

Mieczysław OZÓG

Akademia Rolniczo-Techniczna  
w OlsztynieMETODA OBLICZANIA PRZYROSTU PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ TURBINY PAROWEJ  
W PRZYPADKU NAGLEGO ODCIĄŻENIA GENERATORA

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono metodę wyznaczania maksymalnego przyrostu prędkości obrotowej turbiny z przeszczerzeniami parowymi, zastosowaną przez autora w Zakładach Mechanicznych im. gen. K. Świerczewskiego w Elblągu.

Oddzielnie określono przyrost wielkości regulowanej wywołany ekspansją pary zawartej w przestrzeniach parowych turbiny (po zamknięciu zaworów regulacyjnych) oraz przyrost uzyskany do momentu zamknięcia wysokoprężnych zaworów regulacyjnych. Czas zamykania zaworów regulacyjnych obliczono drogą kolejnych przybliżeń<sup>x)</sup>.

Ważniejsze oznaczenia użyte w tekście

|            |  |  |   |
|------------|--|--|---|
| a, b, c, d | - stałe całkowania   | $T_1$                                  | - stała czasowa suwaka na-<br>dążnego   |
| e          | - podstawa logarytmu   |  |   |
| $\dot{m}$  | - natężenie przepływu masy   | $T_B$                                  | - stała czasowa serwomoto-<br>ru zastępczego                                  |
| m          | - masa   |  |   |
| H          | - spadek entalpii  | v                                      | - objętość właściwa pary  |
| J          | - moment bezwładności<br>układu wirującego                             | $V_1$                                  | - przestrzeń parowa tur-<br>biny  |
| k          | - wykładnik politropy  | g                                      | - gęstość   |
| P          | - moc  | $\delta$                               | - statyczny stopień nie-<br>jednostajności regula-<br>cji prędkości obrotowej |
| n          | - liczba obrotów   |  |   |
| p          | - ciśnienie pary lub<br>rzeczywista część pier-<br>wiastka zespolonego | $p_e$                                  | - sprawność efektywna tur-<br>biny  |
| pg         | - liczba rzeczywista części<br>urojonej pierwiastka ze-<br>spolonego   | $\frac{\Delta P_T}{P_{T0}}$            | - odniesione obciążenie<br>turbiny  |
| z          | - pierwiastek rzeczywisty<br>równania charaktery-<br>stycznego         | $\gamma_G = \frac{\Delta P_G}{P_{T0}}$ | - odniesione obciążenie<br>generatora   |

<sup>x)</sup> Metoda ta była konsultowana z Prof. zw. K. Kutarbą w "Zamechu".

|                                  |   |                                      |   |
|----------------------------------|---|--------------------------------------|---|
| $T$                              | - temperatura bezwzględna                       | $\varphi = \frac{\Delta n}{n_0}$     | - odniesiona prędkość obrotowa                            |
| $T_a$                            | - stała czasowa maszyny                         |                                      |   |
| $T'_V = \frac{t_{10}}{V_1}$      | - stała czasowa przestrzeni $V_1$               | $\psi_m = \frac{\Delta x_m}{x_{mg}}$ | - odniesione przemieszczenie miernika prędkości obrotowej |
| $\omega$                         | - prędkość kątowna                              | $\psi_1 = \frac{\Delta x_1}{x_{mg}}$ | - odniesione przemieszczenie suwaka nadążnego             |
| $T_V = \frac{T'_V}{K}$           | - odniesiona stała czasowa przestrzeni $V_1$    | $\psi_s = \frac{\Delta s}{s_g}$      | - odniesione przemieszczenie serwomotoru zastępczego      |
| $K_1 = \frac{P_{p1}}{P_{10}}$    | - odniesione ciśnienie pary w przestrzeni $V_1$ |                                      |   |
| $K_{20} = \frac{P_{20}}{P_{10}}$ | - odniesione ciśnienie pary wylotowej           |                                      |   |

### Ważniejsze indeksy

|     |   |     |   |
|-----|---|-----|---|
| $d$ | - dopływ                                      | $s$ | - serwomotor  |
| $g$ | - wartość graniczna                           | $T$ | - turbina   |
| $G$ | - generator                                   | $w$ | - wypływ  |
| $m$ | - miernik                                     | $z$ | - zamknięcie zaworów regulacyjnych mierzone od otwarcia odpowiadającego mocy nominalnej |
| $n$ | - wartość nominalna                           |     |   |
| $O$ | - stan ustalony odpowiadający mocy nominalnej |     |   |

### 1. Wstęp

W założeniach nowych opracowań konstrukcyjnych parowych turbin przemysłowych średniej i dużej mocy preforowano dwa ważne czynniki:

- dużą elastyczność cieplną konstrukcji, niezbędną do przeprowadzania szybkich uruchomień (głównie w letnich okresach szczytowych), zwiększenia dopuszczalnej szybkości obciążenia i opanowywania w sposób bezpieczny znacznych zmian obciążenia;
- wysoką sprawność termiczną turbin, pracujących w okresach grzewczych z nominalnym obciążeniem.

Właściwości wymienione w pkt a) są limitowane naprężeniami termicznymi, występującymi w różnych elementach turbiny, a w szczególności w kadłubie wysokoprężnym i w wysokoprężnych komorach zaworowych.

Z tych głównie przyczyn w Zamechu zastosowano dwupłaszczkową konstrukcję kadłuba wysokoprężnego, zaś zawory regulacyjne umieszczono w odpowiednich komorach, ustawionych w elastycznych stojakach po obu stronach turbiny.

W konsekwencji uzyskano wygodną ruchowo i wysokosprawną turbinę, ale nie ustrzeżono się przed pogorszeniem własności regulacyjnych obiektu. Przy małym momencie bezwładności układu wirującego, prowadzącym do małej wartości stałej czasowej maszyny, stworzono możliwości akumulacji wewnątrz turbiny znacznej ilości pary, głównie w rurociągach między zaworami regulacyjnymi a dyszami stopnia regulacyjnego oraz w przestrzeni pomiędzy kadłubami-wewnętrznym i zewnętrznym.

Ponadto, na własności regulacyjne turbiny poważny wpływ wywiera szybkość działania poszczególnych członów regulatora. Im powolniejsze jest ich działanie, tym dłuższy jest czas regulacji i większa jest wartość przeregulowania prędkości obrotowej.

Ze względów wytrzymałościowych przyrost prędkości obrotowej nie powinien przekraczać  $(15-20)\% n_n$ . Aby to zapewnić, regulację bezpieczeństwa nastawia się na działanie już przy wzroście prędkości obrotowej o  $(10 - 12)\% n_n$ .

Na ogół zaleca się, aby maksymalny przyrost prędkości obrotowej, przy nagłym i całkowitym ociążeniu generatora, był niższy o około  $3\%$  od wartości nastawienia regulacji bezpieczeństwa, czyli nie powinien przekraczać  $(7 - 9)\% n_n$ .

W tym miejscu wydaje się celowe zwrócić uwagę czytelnika na stopień rozwiązania powyższego zagadnienia w literaturze specjalistycznej.

Śród znanych metod obliczeniowych, udostępnionych w podręcznikach i artykułach z zakresu regulacji turbin, na wyróżnienie zasługuje uproszczona metoda podana przez W. Traupla [8].

Bazuje ona na pewnej liczbie równań, głównie różniczkowych, opisujących przebieg zmiany ciśnienia pary w czasie w odpowiednich miejscach turbiny, a także na prawie zachowania energii. Obok niewątpliwych zalet, metoda ta, pomijając trudności rozwiązania równań różniczkowych w zamkniętej postaci, ma także wady, do których zaliczyć można między innymi potrzebę subiektywnego sposobu oceny wartości współczynnika sprawności wewnętrznej.

Inne, na ogół bardzo uproszczone metody obliczeniowe opisane np. w [7] a także w [8], są również stosowane przez konstruktorów, szczególnie w fazie projektowania turbiny. Zająają sobie przy tym sprawę, że rzeczywiste wartości przyrostu prędkości obrotowej, przy nagłych ociążeniach generatora, mogą dość znacznie odbiegać od wartości obliczonych.

Uwzględniając mankamenty publikowanych metod obliczeniowych, w Zamechu przeprowadzono obliczenia maksymalnej zwyżki prędkości obrotowej dwiema drogami:

- w oparciu o metodę przedstawioną w niniejszym artykule, której pełny cykl obliczeniowy zaprogramowano na maszynę cyfrową,
- na podstawie schematu strukturalnego układu regulacji, badanego na maszynie analogowej.



Ostateczny wybór metody obliczeniowej (i jej ewentualne udoskonalenie) pozostawiono do czasu otrzymania rzeczywistych wyników badań, przeprowadzonych w warunkach elektrownianych.

## 2. Wpływ zakumulowanej w turbinie pary na przyrost prędkości obrotowej układu wirującego

Przy rozpatrywaniu niewielkich zmian prędkości obrotowej ruchu wirnika turbosespołu opisać można z literatury specjalistycznej równaniem

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = \frac{P_T}{P_{T0}} - \frac{P_G}{P_{T0}}, \quad (1)$$

w którym stała czasowa maszyny

$$T_a = \frac{J\omega_0^2}{P_{T0}}$$

odniesiona zmiana prędkości obrotowej

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \frac{\Delta n}{n_0},$$

zaś  $P_T/P_{T0}$  jest odniesionym obciążeniem turbiny,

a  $P_G/P_{T0}$  - odniesione obciążenie generatora.

Wychodząc z zależności

$$P_T = \dot{m} \cdot H \cdot \eta_e$$

odniesioną moc turbiny wyrazić można równaniem

$$\frac{P_T}{P_{T0}} = \frac{\dot{m} \cdot H \cdot \eta_e}{\dot{m}_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{e0}} \quad (2)$$

Przyjmując, że rozładowywanie przestrzeni  $V_1^{(1)}$  (przy odciętych dopływie pary) odbywa się wg przemiany politropowej, zaś  $p_2$  jest ciśnieniem pary wylotowej, z równania

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{p_1 \cdot v_{10}}{p_{10} \cdot v_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{20}}{p_{10}}\right)^2}} \quad (3)$$

i

$$p_1 v_1^k = p_{10} v_{10}^k = \text{idem} \quad (4)$$

oraz po pominięciu wyrażen  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2$  i  $\left(\frac{p_{20}}{p_{10}}\right)^2$ , jako bardzo małych w porównaniu z jednością wynika

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \quad (5)$$

Przekształcając wzór na spadek entalpii

$$H = C_p (T_1 - T_2)$$

łatwo stwierdzić, że

$$H = A \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2),$$

zaś

$$\frac{H}{H_0} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{p_{10} v_{10} - p_{20} v_{20}}.$$

1) Usytuowanej pomiędzy zaworami regulacyjnymi, a dyszami stopnia regulacyjnego, obejmującą także parę "zredukowaną" z przestrzeni między kadłubami wewnętrznym, a zewnętrznym.

2) W szczególności dotyczy to produkowanych przez "Zamech" turbin ciepłowniczych, upustowo-przeciwprężnych i przeciwprężnych średniej i dużej mocy, których ciśnienie pary wylotowej jest niższe lub niedużo wyższe od ciśnienia atmosferycznego.

Korzystając z zależności obowiązującej dla przemiany politropowej, iloraz spadków entalpii

$$\frac{H}{H_0} = \frac{\left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (6)$$

W tych warunkach odniesiona moc turbiny, uzyskana przy stałej sprawności wewnętrznej (jak dla pełnego obciążenia), wyrazi się równaniem

$$\frac{P_T}{P_{T0}} = \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \cdot \frac{\left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (7)$$

Dla określenia chwilowego ciśnienia pary w przestrzeni parowej  $V_1$  wykorzystany zostanie wzór

$$m = m_{10} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (8)$$

wyrażający zależność pomiędzy ilością pary zawartą w przestrzeni  $V_1$  a ciśnieniem w niej panującym.

Różniczkując równanie (8) względem ciśnienia  $p_1$ , otrzymujemy

$$dm_1 = \frac{m_{10}}{kp_{10}} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{-\frac{k-1}{k}} dp_1 \quad (9)$$

Mnożąc z kolei natężenie wypływającej z przestrzeni  $V_1$  pary przez czas jej wypływu  $dt$  z równania (5) wyznaczyć można zależność

$$\dot{m} dt = - \dot{m}_{10} \left(\frac{p_1}{p_{10}}\right)^{\frac{k+1}{2k}} dt, \quad (10)$$

w której znak minus oznacza, że ze wzrostem czasu maleje ciśnienie  $p_1$ .

Przy braku dopływu pary świeżej zmniejszenie masy pary w przestrzeni  $V_1$  równo jest ilości wypływającej z niej (w czasie  $dt$ ) pary. Porównując prawe strony równań (9) i (10) szukana funkcja otrzyma postać

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{p_1}{p_{10}} \right) = - \frac{k}{\pi v} \left( \frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{3k-1}{2k}}, \quad (11)$$

przy czym stała czasowa przestrzeni parowej  $V_1$  wyniesie

$$T_v' = \frac{m_{10}}{m_{10}'}.$$

Przyjmując

$$p_2 = p_{20} = \text{idem}$$

oraz korzystając z zależności

$$P_{T0} - P_{G0} = 0$$

$$P_T = P_{T0} + \Delta P_T$$

$$p_1 = p_{10} + \Delta p_1$$

równania (1), (7) i (11), dla przypadków całkowitego odciążenia generatora, przybierają postać

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\Delta P_T}{P_{T0}} \quad (12)$$

$$\frac{\Delta P_T}{P_{T0}} = \frac{(1 + \pi_1)^{\frac{3k-1}{2k}} - \pi \frac{k-1}{20} (1 + \pi_1)^{\frac{k+1}{2k}} + \pi \frac{k-1}{20} - 1}{1 - \pi \frac{k-1}{20}} \quad (7')$$

$$\frac{d\pi_1}{dt} = - \frac{k}{\pi v} (1 + \pi_1)^{\frac{3k-1}{2k}}, \quad (11')$$



gdzie

$$\pi_1 = \frac{\Delta p_1}{p_{10}}, \quad \text{zaś} \quad \pi_{20} = \frac{p_{20}}{p_{10}}.$$

Z zależności

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{d\phi}{d\pi_1} \cdot \frac{d\pi_1}{dt} \quad (13)$$

oraz równań (12), (7') i (11') wynika związek,

$$\frac{d\phi}{d\pi_1} = -\frac{T'_v}{kTa(1-\pi_{20})^{\frac{k-1}{k}}} \left[ 1 - \pi_{20}^{\frac{k-1}{k}} (1+\pi_1)^{-\frac{k-1}{k}} - (1-\pi_{20})^{\frac{k-1}{k}} (1+\pi_1)^{-\frac{3k-1}{2k}} \right] \quad (14)$$

Rozdzielając zmienne i obustronnie całkując równanie (14), przyjmując, że dla  $\pi_1 = \pi_{12}$  odniesiony przyrost prędkości obrotowej  $\phi = \phi_z$ , otrzymuje się ostateczną postać równania

$$\phi = \phi_z + \phi_v, \quad (15)$$

w którym  $\phi_z$  reprezentuje przyrost prędkości obrotowej w momencie zamknięcia zaworów regulacyjnych, zaś

$$\begin{aligned} \phi_v = \frac{T'_v}{kTa(1-\pi_{20})^{\frac{k-1}{k}}} & \left\{ (\pi_{12} - \pi_1) - k\pi_{20}^{\frac{k-1}{k}} \left[ (1+\pi_{12})^{\frac{1}{k}} - (1+\pi_1)^{\frac{1}{k}} \right] + \right. \\ & \left. + \frac{2k}{k-1} (1-\pi_{20})^{\frac{k-1}{k}} \left[ (1+\pi_{12})^{-\frac{k-1}{2k}} - (1+\pi_1)^{-\frac{k-1}{2k}} \right] \right\} \quad (16) \end{aligned}$$

jest przyrostem prędkości obrotowej spowodowanym ekspansją pary zmagazynowanej w przestrzeni  $V_1$ , przebiegającą po zamknięciu zaworów regulacyjnych.



Zakładając, że maksymalna wartość przyrostu prędkości obrotowej występuje przy ciśnieniu pary  $\pi_1 = \pi_{b1}$  (odpowiadającemu pracy turbiny przy biegu luzem), równaniu (16) można nadać postać

$$f_{vmax} = \frac{T'_v}{kTa(1-\pi_{20}^{\frac{k-1}{k}})} \left\{ (\pi_{1z} - \pi_{b1}) - k\pi_{20}^{\frac{k-1}{k}} \left[ (1+\pi_{1z})^{\frac{1}{k}} - (1+\pi_{b1})^{\frac{1}{k}} \right] + \right. \\ \left. + \frac{2k}{k-1}(1-\pi_{20}^{\frac{k-1}{k}}) \left[ (1+\pi_{1z})^{-\frac{k-1}{2k}} - (1+\pi_{b1})^{-\frac{k-1}{2k}} \right] \right\} \quad (16')$$

Czas, w którym zostanie osiągnięty maksymalny przyrost prędkości obrotowej można wyznaczyć z równania (11'), przekształcając go w następujący sposób

$$dt = -\frac{T'_v}{k} \pi_1^{-\frac{3k-1}{2k}} d\pi_1. \quad (17)$$

Po obustronnym zcałkowaniu i zastosowaniu warunków początkowych dla  $t=t_z$ ,  $\pi_1 = \pi_{1z}$

$$t = t_z + t_v, \quad (18)$$

gdzie  $t_z$  określa czas zamknięcia zastępczego serowmotoru zaworów regulacyjnych, zaś

$$t_v = \frac{2T'_v}{k-1} \left[ (1+\pi_{1z})^{-\frac{k-1}{2k}} - (1+\pi_{b1})^{-\frac{k-1}{2k}} \right] \quad (19)$$

jest czasem, w którym następuje rozprężenie pary w przestrzeni parowej, po zamknięciu zaworów.

Czas rozprężenia pary do wartości  $\pi_1 = \pi_{b1}$  można wyznaczyć z równania

$$t_{vmax} = \frac{2T'_v}{k-1} \left[ (1+\pi_{b1})^{-\frac{k-1}{2k}} - (1+\pi_{1z})^{-\frac{k-1}{2k}} \right] \quad (19')$$

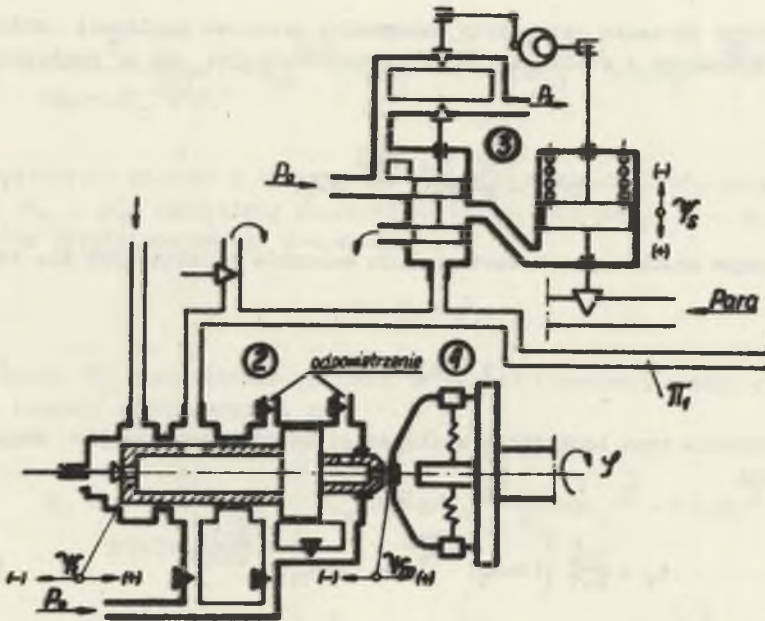
i wtedy, korzystając z wzoru (18), otrzymuje się

$$t_{max} = t_z + t_{vmax} \quad (18')$$

Metoda wyznaczania przyrostu prędkości obrotowej  $\varphi_z$  oraz czasu zamykania zastępczego serwomotoru zaworów regulacyjnych  $t_z$  opisana zostanie w następnym punkcie niniejszego artykułu.

### 3. Wpływ szybkości działania regulatora na przyrost prędkości obrotowej układu wirującego

Przyrost prędkości obrotowej do czasu całkowitego zamknięcia zaworów regulacyjnych  $\varphi_z$  wyznaczony zostanie w oparciu o matematyczny opis podstawowych elementów regulatora prędkości obrotowej i obiektu regulowanego<sup>1)</sup>.



Rys. 1. Fragment schematu układu regulacji prędkości obrotowej turbiny przeciwprężnej średniej mocy prod. Zamech;

1 - miernik prędkości obrotowej, 2 - suwak nadążny, 3 - serwomotor

Przyjmując, że miernik prędkości obrotowej jest członem bezinercyjnym równanie jego można zapisać

$$\Psi_m = -\frac{1}{\delta} \varphi, \quad (20)$$

<sup>1)</sup> Przy opisie podstawowych członów regulatora opierano się na układzie zastosowanym w turbinach przemysłowych i ciepłowniczych średniej i dużej mocy produkcji "Zamech".

w którym

$\Psi_m = \frac{\Delta x_m}{x_{mg}}$  - jest odniesionym przemieszczeniem miernika prędkości obrotowej,

$\frac{1}{\delta}$  - wzmocnieniem obwodu regulacji prędkości obrotowej, zaś znak minus przypisano ujemnemu sprzężeniu zwrotnemu.

Ruch miernika prędkości obrotowej jest ślędzony przez suwak, nazywany nadążnym. Jego przemieszczenie opisać można równaniem

$$T_1 \frac{d\Psi_1}{dt} + \Psi_1 = \Psi_m, \quad (21)$$

przy czym

$\Psi_1 = \frac{\Delta x_1}{x_{1g}}$  - jest odniesionym przemieszczeniem suwaka nadążnego.

Zaniedbując nieliniowości regulatora, cztery indywidualne serwomotory części wysokoprężnej zastąpić można jednym zlinearyzowanym serwomotorem. Jeżeli ponadto szeregowo połączenie członów - suwaka odcinającego (proporcjonalnego z inercyjnością pierwszego rzędu) i tłoka serwomotoru (uważanego jako człon całkujący bezinercyjny) - zastąpione zostanie członem inercyjnym pierwszego rzędu o odpowiednio dobranej stałej czasowej, to równanie zastępczego serwomotoru turbiny wysokoprężnej przyjmie postać

$$T_s \frac{d\Psi_s}{dt} + \Psi_s = \Psi_1, \quad (22)$$

gdzie

$T_s$  - jest stałą czasową serwomotoru zastępczego, zaś

$\Psi_s = \frac{\Delta x_s}{x_{sg}}$  - jego odniesionym przemieszczeniem.

Przestrzeń parową  $V_1$ , usytuowaną pomiędzy zaworami regulacyjnymi a dyszami stopnia regulacyjnego, opisać można równaniem bilansu przepływu pary w przedziale czasu  $dt$ .

Jeżeli w czasie  $dt$  wystąpi różnica w natężeniu dopływającej i wypływającej z przestrzeni  $V_1$  pary, to zmiana zmagazynowanej w przestrzeni  $V_1$  masy pary wyniesie  $V_1 dg$ .

W tych warunkach

$$V_1 \frac{dg_1}{dt} = \Delta \dot{m}_d - \Delta \dot{m}_w. \quad (23)$$

Zakładając, że dla procesu dopływu lub wypływu pary z przestrzeni  $V_1$  można zastosować zależność

$$\frac{p_1}{g_1 k} = \frac{p_{10}}{g_{10} k}, \quad (24)$$

to po jej zróżniczkowaniu i odpowiednich przekształceniach różniczka

$$dg_1 \approx \frac{g_{10}}{kp_{10}} dp_1. \quad (25)$$

Podstawiając równanie (25) do równania (23) i dzieląc je obustronnie przez  $\dot{m}_{10}$

$$T_V \frac{d\sqrt{r}_1}{dt} = \frac{\Delta \dot{m}_d}{\dot{m}_{10}} - \frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_{10}}, \quad (26)$$

przy czym

$$T_V = \frac{m_{10}}{km_{10}} = \frac{T'_V}{k}.$$

Przyjmując, że odniesione natężenie dopływającej do  $V_1$  pary jest proporcjonalne do odniesionego przemieszczenia serwowatora (zaworu)

$$\frac{\Delta \dot{m}_d}{\dot{m}_{10}} = \frac{\Delta s}{s_g} = \psi_s,$$

zaś odniesione natężenie wypływającej z przestrzeni  $V_1$  pary jest proporcjonalne do odniesionego ciśnienia pary w tejże przestrzeni<sup>1)</sup>,

$$\frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_{10}} = \frac{\Delta p_1}{p_{10}} = \psi_p$$

<sup>1)</sup> Takie założenie upraszczające, zastosowane dla przemiany przebiegającej w krótkim czasie zamykania zaworów regulacyjnych, prowadzi do uzyskania liniowego równania różniczkowego o stałych współczynnikach, nie wywierając przy tym - zdaniem autora - istotniejszego wpływu na ostateczną wartość wielkości regulowanej.



równanie (26) otrzyma ostateczną postać

$$T_v \frac{d\kappa_1}{dt} + \kappa_1 = \psi_s. \quad (27)$$

Przyjmując równanie turbozespołu w postaci

$$T_a \frac{d\phi}{dt} = \kappa_1 - \gamma_G, \quad (28)$$

w którym odniesione obciążenie generatora

$$\gamma_G = \frac{\Delta P_G}{P_{T_0}}$$

a ponadto, posługując się równaniami (20) + (22) oraz (27), wyznaczyć można liniowe równania różniczkowe jednej zmiennej w postaci operatorowej

$$K(s) \cdot \phi = -\delta \cdot \gamma_G \quad (29)$$

$$K(s) \cdot \psi_s = \gamma_G \quad (30)$$

$$K(s) \cdot \kappa_1 = \gamma_G \quad (31)$$

$$K(s) \cdot \psi_1 = \gamma_G, \quad (32)$$

w których

$$K(s) = \delta T_a T_1 T_s T_v s^4 + \delta T_a [T_1 (T_s + T_v) + T_s T_v] s^3 + \delta T_a (T_1 + T_s + T_v) s^2 + \delta T_a s + 1$$

jest równaniem charakterystycznym.

Ponieważ tylko układy stabilne (w których odchylenie wielkości regulowanej od wartości zadanej zanika w czasie do zera lub do określonej wartości statycznej) mogą poprawnie reagować na zakłócenia, wobec tego wszystkie pierwiastki równania charakterystycznego winny mieć części rzeczywiste ujemne.

Niech rozwiązaniem równania charakterystycznego względem  $s$  będą dwa ujemne pierwiastki rzeczywiste  $-r_1$  i  $-r_2$  oraz dwa pierwiastki zespolone, o ujemnej części rzeczywistej w postaci  $-p \pm i p q$ .

W tych warunkach całką ogólną równania (29) będzie

$$\phi = a_0 \exp(-r_1 t) + a_1 \exp(-r_2 t) + \exp(-pt) [a_2 \cos pqt + a_3 \sin pqt]. \quad (33)$$

W analogiczny sposób można przedstawić całki ogólne równań (30) + (32)

$$\psi_s = b_0 \exp(-r_1 t) + b_1 \exp(-r_2 t) + \exp(-pt) [b_2 \cos pqt + b_3 \sin pqt] \quad (34)$$

$$\pi_1 = c_0 \exp(-r_1 t) + c_1 \exp(-r_2 t) + \exp(-pt) [c_2 \cos pqt + c_3 \sin pqt] \quad (35)$$

$$\psi_1 = d_0 \exp(-r_1 t) + d_1 \exp(-r_2 t) + \exp(-pt) [d_2 \cos pqt + d_3 \sin pqt] \quad (36)$$

gdzie

$$\left. \begin{array}{cccc} a_0; & a_1; & a_2; & a_3 \\ b_0; & b_1; & b_2; & b_3 \\ c_0; & c_1; & c_2; & c_3 \\ d_0; & d_1; & d_2; & d_3 \end{array} \right\} \quad (37)$$

są stałymi całkowania, możliwymi do wyznaczenia z warunków początkowych.

Posługując się równaniami (28), (22), (27) i (21), a także ich pochodnymi do trzeciego rzędu włącznie, przy założeniu, że w chwili początkowej tj. dla  $t = 0$ , wartości funkcji wynoszą

$$\phi = -\delta; \quad \psi_1 = 1; \quad \psi_s = 1; \quad \pi_1 = 1 \quad \text{i} \quad \dot{\psi}_G = 0$$

napisać można następujący układ zależności:

$$\phi = -\delta; \quad \frac{d\phi}{dt} = \frac{1}{T_a}; \quad \frac{d^2\phi}{dt^2} = 0; \quad \frac{d^3\phi}{dt^3} = 0 \quad (38)$$

$$\psi_1 = 1; \quad \frac{d\psi_1}{dt} = 0; \quad \frac{d^2\psi_1}{dt^2} = -\frac{1}{\delta T_a T_1}; \quad \frac{d^3\psi_1}{dt^3} = \frac{1}{\delta T_a T_1^2} \quad (39)$$

$$\psi_s = 1; \quad \frac{d\psi_s}{dt} = 0; \quad \frac{d^2\psi_s}{dt^2} = 0; \quad \frac{d^3\psi_s}{dt^3} = -\frac{1}{\delta T_a T_1 T_s} \quad (40)$$

$$\pi_1 = 1; \quad \frac{d\pi_1}{dt} = 0; \quad \frac{d^2\pi_1}{dt^2} = 0; \quad \frac{d^3\pi_1}{dt^3} = 0 \quad (41)$$

Jeżeli obecnie do równania (33) i jego trzech kolejnych pochodnych

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\phi}{dt} &= -a_0 r_1 \exp(-r_1 t) - a_1 r_2 \exp(-r_2 t) - p \exp(-pt) \left[ (a_2 - a_3 q) \cos pqt + \right. \\ &\quad \left. + (a_2 q + a_3) \sin pqt \right] \\ \frac{d^2\phi}{dt^2} &= a_0 r_1^2 \exp(-r_1 t) + a_1 r_2^2 \exp(-r_2 t) + p^2 \exp(-pt) \left\{ \left[ (1 - q^2) a_2 - 2a_3 q \right] \cos pqt + \right. \\ &\quad \left. + \left[ 2a_2 q + (1 - q^2) a_3 \right] \sin pqt \right\} \\ \frac{d^3\phi}{dt^3} &= -a_0 r_1^3 \exp(-r_1 t) - a_1 r_2^3 \exp(-r_2 t) - p^3 \exp(-pt) \left\{ \left[ (1 - 3q^2) a_2 - q(3 - q^2) a_3 \right] \cos pqt \right. \\ &\quad \left. + \left[ q(3 - q^2) a_2 + (1 - 3q^2) a_3 \right] \sin pqt \right\} \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

podstawione zostanie  $t=0$  i z kolei porównane zostaną odpowiadające sobie prawe strony zależności (38) z (33) i (42), to w rezultacie otrzyma się następujący układ czterech równań liniowych z czterema stałymi całkowania

$$\left. \begin{aligned} a_0 + a_1 + a_2 &= -\delta \\ r_1 a_0 + r_2 a_1 + p a_2 - p q a_3 &= -\frac{1}{T_a} \\ r_1^2 a_0 + r_2^2 a_1 + p^2 (1 - q^2) a_2 - 2p^2 q a_3 &= 0 \\ r_1^3 a_0 + r_2^3 a_1 + p^3 (1 - 3q^2) a_2 + p^3 q (3 - q^2) a_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

Postępując analogicznie, z równań (34) ÷ (36) oraz (39) ÷ (41), przy uwzględnieniu warunków początkowych, można uzyskać trzy dalsze układy

o czterech równaniach liniowych każdy, pozwalające na wyznaczenie stałych całkowania

$$b_0; \quad b_1; \quad b_2; \quad b_3$$

$$c_0; \quad c_1; \quad c_2; \quad c_3$$

$$d_0; \quad d_1; \quad d_2; \quad d_3$$

Otrzymane tą drogą stałe całkowania należy podstawić do równań (33), (34), (35) i (36), po czym, z równania (34), drogą kolejnych przybliżeń, można wyznaczyć czas zamykania zastępczego serwowatora zaworów regulacyjnych  $t_z$ .

W pierwszym przybliżeniu zaniedbuje się dwa pierwsze człony równania (34) i po przyrównaniu do zera czas pierwszego przybliżenia

$$t_{z1} = \frac{1}{pq} \arctg\left(-\frac{b_2}{b_3}\right). \quad (44)$$

Chcąc wyznaczyć drugie przybliżenie, należy  $t_{z1}$  podstawić do równania (34) i jego pierwszej pochodnej  $d\Psi_S/dt$ , w wyniku czego

$$\left(\Psi_S\right)_{t_{z1}} = b_0 \exp(-r_1 t_{z1}) + b_1 \exp(-r_2 t_{z1})$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\Psi_S}{dt}\right)_{t_{z1}} &= -b_0 r_1 \exp(-r_1 t_{z1}) - b_1 r_2 \exp(-r_2 t_{z1}) - \\ &- p \exp(-pt_{z1}) \left[ (b_2 - b_3 q) \cos pqt_{z1} + (b_2 q + b_3) \sin pqt_{z1} \right]. \end{aligned}$$

Przyjmując, że zamykanie zaworu regulacyjnego odbywa się ruchem jednostajnym, drugie przybliżenie czasu zamykania

$$t_{z2} = t_{z1} - \frac{\left(\Psi_S\right)_{t_{z1}}}{\left(\frac{d\Psi_S}{dt}\right)_{t_{z1}}} \quad (45)$$

Na ogół poprawka otrzymywana z drugiego przybliżenia jest niewielka, można zatem na niej poprzestać, a czas  $t_{z2}$  uważać za czas zamykania zastępczego serwowatora zaworów regulacyjnych  $t_z$ .



Znając  $t_z$ , z równania (33) można wyznaczyć odniesiony przyrost prędkości obrotowej  $\phi_z$ , osiągnięty w momencie całkowitego zamknięcia zaworów regulacyjnych, zaś z równania (35) – wartość odniesionego ciśnienia  $\pi_{1z}$ , które wytworzy się w przestrzeni  $V_1$  w chwili zamknięcia zaworów.

Należy przypomnieć, że wzorami od (33) do (45) można posługiwać się tylko od czasu całkowitego zamknięcia zaworów regulacyjnych. Dalszy przyrost prędkości obrotowej, wynikający z ekspansji pary zakumulowanej w przestrzeni  $V_1$ , trzeba wyznaczyć z zależności (16).

#### 4. Uwagi końcowe

Przedstawiona powyżej metoda obliczeniowa przyrostu prędkości obrotowej, wywołanego przypadkami regulacji nie najtrudniejszymi (duże przestrzenie parowe przy jednocześnie małej wartości stałej czasowej maszyny oraz nagle i jednostkowe ociążenie generatora) pozwala na przeprowadzenie analizy wpływu poszczególnych parametrów układu regulacji z punktu widzenia minimalizacji maksymalnego przyrostu prędkości obrotowej.

Ponadto, metoda ta zezwala na dokonywanie oceny udziału poszczególnego składnika.

Korzyści obliczeniowe przedstawionej w tym artykule metody uwidoczniły się wyraźnie z chwilą opracowania pełnego programu obliczeniowego na matematyczną maszynę cyfrową, wykorzystanego do obliczeń regulacji dwóch prototypowych turbin przemysłowych średniej mocy. Turbiny te, zainstalowane i eksploatowane od kilku lat w jednej z krajowych elektrowni zawodowych, pracują poprawnie i cieszą się ogólnie dobrą opinią specjalistów.

Dla informacji należy nadmienić, że oprócz wyznaczania maksymalnego przyrostu prędkości obrotowej przeprowadzono również obliczenia i badania pełnych przebiegów przejściowych dla interesujących konstruktora przypadków. Otrzymane tą drogą wyniki pozwoliły na opracowanie pełnych wniosków w zakresie własności dynamicznych regulacji turbin.

W swej praktyce autor korzystał z usług sekcji Obliczeń Numerycznych, wchodzącej w skład Centralnego Zakładowego Biura Konstrukcyjnego "Zamech"

#### LITERATURA

1. HIGGS-WALKER G.W., B.A. - A.M.I.Mech.E., Some problems connected with steam turbine governing.
2. OŻÓG M. - Obliczenia dynamiki regulacji turbiny 13P32,5-8. Praca wewnętrzna nr 9112123, Zamech 1966.
3. OŻÓG M. - Obliczenia dynamiki regulacji turbiny 13UP28,5-1. Praca wewnętrzna nr 91122124, Zamech 1967.
4. PERYCZ S. - Zagadnienia dynamiczne regulacji turbin z przegrzewem międzystopniowym. Praca IMP, z. 11-12, 1962.

5. PERYCZ S. - Projektowanie układu regulacyjnego turbiny parowej. Archiwum Budowy Maszyn, t. V, z. 3, 1958.
6. PREMINGER J. - Samoczynna regulacja częstotliwości i mocy czynnej w układach energetycznych. PWN, Wrocław 1956.
7. SZCZEGLAJEW A.W., SMIELNICKIJ S.T. - Regulirovanije parowych turbin. Gosenergoizdat, Moskwa 1962.
8. TRAUPEL W. - Thermische Turbomaschinen. T. 2, Springer - Verlag, Berlin 1968.

**МЕТОД РАСЧЕТА ПРИРАЩЕНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ  
В СЛУЧАЕ НЕОЖИДАННОЙ РАЗГРУЗКИ ГЕНЕРАТОРА**

**Резюме**

В статье представлено метод определения максимального приращения скорости вращения турбины с паровыми пространствами, применённый автором в Механическом Заводе им. ген. К. Сверчевского в Эльблонге.

Отдельно определено приращение регулируемого параметра, вызванное экспансией пара, помещённого в паровых пространствах турбины (после закрытия регулировочных клапанов), а также приращение, полученное к моменту закрытия регулировочных клапанов высокого давления. Время закрытия регулировочных клапанов рассчитано путём очередных приближений.

**METHOD OF CALCULATING OF INCREASE OF ROTATING SPEED IN CASE OF SUDDEN  
UNLOADING OF THE GENERATOR**

**Summary**

A method of determining of the maximum increase of the rotating speed of a turbine with its speed spaces applied by the author at Zakłady Mechaniczne comm. to gen. K. Świerczewski in Elbląg is presented in this article.

The increase of the governed magnitude caused by the expansion of the steam in the steam spaces of the turbine (after closing of the governing valves) and the increase attained up to the moment of closing of the H.P. governor valves are determined separately. The time of closing of the governor valves is calculated by the method of successive approximations.