

Mieczysław OZÓG

Akademia Rolniczo-Techniczna w Olsztynie

**NIKTÓRE PROBLEMY ZABEZPIECZENIA PODGRZEWACZY REGENERACYJNYCH
PEWNEJ CIEPŁOWNICZEJ TURBINY PAROWEJ PRZED NADMIERNYM WZROSTEM
CIŚNIENIA PARY**

Streszczenie. Dla zabezpieczenia podgrzewaczy regeneracyjnych i części wylotowej pewnej ciepłowniczej turbiny parowej średniej mocy, przed nadmiernym wzrostem ciśnienia pary, zastosowano sprężynowe zawory bezpieczeństwa.

Aby określić liczbę zaworów, miejsce ich podłączenia oraz wartości zadane ciśnienia pary, skorzystano z ułożonych równań różniczkowych, opisujących działanie rozważanego obiektu. Rozwiązania otrzymanego układu równań dokonano na matematycznej maszynie cyfrowej, a wyniki opracowano w postaci wykresów.

Wnioski przedstawione przez autora wykorzystane zostały w "Zamechu" przy opracowywaniu dokumentacji roboczej turbiny.

Ważniejsze oznaczenia

- a - względne natężenie wpływającej masy pary,
- A - powierzchnia przekroju wolnego,
- i - entalpia,
- k - współczynnik politropy,
- m - masa pary,
- \dot{m} - natężenie przepływu masy pary,
- p - ciśnienie pary,
- T - czas akumulowania pary,
- v - objętość właściwa pary,
- V - objętość pary,
- z - liczba zaworów bezpieczeństwa,
- β - krytyczny stosunek ciśnień,
- \bar{p} - względne ciśnienie pary,

Wskaźniki dotyczą:

- d - dopływu,
- w - wypływu,
- o - stanu ustalonego, odpowiadającego obciążeniu nominalnemu,
- n, r - liczby porządkowej.

1. Wstęp

W czasie opracowywania konstrukcji pewnych parowych turbin ciepłowniczych w "Zamechu", wyłonił się problem optymalnego - w danych warunkach - zabezpieczenia podgrzewaczy regeneracyjnych i części wylotowej turbiny przed nadmiernym wzrostem ciśnienia pary.

Zwrócono wówczas uwagę na przypadek najniebezpieczniejszy, tj. taki, w którym z przyczyn awaryjnych, może wystąpić nagłe i całkowite odcięcie dopływu wody zasilającej do układu podgrzewaczy regeneracyjnych wysoko i średnioprężnych. W tych warunkach, powodujących szybki wzrost ciśnienia pary, podgrzewacze regeneracyjne - jako stałe zbiorniki ciśnieniowe - postanowiono wyposażać w niezawodne urządzenia zabezpieczające. Wybór padł na sprężynowe zawory bezpieczeństwa typu S i H1811 firmy BOPP & REUTHER, o średnicy nominalnej 600 mm.

Zasadniczą trudnością prawidłowego rozwiązania konstrukcyjnego przedstawionego zagadnienia była nieznaną liczbę zaworów, miejsca ich podłączenia oraz wartości ciśnień, przy których zawory powinny ingerować.

Dla wyznaczenia powyższych wielkości posłużono się układem równań różniczkowych, opisujących działanie rozważanego obiektu. Obliczeń dokonano na matematycznej maszynie cyfrowej "ELIOTT 803", a wyniki, dla większej przejrzystości, opracowano w postaci wykresów.

Przedstawione przez autora wnioski (uogólnione na podstawie dalszych badań), zostały zastosowane w produkowanych przez Zamech turbinach.

Na zakończenie trzeba dodać, że w części wylotowej turbiny zaprojektowany został membranowy przekaźnik ciśnienia pary, który z chwilą osiągnięcia przez ciśnienie wartości zadanej, przekazuje sygnał na zamknięcie zaworu odcinającego turbiny.

2. Matematyczny opis obiektu

Przystępując do ułożenia równań rozważanego obiektu omówić należy założenia i warunki pracy. Przyjęto, że:

- parametry pary dolotowej (temperatura i ciśnienie) nie zmieniają się w czasie zamykania zaworu odcinającego,
- początek zamykania zaworu odcinającego ma miejsce wtedy, gdy ciśnienie pary w komorze wylotowej turbiny osiągnie wartość zadana:

$$p_7 = 1,2 \text{ ata}; \quad 1,5 \text{ ata}; \quad 1,8 \text{ ata}^1)$$

¹⁾ Biorąc pod uwagę dotychczasowe przyzwyczajenia konstruktorów i operatorów turbin parowych, autor celowo użył jednostki "ata".

- para znajdująca się za zaworem odcinającym, dopływa w całości do części przepływowej turbiny,
- para z komory stopnia regulacyjnego "zredukowana" została na parametry pary dolotowej i dołączona do przestrzeni przed dyszami,
- regulowany zakres ciśnienia pary wylotowej wynosi od 0,4 do 0,8 ata,
- całkowite (skokowe) otwarcie zaworu bezpieczeństwa występuje przy wartości zadanej ciśnienia pary wylotowej

$$p_7 = 1,5 \text{ ata}; \quad 1,8 \text{ ata};$$

- wartość wykładnika politropy równy jest średniej arytmetycznej wartości wykładnika adiabaty i izotermy,
- rozpatrywane przebiegi przejściowe są spowodowane wzrostem ciśnienia pary w podgrzewaczach regeneracyjnych, wywołanym jednoczesnym nagłym odcięciem dopływu wody zasilającej do układu podgrzewaczy regeneracyjnych WP i SP.

2.1. Równania przestrzeni parowych

W najogólniejszym przypadku turbinę parową, której schemat uwidocznił na rys. 1, rozpatrywać można jako układ złożony z pewnej liczby połączonych szeregowo (za pośrednictwem stopni turbinowych) przestrzeni parowych V_x , w których panują ciśnienia p_x .

W stanach przejściowych, w przestrzeni V_1 , wystąpi akumulacja pary wyrażająca się równaniem:

$$\frac{dm_1}{dt} = \dot{m}_{1d} - \dot{m}_{1w} \quad (1)$$

Masy pary dopływające i wypływające w jednostce czasu nazywać będziemy dopływającymi i wypływającymi masowymi natężeniami przepływu i oznaczać odpowiednio przez \dot{m}_d i \dot{m}_w .

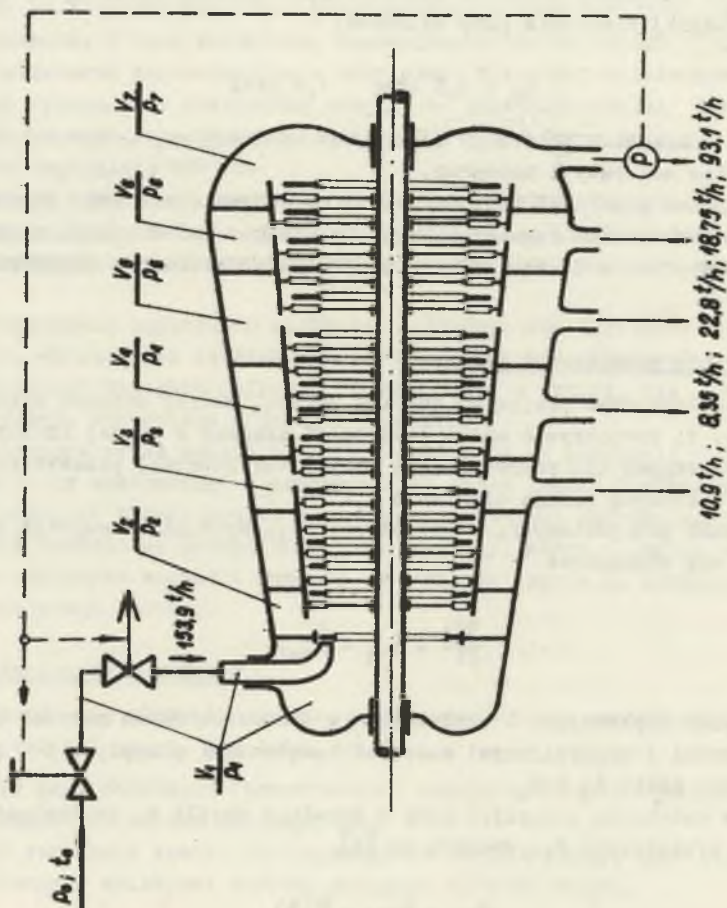
Masowe natężenia przepływu pary w dowolnej chwili t , na dopływie i wypływie z przestrzeni V_1 , wynoszą wg [6]

$$\dot{m}_{1d} = \dot{m}_{10d} \cdot \Psi(t) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{1w} = \dot{m}_{10w} \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_2/p_1 - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{20}/p_{10} - \beta)^2}} \quad (3)$$

gdzie

\dot{m}_{10d} - jest dopływającym masowym natężeniem przepływu pary do przestrzeni V_1 w warunkach nominalnych,



Rys. 1. Schemat turbiny parowej z głównymi przestrzeniami parowymi

$\dot{m}_{10\pi}$ - wpływającym masowym natężeniem przepływu pary z przestrzeni V_1 w warunkach nominalnych,

$\beta = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ - krytycznym stosunkiem ciśnień,

$\Psi(t)$ - funkcją położenia zaworu odcinającego¹⁾.

Masę pary, znajdującą się w przestrzeni V_1 , wyrazić można wzorem:

$$m_1 = \frac{V_1}{v_1} \quad (4)$$

a jej objętość właściwą,

$$v_1 = v_{10} \left(\frac{p_{10}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (5)$$

Z obu ostatnich równań wynika zależność,

$$m_1 = \frac{V_1}{v_{10}} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (6)$$

której pochodna względem czasu jest równa

$$\frac{dm_1}{dt} = \frac{m_{10}}{k} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{-\frac{k-1}{k}} \frac{d}{dt} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right) \quad (7)$$

zas

$$m_{10} = \frac{V_1}{v_{10}}$$

Z porównania prawych stron równań (1) i (7) oraz z równań (2) i (3) otrzymać można, po odpowiednich przekształceniach, równanie

$$\frac{d\pi_1}{dt} = \frac{k}{\pi_1} \pi_1^{\frac{k-1}{k}} \left[\Psi(t) - a_{10} \pi_1 \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_2/p_1-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{20}/p_{10}-\beta)^2}} \right] \quad (8)$$

¹⁾ Dla zaworu pełnootwartego, czyli dla $t = 0$, $\Psi(t) = 1$, zaś dla zaworu zamkniętego $\Psi(t) = 0$.

w którym

$$\tau_1 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{10d}} - \text{jest czasem akumulowania pary w przestrzeni } V_1,$$

$$\pi_1 = \frac{p_1}{p_{10}} - \text{względny ciśnieniem pary w przestrzeni } V_1,$$

$$a_{10} = \frac{\dot{m}_{10w}}{\dot{m}_{10d}} - \text{względną wartością wypływającego z przestrzeni } V_1 \text{ masowego natężenia przepływu pary.}$$

Przeprowadzając podobne rozumowanie dla przestrzeni V_2 , z równań

$$\frac{dm_2}{dt} = \dot{m}_{2d} - \dot{m}_{2w} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{2d} = \dot{m}_{1w} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{2w} = \dot{m}_{20w} \frac{p_2}{p_{20}} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_3/p_2 - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{30}/p_{20} - \beta)^2}} \quad (11)$$

a także z równania

$$m_2 = \frac{V_2}{v_{20}} \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (12)$$

i jego pochodnej względem czasu

$$\frac{dm_2}{dt} = \frac{m_{20}}{k} \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right)^{-\frac{k-1}{k}} \frac{d}{dt} \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right) \quad (13)$$

otrzywać można, po odpowiednich przekształceniach, ostateczną postać równania

$$\frac{d\pi_2}{dt} = \frac{k}{\tau_2} \pi_2^{\frac{k-1}{k}} \left[\pi_1 \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_2/p_1 - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{20}/p_{10} - \beta)^2}} - a_{20} \pi_2 \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_3/p_2 - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{30}/p_{20} - \beta)^2}} \right] \quad (14)$$

w którym

$$T_2 = \frac{m_{20}}{m_{10w}} - \text{jest czasem akumulowania pary w przestrzeni } V_2,$$

$$\kappa_2 = \frac{p_2}{p_{20}} - \text{względny ciśnieniem pary w przestrzeni } V_2,$$

$$a_{20} = \frac{\dot{m}_{20w}}{m_{10w}} - \text{względną wartością wypływającego z przestrzeni } V_2 \text{ masowego natężenia przepływu pary.}$$

Przez analogię napisać można ogólne równanie V_x przestrzeni parowej, w postaci

$$\frac{d\kappa_x}{dt} = \frac{k}{\kappa_x} \kappa_x^{\frac{k-1}{k}} \left[\kappa_x^{r-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_x/p_{x-1}-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{r0}/p_{(r-1)0}-\beta)^2}} - a_{r0} \kappa_x^r \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_{x+1}/p_x-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{(x+1)0}/p_{x0}-\beta)^2}} \right] \quad (15)$$

w którym - dla rozpatrywanego przypadku - wskaźnik r może przyjmować wartości

$$r = 2, 3, 4, 5 \text{ i } 6,$$

zaś

$$T_x = \frac{m_{r0}}{m_{(x-1)0w}} - \text{jest czasem akumulowania pary w przestrzeni } V_x,$$

$$\kappa_x = \frac{p_x}{p_{r0}} - \text{względny ciśnieniem pary w przestrzeni } V_x$$

$$a_{r0} = \frac{\dot{m}_{r0w}}{m_{(x-1)0w}} - \text{względną wartością wypływającego z przestrzeni } V_x \text{ masowego natężenia przepływu pary.}$$

Jeżeli z rozpatrywanej przestrzeni nie ma odbioru pary dla celów regeneracyjnych lub przemysłowych, to wartość współczynnika $a_{r0} = 1$. W przeciwnym wypadku $a_{r0} < 1$.

Ostatnią, V_n przestrzeń parową, opisać można następującym równaniem

$$\frac{d\kappa_n}{dt} = \frac{k}{\kappa_n} \kappa_n^{\frac{k-1}{k}} \kappa_{n-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_n/p_{n-1}-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{n0}/p_{(n-1)0}-\beta)^2}}, \quad (16)$$

w którym

$$T_n = \frac{m_{no}}{m_{(n-1)ow}},$$

zaś

$$\pi_n = \frac{p_n}{p_{no}}$$

2.2. Równanie masowego natężenia przepływu pary przez zawór bezpieczeństwa

Zgodnie z obowiązującymi przepisami Urzędu Dozoru Technicznego, wzór na masowe natężenie przepływu pary przez zawór bezpieczeństwa, podłączony do podgrzewacza regeneracyjnego¹⁾, ma postać

$$\dot{m}_r = 1,59\alpha \psi_{\max} A \sqrt{\frac{p'_r + 1}{v_r}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right], \quad (17)$$

gdzie

- A [mm²] - jest powierzchnią wolnego przekroju przepływowego zaworu na dopływie,
- p'_r [atn] - maksymalnym ciśnieniem pary przed zaworem bezpieczeństwa,
- v_r $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ - objętością właściwą pary przed zaworem bezpieczeństwa,
- α - współczynnikiem przepływu pary,
- ψ_{\max} - współczynnikiem ekspansji adiabatycznej pary.

Przyjmując dla pary nasyconej $k = 1,135$, $\beta = 0,577$, $\psi_{\max} = 0,45$ oraz

$$A = \frac{\sqrt{600^2}}{4} = 28,25 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

i $\alpha = 0,367^2$), równanie (17), w oparciu o zależność

$$v_r = \frac{0,0098 i_r - 0,451}{p_r}$$

¹⁾ Zawór bezp. można podłączyć do rurociągu pary wylotowej, jeśli omawiany podgrzewacz łączy się z komorą wylotową turbiny.

²⁾ Wartość tę, dla zaworu bezp. typu S i H1811, podał ich producent - firma BOPP & REUTHER.

otrzyma, po prostych przekształceniach, następującą postać

$$\dot{m}_r = 20,6 \frac{P_{ro}}{\sqrt{0,0098 i_r - 4,51}} \pi_r \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (18)$$

Należy zwrócić uwagę, że równanie (17) może być stosowane tylko wówczas, jeżeli spełniona jest następująca nierówność:

$$p'_r + 1 \geq \frac{p_s + 1}{\beta},$$

w której p_s jest ciśnieniem za zaworem bezpieczeństwa, a jego wartość, przy wypływie pary do atmosfery, jest równa zeru.

2.3. Pełna postać równań przestrzeni V_r i V_n

Jeżeli z oznaczać będzie liczbę zaworów bezpieczeństwa podłączonych do regeneracyjnego wymiennika ciepła zainstalowanego w przestrzeni V_r , zaś

$a_r = \frac{\dot{m}_r}{m_{(r-1)ow}}$ - względną wartość masowego natężenia przepływającej przez te zawory pary, to równanie (15) przybierze postać:

$$\frac{d\pi_r}{dt} = \frac{k}{T_r} \pi_r^{\frac{k-1}{k}} \left[\pi_{r-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_r/p_{r-1}-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{ro}/p_{(r-1)o}-\beta)^2}} - a_{ro} \pi_r \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_{r+1}/p_r-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{(r+1)o}/p_{ro}-\beta)^2}} - a_{rz} \right] \quad (19)$$

Postępując podobnie, w analogicznych warunkach równanie (16) przestrzeni V_n przybierze postać

$$\frac{d\pi_n}{dt} = \frac{k}{T_n} \pi_n^{\frac{k-1}{k}} \left[\pi_{n-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_n/p_{n-1}-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{no}/p_{(n-1)o}-\beta)^2}} - a_{nz} \right] \quad (20)$$

3. Przybliżona metoda rozwiązania układu równań różniczkowych

Wyznaczenie procesu zmiany ciśnienia w czasie, przebiegającego w sąsiednich przestrzeniach turbiny w stanach przejściowych, sprowadza się do rozwiązania równań różniczkowych postaci (8), (19) i (20).

Obliczenia - ze względu na budowę równań - przeprowadzone zostaną metodą przybliżoną, opartą na teorii przyrostów skończonych. W tym celu różniczki $d\pi_r$ i dt zastąpione zostaną przyrostami skończonymi $\Delta\pi_r$ i Δt . Wprowadzając te wielkości do równań (8), (19) i (20) i mnożąc je obustronnie przez Δt otrzymać można następujące związki

$$\Delta\pi_1 = \frac{k}{T_1} \Delta t \pi_1^{\frac{k-1}{k}} \left[\psi(t) - a_{10} \pi_1 \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_2/p_1 - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{20}/p_{10} - \beta)^2}} \right] \quad (21)$$

$$\Delta\pi_r = \frac{k}{T_r} \Delta t \pi_r^{\frac{k-1}{k}} \left[\pi_{r-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_r/p_{r-1} - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{r0}/p_{(r-1)0} - \beta)^2}} - \right. \quad (22)$$

$$\left. - a_{r0} \pi_r \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_{r+1}/p_r - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{(r+1)0}/p_{r0} - \beta)^2}} - a_{r1} \right]$$

$$\Delta\pi_n = \frac{k}{T_n} \Delta t \pi_n^{\frac{k-1}{k}} \left[\pi_{n-1} \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_n/p_{n-1} - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{n0}/p_{(n-1)0} - \beta)^2}} - a_{n2} \right], \quad (23)$$

w których

$$\pi_r = \pi_r(0) + \Delta\pi_r,$$

zaś

$$p_r = \pi_r p_{r0}.$$

Znajomość powyższych równań oraz warunków początkowych dla $t = 0$, czyli

$$\pi_1(0) = \pi_2(0) = \dots = \pi_r(0) = \dots = \pi_n(0) = 1, \quad (24)$$

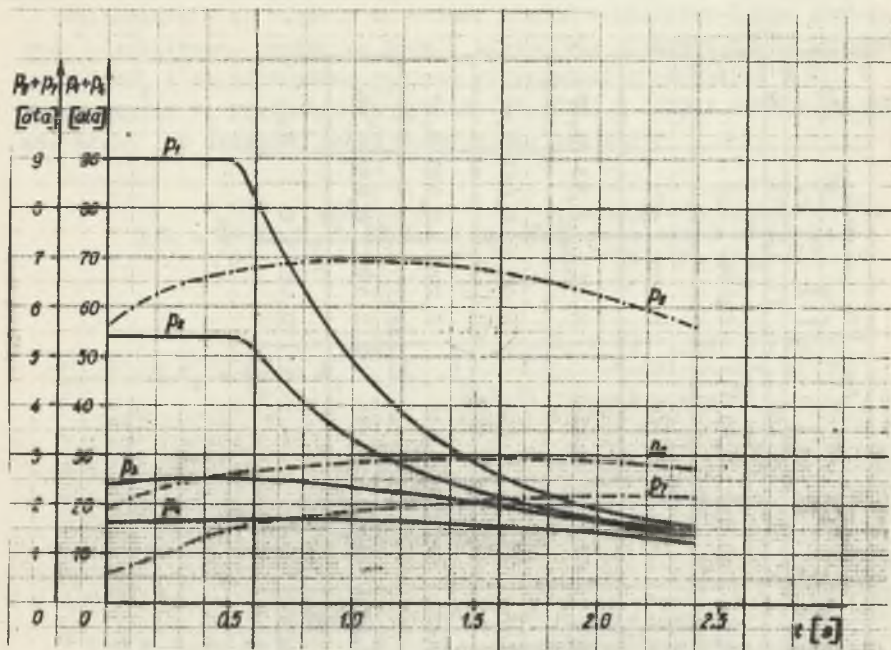
a także charakterystycznych wielkości przestrzeni parowych, zestawionych w tabeli 1, wystarczy do określenia zmian ciśnienia w poszczególnych miejscach turbiny, zachodzących w stanach przejściowych.

Należy zwrócić uwagę, że wartości pierwiastków występujących w równaniach (21) ÷ (23) zależą od stosunków ciśnień panujących w sąsiednich przestrzeniach w warunkach nominalnej pracy turbiny i w dowolnej chwili t .

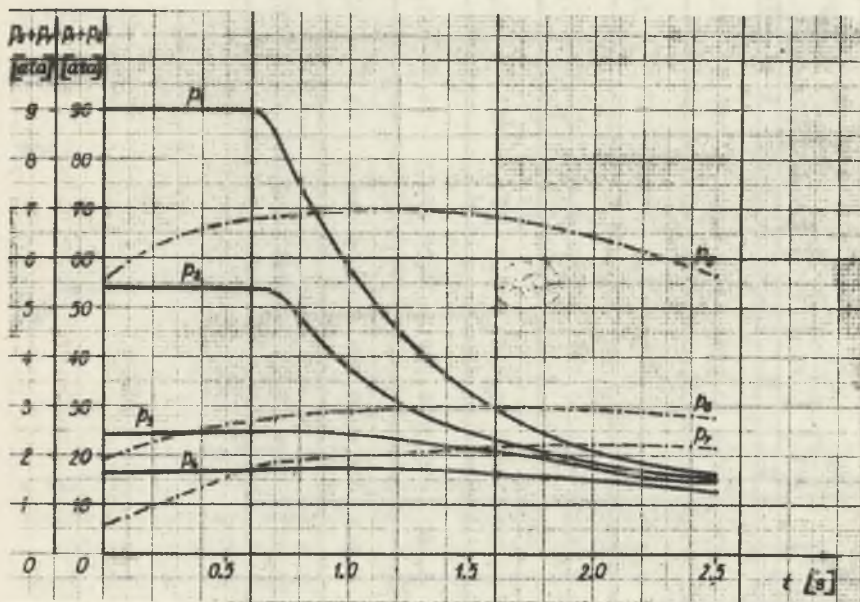
Tablica 1

Charakterystyczne wielkości przeszerzeni parowych

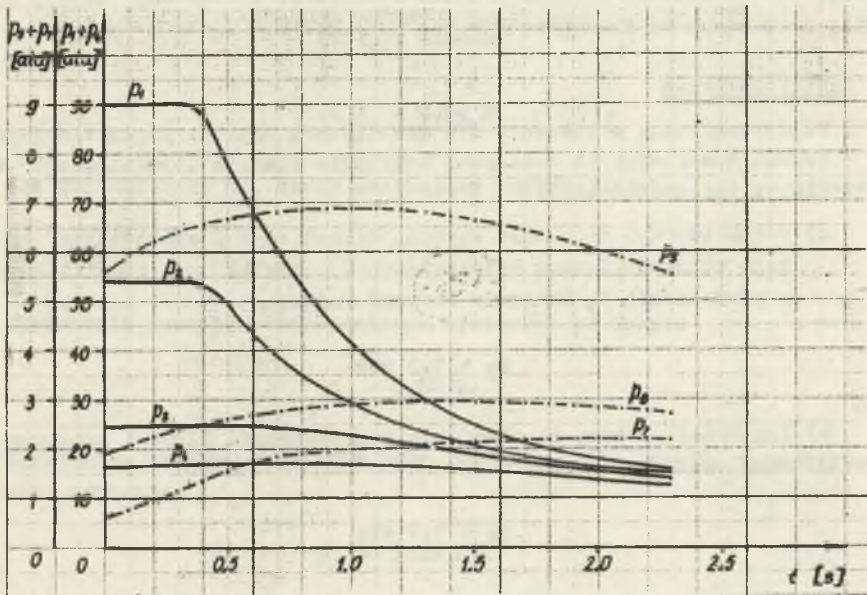
Ip.	V_I [m ³]	P_I [atm]	v_I [m ³ /kg]	m_I [kg]	i [kcal/kg]	Δi [kcal/kg]	m_{IO} [kg]	\dot{m}_{IO} [kg/s]	\dot{m}_{IO} [kg/s]	$P_{(r+1)/P_{IC}}$	\bar{P} [g]	u_{IO}	σ_{Σ}
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1,374	50,0	0,0375	36,6	809,5	209,5	36,6	153,9	42,8	0,60	0,854	1,0	0
2	0,177	34,0	0,059	3,0	787,7	107,7	3,0	153,9	42,8	0,45	0,070	1,0	0
3	7,887	24,3	0,115	69,3	744,0	144,0	69,3	153,9	42,8	0,67	1,62	0,93	0,07
4	7,531	16,3	0,156	48,3	723,1	123,1	48,3	14,3	39,7	0,342	1,22	0,942	0,05
5	3,480	5,57	0,376	9,25	674,5	74,5	9,25	134,65	37,4	0,341	0,247	0,830	0,17
6	4,565	1,9	0,946	4,83	645,5	45,5	4,83	111,83	31,0	0,316	0,156	0,832	0,168
7	29,30	0,6	2,71	10,8	600,0	0	10,8	93,08	25,8	-	0,42	0	1,0



Rys. 2. Czasowe charakterystyki zmian ciśnienia pary w przestrzeniach parowych - wariant a)



Rys. 3. Czasowe charakterystyki zmian ciśnienia pary w przestrzeniach parowych - wariant b)



Rys. 4. Czasowe charakterystyki zmian ciśnienia pary w przestrzeniach parowych - wariant c)

Na przykład, dla masowego natężenia dopływającej do przestrzeni V_x pary wyrażenie pierwiastkowe wynosi

$$\left. \begin{aligned}
 & \text{a) } \sqrt{\frac{(1-\beta)^2 - (p_x/p_{x-1} - \beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{x0}/p_{(x-1)0} - \beta)^2}}; \text{ gdy } \frac{p_{x0}}{p_{(x-1)0}} - \beta > 0 \text{ i } \frac{p_x}{p_{x-1}} - \beta > 0 \\
 & \text{b) } \sqrt{\frac{(1-\beta)^2}{(1-\beta)^2 - (p_{x0}/p_{(x-1)0} - \beta)^2}}; \text{ gdy } \frac{p_{x0}}{p_{(x-1)0}} - \beta > 0 \text{ i } \frac{p_x}{p_{x-1}} - \beta < 0 \\
 & \text{c) } 1; \text{ gdy } \frac{p_{x0}}{p_{(x-1)0}} - \beta \leq 0 \text{ i } \frac{p_x}{p_{x-1}} - \beta \leq 0
 \end{aligned} \right\} (25)$$

Nietrudno zauważyć, że zależności (25) są słuszne także dla pozostałych przestrzeni parowych turbiny.

Obliczenia przeprowadzone zostały na matematycznej maszynie cyfrowej "ELIOTT 803", w oparciu o opracowany program obliczeniowy¹⁾. Rozwiązania - dla stałej podziałki czasu $\Delta t = 0,01$ s - otrzymano w postaci liczbowej,

¹⁾ Program obliczeniowy opracowano w Sekcji Techniki Numerycznej Centralnego Zakładowego Biura Konstrukcyjnego Zamechu.

które, dla ilustracji przebiegu zmian ciśnienia, zastąpiono zostały wykresami, pokazanymi na rysunkach 2 - 4.

4. Wyniki obliczeń

4.1. Przeprowadzając obliczenia dla zamkniętych upustów regeneracyjnych i trzech następujących wariantów zamykania zaworów (odcinającego turbiny i bezpieczeństwa):

- a) równoczesnego zamykania zaworu odcinającego i całkowitego skokowego otwarcia zaworu bezpieczeństwa w chwili, gdy ciśnienie pary w przestrzeni V_7 osiągnie wartość zadaną

$$p_7 = 1,5 \text{ ata}$$

- b) jak wyżej, z tym, że ciśnienie w przestrzeni V_7 musi osiągnąć wartość zadaną

$$p_7 = 1,8 \text{ ata}$$

- c) zamykanie zaworu odcinającego w chwili, gdy ciśnienie

$$p_7 = 1,2 \text{ ata,}$$

zaś pełne skokowe otwarcie zaworu bezpieczeństwa przy

$$p_7 = 1,8 \text{ ata}$$

otrzymano czasowe charakterystyki ciśnienia pary (w poszczególnych przestrzeniach parowych turbiny), których przebiegi uwidoczono na rysunkach 2-4.

4.2. W przedziale czasu $[0, t_z]$ ciśnienia w przestrzeniach V_1 i V_2 są stałe, w przestrzeniach V_3 i V_4 wykazują lekki wzrost, zaś w przestrzeniach $V_5 \div V_7$ wzrastają dość znacznie.

Po przekazaniu impulsu na zamykanie zaworu odcinającego i po otwarciu zaworu bezpieczeństwa, tj. dla $t = t_z$, występuje gwałtowny spadek ciśnienia w przestrzeniach V_1 i V_2 . W przestrzeniach $V_3 \div V_6$ uwiadcza się początkowo powolne wzrastanie, a potem spadek ciśnienia pary. Charakterystyka ciśnienia w przestrzeni V_7 wykazuje wyraźne załamanie w momencie, gdy $t = t_z$.

4.3. Dla wariantów a) i b) czasy zamykania zaworów odcinającego i bezpieczeństwa wynoszą odpowiednio

$$(t_z)_a = 0,49 \text{ s}$$

$$(t_z)_b = 0,62 \text{ s}$$

zaś dla wariantu c), zawór odcinający zaczyna zamykać się po czasie

$$t_z = 0,34 \text{ s.}$$

Otwieranie zaworów bezpieczeństwa występuje po czasie

$$t_z = 0,60 \text{ s.}$$

4.4. Maksymalna wartość ciśnienia pary, wynosząca dla trzech rozpatrywanych wariantów

$$p_7 \approx 2,20 \text{ ata}$$

osiągnięta została w przestrzeni V_7 po czasie

$$t \approx 2,2 \text{ s} \quad \text{dla wariantów a) i b)}$$

oraz

$$t \approx 2,0 \text{ s} \quad \text{dla wariantu c)}$$

5. Wnioski

- 5.1. Założenie nagłego zamknięcia wszystkich wpustów regeneracyjnych i jednostkowej odpowiedzi sprężynowego zaworu bezpieczeństwa, po wzroście ciśnienia pary w przestrzeni V_7 do wartości zadanej, stwarza dla turbiny najbardziej niekorzystne warunki;
- 5.2. Dla rozpatrywanego obiektu i przyjętego dopuszczalnego chwilowego wzrostu ciśnienia pary w części wylotowej turbiny i w podgrzewaczu regeneracyjnym (2,5 ata), wystarczy jeden sprężynowy zawór bezpieczeństwa typu S i H1811, o średnicy \varnothing 600 mm, podłączony do części wylotowej turbiny;
- 5.3. Przyspieszenie momentu zamykania zaworu odcinającego, przez zmianę wartości zadanej przekaźnika ciśnienia pary wylotowej z 1,8 ata na 1,2 ata, powoduje jedynie skrócenie czasu procesu przejścia; nie ma

natomiast wpływu na wartość maksymalnego ciśnienia pary w przestrzeni V_7 ;

- 5.4. Chwilowa wartość maksymalnego ciśnienia pary w przestrzeni V_7 , wynosząca $p_{7 \max} \approx 2,2 \text{ ata}$, nie powinna stanowić zagrożenia dla podgrzewaczy regeneracyjnych i części wylotowej turbiny;
- 5.5. Propozycje autora, dotyczące przyjęcia wartości zadanych:
- Przekazywanie sygnału na zamykanie zaworu odcinającego turbiny winno mieć miejsce wtedy, gdy ciśnienie w przestrzeni V_7 osiągnie wartość zadaną $p_7 = 1,2 \text{ ata}$,
 - Początek otwierania sprężynowego zaworu bezpieczeństwa typu S i H1811 winien występować przy ciśnieniu pary $p_7 \approx 1,2 \text{ ata}$.

LITERATURA

- FINDEISEN W. - Technika regulacji automatycznej, PWN, Warszawa 1968.
- GUILLOM M. - Teoria i obliczenie układów hydraulicznych, WNT, Warszawa 1966.
- KIRILŁOW I.I. - Automaticzeskoje regulirowanije parowych i gazowych turbin, Maszgiz, Moskwa 1961.
- OŻÓG M. - Obliczenia rozkładu ciśnień pary w turbinie TP 32,5, nr 9112128 "Zamech", Elbląg 1968.
- OŻÓG M. - Modelowe badania właściwości dynamicznych układu regulacji prędkości obrotowej turbiny 13 UP55-7 przeprowadzone na maszynie analogowej, nr 9112140 "Zamech", Elbląg 1970.
- TRAUPEL W. - Thermische Turbomaschinen, T. 2, Springer - Verlag, Berlin 1968.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ ПЕРЕД ЧРЕЗМЕРНЫМ РОСТОМ ДАВЛЕНИЯ ПАРА

Резюме

Для обеспечения регенеративных подогревателей и выходной части теплофикационной паровой турбины средней мощности перед чрезмерным ростом давления пара, применено пружинные предохранительные клапаны. Чтобы определить количество клапанов, место их подключения, а также заданные значения давления пара, составлено систему дифференциальных уравнений, описывающих функционирование рассматриваемого объекта. Решение системы дифференциальных уравнений проведено на математической цифровой вычислительной машине, а результаты составлено в форме диаграмм.

Выводы, представленные автором, были использованы "Замехом" при разработке рабочей документации турбины.

CERTAIN PROBLEMS RELATING TO SAFEGUARDING OF FEEDWATER HEATERS OF A HEAT PLANT STEAM TURBINE AGAINST EXCESSIVE RISE OF STEAM PRESSURE

S u m m a r y

In order to safeguard the feedwater heaters and exhaust parts of a heat plant steam turbine of medium rating against excessive rise of steam pressure spring type safety valves are applied.

To determine the number of valves, the location at which they are to be connected up and the assumed value of the steam pressure a set of differential equations which describe the object being considered is compiled. The solution of the set of differential equations is carried out on a digital computer and the results are elaborated in the form of diagrams.

The conclusions presented by the author were utilized at the turbine works "Zamech" when working out the working documentation of the turbine.