26/02
~~5/03~~/2014

ćwiczenia: wt 10-12; $\boxed{\text{śr } 12\text{-}14}$ 8^{30}
zaliczenie: 2 kolosy + poprawa na egzo

Zastosowania modelowania

1) sprawdzenie jaki będzie efekt danego działania (what-if)
   - "czysty" what-if – nie interesuje nas przebieg w czasie od jednego stanu do drugiego
   - symulator – uwzględnia przebieg w czasie

2) optymalizacja parametrów pracy instalacji. Dotyczy zarówno instalacji istniejącej, ale także będącej w fazie projektu (można lepiej dobrać urządzenie, określić jego geometrię)

   zmiana geometrii -> poszukiwane parametry — ZAGADNIENIE PROSTE

   zmiana parametry -> szukana geometria — ZAGADNIENIE ODWROTNE

Dotyczy także modernizacji ~~[illegible]~~ (np. wymiana jednego urządzenia) – wtedy konieczne jest rozwiązanie obu zagadnień.

Etapy modelowania

-> wybór istotnych urządzeń -> schemat zastępczy -> zależności matematyczne -> ~~[illegible]~~ identyfikacja modelu -> rozwiązanie modelu
(czyli poszukiwanie współczynników np. przekrój rury, grubość osadu)

Sposoby modelowania

- analityczne, fizyczne (z użyciem równań energii, masy, WC, pędu itd.)
- aproksymacyjne (nie interesuje nas proces, a tylko relacja między wejściem a wyjściem)

5/03/2014

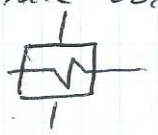
I Charakteryzacja obiektu -> model jakościowy (ze "ślepymi" współczynnikami)
↕
II Identyfikacja modelu -> model ilościowy (wyznaczenie współczynników)
↕
III Symulacja obiektu (rozwiązanie modelu) -> charakterystyki modelu

Obiekt -> Schemat zastępczy -> Model matematyczny

↑ aby go dobrze wykonać trzeba poznać obiekt, a dokładność i jakość zależy od CELU modelowania

Sposób zapisu schematu cieplnego jest dosyć słabo ujednolicony, np sprężarka to ale także .

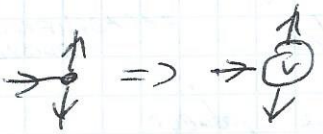
Dla rozpatrywania stanów ustalonych wystarcza prosty schemat (nie rozważamy akumulacji ciepła, czynnika,



Dla rozważania akumulacji ciepła trzeba uwzględnić uśrednione temp. płaszcza oraz temp. pary.

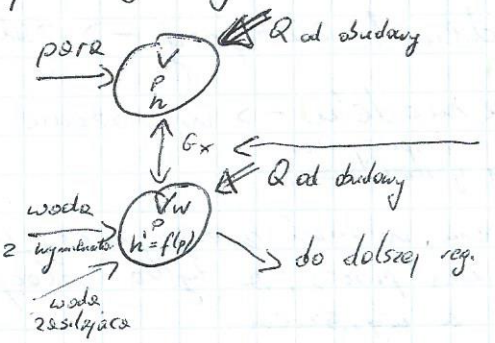
Dla rozważania akumulacji czynnika należy uwzględnić objętość elementu.

np. wszet



np. wymiennik ciepła

np. odgazowywacz



$$\begin{cases} V = V_p + V_w \\ G_x \\ h'' = f(p) \end{cases}$$

Dla pracy odgazowywacza szczególnie istotny jest poziom wody – trzeba go uwzględnić.

<u>W sprzedawce-przegrzewacza</u> w EJ przegrzew zachodzi:

w I st para z upustu (kondensacja) (przegrzew wewnętrzny)

w II st para świeża.

Przed przegrzewem zachodzi odseparowanie wilgoci na zaluzjach. Tam następuje spadek ciśnienia.

W S-P też należy uwzględnić objętość urządzenia – można wtedy modelować procesy nieustalone. Podobnie z oporami przez przepływ.

<u>W turbinie gazowej</u> trzeba uwzględnić

- opory przepływu przez kolektor dolotowy
- akumulację czynnika w komorach przed i za sprężarką
- opory w układzie przepływowym
- akumulację czynnika w komorach przed i za turbiną
- opory na wylocie

dodatkowo:

- zmianę składu spalin w zależności np. od obciążenia (skomplikowany model)

W turbinie parowej znaczny wpływ ma akumulacja w kieszeniach między kadłubem zew. i wew., a ta akumulacja ma wpływ na regulację, pracę turbiny po zamknięciu zaworu itp. RO - ruch obrotowy

Dana grupa stopni określa
- r-nie przelotności (łączy przepływ z ciśnieniem)
- ch-ka sprawności (łączy przepływ ze sprawnością)

12/03/14

Dla $\boxed{\text{stanu ustalonego}}$ jest

- bilans masy $\sum \dot{m}_\alpha - \sum \dot{m}_w = 0$ (stan ustalony)
- bilans energii $\sum \dot{m}_\alpha i_\alpha - \sum \dot{m}_w i_w + Q - L = 0$ (—"—)

a właściwie $\sum \dot{m}_\alpha (u_\alpha + k_\alpha + \varphi_\alpha) - \sum \dot{m}_w (u_w + k_w + \varphi_w) + Q - L = 0$

ale φ (E. pot) jest zwykle pomijalne, chyba że mamy do czynienia z wodą (układy pompowe) - wtedy nie można pominąć, np. w pionowym rurociągu

wtedy (dla $\varphi = 0$) jest, przy czym $u = i - pv$, następujące:

$$\sum \dot{m}_\alpha (i_\alpha - p_\alpha v_\alpha + k_\alpha) - \sum \dot{m}_w (i_w - p_w v_w + k_w) + Q - L = 0$$

$$\sum \dot{m}_\alpha i_\alpha - \sum \dot{m}_\alpha p_\alpha v_\alpha + \sum \dot{m}_\alpha k_\alpha - (\ldots)$$

$$\sum \dot{m}_\alpha \underbrace{(i_\alpha + k_\alpha)}_{\text{entalpia spiętrzenia}} - \sum \dot{m}_\alpha p_\alpha v_\alpha - (\ldots)$$

$$\sum \dot{m}_\alpha i_\alpha^* - \sum \dot{m}_\alpha p_\alpha v_\alpha - (\ldots)$$

gdy $\sum m_\alpha k_\alpha$ jest porównywalne do $\sum m_w k_w$ - można je pominąć

$$\sum \dot{m}_\alpha i_\alpha^* - \sum \dot{m}_w i_w^* - \underbrace{\sum \dot{m}_\alpha p_\alpha v_\alpha + \sum \dot{m}_w p_w v_\alpha}_{\text{praca wypierania}} + Q - L = 0$$

$$L = L_m + p\frac{dV}{dt} - \left(\sum \dot{m}_\alpha p_\alpha v_\alpha - \sum \dot{m}_w p_w v_w\right)$$

L_m - praca mechaniczna odpowiadająca na zewnątrz

$p\frac{dV}{dt}$ - praca zmiany objętości (w stanie ustalonym = 0)

Dla $\boxed{\text{stanu nieustalonego}}$ jest $\sum \dot{m}_\alpha - \sum \dot{m}_w \neq 0 = \frac{dm}{dt}$

$$\sum m_\alpha i_\alpha - \sum m_w i_w + Q - L \neq 0$$

zmiana energii

$$= \frac{dU}{dt} + p\frac{dV}{dt}$$ - z pracy

gdzie $\frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt}(I - pV) = \frac{dI}{dt} - V\frac{dp}{dt} - p\frac{dV}{dt}$

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_\alpha - \sum \dot{m}_\omega$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt}\left(V \cdot \frac{1}{v}\right) = \frac{1}{v}\frac{dV}{dt} - \frac{V}{v^2}\frac{dv}{dt}$$

$v = f(p,T)$, zatem

$$\frac{dv}{dt} = \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dt}$$

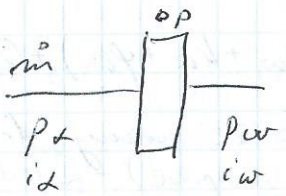
Trudno jest określić pochodne cząstkowe; ale dla gazu doskonałego jest

$$pv = RT \rightarrow v = \frac{RT}{p} \rightarrow \frac{\partial v}{\partial T} = \frac{R}{p}$$

Ale dla pary wodnej tak się nie da – wymagane są specjalne pisgramy.

Równanie bilansu masy i energii pozwala wyznaczyć parametry w węzłach. Z kolei pomiędzy nimi występuje min. opór:

Stany nieustalone:
- rozruchy/odstawienia
- duże zmiany obciążenia



- r-nie oporu przepływu:

$$p_\omega - p_\alpha = \Delta p = f(\dot{m}, v_{śr})$$

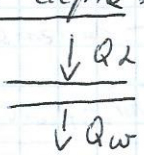
- dławienie izentalpowe

$$i_\alpha = i_\omega$$

Dla grupy stopni turbinowych r-nie pierwsze przyjmuje postać r-nia przelotności. Dla drugiego równania różnica entalpii α i ω zależy od pracy (zmiana sprawności lub ch-ka mocy).

Podobnie jest dla pompy, sprężarki, wentylatora...

Wymiennik ciepła:



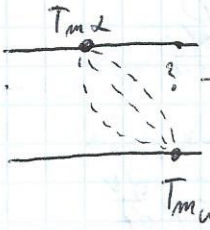
$Q_\alpha = Q_\omega$ (stan ustalony)

$$Q_\alpha = Q_\omega = kF\Delta T$$

$Q_\alpha \neq Q_\omega$ (stan nieustalony)

Dla stanu nieustalonego należy zapisać r-nie energii dla ciała stałego:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{Q_\alpha - Q_\omega}{m_m c_{w_m}} \qquad m - \text{metal}$$



– nie wiadomo jaki jest rozkład temp. Często bierze się w połowie, tj. $T_m = \frac{T_{m\alpha} + T_{m\omega}}{2}$

Koszty zewnętrzne – w energetyce głównie związane z oddziaływaniem na środowisko. Zawiera np. wpływ na "globalne ocieplenie", zdrowie publiczne itp. Węgiel > olej > biomasa > gaz

– dysza

gęstość strumienia masy: $\phi_m = \frac{\dot{m}}{A} = c \cdot \frac{1}{v} = c\rho$

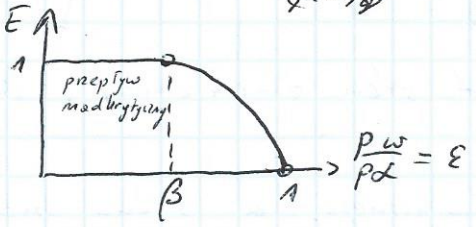
Można ją uzależnić od p (bieżące) p_α (przed dyszą) k, m i znaleźć stosunek p/p_α odpowiadający $\phi_{m\,max}$ – przepływ krytyczny.

Układ łopatkowy jest odmienny ~~pod~~ od dyszy:
- niekształtny przekrój
- zakrzywienie osi kanału
- istnienie "skośnego ciśnienia" na wylocie

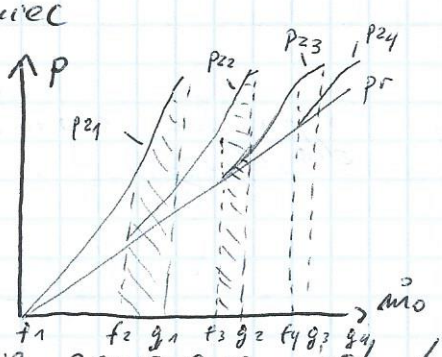
$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_\nu} = \mu\beta$

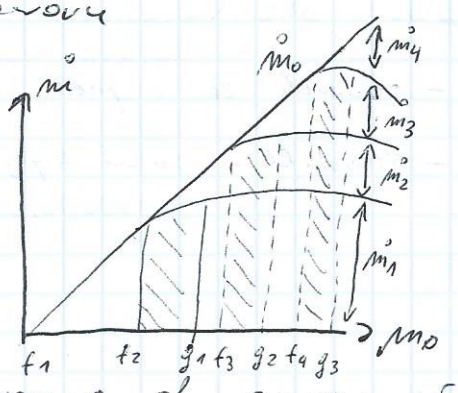
współczynnik kontraktacji

Wg Bendemana: $E = \frac{\mu m_\nu B}{(\mu m)_{\nu}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \beta}{1 - \beta}\right)^2}$



f – początek otwierania się zaworu
g – koniec





Przykrycie zaworowe jest konieczne aby zapewnić ciągłość regulacji.

– st regulacyjny
- ciśnienie za stopniem – zakłócone
- wskaźniki prędkości będą różne dla różnych grup (bo różne d łopatek) zatem też różne η
- straty
  - tarcia:
  - wentylacja: łopatki poruszające się w nieczynnym łuku pracują jak wentylator (tłaczą na nieruchomą parę)
  - wybijanie: konieczna praca do wykonania aby wypchnąć zalegający

- st. nieregulowany

Liczy się "od tyłu", zaczynając od ciśnienia w kondensatorze, potem przed ostatnim stopniem, przed przedostatnim itd. Ciśnienie wyznacza się z r-nia przelotności.

Sprawność średniej grupy stopni można z dobrą dokładnością przyjąć 1

- model fiz

$$\dot{m}_a - \dot{m}_b = 0 \quad // \text{ r. masy}$$

$$h_a \dot{m}_a - h_b \dot{m}_b - P_{wew} = 0 \quad // \text{ r. energii}$$

26/03/2014 <u>Równanie przelotności</u> (przepływ podkrytyczny, nominalny również)

$$\frac{p_x\left[\mu(x,y) - \left(\frac{p_y}{p_x} - \sigma(x,y)\right)^2\right]}{v_p(h_x, p_x)}\,\alpha - \frac{\dot{m}^2(x,y)}{\dot{m}^2_{zn}(x,y)} = 0$$

gdzie

$$\alpha = \frac{v_p(h_{zn}, p_{zn})}{p_{znx}\left[\mu(x,y) - \left(\frac{p_{zny}}{p_{znx}} - \sigma(x,y)\right)^2\right]}$$

y - za grupą
x - przed grupą
σ - krytyczny stosunek ciśnień d grupy

a $\mu(x,y) = (1 - \sigma(x,y))^2$

Zakłada się, że znany jest stan znamionowy, a liczy się faktyczny przepływ.

Z kolei dla przepływu podkrytycznego, a stanu nominalnego krytycznego jest $\alpha = \frac{v_p(h_{zn}, p_{zn})}{}$

π - stosunek za i przed

β - stosunek ciśnień krytyczny (stosunek ciśnień krytyczn. dla dyszy)

<u>Równanie sprawności</u> $= f(n, \pi)$

w literaturze występują: $\eta = f(\pi)$; $\eta = f(\bar{n})$; $\eta(\bar{x})$ wsk. pośr.

gdy zmienne jest n — gdy zmienne jest π — gdy zmienne jest albo n albo π

p_{ob} - ciśnienie za, p_{oa} - ciśnienie przed

P_i - moc

Proce turbin parowych w zmienionych warunkach [illegible]

m_{kr} – przepływ krytyczny

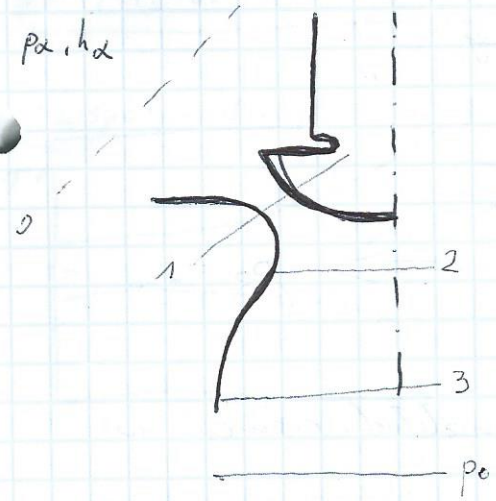
m_{zjo} – przepływ znamionowy dla otwartego stopnia

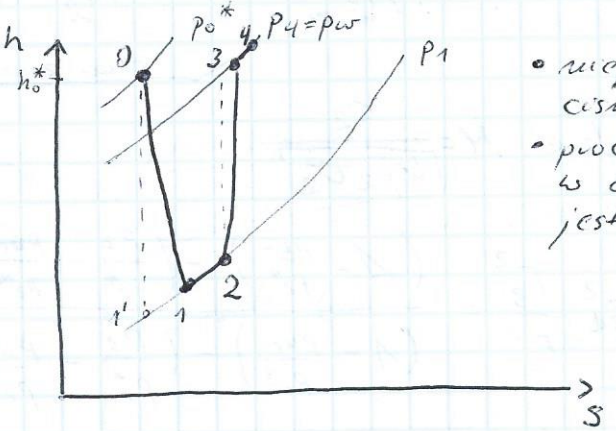
MODELOWANIE CZYNNIKA ROBOCZEGO

- para wodna: w oparciu o f. Gibbsa i Helmholtza
- powietrze i spaliny: gaz półdoskonały; mieszanina powietrza i stechiometrycznych spalin; wsp. stanu – temperatura i ciśnienie
  - $c_{p\,pow} = f(T)$
    $c_{p\,spa} = f(T)$ $\Rightarrow$ c_p, R

2/04/2014

Modelowanie zaworu





- niepełne odzyskanie ciśnienia
- proces sprężania w dyfuzorze nie jest izentropowy

0 – 1 p spada (rozprężanie), prędkość wzrasta

1 – 2 zmiany p minimalne (małe straty ciśnienia), ale spada prędkość, więc ciśnienie stateczne rośnie

2 – 3 sprężanie w dyfuzorze

3 – 4 ciśnienie podobne, ~~w~~ maleje prędkość

$$\Delta h_{s,0-1} = f(p_0^*, h_0^*, p_1)$$

$$h_1 = h_0^* - \Delta h_{s,0-1} \cdot \eta_k$$

$$c_1 = \sqrt{2(h_0^* - h_1)} \qquad v_1 = f(p_1, v_2)$$

r – nie ciągłości: $c_1 v_1 F_1 = c_2 v_2 F_2$; $\frac{F_1}{F_2} = \mu$ – stopień otwarcia zaworu

$$c_1 v_1 \mu = c_2 F_2$$

$$h_2 = h_1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \qquad v_2 = f(p_2, h_2) \qquad p_2 = p_1$$

Współczynnik odzyskiwania ciśnienia

$$\xi_d = \frac{q_2 F_2}{q_3 F_3}$$

gdzie $$q = \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p}{p^*} - \frac{p_{kr}}{p^*}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_{kr}}{p^*}\right)^2}}$$

Przy badaniach wykorzystuje się, że $\xi_d = f(Re, M)$
Zależność, która porównuje dwa stany:

$$\frac{1 - \xi_{d,n}}{M_{2,n}^2} = \frac{1 - \xi_d}{M_2^2}$$

stan obliczeniowy

stan znamionowy

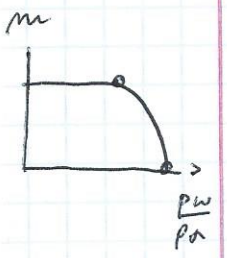
gdzie $M = \frac{c_2}{\sqrt{k p_2 v_2}}$

$$\xi_d^2 \frac{F_3^2}{F_2^2} = \frac{\left(1 - \frac{p_{kr}}{p_2^*}\right)^2 - \left(\frac{p_2}{p_2^*} - \frac{p_{kr}}{p_2^*}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_{kr}}{p_3^*}\right)^2 - \left(\frac{p_3}{p_3^*} - \frac{p_{kr}}{p_2^*}\right)^2} \Longrightarrow p_3 = \infty$$

Wtedy $p_w = p_4 = p_3$ i znamy rozkład ciśnień w ~~dyfuzorze~~ zawore.

Dławienie jest izentalpowe $h_w \cong h_\alpha$

Strumień masy przepływający przez zawór:



$$\dot{m} = \dot{m}_{kr} \frac{p_\alpha}{p_{\alpha n}} \sqrt{\frac{p_{\alpha n} v_{\alpha,n}}{p_\alpha \cdot v_\alpha}} \, \mu \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_1}{p_\alpha} - \frac{p_{kr}}{p_\alpha}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_{kr}}{p_\alpha}\right)^2}}$$

r-nie elipsy

Redukowanie ilości liczby zmiennych

znajomość charakterystyki: $\dot{m}, P, \eta = f(p_\alpha, T_\alpha, p_w, n, D, R, c_p, \mu, \lambda)$

geometria stopnia — własności czynnika roboczego

przekształcenie

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_\alpha}}{p_\alpha D^2}, \quad \frac{P}{p_\alpha D^2 \sqrt{RT_\alpha}}, \quad \eta \quad \text{(lewa strona)}$$

wykładnik izentropy

$$\frac{nD}{\sqrt{RT_\alpha}}, \quad \frac{p_w}{p_\alpha}, \quad \frac{\dot{m}}{\mu D}, \quad \cancel{\frac{\mu c_p}{\lambda}}, \quad k \quad \text{(prawa strona)}$$

czynnik się nie zmienia, więc można to pominąć

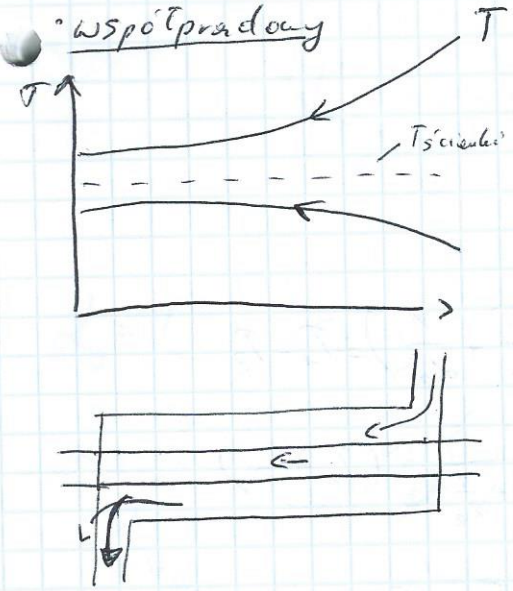
Charakterystyka sprężarki

2 - następne wykłady laboratoryjne - projektowanie wymienników ciepła

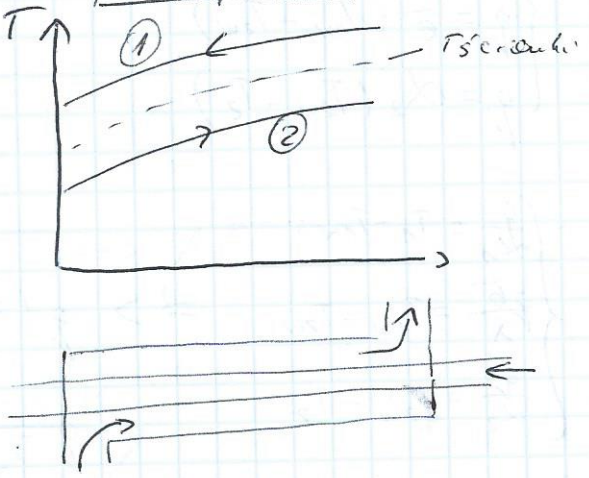
9/04/2014

WYMIENNIKI CIEPŁA

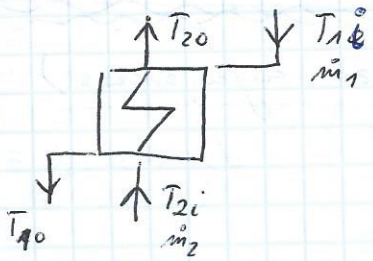
współprądowy



przeciwprądowy



Tścianki stałe, ważne ze względów wytrzymałościowych



$$\begin{cases} \dot{Q} = \dot{m}_1 (h_{2i} - h_{10}) \\ \dot{Q} = \dot{m}_2 (h_{20} - h_{2i}) \end{cases}$$

$$\dot{m}_1 (h_{2i} - h_{10}) = \dot{m}_2 (h_{20} - h_{2i})$$

$$\dot{m}_1 c_p (T_{1i} - T_{10}) = \dot{m}_2 c_p (T_{20} - T_{2i})$$

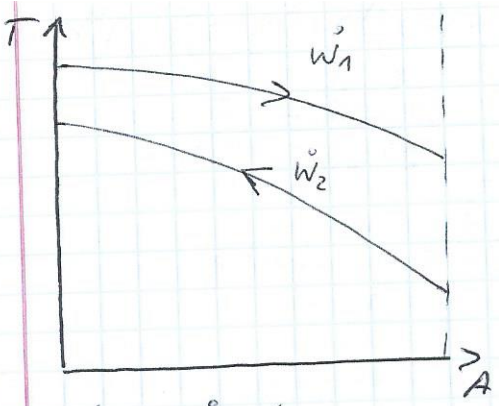
$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p$ - strumień pojemności cieplnej

$$\dot{W}_1 (T_{1i} - T_{10}) = \dot{W}_2 (T_{20} - T_{2i})$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{T_{1i} - T_{10}}{T_{20} - T_{2i}} = \frac{dT_1}{dT_2}$$

gdy $W_1 \to \infty$ to $dT_1 = 0$ ($T_1 = const$)

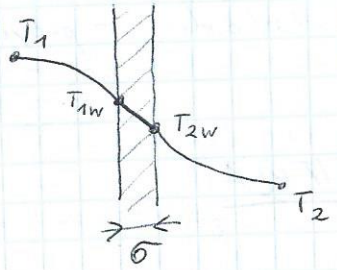
Dzieje się tak w przypadku pary (kondensacja i parowanie)



$\dot{W}_1 > \dot{W}_2$ bo przyrost temp 1 jest mniejszy

$$\dot{Q} = kA\overline{\Delta T}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{A}$$



$$\begin{cases} q = \alpha_1 (T_1 - T_{1w}) \\ q = \frac{\lambda}{\sigma}(T_{1w} - T_{2w}) \\ q = \alpha_2 (T_{2w} - T_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{q}{\alpha_1} = T_1 - \cancel{T_{1w}} \\ \frac{q\sigma}{\lambda} = \cancel{T_{1w}} - \cancel{T_{2w}} \\ \frac{q}{\alpha_2} = \cancel{T_{2w}} - T_2 \end{cases} \Rightarrow q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right) = T_1 - T_2$$

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\boxed{k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}}$$

$$q = k(T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = kA(T_1 - T_2) = kA\overline{\Delta T}$$

Twierdzenie Buckinghama (analiza wymiarowa)

$\longrightarrow \alpha_2$

$$\alpha_2 = f(w, c_p, \rho, \lambda, \nu, l)$$

λ, ν - przewodność, lepkość czynnika
l - wymiar charakterystyczny

$$\alpha_2 = \sum_{i=1}^{\infty} C_i w^{a_i} c_p^{b_i} \rho^{c_i} \lambda^{d_i} \nu^{e_i} l^{f_i}$$

// parametry się zmieniają w ograniczonym zakresie, więc wystarczy nam jeden wyraz

$$\alpha_2 = C w^a c_p^b \rho^c \lambda^d \nu^e l^f$$

jednostki

$$\alpha_2 = \frac{W}{m^2 K} = \frac{J}{s m^2 K} = \frac{N m}{s m^2 K} = \frac{kg\, m}{s^2} \frac{m}{s m^2 K} = \frac{kg}{s^3 K}$$

Wszystkie wielkości wyrażamy w najprostszych jednostkach kg, s, K, m

$$\frac{kg}{s^3 K} = \left(\frac{m}{s}\right)^a \left(\frac{m^2}{s^2 K}\right)^b \left(\frac{kg}{m^3}\right)^c \left(\frac{kg\,m}{s^3 K}\right)^d \left(\frac{m^2}{s}\right)^e (m)^f$$

1) kg: $1 = c + d$

2) m: $0 = a + 2b + \cancel{d} - 3c + d + 2e + f$

3) s: $-3 = -a - 2b - 3d - e$

4) K: $-1 = -b - d$

Zakładamy, że a, b – znane:

$$\begin{cases} c = b \\ d = 1 - b \\ e = -a + b \\ f = a - 1 \end{cases}$$

$$\alpha_2 = C\, w^a c_p^b \rho^b \lambda^{1-b} \nu^{-a+b} l^{a-1}$$

$$\underbrace{\frac{\alpha_2 l}{\lambda}}_{Nu} = C \underbrace{\left(\frac{w l}{\nu}\right)}_{Re}^a \underbrace{\left(\frac{c_p \rho \nu}{\lambda}\right)}_{Pr}^b$$

$$\underline{Nu = C\, Re^a Pr^b}$$

Stałe można wyznaczyć doświadczalnie:

$Nu = 0{,}021\, Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43}$; $Nu = f(Re, Pr)$
(przybliżenie)

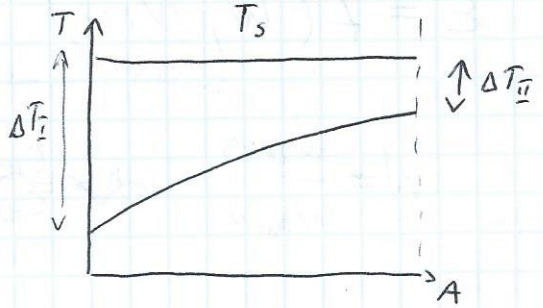
$$7 - 4 = 3$$

zmienne w równaniu

równania z analizy jednostek

~~liczba~~ ilość liczb podobieństwa

$$\Delta T = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\ln \frac{\Delta T_I}{\Delta T_{II}}} = \frac{\Delta T_{II} - \Delta T_I}{\ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I}}$$



W. Powyższy wzór ma zastosowanie dla wymienników współ- i przeciwprądowych. Dla rzeczywistych (krzyżowych itd.) jest inaczej:

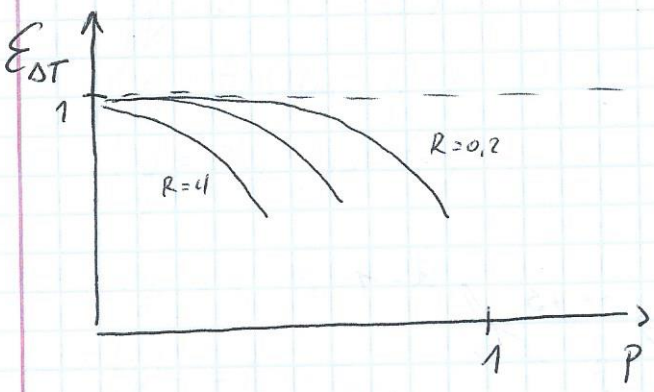
$$\dot{Q} = \dot{m}_2 c_p (T_{20} - T_{2i})$$
$$\dot{Q} = k A \varepsilon_{\Delta T} \overline{\Delta T}$$

współczynnik poprawkowy

$$\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$$

$$P = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{20} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} \quad (\varepsilon)$$

$$R = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}$$

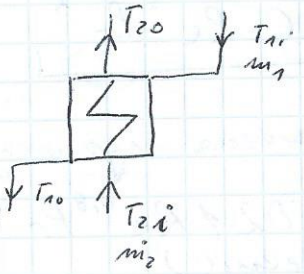


Ta metoda jest preferowana, gdy znamy m_1, m_2 i temperatury

Metoda II

ε - efektywność cieplna wymiennika
NTU - number of heat transfer units

$$\dot{Q} = \dot{W} \Delta T \quad ; \quad \dot{Q} = k A \overline{\Delta T}$$



$$T_{20} = f(T_{1i}, \dot{W}_1, \dot{W}_2, k, A, -T_{2i})$$

(od tego też zależy)

$$T_{20} - T_{2i} = f(T_{1i} - T_{2i}, \dot{W}_1, \dot{W}_2, k, A)$$

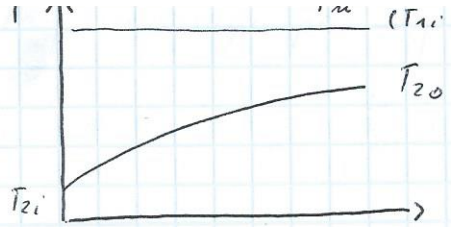
$$\frac{T_{20} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} = f\left(\frac{\dot{W}_{mniejsza}}{\dot{W}_{większa}}, \frac{kA}{\dot{W}_{mniejszy}}\right) \qquad W_1 > W_2$$

$$\varepsilon = f(W, NTU) \qquad NTU = \frac{kA}{C_{min}}$$

$$W = \frac{\dot{W}_{max}}{W_{min}} \qquad \cancel{W = \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$

gdzie $W_i = c_p \dot{m}$ (równoważnik wodny)

$\frac{kJ}{kgK} \frac{kg}{s}$

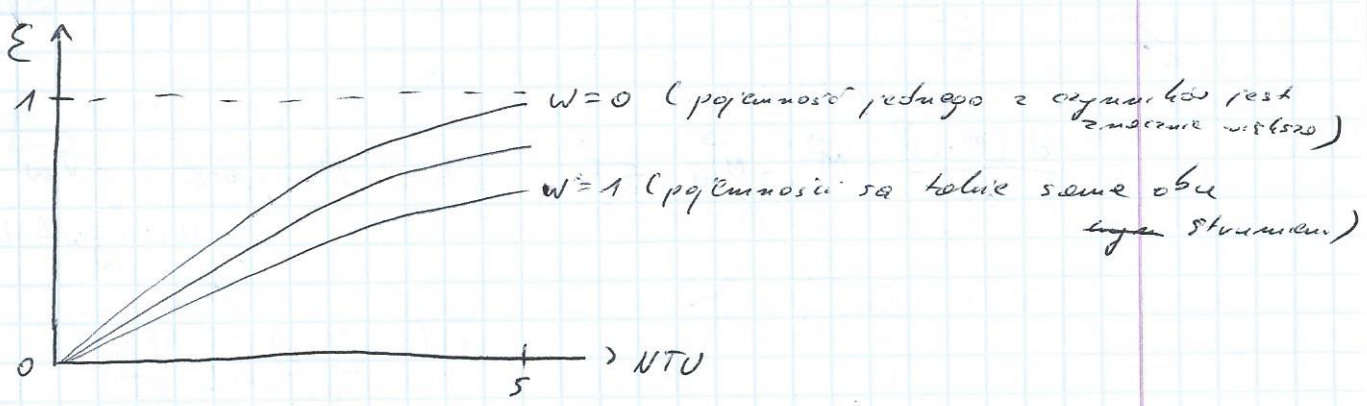


$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_w (T_{20} - T_{2i})$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_w c_w (\cancel{T_m} (T_{1i} - T_{2i})$$

$$\Rightarrow \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\cancel{\dot{m}_w c_w} (T_{20} - T_{2i})}{\cancel{\dot{m}_w c_w} (T_{1i} - T_{2i})} = \varepsilon$$

$$\boxed{\varepsilon \overset{def}{=} \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{20} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}}}$$ efektywność cieplna wymiennika



Metoda stosowana, gdy:

znamy $\dot{m}_1, \dot{m}_2$ a nie znamy T_{20}, T_{10}

T_{2i}, T_{1i}

A

np.

współprądowy: $$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+w)]}{1+w}$$

przeciwprądowy: $$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-w)]}{1 - w\exp[-NTU(1-w)]}$$

dla $w = 0$ (zmiana fazy $w = 0 = \frac{w_2}{w_1}$)

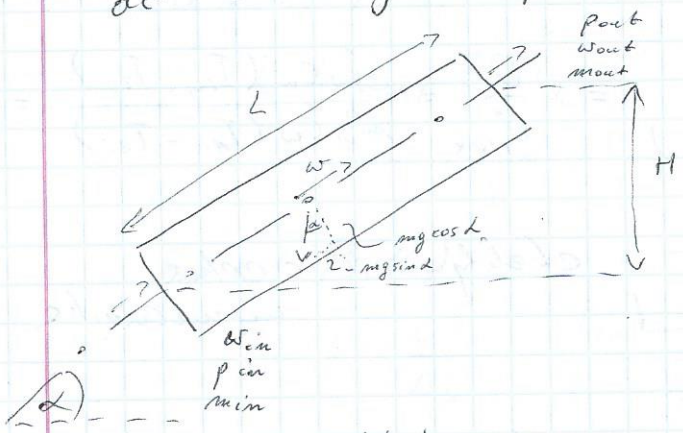
współprąd: $$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU]$$

przeciwprąd: $$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU]$$

16/04/2014 – nieobecny

23/04/2014 **Równanie bilansu pędu**

$$\frac{d\vec{P}}{dt} = \sum \vec{F} \quad \text{gdzie } p = wm$$



$$\frac{d(\vec{M}_{cv})}{dt} = \vec{M}_{in} - \vec{M}_{out} + \sum \vec{F} \quad \text{gdzie } M_{cv} = mw = \rho V w$$

~ control volume

$$= \rho A L w = \rho w A \cdot L =$$

$$= \dot{m} L$$

czyli $\frac{d(\dot{m}L)}{dt} = L \cdot \frac{d\dot{m}}{dt}$

- $M_{in} = \dot{m}_{in} w_{in}$; $M_{out} = \dot{m}_{out} w_{out}$
- siły zew:

od ciśnienia: $F_s = (p_{in} - p_{out})A$

od grawitacji: $F_g = -mg\sin\alpha = -\rho g V \sin\alpha$

$$= -g\rho A L \sin\alpha = -g\rho A H$$

od tarcia $F_f = -\lambda \rho \frac{w^2}{2} \cdot \frac{L}{D_H} \cdot A$

$$L\frac{d\dot{m}}{dt} = \dot{m}_{in} w_{in} - \dot{m}_{out} w_{out} + (p_{in} - p_{out})A - \rho g A H - \lambda \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L}{D_H} \cdot A \quad /:A$$

$\dot{m} = \rho_{in} w_{in} A$
$\rightarrow w_{in} = \frac{\dot{m}}{\rho_{in} A}$

$\dot{m} = \rho_{out} w_{out} A$
$\rightarrow w_{out} = \frac{\dot{m}}{\rho_{out} A}$

Zakłada się, że strumień masy i przekrój są stałe, ale gęstość i prędkość mogą się zmieniać ($\dot{m} = \rho w A$)

$$\frac{L}{A}\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{\dot{m}^2}{A^2}\left(\frac{1}{\rho_{in}} - \frac{1}{\rho_{out}}\right) + (p_{in} - p_{out}) - \rho g H - \frac{\lambda \rho w^2}{2} \cdot \frac{L}{D_H}$$

Dla stanu ustalonego $\frac{d\dot{m}}{dt} = 0$:

$$\Delta p = (p_{in} - p_{out}) = \frac{\dot{m}^2}{A^2}\left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}}\right) + \rho g H + \frac{\lambda \rho w^2}{2} \cdot \frac{L}{D_H}$$

człon uwzględniany szczególnie przy zwężkach, kiery np. kocioł wielorabowy czy reaktor PWR

U nas $\rho_{out} \approx \rho_{in}$ (przy $M < 0{,}3$) i człon się pomija. (zmiana gęstości)

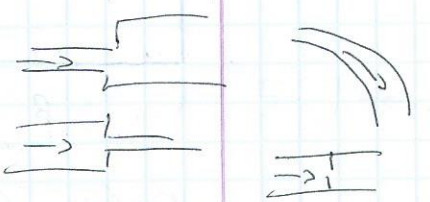
dla rurociągu poziomego = 0 (zmiana wysokości)

(tarcie na długości)

Przy rurociągu poziomym i $\rho_{out} = \rho_{in}$ jest:

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{w^2}{2} \cdot \frac{L}{D_H} + \sum \frac{\rho w^2}{2}$$

lokalny spadek ciśnienia przy gwałtownej zmianie przekroju lub zatkaniu



$$\Delta p = \rho w^2 \left(\frac{\lambda}{2} \frac{L}{D_H} + \frac{\Sigma}{2} \right)$$

$$\begin{cases} \dot{m} = \rho w A \\ w = \frac{m}{\rho A} \end{cases}$$

$$\Delta p = \rho \frac{\dot{m}^2}{\rho^2 A^2} \left(\frac{\lambda}{2} \frac{L}{D_H} + \frac{\Sigma}{2} \right)$$

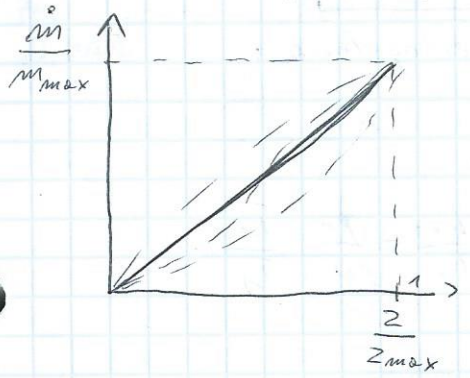
$$\Delta p_0 = \frac{\dot{m}_0^2}{\rho_0 A^2} \left(\frac{\lambda}{2} \frac{L}{D_H} + \frac{\Sigma}{2} \right)$$ // stan odniesienia

$$\hookrightarrow \frac{\Delta p}{\Delta p_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right)^2 \frac{\rho_0}{\rho}$$, a przy małych zmianach ciśnienia:

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_0} = \left(\frac{m}{m_0} \right)^2$$

Dla zaworu: ($z = 0$ zamknięty, $z = 1$ otwarty) $z \in \langle 0, 1 \rangle$

$$z \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} = \frac{\dot{m}}{m_0}$$



// charakterystyka zaworu

Równanie przelotności

~ dysza zbieżna

$A_1 ? A_2$

$w_2 >> w_1 \approx 0$

$$h^* = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad ; \quad h = c_p T$$

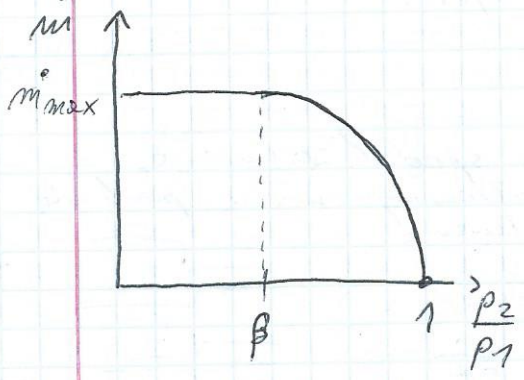
$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$$

$$w_2 = \sqrt{2 c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)} \qquad \Pi = \frac{p_2}{p_1}$$

$$w_2 = \sqrt{2 c_p T_1 \left(1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

$$\dot{m} = \rho_2 w_2 A_2 = \rho_2 \sqrt{2 c_p T_1 \left(1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}}\right)} A_2$$

$$\dot{m} = A_2 \frac{p_1}{R T_1} \sqrt{2 c_p T_1 \left(\Pi^{2/k} - \Pi^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$ czyli $\dot{m} = f\left(\Pi = \frac{p_2}{p_1}\right)$



Przebieg ten można przybliżyć za pomocą elipsy:

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2 + \left(\frac{\Pi-\beta}{1-\beta}\right)^2 = 1$$

Dla grupy stopni turbinowych $\beta \approx 0$:

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2 + \Pi^2 = 1$$

$$\dot{m}^2 = \dot{m}_{max}^2 (1-\Pi^2)$$

Dla stanu odniesienia:

$$\dot{m}_0^2 = \dot{m}_{max} (1-\Pi_0^2)$$

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2 = \frac{1-\Pi^2}{1-\Pi_0^2}$$

$$\boxed{\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{1-\Pi^2}{1-\Pi_0^2}}}$$

Jest też inna postać, bardziej szczegółowa:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \cdot \frac{h_{10}}{h_1} \sqrt{\frac{1-\Pi^2}{1-\Pi_0^2}}$$

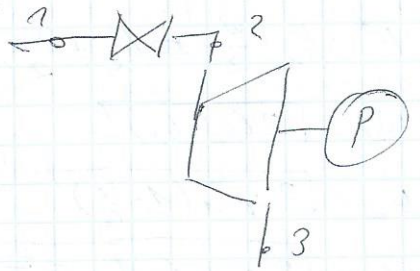
gdzie:

$$\frac{p_1}{p_{10}} \cdot \frac{h_{10}}{h_1} = \frac{p_1}{p_{10}} \frac{T_{10}}{T_1}$$

→ "Obiegi termodynamiczne turbin cieplnych"

Kolokwium 30.04?

1)

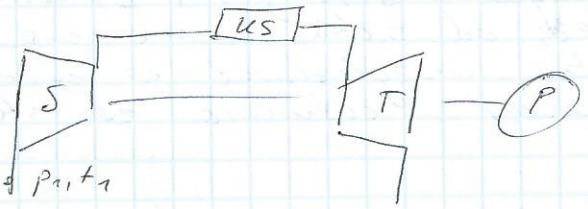


Jak wyznaczyć parametry w punktach 1, 2, 3 → ALGORYTM

- rnie na zawór
- " - sprawność
- " - moc
- " - przełożenie

2) Podać model matematyczny dla Shepherda lub wymiennika regeneratywnego z podziałem na 3 sa

Turbina gazowa



Dla stałej liczby $\frac{obr}{min}$, jest $V\left[\frac{m^3}{s}\right] = const$

p_{10}, t_{10} – otoczenie
$\dot{m}_{pow\,0}$ – dane

$$\dot{m}_1 = V\rho_1 = V\frac{p_1}{RT_1} \qquad \dot{m}_{10} = V\frac{p_{10}}{RT_{10}} \Rightarrow \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} = \frac{p_1}{p_{10}} \cdot \frac{T_{10}}{T_1}$$

(można policzyć $\dot{m}_1$ znając p_1, T_1)

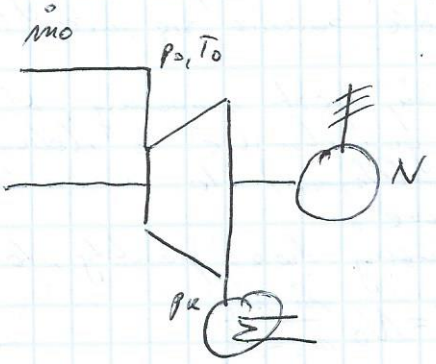
3) etapy modelowania

+ to co na ćw.

Modelowanie aproksymacyjne 7/05/2014

Obiekt jest traktowany jako czarna skrzynka. Analizuje się wejścia i wyjścia i szuka się zależności między nimi, oraz próbuje się to zapisać w równaniach. Zakłada się, że nie wie się nic o obiekcie. Jednak ten sposób modelowania wymaga posiadania rzeczywistego obiektu.

TURBINA



Wszystkie zmienne zapisane są mierzone. Interesują nas dwa przypadki:

$$\dot{m} = f(N, p_0, T_0, p_u)$$

$$N = f(\dot{m}, p_0, T_0, p_u)$$

Oprócz tego są mierzone: prędkość obrotowa, ciśnienie dęcia w łożyskach, jego temperaturę, amplitudę drgań i wiele innych.

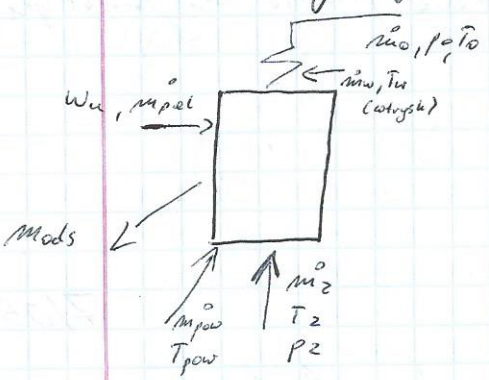
Trzeba określić które wejścia są istotne na wielkość wyjścia (N lub $\dot{m}$) → po to liczy się współczynniki korelacji

Bada się także współczynnik korelacji między podejrzewanymi zmiennymi. Jeśli $\rho \approx 1$ oznacza to, że zmienne zależą od siebie i nie ma podstawy ~~dla~~ aby obie uwzględniać w modelu (np. masy pary świeżej i ciśnienia za stopniem regulacyjnym)

Dla przypadku określenia mocy, najprostsza postać funkcyjna jest liniowa:

$$N = a_1 \dot{m} + a_2 p_0 + a_3 T_0 + a_4 p_k + a_5$$

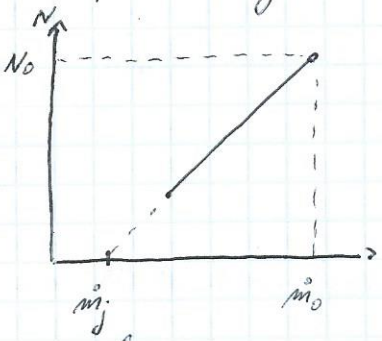
To jest wystarczające dla małych zakresów zmienności wejścia. Aby uzyskać dokładniejszą postać stosuje się wielomiany wyższego stopnia, ale także sieci neuronowe.



Z pomiarem $\dot{m}_{pal}$ w wypadku węgla jest problem w bezpośrednim otoczeniu kotła (bezpośrednio w palniku). Podobnie z powietrzem.

W kotle mierzonych jest ok. dużo wielkości – trzeba wybrać tylko te istotne, a nie analizować wszystkie. Potrzebna jest podstawowa wiedza technologiczna.

W przypadku $N = f(\dot{m}, p_0, T_0, p_k)$ są zmienne o dużym wpływie ($\dot{m}$) i małym wpływie (p_0, T_0, p_k) które przecież ~~zale~~ są ustalane na stałym poziomie przez układy regulacji, a p_k zależy od otoczenia ale zmienia się niewiele.



Punkt $\dot{m}_j$ jest umowny, ale można go określić z dokumentacji. Punkty $(N_0, \dot{m}_0)$ to warunki znamionowe.
Skoro znamy dwa punkty, to:

$$N = N_0 \frac{\dot{m} - \dot{m}_j}{\dot{m}_0 - \dot{m}_j}$$

↳ (brak generacji mocy na wale (jałowy przepływ) a tylko na napęd pomp, tarcie itd.)

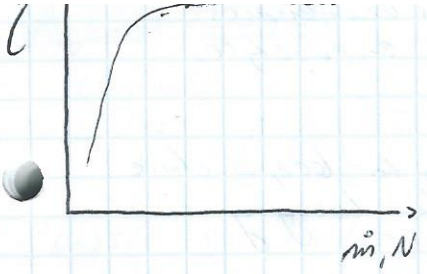
Z drugiej strony, $N = \dot{m} \Delta i_s \eta$, zatem równanie można uzupełnić o poprawkę uwzględniającą p_0, T_0, p_k:

$$N = N_0 \frac{\dot{m} - \dot{m}_j}{\dot{m}_0 - \dot{m}_j} \cdot \frac{\Delta i_s}{\Delta i_{s0}} \qquad \xi\ 0 - \text{stałe}$$

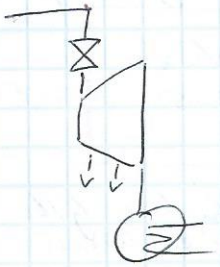
Model apriorycznymocyjny (z użyciem wiedzy) ma już postać:

$$N = a_1 \dot{m} \Delta i_s + a_2 \Delta i_s$$

Nie uwzględnia on jednak zmian sprawności wprost – są one jednak zawarte w wykresie powyżej.



Przypadek z upustami regeneracyjnymi:



Strumienie masy upustów są skierowane z strumieniem masy ~~upust~~ pary świeżej, zatem nie ma potrzeby uwzględniać ich w modelu opróżnieniowym, a nie pewno gdy wszystkie pracują.

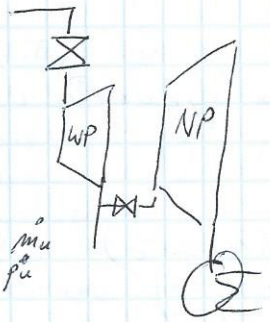
Można jednak dodać poprawkę, której wpływ jest jednak minimalny:

$$N = a_1 \dot{m} \Delta i_s + a_2 \Delta i_s + a_3 \dot{m} (J - J_{czynne})$$

J — ilość wszystkich upustów

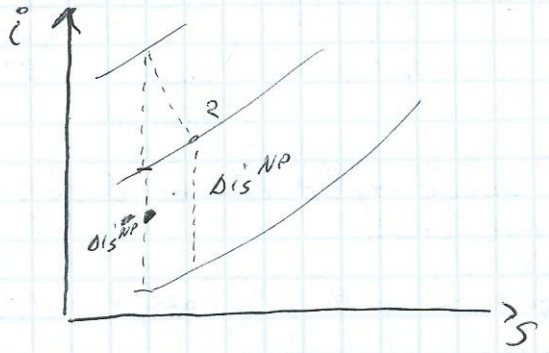
J_{czynne} — ilość czynnych upustów

Przypadek z upustem regulowanym:



$$N = N_{WP} + N_{NP}$$

$$N = a_1 \dot{m} \Delta i_s^{WP} + a_2 \Delta i_s^{WP} + a_3 (\dot{m} - \dot{m}_u) \Delta i_s^{NP} + a_4 \Delta i_s^{NP}$$



Nie znamy punktu 2, więc nie można określić Δi_s^{NP}. Przyjmujemy że jest on równy Δi_s^{NP}, co jest dobrym przybliżeniem.

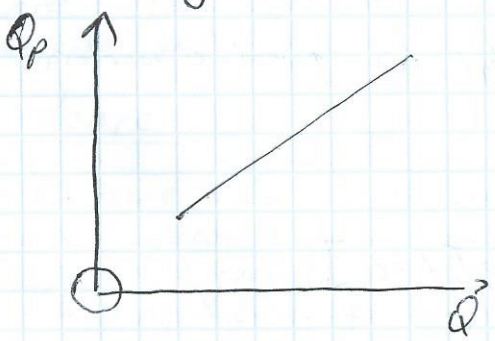
KOCIOŁ

Najprostszy model:

ciepło do obiegu wodno-parowego

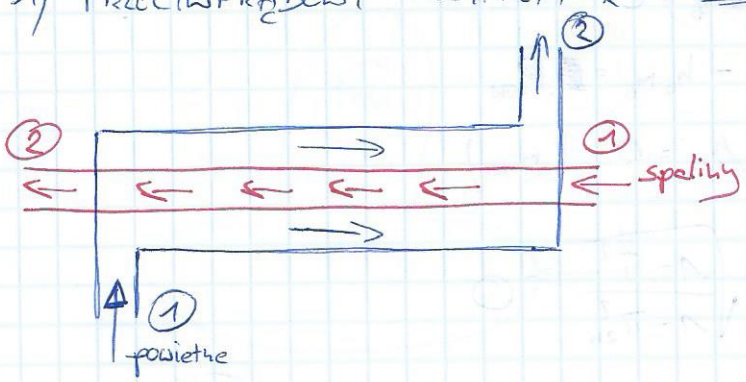
ciepło dostarczone w palniku

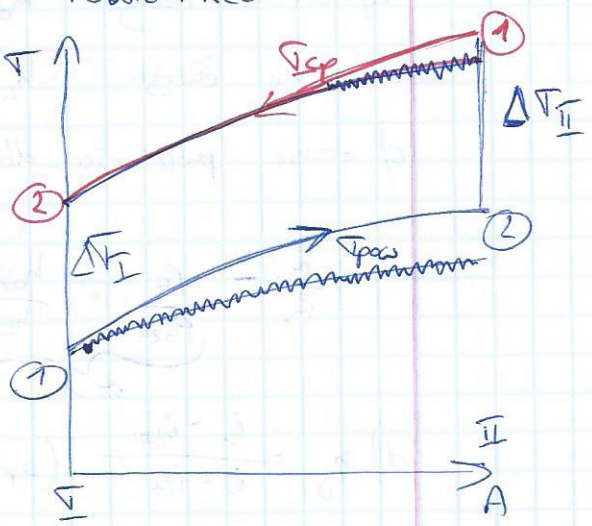
$$Q_p = a_1 + Q$$



MODELE URZĄDZEŃ

1) PRZECIWPRĄDOWY WYMIENNIK SPALINY ~~WODA~~ - POWIETRZE





a) $\dot{m}_{1pow} - \dot{m}_{2pow} = 0$

b) $\dot{m}_{1sp} - \dot{m}_{2sp} = 0$

c) $\left.\begin{array}{l} \dot{Q} = \dot{m}_{sp} c_{psp} (T_{sp1} - T_{sp2}) \\ \dot{Q} = \dot{m}_{pow} c_{ppow} (T_{pow2} - T_{pow1}) \end{array}\right\} \Rightarrow \dot{m}_{sp} c_{psp} (T_{sp1} - T_{sp2}) = \dot{m}_{pow} c_{ppow} (T_{pow2} - T_{pow1})$

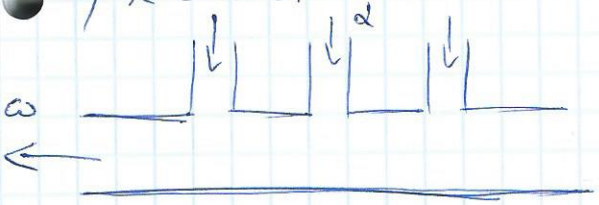
d) $\dot{Q} = k A \Delta\bar{T}$; $\Delta\bar{T} = \dfrac{\Delta T_{II} - \Delta T_{I}}{\ln \dfrac{\Delta T_{II}}{\Delta T_{I}}}$; $k = \dfrac{1}{\alpha_1 + \dfrac{\delta}{\lambda} + \alpha_2}$

$\hookrightarrow \alpha = f(\rho, \lambda, T, \nu, w, d)$

e) $i_{pow} = f(p_{pow} ; T_{pow})$

$i_{sp} = f(p_{sp} ; T_{sp})$

2) KOLEKTOR ZBIORCZY



a) $\sum m_d - \sum m_\omega = 0$

b) $\sum m_d i_d - \sum m_\omega i_\omega - \dot{Q}_{str} = 0$

3) KOCIOŁ

η - znane - $f(\ldots)$

$\left.\begin{array}{l} \dot{Q} = \dot{m}_w c_w (T_{wyl} - T_{wlot}) \\ \dot{Q} = \dot{m}_{pal} W_u \eta \end{array}\right\} \Rightarrow \dot{m}_{pal} = \dfrac{\dot{m}_w c_w (T_{wyl} - T_{wlot})}{W_u \eta}$

4) STOPIEŃ TURBINY BEZ ZAWORÓW

a) bilans masy: $m_a - m_b = 0$

b) r-nie energii: $h_a m_a - h_b m_b = \dot{P}_{WEW}$

c) r-nie przelotności dla $\beta_{go} = 0$ (m_{max})

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} - \underbrace{\frac{p_a}{p_{a2h}} \cdot \frac{h_{a2h}}{h_a}}_{\approx 1} \sqrt{\frac{1-\pi^2}{1-\pi_{2h}^2}} = 0$$

d) $\eta_{iz} = \frac{i_1 - i_{2s}}{i_1 - i_{2t}}$ (sprawność)

▶ $\eta = f\left(\eta_0 ; \frac{\pi_0}{\pi}\right)$

▶ $\eta = f(\pi)$ lub $\eta = f(n)$

$\eta = f(p)$

e) $\dot{N} = \dot{m} \Delta H \eta_{iz}$

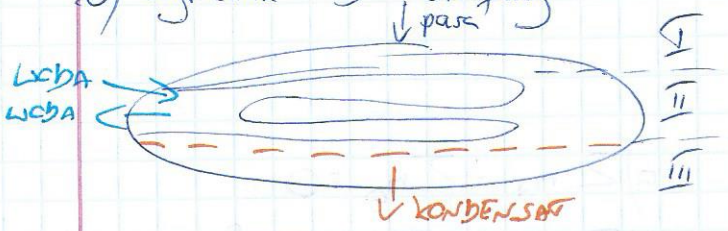
f) bilans pędu: $\Delta p = \lambda \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{D_H} + \zeta \frac{\rho w^2}{2}$

5) STOPIEŃ TURBINY Z ZAWORAMI:

a), b) bilans masy i energii

c) bilans pędu dla zaworu: $\underset{\substack{\downarrow \\ \text{stopień przymknięcia} \\ \text{zaworu}}}{z} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} = \frac{\dot{m}}{m_0}$

6) Wymiennik 3 - strefowy



Dla każdej strefy:

a) B. MASY $m_d - m_w = 0$

b) B. ENERGII: $m_{dpary}(h_{dpary} - h_{wpary}) = Q_{str} + m_{dwody}(h_{wwody} - h_{dwody})$

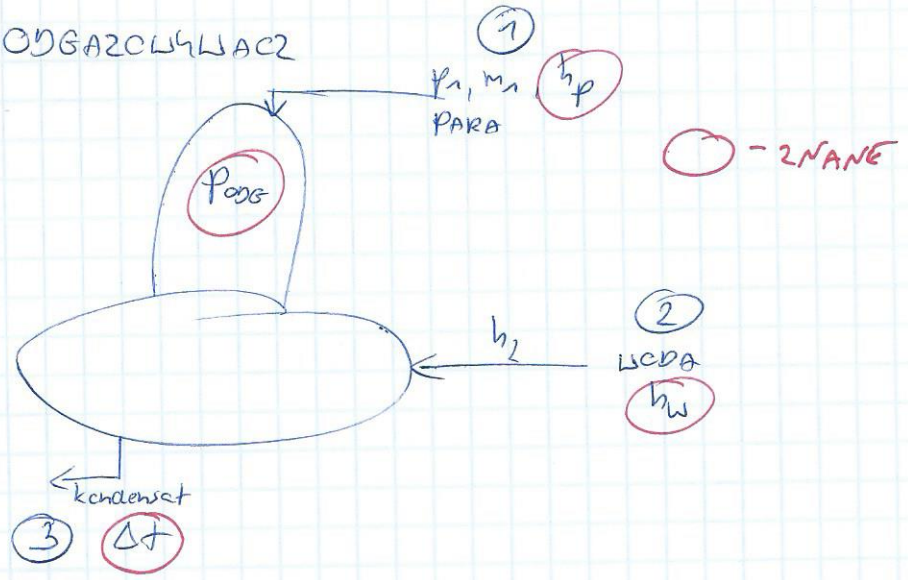
c) $\dot{Q}_{wym} = kA\bar{T} = kA \frac{\Delta T_{II} - \Delta T_I}{\ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I}}$; $k = f(w, \text{kształtu}, \rho, T, \lambda, \nu)$

d) zabezpieczenie przed odparowaniem

$p_{kond} > p_n(T)$ ∨ $T_{kond} < T_n(p)$

e) zabezpieczenie przed skraplaniem: $p_{pary} < p_n(T)$ ∨ $T_{pary} > T_n(p)$

7) ODGAZOWNIACZ



$h_1 = h_p$ - znane $\qquad p_1 = p_{ODG}$

$h_2 = h_w$

$h_3 = f(p_{ODG};\ t_n(p_{ODG}) - \Delta t)\ ;\quad p_3 = p_{ODG}$

$$\begin{cases} m_1 + m_2 = m_3 \\ h_1 m_1 + h_2 m_2 = h_3 m_3 \end{cases}$$

$t_3 = t_n(p_{ODG}) - \Delta t$

$t_1 = f(h_1, p_{ODG})$

$t_2 = f(h_2, p_2)$

Turbina parowa

Wielkości wejściowe:

- Parametry pary dolotowej p_0, T_0
- Temperatura pary wtórnie przegrzanej T_p
- Ciśnienie w skraplaczu p_k
- Strumień masy pary dolotowej m_0
- Strumień masy pary upustowej m_{uj} (pomijamy masę wody wtryskowej)

Wielkości wyjściowe:

- Moc elektryczna
- Strumień masy pary do skraplacza
- Parametry termodynamiczne

Etapy modelowania

1. Wybór istotnych urządzeń
2. Schemat zastępczy
3. Zależności matematyczne
4. Identyfikacja modelu (poszukiwanie współczynników np. przekroju rury, grubości osadu)
5. Rozwiązanie modelu

Charakteryzacja obiektu → model jakościowy (ze „ślepymi" współczynnikami)
Identyfikacja modelu → model ilościowy (wyznaczanie współczynników)

Równanie przelotności

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} - \frac{p_a}{p_{a_{zn}}} \cdot \frac{h_{a_{zn}}}{h_a} \cdot \sqrt{\frac{1-\pi^2}{1-\pi_{zn}^2}} = 0$$

Równanie bilansu energii dla stanu:

- **USTALONEGO**

$$\sum \dot{m}_\alpha \, i_\alpha - \sum \dot{m}_\omega \, i_\omega + Q - L = 0$$

- **NIEUSTALONEGO**

$$\sum \dot{m}_\alpha \, i_\alpha - \sum \dot{m}_\omega \, i_\omega + Q - L + V\frac{dp}{dt} = \frac{dI}{dt}$$

$$U = I - pV$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dI}{dt} - V\frac{dp}{dt} - p\frac{dV}{dt}$$