

## STUDI ANALISA KEGAGALAN *SHRINK-FIT* TURBIN UAP BACK PRESSURE 2 MW MELALUI PENDEKATAN METODE NUMERIK

**Hariyotejo Pujowidodo**

Balai Teknologi Termodinamika, Motor dan Propulsi (BT2MP)

Kawasan PUSPIPTEK Gd. 233 Setu, Tangerang Selatan 15314

Ph. 021\_7560539, Fax. 021\_7560538

e-mail:hariyotejo.pujowidodo@bppt.co.id

### Abstrak

*Dalam rangka melaksanakan Program Revitalisasi Industri Pabrik Gula Nasional, untuk mendukung ketahanan pangan, telah dilaksanakan kegiatan Pengembangan Turbin Uap Back Pressure 2 MW sebagai langkah strategis guna peningkatan daya saing industry. Turbin uap merupakan komponen utama penyedia energy mekanik generator pembangkit daya di dalam proses produksi, yang memiliki fungsi penting. Tulisan ini memuat hasil analisa kegagalan operasi turbin uap, saat pengujian kinerja di sebuah pabrik gula di kawasan Situbondo Jawa Timur, akibat terjadinya pergeseran stator secara aksial ke arah depan pada tingkat ke-1 dan ke-4. Hasil investigasi pihak manufaktur menjelaskan kegagalan disebabkan perubahan pada tegangan jepit (*shrink-fit*) komponen rotor dan poros turbin akibat kondisi operasi saat turbin digunakan dalam pengujian. Guna melengkapi kesimpulan hasil analisa tersebut, dalam paparan makalah ini menyajikan analisa pendekatan metode numerik perhitungan distribusi daya mekanik dan gaya aksial pada poros di setiap tingkatan, melalui konsep segitiga kecepatan sudu. Berdasarkan analisis perhitungan yang didapat gaya aksial ke arah depan terjadi pada stage 1 dan 4 pada kondisi bukaan nosel dengan jumlah 19 dan 20 lubang, dengan distribusi gaya terpusat pada rotor ke-4.*

**Kata-kata kunci :** Daya Mekanik, Gaya Aksial, Nosel, Turbin Uap, Tegangan Jepit

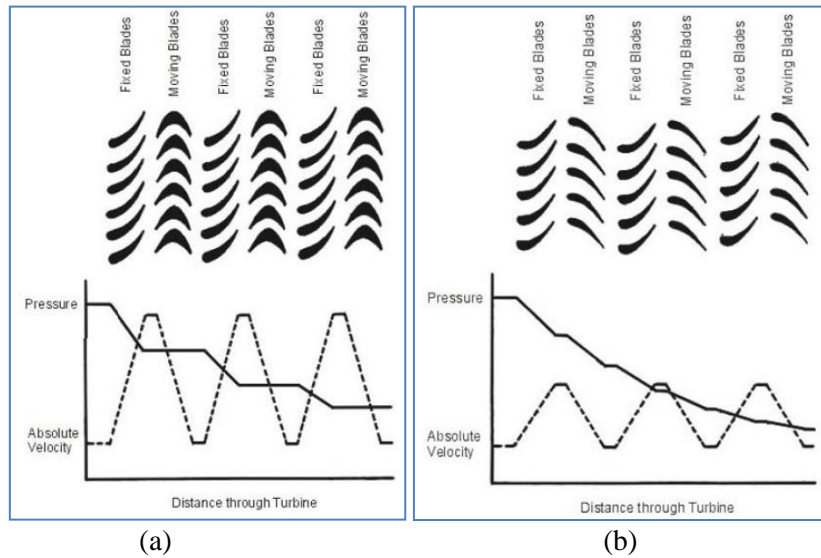
### PENDAHULUAN

Pemerintah terus berupaya melakukan program revitalisasi industry gula, dalam rangka memenuhi kebutuhan gula nasional yang kini mencapai 4,7 juta ton pertahun, melalui peningkatan kapasitas produksi dan randemen (tingkat kandungan) gula di atas 10% agar mampu memberikan harga yang bersaing dan terjangkau di masyarakat. Peningkatan kapasitas produksi ditempuh dengan ‘peremajaan’ peralatan pabrik, dengan insentif tambahan anggaran 10% bagi yang bisa meningkatkan kandungan lokal komponen dalam negeri sebesar 25%. Sebagian mesin pabrik gula yang masih impor adalah turbin, yang berfungsi sebagai pembangkit daya listrik untuk kebutuhan motor penggerak peralatan produksi, menggunakan sumber energy panas uap.

Program pengembangan turbin uap di pabrik gula, dalam rangka mendukung program nasional revitalisasi pabrik gula, telah dilaksanakan sejak 2010 melalui program kegiatan pengembangan turbin uap kapasitas 2 MW di pabrik gula daerah Jawa Timur PTPN XII. Hasil pengujian fungsi hasil rancang bangun dan produksi turbin, ditemukan adanya kegagalan akibat terjadinya pergeseran rotor oleh perubahan tegangan jepit/*shrink fit* berdasarkan hasil investigasi pihak manufaktur. Akibat perubahan tegangan jepit antara rotor dan poros menyebabkan rotor kehilangan tegangan saat bergerak pada putaran operasi. Guna mendalami perubahan tegangan jepit yang terjadi, telah dilakukan kajian analisis kegagalan melalui pendekatan metode numerik perhitungan distribusi daya mekanik dan gaya aksial pada poros di setiap tingkatan, melalui konsep segitiga kecepatan sudu.

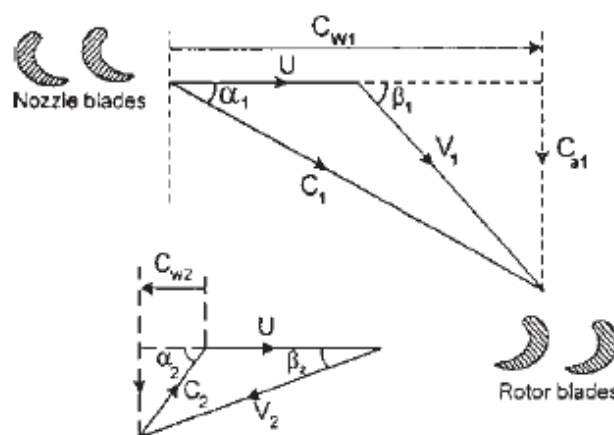
Proses pemasangan rotor pada poros dalam turbin gas/uap, dilakukan dengan cara pemanasan bagian rotor untuk dipasangkan menurut suai paksa, melalui proses pendinginan, agar mampu secara kuat menahan beban torsi yang tinggi pada kondisi relative putaran dan panas yang tinggi (Dolezel dkk., 2012). Rotor tersusun dari beberapa sudu (*blade*) yang berfungsi untuk memindahkan energy potensial panas fluida (entalpi) melalui 2 jenis cara yaitu turbin impuls dan turbin reaksi. Jika seluruh momentum aliran jet fluida yang menumbuk sudu turbin sehingga berputar dinamakan turbin jenis impuls. Jika aliran yang melewati atau keluar sudu gerak bertambah kecepatannya daripada ketika aliran tersebut masuk, sehingga memberikan reaksi jet dinamakan turbin reaksi. Sebagian aliran dalam turbin reaksi, terdapat efek impuls saat aliran fluida

menumbuk sudu gerak sehingga hanya memberikan derajat reaksi umumnya sebesar 50% (Chaplin, 2009). Prinsip mesin turbin tenaga uap diperoleh akibat aliran yang mengalir melalui nosel (sudu tetap) dengan kecepatan tinggi, dan momentum berpindah pada bagian sudu yang berputar pada beberapa tingkatan.



**Gambar 1. Perubahan Tekanan dan Kecepatan Fluida di sudu [3]**  
 (a) Turbin Impuls (b) Turbin Reaksi

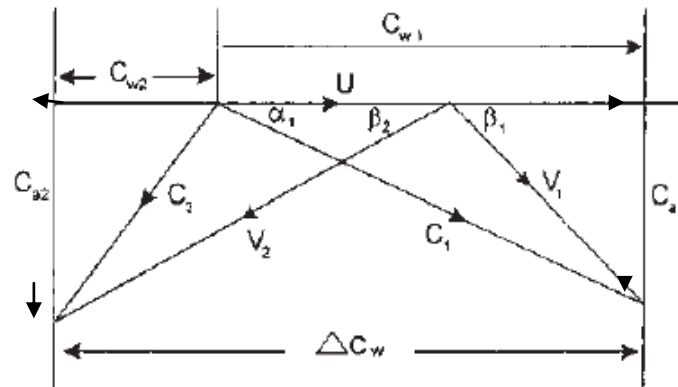
Dalam penjelasan tentang turbin uap (Gorla dan Khan, 2003) pada turbin impuls perubahan tekanan hanya terjadi pada sudu tetap (akibat perubahan penampang laluan) sehingga terjadi perubahan energy kinetic yang akan memutar sudu gerak, di mana tekanan tetap pada penampang laluan sudu gerak yang tidak berubah. Pada tingkatan sudu berikutnya energy potensial tekanan terus dikonversi menjadi momentum pada sudu gerak hingga tingkatan terakhir. Sementara pada turbin reaksi, perubahan tekanan pada sudu tetap juga terjadi pada sudu gerak, kecepatan akan bertambah di sudu tetap dan berkurang di sudu gerak akibat gerak rotasi rotor (*angular*).



**Gambar 2. Segitiga kecepatan pada sudu [4]**

Perpindahan momentum, dalam uraian di bukunya (Shiyakin, 1990), akibat kecepatan aliran yang melalui sudu, dapat digunakan untuk mengetahui daya yang dihasilkan oleh gerak putaran (rotasi). Laju momentum aliran merupakan aksi gaya yang bekerja pada permukaan sudu, di mana kecepatan total memiliki vector superposisi dari kecepatan rotasi dan kecepatan relative

sudu (*swirl*). Kecepatan total (absolute velocity)  $C_1$  yang keluar dari nosel/sudu tetap akan menumbuk sudu putar (*moving blade*) pada sudut kecepatan masuk  $\alpha_1$ . Pada sudu gerak akibat kecepatan rotasi  $U$  pada poros, terdapat kecepatan relative  $V_1$  dengan sudut kemiringan kecepatan relater sudu tetap  $\beta_1$ . Akibat bentuk profil permukaan sudu yang melengkung (*curved*), aliran yang keluar dari sudu gerak dengan kecepatan  $V_2$  kemiringan  $\beta_2$  akan berlawanan dengan arah masuknya, Kecepatan mutlak keluar sudu gerak tersebut, adalah superposisi vector kecepatan rotasi dan kecepatan relative sudu gerak  $V_2$ .



**Gambar 3. Kombinasi segitiga kecepatan pada sudu gerak [4]**

Besarnya kecepatan relative  $V$  (m/detik) yang melewati permukaan sudu gerak, menentukan besarnya torsi dan daya putar turbine, di mana menurut persamaan Euler gaya perhitungan ini diturunkan dari proyeksi kecepatan absolut pada arah tangensial (menyinggung tegak lurus arah radial atau sepanjang titik laluan putaran sudu), dinotasikan dengan symbol  $C_w$ . Gaya tangensial merupakan selisih momentum kecepatan absolut ke arah tangensial. Bila laju massa aliran sebesar  $\dot{m}$  (kg/detik), gaya putaran poros  $F_t$  (N) dapat dituliskan :

$$F_t = \dot{m} (C_{w1} - C_{w2}) = m \Delta C_w \quad (1)$$

$$C_{w1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad \text{dan} \quad C_{w2} = - C_2 \cos \alpha_2 \quad (2)$$

Besarnya kecepatan relative uap masuk nosel dihitung dengan persamaan berikut

$$V_1 = U^2 + C_1^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1 \quad (3)$$

Sehingga sudut kecepatan relative uap masuk arah tangensial dan sudut kemiringan  $\beta_1$  adalah

$$V_{w1} = C_{w1} - U \quad (4)$$

$$V_1 \cos \beta_1 = C_1 \cos \alpha_1 - U \quad (5)$$

Proyeksi kecepatan relative masuk ke arah tangensial (subskrip-w), dapat diuraikan menjadi

$$V_{w1} = V_1 \cos \beta_1 \quad \text{dan} \quad V_{w2} = V_2 \cos \beta_2 \quad (6)$$

Sementara itu proyeksi pada arah sejajar poros atau aksial  $F_a$  (N), kecepatan relative aksial menentukan besarnya gaya aksial akibat aliran yang melalui sudu rotor, dapat dihitung dengan

$$F_a = \dot{m} (C_{a1} + C_{a2}) \quad (7)$$

$$C_{a1} = C_1 \sin \alpha_1 \quad \text{dan} \quad C_{a2} = C_2 \sin \alpha_2 \quad (8)$$

Sehingga besarnya daya atau laju energy mekanik putaran rotor dapat ditentukan melalui hubungan gaya dan kecepatan tangensial sebagai berikut

$$P = F_t \cdot U = \dot{m} \cdot U (V_{w1} - V_{w2}) \text{ dalam satuan W} \quad (9)$$

Untuk menentukan besarnya kecepatan absolute keluar nosel,  $C_1$  (m/detik) dapat digunakan korelasi kesetimbangan energy dan mengabaikan faktor kehilangan energi sebagai berikut

$$C_1 = \sqrt{2 \Delta h} \text{ di mana } \Delta h = \text{beda entalpi jenis uap keluar dan masuk (J/kg)} \quad (10)$$

## METODOLOGI

Tahapan melakukan analisa perhitungan numerik distribusi gaya dan daya mekanik turbin uap untuk mengetahui kegagalan operasi akibat perubahan tegangan jepit rotor (*shrink-fit*) ini disusun beberapa langkah sebagai berikut :

1. Penetapan hipotesa (batasan) analisa perhitungan yang meliputi proses ekspansi isentropis di turbin serta tidak terjadi jatuh tekanan dan entalpi di sudu gerak (turbin jenis impuls).
2. Pengumpulan data perhitungan sudu yang terdiri dari sudut kemiringan kecepatan absolut  $\alpha_1$  dan kecepatan relatif  $\beta_2$ , luas laluan aliran antar sudu A, jumlah sudu tetap dan sudu gerak yang beroperasi, laju massa uap operasi  $\dot{m}$ , putaran operasi N serta diameter rotor D.
3. Penentuan tingkat keadaan termodinamika uap (tekanan P, entalpi jenis h dan volume jenis v) di sisi keluar sudu tetap (stator) berdasarkan kondisi entropi konstan dan hasil jatuh tekanan iteratif perhitungan kecepatan mutlak  $C_1$ , korelasi drop entalpi jenis  $\Delta h$  terhadap hubungan luasan laluan dan laju massa uap.
4. Perhitungan kecepatan tangensial rotor berdasarkan parameter diameter rotor (D) dan putaran per menit (N) berikut  $U = \pi D N/60$  (dalam m/detik)
5. Nilai sudut kecepatan relatif masuk rotor dihitung melalui persamaan (5), dan hasilnya digunakan untuk mencari harga kecepatan relatif masuk ke arah tangensial sesuai korelasi persamaan (4).
6. Besarnya kecepatan absolut masuk sudu gerak (rotor)  $C_1$  dihitung dengan korelasi drop entalpi dan hubungan luasan laluan uap terhadap laju massa uap.
7. Hasil konvergensi nilai 2 macam perhitungan kecepatan absolut pada langkah (6), selanjutnya menjadi nilai jatuh tekanan untuk menentukan tingkat keadaan termodinamika uap keluar stator pada langkah (3).
8. Perhitungan pada rotor dimulai dari mencari nilai kecepatan relatif uap keluar  $V_2 = \phi \cdot V_1$  yang mana  $\phi$  adalah faktor kerugian yang nilainya adalah 1.
9. Kecepatan absolut keluar rotor dihitung dengan korelasi sudut cosinus segitiga sebagaimana analog dengan persamaan (3) yaitu  $C_2 = U^2 + V_2^2 - 2UV_2 \cos \beta_2$ .
10. Sudut kemiringan kecepatan absolut keluar rotor, dihitung analog dengan persamaan (4) melalui korelasi  $\alpha_2 = \cos^{-1}[V_2 \cos \beta_2 - U]/C_2$ , selanjutnya dapat dihitung nilai kecepatan relatif keluar arah tangensial rotor.
11. Gaya aksial rotor ditentukan melalui persamaan (7) serta dihitung nilai daya mekanik rotor dengan persamaan (9).
12. Langkah analisa dilakukan pada cara yang sama untuk tingkatan stator dan rotor ke 2,3 hingga ke-4, sehingga diperoleh tabulasi perhitungan turbin impuls 4 tingkat.

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Data Perhitungan/Spesifikasi Turbin Uap Back Pressure

Analisa kegagalan tegangan jepit rotor pada turbin uap dalam aplikasi di pabrik gula memiliki uraian perancangan yang disajikan dalam Tabel 1.

**Tabel 1. Data Spesifikasi Turbin Uap**

No	Spesifikasi	Uraian	Keterangan/Notasi
1	Jenis	Impulse Back Pressure	Non Condensing
2	Daya Listrik	2 Mega Watt (MW)	Pe
3	Putaran operasi	6000 RPM	N
4	Diameter Rotor		
	Stage-1	0.621 m	D1
	Stage-2	0.624 m	D2
	Stage-3	0.636 m	D3
	Stage-4	0.646 m	D4
5	Sudu tetap (jumlah dan sudut)	Nosel Uap	Stator
	Stage-1/sudut masuk absolut	24/18°	ST-1/ $\alpha_{11}$
	Stage-2/sudut masuk absolut	29/18°	ST-2/ $\alpha_{12}$
	Stage-3/sudut masuk absolut	72/19°	ST-2/ $\alpha_{13}$
	Stage-4/sudut masuk absolut	42/19°	ST-2/ $\alpha_{14}$
6	Sudu Gerak (jumlah dan sudut)		Rotor
	Sudut keluar relatif stage-1	34°	$\beta_{21}$
	Sudut keluar relatif stage-2	38°	$\beta_{22}$
	Sudut keluar relatif stage-3	38°	$\beta_{23}$
	Sudut keluar relatif stage-4	37°	$\beta_{24}$

Dengan memasukkan beberapa batasan analisa berupa proses isentropic, turbin merupakan jenis impuls di mana penurunan tekanan hanya terjadi pada sudu tetap (nosel/stator); telah dilakukan analisa perhitungan secara numeric besarnya distribusi daya (power) dan gaya(force) yang terjadi di setiap tingkatan sudu (stage) melalui variable hasil perhitungan komponen kecepatan aliran yang melalui sudu (kecepatan absolute  $C$ , tangensial  $U$  dan relative  $V$  di sisi masuk dan keluar.

Data perhitungan untuk analisis kegagalan ini diambil dari hasil pengujian turbin pada saat awal giling yaitu pada saat beban daya listrik sebesar 1,5 MW dengan tekanan dan temperature operasi sebesar 16 bar abs dan 330 °C. Besarnya *specific steam consumption* diketahui sebesar 11,5 kgsteam/kWh, dengan asumsi variasi bukaan nosel sebesar 19 sampai dengan 24 lubang.

Dari hasil distribusi gaya dan daya pada poros turbin dalam Tabel 2 diperoleh terjadi konsentrasi gaya aksial yang berlawanan pada stator ke-1 saat bukaan nosel sebanyak 19 lubang, yang mengakibatkan kegagalan shrink fit. Hal ini sebagaimana yang dilaporkan dari hasil investigasi manufaktur, terjadi pergeseran stator ke-1 dan ke-4 yang diperoleh dari analisa cacat fisik pada permukaan poros dan stator. Pada stator ke-4 kegagalan tegangan jepit terjadi akibat timbulnya gaya aksial yang tinggi sebesar 1180.09 Newton (N) dan gaya aksial tertinggi yang berlawanan pada stator ke-1 sebesar 86.731 Newton (N). Hasil perhitungan numeric distribusi gaya pada poros dan daya yang dihasilkan di masing-masing stage disajikan dalam Tabel 3 berikut ini.

**Tabel 2. Distribusi Power dan Gaya pada bukaan nosel 19-24 lubang**

No	Kondisi Bukaan Nosel	Stage Lalan Sudu								Total
		S1	R1	S2	R2	S3	R3	S4	R4	
1	Nosel 19 lubang									
	Daya (MW)		0,466012		0,067892		5,43E-05		1,505924	2,039882
	Gaya Tangensial (N)		2388,665		346,3232		0,271979		7420,287	
	Gaya Aksial (N)		-86,7731		121,4495		0,347691		-1055,52	
2	Nosel 20 lubang									
	Daya (MW)		0,379431		0,052081		0,001759		1,555154	1,988425
	Gaya Tangensial (N)		1944,872		265,6692		8,805097		7662,863	
	Gaya Aksial (N)		-27,2889		119,3758		10,8338		-1098,15	
3	Nosel 21 lubang									
	Daya (MW)		0,32026		0,042872		0,002563		1,587707	1,953402
	Gaya Tangensial (N)		1641,578		218,6942		12,82808		7823,264	
	Gaya Aksial (N)		12,51482		114,7722		15,50359		-1126,35	
4	Nosel 22 lubang									
	Daya (MW)		0,274406		0,036523		0,002969		1,612541	1,926438
	Gaya Tangensial (N)		1406,541		186,3066		14,85819		7945,63	
	Gaya Aksial (N)		42,57799		109,4714		17,79618		-1147,86	
5	Nosel 23 lubang									
	Daya (MW)		0,23695		0,031797		0,003159		1,63272	1,904626
	Gaya Tangensial (N)		1214,551		162,1997		15,80848		8045,06	
	Gaya Aksial (N)		66,34614		104,0488		18,8549		-1165,35	
6	Nosel 24 lubang									
	Daya (MW)		0,205446		0,028115		0,003222		1,649731	1,886514
	Gaya Tangensial (N)		1053,068		143,4186		16,12611		8128,88	
	Gaya Aksial (N)		85,50864		98,74732		19,20674		-1180,09	

Tabel 3. Perhitungan Termohidrolik pada kondisi bukaan Nosel 19 lubang

	1	2	3	4	5	6	7	8	13
<b>Kondisi penurunan tekanan</b>	<b>S1</b>	<b>R1</b>	<b>S2</b>	<b>R2</b>	<b>S3</b>	<b>R3</b>	<b>S4</b>	<b>R4</b>	
Tekanan masuk = p= bar	16,00	10,15	10,15	9,77	9,77	9,77	9,77	0,07	0,07
Temperatur masuk = 0 c	330,00	270,21	270,21	265,40	265,40	265,40	265,40	92,07	60,01
entalpi masuk (Kj/kg)	3.102,90	2.990,97	2.990,97	2.980,70	2.980,70	2.980,70	2.980,70	2.402,33	2.636,40
entropi masuk	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008
Volume spesifik masuk	0,16830	0,23902	0,23902	0,24615	0,24615	0,24615	0,24615	14,91006	11,12108
Laju Massa Aliran = m= kg/s	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79
Jumlah sudu/nosel	19,0	22,9	29,0	56,0	72,0	137,0	42,0	137,0	446,9
Luas tiap celah	1,274	2,24	1,821	2,02	1,97	2,07	4,20	2,65	
Luas Penampang = A = m <sup>2</sup>	0,002421	0,005123	0,005281	0,011318	0,014213	0,028304	0,017653	0,036319	0,000000
Tekanan akhir tingkat (bar)	10,15	10,15	9,77	9,77	9,77	9,77	0,07	0,07	
Temperatur akhir tingkat 1(0 c)	270,21	270,21	265,40	265,40	265,40	265,40	92,07	60,01	
entalpi keluar (Kj/kg)	2.990,97	2.990,97	2.980,70	2.980,70	2.980,70	2.980,70	2.402,33	2.636,40	
entropi keluar	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	
Volume spesifik keluar	0,23902	0,23902	0,24615	0,24615	0,24615	0,24615	14,91006	11,12108	
delta h	111,93	-	10,26	-	-	-	578,37		700,57
iterasi stator: jumlah sudu/nosel	19	1	29		72		42		
Tekanan Drop (bar) per laluan sudu	5,8477	-	0,3801	-	-	-	9,7027	-	15,9304
iterasi rotor : Tekanan Drop (bar) per laluan sudu									
Koefisien w1 > w2 (ditetapkan)	1,0000		1,0000		1,0000				
Putaran , N(rpm)	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
Diameter, D (m)		0,621		0,624		0,636		0,646	
$\alpha_1$	18,00		18		19		17		
$c_{1r} = (2 \cdot 1000 \cdot \Delta h)^{0.5}$ (m/s)	473,142436		223,345699		146,785342		1085,479446		
$u = \pi \cdot D \cdot N / 60$ (m/s)		195,0929038		196,0353816		199,805293		202,94689	
$u/c$		243,8661297		245,044227		249,756616		253,68361	0
$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$	86347,16841		5031,70305		6006,83081		798115,3788		
$w_1$	293,848887		70,9344983		77,5037471		893,3730345		
$\beta_1 = \arccos((c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u) / w_1)$	29,8391		76,6497		141,9319		20,8083		
$\beta_2$		34		38		38		37	
$w_2 = \text{koefw1} \cdot ((w_1^2 + 2 \Delta h)^{0.5})$		293,85		70,93		77,50		893,37303	
$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2$		29354,55509		21545,93662		21523,2544		549705,96	
$c_2$		171,3317107		146,785342		146,708058		741,42158	
$\alpha_2 = \arccos((w_2 \cdot \cos \beta_2 - u) / c_2)$		73,54950978		162,691265		161,019577		46,481715	
$w_1 u = w_1 \cdot \cos \beta_1$	254,8923		16,3790005		(61,0170)		835,1023		
$w_2 u = w_2 \cdot \cos \beta_2$		243,611768		55,89714744		61,0737861		713,47943	
daya pada keliiling roda $P_u = m \cdot u \cdot (w_1 u - w_2 u) / 1000000$		0,466011648		0,067891602		5,4343E-05		1,5059242	2,039881792
daya = $(c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - c_2 \cdot \cos(\alpha_2)) \cdot u \cdot m / 1000000$		0,466011648		0,067891602		5,4343E-05		1,5059242	2,039881792
Torsi $T = 60P / (2\pi \cdot N)$ Newton.m		741,6805734		108,0528412		0,08648933		2396,7528	
Gaya Tangential = $2T / D$ ....Newton		2388,665293		346,3232089		0,27197902		7420,2873	
$c_1 a = c_1 \sin \alpha_1$		146,2090535		69,01761651		47,7886329		317,36348	
$c_2 a = c_2 \sin \alpha_2$		164,3182123		43,67163786		47,7160713		537,64531	
Faksial = $m \cdot (c_1 a - c_2 a)$ ....(Newton)		-86,77305276		121,449481		0,34769113		-1055,5171	
$w_1 a = w_1 \sin \beta_1$		146,21		69,02		47,79		317,36	
$w_2 a = w_2 \sin \beta_2$		164,32		43,67		47,72		537,65	
Faksial = $m \cdot (w_1 a - w_2 a)$ ....(Newton)		(86,77)		121,45		0,35		(1.055,52)	

**Tabel 4. Perhitungan Termohidrolik pada kondisi bukaan Nosel 24 lubang**

Kondisi penurunan tekanan	S1	R1	S2	R2	S3	R3	S4	R4	
Tekanan masuk = p= bar	16,00	12,81	12,81	12,27	12,27	12,27	12,27	(0,12)	(0,12)
Temperatur masuk = 0 c	330,00	299,89	299,89	294,38	294,38	294,38	294,38	294,38	91,30
entalpi masuk (Kj/kg)	3.102,90	3.053,86	3.053,86	3.042,47	3.042,47	3.042,47	3.042,47	2.369,24	#####
entropi masuk	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008
Volume spesifik masuk	0,16830	0,19984	0,19984	0,20653	0,20653	0,20653	0,20653	#NUM!	#NUM!
Laju Massa Aliran = m= kg/s	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79	4,79
Jumlah sudu/nosel	24,0	29,0	29,0	56,0	72,0	137,0	42,0	137,0	446,9
Luas tiap celah	1,274	2,24	1,821	2,02	1,97	2,07	4,20	2,65	
Luas Penampang = A = m2	0,003058	0,006472	0,005281	0,011318	0,014213	0,028304	0,017653	0,036319	0,000000
Tekanan akhir tingkat (bar)	12,81	12,81	12,27	12,27	12,27	12,27	(0,12)	(0,12)	
Temperatur akhir tingkat 1(0 c)	299,89	299,89	294,38	294,38	294,38	294,38	91,30	53,97	
entalpi keluar (Kj/kg)	3.053,86	3.053,86	3.042,47	3.042,47	3.042,47	3.042,47	2.369,24	2.628,61	
entropi keluar	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	7,0008	
Volume spesifik keluar	0,19984	0,19984	0,20653	0,20653	0,20653	0,20653	#NUM!	#NUM!	
delta h	49,04	-	11,40	-	-	-	673,22		733,66
iterasi stator: jumlah sudu/nosel	24		29		72		42		
Tekanan Drop (bar) per laluan sudu	3,1925	-	0,5359	-	-	-	12,3886	-	16,1170
iterasi rotor: Tekanan Drop (bar) per laluan sudu									
Koefisien w1 > w2 (ditetapkan)	1,0000		1,0000		1,0000				
Putaran , N(rpm)	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
Diameter, D (m)		0,621		0,624		0,636		0,646	
$\alpha_1$	18,00		18		19		17		
$c_{1u} (2*1000*\Delta h)^{0.5}$ (m/s)	313,1724316		187,395759		152,912283		1169,822013		
$u = \pi * D * N / 60$ (m/s)		195,0929038		196,0353816		199,805293		202,94689	
u/c		243,8661297		245,044227		249,756616		253,68361	0
$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 * u * c_1 * \cos \alpha_1$	19923,44533		3670,63821		5528,06177		955595,0403		
$w_1$	141,1504351		60,5857921		74,3509366		977,545416		
$\beta_1 = \arccos((c_1 * \cos \alpha_1 - u) / w_1)$	43,2844		107,0968		137,9659		20,4799		
$\beta_2$		34		38		38		37	
$w_2 = \text{koef} w_1 * ((w_1^2 + 2 * \Delta h)^{0.5})$		141,15		60,59		74,35		977,54542	
$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 * u * w_2 * \cos \beta_2$		12325,52793		23382,16641		22037,2973		679900,2	
c2		111,0203942		152,9122834		148,449646		824,56061	
$\alpha_2 = \arccos((w_2 * \cos \beta_2 - u) / c_2)$		134,6874641		165,8812192		162,039951		45,518174	
$w_1 u = w_1 * \cos \beta_1$	102,7518		-17,8114236		(55,2239)		915,7595		
$w_2 u = w_2 * \cos \beta_2$		117,0190141		47,7422557		58,5893375		780,70248	
daya pada keiling roda $P_u = m * u * (w_1 u - w_2 u) / 1000000$		0,205446168		0,028115114		0,00322208		1,6497309	1,886514
daya = $(c_1 * \cos(\alpha_1) - c_2 * \cos(\alpha_2)) * u * m / 1000000$		0,205446168		0,028115114		0,00322208		1,6497309	1,886514
Torsi $T = 60P / (2\pi) \dots$ Newton.m		326,9777317		44,74659403		5,12810316		2625,6283	
Gaya Tangential = $2T / D \dots$ Newton		1053,068379		143,4185706		16,1261106		8128,8802	
$c_1 a = c_1 \sin \alpha_1$		96,77560355		57,9084743		49,7833699		342,02286	
$c_2 a = c_2 \sin \alpha_2$		78,93032164		37,30033815		45,7750073		588,30152	
Faksial = $m \cdot (c_1 a - c_2 a) \dots$ (Newton)		85,50864247		98,74731903		19,2067375		-1180,0853	
$w_1 a = w_1 \sin \beta_1$		96,78		57,91		49,78		342,02	
$w_2 a = w_2 \sin \beta_2$		78,93		37,30		45,78		588,30	
Faksial = $m \cdot (w_1 a - w_2 a) \dots$ (Newton)		85,51		98,75		19,21		(1.180,09)	

**KESIMPULAN**

1. Hasil analisa perhitungan numeric kecepatan aliran pada sudu turbin uap back pressure 2 MW, memberikan distribusi gaya dan daya yang terkonsentrasi pada stator tingkat 1 dan tingkat ke 4 masing-masing sebesar 86.731 N dan 1180.09 N yang menyebabkan kegagalan pada tegangan jepit poros dan stator.
2. Kegagalan tegangan jepit pada poros terjadi pada saat aliran massa uap yang mengalir masuk pada stator tingkat 1 dan tingkat 4 mengalami bukaan sebanyak 19 lubang dan 24 lubang di stator tingkat 1.



### **UCAPAN TERIMA KASIH**

Kepala Program *Pengembangan Turbin Uap back Pressure 2 MW* Pusat Teknologi Industri Manufaktur (PTIM) BPP Teknologi Jakarta tahun 2010

### **DAFTAR PUSTAKA**

- Anonimus. *Peningkatan Kapasitas Pabrik Gula di Indonesia Mendesak*.  
<http://ekbis.sindonews.com/read/1083586/34/>. Diakses 17 Juni 2016 jam 23.59,
- Anonimus. *Revitalisasi Pabrik Gula Kemenperin Gelontorkan Dana Rp 154 Miliar*.  
<http://kemenperin.go.id/artikel/4326/>. Diakses 17 Juni 2016 jam 00.13,
- Chaplin, RA., *Steam Turbine Impulse and Reaction Blading, Thermal Power Plants*, vol III, 2009, Encyclopedia of Life Support System (EOLSS)
- Dolezel, I., Kotlan, V., and Ulrych, B., *Modelling on Induction Shrink Fit of Action Wheel in gas Turbine*, PRZEGLAD ELEKTROTEKNICZNY (Electrical review), ISSN 0033-2097, R.88 NR 1a.2012, University of West Bohemia in Pilsen, Czech Republic.
- Gorla, Rama S.R. and Khan, Aijaz A., (2003), *Turbomachinery Design and Theory, Chapter 6 : Steam Turbines*, Marcel Dekker, USA, pp. 232-278
- Shiyakhin P., *Turbin Uap, Teori dan Rancangan*, Cetakan Pertama, Penerbit erlangga, Jakarta, 1990