

$$\frac{\partial \vartheta_F}{\partial t} = k_1 (\vartheta_w - \vartheta_F) - w_F \frac{\partial \vartheta_F}{\partial x}, \quad (2.89)$$

$$\frac{\partial \vartheta_w}{\partial t} = k_2 (\vartheta_F - \vartheta_w) + k_3 (\vartheta_G - \vartheta_w); \quad (2.90)$$

ahol  $w_F$  a folyadék áramlási sebessége,

$$k_1 = \frac{\alpha_F U_F}{\rho_F A_F c_{pF}}, \quad k_2 = \frac{\alpha_G U_G}{\rho_w c_w A_w}, \quad k_3 = \frac{\alpha_F U_F}{\rho_w c_w A_w} : \text{hőátadási konstansok (s}^{-1}\text{)}.$$

A modell felállítása ezzel lényegében befejeződött. Az alább bemutatásra kerülő további átalakítások – melyeket részletesebben és kicsit más szempont szerint megvilágítva a 3.2. fejezetben is tárgyalunk – pedig inkább már a fent bemutatott probléma matematikai modelljének megoldását készítik elő.

A (2.89) képlet egy parciális differenciálegyenlet, aminek kezelésére a legtöbb szimulációs program alapváltozata általában nem alkalmas. Osszuk fel ezért a hőcserélőt  $n$  darab  $\Delta x$  hosszúságú részre (cella) a 2-23/b. ábrán látható módon, és alkalmazzuk a következő véges-differencia közelítést:

$$\frac{\partial \vartheta_F}{\partial x} \cong \frac{\Delta \vartheta_F}{\Delta x},$$

ahol  $\Delta x = L/n$  a cellahossz (m) és  $\Delta \vartheta_F = \vartheta_{F,i} - \vartheta_{F,i-1}$  az  $i$ -edik és az  $(i-1)$ -edik cella átlaghőmérsékletei közötti különbség. Ezzel a (2.89) PDE helyett  $n$  darab ODE írja le a folyadék dinamikáját az alábbi módon ( $i = 1 \dots n$ ):

$$\frac{d\vartheta_{F,i}}{dt} = k_1 (\vartheta_{w,i} - \vartheta_{F,i}) - w_F \frac{\vartheta_{F,i} - \vartheta_{F,i-1}}{\Delta x} \quad (2.89a)$$

és ehhez igazítva a csőfal egyenlete is módosul:

$$\frac{d\vartheta_{w,i}}{dt} = k_2 (\vartheta_{F,i} - \vartheta_{w,i}) + k_3 (\vartheta_G - \vartheta_{w,i}). \quad (2.90a)$$

A cellák száma, tehát a  $\Delta x$  hossz nem választható tetszőlegesen. A megoldó eljárás konvergenciája érdekében a

$$\Delta t \leq \Delta x / w_F$$

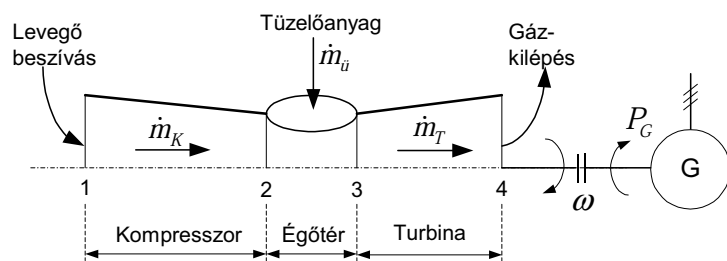
reláció betartása szükséges (ahol  $\Delta t$ : időlépés). A peremeken, azaz a hőcserélő elején és végén lévő cellák hőmérsékleteihez közelítőleg a be- és kilépő folyadék hőmérsékletek rendelhetők, tehát:

$$i = 1: \quad \vartheta_{F,i-1} = \vartheta_{F,0} \cong \vartheta_{Fb},$$

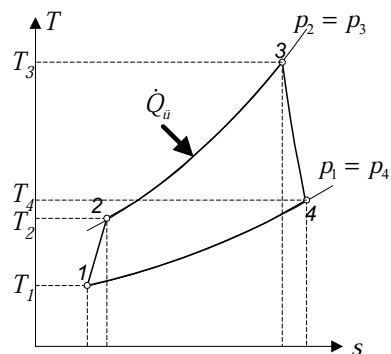
$$i = n: \quad \vartheta_{F,i} = \vartheta_{F,n} \cong \vartheta_{Fk}.$$

## 2.5.4. Gázturbina

A gázturbina járművek, repülőgépek gyakori erőforrása, de elterjedten használják erőművekben is villamos energiát fejlesztő generátor hajtására. A 2-24. ábrán látható egy nyitott ciklusú gázturbina vázlata és munkafolyamata  $T$ -s diagramban.



a.)



b.)

2-24. ábra

Gázturbina vázlata (a) és munkafolyamata (b)

A gázturbina fő részei: a kompresszor, az égőtér és a turbina. A kompresszor szállítja levegőt és  $p_1$ -ről  $p_2$ -re komprimálja, miközben a hőmérséklet is  $T_1$ -ről  $T_2$ -re nő. Az égőtérben lejátszódó égés során a levegő keveredik a tüzelőanyaggal, és a gáz hőmérséklete jelentősen megemelkedik ( $T_2$ -ről  $T_3$ -ra). A forró és nagy nyomású gáz a turbinában expandál, s az így megtermelt teljesítmény egyrészt hajtja a kompresszort, másrészt a biztosítja a mindenkor szükséges hasznos teljesítményt.

Egy szabályozási vizsgálat céljára tervezett (legyen ez a feladat ilyen) dinamikus gázturbina-modell felállításához több egyszerűsítő feltételt lehet bevezetni. Ezek az alábbiak:

- a közeg fizikai-kémiai tulajdonságai ( $c_p, c_v, \kappa, R$ ) nem változnak
- minden fő részhez rendelünk egy-egy koncentrált paraméterű mérlegtérfogatot
- a tároló kilépő állapota megegyezik a tárolóban lévő állapottal
- a kinetikus és a potenciális energia elhanyagolható
- a kompresszorban és a turbinában a tömegáram nem változik, azaz a kompresszor és a turbina mérlegtérében az anyagtárolás elhanyagolható, s így

$$\dot{m}_{Kbe} = \dot{m}_{Kki} = \dot{m}_K \text{ és } \dot{m}_{Tbe} = \dot{m}_{Tki} = \dot{m}_T.$$

- az égőtérben a tüzelési hatásfok állandó.

A mérlegegyenleteket először egy általános tárolóra, tehát a konkrét mérlegtértől még elvonatkoztatva, fogalmazzuk meg a (2.3.1) és a (2.3.3) fejezetek ismeretei alapján, de természetesen a fenti feltételeket már figyelembe véve.

A *tömegmérleget* lényegében a (2.47) szerint, illetve ideális gázzal kitöltött állandó térfogatra a (2.77) alapján a következőképpen írjuk fel:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p}{m} \left( \dot{m}_b - \dot{m}_k + \frac{m}{T} \cdot \frac{dT}{dt} \right) \quad (2.91)$$

ahol  $p$  gáznyomás a tárolóban  
 $m$  tárolt gáztömeg  
 $T$  hőmérséklet a tárolóban  
 $\dot{m}_b$  belépő tömegáram  
 $\dot{m}_k$  kilépő tömegáram.

Az *energiamérleget* a (2.60) képletből származtatjuk, s az alábbi lesz:

$$\frac{d}{dt}(mu) = \dot{Q} - \dot{W}_t + \dot{m}_b h_b - \dot{m}_k h_k \quad (2.92)$$

ahol  $u$  fajlagos belső energia  
 $h_b$  belépő gáz entalpiája  
 $h_k$  kilépő gáz entalpiája  
 $\dot{Q}$  bevezetett hőteljesítmény  
 $\dot{W}_t$  kivezetett mechanikai teljesítmény.

Ideális gázra a (2.92) egyenlet baloldalát a következő módon alakíthatjuk át:

$$\underbrace{\frac{d}{dt}(mu)}_{\text{Eredeti baloldal}} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = m \frac{du}{dt} + u(\dot{m}_b - \dot{m}_k) = \underbrace{mc_v \frac{dT}{dt} + c_v T(\dot{m}_b - \dot{m}_k)}_{\text{Az átalakítások utáni baloldal}}$$

ahol  $c_v$  az izochor fajhő. A kapott eredményt behelyettesítve a (2.92)-be, rendezés után adódik a gázhőmérséklet differenciálegyenlete:

$$\boxed{\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_v} [\dot{Q} - \dot{W}_t + \dot{m}_b h_b - \dot{m}_k h_k - c_v T(\dot{m}_b - \dot{m}_k)]} \quad (2.93)$$

A fent megadott feltételek értelmében az áramló közegre vonatkozóan tömegmérleget csak az égőtérre, energiamérleget pedig minden fő részre (kompresszor, égőtér, turbina) kell megfogalmazni, melyhez a fent megadott (2.91) és (2.93) egyenleteket használjuk kiindulásul. A változók mellett alkalmazott számindex a 2-24. ábrán alkalmazott számozásnak felel meg, így az egyes fő részeket azonosítja (1 – belépés, 2 – kompresszor, 3 – égőtér, 4 – turbina). Mindezekén túl még a modell része lesz a forgó tömegek energiamérlege is.

#### a) *Energiamérleg a kompresszorra*

A kompresszorra:  $\dot{Q} = 0$ ,  $\dot{W}_t = -P_{tK}$ ,  $\dot{m}_b = \dot{m}_k = \dot{m}_K$ ,  $h_b = h_1$ ,  $h_k = h_2$ , melyekben  $P_{tK}$  a kompresszor hajtásához szükséges tengelyen bevezetett teljesítmény. Ezekkel a (2.93) alapján a kompresszorból kilépő levegő hőmérsékletére az alábbi differenciálegyenlet írható:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{1}{m_2 c_{v2}} [P_{tK} + \dot{m}_K (h_1 - h_2)], \quad (2.94)$$

ahol:  $m_2$  a kompresszor szabad térfogatában tárolt levegő tömege,  $c_{v2}$  a levegő izochor fajhője a kompresszorban.

A kompresszor hajtására szolgáló, tengelyen bevezetendő teljesítményt a kompresszorban megvalósuló politropikus állapotváltozás alapján határozzuk meg [7, 8]:

$$P_{tK} = \dot{m}_K c_{pL} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_L - 1}{n_L}} - 1 \right], \quad (2.95)$$

melyben:  $p_1, p_2$  a levegő nyomása a kompresszor előtt és után,  $n_L$  a levegő politropikus indexe,  $c_{pL}$  a levegő közepes izobár fajhője.

A (2.94)-ben szereplő entalpiakülönbséget a fajhő segítségével hőmérsékletek különbségeként írhatjuk fel:  $(h_1 - h_2) = c_{pL}(T_1 - T_2)$ . Figyelembe véve mindezeket, a kompresszor hőmérsékletének differenciálegyenlete az alábbi lesz:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{\dot{m}_K c_{pL}}{m_2 c_{v2}} \left\{ T_1 \left[ \left( p_2 / p_1 \right)^{\frac{n_L-1}{n_L}} - 1 \right] + (T_1 - T_2) \right\}. \quad (2.96)$$

### b) Tömeg- és energiamérleg az égőtérre

Az égőtérbe két anyagáram lép be, a levegő és a tüzelőanyag, így  $\dot{m}_b = \dot{m}_K + \dot{m}_i$  és onnan kilep a turbinában áramló gáz, tehát  $\dot{m}_k = \dot{m}_T$ . A tüzelőanyag gáz vagy gáz-szerű anyag (porlasztott olaj), ami teljes egészében kilépő anyagáram része lesz. A belépő levegőáram ( $\dot{m}_K$ )  $h_2$  entalpiájával, a tüzelőanyag-áram ( $\dot{m}_i$ ) pedig a fűtőértékével ( $H_i$ ) képviseli a mérlegtérbe konvektív módon bevezetett energiaáramokat. Mechanikai munka és bevezetett hő nincs, így  $\dot{W}_t = 0$  és  $\dot{Q} = 0$ . Ezekkel a körülményekkel a tömegmérleg a (2.91) alapján

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{p_3}{m_3} \left( \dot{m}_K + \dot{m}_i - \dot{m}_T + \frac{m_3}{T_3} \cdot \frac{dT_3}{dt} \right), \quad (2.97)$$

az energiamérleg pedig a (2.93) mintájára:

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{1}{m_3 c_{v3}} \left[ \underbrace{\left( \dot{m}_i H_i \eta_{ti} + \dot{m}_K h_2 \right)}_{\dot{m}_b h_b} - \underbrace{\dot{m}_T h_3}_{\dot{m}_k h_k} - c_v T_3 \underbrace{(\dot{m}_K + \dot{m}_i - \dot{m}_T)}_{(\dot{m}_b - \dot{m}_k)} \right]. \quad (2.98)$$

ahol  $\eta_{ti}$  tüzelési hatásfok

$m_3$  az égőtér térfogatában tárolt gáztömeg.

Helyettesítsük az előbbi egyenletben az entalpiákat a  $h = c_p T$  összefüggéssel, és ezzel az égőtér kilépő hőmérsékletére az alábbi egyenletet nyerjük:

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{1}{m_3 c_{v3}} \left[ \dot{m}_i H_i \eta_{ti} + \dot{m}_K c_{pL} T_2 - \dot{m}_T c_{pG} T_3 - c_v T_3 (\dot{m}_K + \dot{m}_i - \dot{m}_T) \right]. \quad (2.99)$$

### c) Energiamérleg a turbinára

A turbinára:  $\dot{Q} = 0$ ,  $\dot{W}_t = P_{tT}$ ,  $\dot{m}_b = \dot{m}_k = \dot{m}_T$ ,  $h_b = h_3$ ,  $h_k = h_4$ , ahol  $P_{tT}$  a turbinából tengelyen kivezetett mechanikai hajtóteljesítmény. Ezekkel a (2.93) alapján a turbinából kilépő levegő hőmérsékletére az alábbi differenciálegyenletet írhatjuk:

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{1}{m_4 c_{v4}} \left[ -P_{iT} + \dot{m}_T (h_3 - h_4) \right], \quad (2.100)$$

ahol:  $m_4$  a turbina szabad térfogatában tárolt gáz tömege,  $c_{v4}$  a gáz izochor fajhője a turbinában.

A tengelyen kivezetett teljesítményt a turbinában megvalósuló politropikus állapotváltozás alapján határozzuk meg [7, 8]:

$$P_{iT} = \dot{m}_T c_{pG} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n_G-1}{n_G}} \right], \quad (2.101)$$

melyben:  $p_3, p_4$  a gáz nyomása a turbina előtt és után,  $n_G$  a gáz politropikus indexe,  $c_{pG}$  a gáz közepes izobár fajhője. A (2.100)-ban lévő entalpiakülönbség  $(h_3 - h_4) = c_{pG} (T_3 - T_4)$ -ként írható fel, s így az előbbiekkal a turbinahőmérséklet differenciálegyenlete a következő lesz:

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{\dot{m}_T c_{pG}}{m_4 c_{v4}} \left\{ -T_3 \left[ 1 - \left( p_4 / p_3 \right)^{\frac{n_G-1}{n_G}} \right] + (T_3 - T_4) \right\}. \quad (2.102)$$

#### d) Energiamérleg a forgó tömegekre

A gázturbina és a villamos generátor a vázolt példában egy tengelyen, azonos  $\omega$  szögsebességgel forognak. Az összes forgó tömeg tehetetlenségi nyomatéka  $\Theta$  (kg m<sup>2</sup>), amely állandó. Így a (2.67) alapján a következő energiamérleg írható fel:

$$\Theta \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{\eta_m P_{iT} - P_{tK} - P_G}{\omega}, \quad (2.103)$$

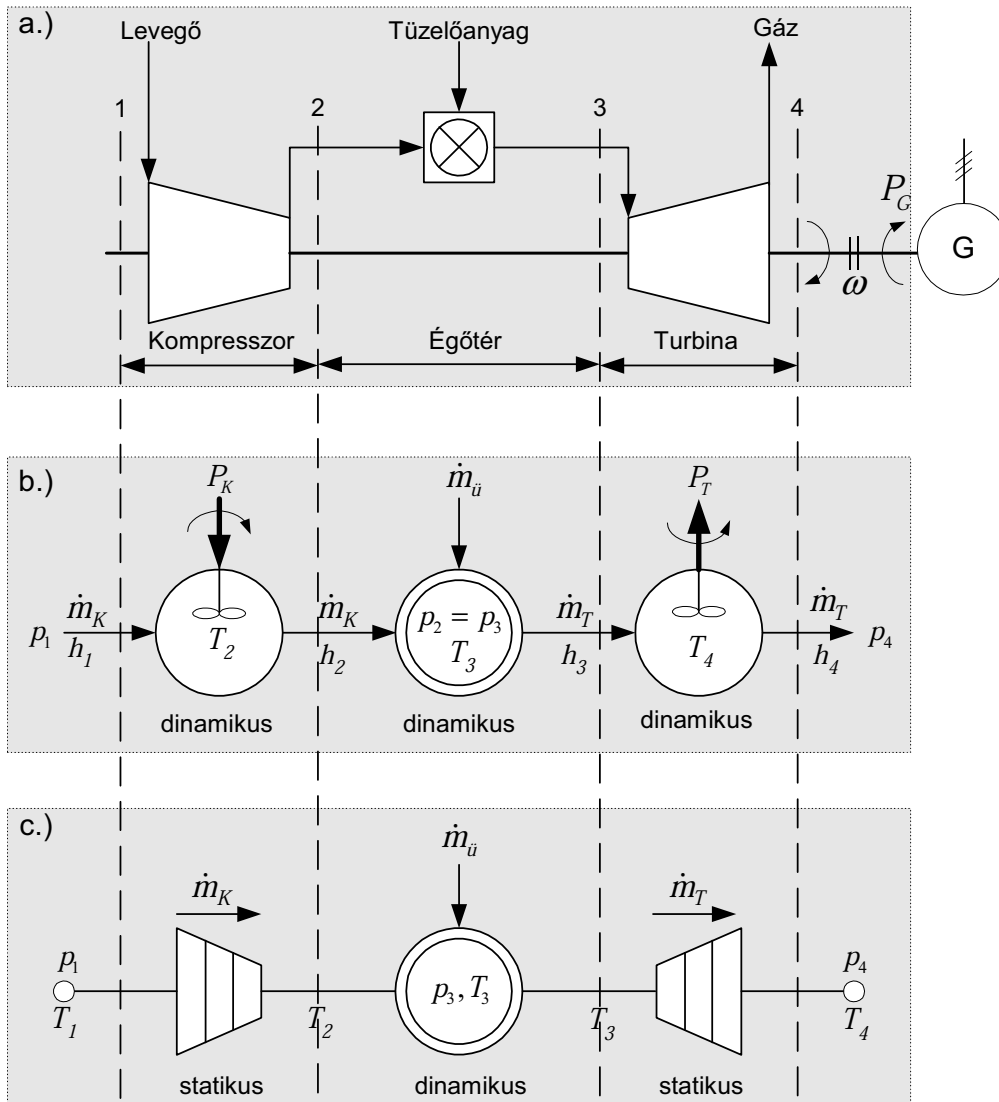
ahol  $P_G$  a generátor teljesítménye (villamos terhelés),  $\eta_m$  mechanikai hatásfok.

A (2.96), (2.97), (2.99), (2.102) és a (2.103) egyenletek alkotják a gázturbina dinamikus matematikai modelljét. Az első négy egyenlet megoldása a munkafolyamat (2-24/b. ábra) egyes pontjainak állapotát ( $T_2, p_3 = p_2, T_3, T_4$ ), az utolsó egyenlet megoldása pedig a forgórész sebességét ( $\omega$ ), azaz a fordulatszámot ( $n$ ) szolgáltatja.

Pontosabban szólva: szolgáltatná, mert a modell így még nem teljes. A mérlegegyenletek jobb oldalában ugyanis szerepelnek az  $\dot{m}_K$  és az  $\dot{m}_T$  tömegáramok, melyeket még nem ismerünk.

Ezeket az  $\dot{m}_K = f_K(p_1, T_1, p_2, n)$  és  $\dot{m}_T = f_T(p_3, T_3, p_4, n)$  többváltozós függvényeket (melyekben éppen az előbbi egyenletek megoldásai szerepelnek változóként) a kompresszor és a turbina mélyebb ismerete (pl. kompresszor karakterisztika, geometriai adatok stb.) alapján lehet konkrétan megfogalmazni (erről lásd később a 4.2.4. pont alatt). A belépő levegő állapota ( $p_1, T_1$ ) természetesen ismert.





4-27. ábra

Gázturbina sémája (a) és különböző koncepciójú fizikai modelljei (b, c)

A gázturbina modell alapegyenletei – jórészt a 2.5.4. fejezetből közvetlenül átvéve – az alábbiak lesznek [7, 8]:

a.) Kompresszor

- Kompresszor kilépő-hőmérséklet

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{\dot{m}_K c_{pL}}{m_2 c_{v2}} \left\{ T_1 \left[ \left( p_2 / p_1 \right)^{\frac{n_L-1}{n_L}} - 1 \right] + (T_1 - T_2) \right\}; \quad (4.64)$$

vagy csak statikusan ( $dT_2/dt = 0$ ):

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_L-1}{n_L}}. \quad (4.64a)$$

- Kompresszor teljesítmény-igény

$$P_K = \dot{m}_K c_{pL} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_L-1}{n_L}} - 1 \right] \quad (4.65)$$

melyekben

$$n_L = \eta_{pK} \frac{\kappa_L}{1 - \kappa_L (1 - \eta_{pK})} \quad \text{a levegő politropikus indexe,} \quad (4.66)$$

$$\kappa_L = c_{pL} / c_{vL} \quad \text{a levegő adiabatikus indexe,} \quad (4.67)$$

$\eta_{pK}$  kompresszor politropikus (fokozati) hatásfok.

#### b.) Égőtér

- Égőtér nyomása

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{p_3}{m_3} \left( \dot{m}_K + \dot{m}_{\bar{u}} - \dot{m}_T + \frac{m_3}{T_3} \cdot \frac{dT_3}{dt} \right) \quad (4.68)$$

- Égőtér hőmérséklete

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{1}{m_3 c_{v3}} \left[ \dot{m}_{\bar{u}} H_{\bar{u}} \eta_{\bar{u}} + \dot{m}_K c_{pL} T_2 - \dot{m}_T c_{pG} T_3 - c_v T_3 (\dot{m}_K + \dot{m}_{\bar{u}} - \dot{m}_T) \right] \quad (4.69)$$

#### c.) Turbina

- Turbina kilépő-hőmérséklet

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{\dot{m}_T c_{pG}}{m_4 c_{v4}} \left\{ -T_3 \left[ 1 - \left( p_4 / p_3 \right)^{\frac{n_G-1}{n_G}} \right] + (T_3 - T_4) \right\}; \quad (4.70)$$

vagy csak statikusan ( $dT_4/dt = 0$ ):

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n_G-1}{n_G}} \quad (4.70a)$$

- Turbina teljesítménye

$$P_{iT} = \dot{m}_T c_{pG} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n_G-1}{n_G}} \right] \quad (4.71)$$

melyekben

$$n_G = \frac{\kappa_G}{\kappa_G + \eta_{pT} (1 - \kappa_G)}, \quad \text{a gáz izotropikus indexe} \quad (4.72)$$

$$\kappa_G = c_{pG} / c_{vG}, \quad \text{a gáz adiabatikus indexe,} \quad (4.73)$$

$\eta_{pT}$  turbina politropikus (fokozati) hatásfok.

#### d.) Forgó tömeg mérlege

$$\Theta \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{\eta_m P_{iT} - P_{tK} - P_G}{\omega}. \quad (4.74)$$



### e.) Gázáramok összefüggései

Mindkét felfogásban fontos nyitott kérdés még a kompresszor és a turbinán áthaladó gázáramok ( $\dot{m}_K, \dot{m}_T$ ) számítása, amint erre már a 2.5.4. fejezetben is utaltunk. Valójában persze a teljesítséghez a kompresszor és a turbina politropikus (fokozati) hatásfokainak ( $\eta_{pK}, \eta_{pT}$ ) függvényeit is ismerni kellene, de ezeket legtöbbször (így itt is) állandónak tekintjük.

*Turbina:*

A turbina gáznyelését a legömbölyített nyílás (fúvóka) - valóságos politropikus expanzióra vonatkozó - kiáramlási összefüggésével (*nozzle equation, Zeuner egyenlet*) lehet meghatározni [7, 8]. Ennek megfelelően

$$\dot{m}_T = A_{To} \sqrt{2 \frac{\kappa_G}{\kappa_G - 1} \frac{p_3}{v_3} \left[ \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{n_G}} - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n_G+1}{n_G}} \right]}; \quad (4.75)$$

ahol  $A_{To}$  a turbina kilépő keresztmetszete. Vezessük be a turbina-nyomásviszonyra az

$$\varepsilon_T = \frac{p_4}{p_3}$$

jelölést, majd további célszerű átalakításokkal a következő jól áttekinthető átáramlási formulát kapjuk:

$$\dot{m}_T = K_{tu} \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} f(\varepsilon_T). \quad (4.76)$$

ahol

$$K_{tu} = A_{To} \sqrt{\frac{2}{R}} \psi_{\max} \cong \text{állandó}, \quad (4.76a)$$

$$f(\varepsilon_T) = \frac{1}{\psi_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_G}{\kappa_G - 1} \left[ (\varepsilon_T)^{\frac{2}{\kappa_G}} - (\varepsilon_T)^{\frac{\kappa_G+1}{\kappa_G}} \right]} = \frac{\psi}{\psi_{\max}}, \quad \text{ha } \varepsilon_T \geq \varepsilon_{T_{krit}} = \left( \frac{2}{\kappa_G + 1} \right)^{\frac{n_G}{n_G - 1}}; \quad (4.76b)$$

$$\psi_{\max} = \psi(\varepsilon_{T_{krit}}) = \sqrt{\frac{\kappa_G}{2} \cdot \left( \frac{2}{\kappa_G + 1} \right)^{\frac{n_G+1}{n_G-1}}} \cong \text{állandó}. \quad (4.76c)$$

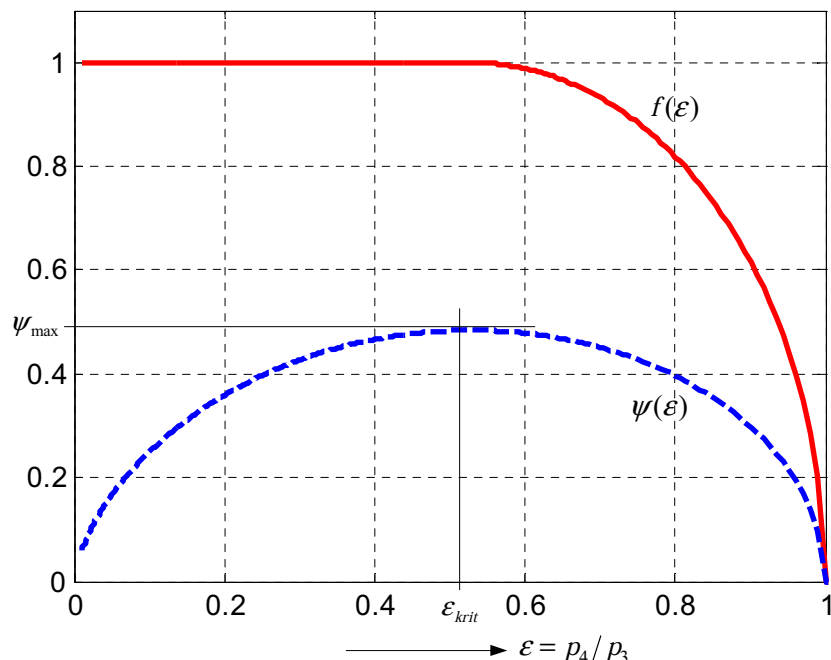
A (4.76) képlet azt mutatja, hogy a turbina gáznyelését – ha az áramlás kritikus alatti – a turbina előtti gázállapot ( $p_3, T_3$ ) és a nyomásviszony ( $f(\varepsilon_T)$ ) határozzák meg.

Ha  $\varepsilon_T < \varepsilon_{T_{krit}}$  (kritikus fölötti áramlás), akkor  $f(\varepsilon_{T_{krit}}) = 1$  és így:

$$\dot{m}_T = K_{tu} \frac{p_3}{\sqrt{T_3}}. \quad (4.77)$$

A  $K_{tu}$  turbina-állandó értékét meghatározhatjuk a (4.76a) képlettel, vagy ismert stacionárius munkaponti adatok ( $\bar{m}_T, \bar{p}_3, \bar{T}_3$ ) alapján a (4.77) képlet segítségével.

A  $\psi(\varepsilon)$  és  $f(\varepsilon)$  függvények jellegét  $n = \kappa = 1,40$  esetre (levegő és izentropikus expanzió) szemlélteti a 4-28. ábra. Természetesen a turbinán áramló gázra (ami levegő és égéstermékek keveréke)  $\kappa_G < 1,40$  és  $n_G < \kappa_G$ , de ez az ábrán látható függvények jellegét és meghatározó adatait számottevően nem befolyásolja.



4-28. ábra.

A turbina gáz-nyelés függvényei ( $\varepsilon_{krit} = 0,5283$ ;  $\psi_{max} = 0,4842$ )

Mivel a turbina általában  $p_4/p_3 < (p_4/p_3)_{krit}$  mellett működik (*turbine choking*), így a gázturbinák szimulációjánál a turbina-gázáram számítására többnyire a (4.77) képletet használjuk. Ezt használhatjuk változó fordulatszám esetén is, mert kritikus feletti áramlásnál a fordulatszám-változásnak gyakorlatilag nincs befolyása a gáznyelésre.

*Kompresszor:*

A kompresszor levegőszállításának megbízhatóan pontos meghatározása – különösen szélesebb tartományban változó viszonyokra – csak az  $\varepsilon_K = f(\dot{m}_K^*, n^*)$  kompresszor karakterisztika ismeretében lehetséges ( $\varepsilon_K = p_2/p_1$ : kompresszor-nyomásviszony,  $\dot{m}_K^* = \dot{m}_K \sqrt{T_1}/p_1$ : korrigált levegőáram,  $n^* = n/\sqrt{T_1}$ : korrigált fordulatszám). A kompresszor karakterisztika minőségi képét mutatja be a 4-29/a. ábra. A karakterisztika alapján bármely ismert  $T_1, n$  és  $\varepsilon_K = p_2/p_1$  adat-együtteshez (bemenethez) kiszámítható az  $\dot{m}_K$ . Ehhez azonban a grafikusán adott információkat le kell fordítani a szimulációs nyelv által kezelhető formára.

Az egyik lehetőség a karakterisztika meghatározott összetartozó adatainak táblázatos megadása (a szimulációs programban: *look-up table*). Ennek az a problémája, hogy minden a táblázatban nem szereplő pont esetén lineáris interpolációt kell alkalmazni, ami az ilyenkor fel lépő nem-folytonos derivált miatt a dinamikus szimulációt megnehezíti.