Modelowanie turbin parowych

cz.II

Moduły modelu turbiny - zmienne warunki pracy

- Rozrząd pary
- Stopień regulacyjny
- Grupa stopni nieregulowanych

Rozrząd pary

W pierwszym etapie obliczeń rozrządu pary wyznacza się znamionowe krytyczne strumienie masy pary w poszczególnych grupach dysz

$$\dot{m}_{kr\,jo} = \dot{m}_{z\,jo} \frac{1}{E_{jo}} \tag{7.1}$$

przy czym:

$$E_{jo} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{jo} - \beta_d}{1 - \beta_d} \right)^2} \quad \text{dla} \quad \varepsilon_{jo} > \beta_\alpha \tag{7.2}$$

$$E_{jo} = 1 \quad \text{dla} \quad \varepsilon_{jo} \leqslant \beta_d$$

gdzie:

β_d – krytyczny stosunek ciśnień dla dysz,

$$\varepsilon_{jo} = \frac{p_{ro}}{p_{zjo}} \, .$$

Rozrząd pary c.d.

Następnie przechodzi się do rozpatrywania warunków zmienionych. Wyznacza się największe możliwe strumienie masy pary $\dot{m}_{zhj}$ w poszczególnych całkowicie otwartych zaworach. Przyjmuje się, że ciśnienie za całkowicie otwartym zaworem jest równe

$$p_{zh} = p_o a \tag{7.3}$$

gdzie a jest stałym współczynnikiem strat ciśnienia (np. a – 0,95) przy przepływie przez zawór szybkozamykający i regulacyjny. Ten maksymalny strumień masy jest równy

$$\dot{m}_{zhj} = \dot{m}_{krjo} \frac{p_{zh}}{p_{zho}} = \sqrt{\frac{p_{zho}}{p_{zh}} \frac{v_{zo}}{v_z}} E_h \tag{7.4}$$

gdzie E_h określone jest zależnościami (7.2), w których zamiast E_{jo} należy wartość E_h, a ε_{jo} zastępuje się wartością

$$\varepsilon_h = \frac{p_r}{p_{zh}}$$

Objętość właściwa v_z może być wyznaczona z zależności opisujących własności pary wodnej

Rozrząd pary c.d.

$$v_z = f(p_{zh}, i_z) \tag{7.5}$$

gdzie, wobec izentalpowego dławienia w zaworach

$$i_z = i_o = f(p_o, T_o)$$

Znając $\dot{m}_{zhj}$ dla poszczególnych zaworów można określić ilość otwartych zaworów k, to jest określić takie k dla którego

$$\sum_{j=1}^{k-1} \dot{m}_{zhj} < \dot{m}_o \leqslant \sum_{j=1}^{k} \dot{m}_{zhj} \tag{7.6}$$

Dla $k-1$ zaworów otwartych całkowicie strumień masy będzie wynosił

$$\dot{m}_{zj} = \dot{m}_{zhj} \tag{7.7}$$

a ciśnienie

$$p_{zj} = p_{zh} \tag{7.8}$$

Rozrząd pary c.d.

Dla zaworu k otwartego częściowo strumień masy pary jest równy

$$\dot{m}_{zk} = \dot{m}_o - \sum_{j=1}^{k=1} \dot{m}_{zj} \qquad (7.9)$$

a ciśnienie za zaworem można wyznaczyć z przekształconego równania przelotności

$$p_{zk} = \frac{\beta_d\, p_r + \sqrt{p_r\left(1 - \beta_d\right)^2 + \left(1 - \beta_d\right)g^2 A}}{1 - 2\,\beta_d}$$

$$\text{dla} \quad g = \frac{\dot{m}_{zk}}{\dot{m}_{zhk}} \geqslant \frac{\varepsilon_h}{\beta_d\, B},$$

$$(7.10)$$

$$p_{zk} = g\, p_r B \qquad \text{dla} \quad g < \frac{\varepsilon_h}{\beta_d B}$$

Rozrząd pary c.d.

gdzie dla $\varepsilon_h > \beta_d$

$$A = p_r^2 \left[\left(1 - \beta_d\right)^2 - \left(\varepsilon_h - \beta_d\right)^2 \right],$$

$$B = \frac{\sqrt{\left(1 - \beta_d\right)^2 - \left(\varepsilon_h - \beta_d\right)^2}}{1 - \beta_d} \qquad (7.11)$$

oraz dla $\varepsilon_h \leqslant \beta_d$

$$A = p_r^2 (1 - \beta_d), \quad B = 1$$

W dalszych rozważaniach model rozrządu pary zapisywany będzie symbolicznie w postaci

$$\dot{m}_{zj},\ p_{zj},\ i_z = \mathrm{ROZ}(\dot{m}_o, p_o, T_o, p_r) \qquad (7.12)$$

gdzie $j = 1\text{–}J$, J – ilość zaworów regulacyjnych.

Stopień regulacyjny

Wielkościami zadanymi do obliczeń modelu stopnia regulacyjnego są strumienie masy pary $\dot{m}_{zj}$ przepływającej przez poszczególne grupy dysz, ciśnienia p_{zj} i entalpia i_z za zaworami oraz ciśnienie p_r za stopniem. Wyznaczana jest moc wewnętrzna stopnia P_r oraz pozostałe parametry termodynamiczne pary za stopniem. Obliczenia rozpoczynane są od wyznaczenia izentropowych spadków entalpii związanych z przepływem pary przez poszczególne grupy dysz:

$$H_j = f(p_{zj}, i_z, p_r) \tag{7.13}$$

Następnie obliczane są odpowiadające tym spadkom wskaźniki predkości

$$x_j = x_{ho}\sqrt{\frac{H_{ho}}{H_j}} \tag{7.14}$$

gdzie H_{ho} jest izentropowym spadkiem entalpii dla strumienia pary przepływającego przez całkowicie otwarty zawór w stanie znamionowym, a x_{ho} odpowiadającym mu wskaźnikiem prędkości

Stopień regulacyjny c.d.

$$\eta_{uj} = f(x_j, \varepsilon_j), \qquad \varepsilon_j = \frac{p_r}{p_{zj}} \tag{7.15}$$

Po określeniu sprawności można wyznaczyć moc obwodową stopnia

$$P_{ru} = \sum_{j=1}^{k} \dot{m}_{zj} \, H_j \, \eta_{uj} \tag{7.16}$$

Aby obliczyć moc wewnętrzną stopnia regulacyjnego, konieczne jest wyznaczenie strat wybijania, tarcia i wentylacji. Straty te wyznaczane są przy użyciu wzorów doświadczalnych. Rozpatrywana turbina 13K215 produkowana była na licencji radzieckiej wytwórni LMZ. Celowe jest zatem wykorzystanie w tym celu formuł stosowanych przez tę wytwórnię. Straty wybijania wyznaczane są z zależności

$$\Delta P_k = \frac{0{,}11 \, B \, l \, x_n \, P_{ru} \, z}{E \, F} \tag{7.17}$$

gdzie:

- B – szerokość wieńca łopatkowego,
- l – wysokość łopatek wirujących,
- x_n – wskaźnik prędkości dla strumienia przepływającego przez zawór całkowicie otwarty,
- z – liczba par końców segmentów dyszowych,
- F – minimalny przekrój czynnych dysz,
- E – współczynnik przyjmujący wartości

Stopień regulacyjny c.d.

$$E = 1 \qquad \text{dla} \quad \frac{p_r}{p_{zh}} \leqslant 0{,}546$$

$$E = 1{,}3033 - 0{,}5555\,\frac{p_r}{p_{zh}} \qquad \text{dla} \quad \frac{p_r}{p_{zh}} > 0{,}546$$

Straty tarcia i wentylacja zależą od objętości właściwej pary za stopniem. Wielkości tej nie można z kolei wyznaczyć dokładnie przed obliczeniem tych strat. Wykorzystuje się tu więc obliczenia iteracyjne. Wstępnie szacuje się wartość entalpii za stopniem z zależności

$$i_r = i_z - \frac{P_{ru} - \Delta P_k}{\sum_{j=1}^{k} \dot{m}_{zj}} \tag{7.18}$$

co pozwala obliczyć objętość właściwą

$$v_r' = f(p_r,\ i_r) \tag{7.19}$$

Stopień regulacyjny c.d.

Teraz można policzyć straty tarcia i wentylacji

$$\Delta P_{tw} = \left[\phi (D - 1)^2 + 0,344\ 10^{-3}(1 - e)\right]\ Dl^{1,5}\ \frac{u^3}{10^6 v_r} \qquad (7.20)$$

gdzie:

D – średnia średnica stopnia regulacyjnego,

ϕ – 0,755 – współczynnik związany z geometrią stopnia,

e – łuk zasilania,

l – wysokość łopatki wirującej,

$u = \frac{\pi D n}{60}$ – prędkość obwodowa stopnia

Moc wewnętrzna stopnia regulacyjnego jest równa

$$P_r = P_{ru} - \Delta P_k - \Delta P_{tw} \qquad (7.21)$$

Stopień regulacyjny c.d.

entalpia za stopniem

$$i_r = i_z - \frac{P_r}{\sum \dot{m}_{zi}} \qquad (7.22)$$

(sumowanie odbywa się od 1 do k), a objętość właściwa

$$v_r = f(p_r, i_r) \qquad (7.23)$$

Można teraz sprawdzić prawidłowość założenia v_r. Jeśli

$$\frac{v_r' - v_r}{v_r} > eps_v$$

$$T_r = f(p_r, i_r) \qquad (7.24)$$

W modelu całej turbiny obliczenia stopnia regulacyjnego będą zapisywane symbolicznie

$$P_r,\ i_r,\ T_r,\ v_r = REG(\dot{m}_{zj},\ p_{zj},\ i_z,\ p_r) \qquad (7.25)$$

Grupa stopni nieregulowanych

Do wyznaczenia ciśnienia pary przed grupą stopni można wykorzystać równanie przelotności. W przypadku grup liczących kilka stopni wystarczająco dokładne jest równanie postaci (5.6), po przekształceniu którego otrzymuje się

$$p_\alpha = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_o}\right)^2 \tau \left(p_\alpha^2 - p_{\alpha o}^2\right) + p_\omega^2} \tag{7.26}$$

gdzie

$$\tau = \frac{p_\alpha \quad v_\alpha}{p_{\alpha o} \; v_{\alpha o}} \approx \frac{T_\alpha}{T_{\alpha o}} \tag{7.27}$$

W obliczeniach całej turbiny blok związany z równaniem przelotności wykorzystywany jest w takiej fazie, że nie jest jeszcze znana temperatura T_α i jej wartość powinna być założona. Wygodniej niż temperaturę jest jednak założyć wartość stosunku τ, stąd jest on traktowany jako wielkość zadana do obliczeń w podbloku przelotności. Podobnie jak w poprzednich przypadkach, obliczenia ciśnienia przed grupą zapisywane będą dalej symbolicznie:

$$p_\alpha = \mathrm{PRZEL}(\dot{m}, p_\omega, \tau) \tag{7.28}$$

Grupa stopni nieregulowanych c.d.

Obliczenia mocy turbiny są rozpoczynane od wyznaczania izentropowego spadku entalpii w grupie:

$$H = f(p_\alpha, T_\alpha, p_\omega) \tag{7.29}$$

$$P = \dot{m}\, H\, \eta_{io} \tag{7.30}$$

a parametry termodynamiczne pary za stopniem można wyznaczyć z zależności

$$i_\alpha = f(p_\alpha, T_\alpha) \tag{7.31}$$

$$i_\omega = i_\alpha - \frac{\dot{m}}{P} \tag{7.32}$$

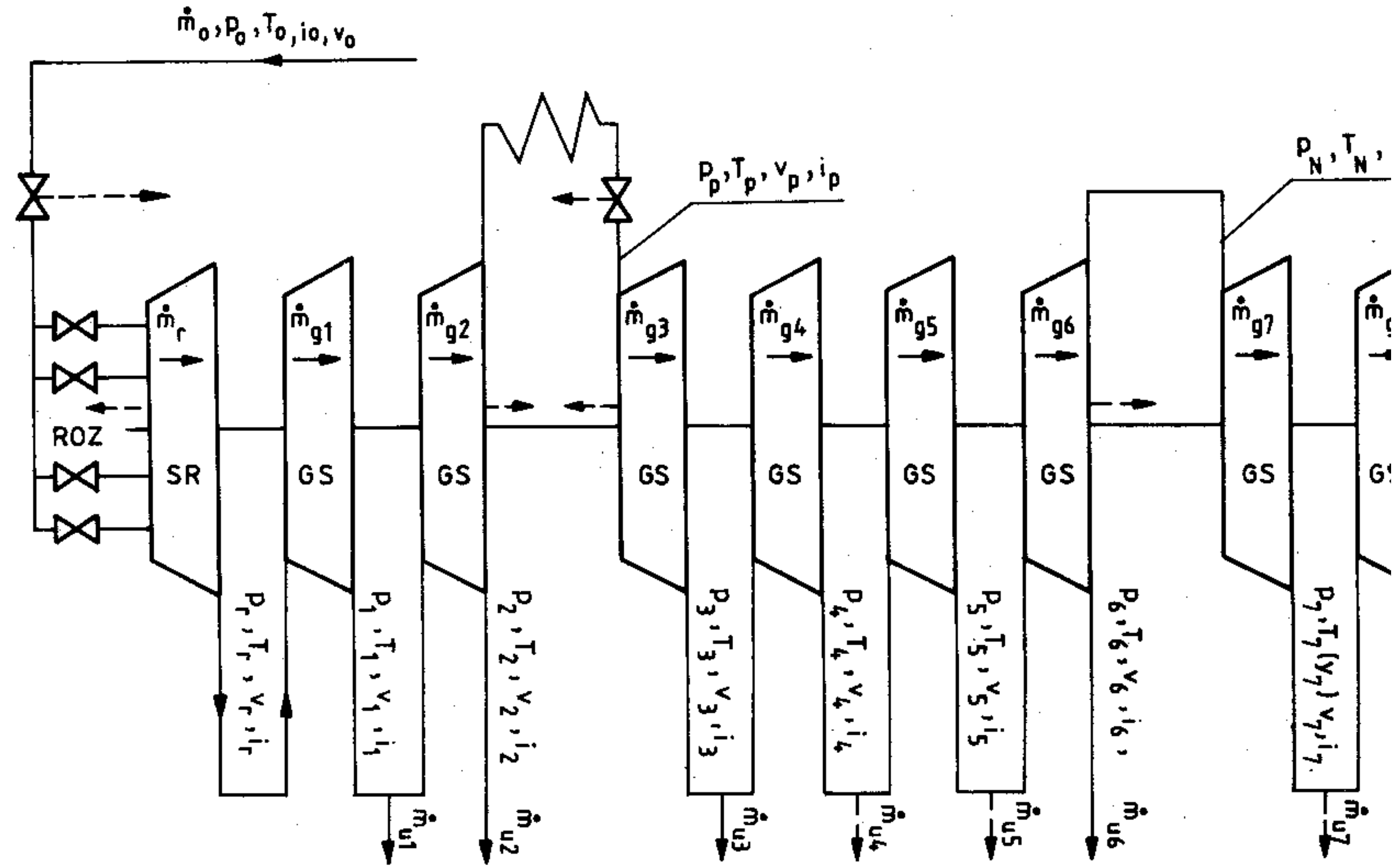
$$T_\omega = f(p_\omega, i_\omega) \tag{7.33}$$

$$v_\omega = f(p_\omega, T_\omega) \tag{7.34}$$

Blok zawierający powyższe zależności będzie dalej oznaczany

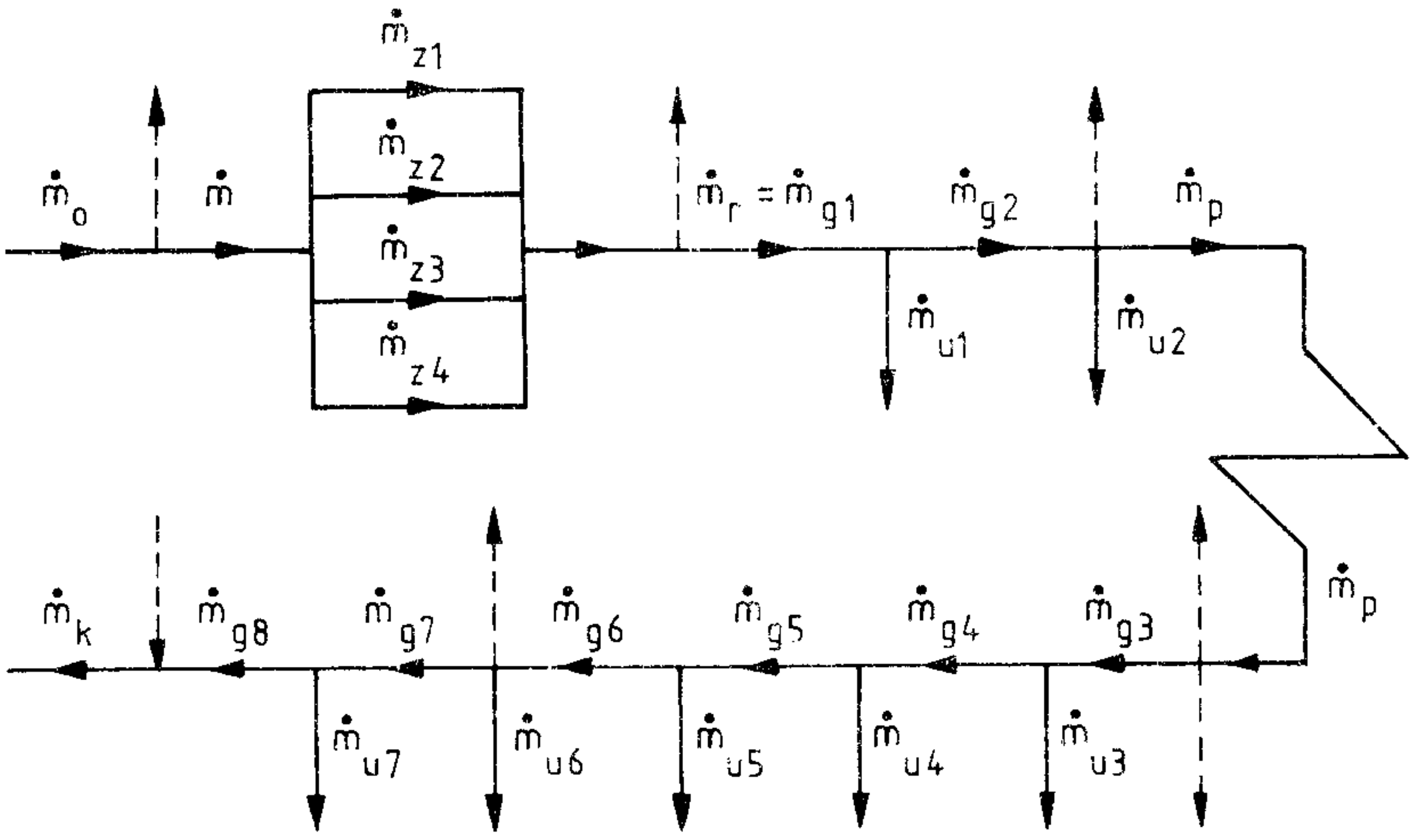
$$P,\ T_\omega,\ i_\omega,\ v_\omega = \mathrm{OSI}(\dot{m}, p_\alpha, T_\alpha, p_\omega, \eta_{io}) \tag{7.35}$$

Schemat zastępczy



Rys.7.4. Schemat zastępczy układu przepływowego turbiny 13K215; ROZ - rozrząd pa
pień regulacyjny, GS - grupa stopni

Algorytm obliczeń turbiny



Rys.7.6. Schemat rozpływu pary w turbinie 13K215

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

1. $\dot{m} = \dot{m}_o$
2. $\dot{m}_r = \dot{m}$
3. $\dot{m}_{g1} = \dot{m}_r$
4. $\dot{m}_{g2} = \dot{m}_r - \dot{m}_{ui}$
5. $\dot{m}_p = \dot{m}_{g2} - \dot{m}_{u2}$
6. $\dot{m}_{g3} = \dot{m}_p$
7. $\dot{m}_{g4} = \dot{m}_{g3} - \dot{m}_{u3}$
8. $\dot{m}_{g5} = \dot{m}_{g4} - \dot{m}_{u4}$
9. $\dot{m}_{g6} = \dot{m}_{g5} - \dot{m}_{u5}$
10. $\dot{m}_{g7} = \dot{m}_{g6} - \dot{m}_{u6}$
11. $\dot{m}_{g8} = \dot{m}_{g7} - \dot{m}_{u7}$
12. $\dot{m}_k = \dot{m}_{g8}$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

13. $\tau'_r = \tau'_1 = 1$

14. $\tau'_p = \dfrac{T_p}{T_{po}}$

15. $\tau'_3 = \tau'_4 = \tau'_5 = \tau'_N = \tau'_7 = \tau'_p$

16. $p_7 = f(\dot{m}_{g8}, p_k, \tau'_7)$

17. $p_N = PRZEL(\dot{m}_{g8}, p_7, \tau'_N)$

18. $p_6 = a\ p_N$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

19. $p_5 = PRZEL(\dot{m}_{g6}, p_6, \tau'_5)$

20. $p_4 = PRZEL(\dot{m}_{g5}, p_5, \tau'_4)$

21. $p_3 = PRZEL(\dot{m}_{g4}, p_4, \tau'_3)$

22. $p_p = PRZEL(\dot{m}_{g3}, p_3, \tau'_p)$

23. $p_2 = p_p + p_o\left(\frac{\dot{m}_{g}}{\dot{m}_{po}}\right)^2$

(założono tu, że opory przepływu w przegrzewaczu międzystopniowym są proporcjonalne do kwadratu strumienia masy przepływającej pary)

24. $p_1 = PRZEL(\dot{m}_{g2}, p_2, \tau'_1)$

25. $p_r = PRZEL(\dot{m}_{g1}, p_1, \tau'_r)$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

Znajomość ciśnienia za stopniem regulacyjnym pozwala przystąpić do obliczeń rozrządu pary i stopnia regulacyjnego.

26. $\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z = ROZ(\dot{m}, p_o, T_o, p_r)$

27. $P_r, i_r, T_r, v_r = REG(\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z, p_r)$

Następnie wyznaczana jest moc wewnętrzna grup stopni oraz wartość pozostałych parametrów pary w układzie przepływowym turbiny.

28. $P_1, T_1, i_1, v_1 = OSI(\dot{m}_{g1}, p_r, T_r, p_1, \eta_{io1})$

29. $P_2, T_2, i_2, v_2 = OSI(\dot{m}_{g2}, p_1, T_1, p_2, \eta_{io2})$

30. $i_p = f(p_p, T_p)$

31. $v_p = f(p_p, T_p)$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

32. $p_3, T_3, i_3, v_3 = OSI(\dot{m}_{g3}, p_p, T_p, p_3, \eta_{io3})$

33. $p_4, T_4, i_4, v_4 = OSI(\dot{m}_{g4}, p_3, T_3, p_4, \eta_{io4})$

34. $p_5, T_5, i_5, v_5 = OSI(\dot{m}_{g5}, p_4, T_4, p_5, \eta_{io5})$

35. $p_6, T_6, i_6, v_6 = OSI(\dot{m}_{g6}, p_5, T_5, p_6, \eta_{io6})$

36. $T_N = f(p_N, i_6)$

37. $v_N = f(p_N, i_6)$

W dwóch ostatnich grupach stopni może pojawić się przepływ pary wilgotnej. Obliczenia tych grup nie mogą być zatem przeprowadzone przy wykorzystaniu bloku OSI, gdyż nie uwzględniono w nim strat wilgotności. Obliczenia przedostatniej grupy stopni przeprowadzone są następująco:

38. $y_7' = 1$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

39. $H_7 = f(p_N, i_6, p_7)$

40. $P_7 = \dot{m}_{g7} H_7 \, \eta_{io7} \, y'_7$

W powyższej zależności η_{io7} jest tzw. sprawnością wewnętrzną "suchą", to jest nie uwzględniającą strat wilgotności. Wpływ strat wilgotności ujmuje y'_7 (taki sposób uwzględnienia tych strat należy do najprostszych)

41. $i_7 = i_6 - \dfrac{P_7}{\dot{m}_{g7}}$

42. $y_7 = f(p_7, i_7)$

(powyższa zależność musi być tak sformułowana, aby dla pary nasyconej i przegrzanej otrzymywać $y_7 = 1$). Jeżeli $\dfrac{y'_7 - y_7}{y_7} > eps_y$ to podstawia się $y'_7 = y_7$ i wraca do 40
(eps_y jest dopuszczalnym błędem obliczeń wartości y_7)

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

43. $v_7 = f(p_7,\ i_7)$

44. $T_7 = f(p_7)$ dla $y_7 < 1$ lub $T_7 = f(p_7, i_7)$

W tym punkcie obliczeń można już wyznaczyć wartości wcześniej założonych stosunków τ.

45. $\tau_r = \frac{p_r\ v_r}{(p\ v)_o}$

46. $\tau_1 = \frac{p_1\ v_1}{(p_1\ v_1)_o}$

47. $\tau_p = \frac{p_p\ v_p}{(p_p\ v_p)_o}$

48. $\tau_3 = \frac{p_3\ v_3}{(p_3\ v_3)_o}$

49. $\tau_4 = \frac{p_4\ v_4}{(p_4\ v_4)_o}$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

50. $$\tau_5 = \frac{p_5 v_5}{(p_5\ v_5)_o}$$

51. $$\tau_N = \frac{p_N\ v_N}{(p_N\ v_N)_o}$$

52. $$\tau_7 = \frac{p_7\ v_7}{(p_7\ v_7)_o}$$

Porównywane są teraz założone i wyznaczone wartości stosunków. Jeżeli dla chociaż jednego z nich zachodzi relacja

$$\left|\frac{\tau' - \tau}{\tau}\right| > eps_\tau$$

(eps_τ jest dopuszczalnym błędem obliczeń), to podstawia się nowe wartości wszystkich stosunków

$$\tau' = \tau$$

i powraca do punktu 17.

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

W przypadku ostatniej grupy stopni znacznym zmianom moze ulegać stosunek ciśnień pary. Nie można zatem przyjmować, że ma ona stałą sprawność, i trzeba dysponować charakterystyką sprawności grupy. Obliczenia przebiegają tu następująco:

53. $y_k' = y_{ko}$

54. $H_8 = f(p_7, i_7, p_k)$

55. $\varepsilon_8 = \dfrac{p_k}{p_8}$

56. $\eta_{i8}^s = f(\varepsilon_8)$

(przykładowa postać charakterystyki ostatniej grupy stopni)

57. $p_8 = \dot{m}_{g8} H_8 \eta_{i8}^s y_k'$

58. $i_k = i_7 - \dfrac{P_7}{\dot{m}_{g7}}$

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

59. $y_k = f(p_k, i_k)$

Jeżeli $\left| \dfrac{y'_k - y_k}{y_k} \right| > eps_y$, to $y'_k = y_k$ i powrót do 57.

60. $v_k = f(p_k, i_k)$

61. $T_k = f(p_k)$

W końcowej fazie obliczeń wyznaczone są kolejno moc na wale, straty w generatorze i moc elektryczna turbozespołu

62. $P = P_r + \sum_{j=1}^{8} - \Delta P_{mo}$

(ΔP_{mo} - straty mechaniczne nie zależące od obciążenia turbiny)

Algorytm obliczeń turbiny c.d.

63. $P'_{el} = P$

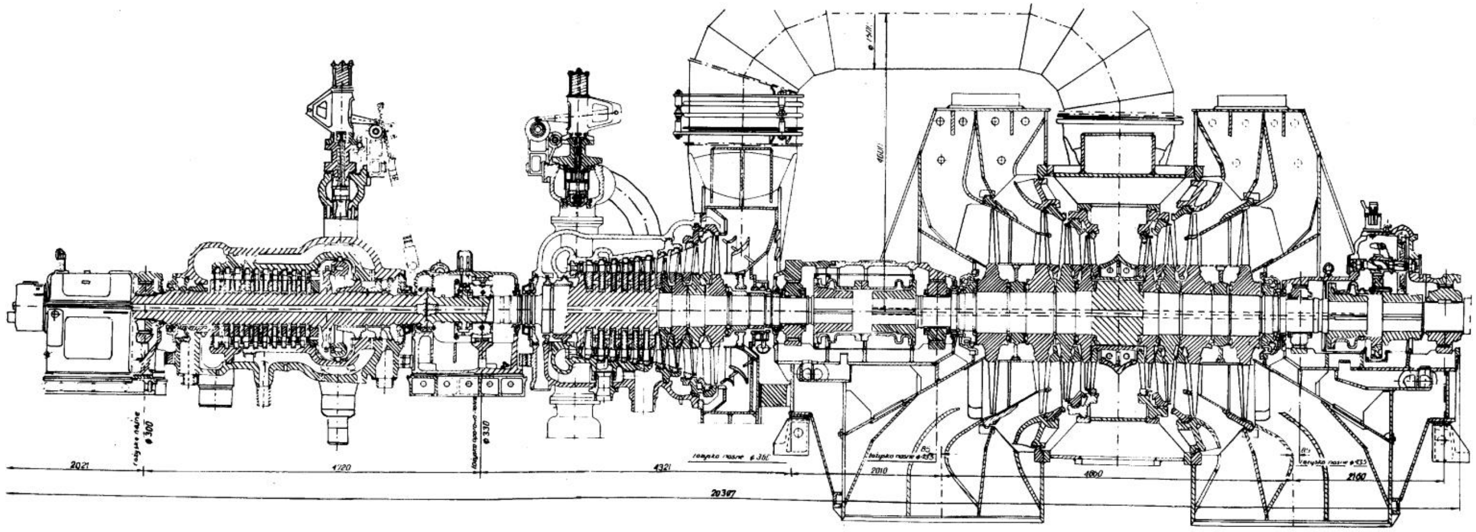
64. $\Delta P_{el} = 1247 + 1163 \left(\frac{P'_{el}}{P_{elo}} \right)^2$

(straty elektryczne zależą od mocy elektrycznej - współczynnik dobrany indywidualnie dla generatora turbiny 13K125)

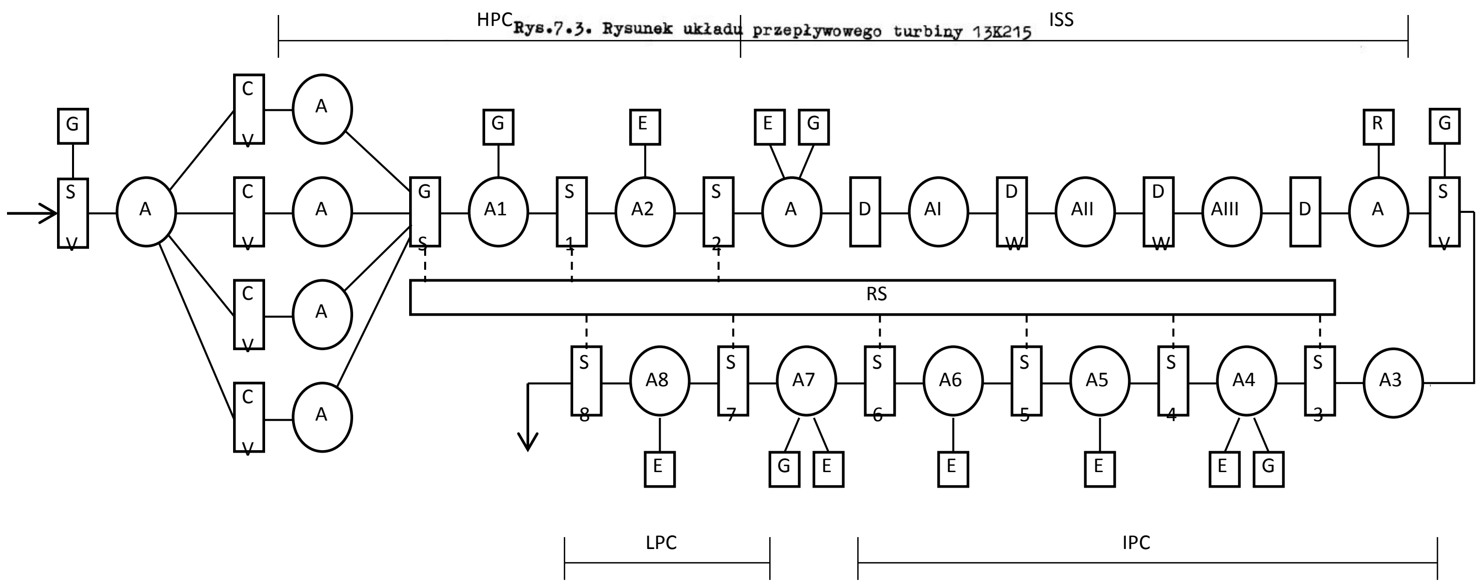
65. $P_{el} = P - \Delta P_{el}$

Jeżeli $\left| \frac{P'_{el} - P_{el}}{P_{el}} \right| > eps_P$, to $P'_{el} = P_{el}$ i powrót do 64.

Stan nieustalony



Rys.7.3. Rysunek układu przepływowego turbiny 13K215



Stan nieustalony

$$\frac{dm}{dt} = \sum G_{\alpha i} - \sum G_{\omega i}$$

$$\frac{dH}{dt} = \sum G_{\alpha i} h_{\alpha i} - \sum G_{\omega i} h + \dot{Q} + V \frac{dp}{dt}$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{-\left(G_{\alpha i} - G_{\omega i}\right)v - \left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p \left[\sum G_{\alpha i}\left(h_{\alpha i} - h\right) + \dot{Q}\right]}{V\left[\left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p + \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_h\right]}$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{-\left(G_{\alpha i} - G_{\omega i}\right)v^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_h \left[\sum G_{\alpha i}\left(h_{\alpha i} - h\right) + \dot{Q}\right]}{V\left[\left(\frac{\partial v}{\partial h}\right)_p + \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_h\right]}$$

Stan nieustalony

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{F_{fg}k_{fg}\left(T_{fg} - T_m\right) - F_{st}k_{st}\left(T_m - T\right)}{m_m c_m}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{N_t - N_g - \Delta N_m}{I\omega}$$

$$G = G\left(p_\alpha, h_\alpha, p_\omega, n, z\right)$$

$$\eta = \eta\left(p_\alpha, h_\alpha, p_\omega, n, z\right)$$

Stan nieustalony

$$\frac{\eta_{i(a,b)}}{\eta_{i\,o(a,b)}} - 1 - 5\vartheta + \vartheta\left[\left(\frac{\pi}{\pi_o}\right)^4 + 4\left(\frac{\pi_o}{\pi}\right)\right] = 0 \qquad \pi = \frac{p_b}{p_a}$$

- Gdzie

$$\vartheta = \upsilon \cdot e^{\left(\frac{9.66 p_{o\,b}}{p_{o\,a}}\right)}$$

u = 0,000286 dla turbiny akcyjnej,

u = 0,000333 dla turbiny o małej reakcyjności 0,15 ÷ 0,3,

υ = 0,000869 dla turbiny reakcyjnej o reakcyjności ok. 0,5

- Entalpia za grupą stopni turbinowych

Stan nieustalony – linia rozprężania