteristics of a Horizontal Venturi Bulb Turbine Based on Sea Current Data of The,” pp. 88–92, 2018.
- [26] C. Wang *et al.*, “Numerical simulation on hydraulic characteristics of nozzle in waterjet propulsion system,” *Processes*, vol. 7, no. 12, pp. 1–21, 2019, doi: 10.3390/PR7120915.
- [27] J. Yuan *et al.*, “Dynamic analysis of cavitation tip vortex of pump-jet propeller based on DES,” *Appl. Sci.*, vol. 10, no. 17, 2020, doi: 10.3390/app10175998.