

# DESIGN SISTEM BLADE POMPA AKSIAL AFP40-500

W.M. Rumaherang<sup>\*)</sup>

## Abstract

The axial pumps are operate at specific speeds  $n_s > 500$ . In practice, this pump is founded in application on the nuclear/thermal power plant as circulation pumps, and its be applied on irrigation/drainage systems and as a compact waterjet propulsion system for high-speed vessels. The economic of a generally pump is depending on hydraulic characteristics, cavitation and geometry of blades system, which is a product of the planning and manufacturing. Therefore blades pump must be designed specifically to minimize the total of losses energy and the risk of cavitation can be avoided. In this research an axial pump is designed to meet the needs of the circulation in the thermal/nuclear-power plant. The head pumps 40 meters and discharge 500 m<sup>3</sup>/s, which operate at temperatures of water is 294°C. Settlement of issues that include the select of the main parameters of the elements pump, hydrodynamic problem on the geometry blade impeller and blades of guide straighten is done by Voznesenki-Peking methods to provide optimal results.

*Keywords: Axial pump, Voznesenki-Peking method, the pump characteristics*

## I. PENDAHULUAN

Pompa-pompa aksial diklasifikasikan dalam mesin hidraulik yang bekerja pada kecepatan spesifik  $n_s > 500$ . Dalam praktek pompa type ini ditemukan penggunaannya pada pembangkit listrik tenaga panas dan instalasi nuklir sebagai pompa-pompa sirkulasi dan juga digunakan sebagai pompa irigasi/drainase dan pada system propulsi. Sebagai pompa sirkulasi pada instalasi nuklir dan instalasi panas lainnya, pompa harus bekerja pada temperature air yang tinggi dimana kondisi ini sangat rawan terhadap kavitasi dan resiko-resiko yang ditimbulkannya. Karena itu system blade pompa harus didesign secara khusus sehingga resiko kavitasi dapat dihindari.

Perhitungan system blade pompa aksial, yang meliputi perhitungan kisi-kisi profil blade impeller dan blade pengarah dapat dilakukan menurut metode *Voznesenki-Peking*. Dalam metode ini diberikan rekomendasi pada pemilihan head teoritis dan perubahannya sepanjang blade. Hasil perhitungan dianalisa menurut bentuk dan sifat-sifat geometris impeller dan blade pengarah, dan selanjutnya digunakan untuk menyediakan gambar teknik blade pompa.

Dalam penelitian ini sebuah pompa aksial didesign dan menyelesaikan permasalahan-permasalahan yang kompleks yang berhubungan dengan pemilihan ukuran-ukuran utama elemen-elemen pompa, penyelesaian ulang perhitungan masalah hidrodinamik blade dengan sifat-sifat geometric blade impeller dan elemen pengarah.

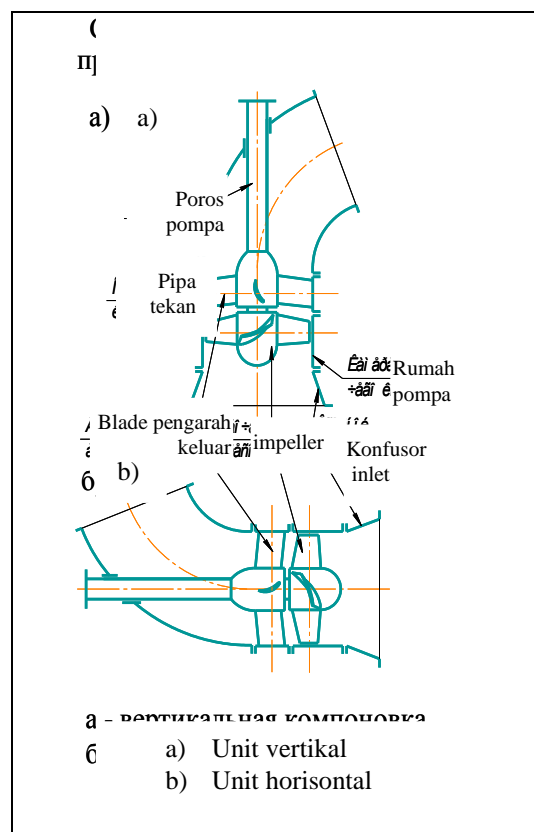
## II. KAJIAN PUSTAKA

### II.1 Penentuan Parameter-paramater awal geometerik dan hidrodinamik sistem blade.

Sistem blade pompa aksial terdiri dari sudu-sudu impeller dan sudu-sudu pengarah

(gambar 1). Bagian paling penting pada pemilihan geometri elemen-elemen berputar pompa adalah impeller yang didalamnya bekerja energy mekanik. Karena itu penentuan parameter-parameter awal gemotrik dan hidrodinamik elemen-elemen berputar dilakukan menurut karakteristik impeller.

Blade elemen pengarah dirancang dalam bagian *turning-pass* yang sesuai dengan perhitungan bentuk penampang meridiannya dalam zona elemen runner.



Gambar 1. Skema penampang meridian *turning-pass* pompa aksial

<sup>\*)</sup>W.M.Rumaherang ; Dosen Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura (Mahasiswa S<sub>3</sub> "Departement of Hydraulic Machine building, actuators and pneumatic automation Power Engineering Faculty of Saint-Petersburg State Polytechnical University- Russian Federation")

**II.2 Pemilihan putaran dan diameter impeller.**

Perbandingan diameter dan putaran impeller sangat menentukan efektivitas pompa. Karena itu pemilihan parameter-parameter dilakukan berdasarkan pengalaman perhitungan design secara akumulatif dan rekomendasi-rekomendasi dalam metode *Voznesenki-Peking*.

Putaran dipilih sedemikian rupa, sehingga kerja pompa pada ketinggian sisi isap tertentu, kemungkinan terjadi gejala kavitasi dalam impeller tidak menunjukkan pengaruh yang berarti pada karakteristik pompa.

Dalam beberapa kejadian secara parsial pada pompa-pompa sirkulasi utama Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir, harus dijamin ketiadaan gejala kavitasi dalam system blade sehingga dapat mencegah resiko timbulnya erosi pada material tahan panas.

Kemampuan anti-kavitasi hydromachinery ditentukan oleh koefisien kecepatan spesifik kavitasi.

$$C_{kr} = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{sup}^{3/4}} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana :  $n$  = putaran poros 1/min;  
 $Q$  = debit, m<sup>3</sup>/s  
 $\Delta h_{sup}$  = keamanan kavitasi tersedia, m.

Pada pompa dengan kondisi-kondisi khusus dibawah syarat kavitasi, nilai koefisien kecepatan specific berada pada range  $C_{kr}=900 \div 1000$ .

Harga  $\Delta h_{sup}$  yang diijinkan ditentukan dari persamaan untuk tinggi sisi masuk yang diijinkan, yang dinyatakan sebagai persamaan tinggi sisi isap.

$$H_{s,sup} = \frac{(P_1 - P_d)}{\rho g} - \varphi \Delta h_{sup} - \sum h_s = H_s$$

Dimana :  
 $P_1$  - tekanan pada permukaan bebas di intake reservoir, Pa;  
 $P_d$  = tekanan uap jenuh fluida pada temperatur kerja;  
 $\varphi$  = koefisien reserve (untuk pompa-pompa aksial  $\varphi = (1,05 \div 1,25)$ );  
 - kehilangan-kehilangan hidrolis pada pipa isap, m;  
 $\rho$  - kerapatan fluida, kg/m<sup>3</sup>  
 $g$  - percepatan grafitasi, m/s<sup>2</sup>.

Jika intake reservoir di atas permukaan bebas, kita mempunyai temperature dan tekanan atmosfer pada fluida yang besarnya mendekati normal ( $t \approx 20^\circ C$ ).

Substitusi nilai keamanan kavitasi yang diijinkan pada persamaan (1), akan menentukan harga putaran kritis. Selanjutnya pemilihan penggerak didasarkan pada batasan itu.

Dari putaran yang ditetapkan ditentukan nilai koefisien kecepatan spesifik.

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (2)$$

Harga perbandingan diameter boss dengan diameter impeller  $d=d_{bt}/D_{pk}$  dihubungkan dengan koefisien kecepatan spesifik  $n_s$ .

Diamater impeller dihitung menurut nilai rata-rata kecepatan meridian  $V_z$ , m/s:

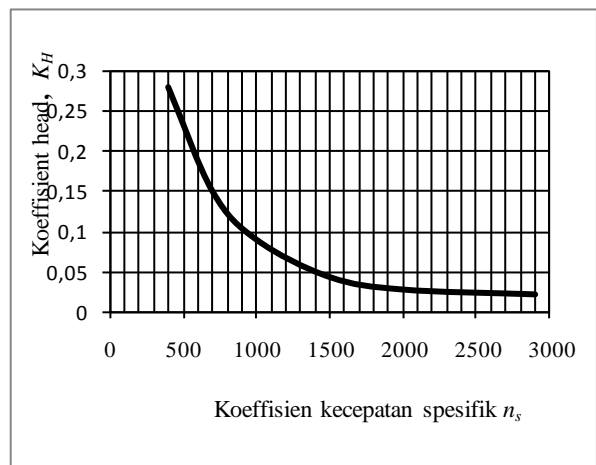
$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_z (1-d^2)}} \dots\dots\dots (3)$$

Kecepatan meridian  $V_z$ , ditentukan menurut persamaan S.S. Rudnev [2], yang diperoleh berdasarkan penelitian pompa-pompa yang lebih standart secara umum.

$$V_z = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{n^2 Q} \dots\dots (4)$$

Nilai diameter dan putaran impeller yang dipilih pada pendekatan pertama digunakan untuk menentukan koefisien debit dan head :

$$K_Q = \frac{60Q}{nD^3} \quad , \quad K_H = \frac{3600H}{n^2 D^2} \dots\dots\dots (5)$$



Gambar.2. Nilai koefisien head optimal

Koefisien  $K_Q$  pompa-pompa aksial efisiensi tinggi, sedikit berbeda dan biasanya berada pada batasan  $K_Q = 0,45 \div 0,55$ . Untuk hydrojet, nilai optimal  $K_Q=0,5 \div 0,7$ .

Nilai optimal koefisien head  $K_H$  bergantung pada koefisien kecepatan spesifik (gambar 2).

Pengaruh kecepatan keliling pada diameter luar blade impeller dibatasi agar menghindari dari resiko gejala kavitasi, dimana  $U \leq 25-40$  m/s.

Nilai kecepatan keliling yang rendah pada bagian batas luar menurunkan intensivitas kavitasi erosi profil dan celah dan meningkatkan kemampuan anti kavitasi pompa secara umum.

Namun syarat  $U$  diatas bukan merupakan penentu untuk menentukan kemampuan pompa-pompa khusus untuk beroperasi tanpa kavitasi misalnya pompa sirkulasi pada instalasi pembangkit listrik tenaga nuklir, dimana anti kavitasi pada kontur sirkulasi mempunyai tekanan tinggi. Dalam hal ini diijinkan meningkatkan kecepatan keliling, tetapi sesudah menyelesaikan perhitungan aliran yang diperoleh blade, harus dibuat perhitungan peramalan kondisi-kondisi yang timbul dalam berbagai bentuk kavitasi pada celah dan profil, selanjutnya ditetapkan tekanan yang sesuai pada kontur.

Ketidaksesuaian koefisien-koefisien debit dan head optimal dan ketika tidak menggunakan syarat diatas dianalisa, kemudian menetapkan perubahan putaran dan diameter impeller dan mengulangi prosedur perhitungan.

Pendekatan diulang sampai mendapatkan hubungan yang sesuai dengan parameter-parameter yang optimal.

**II.3 Pemilihan Jumlah Blade.**

Jumlah blade impeller pompa aksial ditentukan antara  $Z_{im}=2-8$  dihubungkan pada harga koefisien kecepatan spesifik  $n_s$ .

Pada pemilihan jumlah blade pengarah harus diperhitungkan dua kegunaan yang berlawanan. Dari satu sisi, peningkatan jumlah blade menghasilkan pengurangan panjang blade dan selanjutnya penurunan ukuran overall blade dan ukuran pompa. Dari sisi lain bekas hidrodinamik karena gaya mekanik blade impeller bekerja pada blade pengarah yang diam, yang menyebabkan pulsasi tekanan dari frekwensi blade dan menyebabkan terjadinya tekanan gelombang, yang menempati ruang sepanjang blade dengan kecepatan aliran.

Jika dilanjutkan, maka nilai minimal lekukan momen hidrodinamik dari tekanan gelombang dalam kasus ini, secara serempak pada blade tidak akan lebih dari dua gelombang, sehingga dapat ditentukan panjang minimal blade pada penampang meridian. Selanjutnya dapat dihitung jumlah maksimal blade aparat pengarah. Pada rekomendasi persamaan dasar yang diperoleh dalam penelitian [6],

memungkinkan penentuan jumlah blade pengarah yang tergantung dari jumlah blade impeller, ketebalan keliling kisi-kisi profil koefisien head dan debit yang dihasilkan pompa.

$$Z_{paut} \leq \frac{Z_{im} (t/l)_{p.imp}}{2 \sqrt{0,162K_Q^2 + 0,242\eta_h^{-2} K_H^2}} \dots\dots\dots (6)$$

Dimana :  $(t/l)_{pr}$ - langkah relative keliling kisi-kisi profil impeller.

$\eta_h$  - efisiensi hidrolis.

**II.4. Profil blade**

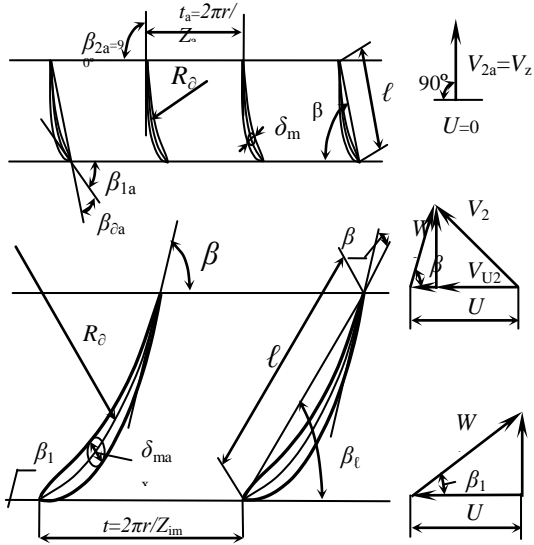
Jika di daerah blade pompa aksial diselesaikan penampang silinder pada beberapa radius dan mengembalikannya pada satuan luas, maka akan diperoleh dua plat lurus/rata kisi-kisi profil takterhingga:

- Kisi-kisi profil blade impeller.
- Kisi-kisi profil blade aparat pengarah.

Parameter-parameter yang digunakan adalah sebagai berikut:

- $\ell$  - panjang chord, m;
- $t$  - langkah kisi-kisi profil, m;
- $\beta_\ell$  - sudut posisi profil pada kisi-kisi, (derajat).;
- $\beta_1$  - sudut aliran masuk ke kisi-kisi, (derajat).;
- $\beta_2$  - sudut aliran keluar dari kisi-kisi (derajat).;
- $\beta_\phi$  - lengkungan kerangka cekung (derajat).;
- $R_\phi$  - Radius lengkungan kerangka cekung, m.;
- $\delta_{max}$  - tebal profil maksimum, m.

Satu dari karakteristik geometris utama profil adalah kerapatannya, yang dihitung sebagai perbandingan panjang chord blade dengan langkah kisi-kisi -  $l/t$ . Pilihan aturan perubahan kerapatan yang tepat sepanjang bidang blade impeller dalam banyak hal menentukan efektifitas dan ekonomis system blade secara keseluruhan. Selanjutnya kecendrungan pengurangan ketebalan, juga menyebabkan pengurangan panjang profil dan pengurangan kehilangan-kehilangan energy pada profil.



Gambar 3. Parameter-parameter hidraulik kisi-kisi profil

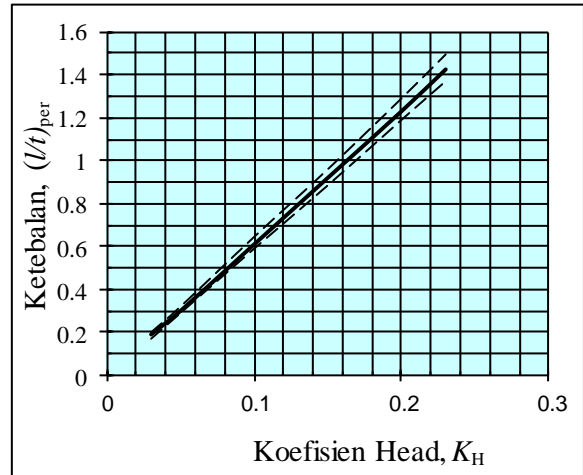
Bersamaan dengan itu, nilai ekonomis system blade pompa aksial ditentukan nilai efisiensi hidrolis. Hal ini ditentukan dari jumlah kehilangan karena water hummer, profil, difusor dan ujung profil di impeller dan aparat pengarah. Kehilangan-kehilangan water hummer dan ujung blade pada pezim kerja optimal ditentukan kinematika aliran dan tidak bergantung dari kerapatan kisi-kisi. Kehilangan-kehilangan pada profil dan difusor pada perhitungan rezim kerja menentukan tingkat kehilangan energy spesifik secara umum dan ditentukan oleh persamaan :

$$\Delta H = C_x \frac{\ell}{t} \frac{W_\infty^3}{2gHW_z} \dots\dots\dots (7)$$

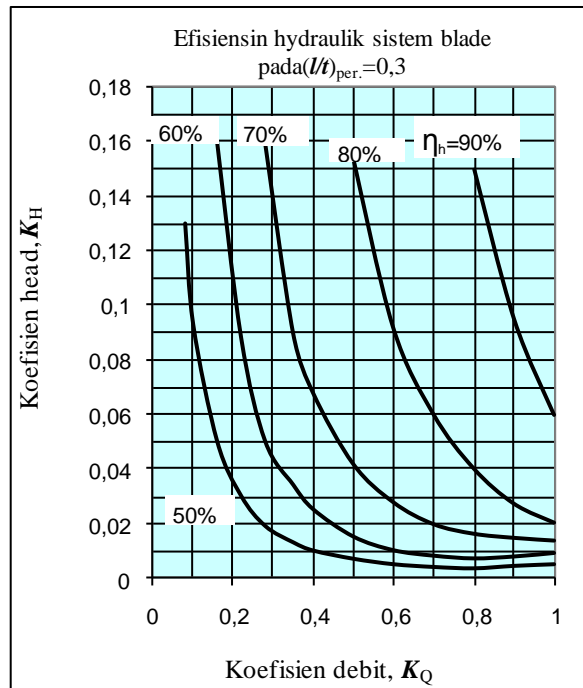
Dimana :  $C_x$  = koefisien tahanan bidang profil;  
 $W_\infty$  = kecepatan aliran relative takterhingga, m/s;  
 $W_z$  = kecepatan aksial relative, (m/s);

Rumus-rumus dasar menunjukkan bahwa kehilangan-kehilangan proforsional pada koefisien tahanan bidang, kerapatan ( $l/t$ ) dan pangkat tiga kecepatan relative aliran takterhingga.

Kecepatan relative aliran takterhingga mempunyai nilai maksimum sepanjang radius maksimum sampai keliling blade atau dapat disebutkan bahwa nilai ini menentukan tingkat ekonomis blade dan kerapatan di sini harus optimal.



Gambar.4. Ketebalan optimal kisi-kisi periphery profil



Gambar.5. Perhitungan efisiensi hidrolis

**II.5 Estimasi nilai efisiensi hidraulik**

Penyelesaian perhitungan efisiensi hydraulic pada tahap dasar harus dilakukan untuk penentuan nilai head teoritis perhitungan:

$$H_T = H / \eta_r \dots\dots\dots (8)$$

Perhitungan ini dilakukan pada analisa dasar efektifitas system blade dengan berbagai kerapatan kisi-kisi profil periphery, seperti yang sudah dilakukan oleh V.G. Staritskim dan A. N. Papirom [5], yang menghasilkan grafik universal nilai-nilai efisiensi hydraulic pompa dari

kerapatan blade periphery pada  $(l/t)_{per}=1,0$  dan  $(l/t)_{per}=0,3$ . (lihat gambar 5).

Parameter-parameter itu harus dibagi menjadi parameter-parameter dasar yang dapat digunakan pada perhitungan bentuk volumetrik blade, yaitu :

- $\ell$  - Panjang chord profil;
- $\beta_\ell$  - sudut chord profil;
- $R_\delta$  - radius kemiringan lereng cekung;
- $\delta_{max}$  - Tebal profil maksimum.

Sifat geometris akan dinyatakan dalam bentuk grafik perubahan parameter-parameter geometris dasar profil blade yang bergantung dari radius impeller. Sifat ini dibangun sesuai hasil perhitungan kisi-kisi blade untuk beberapa (5) penampang silindris.

Siklus perhitungan lengkap untuk blade impeller meliputi penyelesaian balik dan lurus kasus hidrodinamika pada tiap penampang perhitungan.

Pada tahap pertama penyelesaian balik masalah-masalah hidrodinamik, harus diselesaikan perhitungan segitiga kecepatan, yang diawali perhitungan linear takterhingga kisi-kisi lengkungan cekung blade, yang menuju pada profil standart dan membentuk sifat geometris blade yang diinginkan.

**II.6 Pemilihan letak penampang perhitungan**

Jumlah penampang untuk perhitungan dapat diterima dalam berbagai macam bergantung dari teknologi pembuatan blade yang ditetapkan. Jika tidak terdapat kondisi khusus, perhitungan dapat dilakukan pada kelima penampang dengan lima permukaan alir, dimana penampang pertama aliran adalah permukaan bush impeller.

Selanjutnya diperhatikan bahwa forma optimal *water-canal* sistem blade, yang menyembunyi koefisien kecepatan spesifik  $n_s < 800$ , menggunakan *bush* impeller berbentuk konis. Keuntungan bentuk-bentuk *water-canal* seperti ini meliputi aliran difusorikal di dalam kanal-kanal antar blade dan mengurangi kecepatan meridian aliran yang masuk ke blade impeller dan meningkatkan kemampuan anti-kavitasi. Dalam kasus ini, perhitungan blade impeller untuk sementara digunakan bush forma silindris dengan radius yang sama dengan radius *bush* kerucut (conical) pada sumbu rotasi blade.

Radius-radius antara penampang perhitungan ditetapkan sedemikian rupa

sehingga antara permukaan-permukaan aliran yang bersebelahan, fluida mengalir dengan debit yang sama. Diasumsikan bahwa di ring kanal antara bush dan rumah impeller mempunyai kecepatan aliran seragam, untuk menjamin keseragaman debit yang cukup sehingga luas dapat dikembangkan menjadi empat cincin utama yang sama. Dalam kasus ini diameter-diameter penampang perhitungan ditentukan sbagai berikut :

$$D_{i-1} = \sqrt{D_i^2 - \frac{F}{\pi}} ; \dots\dots\dots (9)$$

Dimana F - luas penampang lingkaran dengan radius  $r_1$  dan  $r_5$ ,  $m^2$ .

**II.7 Perhitungan segitiga-segitiga kecepatan**

Perbedaan utama aliran searah takterhingga kisi-kisi profil dari aliran profil singular adalah perubahan arah vector kecepatan relative dari sudut aliran masuk  $\beta_1$  sampai sudut aliran keluar  $\beta_2$ , bahwa hubungan sudut rotasi aliran pada kisi-kisi profil :  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ . Sudut rotasi aliran menentukan vector kecepatan sirkulasi dalam kisi-kisi dan berpengaruh pada head teoritis, yang dibangkitkan oleh sistem blade.

Sumbu kisi-kisi profil impeller searah dengan arah kecepatan keliling U, karena itu dengan perhitungan aliran silinder,  $U_1=U_2=U$ . Kecepatan aliran meridian sebelum dan sesudah kisi-kisi juga sama. Karena itu dapat dikombinasikan segitiga-segitiga kecepatan aliran di inlet impeller dan outlet impeller.

Pada pompa aksial satu tingkat konstruksi biasa, dan juga pada tingkat pertama pompa-pompa multitingkat, jika tidak diberikan kondisi khusus di inlet, maka  $V_{U1}=0$ .

Kecepatan meridian rata-rata tanpa perhitungan tahanan aliran ditentukan oleh perbandingan debit dengan luas penampang lingkaran, yang dibatasi bush dan rumah impeller pada sumbu rotasi blade :

$$V_Z = \frac{4Q}{\pi \left( D_{pk}^2 - d_{em}^2 \right)} \dots\dots\dots (10)$$

Sudut aliran masuk dalam kasus umum ditentukan menurut kecepatan meridian dan kecepatan keliling dengan perhitungan aliran putar di depan inlet.

Dalam pompa-pompa aksial biasa, head teoritis tidak berubah sepanjang

putaran/perjalanan blade. Variabel aturan perubahan head teoritis digunakan untuk mengkonversikan hydrodinamika penampang pangkal dan penampang periphery, sehingga :

- Pompa-pompa aksial (blade berputar) cenderung dikurangi panjang profil dan penampang lingkaran.
- Penampang periphery pembuangan memungkinkan menurunkan jatuh tekanan pada clearance radial antara ujung blade dan rumah impeller dan sedikit menurunkan intensitas kecepatan dan profil kavitasi.

Prinsip perubahan variable perhitungan head teoritis terhadap radius dibandingkan dengan prinsip head konstant harus sama.

Untuk menjamin head teoritis yang dibutuhkan, maka digunakan prinsip  $H_T = f(r)$ , dimana luasan kurva harus sama dengan luasan kurva  $H_T = const$ . Pada pemilihan nilai maksimal dan minimal head teoritis tidak diperbolehkan keluar dari daerah dalam batasan  $H_{Ti}=(0,8\div 1,1)H_T$ .

**III. INPUT DATA**

Input data dalam tugas desain pompa secara umum biasanya adalah parameter-parameter H – head pompa, M; Q – debit aliran, M<sup>3</sup>/h dan H<sub>s</sub> - Head sisi isap, M.

Table 1. input data untuk perencanaan

T	geom	Q	H	n
°C	M	M <sup>3</sup> /h	M	rpm
294	-20	500	90	2950

**IV. HASIL DAN PEMBAHASAN**

Dengan menggunakan data pompa diatas, berdasarkan persamaan (1) sampai (12) diperoleh sifat-sifat geomeri pampa sebagai berikut: n = 2950 rpm, n<sub>s</sub> = 618. Diameter impeller D = 0.344 m dengan jumlah blade impeller z = 6 unit, dapat membangkitkan head sebesar 40 meter dan debit 500 m<sup>3</sup>/h.

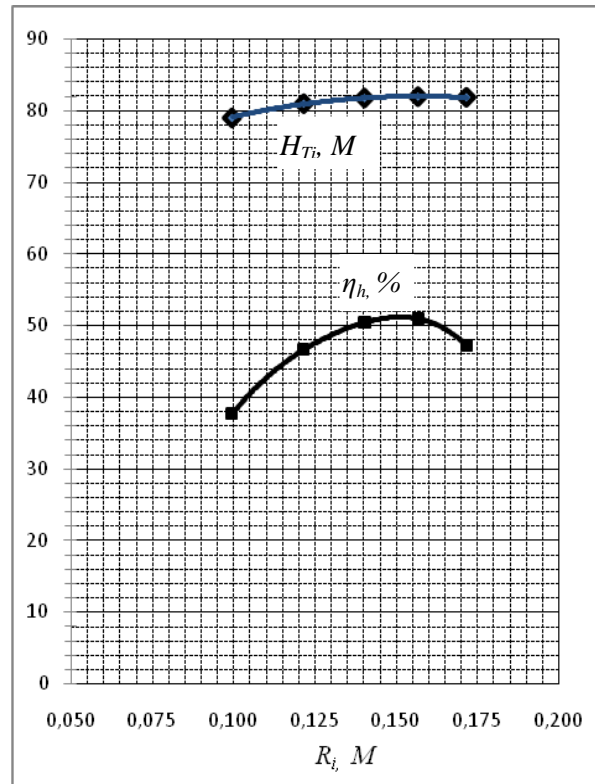
Untuk meluruskan arah aliran di belakang impeller, maka blade elemen pengarah z<sub>out</sub> = 11 unit, yang dipasang pada sudut β<sub>a1</sub>=48.4°, β<sub>a2</sub>=90°. Daya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan pompa ini adalah N<sub>p</sub>=277 kW pada temperature kerja 294°C.

Sifat sifat hidraulik dan geometris pompa ditampilkan pada table di bawah ini.

Tabel 2. Sifat-sifat hydraulik dan geometris pompa.

Parameter	Penampang ke - i				
	1	2	3	4	5
R <sub>i</sub> , m	0.100	0.122	0.140	0.157	0.172
N, rpm	2950.0	2950.0	2950.0	2950.0	2950.0
ω, rad/s	308.8	308.8	308.8	308.8	308.8
V <sub>z</sub> , m/s	13.5	13.5	13.5	13.5	13.5
U, m/s	30.8	37.6	43.4	48.4	53.0
K <sub>H</sub>	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
K <sub>Q</sub>	0.4	0.3	0.2	0.2	0.1
l/t	2.1	1.2	0.8	0.5	0.4
l/t=1	1.6	1.3	1.2	1.0	1.0
l/t=0,3	65.0	75.0	82.0	84.5	82.0
η <sub>opt</sub> , %	60.0	74.0	80.0	81.0	76.0
H <sub>T</sub> , m	79.0	81.0	81.8	82.0	81.9
H <sub>ti</sub> ,m	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2
V' <sub>z</sub> ,m/s	37.7	46.7	50.5	50.9	47.2

Karakteristik blade pompa ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 7. Karakteristik hydraulic sepanjang radius blade  $H=f(r)$  dan  $\eta_h=f(r)$ .

## V. PENUTUP

### 1. Kesimpulan

Dari hasil yang diperoleh disimpulkan bahwa:

1. Perencanaan pompa aksial dengan menggunakan metode Voznesenki-Peking memberikan hasil yang optimal.
2. Pompa membangkitkan head 40 meter dengan debit 500 m<sup>3</sup>/s, dengan kecepatan spesifik  $n_s = 618$  memiliki efisiensi hidrolis  $\eta_h = 0.85$
3. Geometri utama pompa adalah diameter impeller  $D=0,344$  meter dengan jumlah blade impeller  $z = 6$  dengan sudut inlet  $\beta_1=23.8^\circ$ ,  $\beta_2=35.9^\circ$ , dan blade aparat pengarah  $z_{out} = 11$ ,  $\beta_{a1}=48.4^\circ$ ,  $\beta_{a2}=90^\circ$ .
4. Head pompa dan efisiensi hydraulic terbesar terdistribusi pada bagian tengah blade, dan mengecil ke pada pangkal dan ke ujung periphery blade, yang menyebabkan bentuk blade yang halus dan monoton.
5. Kelangsingan dan kerapatan kisi-kisi profil periphery sangat menentukan karakteristik hidrolis pompa, dan menjamin antikavitasi pompa.
6. Penentuan distribusi head yang tepat pada penampang-penampang blade akan menjamin bentuk geometri yang halus dan monoton, yang menjamin antikavitasi dan nilai ekonomis pompa.

### 2. Saran

1. Untuk menjamin syarat anti kavitasi, maka pemilihan head, debit dan putaran harus menjamin nilai  $n_s$  kritis.
2. Penentuan distribusi head sepanjang periphery harus menjamin kesamaan luas kurva  $H=f(r)$  dengan luas kurva  $H=const$ .
3. Penelitian ini hanya dilakukan pada tahap pertama untuk mendapatkan parameter-parameter awal. Karena untuk itu mendapatkan parameter-parameter yang lebih optimal diperlukan penelitian lanjutan analisa numeric, dengan menggunakan aplikasi pemograman computer dan menggunakan CFD.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Golikov V.A. 2007., 49 s. *Rascët i proyektirovaniye lopastnoy sistemi osevogo nasosa*. Sankt-Peterburg izdatelstvo politekniceskogo universiteta.
2. Rudnev S.S, Mamveeb I.S, 1974. 72 s. *Metodicheskoye posoviye po kyrcovamu proektirovaniyu lopastnikh nasosov* – M; MVTU.
3. Stepanov A.I, 1960. 463 s, *Tsentrobezhniye i oseviye nasosi*, M: Mashgiz.
4. Michael W.Volk, 2005, 560 p. *Pump characteristics and applications*, Taylor& Francis, USA. (<http://books.google.ru/books?id>)
5. Lomakin A.A, 1966 ., 365 s. *Tsentrobezhniye i oseviye nasosi* . M. Mashinostroyeniye.
6. Papir A.N. 1965 . 252 s. *Oseviye nasosi vodometlikh*. L., Sudostroyeniye.
7. Papir A.N. 1970 . 252 s. *Vodometniye dvizhiteli malikh sudovi*. L., Sudostroyeniye.
8. Mitenkov F.M., Novinski E.G., Budov V.M., 1990., 376 s. *Glavniye Tsirkulyatsionniye nasosi AES*. M., Energoatomizdat .
9. David R. Lavis, Brian G. Forstell, John G. Purnell, *Compact Waterjets for High-Speed Ships*. 5<sup>th</sup> International Conference on High Performance Marine Vehicles, 8-10 November, 2006, Australia.