

Parní turbíny a příslušenství



Ladislav Krajč

Parní turbíny a příslušenství

<https://doi.org/10.24132/ZCU.2017.07323>

Parní turbíny a příslušenství (elektronické vydání)

Ing. Ladislav Krajíc, Ph.D.

Grafický návrh obálky:
Tereza Saitzová

Vydala:
Západočeská univerzita v Plzni
P.O.Box 314, Univerzitní 8, 306 14 Plzeň

1. vydání, 280 stran
Pořadové číslo: 2272, ediční číslo: 55-063-17
Plzeň 2017

ISBN 978-80-261-0732-3
ISBN 978-80-261-0731-6 (tištěné vydání)

© Ing. Ladislav Krajíc, Ph.D.
Západočeská univerzita v Plzni

<https://doi.org/10.24132/ZCU.2017.07323>

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitých symbolů a indexů.*)..... | 9 |
| 1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení a vliv parametrů na tepelnou účinnost | 11 |
| 1.1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení | 11 |
| 1.1.1. Elektrařenské provozy | 11 |
| 1.1.1.1. Kondenzační elektrárny | 11 |
| 1.2. Účinnost tepelných cyklů parních turbínových zařízení | 12 |
| 1.2.1. Tepelná účinnost | 12 |
| 1.2.2. Termodynamická účinnost..... | 15 |
| 1.2.3. Tepelná a termodynamická účinnost turbosoustrojí..... | 16 |
| 1.2.4. Měrná spotřeba páry | 18 |
| 1.2.5. Měrná spotřeba tepla..... | 19 |
| 1.3. Vliv parametrů páry na tepelnou účinnost | 19 |
| 1.3.1. Vliv teploty vstupní páry [T_0]..... | 20 |
| 1.3.2. Vliv tlaku vstupní páry | 21 |
| 1.3.3. Vliv protitlaku ve výstupním hrdle turbíny | 24 |
| 1.4. Prostředky ke zvyšování tepelné účinnosti | 25 |
| 1.4.1. Přihřívání páry v kotli | 25 |
| 1.4.1.1. Tepelná účinnost cyklu při přihřívání páry v kotli..... | 28 |
| 1.4.1.2. Parametry přihřáté páry..... | 29 |
| 1.4.2. Ohřívání napájecí vody odběrovou párou | 35 |
| 1.5. Separace a přihřívání páry v jaderných elektrárnách | 37 |
| 2. Proudění páry v turbínových lopatkových mřížích | 38 |
| 2.1. Úvod - typy parních turbín dle konstrukce a účelu užití | 38 |
| 2.1.1. Dle směru průtoku páry:..... | 38 |
| 2.1.2. Dle počtu stupňů: | 38 |
| 2.1.3. Dle typu lopatkování: | 38 |
| 2.1.4. Dle tlaku páry na výstupu z turbíny: | 38 |
| 2.1.5. Turbíny s regulovanými odběry páry..... | 40 |
| 2.2. Základní rovnice pro proudění páry v lopatkových kanálech | 41 |
| 2.2.1. Stavová rovnice..... | 41 |
| 2.2.2. Rovnice kontinuity..... | 42 |
| 2.2.3. Rovnice změny hybnosti | 43 |
| 2.2.4. Rovnice zachování energie | 44 |
| 2.3. Průtok páry dýzami | 45 |
| 2.3.1. Zúžená dýza..... | 45 |
| 2.3.2. Chování zúžené dýzy při změněných podmínkách..... | 50 |
| 2.3.3. Rozšířená (Lavalova) dýza | 52 |
| 2.3.4. Chování Lavalovy dýzy při změněných podmínkách..... | 53 |
| 2.4. Energetické ztráty při proudění reálné tekutiny | 55 |
| 2.5. Turbinové lopatkové mříže | 56 |
| 2.6. Ztráty energie při obtékání turbínových lopatek | 58 |
| 2.6.1. Profilové ztráty pro podzvukové proudění..... | 58 |
| 2.6.2. Okrajové ztráty..... | 60 |
| 2.6.3. Ztráty rozvějířením | 61 |
| 2.6.4. Ztráty způsobené interakcí sousedních mříží ve stupni i ve více- stupňových turbínách | 61 |
| 2.6.5. Ztráty spojené s nedokonalým obtékáním mříží unikem páry v turbínových stupních s oběžnými lopatkami bez bandáže..... | 62 |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

| | | |
|----------|---|-----|
| 2.6.6. | Ztráty při proudění mokré páry | 62 |
| 2.6.7. | Součinitel průtoku lopatkovou mříží..... | 62 |
| 2.6.8. | Výstupní úhly z turbínových mříží..... | 62 |
| 2.7. | Odklon proudu šikmo seřiznutých dýz | 63 |
| 2.8. | Proudění mokré páry v turbínových stupních | 64 |
| 2.8.1. | Mokrá pára v rovnovážném stavu | 64 |
| 2.8.2. | Expanze páry začínající nad horní mezní křivkou a končící v oblasti mokré páry | 64 |
| 2.8.2.1. | Veličiny používané při vyšetřování stavu páry při expanzi v turbínových stupních . | 64 |
| 2.8.2.2. | Fyzikální chování páry v oblasti mokré páry - přesycení a podchlazení | 65 |
| 3. | Turbínový stupeň | 70 |
| 3.1. | Přeměna energie v axiálním stupni | 70 |
| 3.2. | Termodynamická lopatková účinnost turbínového stupně | 77 |
| 3.2.1. | Termodynamická lopatková účinnost stupně pro obecný případ, kdy hodnota κ_{vr} není ani 1 ani 0 | 77 |
| 3.2.2. | Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy se veškerá výstupní energie využije v následujícím stupni, to je když $\kappa_{vr} = 1$ (značení *) | 79 |
| 3.2.3. | Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy se jedná o samostatně pracující stupeň nebo o poslední stupeň turbíny a kdy $\kappa_{vr} = 0$ a $e_0 = c_f^2/2$ (značení **) | 79 |
| 3.2.4. | Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy rovnotlaký stupeň ($\rho = 0$) pracuje s plnou ztrátou výstupní rychlostí ($\kappa_{vr} = 0$) a kdy $w_{2s} = w_1$ (značení ***) | 79 |
| 3.2.5. | Poměr $(u/c_f)_{opt}$ pro stupně s různým ρ | 81 |
| 3.2.6. | Termodynamická lopatková účinnost rychlostního stupně (Curtisova stupně) | 84 |
| 3.3. | Návrh stupně | 86 |
| 3.3.1. | Volba rozhodujících charakteristik | 86 |
| 3.3.2. | Volba reakce | 87 |
| 3.3.3. | Volba rychlostního poměru u/c_f | 87 |
| 3.3.4. | Stanovení základních rozměrů turbínových stupňů | 87 |
| 3.3.4.1. | Výpočet rozváděcího lopatkování | 88 |
| 3.3.4.2. | Výpočet oběžného lopatkování | 91 |
| 3.3.5. | Profil velmi dlouhých lopatek. Metody nakroucení lopatek | 92 |
| 3.3.5.1. | Nakroucení podle zákona volného víru - konstantní cirkulace kolem profilu | 94 |
| 3.3.5.2. | Nakroucení lopatky dle zákona $\alpha_1 = konst$ [konstantní výstupní úhel z rozváděcích lopatek] | 96 |
| 3.4. | Vnitřní termodynamická účinnost stupně – další přídavné ztráty | 101 |
| 3.4.1. | Ztráta třením kol v páře | 102 |
| 3.4.2. | Snížení účinnosti v důsledku částečného ostříku | 103 |
| 3.4.3. | Ztráty netěsností labyrintových ucpávek | 104 |
| 3.4.4. | Vliv vlhkosti páry na účinnost stupně | 106 |
| 3.4.5. | Příklad stanovení obvodové účinnosti turbínových stupňů | 108 |
| 4. | Vícestupňové parní turbíny | 115 |
| 4.1. | Vlastnosti vícestupňové turbíny | 115 |
| 4.1.1. | Rovnotlaká turbína | 116 |
| 4.1.2. | Přetlaková turbína | 119 |
| 4.1.3. | Shrnutí vlastností mnohostupňové turbíny | 122 |
| 4.2. | Součinitel zpětného využití tepla (reheat faktor) | 123 |
| 4.3. | Eroze oběžných lopatek a opatření k jejímu omezení | 127 |
| 4.4. | Erozní koroze materiálu turbíny a potrubních systémů proudící vlhkou párou | 135 |
| 4.5. | Vnitřní a vnější labyrintové ucpávky - systémy ucpávkové páry | 136 |
| 4.6. | Osové síly v turbíně | 141 |
| 4.6.1. | Osová síla řadového stupně rovnotlaké turbíny | 141 |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

| | | |
|----------|--|-----|
| 4.6.2. | Osová síla stupňů přetlakových turbín..... | 142 |
| 5. | Konstrukční návrh vícestupňové turbíny | 146 |
| 5.1. | Základy konstrukčního návrhu..... | 146 |
| 5.1.1. | Základní technické údaje o turbíně a turbínovém zařízení | 146 |
| 5.1.2. | Teplné schéma zařízení | 146 |
| 5.1.3. | Regulační stupeň a první neregulační stupeň..... | 149 |
| 5.2. | Poslední stupeň stupňové části turbíny, mezní výkon turbíny..... | 150 |
| 5.3. | Rozdělení entalpických spádů v turbíně | 154 |
| 5.4. | Přibližný výpočet účinnosti turbíny a jednotlivých úseků průtočné části – dle [1]. | 157 |
| 5.5. | Určení otáček a počtu os | 160 |
| 5.5.1. | Určení otáček turbíny | 160 |
| 5.5.1.1. | Turbíny pro pohon elektrických generátorů..... | 161 |
| 5.5.2. | Volba počtu os..... | 164 |
| 6. | Průtok stupněm za změněných podmínek..... | 165 |
| 6.1. | Reakce stupně za změněných podmínek..... | 167 |
| 7. | Vlastnosti vícestupňové turbíny při změněných podmínkách | 169 |
| 7.1. | Činnost parní turbíny při změně zatížení | 169 |
| 7.2. | Průtok páry turbínou | 169 |
| 7.2.1. | Přibližné řešení průtoku stupňovou částí turbíny..... | 169 |
| 7.2.2. | Turbína s regulačním stupněm | 172 |
| 7.2.3. | Turbína s regulací škrcením nebo klouzavým tlakem - vliv teploty vstupní páry | 174 |
| 7.2.4. | Expanze začínající ve vlhké páře - rozšíření o suchost páry | 175 |
| 7.2.5. | Regenerační odběry pro ohřívání vlastního kondenzátu při změně zatížení | 176 |
| 7.3. | Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku | 177 |
| 7.3.1. | Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku při podkritickém proudění | 177 |
| 7.3.2. | Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku při kritickém proudění | 180 |
| 7.4. | Proudění turbínou s různými typy regulace při změně hmotnostního průtoku páry | 180 |
| 7.4.1. | Regulace škrcením..... | 181 |
| 7.4.2. | Regulace skupinová..... | 182 |
| 7.4.3. | Regulace klouzavým tlakem..... | 185 |
| 7.4.4. | Porovnání způsobů regulace parní turbíny..... | 186 |
| 7.5. | Vnější vlivy na průtok turbínou | 190 |
| 7.5.1. | Vliv změny vstupního tlaku..... | 190 |
| 7.5.2. | Vliv změny teploty vstupní páry | 194 |
| 7.5.2.1. | Turbíny na přehřátou páru..... | 194 |
| 7.5.2.2. | Turbína na sytou páru..... | 198 |
| 7.5.3. | Vliv změny protitlaku..... | 200 |
| 7.5.3.1. | Změna výkonu kondenzační turbíny jako změna výkonu posledního stupně..... | 201 |
| 8. | Kondenzace páry u parních turbín | 208 |
| 8.1. | Popis systému kondenzace | 208 |
| 8.2. | Požadavky na kondenzátor parní turbíny | 210 |
| 8.3. | Sdílení tepla v povrchovém kondenzátoru | 211 |
| 8.3.1. | Tlak v kondenzátoru v závislosti na teplotě chladicí vody vstupující do kondenzátoru [t_{1v}]..... | 214 |
| 8.4. | Nekondenzovatelné plyny v kondenzátoru a ve vakuové části potrubního systému, jejich odsávání..... | 215 |
| 8.4.1. | Vzduch a nekondenzovatelné plyny v kondenzátoru..... | 216 |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

| | | |
|----------|--|-----|
| 8.4.2. | Průtok vzduchu přísávaného netěsnostmi do vakuového systému a odsávaného vodoproudými vývěvami | 216 |
| 8.4.2.1. | Určení hmotnostního průtoku vzduchu přísávaného do vakuového systému a odsávaného vývěvami pomocí změřené charakteristiky vývěv | 216 |
| 8.4.2.2. | Určení hmotnostního průtoku vzduchu přísávaného do vakuového systému a odsávaného vývěvami pomocí měřeného spadku vakua v kondenzátoru turbíny | 220 |
| 8.4.3. | Odsávání nekondenzovatelných plynů paroproudými vývěvami | 220 |
| 8.5. | Kondenzátor při změněných provozních podmínkách | 224 |
| 8.5.1. | Změna tlaku v kondenzátoru při změně zatížení turbíny | 224 |
| 9. | Regenerace – ohřívání kondenzátu odběrovou párou | 226 |
| 9.1. | Teoretická ideální regenerace | 226 |
| 9.2. | Jednostupňový ohřev kondenzátu parního turbínového zařízení a vícestupňový ohřev kondenzátu | 228 |
| 9.3. | Teplota napájecí vody | 230 |
| 9.4. | Schéma a provedení regeneračního systému | 231 |
| 9.4.1. | Nízkotlaká regenerace | 232 |
| 9.4.2. | Napájecí nádrž | 233 |
| 9.4.3. | Vysokotlaká regenerace | 234 |
| 9.5. | Tepelný výpočet regeneračních ohřeváků | 235 |
| 9.6. | Návrh a výpočet tepelného schématu | 236 |
| 9.6.1. | Volba teploty napájecí vody | 236 |
| 9.6.2. | Počet regeneračních stupňů a jejich rozdělení | 236 |
| 9.6.3. | Příklad výpočtu regenerace turbíny s přehříváním páry | 238 |
| 9.6.3.1. | Tepelná bilance vysokotlakého ohřeváku č. 3 (nejvýše řazený) pro zvolený průtok napájecí vody $\dot{m}_v = 100 \text{ kg/s}$ | 241 |
| 9.6.3.2. | Tepelná bilance vysokotlakého ohřeváku č. 2 | 241 |
| 9.6.3.3. | Tepelná bilance vysokotlakého ohřeváku č. 1 | 242 |
| 9.6.3.4. | Teplota napájecí vody na vstupu do kotle | 242 |
| 9.6.3.5. | Průtok odběrové páry do odplynovačku | 243 |
| 9.6.3.6. | Nízkotlaká regenerace | 243 |
| 9.6.3.7. | Průtok páry do kondenzátoru | 243 |
| 9.6.3.8. | Průtok páry pro pohon turbonapáječky | 243 |
| 10. | Separace vlhkosti a přehřívání páry u turbín v jaderných elektrárnách s tlakovodním reaktorem. | 245 |
| 10.1. | Účel systému | 245 |
| 10.2. | Volba dělicího tlaku p_d , při kterém se provádí separace vlhkosti a přehřívání páry | 248 |
| 10.3. | Hlavní zařízení systému separace a přehřívání páry | 249 |
| 11. | Základ turbosoustrojí | 254 |
| 11.1. | Pevný rámový základ | 255 |
| 11.2. | Pružně uložená základová deska na železobetonové turbostolici | 256 |
| 11.3. | Uložení turbíny na základu | 258 |
| 11.3.1. | Pevný základ a konstrukce turbosoustrojí, kdy se celá statorová soustava posouvá po kozlících základu | 259 |
| 11.3.2. | Pružný základ a konstrukce turbosoustrojí s ložiskovými stojany pevně připojenými ke kozlíkům | 260 |
| 11.4. | Rotorová soustava | 265 |
| 11.5. | Deformace základu po najetí turbosoustrojí | 266 |
| 12. | Chladicí okruh kondenzátoru | 267 |
| 12.1. | Zařízení chladicího okruhu | 267 |
| 12.2. | Chladicí věže | 267 |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

| | |
|--|-----|
| 12.2.1. Přenos tepla v chladicích věžích..... | 269 |
| 12.2.2. Provoz chladicích věží..... | 275 |
| 12.2.2.1.Problémy v zimním období..... | 275 |
| 12.2.3. Měření chladicích věží | 276 |
| 12.2.3.1.Chladicí účinek – chladicí křivky | 276 |
| 12.2.3.2.Tepelná charakteristika chladicí věže | 277 |
| 12.2.3.3.Odporová charakteristika věže..... | 279 |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Literatura:*

- [1] Ščegljajev, A.V.: Parní turbíny. SNTL, Praha 1983.
- [2] Ambrož, J.: Parní turbíny a kondenzace. ČVUT, Praha 1980.
- [3] Ambrož, J.: Parní turbína za změněných podmínek. SNTL, Praha 1973.
- [4] Kalčík J.: Technická termodynamika. SNTL, Praha 1974.
- [5] Gyarmathy, G.: Grundlagen einer Theorie der Nassdampfturbine. Juris-Verlag, Zürich 1964.
- [6] Maštovský, O.: Hydromechanika. SNTL, Praha 1964.
- [7] Bečvář, J.: Tepelné turbíny. SNTL, Praha 1968.
- [8] Mikyška, L - Šebek, J.: Chladicí věže. SNTL, Praha 1989.
- [9] Zemánek, J.: Heat and mass transfer in cooling tower packings. SNTL, Praha 1989.
- [10] Sazima, M.: Sdílení tepla. SNTL, Praha 1993.

* Seznam příslušné literatury je uveden na konci každé kapitoly.

Seznam použitých symbolů a indexů.)*

| | | |
|-------------|---|---------------------|
| A | práce odevzdaná za jednotku času | [J/s] |
| a | práce odvedená 1 kg protékající páry | [J/kg] |
| a | rychlost zvuku | [m/s] |
| a_T | práce skutečně získaná expanzí 1 kg páry v turbíně | [kJ/kg] |
| a_{Ts} | izentropická práce získaná 1 kg páry v turbíně | [kJ/kg] |
| a_u | mechanická práce vztažená na 1 kg páry | [J/kg] |
| b | tětiva profilu lopatky | [m] |
| c | rychlost | [m/s] |
| c_f | fiktivní rychlost | [m/s] |
| c_p | měrná tepelná kapacita při stálém tlaku | [J/(kg · K)] |
| d | průměr | [m] |
| d_{Sv} | měrná spotřeba páry | [kg/kWh] |
| h | měrná entalpie | [kJ/kg] |
| H | tepelný spád | [kJ/kg] |
| l | délka lopatky | [m] |
| \bar{l} | poměrná délka lopatky | [1] |
| m | exponent polytropy při průtoku páry stupňovitou částí turbíny | [-] |
| \dot{m} | hmotnostní průtok | [kg/s] |
| \dot{m}_K | hmotnostní průtok páry posledním stupněm | [kg/s] |
| M | Machovo číslo | [1] |
| M_k | kroučící moment | [Nm] |
| \dot{M} | hmotnostní průtok | [kg/h] |
| n | exponent polytropy při průtoku páry regulačním stupněm | [-] |
| n | otáčky | [1/s] |
| p | tlak | [Pa] |
| P | výkon | [kW, MW] |
| q | bezrozměrný hmotnostní průtok | [1] |
| Q | část tepelných ztrát ve stupních turbíny využitá v následujících turbínových stupních | [kJ/kg] |
| q | hustota tepelného toku | [W/m ²] |
| q | množství tepla přivedeného 1 kg proudící látky | [J/kg] |
| Q | tepelný tok | [W/m ²] |
| Q | tepelný výkon | [kW] |
| q_{sekSv} | sekundová měrná spotřeba tepla | [1] |
| q_{Sv} | měrná spotřeba tepla | [kJ/kWh] |
| r | měrná individuální plynová konstanta | [J/(kg · K)] |
| r | poloměr | [m] |
| Re | Reynoldsovo číslo | [1] |
| r_o | poloměr oběžného kola na špičce lopatky | [m] |
| r_p | patní poloměr oběžného kola | [m] |
| s | entropie | [kJ/kgK] |
| S | průtočný průřez | [m ²] |
| s | tloušťka stěny | [m] |
| t | rozteč lopatek | [m] |
| \bar{t} | poměrná rozteč | [1] |
| t | teplota | [°C] |
| T | teplota | [K] |

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

| | | |
|-----------------|--|-----------------------|
| u | obvodová rychlost | [m/s] |
| u | měrná vnitřní energie | [J/kg] |
| v | měrný objem | [m ³ /kg] |
| w | relativní rychlost | [m/s] |
| W_k | modul průřezu v krutu | [m ³] |
| x | měrná vlhkost vzduchu | [kg/kg] |
| x | suchost páry | [1] |
| y | vlhkost páry | [1] |
| z | počet lopatek v kruhové lopatkové mříži | [1] |
| α | součinitel přestupu tepla | [kW/m ² K] |
| α | úhel absolutní rychlosti | [°] |
| β | úhel relativní rychlosti | [°] |
| β_x | součinitel přenosu hmoty vztažený narozdíl měrných vlhkostí | [kg/m ² s] |
| δ | úhel odklonu páry v šikmo seříznutém průřezu lopatkové mříže | [°] |
| Δ_{HR} | tloušťka výstupní hrany lopatky | [m] |
| Δh_R | ztráty v oběžné mříži | [kJ/kg] |
| Δh_S | ztráty v rozváděcí mříži | [kJ/kg] |
| Δh_{vr} | ztráta výstupní rychlostí | [kJ/kg] |
| ε | poměr tlaků | [1] |
| ε_* | kritický poměr tlaků | [1] |
| η | dynamická viskozita | [Pa s] |
| η_C | tepelná účinnost Carnotova cyklu | [1] |
| η_t | tepelná účinnost | [1] |
| η_{td} | termodynamická účinnost | [1] |
| Θ | převrácená hodnota rozvějíření l/d | [1] |
| κ | exponent adiabaty | [1] |
| κ_{vr} | součinitel využití energie páry vystupující ze stupně ve stupni následujícím | [1] |
| λ | tepelná vodivost | [kW/mK] |
| λ | vzduchové číslo | [1] |
| Λ | logaritmické přesycení páry | [1] |
| μ | součinitel průtoku turbínovou mříží | [1] |
| ν | kinematická viskozita | [m ² /s] |
| ξ | poměrná ztráta | [1] |
| Π | přesycení páry | [1] |
| ρ | měrná hmotnost | [kg/m ³] |
| ρ | reakce turbínového stupně | [1] |
| ρ_o | reakce turbínového stupně na špičce lopatkování | [1] |
| ρ_p | reakce turbínového stupně na patě lopatkování | [1] |
| σ | napětí materiálu | [MPa] |
| τ | čas | [s] |
| τ_K^D | dovolené napětí v krutu | [N/m ²] |
| φ | rychlostní součinitel rozváděcí lopatkové mříže | [1] |
| χ | součinitel průtoku dýzou | [1] |
| ψ | rychlostní součinitel oběžné lopatkové mříže | [1] |
| Ω | axiální mezikruhová plocha stupně | [m ²] |
| ω | úhlová rychlost | [1/s] |

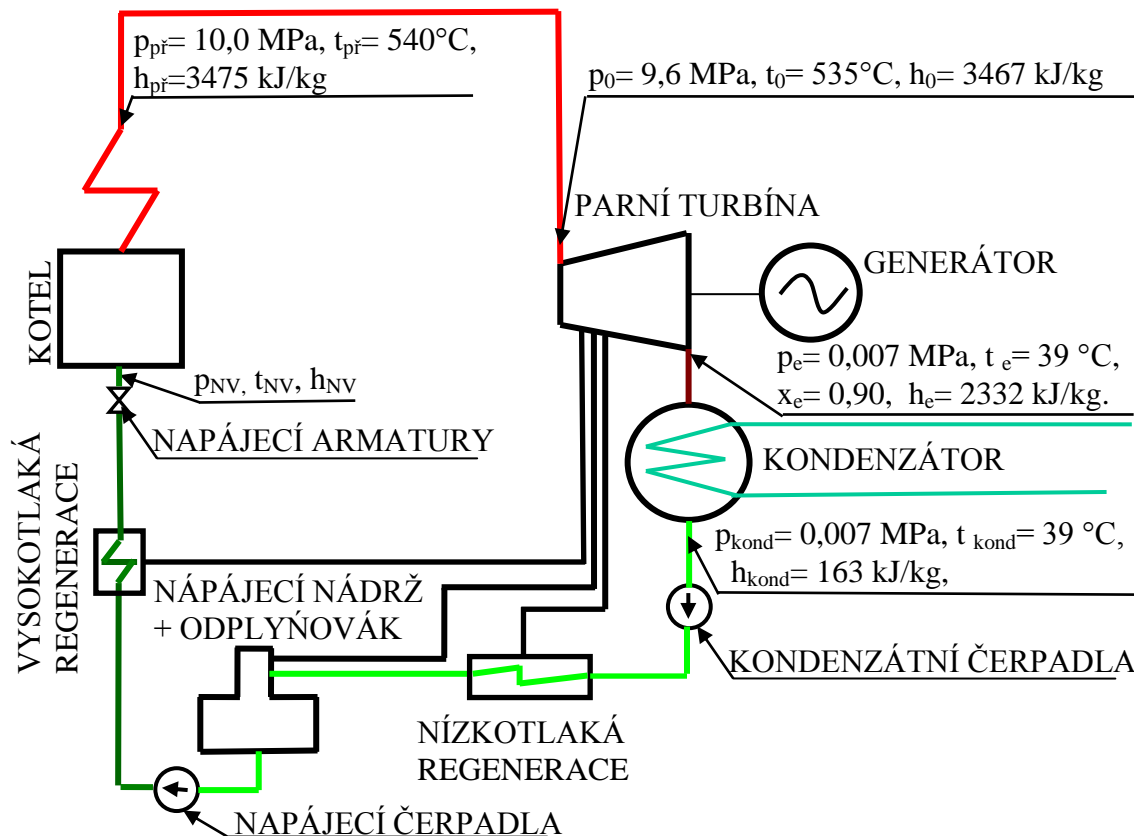
*) symboly a indexy neuvedené v seznamu jsou vysvětleny v textu příslušné kapitoly.

1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení a vliv parametrů na tepelnou účinnost

1.1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení

1.1.1. Elektrárenské provozy

1.1.1.1. Kondenzační elektrárny



Obr. 1-1. Schéma elektrárny na fosilní paliva s kondenzační turbínou.

Na obrázku je znázorněn zjednodušený tepelný cyklus kondenzační elektrárny.

1. Pára se vyrábí v kotli.

Jeho hlavními částmi jsou:

- ohřívač napájecí vody vstupující do kotle,
- výparník, kde dochází k odparu a z něhož vystupuje sytá pára,
- přehřívák, ve kterém se sytá pára přehřívá.

2. Tepelná energie páry se v turbíně mění na energii mechanickou a v generátoru se mění na energii elektrickou.

3. Pára po výstupu z turbíny kondenzuje v kondenzátoru.

4. Kondenzát se čerpá kondenzátním čerpadlem přes nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže s odplyňovákem.

5. Z napájecí nádrže se kondenzát čerpá napájecími čerpadly.

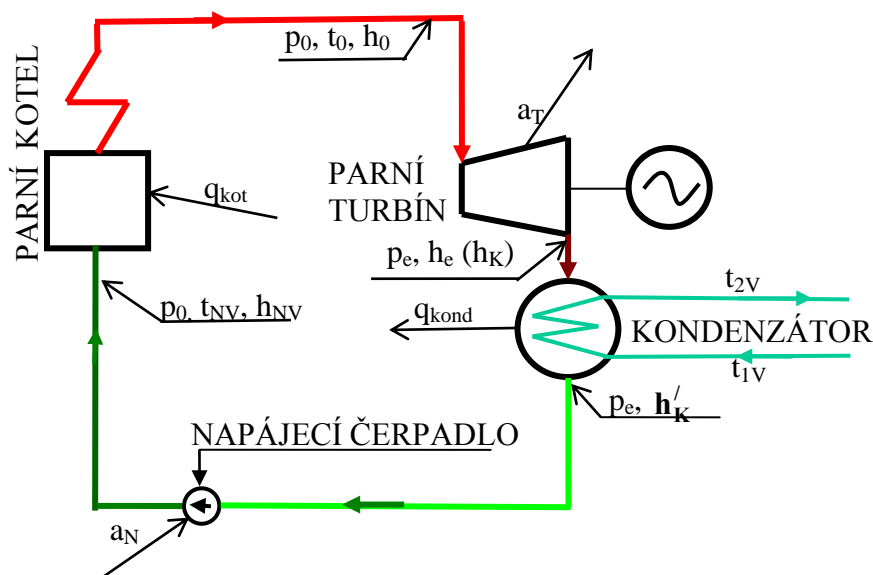
6. Dále prochází vysokotlakou regenerací.

7. V napájecích hlavách, za kterými napájecí voda vstupuje do kotle, je napájecími ventily regulován její průtok.

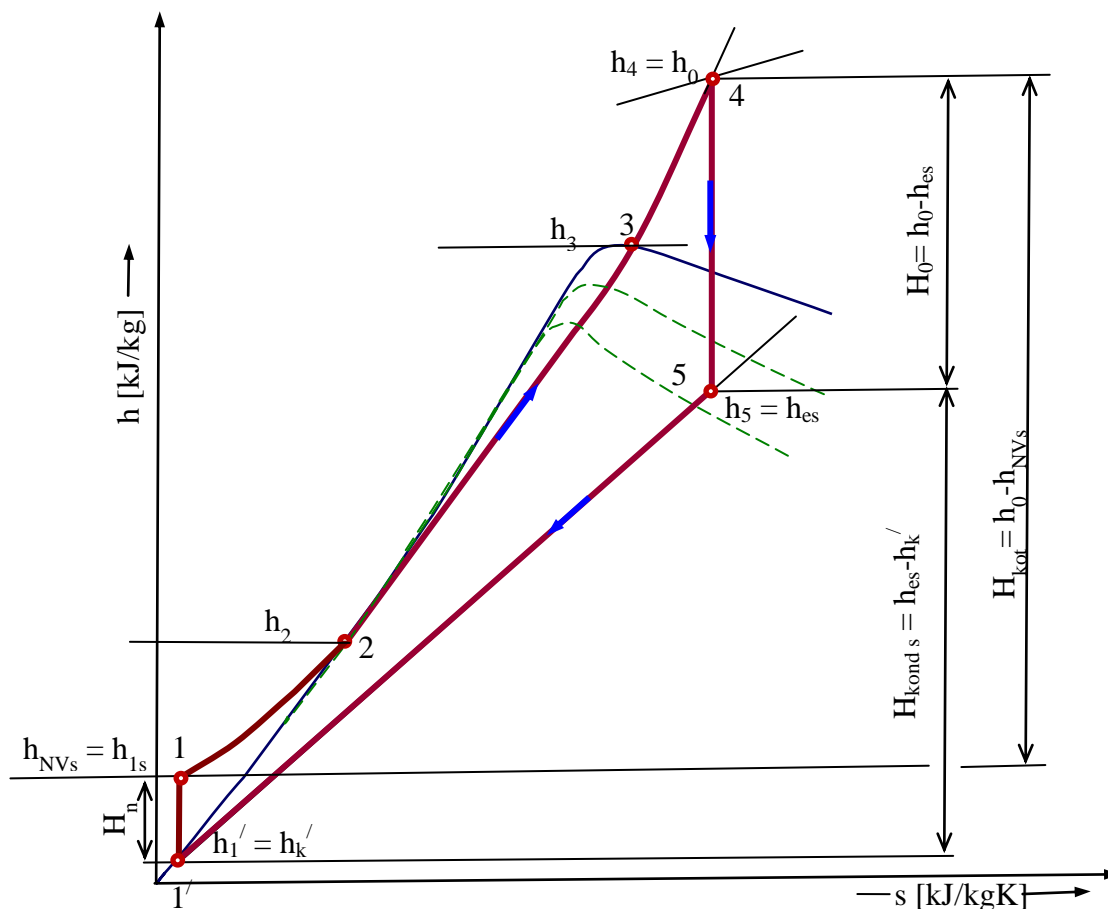
1.2. Účinnost tepelných cyklů parních turbínových zařízení

- Tepelná účinnost
- Termodynamická účinnost

1.2.1. Tepelná účinnost

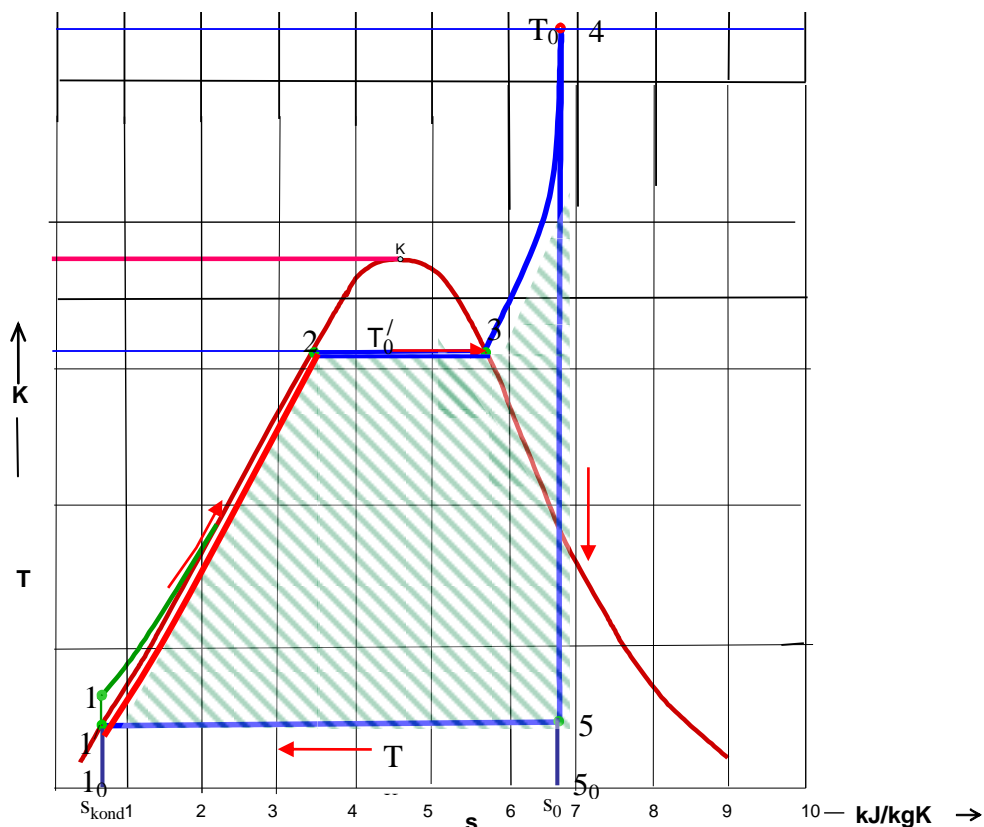


Obr. 1-2. Zjednodušené schéma energetického bloku s kondenzační turbínou.



Obr 1-29. Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli, s izotropickou expanzí v turbíně a s uvažováním vlivu napájecího čerpadla v $h - s$ diagramu.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ



Obr. 1-3. Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli s izoentropickou expanzí v turbíně a s uvažováním vlivu napájecího čerpadla v T – s diagramu.

- čára 1' ÷ 1 znázorňuje stlačení napájecí vody v napájecím čerpadle,
- čára 1 ÷ 2 znázorňuje ohřev vody v kotli,
- čára 2 ÷ 3 znázorňuje odpar vody ve výparníku,
- čára 3 ÷ 4 znázorňuje přehřívání páry v přehříváku kotle,
- přehřátá pára vystupující z přehříváku má entalpii h_0 ,
- čára 4 ÷ 5 znázorňuje izoentropickou expanzi v turbíně.

$$\text{Přívod tepla 1 kg vody a páry v parním kotli } q_{\text{kot}} = h_0 - h_{\text{NVs}}. \quad (1-1)$$

[plocha 1, 2, 3, 4, 5, 5₀, 1₀, 1]

$$\text{Odvedené teplo 1 kg páry v kondenzátoru } q_{\text{kond s}} = h_{\text{es}} - h'_K. \quad (1-2)$$

h_{es} je entalpie páry na výstupu z turbíny při izoentropické expanzi, h'_K je entalpie kondenzátu.

Práce 1 kg páry a , která se získá při izoentropické expanzi (v ideální turbíně)

$$a = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond s}} = (h_0 - h_{\text{NVs}}) - (h_{\text{es}} - h'_K) = (h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K). \quad (1-3)$$

[plocha 1', 1, 2, 3, 4, 5, 1']

Práce, která se získá izoentropickou expanzí 1 kg páry v turbíně $a_{\text{Ts}} = h_0 - h_{\text{es}}$.

Práce, která se spotřebuje na stlačení 1 kg kondenzátu napájecím čerpadlem $a_{\text{N}} = h_{\text{NVs}} - h'_K$.

Po dosazení do (1-3) $a = (h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K) = a_{\text{Ts}} - a_{\text{N}}$.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Tepelná účinnost ideálního turbínového zařízení je dána poměrem získané práce a tepla přivedeného v kotli

$$\eta_t^s = \frac{a}{q_{\text{kot}}} = \frac{(h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}{h_0 - h_{\text{NVs}}}, \text{ po úpravě této rovnice}$$

$$\eta_t^s = \frac{(h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}{(h_0 - h'_K) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}. \quad (1-4)$$

Neuvažuje-li se práce napájecího čerpadla, bude tepelná účinnost ideálního cyklu

$$\eta_t^s = \frac{(h_0 - h_{\text{es}})}{(h_0 - h'_K)}. \quad (1-5)$$

Tepelnou účinnost cyklu při **zanedbání práce napájecího čerpadla**, kdy $a_N = 0$ můžeme také určit jiným postupem:

Izoentropický tepelný spád $H_0 = h_0 - h_{\text{es}}$. Pro $H_0 = a_{\text{Ts}}$, je práce 1 kg páry $a = H_0 - a_N$.

Pro $a_N = 0$ vychází $a = H_0$.

Práce, která se získá při izoentropické expanzi 1 kg páry v ideální turbíně, se rovná izoentropickému tepelnému spádu.

V případě, že expanze končí v mokré páře

$$H_0 = h_0 - h_{\text{es}} = (h_0 - h'_K) - (h_{\text{es}} - h'_K) = h_0 - h'_K - q_{\text{kond}} = h_0 - h'_K - T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}}). \quad (1-6)$$

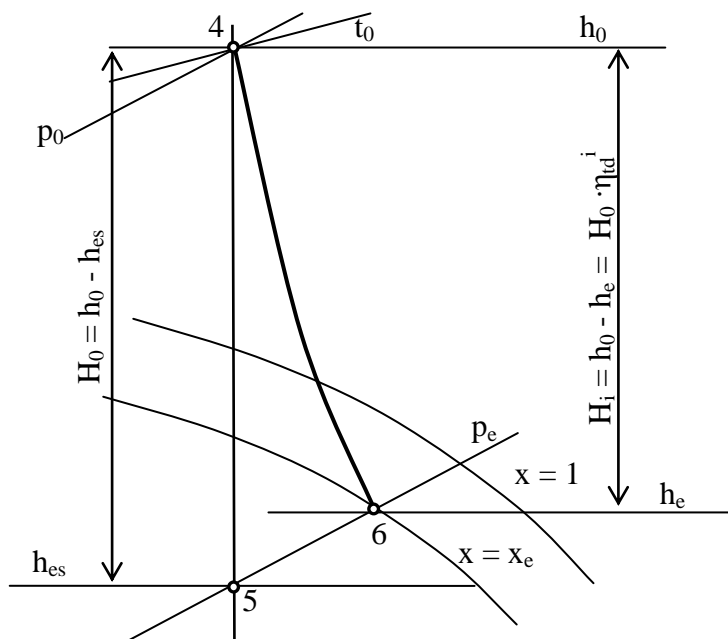
$$\text{Tepelná účinnost } \eta_t^s = \frac{H_0}{h_0 - h'_K} = 1 - \frac{T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_K}. \quad (1-7)$$

Pokud expanze končí v oblasti přehřáté páry, je možno vyjít ze vztahu

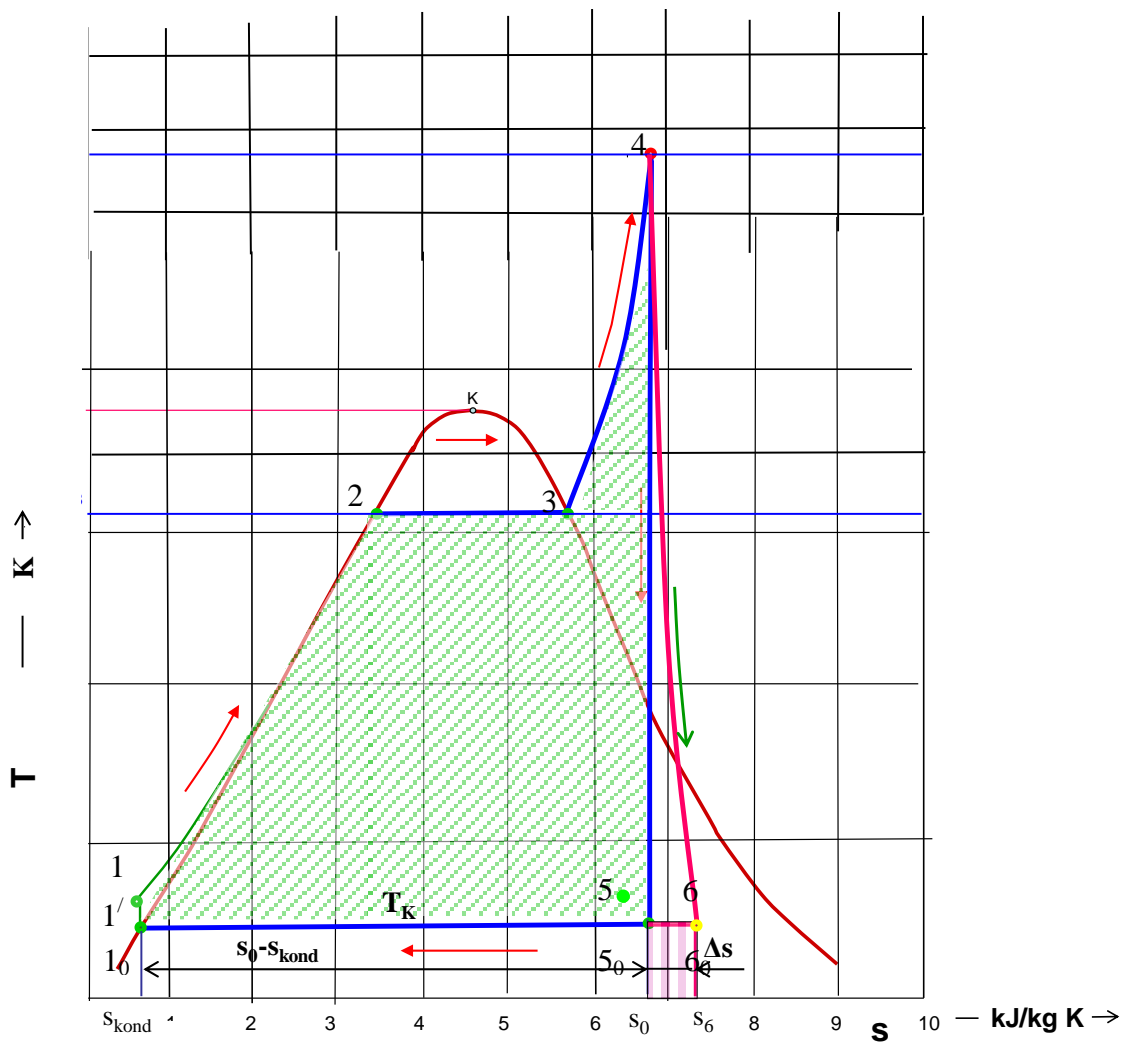
$$H_0 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_0 \cdot v_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \text{ pro ideální plyn.} \quad (1-8)$$

[$\kappa = 1,3$ je izoentropický exponent pro přehřátou páru; p_0 a v_0 jsou vstupní parametry páry; p_e je tlak v protitlaku (v kondenzátoru).]

1.2.2. Termodynamická účinnost



Obr. 1-4. Expanze páry v turbíně v h – s diagramu.



Obr. 1-5. Skutečný oběh klasické kondenzační elektrárny v T-s diagramu.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

V reálné turbíně není expanze izoentropická (úsečka 4 - 5), ale probíhá dle čáry 4 - 6. V důsledku ztrát je entalpie emisní páry vyšší než entalpie emisní páry při izoentropické expanzi. Skutečný entalpický spád H_i je menší než izoentropický entalpický spád H_0 .

Neuvažuje-li se práce napájecího čerpadla, je teplo předané v kotli je zobrazeno plochou $1_0, 1', 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$.

Teplo odvedené v kondenzátoru je dáno plochou $1_0, 1', 5, 6, 6_0, 5_0, 1_0$.

Práce vykonaná expanzí v turbíně je menší.

V případě expanze do mokré páry je

$$a_T = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond}} = q_{\text{kot}} - [q_{\text{kond}} + T_K \cdot (s_6 - s_0)] = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond}} - T_K \cdot \Delta s = H_i. \quad (1-9)$$

$$a_T = h_0 - h_e = H_i$$

Práce, kterou vykoná 1 kg páry při reálné expanzi v turbíně, se nazývá skutečný tepelný spád.

$$\text{Izoentropická práce } a_{T_s} = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond}} = H_0, \quad (1-10)$$

$$a_{T_s} = h_0 - h_{es} = H_0.$$

$$\text{Práce skutečné turbíny } a_T = a_{T_s} - T_K \cdot \Delta s \quad H_i = H_0 - T_K \cdot \Delta s \quad (1-11)$$

Poměr skutečného tepelného spádu k izoentropickému spádu se nazývá termodynamická vnitřní účinnost.

$$\eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{a_T}{a_{T_s}}. \quad (1-12)$$

$$\text{Končí-li expanze v oblasti mokré páry, } \eta_{td}^i = \frac{a_T}{a_{T_s}} = \frac{a_{T_s} - T_K \cdot \Delta s}{a_{T_s}} = 1 - \frac{T_K \cdot \Delta s}{a_{T_s}} \quad (1-13)$$

$$\text{nebo } \eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{H_0 - T_K \cdot \Delta s}{H_0} = 1 - \frac{T_K \cdot \Delta s}{H_0}. \quad (1-14)$$

$$\text{Jiné vyjádření: } \eta_{td}^i = \frac{a_T}{a_{T_s}} = \frac{a_T \cdot \dot{m}}{a_{T_s} \cdot \dot{m}} = \frac{P_i}{P_s}.$$

[P_s je výkon ideální turbíny s izoentropickou expanzí. P_i je vnitřní výkon turbíny, to je výkon odevzdaný párou turbíně.]

1.2.3. Tepelná a termodynamická účinnost turbosoustrojí

Tepelná nebo termická vnitřní účinnost je poměr tepla přeměněného v turbíně v práci k teple dodanému vodě a páře v kotli

$$\eta_t^i = \frac{a_T}{q_{\text{kot}}} = \frac{H_i}{h_0 - h'_K} = \frac{H_0 \cdot H_i}{(h_0 - h'_K) \cdot H_0} = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i. \quad (1-15)$$

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Tepelnou vnitřní účinnost je také možno vyjádřit jako poměr vnitřního výkonu a sekundového množství tepla dodaného v kotli [Q]

$$\eta_t^i = \frac{a_T}{q_{\text{kot}}} = \frac{a_T \cdot \dot{m}}{q_{\text{kot}} \cdot \dot{m}} = \frac{P_i}{Q}. \quad (1-16)$$

Výkon na spojce turbíny s generátorem P_{Sp} je menší než vnitřní výkon o mechanické ztráty turbíny ΔP_M

$$P_{Sp} = P_i - \Delta P_M.$$

Poměr skutečného výkonu na spojce a vnitřního výkonu turbíny se nazývá mechanická

$$\text{účinnost } \eta_M = \frac{P_{Sp}}{P_i}. \quad (1-17)$$

Poměr skutečného výkonu na spojce P_{Sp} k výkonu ideální turbíny je termodynamická

$$\text{účinnost na spojce } \eta_{td}^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{P_s} = \frac{P_i \cdot P_{Sp}}{P_s \cdot P_i} = \eta_{td}^i \cdot \eta_M. \quad (1-18)$$

Poměr skutečného výkonu na spojce k tepelnému výkonu předaném v kotli (Q) se nazývá tepelná účinnost parní turbíny na spojce.

$$\eta_t^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{Q} = \frac{P_i \cdot \eta_M}{Q} = \eta_t^i \cdot \eta_M = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sp}. \quad (1-19)$$

Výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru P_{Sv} (svorkový výkon) je menší než výkon na spojce P_{Sp} o ztráty generátoru ΔP_G

$$P_{Sv} = P_{Sp} - \Delta P_G.$$

Poměr výkonu na svorkách generátoru P_{Sv} k výkonu na spojce P_{Sp} se nazývá účinnost

$$\text{elektrického generátoru } \eta_G = \frac{P_{Sv}}{P_{Sp}}. \quad (1-20)$$

Poměr elektrického (svorkového) výkonu k výkonu ideální turbíny s izoentropickou expanzí

$$\text{je termodynamická účinnost parního turbosoustrojí } \eta_{td}^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{P_s} = \eta_{td}^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G. \quad (1-21)$$

Poměr elektrického výkonu k tepelnému výkonu předaném v kotli (Q) se nazývá tepelná účinnost parního turbosoustrojí

$$\eta_t^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{Q} = \eta_t^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_t^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sv}. \quad (1-22)$$

Poznámka:

Tepelná účinnost parního turbosoustrojí nevyjadřuje účinnost elektrárny jako celku, neboť nezahrnuje ztráty tepla v kotli, spotřebu energie na pohon čerpadel a dalších zařízení a tlakové ztráty v parovodech.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Odečte-li se od výkonu turbosoustrojí na svorkách generátoru P_{Sv} příkon napáječky P_N a dělí-li se tepelným výkonem předaným v kotli Q , dostáváme "čistou" tepelnou účinnost turbosoustrojí

$$\eta_{\text{netto}}^{Sv} = \frac{P_{Sv} - P_N}{Q}. \quad (1-23)$$

$$\text{Vnitřní výkon } P_i = \dot{m} \cdot H_i, \text{ průtok páry } \dot{m} = \frac{P_i}{H_i} = \frac{P_i}{H_0 \eta_{td}^i}.$$

[Je-li P_i v kW a H_i v kJ/kg, pak \dot{m} je průtok v kg/s.]

Souhrnná tabulka pro termodynamickou účinnost, tepelnou účinnost a výkon parní turbíny a turbosoustrojí.

| | Termodynamická účinnost parní turbíny | Tepelná účinnost parního oběhu | Výkon |
|--|---|---|---|
| Účinnost ideální parní turbíny | $\eta_{td} = 1$ | $\eta_t^s = \frac{H_0}{(h_0 - h'_K)}$ | $P_s = \dot{m} \cdot H_0$ |
| Účinnost vnitřní | $\eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{P_i}{P_s}$ | $\eta_t^i = \frac{P_i}{Q} = \frac{H_i}{(h_0 - h'_K)} \cdot \frac{H_0}{H_0} = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i$ | $P_i = \dot{m} \cdot H_i = P_s \cdot \eta_{td}^i$ |
| Účinnost na spojce turbíny | $\eta_{td}^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{P_s} = \eta_{td}^i \cdot \eta_M$ | $\eta_t^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{Q} = \frac{P_i \cdot \eta_M}{Q} = \eta_t^i \cdot \eta_M = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sp}$ | $P_{Sp} = P_i \cdot \eta_M = P_s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M = \dot{m} \cdot H_i \cdot \eta_M = P_s \cdot \eta_{td}^{Sp}$ |
| Účinnost parního turbosoustrojí na svorkách generátoru | $\eta_{td}^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{P_s} = \eta_{td}^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G$ | $\eta_t^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{Q} = \eta_t^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_t^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sv}$ | $P_{Sv} = P_{Sp} \cdot \eta_G = \dot{m} \cdot H_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = P_s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = P_s \cdot \eta_{td}^{Sv}$ |

1.2.4. Měrná spotřeba páry

Měrná spotřeba páry je spotřeba páry na vyrobení 1 kWh na svorkách generátoru

$$d_{Sv} = \frac{\dot{M}}{P_{Sv}} = \frac{3600}{H_0 \eta_{td}^{Sv}}. \quad [\text{kg/kWh}] \quad (1-24)$$

[\dot{M} je hodinový průtok páry (kg/h), $\dot{M} = 3600 \cdot \dot{m}$.]

1.2.5. Měrná spotřeba tepla

Měrná spotřeba tepla je spotřeba tepla na vyrobení jedné kWh na svorkách generátoru

$$q_{Sv} = d_{Sv} \cdot q_{kot} = d_{Sv} \cdot (h_0 - h'_K) = \frac{3600}{\eta_t^{Sv}} \text{ [kJ/kWh]}. \quad (1-25)$$

Měrná spotřeba tepla "sekundová" vycházející z měrné spotřeby páry za sekundu

$$q_{sekSv} = \frac{1}{\eta_t^{Sv}} \text{ [1]}. \quad (1-26)$$

Je převrácenou hodnotou tepelné účinnosti turbosoustrojí (na svorkách generátoru).

1.3. Vliv parametrů páry na tepelnou účinnost

Nahrazení Rankinova cyklu ekvivalentním Carnotovým cyklem.

$$\text{Množství tepla přivedené vodě a páře v kotli } q_{kot} = \int_{s_{kond}}^{s_0} T ds.$$

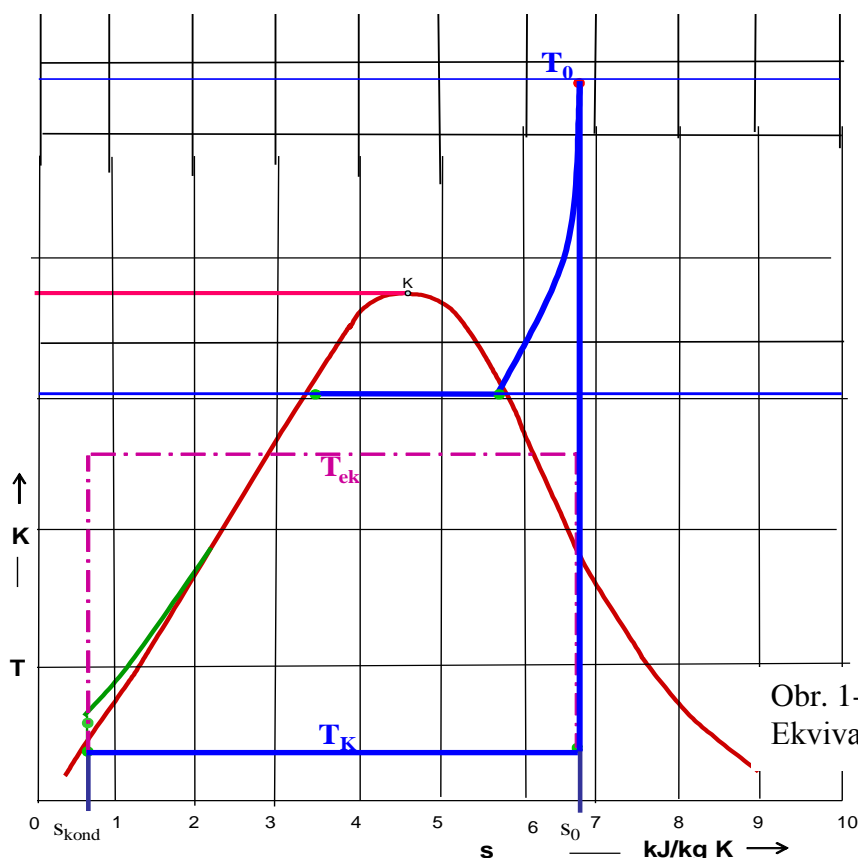
Hodnotu tohoto integrálu je možné vyjádřit pomocí teploty T_{ek} jako součin $T_{ek} \cdot (s_0 - s_{kond})$,

$$q_{kot} = \int_{s_{kond}}^{s_0} T ds = T_{ek} (s_0 - s_{kond}). \quad (1-27)$$

Ekvivalentní teplota T_{ek} odpovídá střední teplotě tepla přiváděného do Rankinova cyklu, který má stejnou tepelnou účinnost jako Carnotův cyklus s teplotou přiváděného tepla T_{ek} a teplotou odváděného tepla T_K , stejnou jako má odpovídající Rankinův cyklus.

$$\text{Ekvivalentní teplota } T_{ek} \text{ vychází ze vztahu } \eta_t^s = \eta_C = \frac{T_{ek} - T_K}{T_{ek}} \Rightarrow T_{ek} = \frac{T_K}{1 - \eta_t^s}. \quad (1-28)$$

η_t^s je tepelná účinnost Rankinova cyklu; η_C je tepelná účinnost Carnotova cyklu;



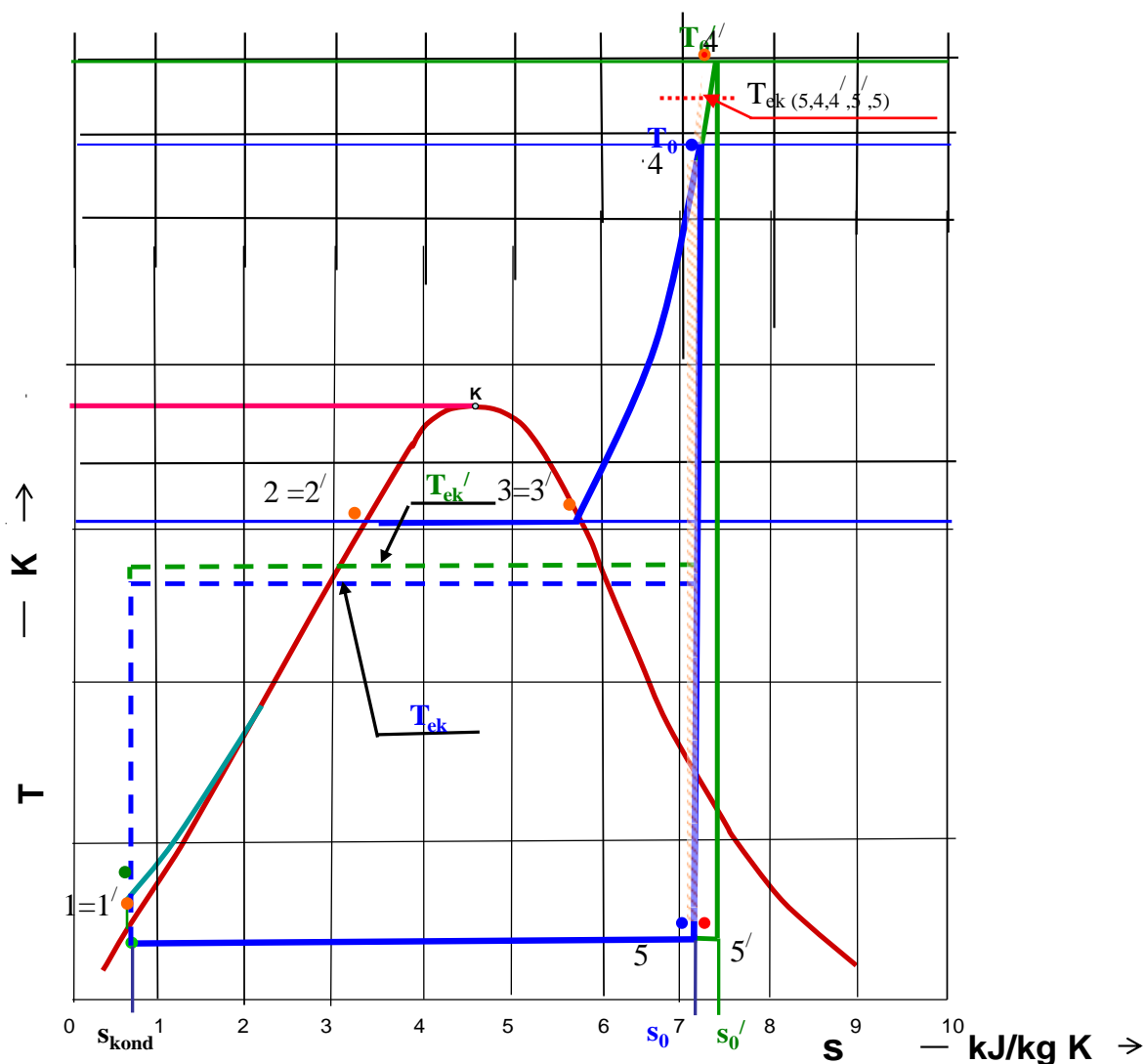
Obr. 1-6.
Ekvivalentní teplota.

1.3.1. Vliv teploty vstupní páry [T₀]

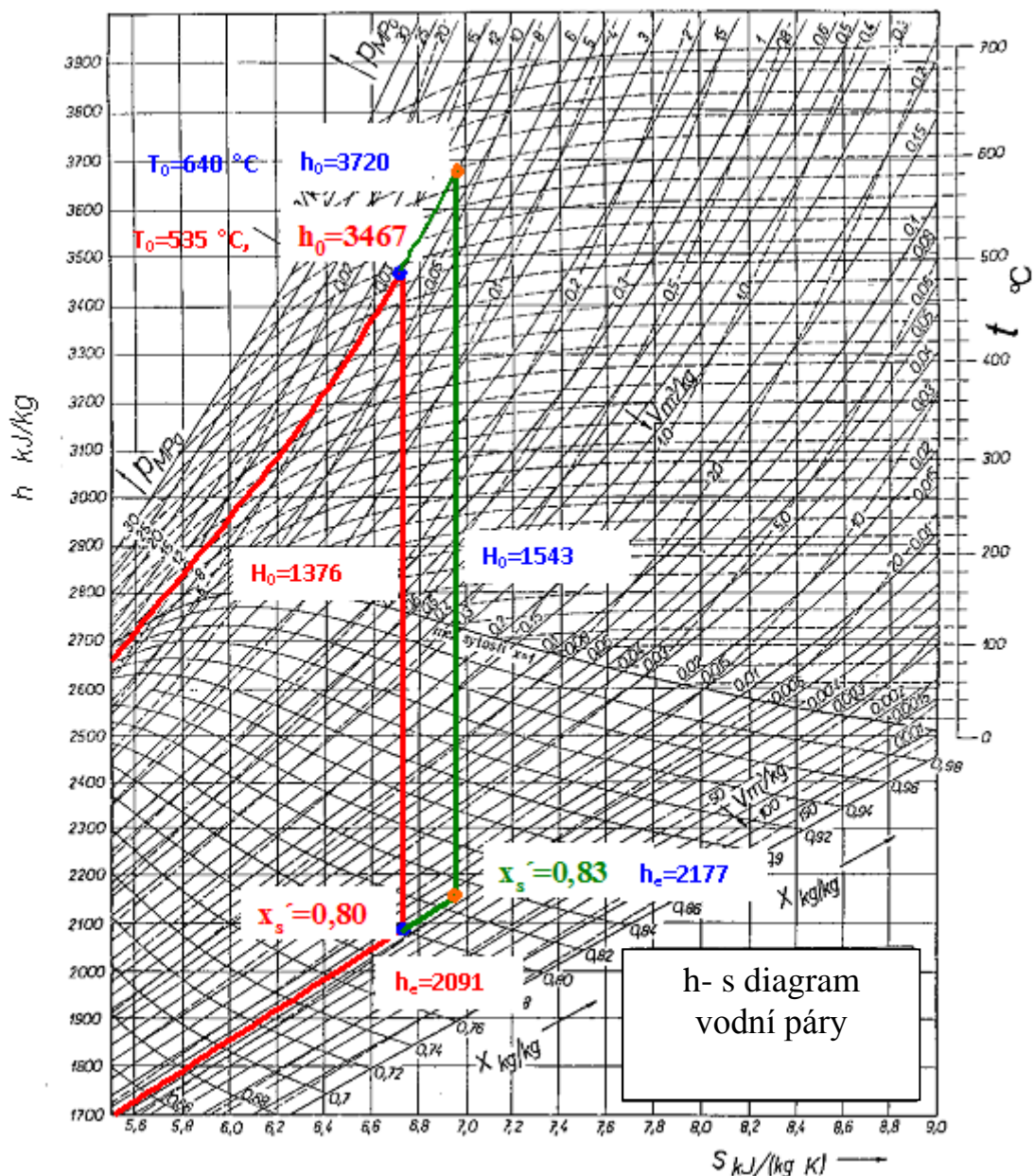
Výše teploty vstupní páry je dána typem elektrárny, a to především zdrojem tepla (kotel nebo typ reaktoru).

Zvýšení teploty admisní páry způsobí:

- Zvýšení tepelné účinnosti cyklu (viz obr.1-7, kde cyklus s vyšší teplotou páry je označen /). Cyklus 1',2',3',4',5',1' se od cyklu 1,2,3,4,5,1 liší plochou 5,4,4',5',5. Tato plocha má střední teplotu přiváděného tepla vyšší než zbylá část.
- Při zvýšení teploty admisní páry se zvyšuje suchost výstupní páry a snižuje se ztráta vlhkostí páry [ztrátový součinitel pro ztrátu vlhkostí pro stupeň $\zeta_{(y)} = 0,2 \cdot (y_0 + y_2) + K$]. Zvyšuje se tím termodynamická účinnost (obr.1-8).
- Zvyšují se nároky na kvalitu materiálu dílů kotle (přehřívák, přihřívák), některých dílů turbíny a parovodů ostré a přihřáté páry. To má za následek nárůst ceny zařízení.



Obr. 1-7. Vliv teploty admisní páry na tepelnou účinnost v T-s diagramu.



Obr. 1-8. Vliv teploty admisní páry na suchost výstupní páry v h - s diagramu (izoentropická expanze).

1.3.2. Vliv tlaku vstupní páry

Důsledky zvýšení tlaku vstupní páry při její stejné teplotě:

- Zvyšuje se teplota sytosti páry. Zpočátku se zvyšuje ekvivalentní teplota páry T_{ek} (při stejné teplotě výstupní páry), [viz obr. 1-9]. Tepelná účinnost $\eta_t^s = \frac{H_0}{(h_0 - h'_k)}$ roste se zvyšujícím se tlakem až do té doby, kdy je tečna k izotermě $t_0 = \text{konst}$ rovnoběžná s částí izobary $p_k = \text{konst}$ v tomto stavu je i největší tepelný spád H_0 [viz obr. 1-10 - spád $H_0^{//}$]. Pak se růst T_{ek} , H_0 i η_t^s zastaví. Dále následuje jejich pokles [spád $H_0^{///}$ a $H_0^{/V}$ na obr. 1-10].
- Zvyšuje se vlhkost páry na výstupu z turbíny. To znamená snížení termodynamické účinnosti a zvýšení eroze lopatek posledních stupňů. Maximální přípustná vlhkost y_k

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

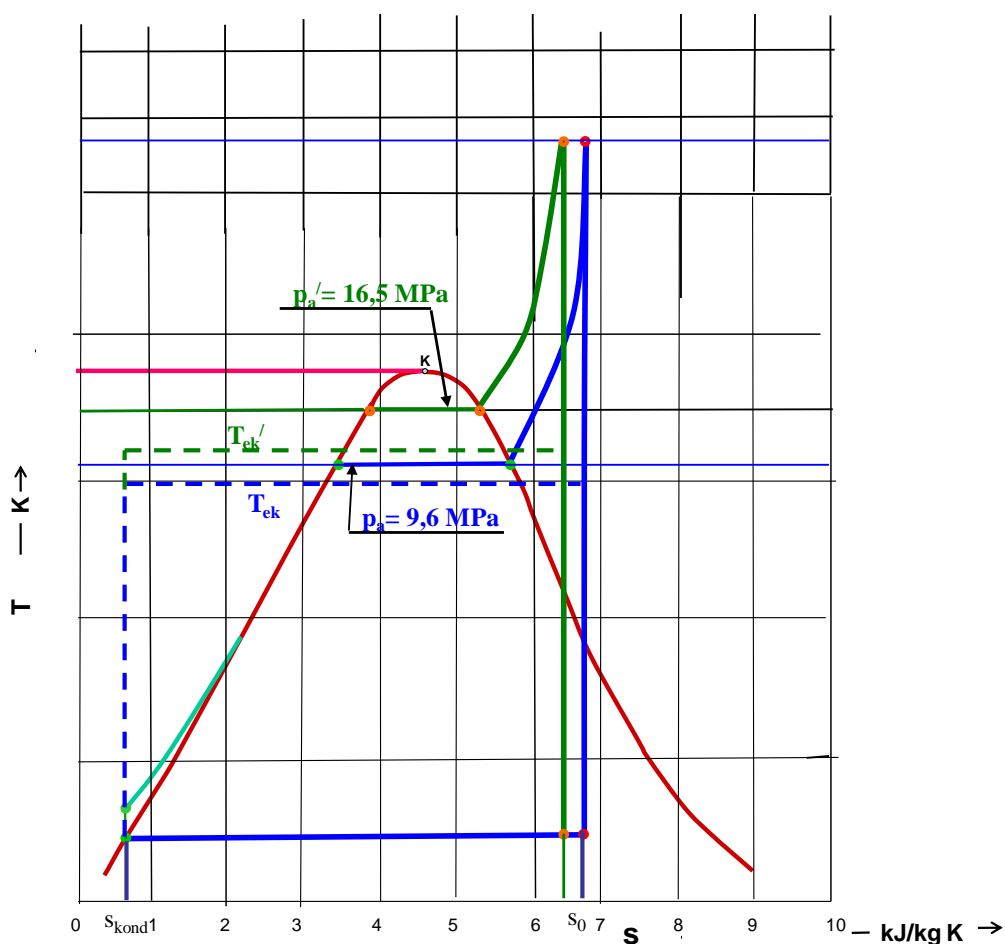
je $0,10 \div 0,18$. Z tohoto důvodu se při zvyšování tlaku vstupní páry obvykle zvyšuje i její teplota.

- Se zvyšujícím tlakem se zvyšuje namáhání v některých dílech zařízení. U turbínových těles to vede k zesílení stěn i přírub. To však způsobuje zhoršení provozní pružnosti turbíny.
- Zvyšování vstupního tlaku zvyšuje cenu turbíny. Zmenšuje se sice hmotnostní průtok páry, což má za následek zmenšení rozměrů průtočné části. Zvyšuje se však počet stupňů a jsou složitější ucpávky.
- Se zvyšujícím tlakem páry se zvyšuje tlak napájecí vody. Tím se zvýší příkon

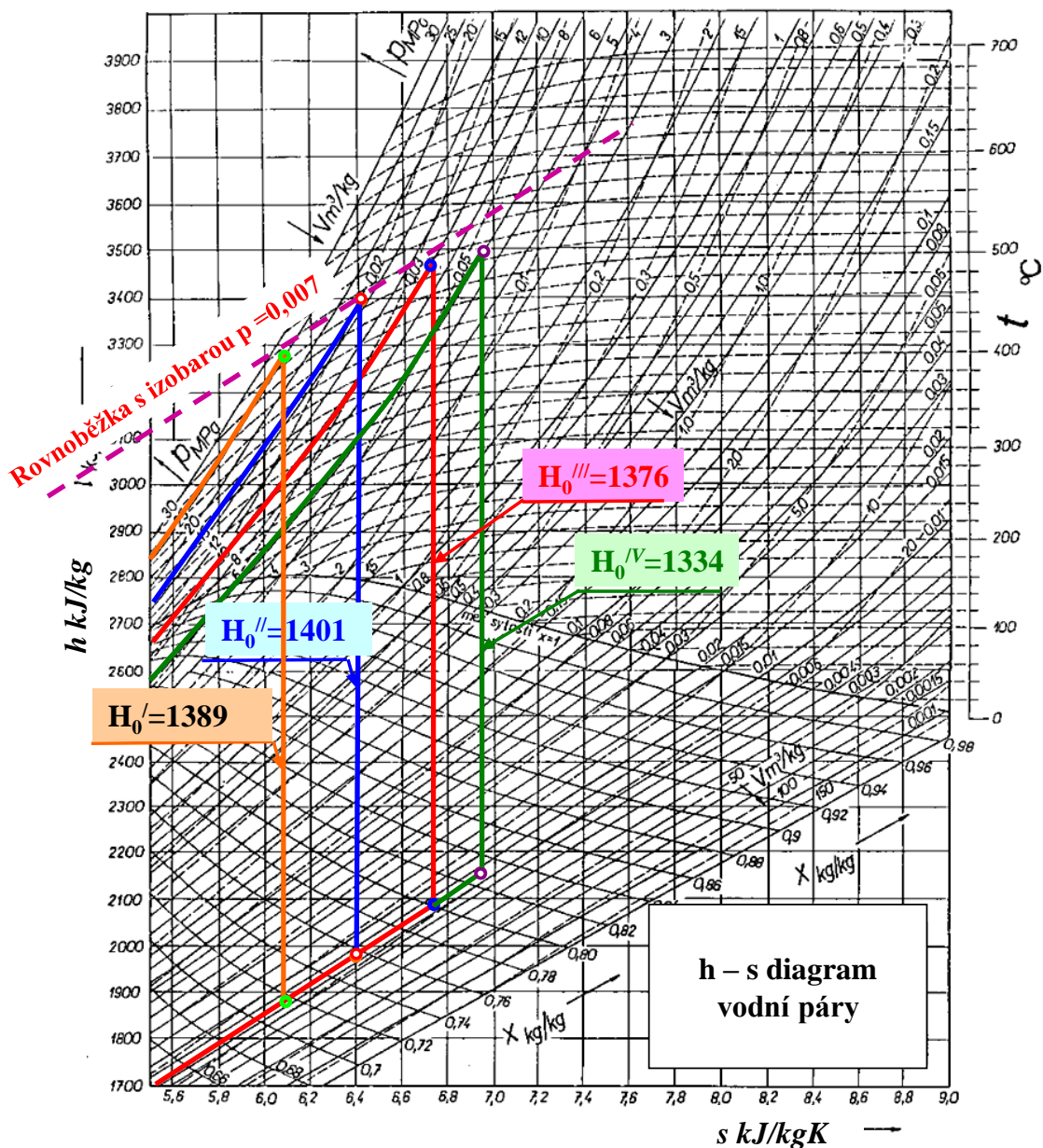
napáječky. Tak zvaná „čistá“ svorková tepelná účinnost $\eta_{\text{netto}}^{\text{Sv}} = \frac{P_{\text{Sv}} - P_{\text{N}}}{Q}$ (1-23) má

pak maximum při nižším tlaku vstupní páry p_0 , než by vycházela ze vztahu (1-22)

$$\eta_t^{\text{Sv}} = \eta_t^s \cdot \eta_{\text{td}}^{\text{Sv}}.$$

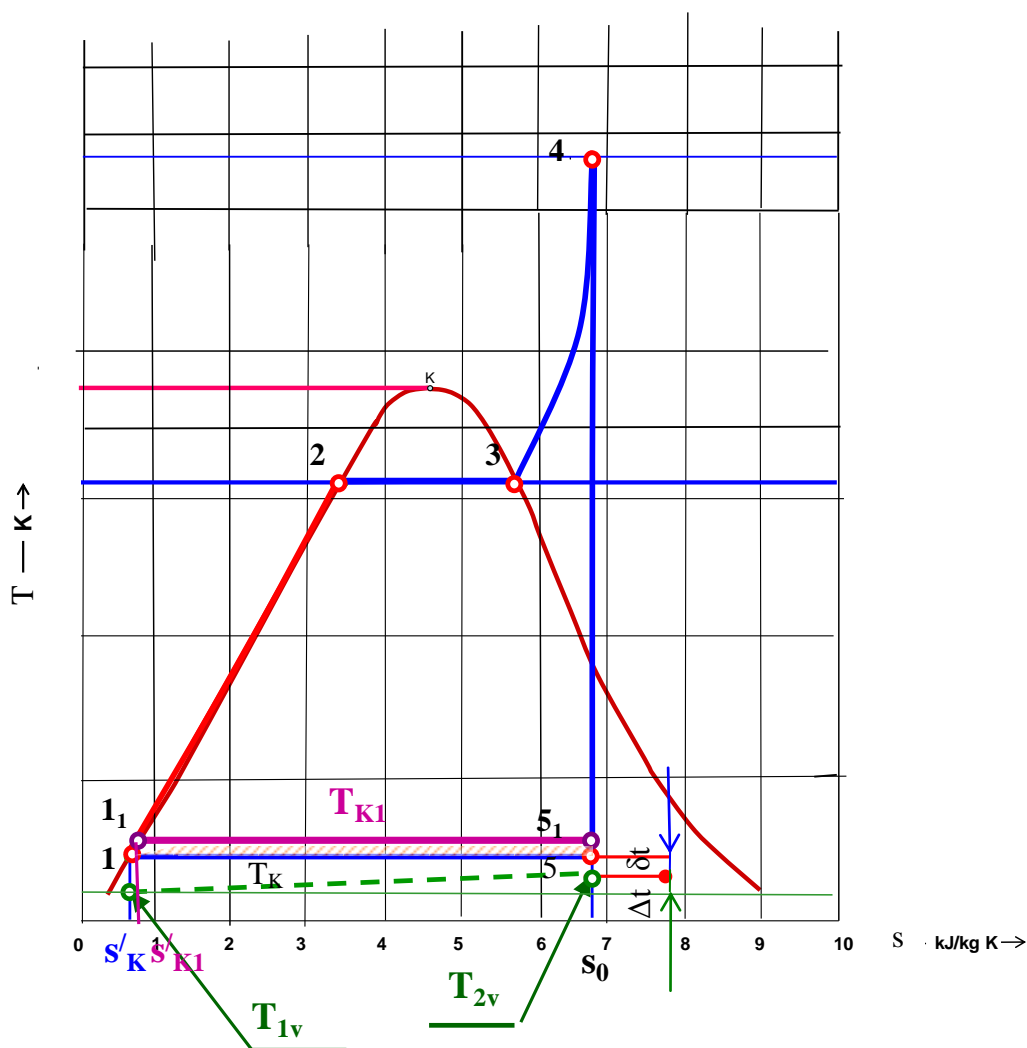


Obr. 1-9. Vliv změny tlaku vstupní páry na tepelnou účinnost v T-s diagramu.



Obr. 1-10. Vliv tlaku admisní páry na izoentropický entalpický spád (v h - s diagramu - izoentropická expanze).

1.3.3. Vliv protitlaku ve výstupním hrdle turbíny



Obr. 1-11. Vliv protitlaku na tepelnou účinnost cyklu.

Kondenzace probíhá buď při teplotě $T_K = T'_K$, nebo při vyšší teplotě $T_{K1} = T'_{K1}$.
 Teploty T_K a T_{K1} , které jsou dány tlakem páry v kondenzátotu, závisí na teplotě chladicí vody v kondenzátoru.

Rozdíl tepelných spádů při kondenzačních teplotách páry T_{K1} a T_K je

$$\Delta H_0 = (T_{K1} - T_K) \cdot (s_0 - s'_K).$$

Dle vztahu (1-7) je tepel. účinnost při T_K $\eta_t = \frac{a}{q_{k\text{ot}}} = \frac{H_0}{h_0 - h'_K} = \frac{(h_0 - h'_K) - T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_K}$.

Tepelná účinnost při T_{K1} $\eta_{t1} = \frac{a_1}{q_{k\text{ot}1}} = \frac{H_{01}}{h_0 - h'_{K1}} = \frac{(h_0 - h'_{K1}) - T_{K1} \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_{K1}}$.

Zvýšení kondenzační teploty z T_K na T_{K1} ovlivní velmi málo teplo předané v parním kotli. Z toho vyplývá, že při snížení teploty kondenzující páry se vždy zvyšuje tepelná účinnost. Teplota kondenzující páry $t_K = t_{1v} + \Delta t + \delta t$.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru $\Delta t = t_{2v} - t_{1v}$ vychází z tepelné bilance kondenzátoru

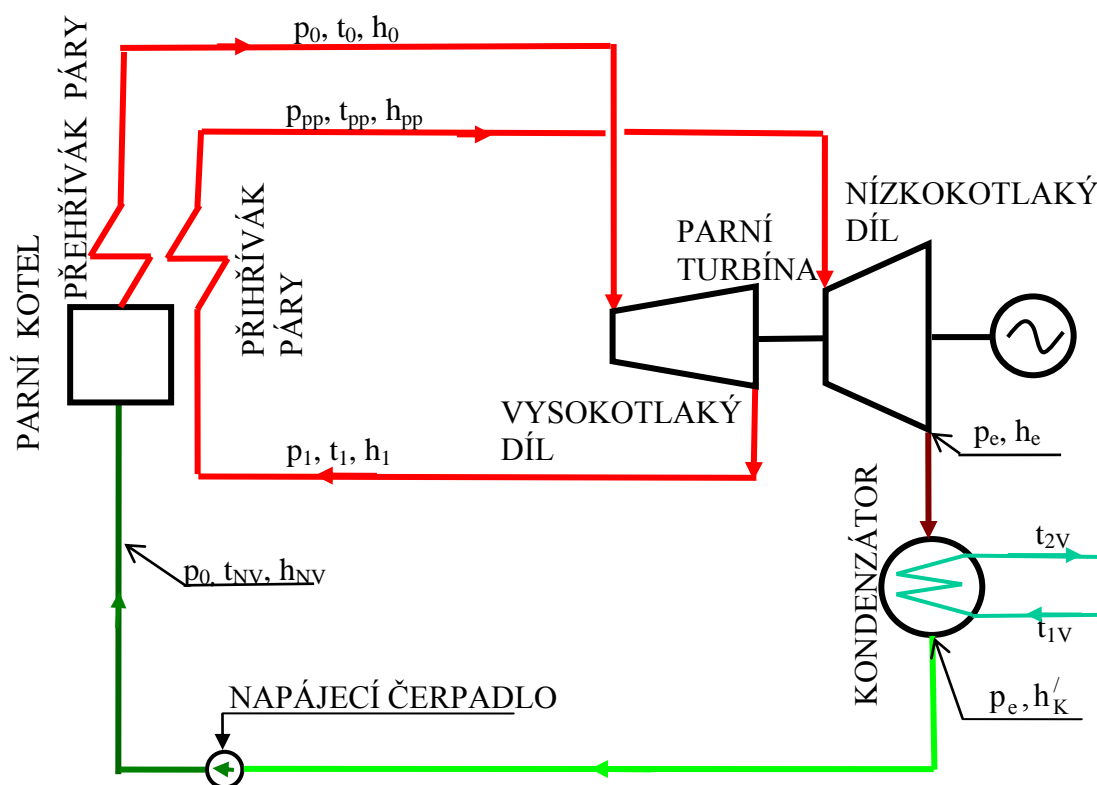
$$Q_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{kondenzující páry}} \cdot (h_e - h'_K) = \dot{m}_{\text{chladicí vody}} \cdot c_v \cdot (t_{2v} - t_{1v}).$$

Po úpravě $\Delta t = t_{2v} - t_{1v} = \frac{\dot{m}_{\text{kondenzující páry}}}{\dot{m}_{\text{chladicí vody}} \cdot c_v} \cdot (h_e - h'_K) = \frac{h_e - h'_K}{4,19 \cdot \mu_v}$. (1-29)

- t_{1v} je teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru;
- t_{2v} je teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru;
- μ_v je poměrný průtok chladicí vody $\mu_v = \frac{\dot{m}_{\text{chladicí vody}}}{\dot{m}_{\text{kondenzující páry}}}$ (je $40 \div 80$ u věžového chlazení a $70 \div 90$ u průtočného chlazení);
- δt je koncový rozdíl teploty syté páry při tlaku v kondenzátoru p_K a teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru (bývá $5 \div 10$ °C);
- $h_e - h'_K$ je v podstatě výparné teplo, které se jen málo mění - ($h_e - h'_K = 2200$ až 2500 kJ/kg).

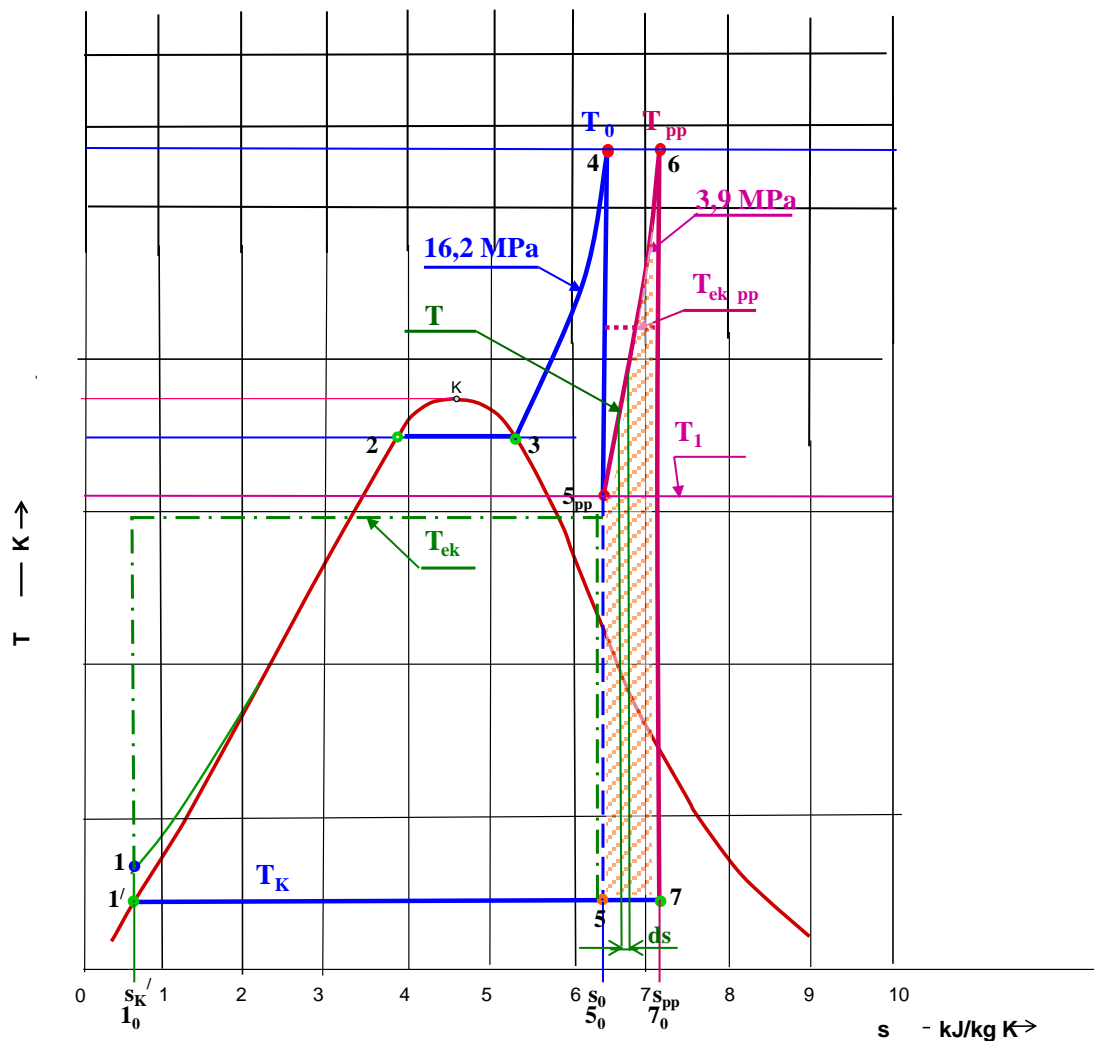
1.4. Prostředky ke zvyšování tepelné účinnosti

1.4.1. Přihřívání páry v kotli



Obr. 1-12. Zjednodušené schéma energetického bloku s kondenzační turbínou a s přihříváním páry v kotli.

Cyklos a průběh expanze je znázorněn na obrázcích 1-12, 1-13 a 1-14.



Obr. 1-13. Ideální oběh (izoentropická expanze) klasické elektrárny s přehříváním páry v kotli v T-s diagramu.

Admisní pára expanduje ve vysokotlakém dílu parní turbíny z tlaku p_0 (stav 4) na tlak p_1 (stav 5_{pp}). Následně se zavádí do přehříváku kotle, kde se přehřívá (na stav 6). Tato pára se z kotle přivádí do nízkotlakého dílu (o tlaku p_{pp}), kde dále expanduje v na tlak páry p_e (tlak v kondenzátoru - stav 7).

Celkový tepelný oběh je složený ze základního oběhu (bez přehřívání) $1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$ a přídavného oběhu $5_0, 5, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0$.

Tepelný spád H_0 základního cyklu je v T-s diagramu znázorněn plochou $1', 1, 2, 3, 4, (5_{pp}), 5, 1'$. Tepelný spád přídavného přehřívacího cyklu ΔH_0 je v T-s diagramu plocha $5, 5_{pp}, 6, 7, 5$.

Celkový tepelný spád oběhu s přehříváním páry $H_0^{pp} = H_0 + \Delta H_0$ je dán plochou

$1', 1, 2, 3, 4, 5_{pp}, 6, 7, 5, 1'$.

Teplo dodané v základním cyklu v kotli 1 kg páry je q_{kot} (plocha $1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$).

Teplo dodané v přídavném cyklu v kotli 1 kg páry je Δq_{kot} (plocha $5_0, 5, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0$).

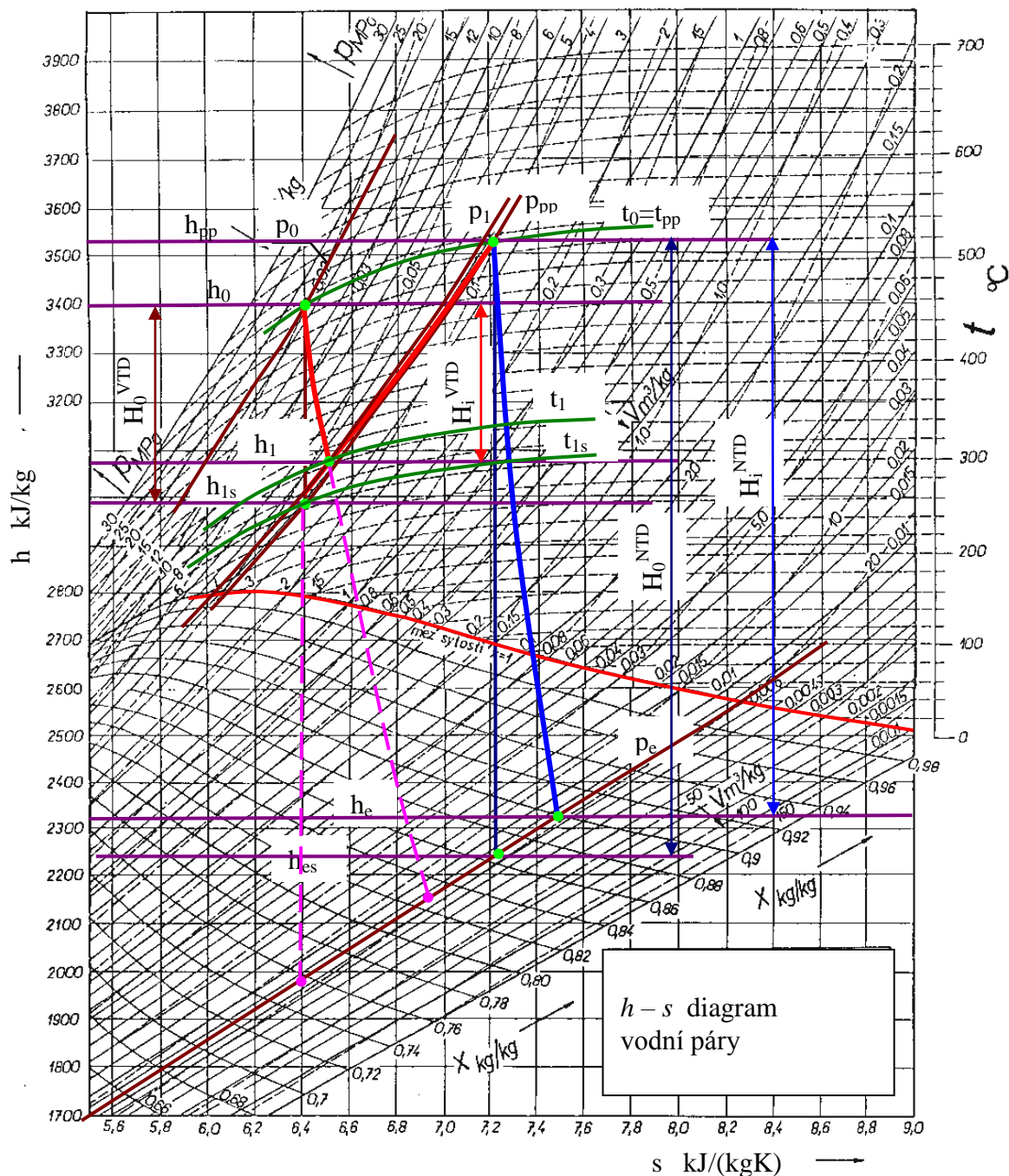
Ekvivalentní teplota základního cyklu je T_{ek} . Ekvivalentní teplota přídavného cyklu je T_{ek}^{pp} .

Celkové teplo q_{kot}^{pp} dodané v kotli oběhu s přehříváním páry 1 kg vody a páry je plocha

$1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0, 1_0$.

$$q_{kot}^{pp} = q_{kot} + \Delta q_{kot}$$

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ



Obr. 1-14. Expanze v parní turbíně s přehříváním páry v kotli v h-s diagramu.

Důsledky přehřívání páry spalinami v kotli:

- Pokud je ekvivalentní teplota přidavného přehřívacího cyklu ($T_{ek\ pp}$) vyšší než ekvivalentní teplota základního cyklu (T_{ek}) [viz obr.1-13], zvyšuje se tepelná účinnost celého cyklu.
- Zvyšuje se termodynamická účinnost turbíny vlivem snížení vlhkosti páry v posledních stupních [viz obr.1-14].
- Přehřívání umožňuje použít vysokých tlaků vstupní páry při takových teplotách, které by jednoduchém cyklu s ohledem na vlhkost páry v koncových stupních provoz turbíny s takovými tlaky nedovolovaly.