

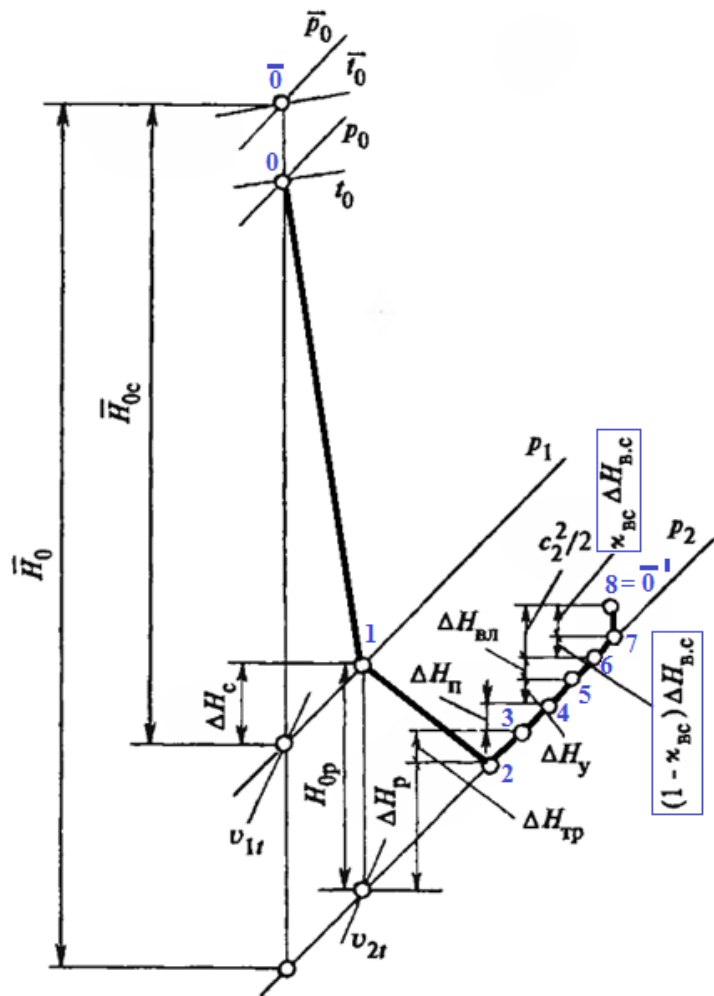
# **Курсовой проект Паротурбинные установки Расчеты**

к.т.н. Попов Виталий Владимирович

[PopovVitV@mpei.ru](mailto:PopovVitV@mpei.ru)

Расчет регулирующей ступени

# Процесс расширения пара в ступени осевой турбины



## Исходные данные:

- расход водяного пара  $G$ , кг/с;
- термодинамические параметры пара перед ступенью:
  - давление  $p_0$ , МПа (кПа);
  - температура  $t_0$ , °C;
  - скорость потока на входе в ступень  $c_0 = 0$ , м/с и ее направление (угол  $\alpha_0 = 90^\circ$ ).
- средний диаметр  $d_{cp}$ , м;
- частота вращения ротора турбины  $n = 50$  с<sup>-1</sup>;
- хорды сопловой и рабочей лопаток  $b_1, b_2$ , м;
- располагаемый теплоперепад ступени по параметрам торможения  $\bar{H}_0$  кДж/кг.

## Особенности расчета регулирующей ступени:

- так как скорость на входе в ступень  $C_0 = 0$  м/с, то точки начала процесса расширения  $\bar{0}$  и  $0$  совпадают;
- начало процесса расширения в регулирующей ступени это точка  $0'$  в расчете тепловой схемы (параметры после дросселирования в блоке СРК ЦВД);
- если полученное в расчете значение оптимальной степени парциальности  $e_{opt} > 0,85$ , то, с учетом конструкции сопловых коробок, принимается для регулирующей ступени  $e_{max} = 0,8 \dots 0,85$ .

№	Показатель	Формула или источник
1	Расход пара G, кг/с	Исходные данные
2	Средний диаметр d, м	Исходные данные
3	Частота вращения n, с <sup>-1</sup>	Исходные данные
4	Окружная скорость на среднем диаметре u, м/с	$u = \pi d n$
5	Давление пара перед ступенью $\bar{P}_0$ , МПа	Точка 0' в расчете G <sub>0</sub> , G <sub>к</sub>
6	Температура пара перед ступенью $\bar{t}_0$ , °С	Точка 0' в расчете G <sub>0</sub> , G <sub>к</sub>
7	Энтропия пара перед ступенью $\bar{S}_0$ , кДж/(кгК)	Точка 0' в расчете G <sub>0</sub> , G <sub>к</sub>
8	Энтальпия пара перед ступенью $\bar{h}_0$ , кДж/кг	
9	Скорость пара на входе в ступень c <sub>0</sub> , м/с	Исходные данные
10	Энтальпия торможения перед ступенью $\bar{h}_0$ , кДж/кг	Точка 0' в расчете G <sub>0</sub> , G <sub>к</sub>
11	Изоэнтропийный теплоперепад ступени по параметрам торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	Исходные данные
12	Степень реактивности ρ	Принимаем в диапазоне ρ=0,05-0,10
13	Изоэнтропийный теплоперепад сопловой решетки по параметрам торможения $\bar{H}_{0c}$ , кДж/кг	$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho) \times \bar{H}_0$
14	Изоэнтропийный теплоперепад в рабочей решетке по статическим параметрам H <sub>0p</sub> , кДж/кг	$H_{0p} = \bar{H}_0 \times \rho$
15	Теоретическая энтальпия за сопловой решеткой h <sub>1т</sub> , кДж/кг	$h_{1t} = \bar{h}_0 - \bar{H}_{0c}$
16	Давление за сопловой решеткой p <sub>1</sub> , МПа	h, s – диаграмма (по h <sub>1т</sub> и $\bar{S}_0$ )
17	Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) v <sub>1т</sub> , м <sup>3</sup> /кг	h, s – диаграмма (по h <sub>1т</sub> и $\bar{S}_0$ )
18	Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток c <sub>1т</sub> , м/с	$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}$
19	Скорость звука за сопловой решеткой (теоретическая) a <sub>1т</sub> , м/с	$a_{1t} = \sqrt{k p_1 v_{1t}}$
20	Число Маха по скорости c <sub>1т</sub>	M <sub>1т</sub> = c <sub>1т</sub> / a <sub>1т</sub>
21	Выходная площадь сопловой решетки (предварительная) F' <sub>1</sub> , м <sup>2</sup> при μ' <sub>1</sub> = 0,97	$F'_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu'_{11} c_{1t}}$
22	Угол α <sub>1з</sub> направления скорости c <sub>1т</sub> , град	Принимаем в диапазоне α <sub>1з</sub> =10-16°
23	Произведение e l <sub>1</sub> , м	e l <sub>1</sub> = F <sub>1</sub> /(π d <sub>pc</sub> sin α <sub>1з</sub> )
24	Оптимальное значение степени парциальности e <sub>опт</sub> (Если получается e <sub>опт</sub> > 0,85, тогда принимаем e <sub>опт</sub> = 0,85)	$e_{onn} = (4...6) \sqrt{e l_1}$
25	Высота сопловых лопаток l' <sub>1</sub> , м	l <sub>1</sub> = e l <sub>1</sub> /e <sub>опт</sub>
26	Размер хорды профиля сопловой решетки b <sub>1</sub> , м	Исходные данные
27	Уточняем коэффициент расхода сопловой решетки μ <sub>1</sub>	μ <sub>1</sub> =0,982-0,005(b <sub>1</sub> /l <sub>1</sub> )

№	Показатель	Формула или источник
28	Выбираем тип сопловой решетки	По методике подбора профилей и слайду №6: $\alpha_0 = 90^\circ$ , $\alpha_{1э} = (\text{п.22})$ , $M_{1т} = (\text{п.20})$
29	Оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{1\text{опт}}$	Выбираем из оптимального диапазона (см. таблицу на слайде 6)
30	Количество лопаток в сопловой решетке $z_1$ , шт.	$z_1 = (\pi d_{\text{р.с.}} e_{\text{опт}}) / (b_1 \bar{t}_1)$ , где $b_1$ , $d_{\text{р.с.}}$ – исходные данные; $e_{\text{опт}} = (\text{п.24})$
31	Берем ближайшее целое, четное число $z_1$ , шт.	
32	После округления $z_1$ уточним относительный шаг	$\bar{t}_1 = (\pi d_{\text{р.с.}} e_{\text{опт}}) / (b_1 z_1)$ Проверить, чтобы полученное значение попадало в оптимальный диапазон (см. таблицу на слайде 6). В дальнейшем используем это значение.
33	Угол установки лопатки в сопловой решетке $\alpha_{\text{уст}}$ , град	По формуле из атласа профилей для выбранного профиля
34	Коэффициент потерь в сопловой решетке $\zeta_c$ , %	По атласу профилей
35	Коэффициент скорости сопловой решетки $\phi$	$\phi = \sqrt{1 - \frac{\zeta_c}{100}}$
36	Проверяем коэффициент скорости сопловой решетки $\phi'$	$\phi' = 0,98 - 0,008(b_1/l_1)$
37	Находим расхождение между $\phi$ и $\phi'$	Расхождение между $\phi$ и $\phi'$ должно быть не более 1 %. В противном случае ищем ошибку. В дальнейших расчетах используем значение $\phi$ .
38	Скорость выхода пара из сопловой решетки $c_1$ , м/с	$c_1 = c_{1т} \times \phi$
39	Угол $\alpha_1$ вектора скорости $c_1$ , град.	$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\phi} \sin \alpha_{1э}\right)$
40	Строим графически входной треугольник скоростей	Определяем $W_1$ и $\beta_1$ . Сравниваем полученные графически и по формулам значения $W_1$ и $\beta_1$ . Расхождение должно быть не больше погрешности графического построения. В дальнейшем используем значения, полученные по формулам.
41	Относительная скорость на входе в рабочую решетку $w_1$ , м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}$
42	Угол $\beta_1$ направления относительной скорости $w_1$ , град	$\tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$

# Геометрические характеристики профилей МЭИ

Тип профиля	$\alpha_{1з}, \beta_{2з}$ град	$\alpha_{0расч}, \beta_{1расч}$	$\bar{t}_{онт}$	$(M_{1t})_{онт},$ $(M_{2t})_{онт}$	$b_1, b_2$ мм	$F, \text{см}^2$	$I_{мин}, \text{см}^4$	$W_{мин}, \text{см}^3$
<i>Сопловые решетки</i>								
C-90-12A	10-14	70-120	0,72-0,87	до 0,85	52,5	4,09	0,591	0,575
C-90-15A	13-17	70-120	0,70-0,85	до 0,85	51,5	3,3	0,36	0,45
C-90-18A	16-20	70-120	0,70-0,80	до 0,85	47,1	2,72	0,243	0,333
C-90-22A	20-24	70-120	0,70-0,80	до 0,90	45,0	2,35	0,167	0,265
C-90-27A	24-30	70-120	0,65-0,75	до 0,90	45,0	2,03	0,116	0,195
C-90-12B	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	56,6	3,31	0,388	0,420
C-90-15B	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	52,0	3,21	0,326	0,413
C-90-12P	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	40,9	2,30	0,237	0,324
C-90-15P	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	42,0	2,00	0,153	0,238
<i>Рабочие решетки</i>								
P-23-14A	12-16	20-30	0,60-0,75	до 0,95	25,9	2,44	0,43	0,39
P-26-17A	15-19	23-35	0,60-0,70	до 0,95	25,7	2,07	0,215	0,225
P-30-21A	19-24	25-40	0,58-0,68	до 0,90	25,6	1,85	0,205	0,234
P-35-25A	22-28	30-50	0,55-0,65	до 0,85	25,4	1,62	0,131	0,168
P-46-29A	25-32	44-60	0,45-0,58	до 0,85	25,6	1,22	0,071	0,112
P-27-17B	15-19	23-45	0,57-0,65	0,80-1,15	25,4	2,06	0,296	0,297
P-30-21B	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10	20,1	1,11	0,073	0,101
P-35-25B	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10	25,2	1,51	0,126	0,159
P-21-18P	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	20,0	1,16	0,118	0,142
P-25-22P	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	20,0	0,99	0,084	0,100

№	Показатель	Формула или источник
44	Потери в сопловой решетке $\Delta H_c$ , кДж/кг	$\Delta H_c = c_{1t}^2 / 2(1 - \varphi^2)$
45	Энтальпия за сопловой решеткой $h_1$ , кДж/кг	$h_1 = h_{1t} + \Delta H_c$
46	Энтропия за сопловой решеткой $s_1$ , кДж/(кгК)	$h, s$ – диаграмма, по $(h_1, p_1)$
47	Энтальпия за рабочей решеткой теоретическая $h'_{2t}$ , кДж/кг	$h_{2t} = h_1 - H_{0p}$
48	Давление за ступенью $p_2$ , МПа	$h, s$ – диаграмма, (по $h_{2t}, S_1$ )
49	Теоретическая скорость выхода из рабочей решетки $w_{2t}$ , м/с	$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}$
50	Перекрыша $\Delta$ , м	Принимаем 0,003-0,004
51	Высота рабочих лопаток $l_2$ , м	$l_2 = l_1 + \Delta$
52	Размер хорды профиля рабочих лопаток $b_2$ , м	Исходные данные
53	Коэффициент расхода рабочей решетки $\mu_2$	$\mu_2 = 0,965 - 0,01(b_2/l_2)$
54	Удельный объем (теоретический) за рабочей решеткой $v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	$h, s$ – диаграмма (по $h_{2t}, S_1$ )
55	Скорость звука за рабочей решеткой (теоретическая) $a_{2t}$ , м/с	$a_{2t} = \sqrt{k p_2 v_{2t}}$ , где $k = 1,3$
56	Число Маха по скорости $w_{2t}$	$M_{2t} = w_{2t} / a_{2t}$
57	Выходная площадь рабочей решетки $F_2$ , м <sup>2</sup>	$F_2 = (G v_{2t}) / (\mu_2 w_{2t})$
58	Угол $\beta_{2\alpha}$ направления скорости $w_2$ , град	$\arcsin \beta_{2\alpha} = \frac{F_2}{e_{опт} \pi d l_2}$
59	Выбираем тип рабочей решетки	По методике подбора профилей и слайду №6 по $\beta_1, \beta_{2\alpha}, M_{2t}$
60	Оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{2опт}$	Выбираем из оптимального диапазона (см. таблицу на слайде 6)
61	Количество лопаток в рабочей решетке $z_2$ , шт.	$z_2 = (\pi d_{p.c.}) / (b_2 \bar{t}_{2опт})$ , где $b_2, d_{p.c.}$ – исходные данные
62	Берем ближайшее целое число $z_2$ , шт.	Необходимо подбирать число кратное 2.
63	После округления $z_2$ уточним относительный шаг	$\bar{t}_2 = (\pi d_{p.c.}) / (b_2 z_2)$ . Проверить, чтобы полученное значение попадало в оптимальный диапазон (см. таблицу на слайде 6). В дальнейшем используем это значение.

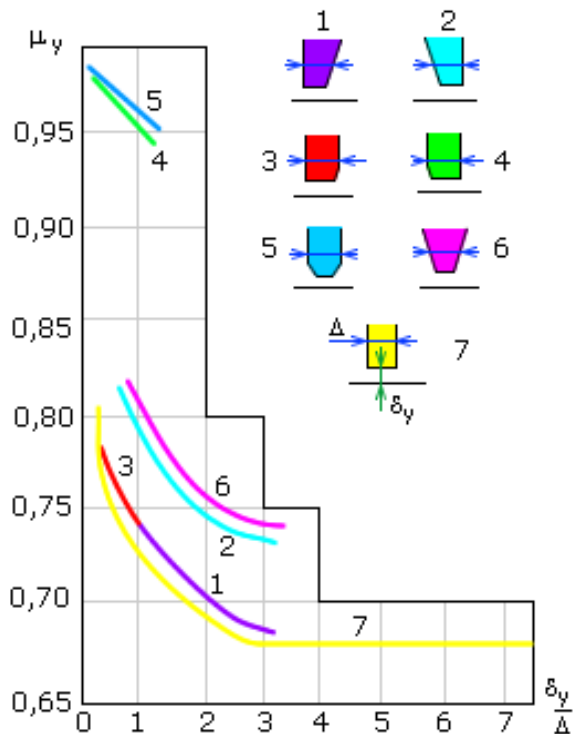
№	Показатель	Формула или источник
64	Угол установки лопатки в рабочей решетке $\beta_{уст}$ , град	По формуле из атласа профилей для выбранного профиля
65	Коэффициент потерь в рабочей решетке $\zeta_p$ , %	По атласу профилей
66	Коэффициент скорости рабочей решетки $\psi$	$\psi = \sqrt{1 - \frac{\zeta_p}{100}}$
67	Коэффициент скорости рабочей решетки $\psi'$	$\psi' = 0,96 - 0,014(b_2/l_2)$
68	Находим расхождение между $\psi$ и $\psi'$	Расхождение между $\psi$ и $\psi'$ должно быть не более 1 %. В противном случае ищем ошибку. В дальнейших расчетах используем значение $\psi$ .
69	Относительная скорость на выходе из рабочей решетки $w_2$ , м/с	$w_2 = w_{2t} \psi$
70	Угол $\beta_2$ направления скорости $w_2$ , град	$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{w_{2t}}{w_2} \sin \beta_{2э}\right)$
71	Строим графически выходной треугольник скоростей	Определяем $c_2$ и $\alpha_2$ . Треугольник строится в том же масштабе, что и входной. Сравниваем полученные графически и по формулам значения. Расхождение должно быть не больше погрешности графического построения. В дальнейшем используем значения, полученные по формулам.
72	Абсолютная скорость на выходе из рабочей решетки $c_2$ , м/с	$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2}$
73	Угол $\alpha_2$ направления скорости $c_2$ , град	$\tan \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}}$
75	Потери в рабочей решетке $\Delta H_p$ , кДж/кг	$\Delta H_p = w_{2t}^2 / 2(1 - \psi^2)$
76	Энергия выходной скорости $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	$\Delta H_{в.с} = c_2^2 / 2$
77	Коэффициент использования выходной скорости $\chi_{в.с}$	Для регулирующей ступени принимается равным 0.
78	Располагаемая энергия ступени $E_0$ , кДж/кг	$E_0 = \overline{H_0} - \chi_{в.с} \Delta H_{в.с}$



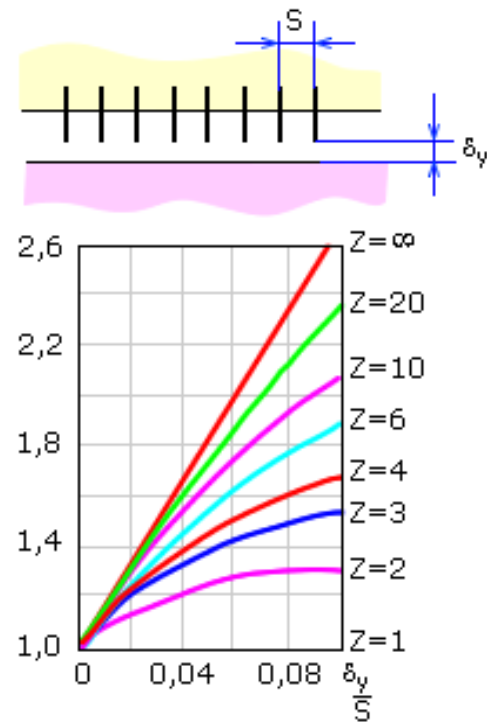
№	Показатель	Формула или источник
79	Относительный лопаточный КПД $\eta_{o,л}$	$\eta_{o,л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_{в.с}) \Delta H_{в.с}}{E_0}$
80	Относительный лопаточный КПД $\eta_{o,л}$	$\eta_{o,л} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0}$ <p>Сравниваем значения <math>\eta_{o,л}</math>, полученные в п.79 и 80. Расхождение должно быть не более 1 %. В противном случае ищем ошибки.</p>
82	Фиктивная скорость $c_\phi$ , м/с	$c_\phi = \sqrt{2H_0}$
83	Отношение скоростей $u/c_\phi$	$u/c_\phi$
84	Оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{опт}$	$(u/c_\phi)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$
85	Периферийный диаметр $d_n$ , м	$d_n = d + l_2$
86	Коэффициент расхода для осевого зазора периферийного уплотнения $\mu_a$ (см. рис.(а) на слайде №10)	Принимаем 0,5
87	Осевой зазор периферийного уплотнения $\delta_a$ , м	Принимаем 0,0025
88	Коэффициент расхода через радиальный зазор периферийного уплотнения $\mu_r$ (см. рис.(а) на слайде №10)	Принимаем 0,75
89	Радиальный зазор в периферийном уплотнении $\delta_r$ , м	$\delta_r = 0,001 d_n$
90	Количество гребней (усиков) в периферийном уплотнении $z$ , шт.	Принимаем
91	Эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу (периферийном) $\delta_\vartheta$ , м	$\delta_\vartheta = \left\{ \frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2} \right\}^{-\frac{1}{2}}$
92	Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения $\xi_y^6$	$\xi_y^6 = \frac{\pi d_n \delta_\vartheta \eta_{ол}}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 l_2 / d}$
93	Абсолютные потери от утечек через периферийное уплотнение ступени $\Delta H_y$ , кДж/кг	$\Delta H_y = \xi_y^6 E_0$

# Коэффициенты расхода для уплотнений с различной формой гребней (а) и поправочный коэффициент для прямоточного уплотнения (б)

(а)



(б)



№	Показатель	Формула или источник
94	Коэффициент трения $k_{тр}$	Принимаем $0,7 \times 10^{-3}$
95	Относительные потери от трения диска $\xi_{тр}^д$	$\xi_{тр}^д = \frac{k_{тр} d^2}{F_1} \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3$
96	Абсолютные потери от трения диска $\Delta H_{тр}^д$ , кДж/кг	$\Delta H_{тр}^д = \xi_{тр}^д \cdot E_0$
97	Коэффициент вентиляционных потерь $k_v$	Принимаем 0,065
98	Число венцов в регулирующей ступени $m$ , шт.	Принимаем 1 (одновенечная регулирующая ступень)
99	Коэффициент вентиляционных потерь $\xi_v$	$\xi_v = \frac{k_v}{\sin \alpha_{1v}} \frac{1-e}{e} \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3 m$
100	Ширина рабочей решетки $B_2$ , м	$B_2 = b_2 \cdot \sin \beta_y$
101	Число пар концов сопловых сегментов $i$ , шт.	Принимаем 4
102	Коэффициент сегментных потерь $\xi_{сегм}$	$\xi_{сегм} = 0,25 \frac{B_2 l_2}{F_1} \left( \frac{u}{c_\phi} \right) \eta_{ол} i$
103	Относительные потери в ступени, связанные с парциальностью, $\xi_{парц}$	$\xi_{парц} = \xi_v + \xi_{сегм}$
104	Абсолютные потери от парциальности $\Delta H_{парц}$ , кДж/кг	$\Delta H_{парц} = \xi_{парц} \cdot E_0$
105	Использованный теплоперепад ступени $H_i$ , кДж/кг	$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_{в.с}) \Delta H_{в.с} - \Delta H_y - \Delta H_{тр}^д - \Delta H_{парц}$
106	Внутренний относительный КПД ступени $\eta_{oi}$	$\eta_{oi} = H_i / E_0$
107	Внутренняя мощность ступени $N_i$ , кВт	$N_i = G H_i$

№	Показатель	Формула или источник
108	Момент сопротивления профиля рабочей лопатки $W_{\text{мин}}^{\text{атл}}$ , м <sup>3</sup> (для хорды $b_{2\text{атл}}$ )	Принимаем из атласа профилей для выбранного профиля рабочей лопатки
109	Момент сопротивления профиля рабочей лопатки $W_{\text{мин}}$ , м <sup>3</sup>	$W_{\text{мин}} = W_{\text{мин}}^{\text{атл}} (b_2/b_{2\text{атл}})^3$
110	Изгибающие напряжения в рабочей лопатке $\sigma_{\text{изг}}$ , МПа (допускаемые изгибающие напряжения $[\sigma_{\text{изг}}]=20$ МПа)	$\sigma_{\text{изг}} = (G \cdot \bar{H}_0 \cdot \eta_{\text{ол}} \cdot l_2) / (2 \cdot u \cdot z_2 \cdot W_{\text{мин}} \cdot e_{\text{опт}})$
111	Если в п.110 получилось, что $\sigma_{\text{изг}} > [\sigma_{\text{изг}}]$ , то тогда необходимо определить новое значение $b_{2\text{новое}}$ , м	$b_{2\text{новое}} = b_2 \sqrt{\frac{\sigma_{\text{изг}}}{[\sigma_{\text{изг}}]}}$
112	Угловая скорость рабочего колеса, рад/с	$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$
113	Напряжение растяжения в корневом сечении рабочей лопатки $\sigma_p$ , МПа (допускаемые напряжения растяжения $[\sigma_p]=450$ МПа, плотность материала $\rho=7800$ кг/м <sup>3</sup> )	$\sigma_p = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot d \cdot l_2$