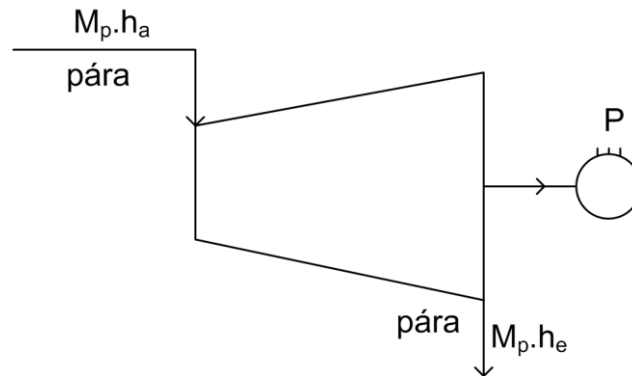


Příklad 1: Bilance turbíny

Spočítejte, kolik kg páry za sekundu je potřeba pro dosažení výkonu 100 MW po dobu 1 sek. Vstupní teplota a tlak do turbíny jsou 560 °C a 16 MPa, výstupní teplota mokré páry za turbínou je 29 °C.

Řešení:



Pro každou část, která je součástí C-R oběhu můžeme sestavit energetickou bilanční rovnici, která je velmi podobná s 1. Kirchoffovým zákonem, jen místo proudu je užit energetický tok. Při využití všech zjednodušení a zanedbáním lze považovat entalpii za celkovou energii 1 kg páry a energetické toky vyjadřovat součinem hmotnostního průtoku pracovního média a entalpie na vstupu (resp. výstupu).

Sestavíme energetickou bilanci turbíny:

$$M_p \cdot h_a - M_p \cdot h_e - P_{SV} \cdot t = 0$$

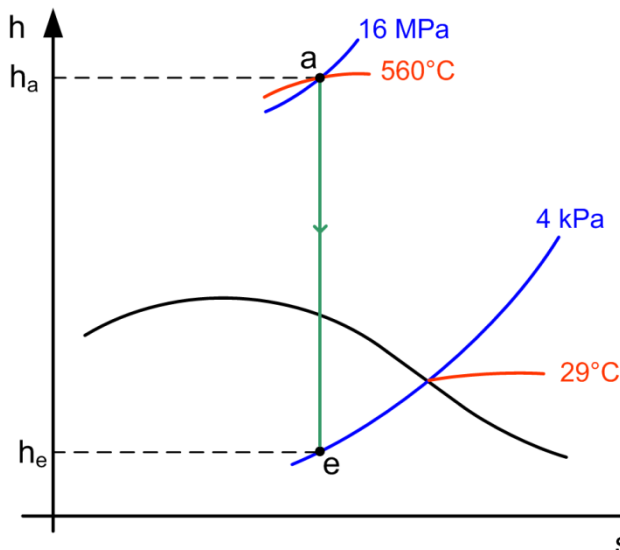
kde M_p ... hmotnost páry

h_a ... entalpie páry na vstupu do turbíny (kJ/kg), určíme z h-s diagramu vodní páry

h_e ... entalpie páry na výstupu z turbíny (kJ/kg), určíme z h-s diagramu vodní páry

P_{SV} ... vyrobený výkon (kW)

t ... doba, za kterou spotřebujeme vypočtenou hmotnost páry (s)



Vyjádříme hmotnost páry:

$$M_p = \frac{P_{SV} \cdot t}{h_a - h_e} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 1}{3485 - 1980} = 66,45 \text{ kg}$$

Hmotnostní tok:

$$\dot{m}_{ph} = M_p \cdot 3600 = 239,2 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

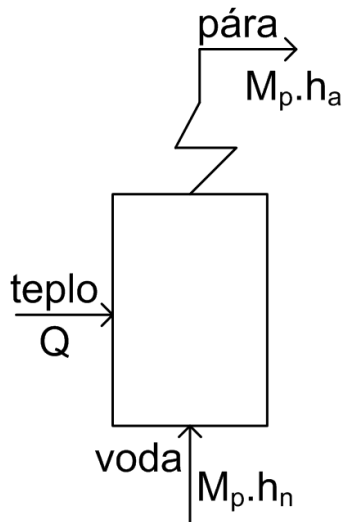
Měrná spotřeba páry:

$$m_p = \frac{\dot{m}_{ph}}{P_g} = \frac{239,2 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3} = 2,39 \text{ kg} \cdot \text{kWh}^{-1}$$

Příklad 2: Bilance kotle

Jaké teplo je třeba dodat vodě o teplotě $t_n = 19\text{ °C}$, aby vzniklo 66,45 kg páry (vstupní teplota a tlak do turbíny jsou 560 °C a 16 MPa, dle předchozího příkladu)?

Řešení:



Sestavíme bilanci kotle:

$$Q_p + M_p \cdot h_n - M_p \cdot h_a = 0$$

kde Q_p ... dodané teplo (kJ)

M_p ... hmotnost páry (kg)

h_a ... entalpie páry na výstupu z kotle (kJ/kg)

h_n ... entalpie vody na vstupu do kotle (kJ/kg)

Vyjádříme dodané teplo:

$$Q_p = M_p \cdot (h_a - h_n) = M_p \cdot (h_a - c_w \cdot t_n) = 66,45 \cdot (3485 - 4,2 \cdot 19) = 226,3 \text{ MJ}$$

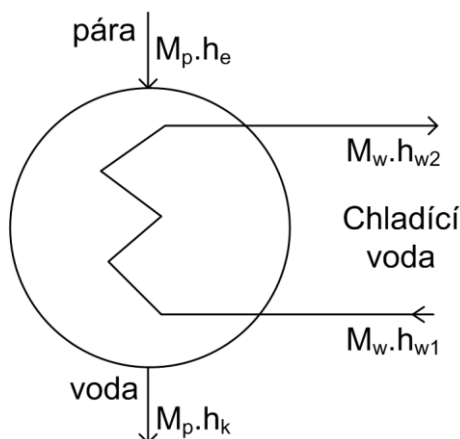
kde c_w ... měrná tepelná kapacita vody ($4,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

t_n ... teplota vody (°C)

Příklad 3: Bilance kondenzátoru

Do kondenzátoru se přivádí $\dot{m}_p = 74,2 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ mokré páry z turbíny o tlaku $p_e = 4 \text{ kPa}$ a entalpii $h_e = 2253 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Dovolené oteplení chladící vody je $\Delta t_w = 8^\circ\text{C}$. Určete potřebný hmotnostní průtok chladící vody.

Řešení:



Průtok chladící vody se určí řešením energetické bilanční rovnice kondenzátoru.

$$\dot{m}_p \cdot h_e + \dot{m}_w \cdot h_{w1} - \dot{m}_w \cdot h_{w2} - \dot{m}_p \cdot h_k = 0$$

kde \dot{m}_p ... hmotnostní průtok páry ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)

\dot{m}_w ... hmotnostní průtok chladící vody ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)

h_e ... entalpie páry na vstupu do kondenzátoru

(kJ/kg)

h_k ... entalpie vody na výstupu z kondenzátoru (kJ/kg)

h_{w1} ... entalpie chladící vody na vstupu do kondenzátoru (kJ/kg)

h_{w2} ... entalpie chladící vody na výstupu z kondenzátoru (kJ/kg)

h_k ... entalpie vody na výstupu z kondenzátoru (kJ/kg)

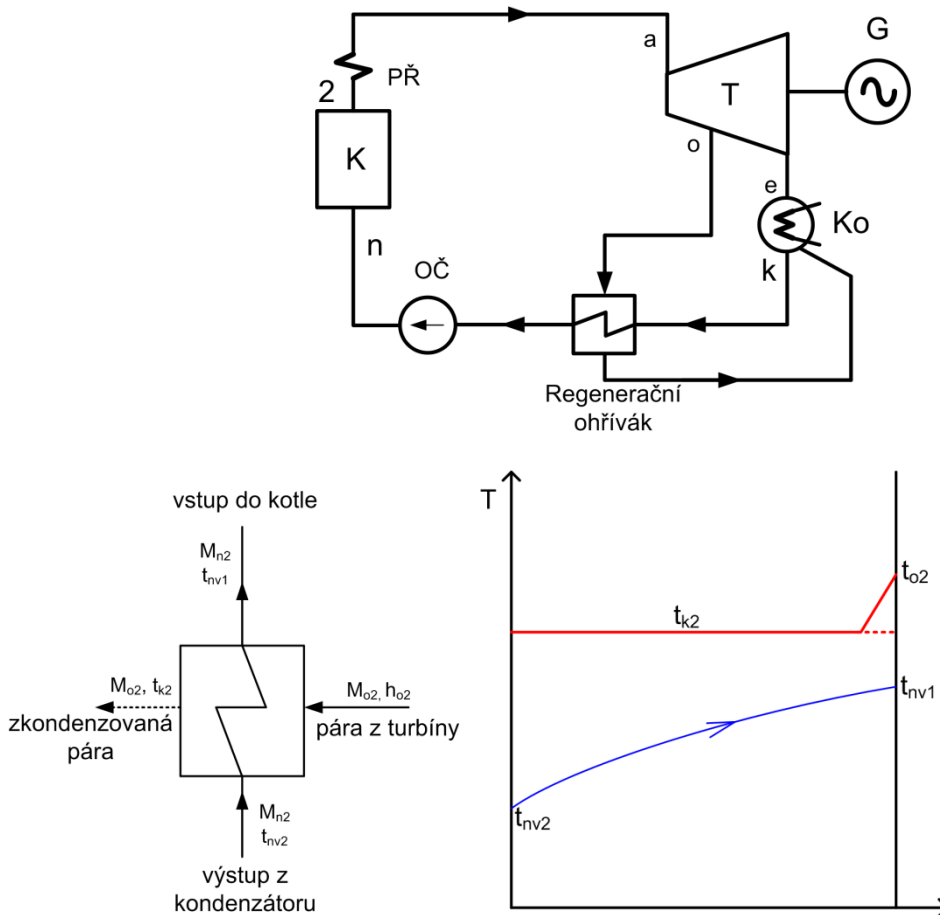
Tlaku v kondenzátoru odpovídá na mezi sytosti teplota kondenzátu $t_k = 29^\circ\text{C}$.

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_p \cdot (h_e - h_k)}{h_{w2} - h_{w1}} = \frac{\dot{m}_p \cdot (h_e - c_w \cdot t_k)}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{74,2 \cdot 10^3 \cdot (2253 - 4,18 \cdot 29)}{4,2 \cdot 8} = 4,73 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Příklad 4: Energetická bilance regeneračního ohříváku

Stanovte potřebný hmotnostní průtok odběrové páry z parní kondenzační turbíny pro ohřev napájecí vody v regeneračním ohříváku, jestliže tlak této páry je $p_o = 0,68 \text{ MPa}$, entalpie $h_o = 2870 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. Při průtoku napájecí vody $\dot{m}_{nv2} = 97 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ se požaduje její ohřátí z teploty $t_{nv2} = 94^\circ\text{C}$ na $t_{nv1} = 160^\circ\text{C}$.

Řešení:



Teplota kondenzace topné páry (na mezi sytosti pro daný tlak páry) je $t_{k2} = 163^\circ\text{C}$. Všimněte si, že je teplota kondenzace odlišná od teploty páry v místě odběru z turbíny ($t_{o2} = 212^\circ\text{C}$). Potřebný průtok páry se stanoví z energetické bilance ohříváku:

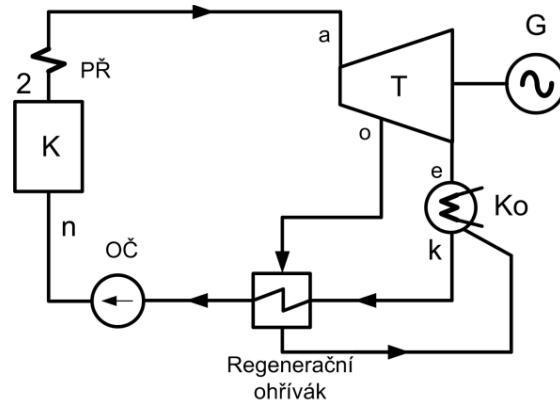
$$\dot{m}_{o2} \cdot (h_{o2} - c_w \cdot t_{k2}) = -\dot{m}_{nv2} \cdot c_w \cdot (t_{nv2} - t_{nv1})$$

$$\dot{m}_{o2} = \frac{\dot{m}_{nv2} \cdot c_w \cdot (t_{nv1} - t_{nv2})}{h_{o2} - c_w \cdot t_{k2}} = \frac{97 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot (160 - 94)}{2870 - 4,2 \cdot 163} = 12,3 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

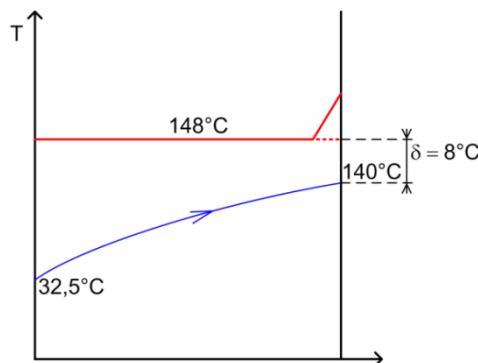
Příklad 5: Tepelná účinnost oběhu s regeneračním ohřevem vody

Vypočítejte tepelnou účinnost oběhu parní turbíny s regeneračním ohřevem napájecí vody. Tlak admisní páry je $p_a = 80 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ a teplota $t_a = 450^\circ\text{C}$. Emisní (výstupní) tlak páry z turbíny je $p_e = 5 \text{ kPa}$. Požadovaná teplota napájecí vody je 140°C . Teplota odebrané páry z turbíny je o 8°C vyšší než výstupní teplota ohřívané vody.

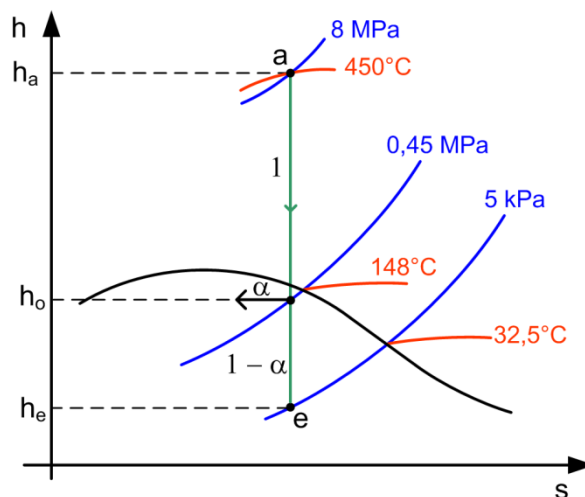
Řešení:



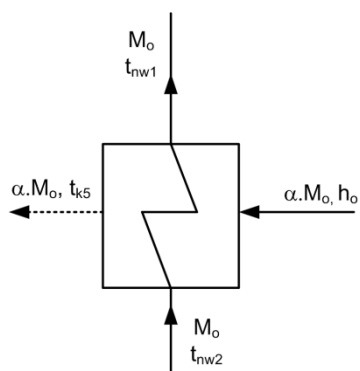
V h-s diagramu nalezneme entalpie pro admisní tlak a teplotu. $h_a = 3275 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, entalpie výstupní páry z turbíny je $h_e = 2000 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.



Teplota páry je o 8°C vyšší než výstupní teplota ohřívané vody, tedy $t_o = 148^\circ\text{C}$. Této teplotě odpovídá tlak $p_o = 0,45 \text{ MPa}$. Najdeme tedy průsečík izobary $0,45 \text{ MPa}$ a expanzní čáry bod odpovídající stavu odběrové páry. Díky tomu lze opět odečíst entalpii: $h_o = 2610 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.



Množství odběrové páry určíme z tepelné bilance ohříváku. Poměrný díl tohoto množství vzhledem k celkovému množství páry proudícího do turbíny (M_o) označme α . Pak platí rovnice:



$$\alpha \cdot M_o \cdot (h_o - h_5) = -M_o \cdot (h_{w2} - h_{w1})$$

$$\alpha = \frac{c_w \cdot (t_{nw1} - t_{nw2})}{h_o - c_w \cdot t_{k5}} = \frac{4,2 \cdot (140 - 39)}{2610 - 4,2 \cdot 148} = 0,213$$

1 kg páry vstupující do turbíny vykoná užitečnou práci:

$$A = \alpha \cdot (h_a - h_o) + (1 - \alpha) \cdot (h_a - h_e) = 0,213 \cdot (3275 - 2610) + (1 - 0,213) \cdot (3275 - 2000) = 1145,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Množství tepla, jež je nutno dodat 1 kg napájecí vody v kotli je:

$$Q = h_a - h_{w1} = h_a - c_w \cdot t_{w1} = 3275 - 4,2 \cdot 140 = 2687 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tepelná účinnost oběhu je tedy:

$$\eta = \frac{A}{Q} = \frac{1145,1}{2687} = 0,426$$

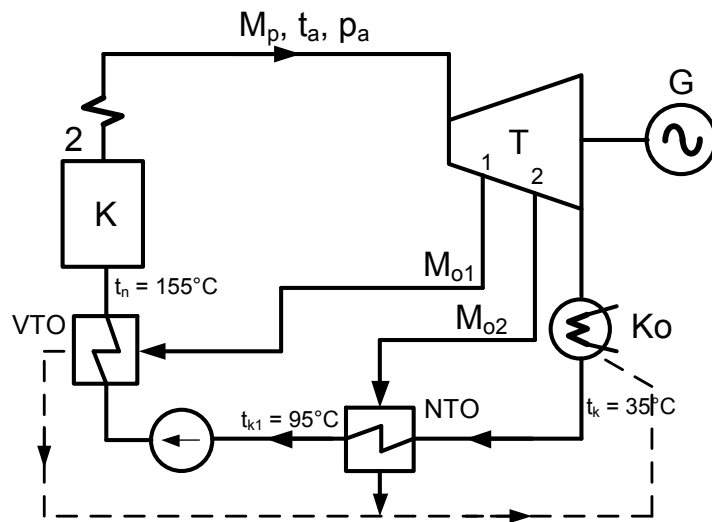
(Spočítáme-li účinnost stejného oběhu bez regeneračního ohřevu, dostaneme účinnost $\eta = 0,406$ (viz první příklad ze cvičení 3).)

Příklad 6: Vliv výpadků regeneračních ohříváčů napájecí vody

Proveďte orientační výpočet poklesu, případně vzrůstu svorkového výkonu vypnutím

- a) VTO – vysokotlakého regeneračního ohříváku napájecí vody
- b) NTO – nízkotlakého regeneračního ohříváku napájecí vody

Hmotnostní průtok páry do turbíny je $\dot{m}_p = 100 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, admisní tlak a teplota je $p_a = 10 \text{ MPa}$ a $t_a = 500^\circ\text{C}$. Teplota na výstupu z kondenzátoru je $t_k = 35^\circ\text{C}$. Teplota napájecí vody na vstupu do kotle je $t_n = 155^\circ\text{C}$. Odběrová pára v ohříváku NTO a VTO je vždy o 5°C vyšší než výstupní voda z příslušného ohříváku. NTO a VTO si rovným dílem rozdělí teplotní spád. Situace je znázorněna na obrázku.



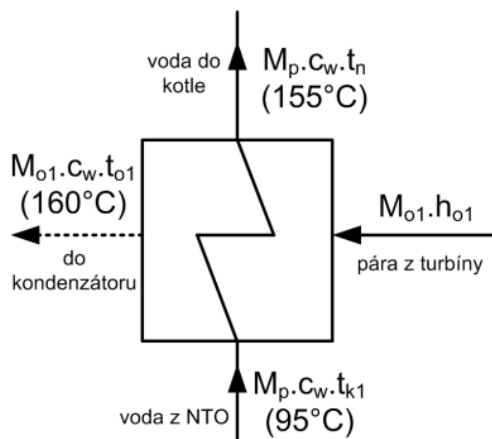
Řešení:

Nejprve spočítáme, o kolik stupňů je třeba ohřát napájecí vodu:

$$\Delta t = 155^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C} = 120^\circ\text{C}$$

Na ohřívání napájecí vody použijeme dva výměníky – VTO a NTO, mezi sebe si rovným dílem rozdělí teplotní spád: $120^\circ\text{C} / 2 = 60^\circ\text{C}$.

Bilance VTO ohříváku je znázorněna na obrázku. Spočteme potřebné množství páry pro ohřátí napájecí vody na dané parametry z bilanční rovnice pro ohřívák:

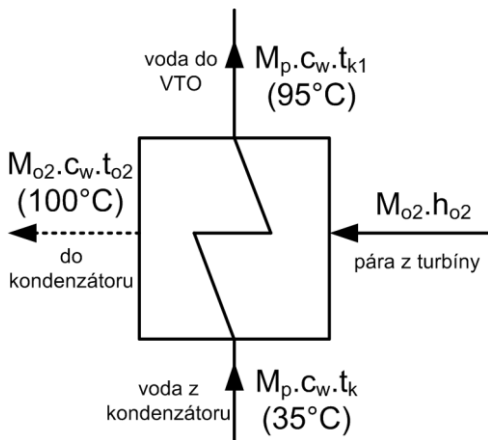


$$\dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_{k1} + \dot{m}_{o1} \cdot h_{o1} - \dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_n - \dot{m}_{o1} \cdot c_w \cdot t_{o1} = 0$$

Pro teplotu páry 160°C nám pára kondenzuje na tlaku $0,6 \text{ MPa}$ – najdeme průsečík expanzní čáry turbíny s izobarou o této hodnotě a odečteme entalpii $h_{o1} = 2650 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.

$$\dot{m}_{o1} = \frac{\dot{m}_p \cdot c_w \cdot (t_{k1} - t_n)}{h_{o1} - c_w \cdot t_{o1}} = \frac{100 \cdot 4,2 \cdot (155 - 95)}{2650 - 4,2 \cdot 160} = 12,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Bilance NTO ohříváku je znázorněna na obrázku. Spočteme potřebné množství páry pro ohřátí napájecí vody na dané parametry z bilanční rovnice pro ohřívák:



$$\dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_k + \dot{m}_{o2} \cdot h_{o2} - \dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_{k1} - \dot{m}_{o2} \cdot c_w \cdot t_{o2} = 0$$

Pro teplotu páry 100°C nám pára kondenzuje na tlaku 0,1 MPa – najdeme průsečík expanzní čáry turbíny s izobarou o této hodnotě a odečteme entalpii $h_{o2} = 2350 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$\dot{m}_{o2} = \frac{\dot{m}_p \cdot c_w \cdot (t_{k1} - t_1)}{h_{o2} - c_w \cdot t_{o2}} = \frac{100 \cdot 4,2 \cdot (95 - 35)}{2350 - 4,2 \cdot 100} = 13,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

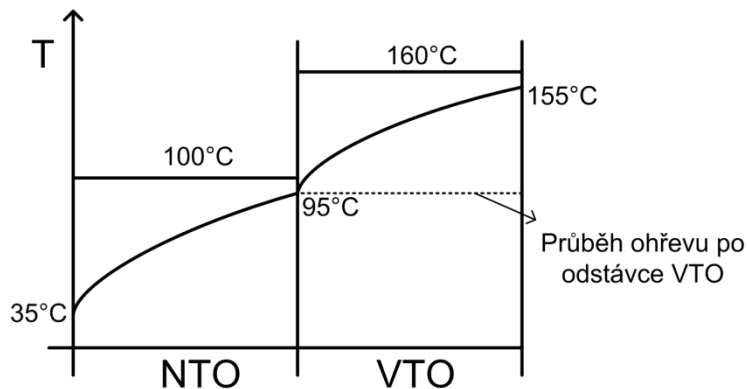
Výpočet celkového mechanického výkonu turbíny P_m vychází z následující rovnice:

$$\dot{m}_{pi} \cdot (h_a - h_e) - \dot{m}_{o1} \cdot (h_{o1} - h_e) - \dot{m}_{o2} \cdot (h_{o2} - h_e) = P_m$$

Po dosazení:

$$P_m = 100 \cdot (3375 - 2000) - 12,74 \cdot (2650 - 2000) - 13,06 \cdot (2350 - 2000) = 124\,648 \text{ kW}$$

Část a):



Vypadne-li VTO, zastaví se tok páry v místě odběru „1“ (tj. $\dot{m}_{o1} = 0$) a dojde ke snížení teploty napájecí vody na hodnotu t_{k1} . Aby zůstal zachován původní hmotnostní průtok páry M_{pi} , musí se zvýšit tepelný výkon kotle (nutno dodat více paliva). Tím, že se pára neodebírá z turbíny, může v turbíně konat práci.

Mechanický výkon turbíny P_m se potom změní na hodnotu:

$$P_m = \dot{m}_{pi} \cdot (h_a - h_e) - \dot{m}_{o2} \cdot (h_{o2} - h_e) = 100 \cdot (3375 - 2000) - 13,06 \cdot (2350 - 2000) = 132\,929 \text{ kW}$$

Oproti stavu, kdy jsou v provozu NTO a VTO, se tedy výkon zvýší o hodnotu $\Delta P_m = 8,3 \text{ MW}$.

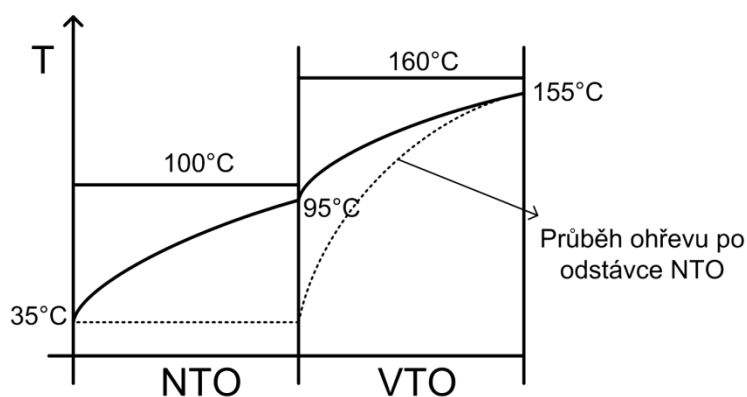
Celková tepelná účinnost oběhu se ale sníží (zhorší se provozní ekonomie bloku). Vypnutím jednoho (nebo i několika) VTO se dá zvýšit výkon turbíny za cenu snížení provozní ekonomie blok

Část b):

Vypadne-li NTO, zastaví se tok páry v místě odběru „2“ (tj. $\dot{m}_{o2} = 0$) a na vstupu do VTO dojde ke zdvojnásobení teplotního spádu mezi ohřívanou vodou a kondenzující topnou parou. Výkon VTO se zvýší tak, že téměř nahradí odpadlý výkon NTO. Teplota vody jdoucí do kotle se nezmění, není tedy ani větší spotřeba paliva pro zachování původního hmotnostního průtoku vyráběné páry. Jediným důsledkem je zvýšení spotřeby topné páry ve VTO. Stoupne o hodnotu energie páry jdoucí do NTO. Takže nová hodnota odběru páry do VTO bude dána upravenou bilanční rovnicí:

$$\dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_{k1} + \dot{m}'_{o1} \cdot h_{o1} - \dot{m}_p \cdot c_w \cdot t_n - \dot{m}'_{o1} \cdot c_w \cdot t_{o1} = 0$$

$$\dot{m}'_{o1} = \frac{\dot{m}_p \cdot c_w \cdot (t_{k1} - t_1)}{h_{o1} - c_w \cdot t_{o1}} = \frac{100 \cdot 4,2 \cdot (155 - 35)}{2650 - 4,2 \cdot 160} = 25,48 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$



Mechanický výkon turbíny P_m se potom změní na hodnotu:

$$P_m = \dot{m}_{pi} \cdot (h_a - h_e) - \dot{m}'_{o1} \cdot (h_{o1} - h_e) = 100 \cdot (3375 - 2000) - 25,48 \cdot (2650 - 2000) = 120\,938 \text{ kW}$$

Oproti stavu, kdy jsou v provozu NTO a VTO, se tedy výkon sníží o hodnotu $\Delta P_m = 3,7 \text{ MW}$.

Odstávkou NTO při stejné spotřebě paliva klesne svorkový výkon turbíny (opět se zhorší ekonomie provozu).