



8. Ericsson – Braytonův cyklus

Vypočtete účinnost základního Ericsson – Braytonova cyklu a hmotnostní průtok vzduchu/spalin cyklem. Výkon plynové turbíny je 100 MW, stupeň stlačení v kompresoru $\pi = 8$, teplota nasávaného vzduchu je 20 °C. Teplota spalin na vstupu do plynové turbíny je 800 °C. Výpočty proveďte pro cyklus beze ztrát a se ztrátami v turbíně a v čerpadle. Dále propočítejte různé varianty cyklu s přihlédnutím na metody zvyšování účinnosti cyklu.

$$\begin{aligned} P &= 100 \cdot 10^6 \text{ [W]} & t_1 &= 20 \text{ [°C]} & t_6 &= 800 \text{ [°C]} & p_1 &= 0,1 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \\ p_2 &= 0,8 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} & \eta_{td}^K &= 85 \text{ [%]} & \eta_{td}^{PT} &= 88 \text{ [%]} & \eta_V &= 97 \text{ [%]} \\ r &= 287 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]} & \kappa &= 1,4 \text{ [1]} & c_p &= 1004,5 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned}$$

Na základním cyklu (obr. 1) si ukážeme zjednodušený výpočet Ericsson – Braytonova cyklu. Postupně budeme tento cyklus rozšiřovat při zachování shodných vstupních podmínek.

Zajímat nás bude hlavně účinnost cyklu, ale počítat budeme i další parametry, jako např. hmotnostní průtok nebo vlastní spotřebu cyklu.

8.1 Základní Ericsson – Braytonův cyklus

Cyklus spalovací turbíny beze ztrát

Pro určení tepelné účinnosti cyklu budeme vycházet ze stejného vztahu, jako v případě cyklu parního:

$$\eta_t = \frac{a_c}{q_{př}} = \frac{q_{př} - |q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} \quad [1] \quad (1)$$

Jak je vidět na obr. 3, teplo je přiváděno při konstantním tlaku. Trochu složitější je situace kolem tepla odvedeného, poněvadž, jak je zřejmé ze schématu cyklu na obr. 1, cyklus je otevřený. Abychom jej byli schopni spočítat, musíme cyklus nejprve uzavřít. Mezi výstup spalin z plynové turbíny a sání vzduchu do kompresoru tedy vložíme fiktivní výměník. Nedopustíme se tím velké chyby, poněvadž spaliny vypouštíme do stejného prostředí, ze kterého nasáváme vzduch do kompresoru. Vzhledem k tomu, že výfuk je dostatečně vzdálen od sání, nedochází k ohřátí nasávaného vzduchu a jeho teplota se tedy vlivem odváděných spalin nijak nemění. Zároveň je stejný také tlak nasávaného vzduchu i tlak na výstupu z plynové turbíny.

Kompresy i expanzi uvažujeme pro případ beze ztrát i se ztrátami adiabatickou.

Vzorec pro výpočet odvedeného/přivedeného tepla odvodíme z prvního zákona termodynamiky.

$$dq = di + da_t = di - vdp \quad [\text{J/kg}] \quad (2)$$

Jak již bylo řečeno, teplo je přiváděno i odváděno za konstantního tlaku, tudíž změna tlaku $dp = 0$.

$$\int_A^B dq = \int_A^B di + \int_A^B da_t \quad | da_t = -vdp; dp = 0$$

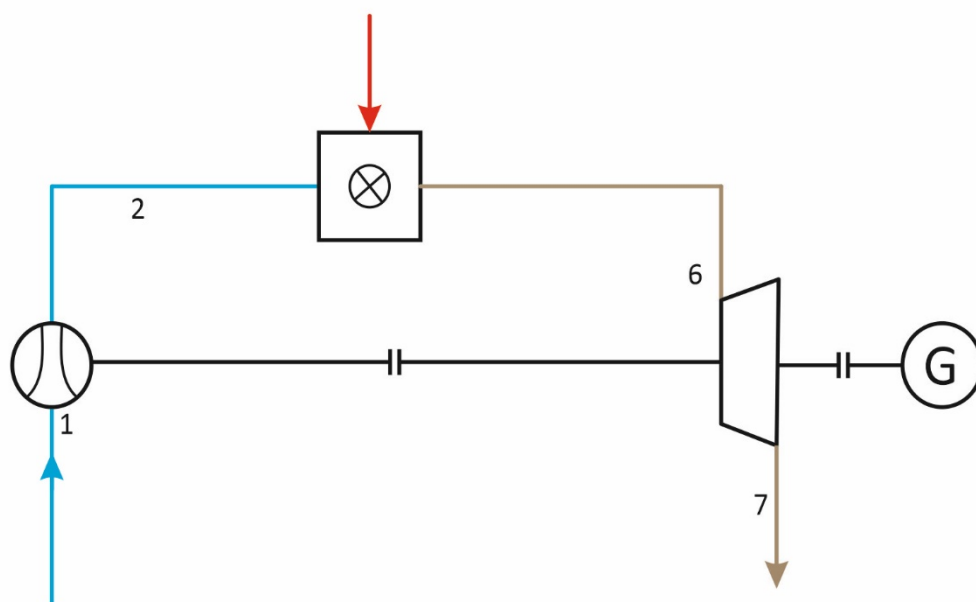


$$\int_A^B dq = \int_A^B di = \int_A^B c_p \cdot dT$$

$$q_{pr} = c_{p\ pr} \cdot (T_6 - T_2)$$

$$q_{od} = c_{p\ od} \cdot (T_1 - T_7)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|c_{p\ od} \cdot (T_1 - T_7)|}{c_{p\ pr} \cdot (T_6 - T_2)} \quad [1] \quad (3)$$

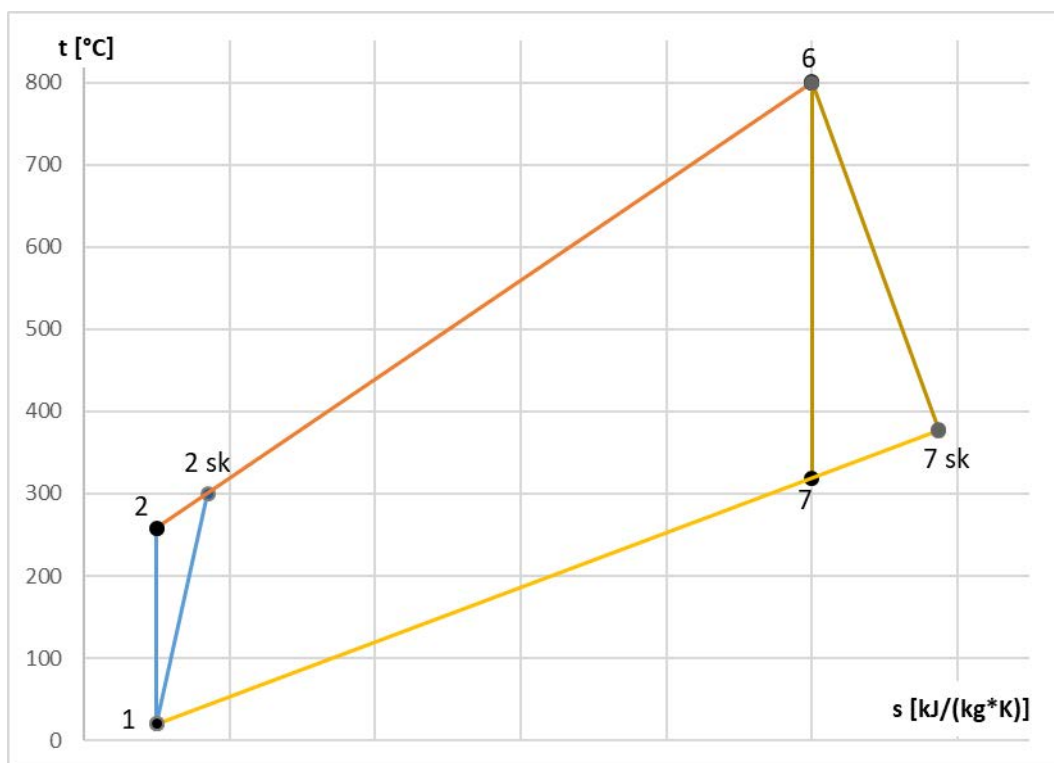


obr. 1 schéma základního cyklu

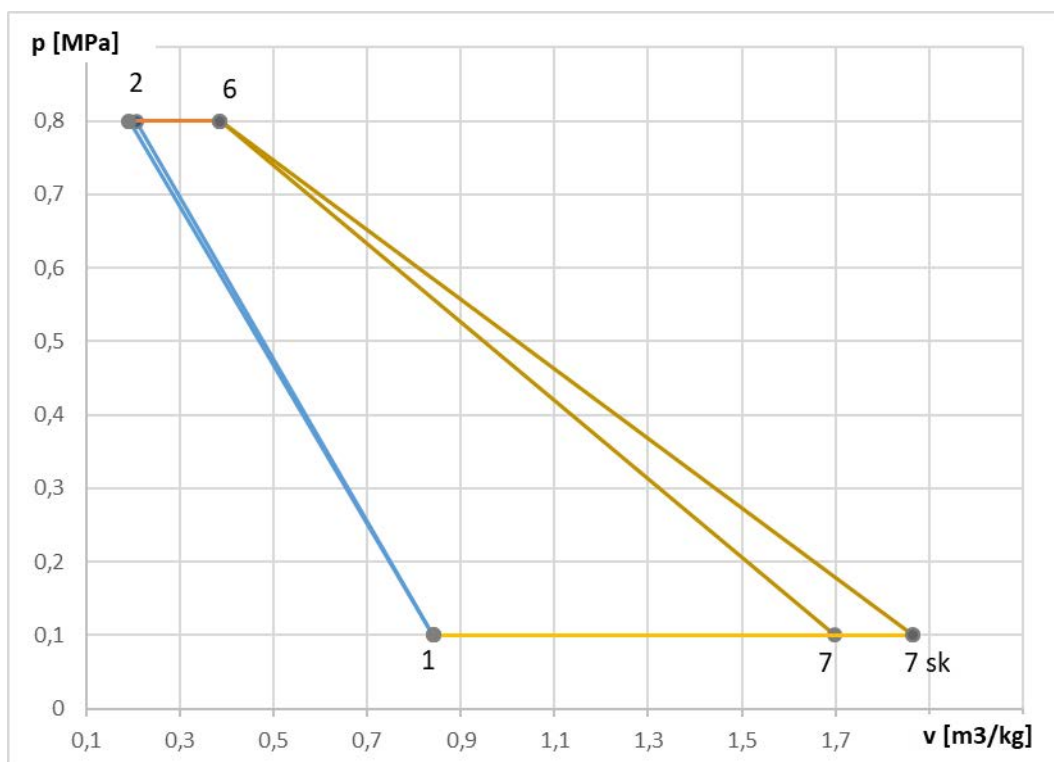
Cyklus budeme počítat s ideálním plynem, tudíž c_p je konstantní. Taktéž budeme předpokládat, že měrná tepelná kapacita spalin $c_{p\ od}$ je totožná s $c_{p\ pr}$. V opačném případě bychom museli brát v úvahu také postupně se měnící tepelnou kapacitu při procesu spalování, tj. ze stavu stlačený vzduch/palivo přes proces spalování a následné chlazení spalin až po „homogenní“ směs spalin na vstupu do plynové turbíny. Předpokládáme tudíž, že $c_{p\ od} = c_{p\ pr}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{|(T_1 - T_7)|}{T_6 - T_2} \quad [1] \quad (4)$$

Jak je vidět ze vztahu (4), pro stanovení účinnosti si vystačíme se znalostí teplot v klíčových bodech.



obr. 2 T-s diagram základního cyklu



obr. 3 p - v diagram základního cyklu



Stlačení plynu v kompresoru

Teplotu v bodě 1 máme zadanou, spočítáme si nyní teplotu v bodě 2 (po kompresi). Nemáme zadaný polytropický exponent, proto budeme kompresy počítat jako adiabatický děj a teprve později do cyklu zahrneme ztráty pomocí zadané termodynamické účinnosti kompresoru. Jak je odvozeno v doprovodném textu „Základy termodynamiky pro výpočet spalovací turbíny“, máme-li kompresy adiabatickou, zákonitě musí být v případě ideálního plynu tato komprese izoentropická.

Pro určení parametrů na výstupu z kompresoru tedy použijeme rovnici adiabaty. Ještě předtím ale s pomocí stavové rovnice určíme měrný objem v sání kompresoru, tj. v bodě 1.

$$p_1 \cdot v_1 = r \cdot T_1 \quad (5)$$

Uvažujeme ideální plyn, individuální plynová konstanta je tedy v celém rozsahu teplot i tlaků konstantní, pro vzduch je její hodnota $r = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$. Vzhledem k poměru nasávaný vzduch/palivo, kdy hmotnostní průtok paliva je vůči hmotnostnímu průtoku vzduchu zanedbatelný, budeme stejnou hodnotu individuální plynové konstanty ($r = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$) používat i při řešení spalín.

$$v_1 = \frac{r \cdot T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6} = 0,8413 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Nyní, pro určení měrného objemu na výstupu z kompresoru, použijeme již zmíněnou rovnici adiabaty:

$$p_1 \cdot v_1^\kappa = p_2 \cdot v_2^\kappa \quad | \quad ^{1/\kappa} \quad (6)$$

$$\sqrt[\kappa]{p_1} \cdot v_1 = \sqrt[\kappa]{p_2} \cdot v_2$$

$$v_2 = v_1 \cdot \sqrt[\kappa]{\frac{p_1}{p_2}} = 0,8413 \cdot \sqrt[1,4]{\frac{0,1}{0,8}} = 0,1905 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Teplotu v bodě 2 dopočítáme pomocí stavové rovnice (5)

$$p_2 \cdot v_2 = r \cdot T_2$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{r} = \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,1905}{287} = 531 \text{ [K]} = 258 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Expanze spalín v plynové turbíně

Teplotu v bodě 6 máme zadanou ($T_6 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$), dopočítáme tedy teplotu v bodě 7. Postup bude stejný jako v případě kompresoru, předpokládáme adiabatickou expanzi ideálního plynu, použijeme tedy rovnici adiabaty (6). Nejprve ale pomocí stavové rovnice (5) opět dopočítáme měrný objem v bodě 6. Teplo přivádíme při konstantním tlaku, platí tudíž, že $p_2 = p_6 = 0,8 \text{ MPa}$.

$$p_6 \cdot v_6 = r \cdot T_6$$

$$v_6 = \frac{r \cdot T_6}{p_6} = \frac{287 \cdot 1073}{0,8 \cdot 10^6} = 0,385 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$



Stejně jako v případě rovnosti tlaků v bodech 2 a 6, platí totéž pro body 1 a 7 ($p_1 = p_7 = 0,1 \text{ MPa}$).

$$p_6 \cdot v_6^\kappa = p_7 \cdot v_7^\kappa \quad | \quad ^{1/\kappa}$$

$$\sqrt[\kappa]{p_6} \cdot v_6 = \sqrt[\kappa]{p_7} \cdot v_7$$

$$v_7 = v_6 \cdot \sqrt[\kappa]{\frac{p_6}{p_7}} = 0,385 \cdot \sqrt[1,4]{\frac{0,8}{0,1}} = 1,7003 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Poslední neznámou je teplota v bodě 7, tu zjistíme pomocí stavové rovnice, stejně jako v případě výstupní teploty za kompresorem.

$$p_7 \cdot v_7 = r \cdot T_7$$

$$T_7 = \frac{p_7 \cdot v_7}{r} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 1,7003}{287} = 592 \text{ [K]} = 319 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Všechny potřebné teploty známe, můžeme spočítat účinnost cyklu (3):

$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 592|}{1\,073 - 531} = 0,448 \quad [1]$$

Cyklus spalovací turbíny se ztrátami

Nyní do výpočtu zahrneme některé ztráty. Začneme řešením reálného kompresoru. Skutečné stlačení v kompresoru, resp. skutečnou výstupní teplotu T_{2sk} určíme pomocí zadané termodynamické účinnosti kompresoru (viz obr. 4).

$$\eta_{td}^K = \frac{a_t^K}{a_{t\,sk}^K} \quad [1] \tag{7}$$

$$\eta_{td}^K = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_{2sk} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2sk} - T_1} \quad [1]$$

$$T_{2sk} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{td}^K} = 293,15 + \frac{531 - 293}{0,85}$$

$$T_{2sk} = 573 \text{ [K]} = 300 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Pro možnost porovnávat různé varianty cyklu spalovací turbíny si ještě vypočítáme technickou práci a skutečnou technickou práci kompresoru:

$$a_t^K = c_p \cdot (T_1 - T_2) = 1004,5 \cdot (293 - 531)$$

$$a_t^K = -238,95 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$a_{t\,sk}^K = c_p \cdot (T_1 - T_{2sk}) = 1004,5 \cdot (293 - 573)$$

$$a_{t\,sk}^K = -281,11 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$



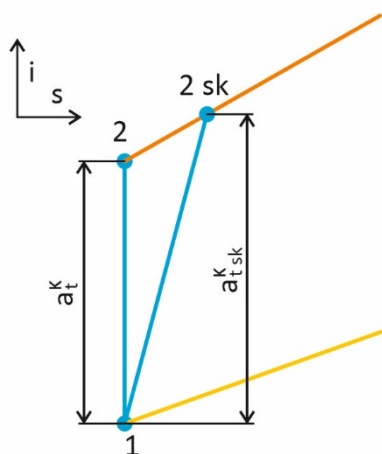
Obdobným způsobem určíme skutečnou teplotu za plynovou turbínou (obr. 5), musíme si ovšem při definování termodynamické účinnosti uvědomit, že plynová turbína je motor, zatímco kompresor je naopak strojem.

$$\eta_{td}^{PT} = \frac{a_{t\ sk}^{PT}}{a_t^{PT}} \quad [1] \quad (8)$$

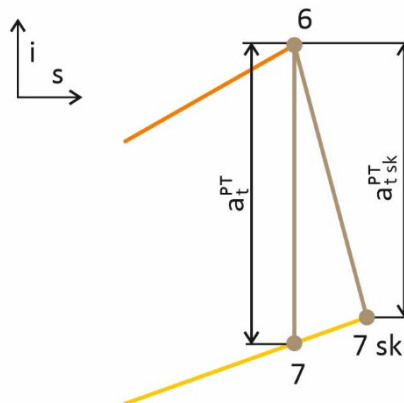
$$\eta_{td}^{PT} = \frac{c_p \cdot (T_6 - T_{7\ sk})}{c_p \cdot (T_6 - T_7)} = \frac{T_6 - T_{7\ sk}}{T_6 - T_7} \quad [1]$$

$$T_{7\ sk} = T_6 - \eta_{td}^{PT} \cdot (T_6 - T_7)$$

$$T_{7\ sk} = 1073 - 0,88 \cdot (1073 - 592) = 650 \quad [K]$$



obr. 4 stlačení v kompresoru



obr. 5 expanze v plynové turbíně

Na závěr spočítáme účinnost skutečného cyklu. Všechny potřebné informace máme k dispozici, stačí tedy dosadit do vzorce (3):

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{7\ sk}|}{T_6 - T_{2\ sk}} = 1 - \frac{|293 - 650|}{1\ 073 - 573} = 0,2863 \quad [1]$$

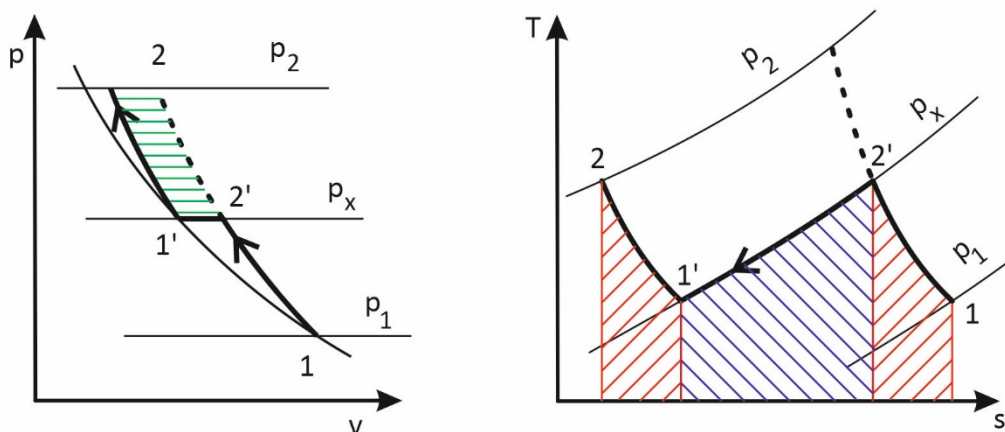
Jak je vidět, účinnost spalovací turbíny není příliš velká. A to do této účinnosti ještě nejsou zahrnuté další ztráty, které nesouvisí přímo se samotným termodynamickým cyklem, ovšem musíme je brát v úvahu, chceme-li určit výkon a účinnost celé elektrárny. Zahrnutí některých z nich do výpočtů si ukážeme později.

Důvodem, proč je účinnost cyklu spalovací turbíny tak nízká, je jednak vysoká energetická náročnost stlačení plynu, dále pak vysoká teplota spalin vystupujících z plynové turbíny.



8.2 Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou kompresí

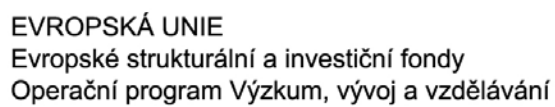
Kompresce plynu je energeticky velmi náročná, mnohem náročnější nežli stlačování kapaliny. Proto je snaha práci potřebnou pro stlačení plynu snížit. Jednou z možností je dělená komprese, kdy po částečném stlačení se plyn vede do mezichladiče, kde se mu odebere teplo, čímž se zmenší jeho měrný objem (a zároveň se zvýší hustota) a ve výsledku se sníží technická práce potřebná pro stlačení, jak je patrné z obr. 6 (zelená plocha v $p-v$ diagramu představuje ušetřenou technickou práci). Z fyzikálního hlediska se jedná o snahu přiblížit se k izotermickému stlačení, které je pro tento děj nejvhodnější. Tím dojde také ke snížení výstupní teploty stlačovaného plynu, což bývá v technické praxi často výhodné. Teplota plynu se totiž při stlačování výrazně zvyšuje, což je vidět v první části tohoto příkladu (základní cyklus), kde se při kompresi plynu na osminásobek původní hodnoty zvýší teplota plynu na 300 °C. To může způsobovat komplikace jak z hlediska výběru vhodného konstrukčního typu kompresoru, tak i z hlediska bezpečnosti práce. V případě spalovací turbíny je ovšem situace značně odlišná. Snížení potřebné technické práce je samozřejmě přínosem, na druhou stranu snížení teploty vzduchu na výstupu z kompresoru znamená potřebu většího množství přivedeného tepla (resp. roste spotřeba vysoce kvalitního paliva). V následujícím příkladu si ukážeme nejen postup výpočtu cyklu s dělenou kompresí, ale na závěr porovnáme cyklus spalovací turbíny s dělenou kompresí a bez dělené komprese.



obr. 6 průběh komprese ve dvoustupňovém kompresoru

Cyklus beze ztrát

Většina parametrů v klíkových bodech zůstává nezměněna – vzduch je nasáván z atmosféry, tzn., že hodnoty v bodě 1 zůstávají stejné. Stejně tak i vstup do plynové turbíny se nemění (bod 6), stlačení v kompresoru i teplota na vstupu do plynové turbíny jsou zadány. Tím pádem zůstávají zachované i hodnoty spalin na výstupu z turbíny (bod 7). Z $T-s$ diagramu (obr. 8) a schématu uspořádání cyklu (obr. 7) je zřejmé, že rozdělením komprese vznikají tři nové body – výstup z nízkotlakého (NT) dílu kompresoru (bod 3), výstup z mezichladiče/vstup do vysokotlaké (VT) části kompresoru (bod 4) a nakonec bod 5 – výstup z VT dílu kompresoru.

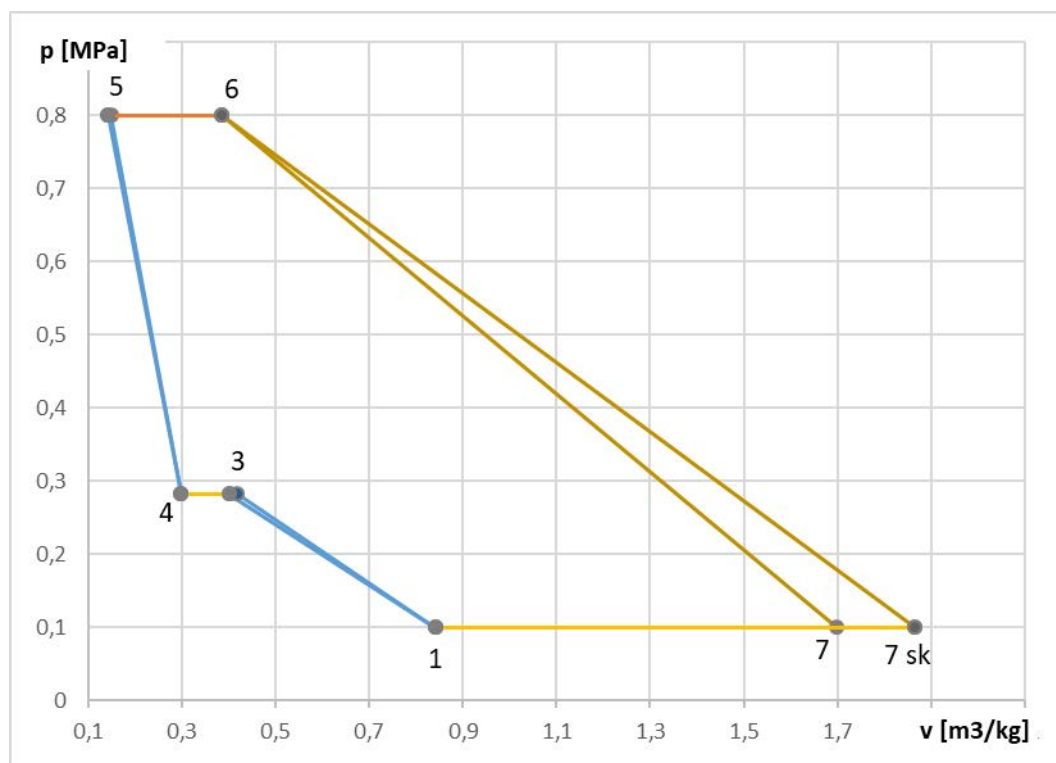


The diagram shows a T-s cycle with the following states and processes:

- State 1:** Saturated liquid at low pressure.
- Process 1-2:** Isentropic expansion (blue vertical line) to state 2.
- Process 2-3:** Isobaric heating (yellow line) to state 3.
- Process 3-4:** Isentropic expansion (blue vertical line) to state 4.
- Process 4-5:** Isobaric heating (yellow line) to state 5.
- Process 5-6:** Isentropic expansion (blue vertical line) to state 6.
- Process 6-7:** Isobaric cooling (yellow line) to state 7.
- Process 7-8:** Isentropic condensation (blue vertical line) to state 8.
- Process 8-1:** Isobaric heating (yellow line) back to state 1.

Reheat occurs from state 2 to 3 and from state 4 to 5. The maximum temperature is 800°C at state 6.

Pavel Žitek



obr. 9 p - v diagram cyklu s dělenou kompresí

Stlačení plynu v kompresoru

Pro určení bodů tři a čtyři je důležité určit dělicí tlak p_x (jeho odvození je ukázáno v doprovodném textu „Základy termodynamiky pro výpočet spalovací turbíny“):

$$p_x = \sqrt{p_1 \cdot p_2} = \sqrt{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^6} = 0,2828 \text{ [MPa]} \quad (9)$$

Když známe dělicí tlak komprese, přistoupíme k řešení obou částí kompresoru. Nejprve se budeme věnovat NT dílu kompresoru. Parametry v sání kompresoru máme zadané, nyní díky předpokladu adiabatické komprese dopočítáme bod 3. Vycházet budeme z rovnice adiabaty (6):

$$p_1 \cdot v_1^\kappa = p_3 \cdot v_3^\kappa$$

$$v_3 = v_1 \cdot \sqrt[\kappa]{\frac{p_1}{p_x}} = 0,8413 \cdot \sqrt[1,4]{\frac{0,1}{0,2828}} = 0,4003 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Známe měrný objem v bodě tři a dělicí tlak, snadno tedy dopočítáme ze stavové rovnice (5) teplotu v bodě 3:

$$p_x \cdot v_3 = r \cdot T_3$$

$$T_3 = \frac{p_x \cdot v_3}{r} = \frac{0,2828 \cdot 0,4003}{287} = 395 \text{ [K]}$$



V mezichladiči odvedeme takové množství tepla, abychom snížili teplotu vzduchu na její původní hodnotu $T_4 = T_1$. Odvod tepla v mezichladiči probíhá při konstantním tlaku, tlak za mezichladičem je tudíž stejný jako před mezichladičem $p_3 = p_4 = p_x$. Chybí nám tedy pouze v bodě 4 určit z rovnice stavu (5) měrný objem:

$$p_x \cdot v_4 = r \cdot T_4$$

$$v_4 = \frac{r \cdot T_4}{p_x} = \frac{287 \cdot 293}{0,2828} = 0,2975 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Známe parametry vzduchu na vstupu do VT části kompresoru, můžeme tedy zjistit teplotu stlačeného vzduchu na jeho výstupu. Postup výpočtu bude shodný s výpočtem NT části kompresoru, tj. nejprve pomocí rovnice adiabaty (6) zjistíme měrný objem vzduchu na výstupu z druhé části kompresoru a poté pomocí stavové rovnice (5) určíme teplotu vzduchu za kompresorem.

$$v_5 = v_4 \cdot \sqrt[\kappa]{\frac{p_x}{p_5}} = 0,2975 \cdot \sqrt[1,4]{\frac{0,2828}{0,8}} = 0,1415 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$p_2 \cdot v_5 = r \cdot T_5$$

$$T_5 = \frac{p_2 \cdot v_5}{r} = \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,1415}{287} = 395 \text{ [K]}$$

Jak je zřejmé, teplota v bodě 5 za VT stupněm kompresoru vychází stejně jako v bodě 3 (za NT dílem kompresoru). To je způsobeno volbou optimálního dělicího tlaku a vychlazením stlačeného vzduchu v mezichladiči na původní teplotu ($T_3 = T_1$). Známe parametry vzduchu v klíčovém bodech, budeme se tedy věnovat určení účinnosti.

Účinnost

S určením tepelné účinnosti nastává tak trochu problém. Teplo odvádíme mezi body 7 a 1, a zároveň mezi body 3 a 4. Teplo odvedené v mezichladiči (body 3 a 4) na první pohled na samotný cyklus nemá vliv, poněvadž neodvádíme teplo ze spalin a takto odvedené teplo tudíž nepředstavuje nevyužitě teplo spalin. My si ale ukážeme oba způsoby určení účinnosti (tj. s i bez uvažování tepla odvedeného v mezichladiči) a na závěr posoudíme obě varianty.

Nejprve tedy budeme při stanovení účinnosti uvažovat pouze teplo odvedené ze spalin dle rovnice (1):

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_7)|}{c_p \cdot (T_6 - T_5)} = 1 - \frac{|T_1 - T_7|}{T_6 - T_5}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 592|}{1\,073 - 395} = 0,559 \quad [1]$$



Jak je vidět, účinnost je o více než deset procent vyšší, než v případě cyklu bez dělené komprese (44,8 %). Ovšem, jak již bylo řečeno, toto platí v případě, že neuvažujeme teplo odvedené v mezichladiči. Podívejme se tedy, jak by vycházela účinnost s přihlédnutím na mezichladič.

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_7)| + |c_p \cdot (T_4 - T_3)|}{c_p \cdot (T_6 - T_5)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|T_1 - T_7| + |T_4 - T_3|}{T_6 - T_5}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 592| + |293 - 395|}{1\,073 - 395} = 0,4096 \quad [1]$$

Jak je vidět, pakliže uvažujeme teplo odvedené také v mezichladiči, vychází účinnost hůře než v případě základního cyklu. To je pochopitelně zvláštní, poněvadž jsme ušetřili práci potřebnou pro stlačení plynu v kompresoru, což si snadno dokážeme:

$$a_t^K = a_t^{K I} + a_t^{K II}$$

$$a_t^{K I} = c_p \cdot (T_1 - T_3)$$

$$a_t^{K I} = 1004,5 \cdot (293 - 395) = -101,86 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Ze vztahu pro výpočet technické práce kompresoru vyplývá, že technická práce kompresoru (resp. jeho první části) je závislá na měrné tepelné kapacitě a na vstupní/výstupní teplotě vzduchu. Měrná tepelná kapacita se nemění (počítáme s ideálním plynem) a jak jsme si ukázali v úvodní části druhé kapitoly 8.2, teploty na vstupu/výstupu z obou stupňů kompresoru jsou shodné ($T_1 = T_4$; $T_3 = T_5$), musí tedy vycházet shodně také technická práce obou stupňů komprese ($a_t^{K I} = a_t^{K II}$):

$$a_t^{K II} = c_p \cdot (T_4 - T_5) \doteq -101,86 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$a_t^K = a_t^{K I} + a_t^{K II} = -101,86 + (-101,86) \doteq -203,71 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Technická práce kompresoru v případě jednostupňové komprese vychází $a_t^K = -238,9 \text{ kJ/kg}$. Je tedy zřejmé, že dělením komprese došlo ke snížení technické práce kompresoru, což by dle předpokladu mělo zvýšit účinnost.

Abychom zjistili, která z vypočítaných účinností je správná, spočítáme tepelnou účinnost cyklu přímo z její definice, tj. výkon cyklu ku přivedenému tepelnému toku:

$$\eta_t = \frac{P}{\dot{Q}_{pr}} = \frac{P^{PT} + P^K}{\dot{Q}_{pr}} \quad [1] \quad (10)$$

Hmotnostní průtok

Zatím jsme pracovali s měrnými hodnotami, avšak pro určení celkových hodnot musíme znát hmotnostní průtok. Při jeho určení budeme vycházet ze vztahu pro určení výkonu:



$$P = \dot{m} \cdot a_t^{PT} \quad (11)$$

$$\dot{m} = \frac{P}{a_t^{PT}}$$

Uvažujeme výkon plynové turbíny, proto je do vzorce dosazena technická práce plynové turbíny a nikoliv práce celého cyklu.

Technickou práci určíme z prvního zákona termodynamiky (2)

$$dq = di + da_t \quad [J/kg]$$

Jak již bylo řečeno při určování parametrů v bodě 7, expanzi považujeme za adiabatický děj. Nedochází tedy k výměně tepla s okolím. Po úpravách (dle doprovodného textu „*Základy termodynamiky pro výpočet spalovací turbíny*“) získáme následující vztah:

$$a_t^{PT} = c_p \cdot (T_6 - T_7) = 1004,5 \cdot (1\,073 - 592)$$

$$a_t^{PT} \doteq 482,89 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{m} = \frac{P}{a_t^{PT}} = \frac{100 \cdot 10^6}{482,89 \cdot 10^3} \doteq 207,09 \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Výkon plynové turbíny máme zadaný, dopočítáme ještě příkon kompresoru a tepelný tok přivedený do stlačeného vzduchu.

$$P^K = \dot{m} \cdot a_t^K = 207,09 \cdot (-203,71) \doteq -42,19 \quad [MW]$$

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m} \cdot q_{pr}$$

$$q_{pr} = c_p \cdot (T_6 - T_5) = 1004,5 \cdot (1\,073 - 395)$$

$$q_{pr} \doteq 681,65 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{pr} = 207,09 \cdot 681,65 = 141,16 \quad [MW]$$

Po dosazení získáme hodnotu účinnosti cyklu z její základní definice:

$$\eta_t = \frac{P^{PT} + P^K}{\dot{Q}_{pr}} = \frac{100 - 42,19}{141,16} = 0,4096 \quad [1]$$

Jak je vidět, hodnota účinnosti vycházející z její definice je shodná s účinností zahrnující odvedené teplo také v mezichladiči.

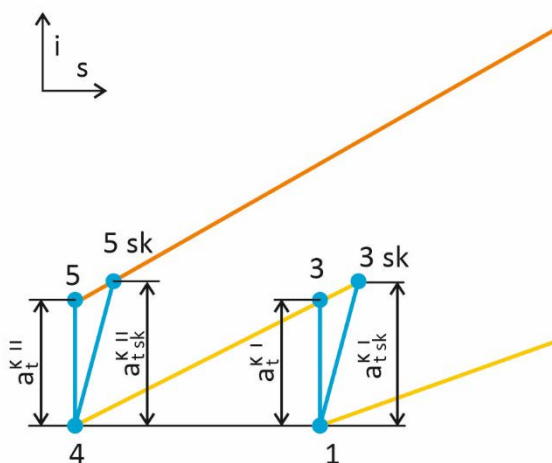
Cyklus beze ztrát máme spočítaný, nyní se podíváme, jak vypadá cyklus s dělenou kompresí zahrnující některé ze ztrát.



Cyklus s dělenou kompresí zahrnující některé ztráty

Budeme uvažovat ztráty v turbíně a kompresoru. Některé z klíčových bodů opět nemusíme počítat, poněvadž můžeme použít hodnoty vypočítané již dříve. Jedná se o vstup do kompresoru (1), vstup do druhé části kompresoru za mezichladičem (3), vstup do plynové turbíny (6) a výstup z plynové turbíny (7sk). Zbylé body budeme muset propočítat.

Kompresor



obr. 10 dělená komprese

Klíčové body na výstupu z první i druhé části kompresoru obr. 10 určíme stejně jako v první kapitole (8.1 Základní Ericsson – Braytonův cyklus), tj. pomocí termodynamické účinnosti kompresoru (7). Předpokládáme stejnou termodynamickou účinnost pro obě části kompresoru.

$$\eta_{td}^K = \frac{a_t^{KI}}{a_{t\ sk}^{KI}} \quad [1]$$

$$\eta_{td}^{KI} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_1)}{c_p \cdot (T_{3\ sk} - T_1)} = \frac{T_3 - T_1}{T_{3\ sk} - T_1} \quad [1]$$

$$T_{3\ sk} = T_1 + \frac{T_3 - T_1}{\eta_{td}^K} = 293 + \frac{395 - 293}{0,85}$$

$$T_{3\ sk} \doteq 412 \text{ [K]} = 139 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\eta_{td}^{KII} = \frac{c_p \cdot (T_5 - T_4)}{c_p \cdot (T_{5\ sk} - T_4)} = \frac{T_5 - T_4}{T_{5\ sk} - T_4} \quad [1]$$

$$T_{5\ sk} = T_4 + \frac{T_5 - T_4}{\eta_{td}^K} \text{ [K]}$$

$$T_{5\ sk} = 293 + \frac{395 - 293}{0,85} \doteq 412 \text{ [K]}$$

Vzhledem k tomu, že je termodynamická účinnost obou částí kompresoru stejná a jsou dodrženy stejné podmínky jako v kapitole (8.1), je stejná i výstupní teplota.



Účinnost

Dopočítali jsme klíčové body a můžeme přistoupit k určení účinnosti. Po zkušenostech s určením účinnosti v případě beze ztrát rovnou do výpočtu zahrneme také teplo odvedené v mezichladiči.

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|q_{od\ sk}|}{q_{př\ sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{7\ sk})| + |c_p \cdot (T_4 - T_{3\ sk})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{5\ sk})}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{7\ sk}| + |T_4 - T_{3\ sk}|}{T_6 - T_{5\ sk}}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|293 - 650| + |293 - 412|}{1\ 073 - 412}$$

$$\eta_{t\ sk} \doteq 0,2792 \quad [1]$$

Do účinnosti jsou zahrnuty aerodynamické ztráty v turbíně a kompresoru (ztráty v proudící tekutině), nejsou tam ale zohledněny další ztráty, jako např. mechanická účinnost zařízení, účinnost generátoru nebo účinnost spalovací komory. Tyto ztráty nyní pro zajímavost do výpočtu přidáme. Vycházet budeme ze vztahu (10):

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} \quad [1] \quad (12)$$

Parametry mají index *e* značící „parametry elektrárny“, avšak nejedná se stále ještě o skutečně vyvedený výkon, poněvadž neuvažujeme např. příkon chladícího čerpadla mezichladiče, účinnost transformátorů apod.

Skutečný hmotnostní průtok

Abychom si zachovali možnost srovnání výpočtu s první variantou, budeme předpokládat, že zadaný výkon $P = 100\ MW$ zahrnuje skutečný hmotnostní průtok a termodynamickou účinnost plynové turbíny. Avšak nikoliv účinnost mechanickou a účinnost generátoru:

$$P = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT}$$

Začneme výpočtem skutečné technické práce, poté určíme skutečný hmotnostní průtok.

$$\eta_{td}^{PT} = \frac{a_{t\ sk}^{PT}}{a_t^{PT}} = \frac{a_{t\ sk}^{PT}}{c_p \cdot (T_6 - T_7)}$$

$$a_{t\ sk}^{PT} = \eta_{td}^{PT} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_7) = 0,88 \cdot 1004,5 \cdot (1\ 073 - 592)$$

$$a_{t\ sk}^{PT} = 424,94 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{a_{t\ sk}^{PT}} = \frac{100 \cdot 10^6}{424,94 \cdot 10^3} = 235,33 \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Tím pádem ovšem musíme vypočítat výkon plynové turbíny zahrnující účinnost mechanickou i generátoru.

$$P_e^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT} \cdot \eta_M \cdot \eta_G \quad [W]$$



$$P_e^{PT} = 235,33 \cdot 424,94 \cdot 0,995 \cdot 0,98 = 97,51 \text{ MW}$$

Vidíme, že přibližně 2,5 MW je potřeba pro pokrytí ztrát v ložiscích, spoje plynové turbíny a generátoru. Dalším krokem je určení skutečného příkonu kompresoru. Již jsme si všimli, že u obou stupňů jsou stejné teploty na vstupu a výstupu, hmotnostní průtok vzduchu je pochopitelně také stejný, navíc uvažujeme u obou stupňů také stejnou termodynamickou účinnost. Logicky tedy skutečný příkon obou částí kompresoru bude stejný. Stačí tedy vypočítat pouze jednu část.

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t sk}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t sk}^{K I} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot c_p \cdot (T_1 - T_{3 sk}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = 235,33 \cdot 2 \cdot 1004,5 \cdot (293 - 412) \cdot 0,995 \cdot 0,98$$

$$P_e^K \doteq -55 \text{ [MW]}$$

Zbývá určit přivedený tepelný tok. Do výpočtu zahrneme také účinnost spalovací komory. Musíme tedy vycházet z teplotní bilance spalovací komory:

$$\dot{Q}_{pre} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{pr sk} = \dot{m}_{sk} \cdot q_{pr sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{5 sk})$$

$$\dot{Q}_{pre} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{5 sk})}{\eta_V} \text{ [MW]}$$

$$\dot{Q}_{pre} = \frac{235,33 \cdot 1004,5 \cdot (1073 - 412)}{0,97} \doteq 161,01 \text{ MW}$$

Nyní nám již nic nebrání ve výpočtu účinnosti „elektrárny“:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pre}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pre}} = \frac{97,51 - 55}{161,01} = 0,2640 \text{ [1]}$$

Shrnutí

Z předchozího je vidět, že účinnost cyklu s dělenou kompresí je menší, než cyklu bez dělené komprese. To je samozřejmě zvláštní, lze očekávat, že díky tomu, že jsme ušetřili část práce potřebné pro stlačení vzduchu, dojde ke zvýšení účinnosti celého cyklu. Pojdme se tedy podívat na oba cykly detailněji. Do

tab. 1 shrneme základní údaje pro oba případy.

Jak již bylo ukázáno, navzdory očekávání vychází účinnost cyklu s dělenou kompresí hůře nežli pro případ základního cyklu $\eta_e^{8.1} = 0,2652$ vs $\eta_e^{8.2} = 0,2640$. Ještě technická práce kompresoru napovídá, že by účinnost cyklu s dělenou kompresí měla být vyšší nežli u základního otevřeného cyklu ($a_{t sk}^{K 8.1} = -281,11 \text{ kJ/kg}$ oproti $a_{t sk}^{K 8.2} = -239,66 \text{ kJ/kg}$). Je zřejmé, že vlivem mezichlazení došlo ke snížení technické práce. Tomu také odpovídá příkon kompresoru $P_e^{K 8.1} = -64,51 \text{ MW}$ vs $P_e^{K 8.2} = -55 \text{ MW}$.

Technická práce plynové turbíny je v obou případech stejná, neboť v této části cyklu k žádné změně nedošlo. To platí také o hmotnostním průtoku, který je počítán jako poměr výkonu plynové turbíny a její technické práce. Pochopitelně bude shodný i výkon plynové turbíny za-



hrnující mechanickou účinnost. Zásadní rozdíl je však u přivedeného a odvedeného tepla. Celkový přiváděný tepelný tok se zvětší ($\dot{Q}_{pr e}^{8.1} = 124,45 \text{ MW}$; $\dot{Q}_{pr e}^{8.2} = 161,01 \text{ MW}$), což je způsobeno snížením teploty stlačeného vzduchu na výstupu z kompresoru ($T_{2 sk}^{8.1} = 573 \text{ K}$ vs $T_{5 sk}^{8.2} = 412,44 \text{ K}$). Je tedy zřejmé, že do cyklu vkládáme větší množství energie:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} \quad [1]$$

tab. 1 Porovnání základního cyklu (8.1) a cyklu s dělenou kompresí (8.2)

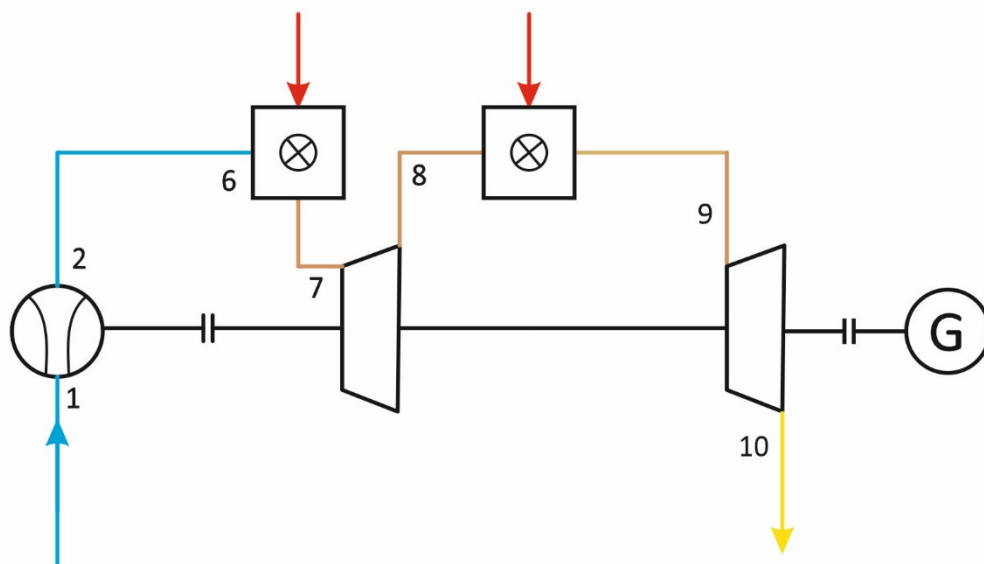
parametr	8.1	8.2
η_t [1]	0,448	0,4096
$\eta_{t sk}$ [1]	0,2863	0,2792
η_e [1]	0,2652	0,2640
$a_{t sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66
$a_{t sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94	
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33	
P_e^K [MW]	-64,51	-55
P_e^{PT} [MW]	97,51	
$\dot{Q}_{pr e}$ [MW]	124,45	161,01
$\dot{Q}_{od sk}$ [MW]	-84,38	-112,58
$T_{vyst sk}^K$ [K]	573	412,44
$T_{vyst sk}^{PT}$ [K]	650,11	

Do cyklu jsme přivedli přibližně 38 MW energie navíc, avšak dělenou kompresí jsme ušetřili pouze necelých 10 MW. Navíc se zvětší celkové množství odvedeného tepla o přibližně 28 MW. Všechny tyto skutečnosti mají ve výsledku za následek snížení účinnosti cyklu s dělenou kompresí oproti cyklu základnímu.

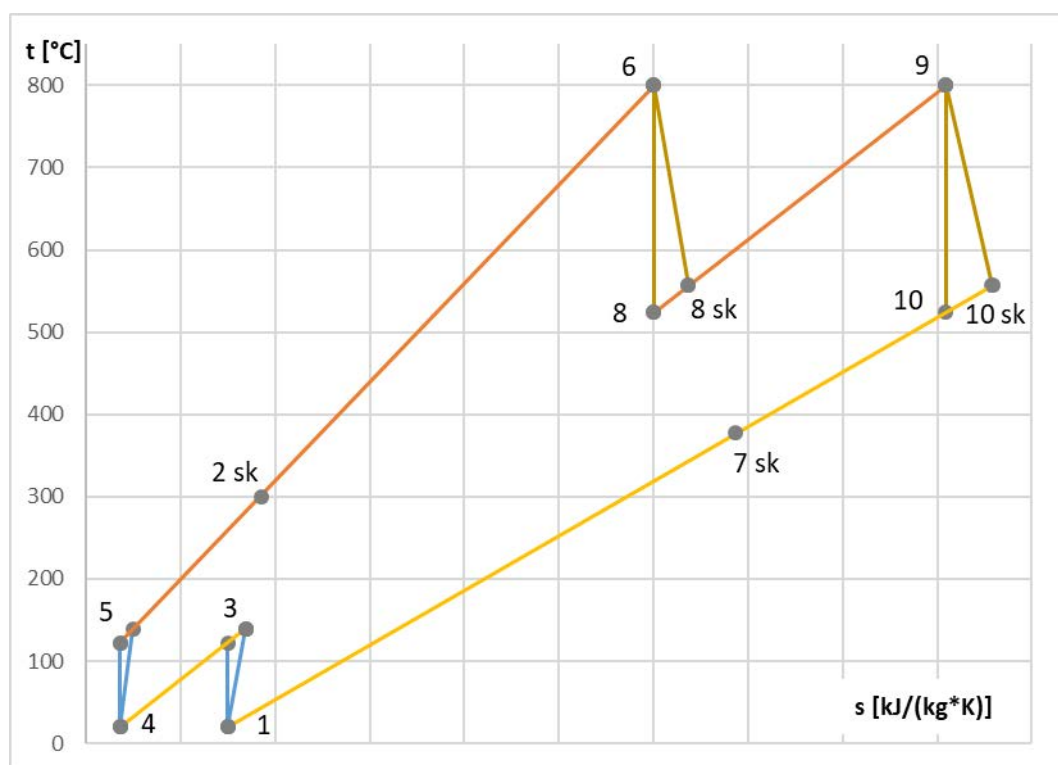
8.3 Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou expanzí

Jak jsme si ukázali u cyklu parní turbíny, jednou z možností zvýšení účinnosti cyklu je přehřívání, tj. přerušení expanze v turbíně, odvedení páry zpět do kotle a následné přivedení dalšího tepla do páry. Teplotu páry zvýšíme přibližně na teplotu admisní páry, poté páru odvádíme do druhé části turbíny. Tím zvětšíme technickou práci turbíny.

Obdobně budeme postupovat i spalovací turbíny. Po částečné expanzi odvedeme z VT části plynové turbíny spaliny do druhé spalovací komory, kam přivedeme další palivo (tj. teplo) a teplotu spalin zvýšíme, v našem případě na původní teplotu. Jedná se tedy o podobný proces jako v případě dělené komprese, s tím rozdílem, že v mezichladiči teplo ze stlačeného vzduchu odvádíme, zatímco ve druhé spalovací komoře teplo přivádíme.



obr. 11 Schéma cyklu s dělenou expanzí



obr. 12 T-s diagram cyklu s dělenou expanzí

Cyklus beze ztrát

Většina parametrů v klíčovém bodech opět zůstává nezměněna – vzduch je nasáván z atmosféry, tzn., že hodnoty v bodě 1 zůstávají stejné, parametry kompresoru, tj. stlačení vzduchu



při kompresy, se nemění a nemění se ani parametry na výstupu z kompresoru (bod 2). Stejně tak i vstup do plynové turbíny se nemění (bod 6). Z T -s diagramu (obr. 12) a schématu uspořádání cyklu (obr. 11) je zřejmé, že rozdělením expanze vznikli tři nové body – výstup z VT dílu plynové turbíny (bod 8), výstup z druhé spalovací komory/vstup do NT dílu plynové turbíny (bod 9) a nakonec bod 10 – výstup z VT části plynové turbíny.

Expanze v plynové turbíně

Jak již bylo řečeno, expanze v plynové turbíně je záměrně přerušena. K tomu dochází při vhodně zvoleném tlaku – optimální tlak je shodný s tlakem (9), při němž dochází k dělení komprese v kapitole 8.2 (Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou kompresí). Můžeme tedy rovnou přistoupit k určení dalších klíčových bodů. Budeme postupovat ve směru proudění, tj. vyjdeme z bodu 6 – vstup do plynové turbíny.

Pro výpočet expanze ve vysokotlaké části plynové turbíny potřebujeme nejprve určit klíčový bod 8. Vyjdeme z rovnice adiabaty (6), ovšem tentokrát nebudeme postupovat přes určení měrného objemu, ale použijeme úpravu odvozenou v doprovodném textu „*Základy termodynamiky pro výpočet spalovací turbíny*“, kdy budeme počítat přímo teplotu.

$$T_8 = T_6 \cdot \left(\frac{p_2}{p_x}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}$$

$$T_8 = 1\,073 \cdot \left(\frac{0,8}{0,2828}\right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} \doteq 797\,K$$

Technickou práci vysokotlaké části plynové turbíny určíme opět z prvního zákona termodynamiky (2). Výsledný tvar je:

$$a_t^{PTI} = \int_8^6 di = \int_8^6 c_p \cdot dT = c_p \cdot (T_6 - T_8) \quad \left[\frac{J}{kg}\right]$$

$$a_t^{PTI} = 1004,5 \cdot (1\,073 - 797) \doteq 277,04 \frac{kJ}{kg}$$

Pro vstup do nízkotlaké části plynové turbíny (bod 9) platí, že ve druhé spalovací komoře se teplota spalín zvýšila na teplotu shodnou se vstupem spalín do vysokotlaké části plynové turbíny, tj. $T_9 = T_6 = 1\,073\,K$ při tlaku $p_9 = p_x = 0,2828\,MPa$. Opět vypočítáme přímo teplotu na výstupu z VT dílu.

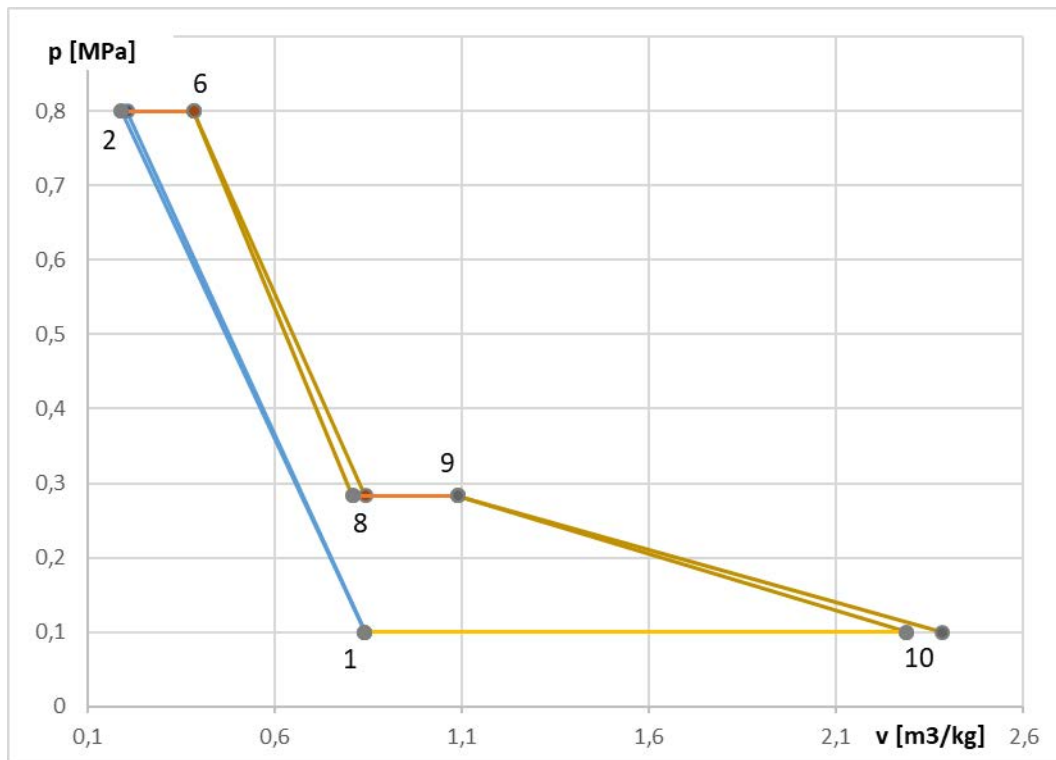
$$T_{10} = T_9 \cdot \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}$$

$$T_{10} = 1\,073 \cdot \left(\frac{0,2828}{0,1}\right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 797\,K$$

Nemělo by být překvapením, že teplota v bodě 10 je shodná s teplotou na výstupu z vysokotlaké části plynové turbíny, poněvadž – stejně jako u dělené komprese – jsme zachovali vstupní



teplotu do vysokotlaké i nízkotlaké části turbíny a zároveň jsme volili optimální tlak dělení expanze. Totéž platí také pro technickou práci nízkotlaké části plynové turbíny, která je shodná s prací části vysokotlaké.



obr. 13 p-v diagram cyklu s dělenou expanzí

Účinnost

Dle rovnice (1) určíme nyní teoretickou účinnost cyklu. Nesmíme zapomínat, že teplo přivádíme také ve druhé spalovací komoře, kterou tedy musíme do výpočtu zahrnout.

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{10})|}{c_p \cdot (T_6 - T_2) + c_p \cdot (T_9 - T_8)} = 1 - \frac{|T_1 - T_{10}|}{T_6 - T_2 + T_9 - T_8}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 797|}{1\,073 - 531 + 1\,073 - 797} \doteq 0,3836 \quad [1]$$

Opět je zřejmý pokles účinnosti, ačkoliv by mělo díky rozdělení expanze dojít naopak k jeho zvýšení. Proč tomu tak je probereme v závěrečném shrnutí.

Hmotnostní průtok

Jak již víme, hmotnostní průtok určujeme ze vztahu pro výkon plynové turbíny (11). Obdobně jako jsme při určování účinnosti brali zřetel na dvě spalovací komory, nyní musíme vzít v úvahu obě části plynové turbíny – vysokotlakou i nízkotlakou.



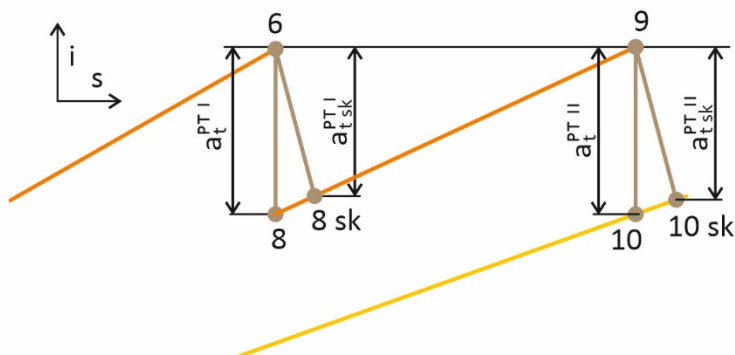
$$P = \dot{m} \cdot a_t^{PT} = \dot{m} \cdot (a_t^{PT I} + a_t^{PT II}) \quad | \quad a_t^{PT I} = a_t^{PT II}$$

$$\dot{m} = \frac{P}{2 \cdot a_t^{PT I}} = \frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 277,04} = 180,48 \frac{kg}{s}$$

Vidíme, že došlo k poklesu hmotnostního průtoku oproti předchozím příkladům, což je způsobeno zvýšením technické práce plynové turbíny při zachování jejího výkonu.

Všechny důležité parametry máme určené, přistoupíme k výpočtu cyklu se ztrátami.

Cyklus s dělenou expanzí zahrnující ztráty



obr. 14 dělená expanze

Plynová turbína

Většinu hodnot známe z příkladu 8.1 „Základní Ericsson – Braytonův cyklus“, dopočítáme pouze skutečnou expanzi (obr. 14) v obou částech plynové turbíny, resp. stačí spočítat pouze např. vysokotlakou část, poněvadž, jak jsme si již ukázali, obě části plynové turbíny jsou z hlediska termodynamiky identické a předpokládáme také stejnou termodynamickou účinnost obou částí.

$$\eta_{td}^{PT} = \frac{a_{t sk}^{PT I}}{a_t^{PT I}} \quad [1]$$

$$a_{t sk}^{PT I} = \eta_{td}^{PT} \cdot a_t^{PT I} = \eta_{td}^{PT} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_8)$$

$$a_{t sk}^{PT I} = 0,88 \cdot 1004,5 \cdot (1073 - 797) = 243,80 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{td}^{PT} = \frac{a_{t sk}^{PT I}}{a_t^{PT I}} = \frac{c_p \cdot (T_6 - T_{8 sk})}{c_p \cdot (T_6 - T_8)} = \frac{T_6 - T_{8 sk}}{T_6 - T_8} \quad [1]$$

$$T_{8 sk} = T_6 - \eta_{td}^{PT} \cdot (T_6 - T_8)$$

$$T_{8 sk} = 1073 - 0,88 \cdot (1073 - 797) = 830 K$$

Skutečná účinnost

Nyní vypočítáme skutečnou účinnost cyklu.



$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|q_{od\ sk}|}{q_{př\ sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{10\ sk})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{2\ sk}) + c_p \cdot (T_9 - T_{8\ sk})}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{10\ sk}|}{T_6 - T_{2\ sk} + T_9 - T_{8\ sk}}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|293 - 830|}{1\ 073 - 573 + 1\ 073 - 830} = 0,2767$$

Ještě spočítáme účinnost „elektrárny“ (12) s přihlédnutím k účinnostem mechanické, generátoru a spalovací komory.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} \quad [1]$$

Skutečný hmotnostní průtok

$$P = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot (a_{t\ sk}^{PT\ I} + a_{t\ sk}^{PT\ II}) = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I}$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I}} = \frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 243,80} = 205,09 \frac{kg}{s}$$

Díky znalosti skutečného hmotnostního průtoku můžeme dopočítat výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru $P_e = P_e^{PT} + P_e^K$ a tepelný tok přiváděný v palivu $\dot{Q}_{pr\ e}$.

$$P_e^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT} \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^{PT} = 205,09 \cdot 2 \cdot 243,80 \cdot 0,995 \cdot 0,98 = 97,51\ MW$$

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_{2\ sk}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = 205,09 \cdot 1\ 004,5 \cdot (293 - 573) \cdot 0,995 \cdot 0,98$$

$$P_e^K \doteq -56,22\ MW$$

$$\dot{Q}_{pr\ e} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{2\ sk}) + (T_9 - T_{8\ sk}))$$

$$\dot{Q}_{pr\ e} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{2\ sk}) + (T_9 - T_{8\ sk}))}{\eta_V} = 161,09\ MW$$

Nyní již můžeme dopočítat účinnost „elektrárny“:

$$\eta_e = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{97,51 - 56,22}{161,09} = 0,2563 \quad [1]$$

Vlastní spotřeba

Dalším parametrem, který budeme sledovat, je vlastní spotřeba cyklu. Tak, jako jsme u parního cyklu v souvislosti s vlastní spotřebou zaměřili pozornost pouze na napájecí čerpadlo, stejně i zde budeme sledovat jen kompresor. Použijeme stejný vztah jako v případě parního cyklu:



$$E = \frac{|P_e^K|}{P_e^{PT}} = \frac{|-56,22|}{97,51} = 0,5765 \quad [1] \quad (13)$$

Jak je vidět, vlastní spotřeba cyklu (resp. příkon kompresoru) je více než 57%. U cyklu parní turbíny vychází vlastní spotřeba kolem 2%.

Shrnutí

Opět provedeme porovnání cyklu s dělenou expanzí s předchozími dvěma cykly. Hlavní parametry budou uvedeny v následující tab. 2.

Pro lepší přehlednost některé z parametrů ještě zobrazíme graficky v následujících obr. 15 a obr. 16.

tab. 2 Porovnání cyklu s dělenou expanzí (8.3) se základním cyklem (8.1) a cyklem s dělenou kompresí (8.2)

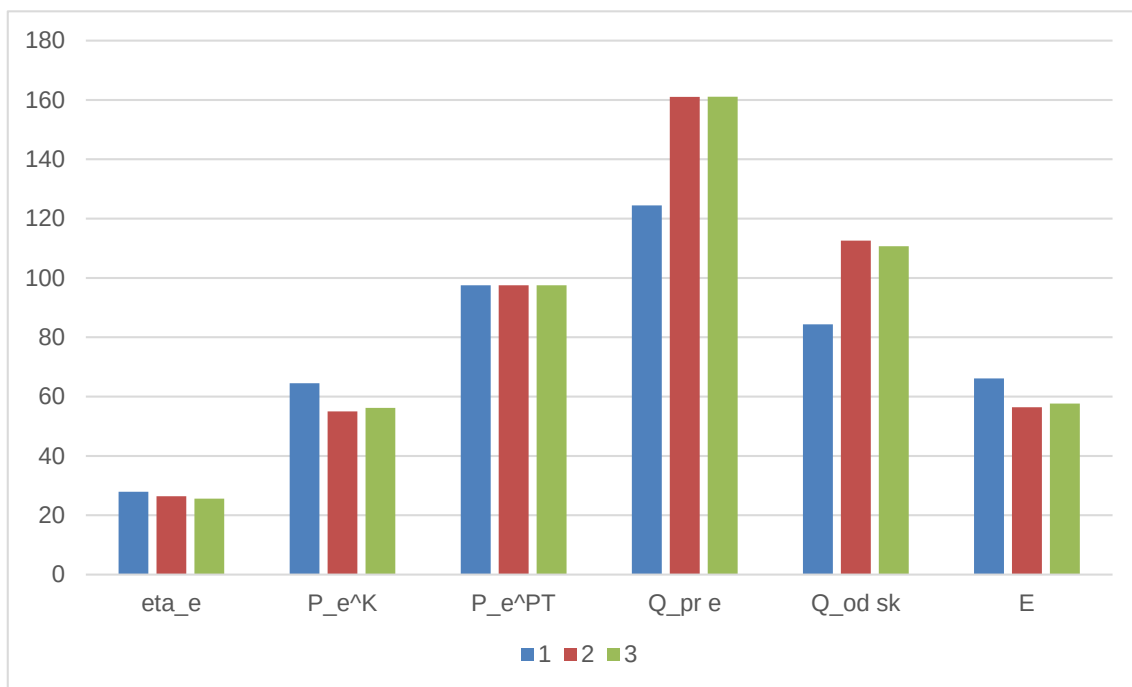
<i>parametr</i>	8.1	8.2	8.3
η_t [1]	0,448	0,4096	0,3836
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,2863	0,2792	0,2767
η_e [1]	0,2652	0,2640	0,2563
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66	-281,11
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94		487,60
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33		205,09
P_e^K [MW]	-64,51	-55	-56,22
P_e^{PT} [MW]	97,51		
$\dot{Q}_{pr\ e}$ [MW]	124,45	161,01	161,09
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-84,38	-112,58	-110,69
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573	412	573
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650		830
E [1]	0,6615	0,5640	0,5765

Za prvé na obr. 15 vidíme, že účinnost elektrárny opět poklesla ($\eta_e^{8.1} = 0,2652$; $\eta_e^{8.2} = 0,2640$; $\eta_e^{8.3} = 0,2563$). Tento pokles však nebyl způsoben nárůstem celkového přivedeného tepla jako v případě předchozího příkladu. Přidáním druhé spalovací komory sice došlo k navýšení měrného přivedeného tepla, avšak zároveň poklesl hmotnostní průtok ($\dot{m}_{sk}^{8.1} = \dot{m}_{sk}^{8.2} = 235,33\ kg/s$; $\dot{m}_{sk}^{8.3} = 205,09\ kg/s$; obr. 16). Celkový přivedený tepelný tok tedy zůstal skoro nezměněn (v porovnání s příkladem 8.2) a není tedy důvodem poklesu účinnosti. Dokonce došlo k mírnému poklesu odvedeného celkového tepla.

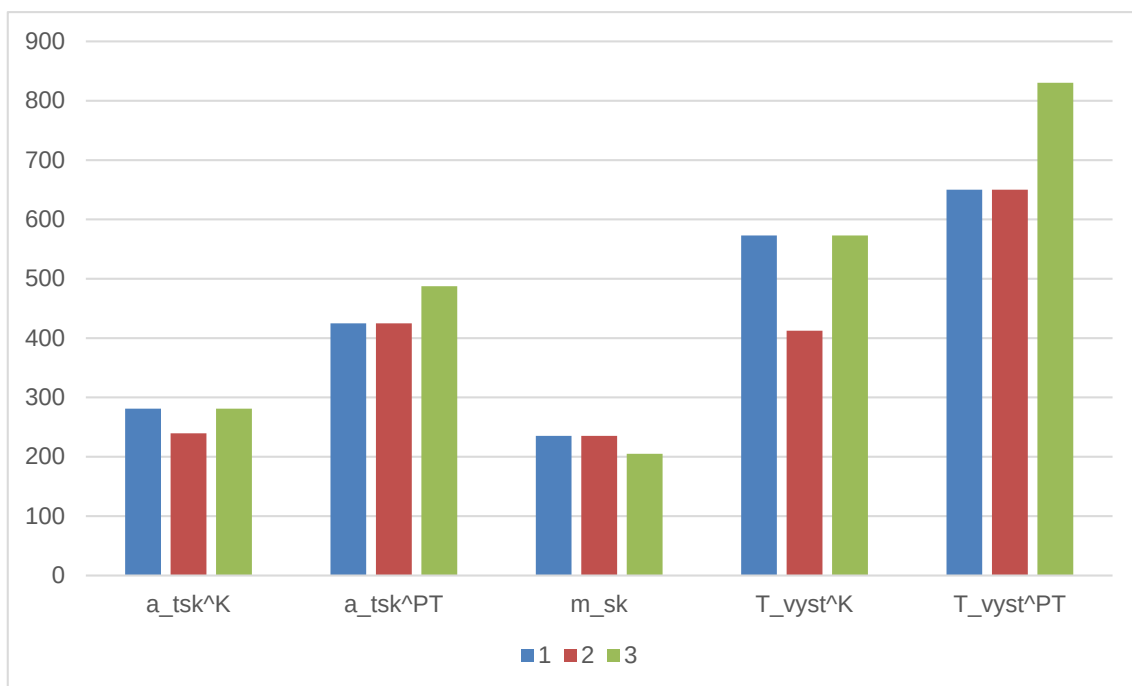
Jak je ale vidět z tabulky a obr. 15, oproti cyklu 8.2 došlo k mírnému zvýšení příkonu kompresoru $P_e^{K\ 8.2} = -55\ MW$; $P_e^{K\ 8.3} = -56,22\ MW$ (technická práce kompresoru cyklu s dělenou expanzí je stejná jako pro základní cyklus, ovšem vzhledem k menšímu hmotnostnímu průtoku



je také příkon kompresoru cyklu 8.3 menší). Při srovnání cyklu 8.2 a 8.3 je vidět, že výkon plynové turbíny je stejný, přivedený celkový tepelný tok prakticky také, jen příkon kompresoru je u cyklu s dělenou expanzí o 1,22 MW větší. Proto je také účinnost tohoto cyklu poněkud menší.



obr. 15 grafické shrnutí 1



obr. 16 grafické shrnutí 2

Velice přínosné je také porovnání účinnosti cyklu beze ztrát η_t . Zde je vidět výrazný pokles u všech tří cyklů ($\eta_t^{8.1} = 0,448$; $\eta_t^{8.2} = 0,4096$; $\eta_t^{8.3} = 0,3836$). Toto porovnání je důležité



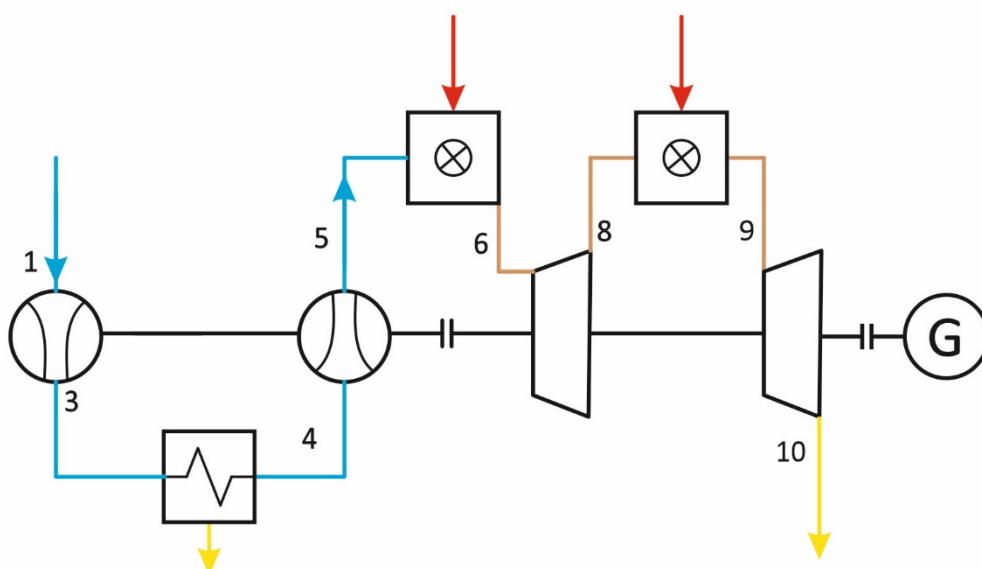
z toho důvodu, že tento parametr není ovlivněn hmotnostním průtokem, jedná se pouze o poměr měrného odvedeného a přivedeného tepla. Důvod pro pokles účinnosti u cyklu 8.2 vůči 8.1 byl již vysvětlen. Budeme-li se nyní věnovat porovnání cyklu 8.3 vs. 8.1, došlo ke zvýšení měrného přivedeného tepla ($q_{pr}^{8.1} = 544,56 \text{ kJ/kg}$; $q_{pr}^{8.3} = 821,61 \text{ kJ/kg}$), což by mělo vést k nárůstu účinnosti. Avšak rozdělením expanze zároveň došlo ke zvýšení měrného odvedeného tepla. A právě zde se ukazuje velký nedostatek dělené expanze, potažmo celého cyklu spalovací turbíny – vysoká teplota spalin na výstupu z plynové turbíny (přibližně 380°C u základního cyklu a 560°C u cyklu s dělenou expanzí).

Dalším parametrem, na který jsme v kapitole 8.3 zaměřili pozornost, je vlastní spotřeba cyklu. Jedná se vlastně o množství energie, které z výkonu na svorkách generátoru $P_e^{PT} = 97,51 \text{ MW}$ použijeme pro samotný cyklus. V našem případě uvažujeme pouze příkon kompresoru, což sice není jediné zařízení odebírající vyrobenou energii, ale rozhodně je odběratelem největším ($P_e^{K 8.1} = -64,51 \text{ MW}$; $P_e^{K 8.2} = -55 \text{ MW}$; $P_e^{K 8.3} = -56,22 \text{ MW}$). Tomu samozřejmě odpovídá velikost vlastní spotřeby: $E^{8.1} = 66,15\%$; $E^{8.2} = 56,40\%$; $E^{8.3} = 57,65\%$.

8.4 Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou kompresí i expanzí

Tento cyklus je kombinací obou předchozích cyklů. Ačkoliv bychom mohli očekávat navýšení účinnosti, je již teď – vzhledem k předchozím výsledkům – zřejmé, že ke zvýšení účinnosti nedojde.

V tomto příkladu máme jednu výhodu, a to znalost všech klíčových bodů, poněvadž jsme si je již spočítali. Můžeme tedy pouze dosadit do známých vztahů a spočítat sledované parametry.



obr. 17 Schéma cyklu s dělenou kompresí i expanzí

Cyklus beze ztrát

Nejprve upravíme vztah pro účinnost a dosadíme do něj klíčové teploty.



$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{10})| + |c_p \cdot (T_4 - T_3)|}{c_p \cdot (T_6 - T_5) + c_p \cdot (T_9 - T_8)}$$

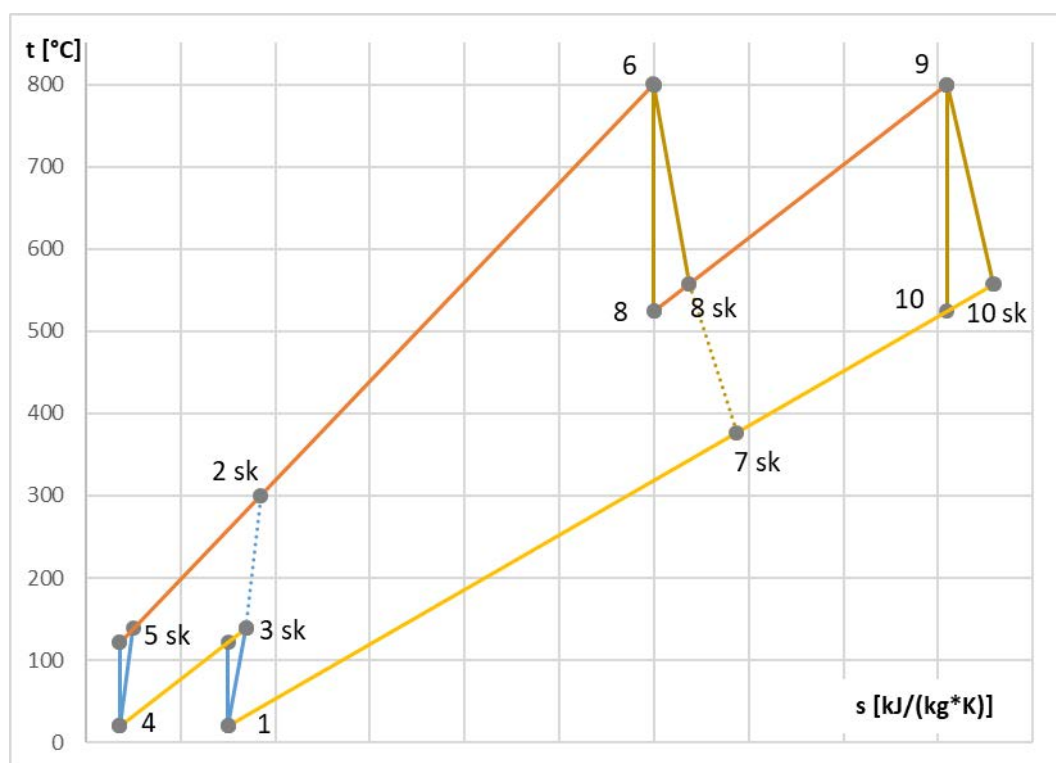
$$\eta_t = 1 - \frac{|T_1 - T_{10}| + |T_4 - T_3|}{T_6 - T_5 + T_9 - T_8}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 797| + |293 - 395|}{1\,073 - 395 + 1\,073 - 797} = 0,3655 \quad [1]$$

Dle očekávání došlo opět k poklesu účinnosti. Hmotnostní průtok není nutné počítat, poněvadž vyjde stejný jako v případě s dělenou expanzí – výkon plynové turbíny je zadaný a technická práce se oproti příkladu 8.3 (Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou expanzí) nezměnila. Přistoupíme tedy k výpočtu cyklu zahrnujícího ztráty.

Cyklus s dělenou expanzí a kompresí zahrnující ztráty

Klíčové body známe, můžeme tedy rovnou spočítat účinnost cyklu i „elektrárny“.



obr. 18 T-s diagram cyklu s dělenou kompresí i expanzí

Skutečná účinnost

Nejprve vypočítáme skutečnou účinnost cyklu.

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|q_{od\ sk}|}{q_{př\ sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{10\ sk})| + |c_p \cdot (T_4 - T_{3\ sk})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{5\ sk}) + c_p \cdot (T_9 - T_{8\ sk})}$$



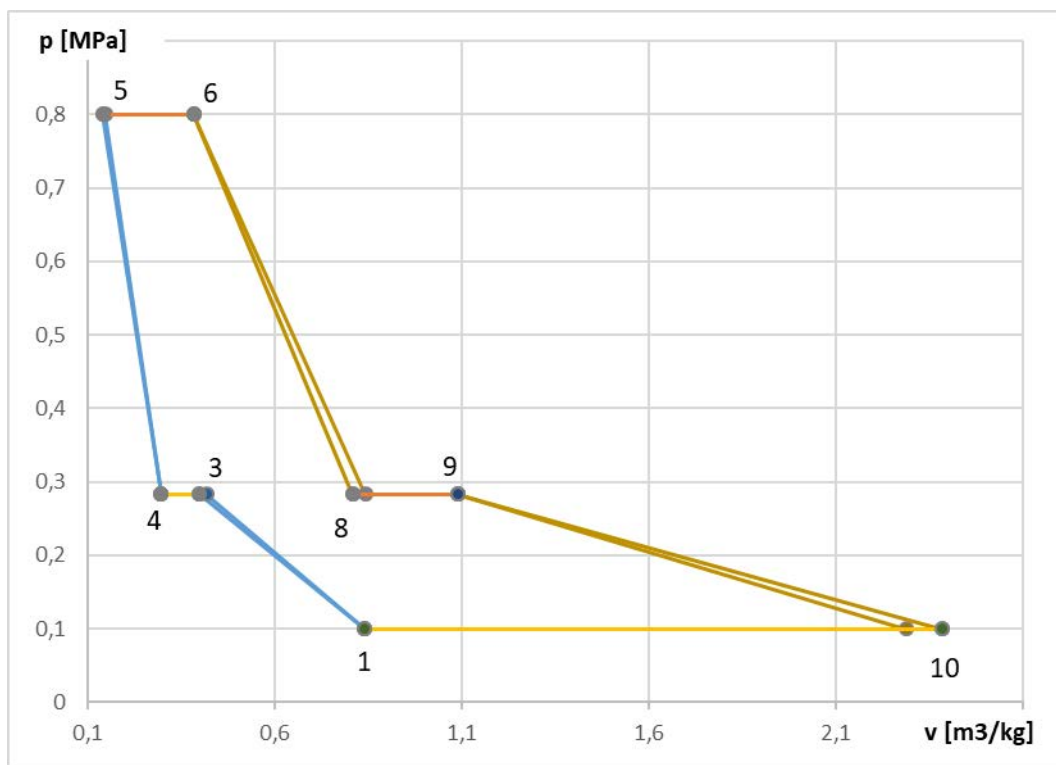
$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{10 sk}| + |T_4 - T_{3 sk}|}{T_6 - T_{5 sk} + T_9 - T_{8 sk}}$$

$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|293 - 830| + |293 - 412|}{1\,073 - 412 + 1\,073 - 830} = 0,2732$$

Ještě spočítáme účinnost „elektrárny“ (12) s přihlédnutím k účinnostem mechanické, generátoru a spalovací komory.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} \quad [1]$$

Abychom získali potřebné hodnoty, určíme nejprve skutečný hmotnostní průtok. Do tohoto výpočtu opět zahrneme pouze termodynamickou účinnost turbíny.



obr. 19 p-v diagram

Skutečný hmotnostní průtok

$$P = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t sk}^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot (a_{t sk}^{PT I} + a_{t sk}^{PT II}) = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t sk}^{PT I}$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{2 \cdot a_{t sk}^{PT I}} = \frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 243,80} = 205,09 \frac{kg}{s}$$

Díky znalosti skutečného hmotnostního průtoku můžeme dopočítat výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru $P_e = P_e^{PT} + P_e^K$ a tepelný tok přiváděný v palivu $\dot{Q}_{pr e}$.

$$P_e^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t sk}^{PT} \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t sk}^{PT I} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^{PT} = 205,09 \cdot 2 \cdot 243,80 \cdot 0,995 \cdot 0,98 = 97,51 \text{ MW}$$



$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t sk}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G \quad | \quad a_{t sk}^K = a_{t sk}^{K I} + a_{t sk}^{K II} = 2 \cdot a_{t sk}^{K I}$$

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot c_p \cdot (T_1 - T_{3 sk}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = 205,09 \cdot 2 \cdot 1\,004,5 \cdot (293 - 412) \cdot 0,995 \cdot 0,98$$

$$P_e^K \doteq -47,93 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{pr e} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{pr sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{5 sk}) + (T_9 - T_{8 sk}))$$

$$\dot{Q}_{pr e} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{5 sk}) + (T_9 - T_{8 sk}))}{\eta_V} = 191,87 \text{ MW}$$

Nyní již můžeme dopočítat účinnost „elektrárny“:

$$\eta_e = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{97,51 - 47,93}{191,87} = 0,2584 \quad [1]$$

Vlastní spotřeba

$$E = \frac{|P_e^K|}{P_e^{PT}} = \frac{|-47,93|}{97,51} = 0,4915 \quad [1]$$

Jak je vidět, vlastní spotřeba celkem výrazně poklesla oproti předchozím variantám. Důvod tohoto poklesu opět rozebereme v závěrečném shrnutí.

Shrnutí

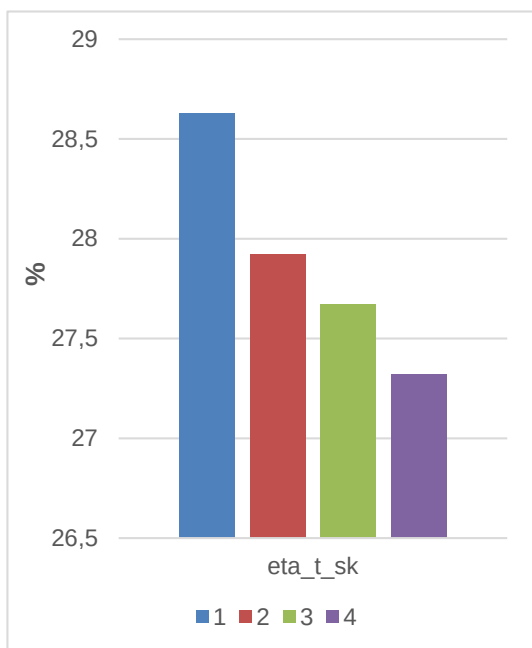
Všechny důležité parametry opět přidáme do přehledné tabulky a následně je pro lepší představu znázorníme graficky.

tab. 3 Porovnání cyklu s dělenou kompresí a expanzí (8.4) s předchozími cykly (8.1), (8.2) a (8.3)

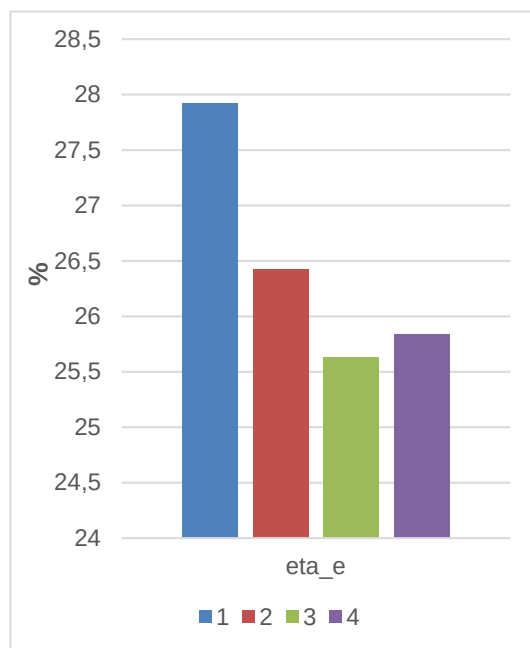
parametr	8.1	8.2	8.3	8.4
η_t [1]	0,448	0,4096	0,3836	0,3655
$\eta_{t sk}$ [1]	0,2863	0,2792	0,2767	0,2732
η_e [1]	0,2652	0,2640	0,2563	0,2584
$a_{t sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66
$a_{t sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94		487,60	
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33		205,09	
P_e^K [MW]	-64,51	-55	-56,22	-47,93
P_e^{PT} [MW]	97,51			
$\dot{Q}_{pr e}$ [MW]	124,45	161,01	161,09	191,87
$\dot{Q}_{od sk}$ [MW]	-84,38	-112,58	-110,69	-135,26
$T_{vyst sk}^K$ [K]	573	412	573	412
$T_{vyst sk}^{PT}$ [K]	650		830	
E [1]	0,6615	0,5640	0,5765	0,4915



Jak je vidět z tab. 3 a z obr. 20, došlo k dalšímu poklesu účinnosti cyklu, avšak z obr. 21 je patrný mírný nárůst účinnosti „elektrárny“ oproti cyklu s dělenou expanzí. Vzhledem k cyklům 8.1 a 8.2 je ovšem pořád nižší. V případě tepelné účinnosti je zřejmé z obr. 18, že došlo ke zvýšení přivedeného měrného tepla posunutím výstupu z kompresoru z bodu 2sk do bodu 5sk, což má na účinnost cyklu pozitivní vliv, ale zároveň došlo i ke zvětšení odvedeného měrného tepla rozdělením expanze (posun výstupu z plynové turbíny z bodu 7sk do bodu 10sk). Odvedené měrné teplo má na cyklus bohužel větší vliv než měrné teplo přivedené.



obr. 20 skutečná tepelná účinnost cyklu [%]

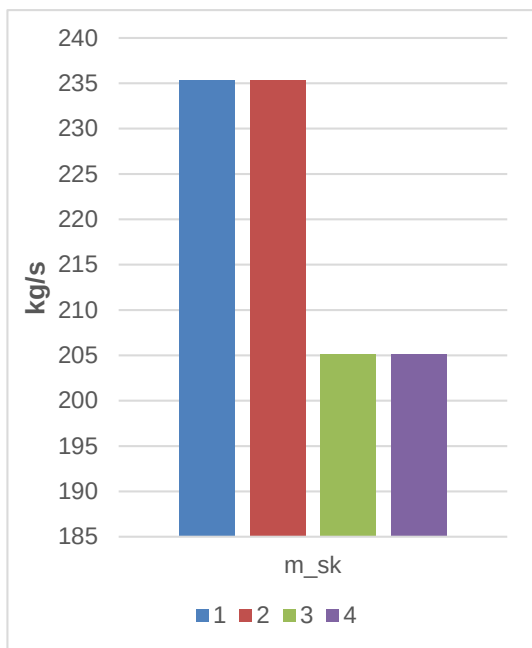


obr. 21 účinnost "elektrárny" [%]

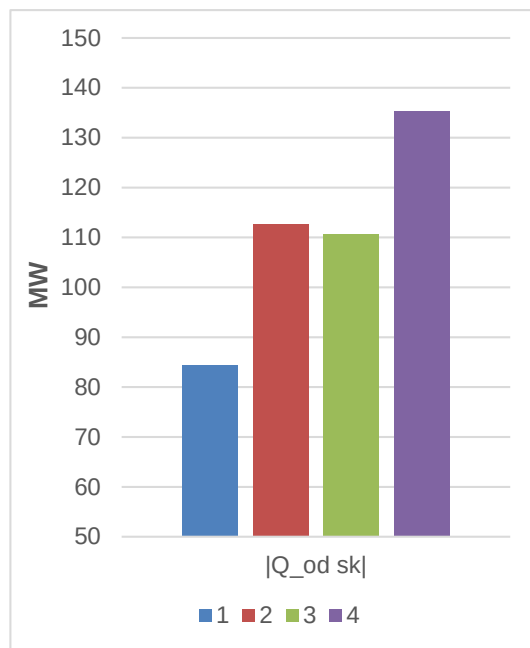
Je dobré si také uvědomit, že velkou roli při výpočtu cyklu hraje hmotnostní průtok. Porovnání jednotlivých cyklů je na obr. 22. Jak je vidět, skutečný hmotnostní průtok je v případě cyklů 8.1 a 8.2 stejný, což platí i pro druhé dva cykly. To je dáno tím, že výkon plynové turbíny se neměnil a ke změně skutečné technické práce došlo až v souvislosti s dělením expanze. Skutečný hmotnostní průtok je důvodem, proč účinnost „elektrárny“ (obr. 21) se v případě cyklu 8.4 mírně zvýší oproti cyklu 8.3. Z tab. 3 a z příložených grafů je zřejmé (a z výpočtů pochopitelně také), že skutečná technická práce kompresoru je stejná pro cykly 8.1 a 8.3, resp. 8.2 a 8.4 (obr. 24), pro plynovou turbínu pak 8.1 a 8.2 resp. 8.3 a 8.4 (obr. 25). Výkon turbosoustrojí je pro všechny čtyři cykly stejný (97,51 MW). Hmotnostní průtok však ovlivňuje příkon kompresoru – snižování hmotnostního průtoku vede k výraznému poklesu příkonu kompresoru – viz obr. 26 (o přibližně 25% oproti základnímu cyklu a 13% oproti druhým dvěma cyklům 8.2 a 8.3). Na druhou stranu ale u tohoto cyklu dochází k výraznému nárůstu měrného přivedeného tepla. To má dvě příčiny, jednak rozdělením expanze přivádíme teplo také ve druhé spalovací komoře, druhou příčinou je pak rozdělení komprese, což sice přinese snížení technické práce kompresoru, avšak zároveň teplo odvedené v mezichladiči musíme přivést v palivu. Dochází tedy ke značnému zvýšení přivedeného měrného tepla. Díky poklesu hmotnostního průtoku nárůst celkového přivedeného tepla není tak dramatický (obr. 27), přesto musíme do systému vložit více energie, tj. dojde ke zvýšení spotřeby paliva. Do cyklu tedy vkládáme více



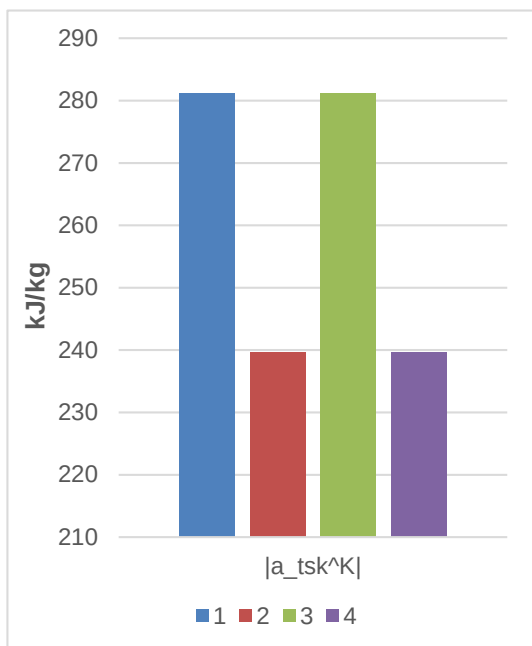
tepelné energie, ale zároveň díky poklesu příkonu kompresoru dodává turbosoustrojí do rozvodné sítě větší množství energie elektrické. Výsledkem je pak mírný nárůst účinnosti „elektrárny“ vůči cyklu 8.3.



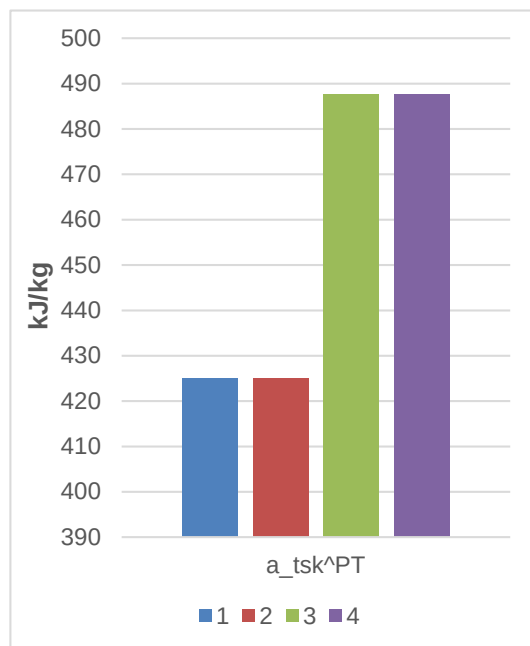
obr. 22 hmotnostní průtok [kg/s]



obr. 23 absolutní hodnota celkového odvedeného tepelného toku



obr. 24 skutečná absolutní měrná technická práce kompresoru

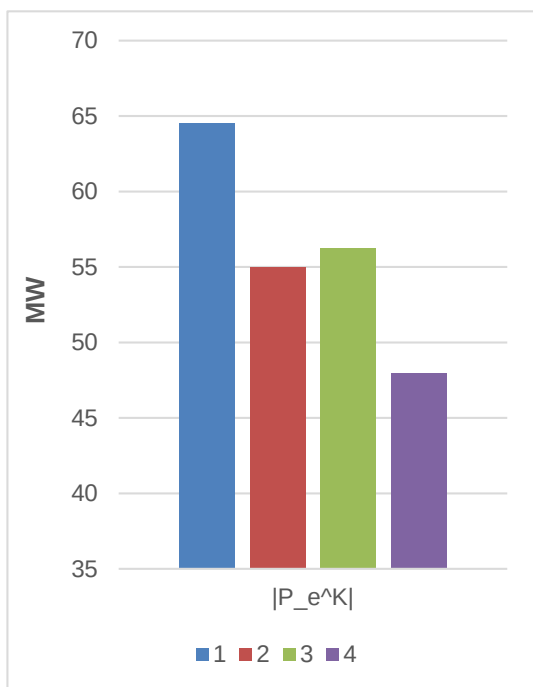


obr. 25 skutečná měrná technická práce plynové turbíny

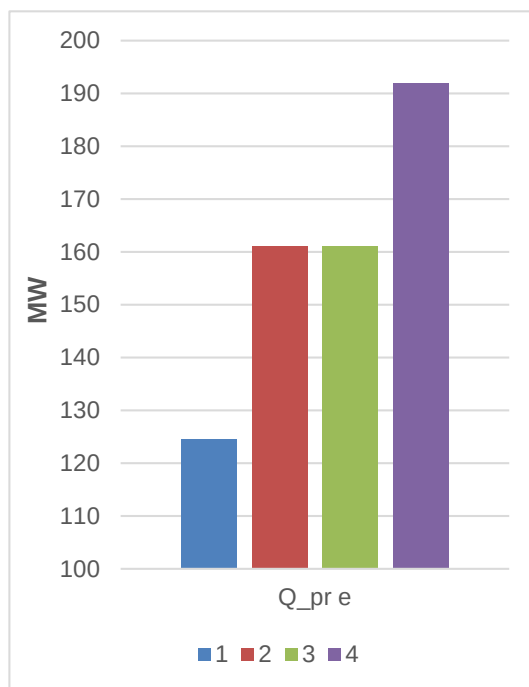
Zajímavé je také sledování teploty spalin na výstupu z plynové turbíny. Jak je vidět z obr. 28, tato teplota je celkem vysoká (v případě jednotělesové plynové turbíny je teplota spalin 377 °C, v případě dělené expanze pak dokonce 557 °C). Při hmotnostním průtoku 235, resp. 205 kg/s



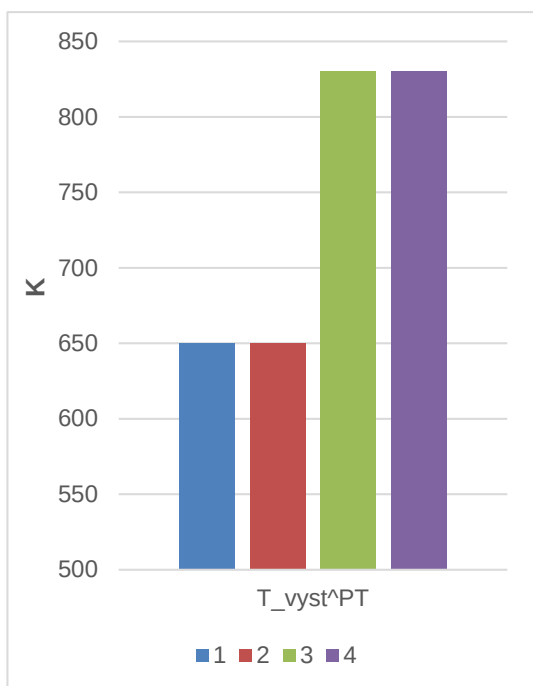
se jedná o velké množství nevyužitého tepla. To je, jak již bylo zmíněno, velkým nedostatkem propočítaných cyklů. Dalším výrazným nedostatkem cyklů spalovací turbíny je velká energetická náročnost stlačení vzduchu, což je vidět na obr. 29, kde je znázorněna vlastní spotřeba cyklu.



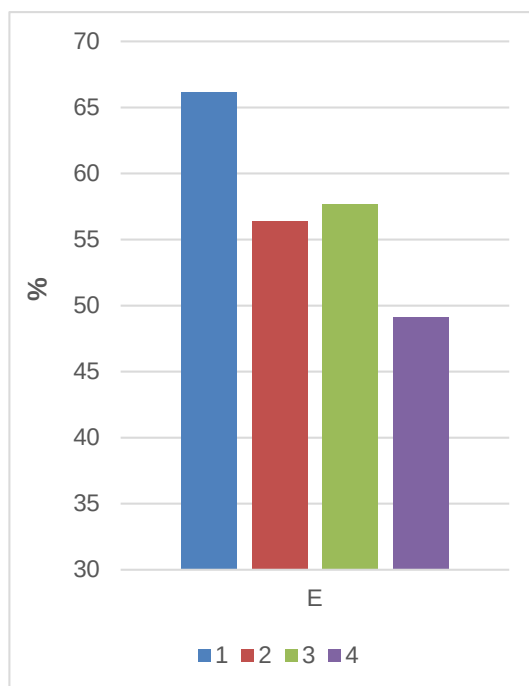
obr. 26 absolutní příkon kompresoru



obr. 27 přivedený tepelný tok v palivu



obr. 28 teplota spalin odváděných do okolí



obr. 29 vlastní spotřeba cyklu

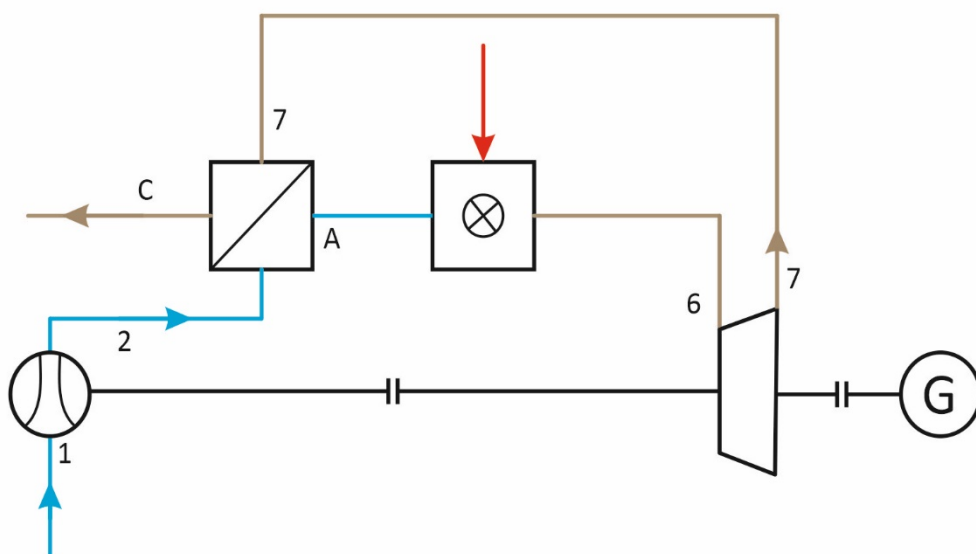


Na přednášce zaznělo, že jsou celkem tři způsoby zvýšení účinnosti:

1. Zvýšení vstupních parametrů (teplota/tlak).
2. Dělená komprese/expanze, což – jak jsme si nyní ukázali – účinnost příliš neovlivní.
3. Využití tepla odváděných spalin. Zde se nabízejí dvě možnosti – regenerace a paroplynový cyklus. Paroplynovému cyklu se budeme věnovat zvlášť, na regeneraci se podíváme detailně v následujících příkladech. Provedeme srovnání cyklů právě vypočítaných se stejnými cykly, ve kterých bude zahrnuta regenerace tepla spalin.

8.5 Základní Ericsson – Braytonův cyklus s regenerací

Jeden z důležitých parametrů, na které jsme v předchozích výpočtech zaměřili pozornost, je výstupní teplota spalin. Její hodnota je celkem vysoká ($t_{vyst}^{PT} = 377^\circ\text{C}$ resp. $t_{vyst}^{PT} = 557^\circ\text{C}$). To má samozřejmě neblahý vliv na účinnost cyklu. Nabízí se tedy možnost zvýšení účinnosti cyklu využitím tepla z odváděných spalin. Jak již bylo řečeno výše, jsou dvě možnosti, jak toho dosáhnout. Abychom mohli porovnat vliv využití tepla spalin s předchozími cykly, zaměříme se na první z možností, tj. na regeneraci tepla. Začneme opět výpočtem základního cyklu (obr. 30). Klíčové body cyklu jsou již spočítané, je třeba dořešit pouze regenerační výměník.



obr. 30 základní cyklus s regeneračním výměníkem

Regenerační výměník beze ztrát

Při řešení výměníku budeme vycházet z tepelné bilance výměníku.

$$d\dot{Q}_v + d\dot{Q}_s = 0 \quad (14)$$

$$\int_2^A d\dot{Q}_v = - \int_7^C d\dot{Q}_s = \int_C^7 d\dot{Q}_s$$

Pro určení tepelného toku využijeme kalorimetrickou rovnici.

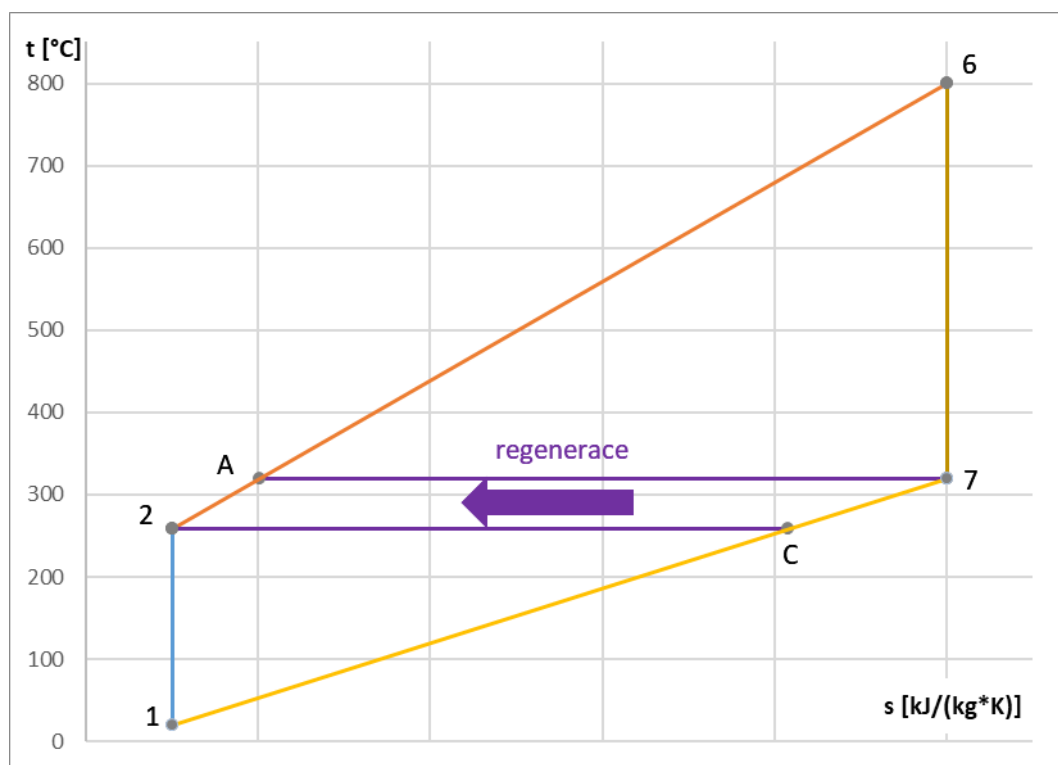
$$d\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot dT \quad (15)$$



$$\int_A^B d\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \int_A^B dT$$

Po doplnění kalorimetrické rovnice (15) do tepelné bilance (14) získáme vztah:

$$\dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot \int_2^A dT = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot \int_C^7 dT$$



obr. 31 T-s diagram základního cyklu s regenerací

Jak bylo řečeno v předchozím, zanedbáváme hmotnostní průtok paliva, tudíž $\dot{m}_v = \dot{m}_s$. Zároveň předpokládáme ideální plyn, c_p je tím pádem konstantní, navíc pro zjednodušení výpočtu předpokládáme zanedbatelný vliv paliva na měrnou tepelnou kapacitu spalín, jinak řečeno $c_{ps} = c_{pv}$. Po zjednodušení tak získáme vztah zahrnující pouze teploty:

$$\int_2^A dT = \int_C^7 dT$$

$$T_A - T_2 = T_7 - T_C$$

Vzhledem k tomu, že předpokládáme ideální výměník beze ztrát, zjednodušíme si výpočet tím, že budeme považovat teploty T_7 a T_A za shodné.

$$T_A - T_2 = T_A - T_C$$

$$T_2 = T_C$$

Jak je vidět, rovnost tím pádem platí i pro teploty T_2 a T_C . T-s diagram pak vypadá dle obr. 31. Můžeme tedy vypočítat účinnost ideálního základního cyklu s regenerací:



$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_C)|}{c_p \cdot (T_6 - T_A)} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|T_1 - T_C|}{T_6 - T_A} = 1 - \frac{|293 - 531|}{1\,073 - 592} = 0,5052 \quad [1]$$

Nyní již díky regeneraci došlo ke zvýšení účinnosti cyklu v porovnání se základním cyklem bez regenerace o přibližně šest procent. To je ovšem pro případ ideálního cyklu beze ztrát. Jak vypadá srovnání základních cyklů zahrnujících ztráty, si ukážeme v následující kapitole.

Základní cyklus s regenerací zahrnující ztráty

V tomto případě nestačí pouze zahrnutí ztrát v plynové turbíně a v kompresoru, ale musíme také brát v úvahu ztráty ve výměníku. Vycházíme z obdobného vztahu jako v případě cyklu beze ztrát.

$$d\dot{Q}_v + d\dot{Q}_s \cdot \eta_V = 0$$

$$\int_{2\,sk}^{AR} d\dot{Q}_v = - \int_{7\,sk}^{CR} d\dot{Q}_s \cdot \eta_V = \int_{CR}^{7\,sk} d\dot{Q}_s \cdot \eta_V$$

Po doplnění kalorimetrické rovnice (15) do tepelné bilance získáme vztah:

$$\dot{m}_v \cdot c_{p\,v} \cdot \int_{2\,sk}^{AR} dT = \dot{m}_s \cdot c_{p\,s} \cdot \int_{CR}^{7\,sk} dT \cdot \eta_V$$

Opět uvažujeme shodný hmotnostní průtok média před a za spalovací komorou $\dot{m}_v = \dot{m}_s$ a stejnou měrnou tepelnou kapacitu vzduchu a spalin $c_{p\,v} = c_{p\,s}$. Při splnění zmíněných podmínek získáme vztah:

$$\int_{2\,sk}^{AR} dT = \int_{CR}^{7\,sk} dT \cdot \eta_V$$

$$T_{AR} - T_{2\,sk} = (T_{7\,sk} - T_{CR}) \cdot \eta_V$$

Vzhledem k tomu, že nynější výpočet předpokládá reálný regenerační výměník tepla, musíme vzít v úvahu také konečnou velikost výměníku a tím pádem koncový rozdíl teplot δT (jak je vidět na obr. 32, který se běžně pohybuje v rozmezí 2,5 až 3,5 °C. Zvolili jsme si průměr, tj. 3 °C.

$$T_{CR} = T_{2\,sk} + \delta T = 573 + 3 = 576 \, K$$

Poslední neznámou je tedy teplota T_{AR} , kterou snadno dopočítáme.

$$T_{AR} - T_{2\,sk} = (T_{7\,sk} - T_{CR}) \cdot \eta_V$$

$$T_{AR} = T_{2\,sk} + (T_{7\,sk} - T_{CR}) \cdot \eta_V = 573 + (650 - 576) \cdot 0,95$$

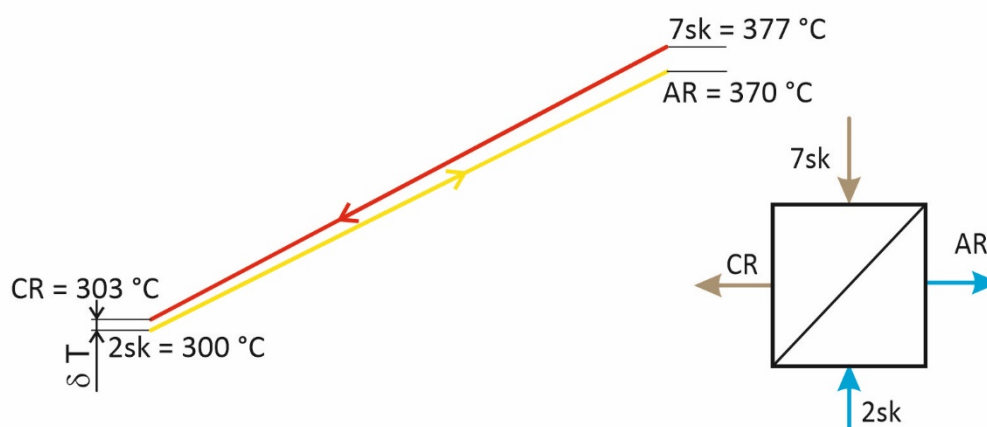
$$T_{AR} = 643 \, K$$

Když známe potřebné teploty, můžeme dopočítat skutečnou účinnost cyklu.

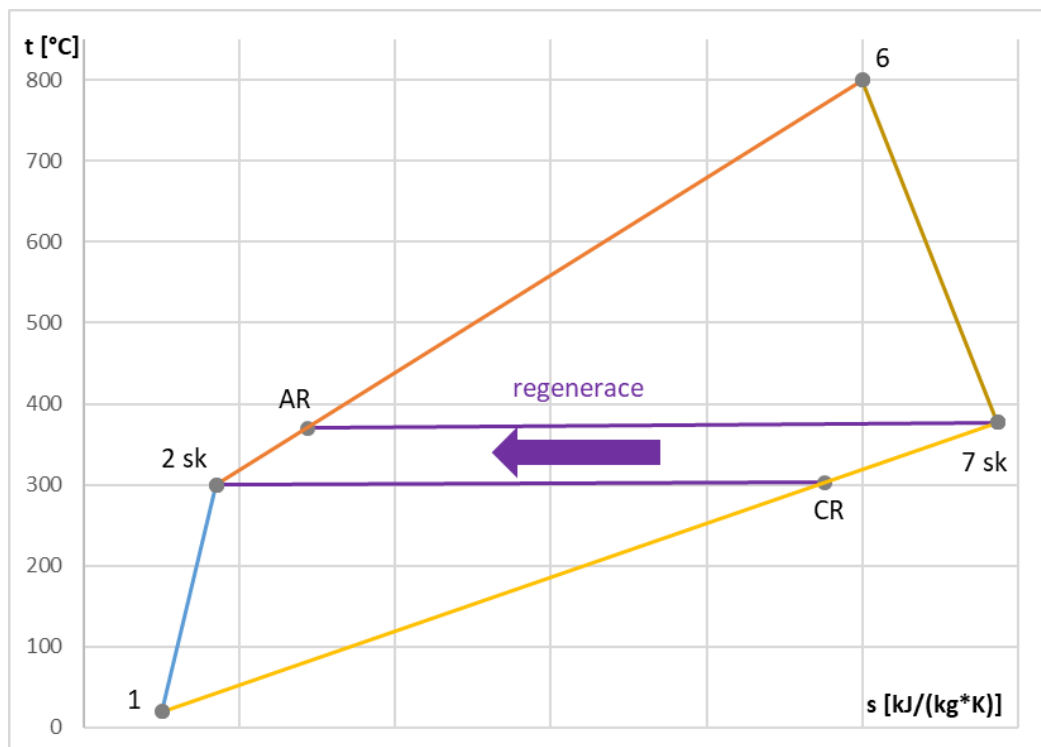


$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|q_{od sk}|}{q_{př sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{CR})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{AR})} \quad [1]$$

$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{CR}|}{T_6 - T_{AR}} = 1 - \frac{|293 - 576|}{1\,073 - 643} = 0,3418 \quad [1]$$



obr. 32 průběh teplot ve výměníku



obr. 33 T-s diagram základního cyklu se ztrátami a s regenerací

Nyní spočítáme účinnost „elektrárny“ (12) opět s přihlédnutím k účinnostem mechanické, generátoru a spalovací komory.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} \quad [1]$$



Pro stanovení této účinnosti musíme nejprve určit skutečný hmotnostní průtok. Vzhledem k tomu, že expanze v plynové turbíně, a tudíž také její technická práce, je shodná se základním cyklem bez regenerace 8.1 a taktéž její výkon se nemění, zůstává shodný také skutečný hmotnostní průtok $\dot{m}_{sk}^{8.1} = \dot{m}_{sk}^{8.5} = 235,33 \text{ kg/s}$.

Ze stejných důvodů se nemění ani „elektrárenský“ výkon plynové turbíny a příkon kompresoru $P_e^{PT 8.1} = P_e^{PT 8.5} = 97,51 \text{ MW}$, $P_e^{K 8.1} = P_e^{K 8.5} = -64,51 \text{ MW}$.

Jiné je to ovšem s přivedeným tepelným tokem ve jmenovateli, poněvadž teplo potřebné pro dodržení parametrů na vstupu do plynové turbíny se zmenší o teplo předané v regeneračním výměníku.

$$\dot{Q}_{pre} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{pr sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{AR})$$

$$\dot{Q}_{pre} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{AR})}{\eta_V} = 106,93 \text{ MW}$$

Po dosazení hodnot do vzorce získáme účinnost „elektrárny“.

$$\eta_e = \frac{97,51 + (-64,51)}{106,93} = 0,3086 \quad [1]$$

Zbývá dopočítat vlastní spotřebu cyklu:

$$E = \frac{|P_e^K|}{P_e^{PT}} = \frac{|-64,51|}{97,51} = 0,6615 \quad [1]$$

Vlastní spotřeba je shodná s vlastní spotřebou bez regenerace. Je to pochopitelné, poněvadž pro kompresor a plynovou turbínu se zapojením regenerace do cyklu nic nemění. Její vliv by se projevil, pakliže bychom posuzovali příkon kompresoru nikoliv k výkonu turbíny, ale k přivedenému tepelnému toku.

K tomu si ale více povíme v závěrečném shrnutí.

Shrnutí

Všechny důležité parametry opět shrneme v tabulce a následně také pro lepší názornost jejich hodnoty porovnáme graficky.

Z tab. 4 a z obr. 34 je vidět výrazný nárůst skutečné účinnosti cyklu.

$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|q_{od sk}|}{q_{př sk}} \quad [1]$$

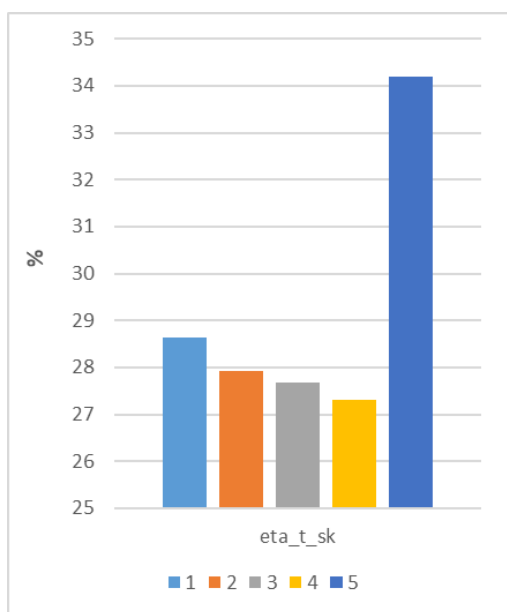
Hlavním důvodem je snížení teploty spalin odváděných z regeneračního výměníku do okolí, jak je vidět na obr. 36. Snížením této teploty dochází logicky ke snížení měrného odvedeného tepla. Snížování hodnoty v čitateli zlomku způsobuje zmenšení celkové hodnoty zlomku a tím pádem k nárůstu počítané účinnosti. Zároveň však dochází ke snížení měrného přivedeného tepla, což je zapříčiněno zvýšením teploty vzduchu na vstupu do spalovací komory (obr. 35). Dojde sice ke snížení provozních nákladů, avšak z hlediska tepelné účinnosti cyklu znamená pokles měrného přivedeného tepla zvýšení hodnoty zlomku a tím pádem pokles účinnosti.



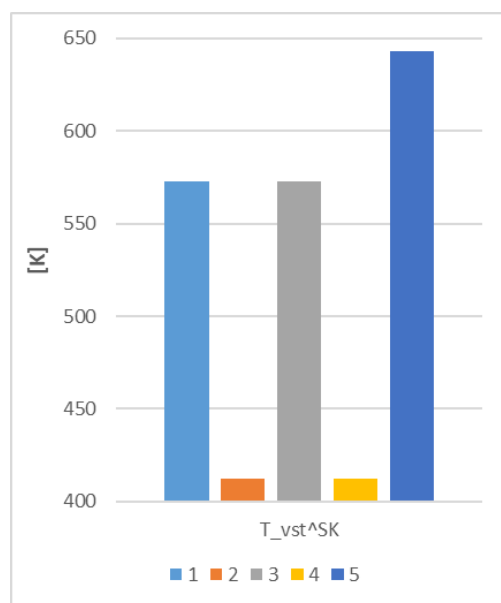
Vzhledem k tomu, že skutečná účinnost se oproti předchozím cyklům zvýšila, je zřejmé, že pokles odvedeného měrného tepla je výraznější nežli pokles měrného přivedeného tepla.

tab. 4 Porovnání základního cyklu s regenerací (8.5) se základním cyklem bez regenerace (8.1)

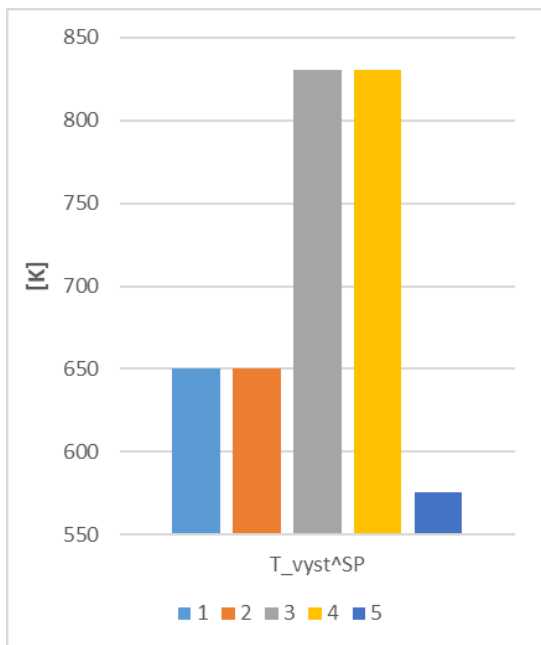
<i>parametr</i>	8.1	8.5	8.2	8.3	8.4
η_t [1]	0,448	0,5052	0,4096	0,3836	0,3655
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,2863	0,3418	0,2792	0,2767	0,2732
η_e [1]	0,2652	0,3086	0,2640	0,2563	0,2584
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94			487,60	
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33			205,09	
P_e^K [MW]	-64,51		-55	-56,22	-47,93
P_e^{PT} [MW]	97,51				
$\dot{Q}_{pr\ e}$ [MW]	124,45	106,93	161,01	161,09	191,87
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-84,38	-66,86	-112,58	-110,69	-135,26
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573		412	573	412
$T_{vst\ sk}^{SK}$ [K]	573	643			
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650			830	
$T_{vyst\ sk}^{SP}$ [K]	650	576	650		
E [1]	0,6615		0,5640	0,5765	0,4915



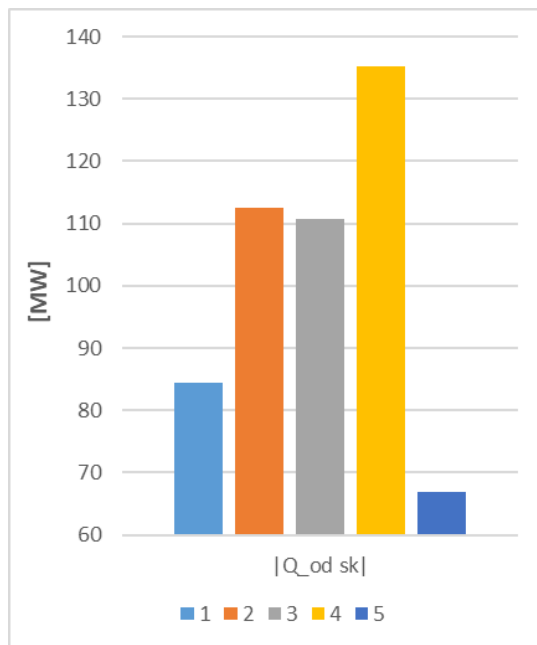
obr. 34 skutečná tepelná účinnost cyklu [%]



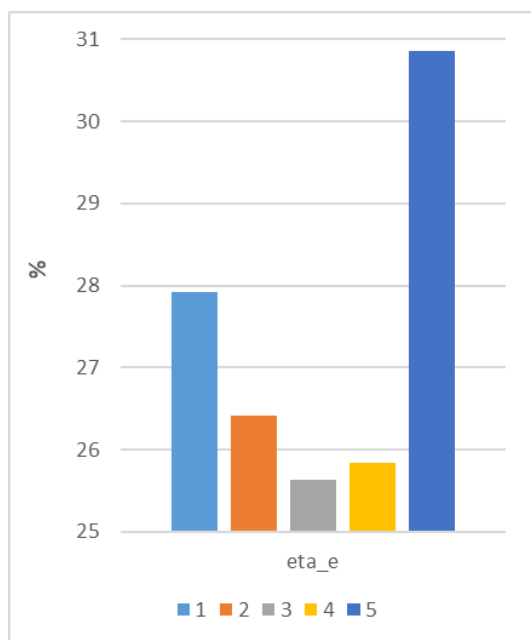
obr. 35 skutečná teplota vzduchu přiváděného do spalovací komory [K]



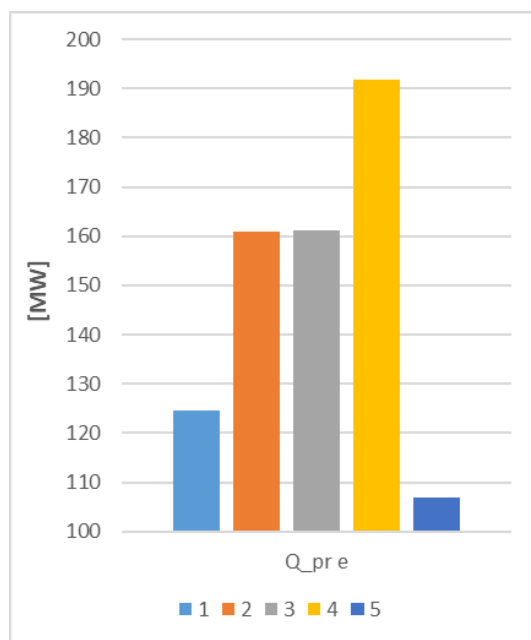
obr. 36 skutečná výstupní teplota spalin [K]



obr. 37 skutečné odvedené teplo [MW]



obr. 38 účinnost „elektrárny“ [%]



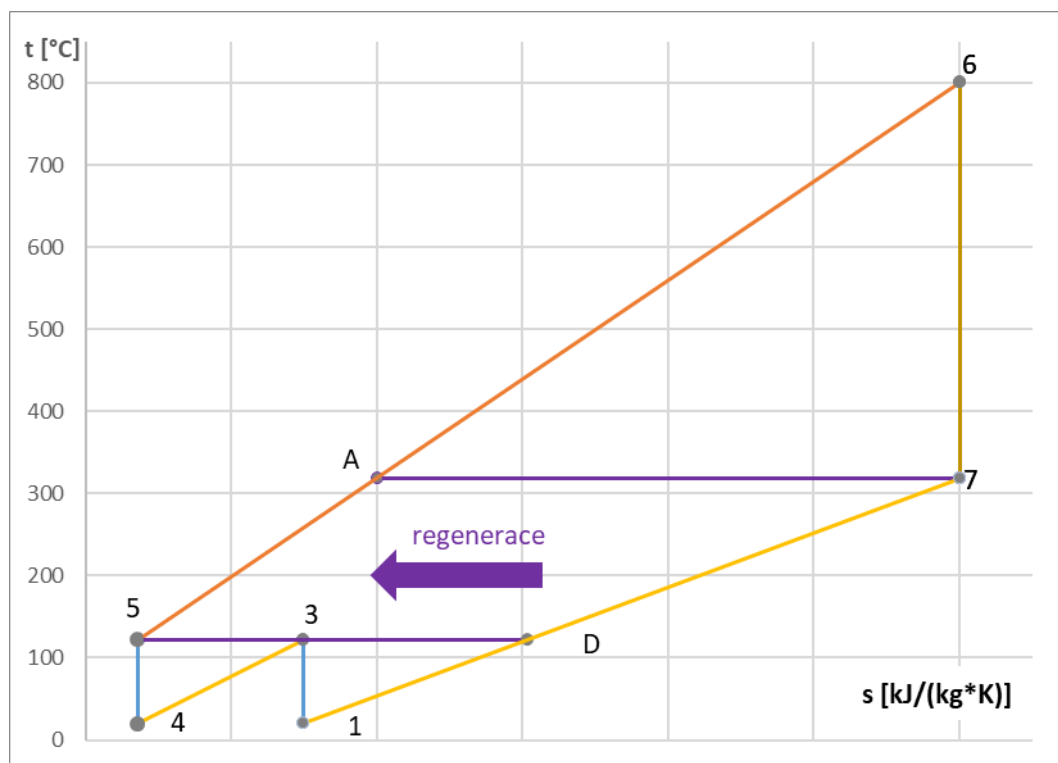
obr. 39 množství tepla přivedeného do skutečného cyklu „elektrárny“ [MW]

Podívejme se nyní na účinnost „elektrárny“ (obr. 38). I zde je vidět nárůst účinnosti, i když vzhledem k dalším započítaným ztrátám není logicky tak výrazný. Vzhledem k cyklu bez regenerace je číselník stejný (12), poněvadž ani výkon turbíny, ani příkon kompresoru se nemění. V případě účinnosti „elektrárny“ je však pokles přiváděného tepelného toku (obr. 39) jednoznačně pozitivní, neboť to znamená snížení vložené energie při zachování velikosti energie vy-užité. Díky tomu tedy dochází ke zvýšení účinnosti celku.

Ostatní sledované parametry cyklu zůstávají stejné jako v případě cyklu bez regenerace.



$$\eta_t = 1 - \frac{|293 - 395| + |293 - 395|}{1\,073 - 592} = 0,5781 \quad [1]$$



obr. 41 T-s diagram cyklu

Díky regeneraci došlo ke zvýšení účinnosti cyklu v porovnání s cyklem s dělenou kompresí bez regenerace o přibližně sedmnáct procent. Navíc vzhledem k základnímu cyklu s regenerací vzrostla účinnost o sedm procent. Teprve nyní, díky regeneraci, se projevila výhoda dělené komprese. Samozřejmě je nutné uvažovat také ztráty, což uvidíme v následující části.

Cyklus zahrnující ztráty

Postup je shodný s 8.5, opět uvažujeme shodný hmotnostní průtok média $\dot{m}_v = \dot{m}_s$ a stejnou měrnou tepelnou kapacitu vzduchu a spalín $c_{p,v} = c_{p,s}$. Při splnění zmíněných podmínek získáme vztah:

$$\int_{5\,sk}^{AR} dT = \int_{DR}^{7\,sk} dT \cdot \eta_V$$

$$T_{AR} - T_{5\,sk} = (T_{7\,sk} - T_{DR}) \cdot \eta_V$$

Koncový rozdíl teplot δT jsme opět zvolili 3 °C.

$$T_{DR} = T_{5\,sk} + \delta T = 412 + 3 = 415 \text{ K}$$

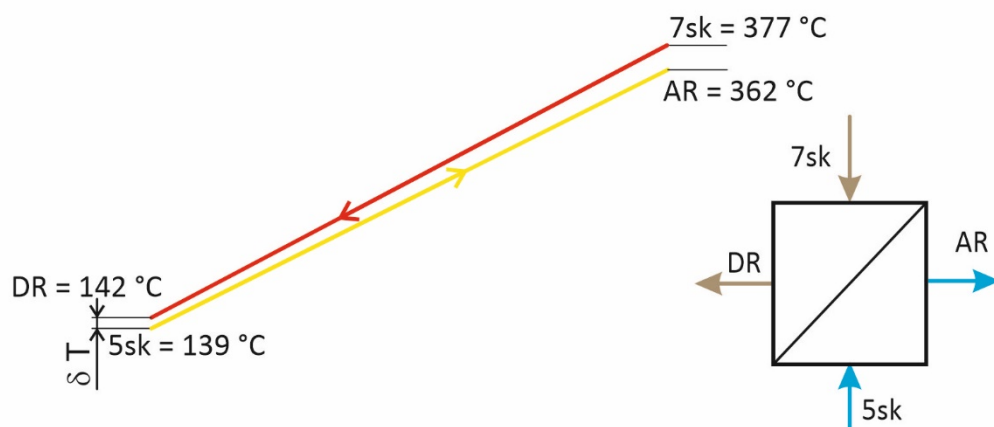
Poslední neznámou je tedy teplota T_{AR} , kterou snadno dopočítáme.

$$T_{AR} = T_{5\,sk} + (T_{7\,sk} - T_{DR}) \cdot \eta_V$$

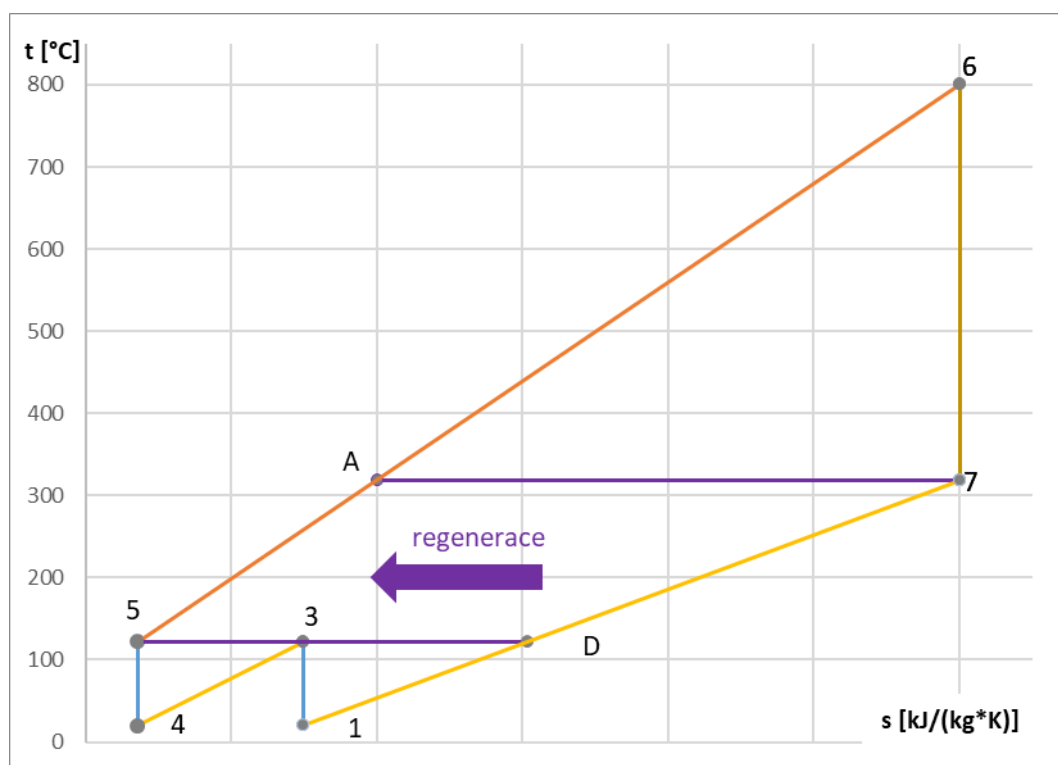


$$T_{AR} = 412 + (650 - 415) \cdot 0,95$$

$$T_{AR} = 635 \text{ K}$$



obr. 42 průběh teplot ve výměníku



obr. 43 T-s diagram základního cyklu se ztrátami a s regenerací

Známe potřebné teploty, můžeme tedy dopočítat skutečnou účinnost cyklu.

$$\eta_{t \text{ sk}} = 1 - \frac{|q_{od \text{ sk}}|}{q_{př \text{ sk}}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{DR})| + |c_p \cdot (T_4 - T_{3 \text{ sk}})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{AR})}$$

$$\eta_{t \text{ sk}} = 1 - \frac{|T_1 - T_{DR}| + |T_4 - T_{3 \text{ sk}}|}{T_6 - T_{AR}} \quad [1]$$



$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|293 - 415| + |293 - 412|}{1\ 073 - 635}$$

$$\eta_{t\ sk} = 0,4481 \quad [1]$$

Nyní spočítáme účinnost „elektrárny“ (12) opět s přihlédnutím k účinnostem mechanické, generátoru a spalovací komory.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} \quad [1]$$

Výkon ani technická práce plynové turbíny se nemění, jsou shodné se základním cyklem s dělenou kompresí bez regenerace, shodný zůstává také skutečný hmotnostní průtok $\dot{m}_{sk}^{8.2} = \dot{m}_{sk}^{8.6} = 235,33\ kg/s$. Nemění se ani „elektrárenský“ výkon plynové turbíny $P_e^{PT\ 8.2} = P_e^{PT\ 8.6} = 97,51\ MW$, ani příkon kompresoru $P_e^{K\ 8.2} = P_e^{K\ 8.6} = -55\ MW$.

Jiné je to ovšem s přivedeným tepelným tokem ve jmenovateli, poněvadž teplo potřebné pro dodržení parametrů na vstupu do plynové turbíny se zmenší o teplo předané v regeneračním výměníku.

$$\dot{Q}_{pr\ e} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{pr\ sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{AR})$$

$$\dot{Q}_{pr\ e} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_6 - T_{AR})}{\eta_V} = 108,93\ MW$$

Po dosazení hodnot do vzorce získáme účinnost „elektrárny“.

$$\eta_e = \frac{97,51 + (-55)}{108,93} = 0,3903 \quad [1]$$

Zbývá dopočítat vlastní spotřebu cyklu:

$$E = \frac{|P_e^K|}{P_e^{PT}} = \frac{|-55|}{97,51} = 0,5640 \quad [1]$$

Pro kompresor a plynovou turbínu se zapojením regenerace do cyklu nic nemění – vlastní spotřeba tedy zůstává stejná jako v případě cyklu s dělenou kompresí bez regenerace.

Shrnutí

Všechny důležité parametry opět shrneme v tabulce a pro lepší názornost také jejich hodnoty porovnáme graficky.

Opět vidíme nárůst skutečné účinnosti cyklu (obr. 44). Zvýšení účinnosti je velmi výrazné i vůči základnímu cyklu s regenerací, teprve nyní totiž dochází k využití dělené komprese. Avšak nikoliv z důvodu ušetřené technické práce, ta je shodná jako u cyklu bez regenerace (obr. 45). Skutečným důvodem je snížení teploty za kompresorem (obr. 46), což umožňuje vyšší vychlazení spalín v regeneračním výměníku (obr. 47). Tomu pochopitelně odpovídá i menší skutečné odvedené teplo (obr. 48).

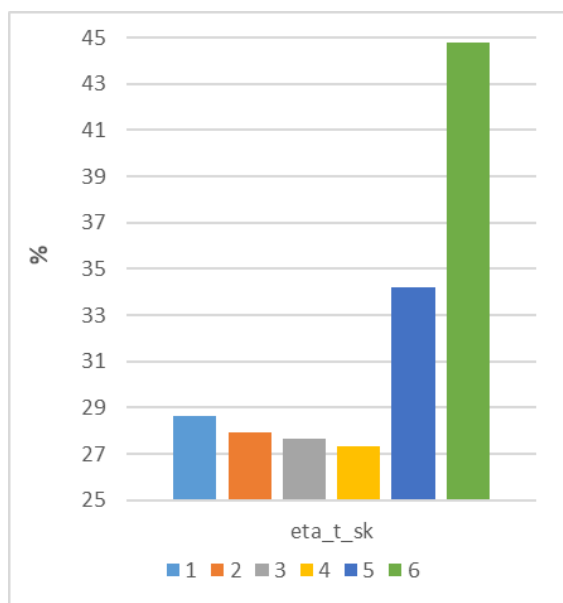
Ke zvýšení došlo i v případě účinnosti „elektrárny“ (obr. 49). Jedním z důvodů je snížení množství tepla přiváděného do cyklu v palivu, resp. ke snížení přiváděného tepelného toku dochází



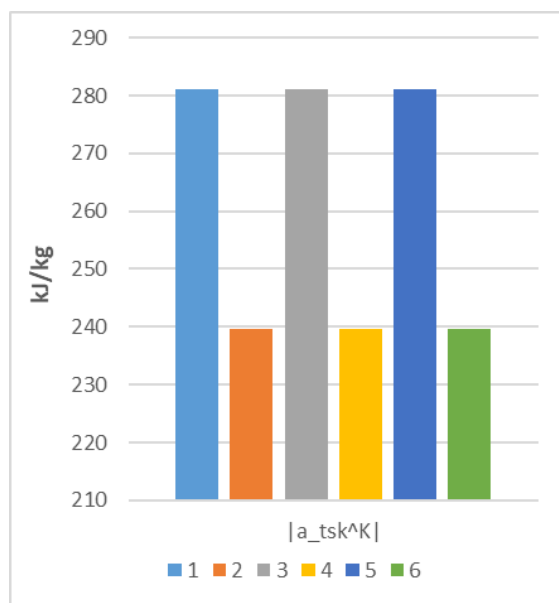
pouze vzhledem k cyklům bez regenerace. V porovnání se základním cyklem s regenerací došlo k jejímu mírnému zvýšení (obr. 50), což je způsobeno ztrátami ve výměníku a tím pádem k mírnému (až zanedbatelnému) snížení teploty vzduchu na výstupu z regeneračního výměníku, resp. teploty na vstupu do spalovací komory (obr. 51).

tab. 5 Porovnání základního cyklu s regenerací (8.5) se základním cyklem bez regenerace (8.1) a ostatními předchozími cykly

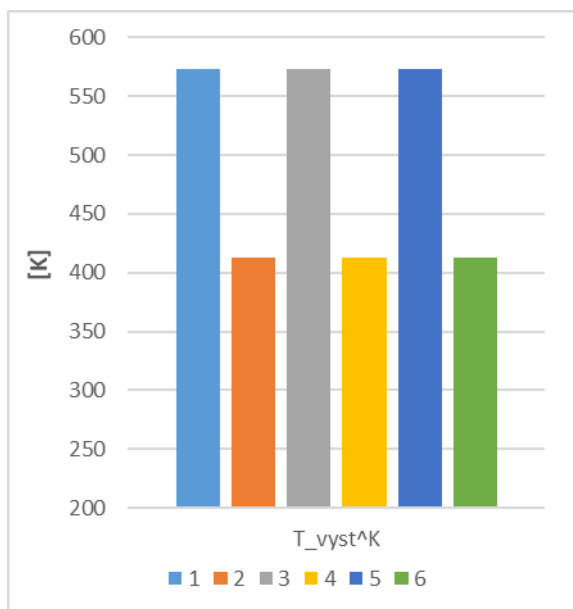
<i>parametr</i>	8.5	8.2	8.6	8.3	8.4
η_t [1]	0,5052	0,4096	0,5781	0,3836	0,3655
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,3418	0,2792	0,4481	0,2767	0,2732
η_e [1]	0,3086	0,2640	0,3903	0,2563	0,2584
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66		-281,11	-239,66
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94			487,60	
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33			205,09	
P_e^K [MW]	-64,51	-55		-56,22	-47,93
$\dot{Q}_{pr\ e}$ [MW]	106,93	161,01	108,93	161,09	191,87
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-66,86	-112,58	-57,11	-110,69	-135,26
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573	412		573	412
$T_{vst\ sk}^{SK}$ [K]	643	412	635		
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650			830	
$T_{vyst\ sk}^{SP}$ [K]	576	650	415		
E [1]	0,6615	0,5640		0,5765	0,4915



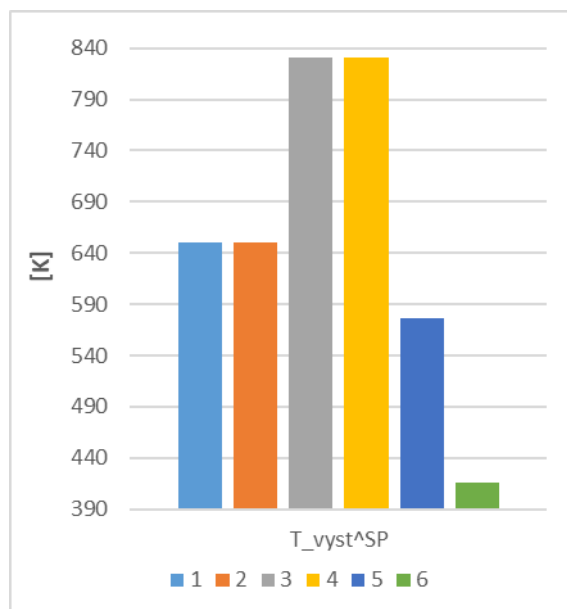
obr. 44 porovnání skutečné účinnosti cyklu



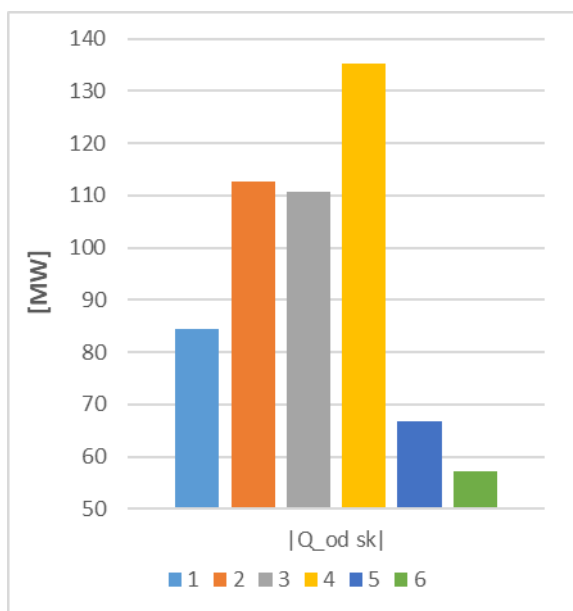
obr. 45 skutečná (absolutní) technická práce kompresoru



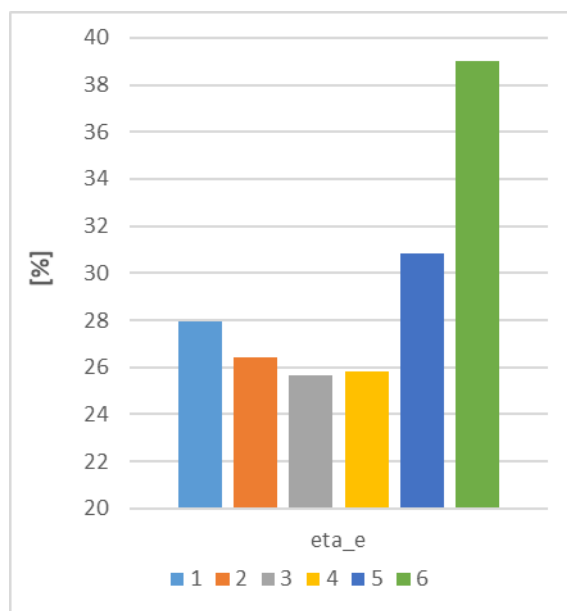
obr. 46 skutečná výstupní teplota vzduchu z kompresoru



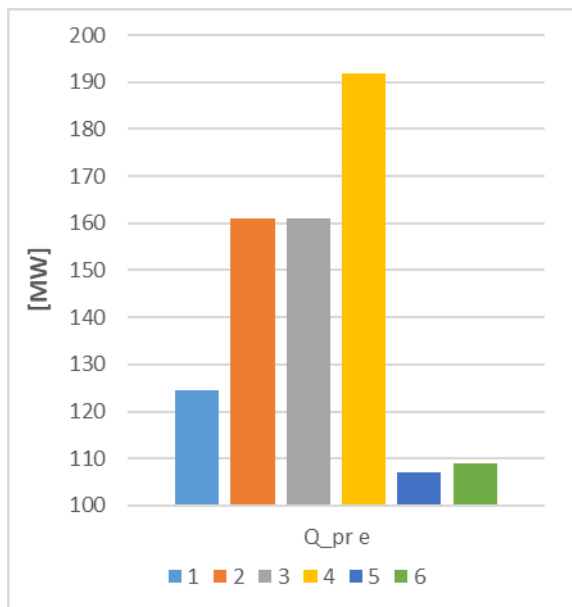
obr. 47 teplota spalin odváděná z cyklu do okolí



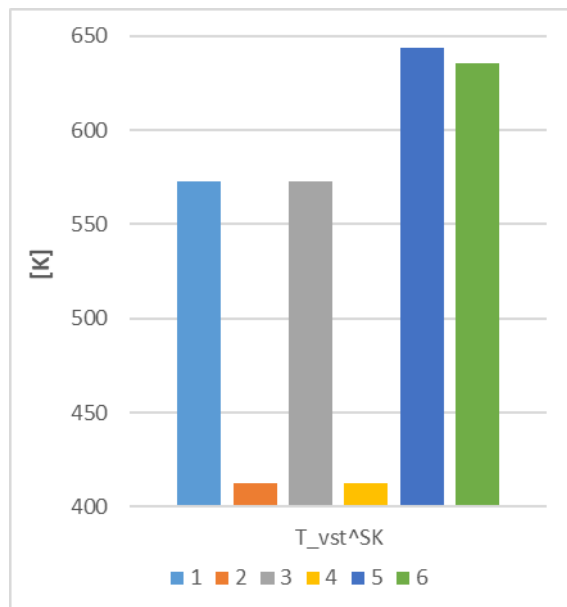
obr. 48 skutečné odvedené teplo z cyklu



obr. 49 účinnost „elektrárny“



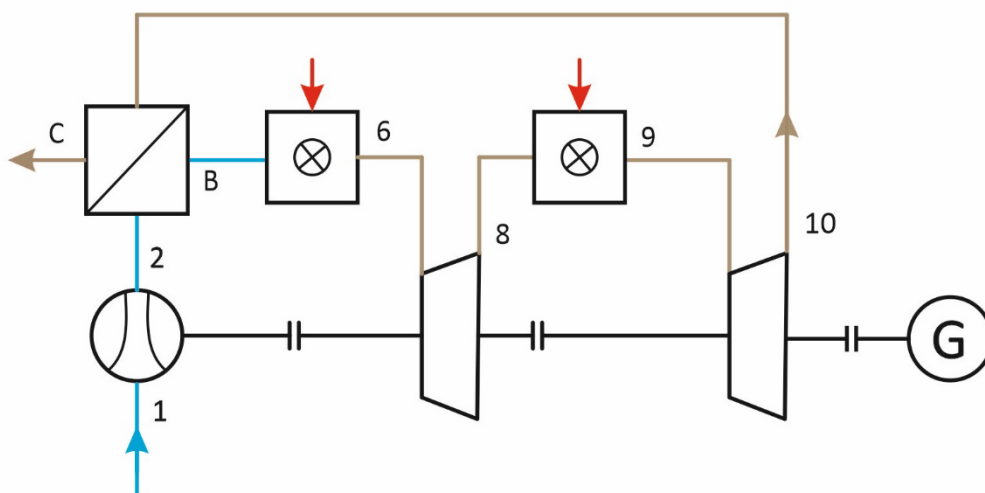
obr. 50 teplo přivedené v palivu



obr. 51 teplota na vstupu do spalovací komory

8.7 Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou expanzí a s regenerací

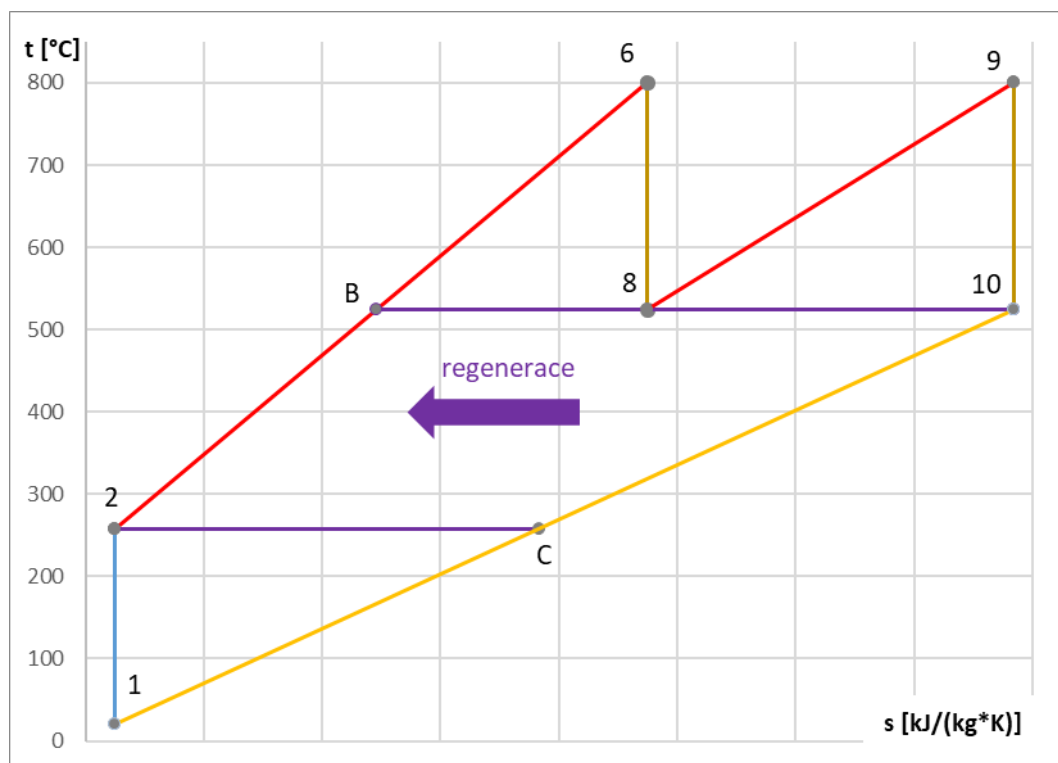
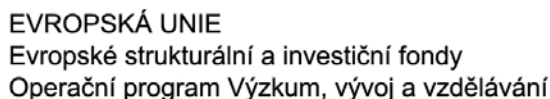
Schéma cyklu je na obr. 52, opět stačí vypočítat regenerační výměník pro získání potřebných údajů, všechny ostatní parametry jsou již známe.



obr. 52 schéma cyklu

Regenerační výměník beze ztrát

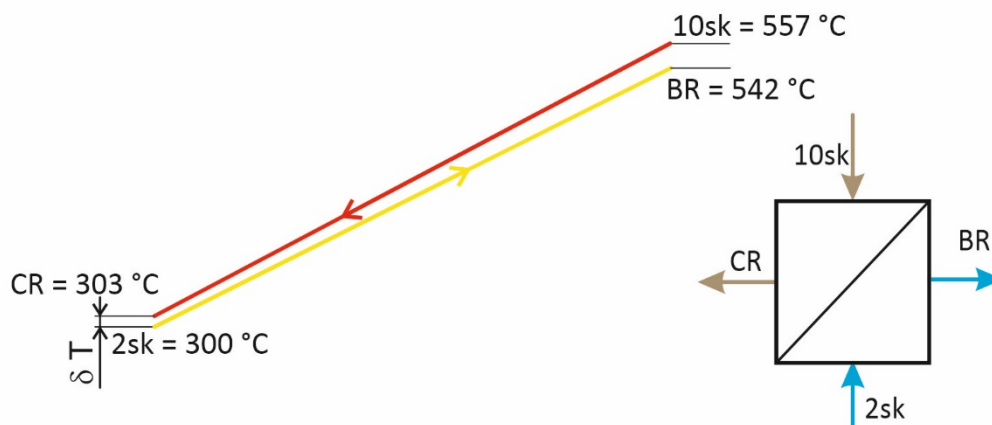
Pro ideální výměník opět platí, že teploty T_2 a T_C jsou shodné ($T_2 = T_C = 531 \text{ K}$), totéž platí i pro teploty $T_{10} = T_B = 797 \text{ K}$. T - s diagram cyklu s ideálním výměníkem můžeme vidět na obr. 53.





$$T_{BR} = 573 + (830 - 576) \cdot 0,95$$

$$T_{BR} \doteq 815 \text{ K}$$



obr. 54 průběh teplot ve výměníku

Regenerační výměník máme vypočítaný, můžeme přistoupit k určení skutečné účinnosti cyklu.

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|q_{od\ sk}|}{q_{př\ sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{CR})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{BR}) + c_p \cdot (T_9 - T_{8\ sk})}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{CR}|}{T_6 - T_{BR} + T_9 - T_{8\ sk}}$$

$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|293 - 576|}{2 \cdot 1\ 073 - 814 - 830} \doteq 0,4356 \quad [1]$$

Dalším krokem bude opět určení účinnosti „elektrárny“ dle známého vztahu:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} \quad [1]$$

Pro určení této účinnosti je nutné znát skutečný hmotnostní průtok:

$$P = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot (a_{t\ sk}^{PT\ I} + a_{t\ sk}^{PT\ II}) = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I}$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I}} = \frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 243,80} = 205,09 \frac{kg}{s}$$

Vzhledem k tomu, že výkon plynové turbíny ani technická práce se oproti jiným cyklům s dělenou expanzí nezměnily, nemění se pochopitelně ani skutečný hmotnostní průtok.

Beze změny také zůstává výkon plynové turbíny po zahrnutí dalších ztrát (tj. při zohlednění účinnosti generátoru a účinnosti mechanické) a příkon kompresoru. Avšak jiná situace je v případě přiváděného tepelného toku v palivu.

$$P_e^{PT} = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^{PT} \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t\ sk}^{PT\ I} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^{PT} = 205,09 \cdot 2 \cdot 243,80 \cdot 0,995 \cdot 0,98 = 97,51 \text{ MW}$$



$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t_{sk}}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

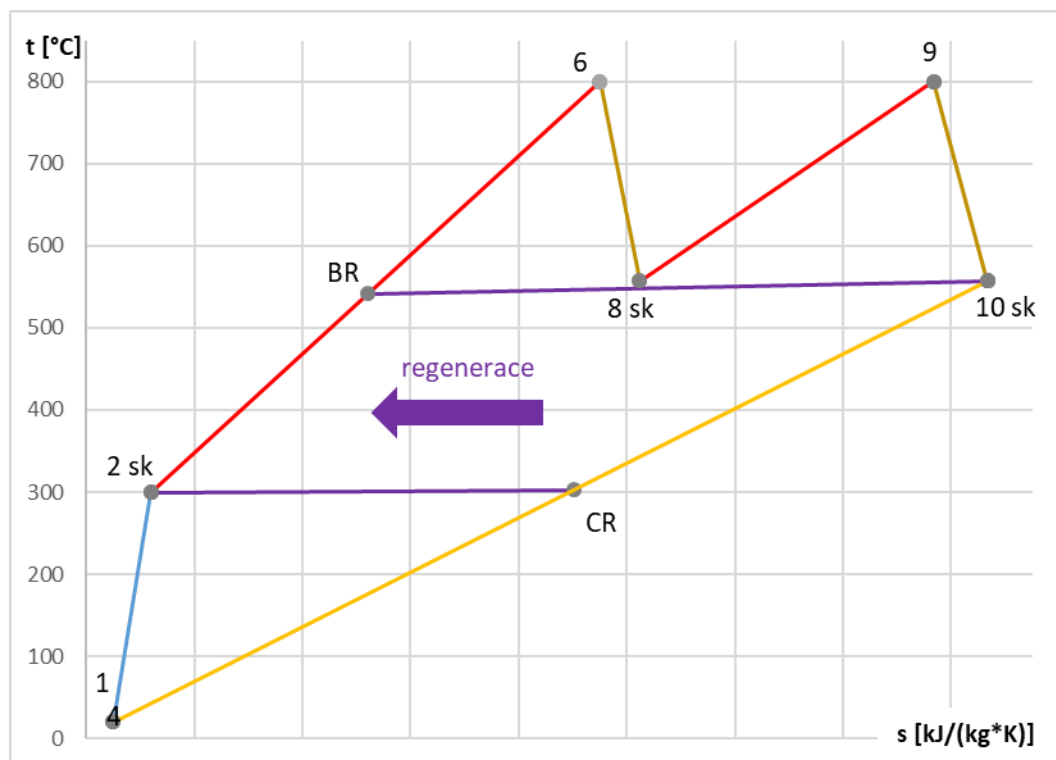
$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_{2sk}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = 205,09 \cdot 1\,004,5 \cdot (293 - 573) \cdot 0,995 \cdot 0,98$$

$$P_e^K = -56,22 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{pre} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{prsk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{BR}) + (T_9 - T_{8sk}))$$

$$\dot{Q}_{pre} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{BR}) + (T_9 - T_{8sk}))}{\eta_V} = 108,67 \text{ MW}$$



obr. 55 T-s diagram cyklu s dělenou expanzí se ztrátami a s regenerací

Dosazením do vztahu (12) vypočítáme hledanou účinnost elektrárny:

$$\eta_e = \frac{97,51 + (-56,22)}{108,67} = 0,3800 \quad [1]$$

Ještě zbývá dopočítat vlastní spotřebu cyklu (13) a můžeme výsledky opět shrnout.

$$E = \frac{|P_e^K|}{P_e^{PT}} = \frac{|-56,22|}{97,51} = 0,5765 \quad [1]$$

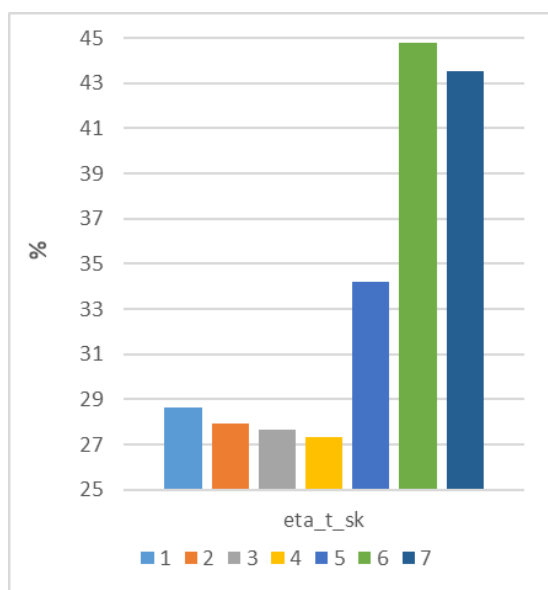


Shrnutí

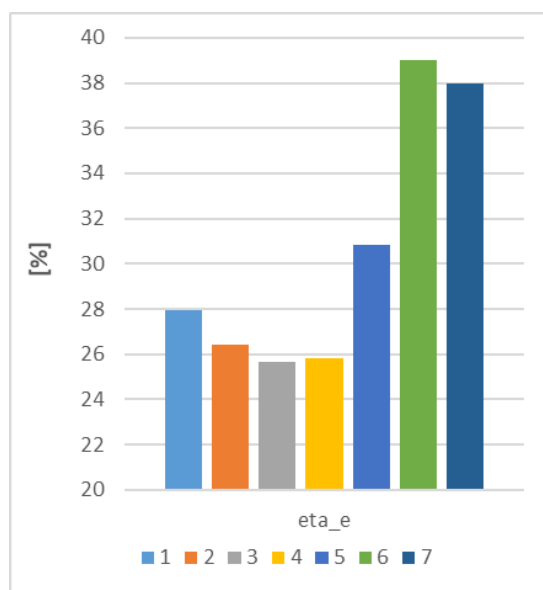
Jak je z tab. 6 zřejmé, díky regeneraci se zvýšila teoretická účinnost cyklu s dělenou expanzí o přibližně 18%. Oproti cyklu s dělenou kompresí a regenerací došlo k mírnému poklesu (o 1%).

tab. 6 Porovnání vybraných cyklů s E-B cyklem s dělenou expanzí a regenerací (8.7)

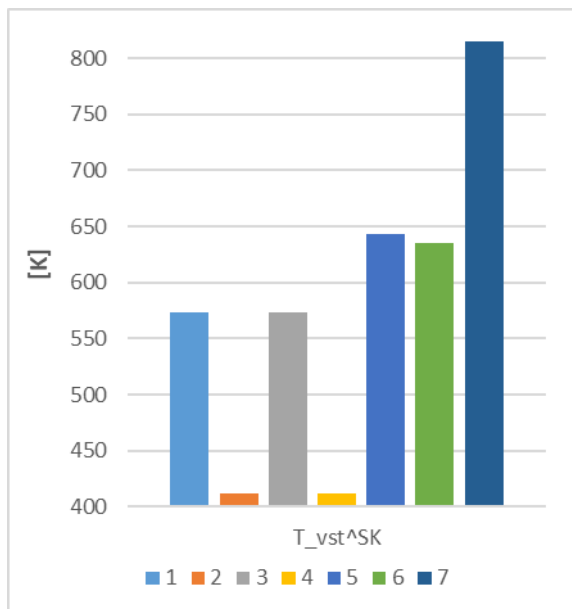
<i>parametr</i>	8.5	8.6	8.3	8.7	8.4
η_t [1]	0,5052	0,5781	0,3836	0,5688	0,3655
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,3418	0,4481	0,2767	0,4356	0,2732
η_e [1]	0,3086	0,3903	0,2563	0,3800	0,2584
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66	-281,11		-239,66
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94		487,60		
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33		205,09		
P_e^K [MW]	-64,51	-55	-56,22		-47,93
$\dot{Q}_{pr\ e}$ [MW]	106,93	108,93	161,09	108,67	191,87
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-66,86	-57,11	-110,69	-58,27	-135,26
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573	412	573		412
$T_{vst\ sk}^{SK}$ [K]	643	635	573	815	
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650		830		
$T_{vyst\ sk}^{SP}$ [K]	576	415	830	576	830
E [1]	0,6615	0,5640	0,5765		0,4915



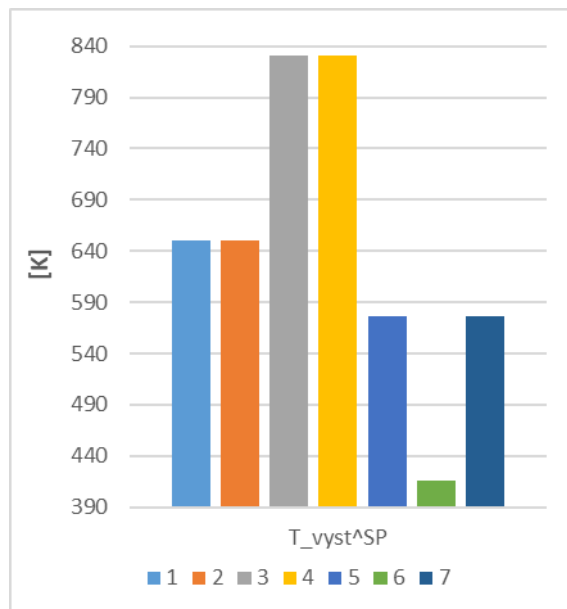
obr. 56 skutečná účinnost cyklu



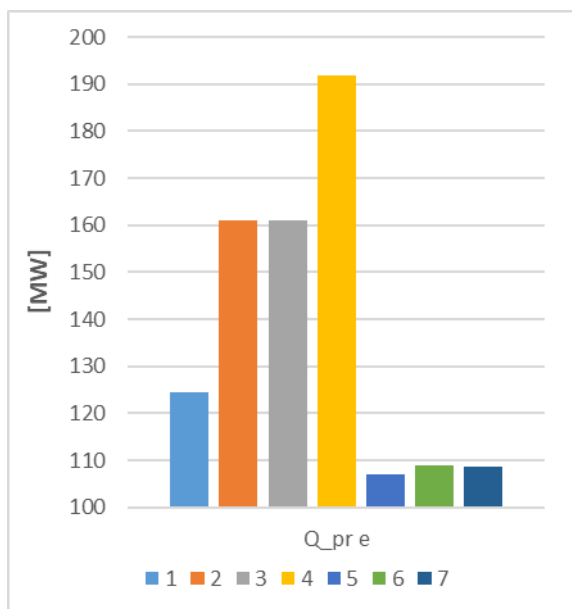
obr. 57 účinnost „elektrárny“



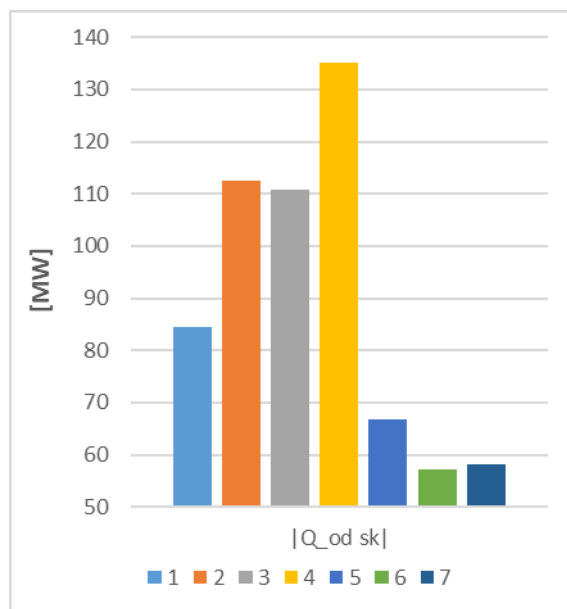
obr. 58 teplota stlačeného vzduchu přiváděného do spalovací komory



obr. 59 teplota spalin odváděných z regeneračního výměníku do okolí



obr. 60 tepelný tok přiváděný do cyklu v palivu



obr. 61 skutečný tepelný tok odváděný ve spalnách do okolí

V případě skutečné účinnosti cyklu a účinnosti „elektrárny“ je situace obdobná, vzhledem k cyklu s dělenou expanzí bez regenerace se účinnost zvýšila o 16% resp. o 12%, v porovnání s cyklem s dělenou kompresí a regenerací došlo k mírnému poklesu. Vývoj obou parametrů vidíme nejen v tab. 6, ale také na obr. 56, resp. obr. 57.

Velice zajímavé parametry vypovídající o výrazném vlivu regenerace jsou teploty na výstupu a vstupu z/do regeneračního výměníku (obr. 58 a obr. 59).



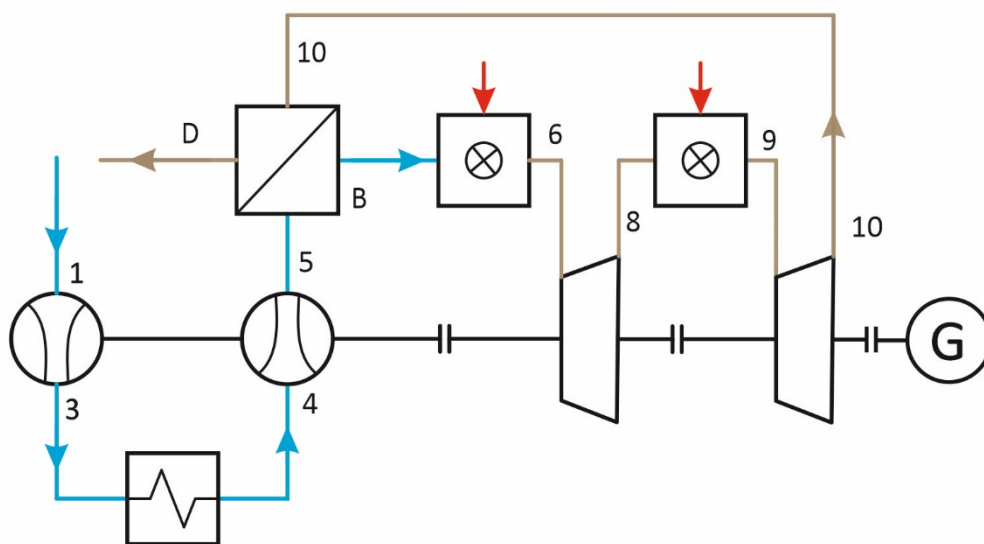
Z obr. 58 je zřejmé, že díky využití tepla ze spalín se teplota stlačeného vzduchu vystupujícího z regeneračního výměníku/vstupujícího do spalovací komory zvýšila o 240 °C (vzhledem ke stejnému cyklu bez regenerace), což pochopitelně znamená snížení přiváděného tepla (o více než 50MW, obr. 60) a tím pádem značnou úsporu paliva.

Obr. 59 pak ukazuje snížení teploty spalín odváděných z regeneračního výměníku do okolí o více než 250°C. To pochopitelně znamená menší množství tepla odváděného bez dalšího využití do okolí. Vzhledem ke shodnému cyklu bez regenerace se jedná o více než 50MW (obr. 61). Jedná se přesně o 52,42 MW tepelného toku předávaného v regeneračním výměníku do stlačeného vzduchu.

Vlastní spotřeba cyklu se oproti cyklu s dělenou expanzí bez regenerace nemění. Jak již bylo řečeno, na vlastní spotřebu cyklu regenerace nemá vliv, poněvadž výkon celé spalovací turbíny ani příkon kompresoru se nemění.

8.8 Ericsson – Braytonův cyklus s dělenou kompresí a expanzí s regenerací (Keenen – Kellerův cyklus)

Posledním studovaným cyklem bude cyklus s regenerací a s dělenou kompresí i expanzí. Jeho schéma je na obr. 62. Poněvadž v případě ideálního regeneračního výměníku známe hodnoty všech potřebných parametrů, bude výpočet snadný.



obr. 62 Schéma Keenen – Kellerova cyklu

Regenerační výměník beze ztrát

Vzhledem k tomu, že opět uvažujeme nekonečně velký výměník beze ztrát, můžeme si dovolit tvrzení, že teploty T_5 a T_D jsou shodné ($T_D = T_5 = 395\text{ K}$) a zároveň jsou shodné také teploty T_{10} a T_B ($T_{10} = T_B = 797\text{ K}$). T - s diagram oběhu beze ztrát s ideálním výměníkem je možné vidět na obr. 63.

Účinnost takového cyklu vypočítáme dosazením do následujícího vztahu:

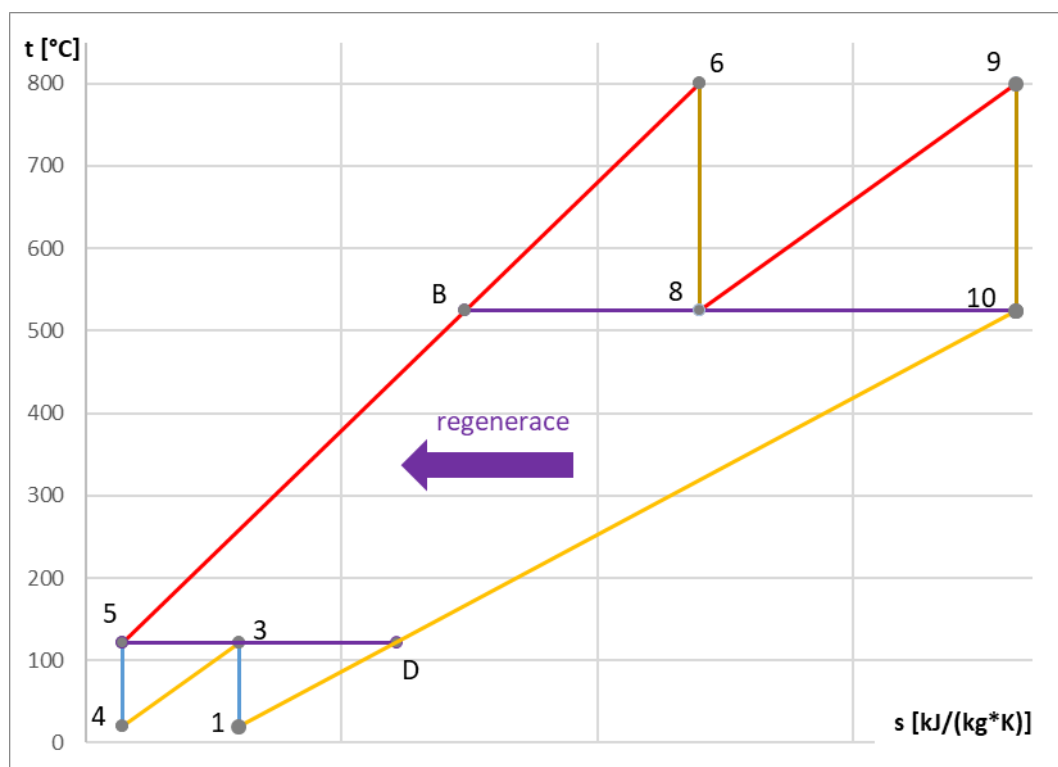


$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_D)| + |c_p \cdot (T_4 - T_3)|}{c_p \cdot (T_6 - T_B) + c_p \cdot (T_9 - T_8)} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|T_1 - T_D| + |T_4 - T_3|}{T_6 - T_B + T_9 - T_8} = 1 - \frac{2 \cdot |T_1 - T_D|}{2 \cdot T_6 - 2 \cdot T_8} \quad [1]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{2 \cdot |293 - 395|}{2 \cdot 1073 - 2 \cdot 797} = 0,6323 \quad [1]$$

Rozbor výsledků provedeme v závěrečném shrnutí, nebudeme se nyní vypočítanou hodnotou zabývat.



obr. 63 T-s diagram ideálního cyklu

Cyklus zahrnující ztráty

Pro výpočet cyklu je třeba obvyklým způsobem vyřešit regenerační výměník:

$$T_{BR} - T_{5sk} = (T_{10sk} - T_{DR}) \cdot \eta_V$$

Koncový rozdíl teplot δT jsme opět zvolili 3 °C. Žádné další informace pro vyřešení výměníku nepotřebujeme a můžeme přistoupit k jeho řešení.

$$T_{DR} = T_{5sk} + \delta T = 412 + 3 = 415 \text{ K}$$

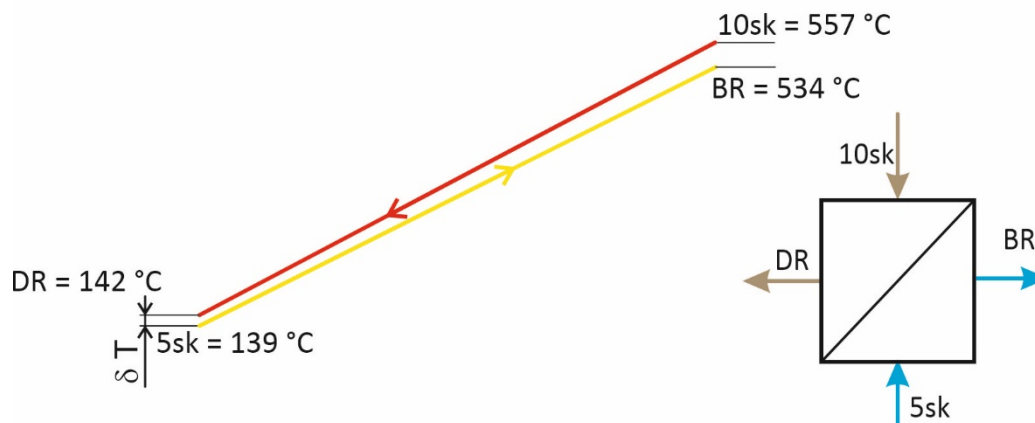
$$T_{BR} = T_{5sk} + (T_{10sk} - T_{DR}) \cdot \eta_V$$

$$T_{BR} = 412 + (830 - 415) \cdot 0,95$$

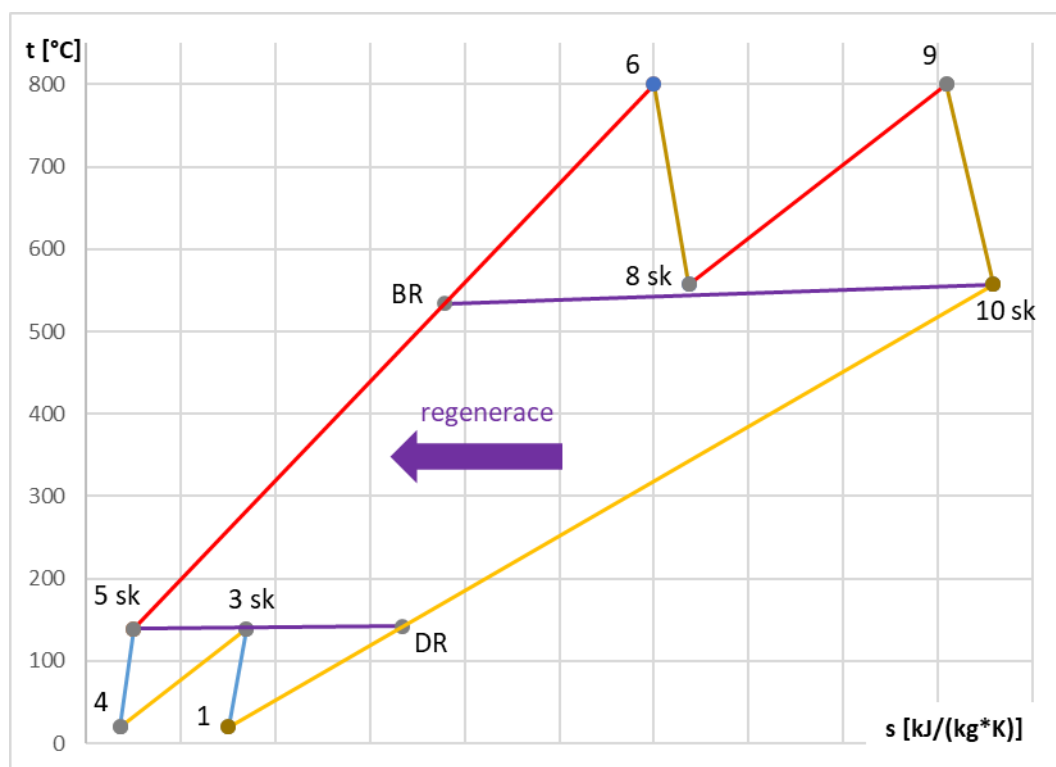
$$T_{BR} = 807 \text{ K}$$



Teplotní rozložení v regeneračním výměníku můžeme vidět na následujícím obr. 64, celý cyklus je pak na obr. 65.



obr. 64 Průběh teplot v regeneračním výměníku



obr. 65 $T-s$ diagram skutečného cyklu

Regenerační výměník máme vyřešený, můžeme přistoupit k určení skutečné účinnosti cyklu.

$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|q_{od sk}|}{q_{př sk}} = 1 - \frac{|c_p \cdot (T_1 - T_{DR})| + |c_p \cdot (T_4 - T_{3 sk})|}{c_p \cdot (T_6 - T_{BR}) + c_p \cdot (T_9 - T_{8 sk})}$$

$$\eta_{t sk} = 1 - \frac{|T_1 - T_{DR}| + |T_4 - T_{3 sk}|}{T_6 - T_{BR} + T_9 - T_{8 sk}} \quad [1]$$



$$\eta_{t\ sk} = 1 - \frac{|293 - 415| + |293 - 412|}{2 \cdot 1\ 073 - 807 - 830} \doteq 0,5255 \quad [1]$$

Vztah pro výpočet účinnosti „elektrárny“, kterou budeme počítat nyní, je již dostatečně známý:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr\ e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr\ e}} \quad [1]$$

Totéž platí pro určení hmotnostního průtoku.

$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{2 \cdot a_{t\ sk}^{PTI}} = \frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 243,80} = 205,09 \quad \frac{kg}{s}$$

Není překvapením, že je hmotnostní průtok stejný jako v ostatních případech cyklů s dělenou expanzí. Podobně je tomu v případě výkonu plynové turbíny s přihlédnutím k dalším ztrátám ($P_e^{PT} = 97,51\ MW$).

Stejný je pochopitelně také příkon kompresoru (jako pro případ shodného cyklu bez regenerace).

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t\ sk}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G \quad | \quad a_{t\ sk}^K = a_{t\ sk}^{KI} + a_{t\ sk}^{KII} = 2 \cdot a_{t\ sk}^{KI}$$

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot a_{t\ sk}^{KI} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot 2 \cdot c_p \cdot (T_1 - T_{3\ sk}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

$$P_e^K = 205,09 \cdot 2 \cdot 1\ 004,5 \cdot (293 - 412) \cdot 0,995 \cdot 0,98$$

$$P_e^K = -47,93\ MW$$

Rozdíl oproti ostatním cyklům je v případě přiváděného tepelného toku:

$$\dot{Q}_{pr\ e} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{pr\ sk} = \dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{BR}) + (T_9 - T_{8\ sk}))$$

$$\dot{Q}_{pr\ e} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_p \cdot ((T_6 - T_{BR}) + (T_9 - T_{8\ sk}))}{\eta_V} = 110,41\ MW$$

Po dosazení získaných hodnot do uvedeného vztahu získáme hodnotu účinnosti „elektrárny“ $\eta_e = 0,4491$.

Shrnutí

V tab. 7 je opět shrnutí počítaného cyklu se shodným cyklem bez regenerace + shrnutí hlavních parametrů několika dalších cyklů. V této podkapitole se budeme věnovat pouze porovnání cyklu s dělenou expanzí i kompresí s/bez regenerace. Celkové shrnutí provedeme v následující, poslední kapitole 8.9 (Závěrečné shrnutí všech počítaných cyklů).

Stejně jako v předchozích případech došlo k navýšení účinnosti – teoretické (o 27%), skutečné (o 25%) i „elektrárny“ (o 19%). Jak je vidět, vliv regenerace je výrazný.



Hmotnostní průtok je stejný, což je logické, poněvadž výkon plynové turbíny ani její technická práce se nezměnila. To samé platí také pro výkon turbosoustrojí ($P_e = P_e^{PT} + P_e^K$), výkon plynové turbíny ani příkon kompresoru se nezměnili.

tab. 7 Porovnání vybraných cyklů s E-B cyklem s dělenou expanzí a regenerací (8.7)

<i>parametr</i>	8.5	8.6	8.7	8.4	8.8
η_t [1]	0,5052	0,5781	0,5688	0,3655	0,6323
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,3418	0,4481	0,4356	0,2732	0,5255
η_e [1]	0,3086	0,3903	0,3800	0,2584	0,4491
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66	
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94		487,60		
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33		205,09		
P_e^K [MW]	-64,51	-55	-56,22	-47,93	
P_e^{PT} [MW]	97,51				
$\dot{Q}_{pr\ e}$ [MW]	106,93	108,93	108,67	191,87	110,41
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-66,86	-57,11	-58,27	-135,26	-49,77
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573	412	573	412	
$T_{vst\ sk}^{SK}$ [K]	643	635	815	412	807
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650		830	830	
$T_{vyst\ sk}^{SP}$ [K]	576	415	576	830	415
E [1]	0,6615	0,5640	0,5765	0,4915	

Neplatí to ovšem pro teplo přiváděné v palivu, v případě cyklu s regenerací je tepelný tok menší o 80 MW. To je hlavním důvodem výrazného zvýšení účinnosti „elektrárny“. Vliv regenerace je také zřejmý na skutečném odvedeném tepelném toku do okolí, kdy v případě cyklu s regenerací kleslo množství odvedeného tepla o 85 MW (tj. téměř o 2/3).

Vlastní spotřeba se pochopitelně opět nezměnila.

8.9 Závěrečné shrnutí všech počítaných cyklů

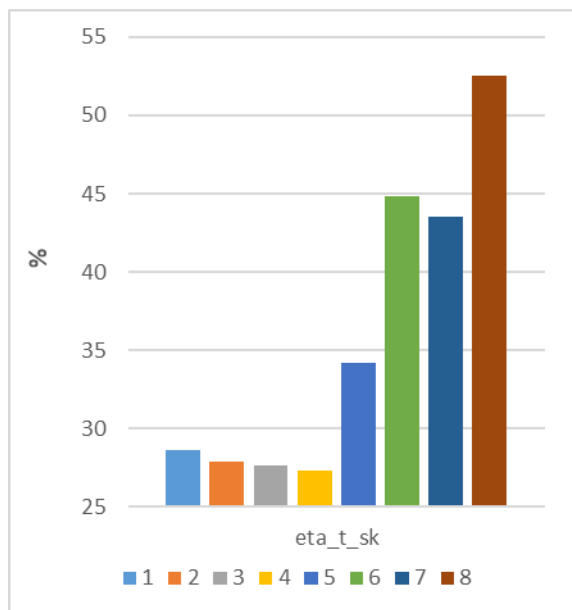
Skutečná účinnost cyklu

Tepelná účinnost cyklu, ať už teoretická nebo skutečná, závisí pouze na poměru měrného odvedeného a přivedeného tepla (viz rovnice (1)). Cílem samozřejmě je dosáhnout co nejnižší hodnoty zlomku.

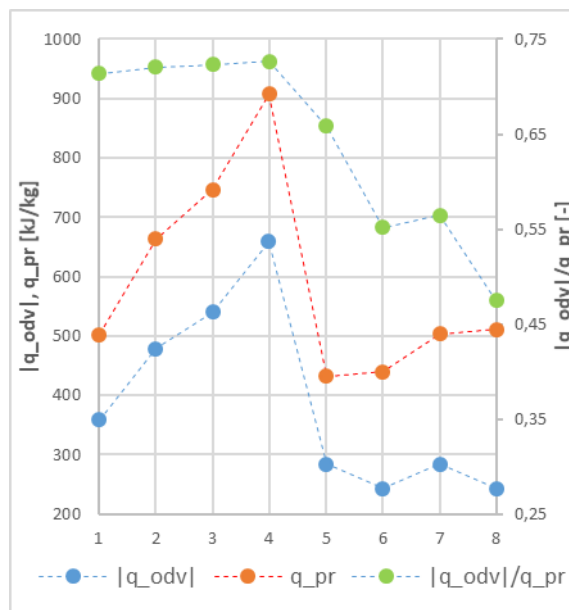
$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} \quad [1]$$



Na obr. 66 je porovnání skutečné účinnosti všech spočítaných cyklů. Je vidět, že nejprve účinnost klesá a teprve se zavedením regenerace se začne prudce zvyšovat. Pokles účinnosti cyklů bez regenerace je na první pohled poněkud zarážející, poněvadž prováděné změny (dělená komprese, expanze i jejich kombinace) měli naopak účinnost zvyšovat. Podívejme se, proč tomu tak je.



obr. 66 Skutečná účinnost cyklu



obr. 67 vývoj měrného přivedeného a odvedeného tepla a jejich podílu

První úpravou základního cyklu (bod 1 na vodorovné ose obr. 66, obr. 67) je dělená komprese (bod 2). Její princip je následující - v mezichladiči odvedeme teplo ze stlačeného vzduchu v takové míře, abychom snížili teplotu vzduchu na původní úroveň. Účelem je zmenšit objem, resp. objemový průtok vzduchu a tím ušetřit technickou práci kompresoru. Ke snížení technické práce kompresoru opravdu dojde ($a_{t_{sk}}^{K 8.1} = -281,11 \text{ kJ/kg}$, $a_{t_{sk}}^{K 8.2} = -239,66 \text{ kJ/kg}$), zároveň s tím dojde ke snížení teploty stlačeného vzduchu za kompresorem ($T_{vyst_{sk}}^{K 8.1} = 573 \text{ K}$, $T_{vzst_{sk}}^{K 8.2} = 412 \text{ K}$), což znamená, že se zvýší měrné přivedené teplo (viz obr. 67, červené body). Z hlediska tepelné účinnosti cyklu je zvýšení měrného přivedeného tepla výhodné, poněvadž při zvýšení jmenovatele ve zlomu $|q_{od}|/q_{pr}$ se sníží hodnota zlomku a tím se zvýší tepelná účinnost cyklu.

Ovšem dělení komprese znamená, že se ze stlačeného vzduchu musí odvést část tepla, abychom snížili jeho teplotu a tím pádem také měrný objem. Dojde tedy k navýšení měrného odvedeného tepla (obr. 67, modré body). To má samozřejmě opačný efekt, tj. zvyšování hodnoty zlomku. Ve výsledku pak převažuje vliv odváděného tepla a poměr odvedeného a přivedeného měrného tepla se mírně zvýší (obr. 67, zelené body), což má za následek snížení účinnosti (obr. 66).

Druhou možností zvyšování účinnosti je dělení expanze v plynové turbíně (bod 3), což se používá např. u parních cyklů (viz předchozí cvičení č. 4). Účelem dělení expanze je její prodloužení a tím také zvýšení měrné technické práce plynové turbíny ($a_{t_{sk}}^{PT 8.1} = 424,94 \text{ kJ/kg}$,



$a_{t\ sk}^{PT\ 8.3} = 487,60$). To má pochopitelně pozitivní vliv, navíc díky druhé spalovací komoře se zvýší měrné přivedené teplo (tj. jmenovatel ve zlomku $|q_{od}|/q_{pr}$) a s jeho zvyšováním dochází ke snížení hodnoty zlomku a tudíž k nárůstu účinnosti.

Bohužel zároveň dochází ke zvýšení teploty spalin odváděných do okolí a tím pádem k nárůstu měrného odvedeného tepla, což ve svém důsledku znamená zvětšení hodnoty zlomku a následné snížení tepelné účinnosti cyklu. Jak je vidět na obr. 67, vliv odváděného měrného tepla je větší nežli vliv měrného přivedeného tepla, tj. jejich poměr se oproti původnímu cyklu mírně zvýšil a proto došlo navzdory očekávání k poklesu tepelné účinnosti obr. 66.

Kombinace obou těchto cyklů (bod 4) spojuje výhody i nevýhody obou předchozích metod. Výhodou je snížení technické práce kompresoru a zvětšení technické práce plynové turbíny. S tím je spojeno zvýšení měrného přivedeného tepla (obr. 67) – v případě dělené komprese se sníží teplota na výstupu z kompresoru, v případě dělené expanze je do cyklu vložena druhá spalovací komora. Naopak nevýhodou je větší měrné odvedené teplo (obr. 67), což je dáno jednak nutností odvedení tepla v mezichladiči kompresoru a zároveň se díky rozdělení expanze zvýší teplota spalin odváděných do okolí. Jak je vidět z poměru absolutní hodnoty odvedeného a přivedeného tepla na obr. 67, vliv odvedeného tepla je větší než tepla přivedeného. Tudíž opět dochází k mírnému poklesu účinnosti (obr. 66).

Změna nastává se zavedením regenerace (bod 5). Místo abychom spaliny odváděli z plynové turbíny rovnou do okolí, zavedeme je nejprve do regeneračního výměníku, kde část tepla předáme do stlačeného vzduchu. Tím pochopitelně dojde ke snížení měrného přivedeného tepla, což je pro nás z hlediska tepelné účinnosti cyklu nepříjemné, ale vychlazení spalin znamená snížení jejich teploty a tím pádem snížení měrného odvedeného tepla. Ve výsledku je vliv poklesu přivedeného tepla výraznější než tepla odvedeného a dojde tak k poklesu poměru odvedené/přivedené teplo a tudíž ke zvýšení účinnosti (obr. 67). Jak je vidět na obr. 66, vůči stejnému cyklu bez regenerace byla účinnost zvýšena o více než 5%.

Díky regeneraci se také uplatní dělení komprese (bod 6). To, že dojde ke snížení technické práce, jsme již v textu rozebírali, avšak dělená komprese znamená také snížení výstupní teploty vzduchu za kompresorem a tím pádem větší množství tepla předaného v regeneračním výměníku. Teplota spalin odváděných do okolí se sníží a sníží se také množství tepla ve spalinách odvedeného. Pochopitelně se také sníží měrné přivedené teplo – ovšem pouze vzhledem ke shodnému cyklu bez regenerace. Vzhledem k základnímu cyklu s regenerací dojde dokonce k mírnému navýšení měrného přivedeného tepla. Poměr obou měrných tepel se sníží a tepelná účinnost cyklu zvýší. V porovnání se stejným cyklem bez regenerace dojde k nárůstu účinnosti o přibližně 17%. Vzhledem k základnímu cyklu s regenerací se účinnost zvýší o více než 10%, což je právě důsledek dělené komprese. Nyní se tedy naplno projevil její vliv na celý cyklus.

Dělená expanze (bod 7) nám umožnila zvýšit technickou práci plynové turbíny, avšak zároveň došlo ke zvýšení teploty spalin odváděných do okolí, takže ve výsledku se tepelná účinnost snížila, místo očekávaného nárůstu. Zavedením regenerace se ovšem situace značně změnila. Zvýšení teploty spalin přiváděných do regeneračního výměníku nám oproti základnímu cyklu s regenerací dovolí předat větší množství tepla do stlačeného vzduchu a zvýšit jeho teplotu na



vstupu do spalovací komory. Tím sice dojde ke zmenšení měrného přivedeného tepla, ale zároveň se sníží teplota spalin odváděných do okolí a tudíž se sníží i měrné odvedené teplo. Stejně jako v případě dělené komprese dojde k poklesu hodnoty zlomku (obr. 67), což má za následek výrazný nárůst tepelné účinnosti (obr. 66) jak v porovnání se stejným cyklem bez regenerace (o přibližně 16%), tak i se základním cyklem s regenerací (o 9%). V porovnání s cyklem s dělenou kompresí a regenerací je však účinnost trochu nižší, což je způsobeno hlavně vyšší teplotou odváděných spalin.

Poslední, Keenen – Kellerův cyklus (bod 8), kombinuje dělenou kompresi, dělenou expanzi i regeneraci. Tento cyklus spojuje výhody všech tří použitých metod a z větší části zároveň eliminuje jejich nevýhody.

1. Regenerace umožňuje využít teplo spalin v co největší míře a do okolí jsou odváděny spaliny vychlazené. Jedinou nevýhodou regenerace jsou vyšší investiční náklady, které se však díky zvýšení účinnosti rychle vrátí.
2. Dělená komprese přináší nejen snížení technické práce, ale zároveň snižuje výstupní teplotu stlačeného vzduchu a dovolí tak větší vychlazení spalin. Nevýhodou je další odváděné teplo z mezichladiče, které již v cyklu nelze využít. Jednou z možností jeho částečného využití je ohřev užitkové vody pro potřeby elektrárny.
3. Dělená expanze zvyšuje měrnou technickou práci turbíny a zároveň zvyšuje teplotu spalin na výstupu z plynové turbíny. V případě, že cyklus není vybaven regenerací, je toto značnou nevýhodou, avšak použití regenerace tuto nevýhodu zcela eliminuje, poněvadž teplota spalin odváděných do ovzduší je dána teplotou za kompresorem a tudíž dělení expanze tuto teplotu neovlivňuje. Zvýšení teploty za plynovou turbínou je při použití regenerace naopak výhodou, poněvadž dovolí ohřev stlačeného vzduchu na vyšší teplotu.

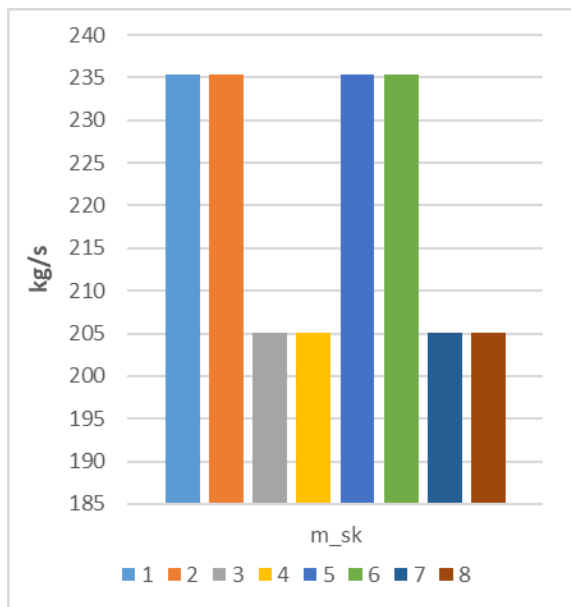
Hmotnostní průtok

Při určení účinnosti elektrárny hraje důležitou roli hmotnostní průtok, protože výrazně ovlivňuje velikost příkonu kompresoru a přiváděného tepelného toku v palivu. Ve skutečnosti však dosahuje v tomto příkladu pouze dvou hodnot (obr. 68), v závislosti na tom, zda je expanze dělená či nikoliv. Hmotnostní průtok totiž počítáme dle následujícího vztahu:

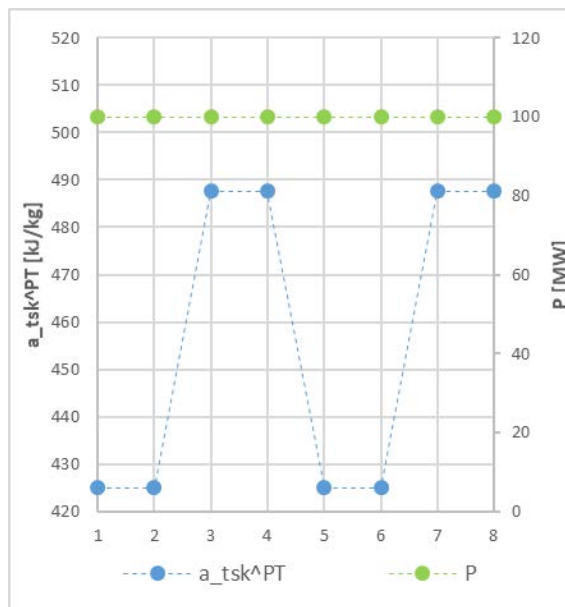
$$\dot{m}_{sk} = \frac{P}{a_{t sk}^{PT}}$$

kde P jest výkon plynové turbíny a $a_{t sk}^{PT}$ je technická práce plynové turbíny. Výkon plynové turbíny je zadán a pro všechny varianty je stejný ($P = 100 \text{ MW}$) a technickou práci ovlivňuje pouze to, zda je expanze dělená či nikoliv (obr. 69).

Je zřejmé, že zvýšení technické práce plynové turbíny (jmenovatel v uvedeném vztahu) má za následek pokles hmotnostního průtoku, tj. dělení expanze snižuje hmotnostní průtok o 30 kg/s (více než 10%).



obr. 68 skutečný hmotnostní průtok



obr. 69 skutečná měrná technická práce plynové turbíny a její výkon

Příkon kompresoru

Jak je vidět ze vztahu pro účinnost „elektrárny“ (12), její hodnotu ovlivňují tři parametry – výkon plynové turbíny, příkon kompresoru a přiváděný tepelný tok:

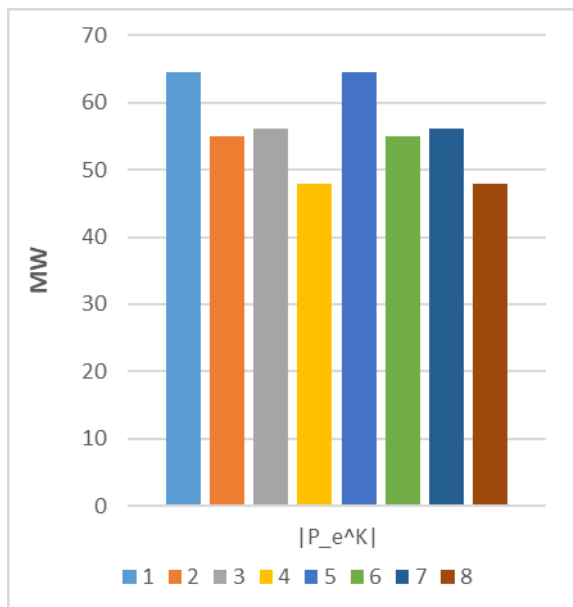
$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} \quad [1]$$

Výkon plynové turbíny zahrnující hlavní ztráty (P_e^{PT}) se nemění, budeme se tedy nyní zabývat kompresorem. Pro výpočet jeho příkonu používáme následující vztah:

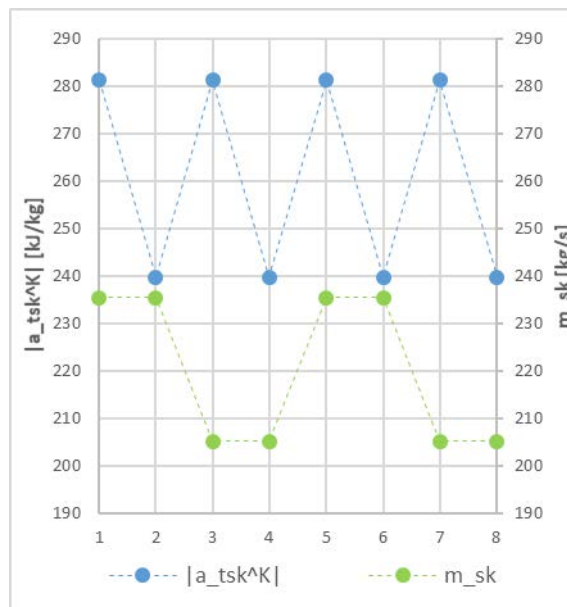
$$P_e^K = \dot{m}_{sk} \cdot a_{t sk}^K \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

Jak je vidět, při výpočtu příkonu se uvažují také mechanická účinnost a účinnost generátoru, stejně jako u výkonu plynové turbíny. Poněvadž tyto účinnosti považujeme v celém příkladu za konstantní, příkon kompresoru závisí na součinu skutečného hmotnostního průtoku a skutečné technické práce kompresoru.

Již víme, že hmotnostní průtok dosahuje pouze dvou hodnot, v závislosti na expanzi. Stejně tak skutečná technická práce kompresoru závisí na tom, zda v daném cyklu dochází k dělení komprese. Poněvadž ale tyto dvě hodnoty spolu nekorespondují (obr. 71), získáváme jejich součinem čtyři různé hodnoty (obr. 70). Jak z obrázku vyplývá, na příkon kompresoru nemá regenerace žádný vliv.



obr. 70 absolutní hodnota příkonu kompresoru



obr. 71 skutečná technická práce kompresoru a skutečný hmotnostní průtok.

Tepelný tok přiváděný v palivu

Dalším důležitým parametrem vstupujícím do výpočtu účinnosti „elektrárny“ je tepelný tok přiváděný v palivu. Tento určíme pomocí následujícího vztahu:

$$\dot{Q}_{pre} \cdot \eta_V = \dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{sk} \cdot q_{přsk}$$

$$\dot{Q}_{pre} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot q_{přsk}}{\eta_V} \quad [MW]$$

Jak je vidět, tepelný tok je ovlivněn třemi faktory – skutečným hmotnostním průtokem vzduchu/spalin $\dot{m}_{sk}$, skutečným měrným teplem přivedeným do stlačeného vzduchu ve spalovací komoře $q_{přsk}$ a účinností spalovací komory. Ta je dána její konstrukcí, což není náplní tohoto cvičení. Pro nás je tedy přiváděný tepelný tok funkcí hmotnostního toku a měrného přivedeného tepla.

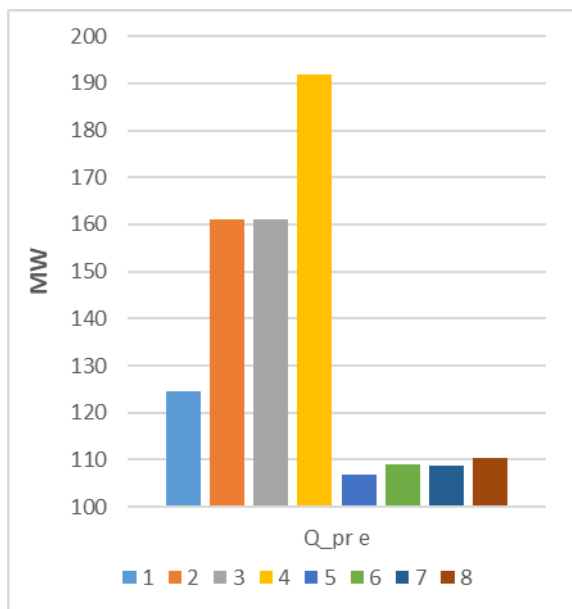
Hodnoty tepelného toku přiváděného v palivu jsou vidět na obr. 72, na obr. 73 je pak patrný vývoj hmotnostního průtoku a měrného přivedeného tepla.

Jak je na obr. 73 vidět, rozdělením komprese v cyklu bez regenerace dojde ke zvýšení měrného přivedeného tepla, což je logické, poněvadž jsme snížili teplotu za kompresorem. Naproti tomu skutečný hmotnostní průtok zůstal nezměněn. Došlo tedy ke zvýšení tepelného toku přiváděného ve spalovací komoře.

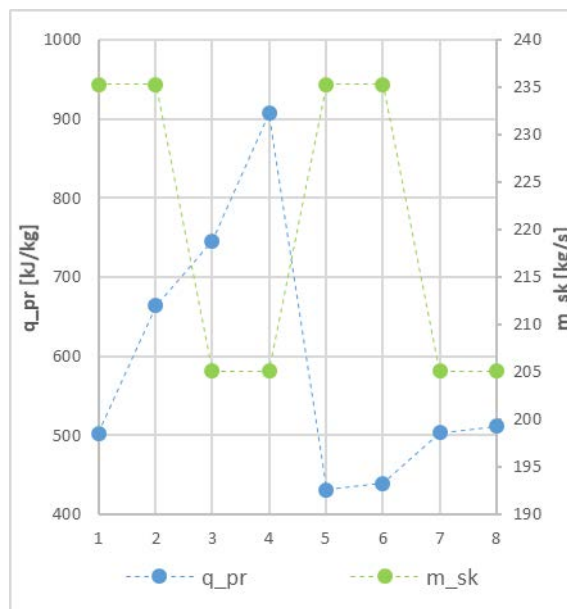
V případě dělené expanze došlo vzhledem k základnímu cyklu opět ke zvýšení skutečného měrného tepla, tentokrát způsobeného přidáním druhé spalovací komory. Hodnota měrného přivedeného tepla je větší i vzhledem k cyklu s dělenou kompresí. Avšak dělení expanze znamená také zvětšení technické práce plynové turbíny při jejím nezměněném výkonu, což má za následek snížení hmotnostního průtoku. Výsledný součin skutečného měrného přivedeného



tepla a skutečného hmotnostního průtoku je prakticky shodný s variantou s dělenou kompresí, což je vidět na obr. 72.



obr. 72 tepelný tok přiváděný v palivu



obr. 73 skutečné měrné přivedené teplo a skutečný hmotnostní průtok

Spojením dělené komprese i expanze se spojí také navýšení měrného přivedeného tepla vlivem komprese i expanze. Dojde tedy k jeho výraznému nárůstu nejen vůči základnímu cyklu, ale i vzhledem k cyklům s dělenou kompresí nebo expanzí. Nárůst celkového přiváděného tepelného toku je opět poněkud zbrzděn poklesem skutečného hmotnostního průtoku (jako v případě cyklu s dělenou expanzí), přesto do cyklu přivádíme o téměř 70 MW tepelného toku více (vůči základnímu cyklu), resp. o 30 MW (vůči zbývajícím dvěma cyklům).

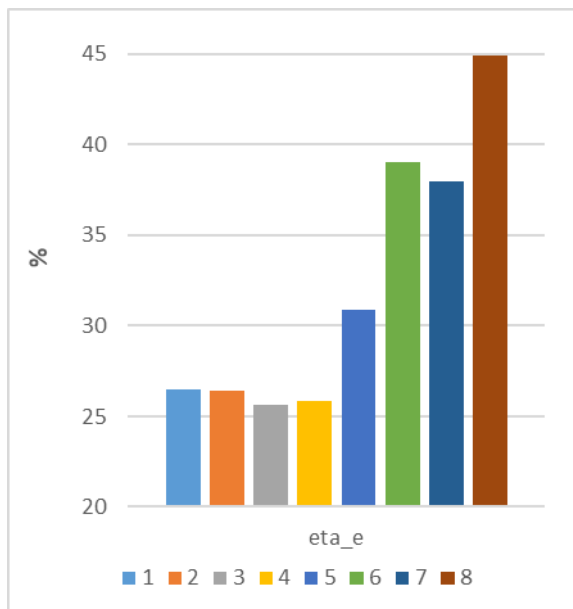
Jak je vidět dále, zavedením regenerace dojde k poklesu tepelného toku. Všechny čtyři cykly s regenerací mají prakticky stejně velký přiváděný tepelný tok uvolňovaný ve spalovací komoře chemickou reakcí paliva s kyslíkem, mírné rozdíly jsou dány odlišným koncovým teplotním rozdílem daným různým rozsahem teplot v regeneračním výměníku.

Účinnost „elektrárny“

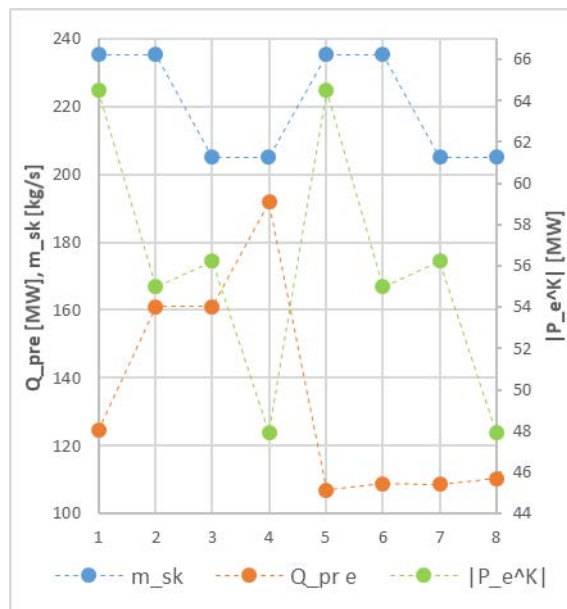
Jak již bylo řečeno, význam předchozích dvou parametrů spočívá hlavně v tom, jak ovlivňují účinnost celé elektrárny se spalovací turbínou (12):

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_{pr e}} = \frac{P_e^{PT} + P_e^K}{\dot{Q}_{pr e}} \quad [1]$$

Účinnost je dána podílem výkonu turbosoustrojí na svorkách generátoru a přiváděným tepelným tokem. Porovnání účinnosti pro jednotlivé varianty je vidět na obr. 74, na obr. 75 jsou pak vidět parametry, které tuto účinnost ovlivňují, tj. příkon kompresoru (resp. jeho absolutní hodnota) a tepelný tok přiváděný do stlačeného vzduchu ve spalovací komoře. Dále je v grafu znázorněn průběh skutečného hmotnostního průtoku, poněvadž, jak ještě uvidíme, má na účinnost velký vliv.



obr. 74 účinnost „elektrárny“



obr. 75 absolutní hodnota příkonu kompresoru, přiváděný tepelný tok, skutečný hmotnostní průtok

Nejprve se podíváme na cykly bez regenerace. Rozdělením komprese jsme ve skutečnosti nic nezískaly. Ušetřili jsme sice technickou práci potřebnou pro stlačení vzduchu, což je vidět na poklesu příkonu o přibližně 9 MW, zároveň však došlo k nárůstu celkového přiváděného tepelného toku při konstantním průtoku, což je důsledkem dělení komprese, resp. poklesu teploty za kompresorem a tím pádem nutnosti přivádět do vzduchu ve spalovací komoře více tepla. Vliv poklesu příkonu kompresoru a nárůstu přiváděného tepla se ve výsledku vyrovná a účinnost se prakticky nezmění.

K jejímu poklesu dojde při zavedení dělené expanze. Díky prodloužení expanze dojde – jak je na obr. 75 vidět – k poklesu hmotnostního průtoku. To má pozitivní dopad na příkon kompresoru, poněvadž technická práce kompresoru je stejná jako u cyklu základního, avšak díky menšímu hmotnostnímu průtoku má kompresor menší příkon. Měrné přivedené teplo se zapojením druhé spalovací komory oproti základnímu cyklu zvýší, avšak opět díky poklesu hmotnostního průtoku zůstává tepelný tok stejný jako v případě cyklu s dělenou kompresí (vůči základnímu cyklu je však pochopitelně vyšší). Přesto v porovnání s oběma předchozími cykly dojde k poklesu účinnosti o přibližně 1 % - v porovnání se základním cyklem je to způsobeno nárůstem přiváděného tepelného toku, v porovnání s cyklem s dělenou kompresí je důvodem vyšší příkon kompresoru.

Cykly s dělenou kompresí i expanzí má vůči základnímu cyklu a cyklu s dělenou kompresí účinnost nižší o přibližně 1%, v porovnání s cyklem s dělenou expanzí je účinnost „elektrárny“ prakticky shodná. Dělená komprese způsobuje menší technickou práci kompresoru, navíc pokles $\dot{m}_{sk}$ vzhledem k cyklu s dělenou kompresí (8.2) způsobuje výrazný pokles příkonu kompresoru (o 17 MW vůči základnímu cyklu o 7 MW v porovnání s cyklem s dělenou kompresí). Avšak zároveň dělená komprese i dělená expanze způsobují zvýšení měrného přivedeného tepla, v důsledku pak celého přiváděného tepelného toku (o 67 MW vzhledem k základnímu cyklu, o 30 MW v porovnání s cyklem s dělenou kompresí).



K obratu dochází opět se zavedením regenerace. Ta znamená výrazný pokles přiváděného celkového tepelného toku. Jak je vidět na obr. 75, jeho hodnota se u všech čtyř cyklů s regenerací prakticky nemění. Ve vztahu pro výpočet účinnosti „elektrárny“ tak dojde ke snížení energie vložené do cyklu při zachování energie využitě (vždy v porovnání se shodným cyklem bez regenerace). Stručně řečeno, hodnota čitatele se vzhledem k cyklům bez regenerace nemění (což je patrné z obr. 75, výkon plynové turbíny je stále stejný a na příkon kompresoru regenerace nemá vliv), ke změně dochází u jmenovatele, kdy cykly s regenerací mají vůči cyklům bez regenerace nižší přiváděný tepelný tok. Logicky pak mají cykly s regenerací vyšší účinnost.

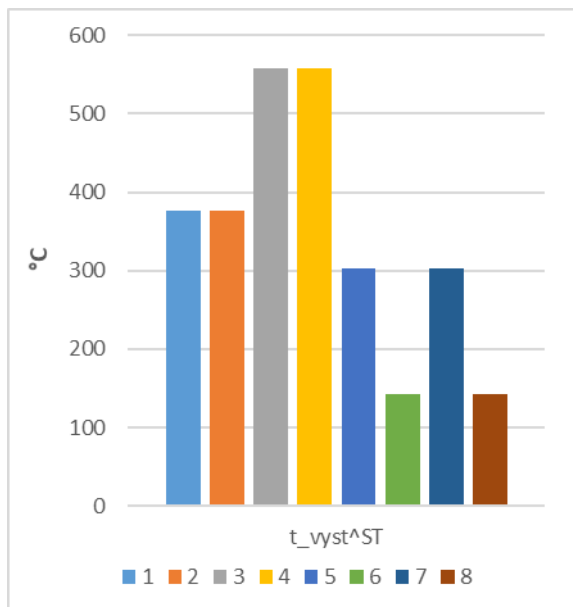
Podíváme-li se na cykly s regenerací podrobněji, zjistíme, že nejnižší účinnost má základní cyklus, přibližně stejná je účinnost cyklů s dělenou kompresí nebo expanzí, další nárůst je v případě využití obou metod. Tento vývoj je odrazem právě příkonu kompresoru, jak je vidět na obr. 75.

Se zavedením dělené komprese dojde k ušetření technické práce kompresoru a tím pádem ke snížení jeho příkonu. Dělená expanze sice nemá vliv na technickou práci kompresoru, ale dojde ke snížení hmotnostního průtoku, což ve výsledku znamená pouze nepatrný nárůst příkonu kompresoru (asi o 1 MW vůči cyklu s dělenou kompresí a regenerací). Spojením obou zmíněných metod dojde ke snížení technické práce kompresoru a zároveň ke snížení hmotnostního průtoku. Ve výsledku dochází k výraznému poklesu příkonu kompresoru a tím pádem ke zvýšení účinnosti „elektrárny“.

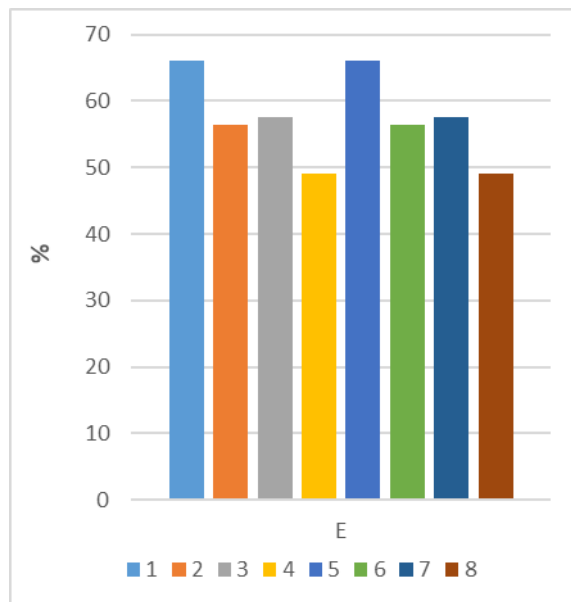
Dovětek

Z tohoto rozsáhlého příkladu vyplívá několik závěrů:

- Použití dělené komprese nebo dělené expanze bez regenerace nemá význam
- Hlavní příčinou nízké účinnosti cyklů bez regenerace je vysoká teplota odváděných spalin, konkrétně 377°C, resp. 557°C v případě dělené expanze
- Díky zavedení regenerace se teplota spalin odváděných do okolí sníží na 303°C, resp. 142°C pro případ s dělenou kompresí (viz obr. 76); teprve díky regeneraci získává smysl zavedení dělené komprese a expanze (obr. 67)
- Důvodem nízké účinnosti cyklu je také vysoká energetická náročnost stlačování plynu. Kompresor spotřebuje 1/2 až 2/3 výkonu plynové turbíny, zatímco v případě parního cyklu je příkon napáječky pouze 2 až 5% výkonu parní turbíny. Na rozdíl od výstupní teploty spalin ovšem nemá regenerace na vlastní spotřebu vliv (obr. 77).



obr. 76 teplota spalin odváděných do okolního prostředí



obr. 77 vlastní spotřeba cyklu

8.10 Otázky pro studenty

- Jaký je vztah pro tepelnou účinnost cyklu.
- Nakreslete schéma základního cyklu spalovací turbíny.
- Napište vztah pro termodynamickou účinnost plynové turbíny
- Nakreslete expanzi v plynové turbíně v i - s diagramu a vyznačte v něm teoretickou a skutečnou technickou práci turbíny
- Nakreslete p - v diagram cyklu s dělenou kompresí
- Které parametry ovlivňují velikost hmotnostního průtoku?
- Co ovlivňuje teplotu spalin odváděných do okolí?
- Jaké jsou způsoby zvyšování účinnosti cyklu spalovací turbíny?
- Co je regenerace a jaký je její princip?



8.11 Souhrnné porovnání parametrů

<i>parametr</i>	8.1	8.2	8.3	8.4	8.5	8.6	8.7	8.8
η_t [1]	0,4480	0,4096	0,3836	0,3655	0,5052	0,5781	0,5688	0,6323
$\eta_{t\ sk}$ [1]	0,2863	0,2792	0,2767	0,2732	0,3418	0,4481	0,4356	0,5255
η_e [1]	0,2652	0,2640	0,2563	0,2584	0,3086	0,3903	0,3800	0,4491
$a_{t\ sk}^K$ [kJ/kg]	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66	-281,11	-239,66
$a_{t\ sk}^{PT}$ [kJ/kg]	424,94		487,60		424,94		487,60	
$\dot{m}_{sk}$ [kg/s]	235,33		205,09		235,33		205,09	
P_e^K [MW]	-64,51	-55	-56,22	-47,93	-64,51	-55,00	-56,22	-47,93
P_e^{PT} [MW]	97,51							
$\dot{Q}_{pre}$ [MW]	124,45	161,01	161,09	191,87	106,93	108,93	108,67	110,41
$\dot{Q}_{od\ sk}$ [MW]	-84,38	-112,58	-110,69	-135,26	-66,86	-57,11	-58,27	-49,77
$T_{vyst\ sk}^K$ [K]	573	412	573	412,44	573	412,44	573	412,44
$T_{vst\ sk}^{SK}$ [K]					643,41	635,38	814,72	806,69
$T_{vyst\ sk}^{PT}$ [K]	650		830,44		650,11		830,44	
$T_{vyst\ sk}^{SP}$ [K]					576	415,44	576	415,44
E [1]	0,6615	0,5640	0,5765	0,4915	0,6615	0,5640	0,5765	0,4915