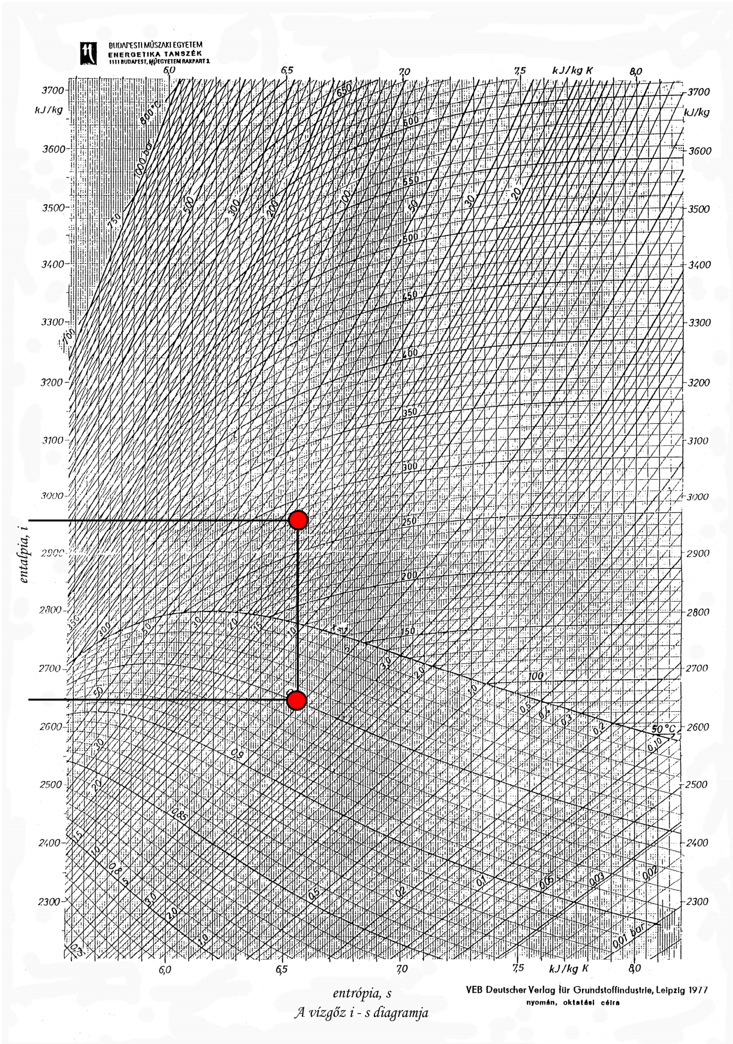
1. Határozzuk meg az egy fokozatú akciós (Laval) turbinából, távozó gőz sebességét, ha tudjuk, hogy a belépő gőz 25 *bar* nyomású és 280 ^oC-os és az adiabatikus expanzió után távozó gőz nedvességtartalma 5 *%*. Az álló lapátsor kilépő lapátszöge 14^o. A futó lapátsor középátmérőjénél a kerületi sebesség kb. 100 *m/s*.
   A súrlódás hatását és egyéb veszteségeket elhanyagolhatja. A fokozatba belépő gőz áramlási sebességét szintén elhanyagolhatja.

<u>Megoldás</u>

A fokozat álló lapátsorán kerül feldolgozásra az egész hőesés, mivel akciós fokozat esetében a futó lapátsoron nincs hőesés. Ebből következik, hogy a futó lapátsorra belépő és az onnan kilépő relatív sebességek egymással megegyeznek. Ilyen turbina fokozat esetén a kilépő abszolút sebesség axiális irányú, azaz megegyezik az álló lapátsorra érkező sebesség irányával.

A gőztáblázat alapján a gőztáblázat belépő gőz entalpiája 2957 *kJ/kg*, a vízgőz i-s diagramja alapján a távozó gőz entalpiája 2640 *kJ/kg*.



Ezzel a fokozat által feldolgozott hőesés $\Delta i = i_{be} - i_{ki} = 2957 - 2640 = 317\ \frac{kJ}{kg}$

Ha elhanyagoljuk a belépő gőzsebességet, akkor az álló lapátsort elhagyó gőz sebessége:

$$c_{ki} = c_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta i} = \sqrt{2 \cdot 317000} = 796\ \frac{m}{s}$$

A túlhevített vízgőz esetében az adiabatikus kitevő kb. 1,3, így a kritikus nyomásviszony

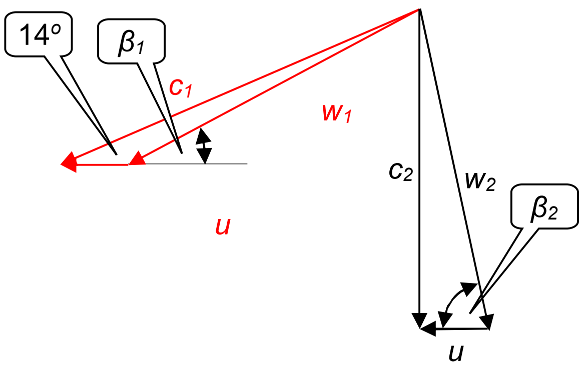
$$\frac{p_{kr}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2}{1{,}3+1}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 0{,}546$$

ami az aktuális nyomásviszonynál p_2/p_1=5/25=0,2 nagyobb, tehát a sebesség csak Laval-fúvóka (szűkülő-bővülő fúvóka) esetén állítható elő, hiszen az biztosan nagyobb, mint a hangsebesség:

$$c_{kr} = \sqrt{2\cdot\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot p_1\cdot v_1\cdot\left(1-\left(\frac{p_{kr}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} = \sqrt{2\cdot\frac{1{,}3}{1{,}3-1}\cdot 25\cdot 10^5\cdot v_1\cdot\left(1-(0{,}546)^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}}\right)} = \sqrt{2823918\cdot v_1} = 521{,}7\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$$

Megjegyzés: v_1=0,09640 m^3/kg a 25 *bar* nyomású 280 ^oC hőmérsékletű túlhevített vízgőz fajtérfogata, gőztáblázatból.

A fokozat sebességi háromszögei



Megjegyzés: az axiális gépek esetében az utolsó fokozat lapátozását úgy alakítják ki, hogy a közeg abszolút sebessége éppen axiális irányú legyen. Ebből a szabályból következik, hogy a kilépő sebességi háromszög minden esetben derékszögű (a kilépő abszolút sebesség merőleges a kerületi sebességre). Esetünkben egy fokozatú turbináról van szó, tehát most is tartjuk ezt a konvenciót.

A fokozat fenti sebességi háromszögei alapján végezhetők el a további számítások.
A kerületi sebesség és a futó lapátsorra belépő abszolút sebesség iránya (ez megegyezik a terelő lapátsor kilépő sebességének irányával) ismeretében meghatározható a futó lapátsorra belépő relatív sebesség nagysága és iránya.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2\cdot c_1\cdot u\cdot\cos\alpha_1} = \sqrt{796^2 + 100^2 - 2\cdot 796\cdot 100\cdot\cos 14^o} = 699\,\frac{m}{s}$$

$$\frac{\sin\alpha_1}{\sin(180^o-\beta_1)} = \frac{w_1}{c_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1}\cdot\sin\alpha_1\right) = \arcsin\left(\frac{796}{699}\cdot\sin 14^o\right) \approx 16^o$$

Természetesen a másik megoldásnak (164°) a feladat szempontjából nincs értelme!

Tekintettel arra, hogy a futólapátozásról távozó közeg relatív sebessége (w_2) megegyezik a futólapátozásra érkező relatív sebességgel (w_1; nincs reakciófok!), meghatározható a fokozatból távozó gőz sebessége

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - u^2} = \sqrt{699^2 - 100^2} = 692\,\frac{m}{s}$$

A kilépő lapátszög pedig:

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{u_2}{w_2}\right) = \arccos\left(\frac{100}{699}\right) = 81{,}77\ ^o$$

2. Mekkora kerületi erővel lehet számolni egy olyan akciós fokozat esetében, melynél a futólapátozás középátmérője 870 *mm*, a turbina fordulatszáma 4000 *f/min*, az álló lapátsort elhagyó közeg sebessége
   - 582 *m/s*,
   - a kerületi érintővel 15°-os szöget zár be,

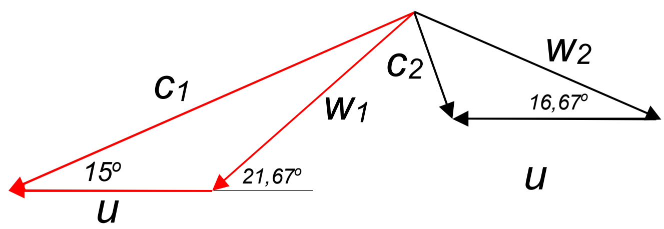
   a futó lapátsor kilépő lapátszöge pedig 5°-al kisebb a belépő lapátszögnél. A fokozaton percenként 123 *kg* közeg áramlik át. A súrlódás hatását és egyéb veszteségeket elhanyagolhatja.

Megoldás

A kerületi sebesség a megadott középátmérőhöz:

$$u = \frac{d_k}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0{,}87}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 4000}{60} = 182{,}12\ \frac{m}{s}$$

A fokozat sebességi háromszögei alapján meg lehet határozni a futólapátozás be- és kilépő relatív sebességének (w_1 és w_2) a kerületi sebesség irányába eső komponenseit (w_{1u} és w_{2u}).



$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos\alpha_1} = \sqrt{582^2 + 182{,}12^2 - 2 \cdot 582 \cdot 182{,}12 \cdot \cos 15^o} = 408\ \frac{m}{s}$$

$$\frac{\sin\alpha_1}{\sin\beta_1} = \frac{w_1}{c_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \cdot \sin\alpha_1\right) = \arcsin\left(\frac{582}{408} \cdot \sin 15^o\right) \approx 21{,}67^o$$

Mivel a fokozat akciós a be- és kilépő relatív sebességek azonos nagyságúak és így a kerületi sebességre eső komponensek:

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos\beta_1 = 408 \cdot \cos 21{,}67 = 379{,}16\ \frac{m}{s}$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 408 \cdot \cos 16{,}67 = 390{,}85\ \frac{m}{s}$$

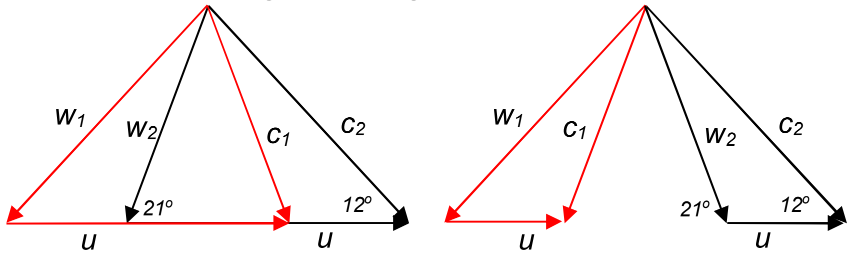
A kerületi erő pedig: $F_k = \left(w_{1u} + w_{2u}\right) \cdot \dot{m} = (379{,}16 + 390{,}85) \cdot \frac{123}{60} = 1578{,}52\ N$

3. Adott egy turbókompresszor egy fokozata, melyre a reakciófok 0,5. Az álló lapátozás belépő lapátszöge 12°, a futólapátozás kilépő relatív sebessége
   - 182 *m/s*,
   - a kerületi érintővel 21°-os szöget zár be.

   Határozza meg a tengelyen keletkező kerületi teljesítmény fajlagos nagyságát! A súrlódás hatását és egyéb veszteségeket elhanyagolhatja. Az axiális sebesség állandó!

Megoldás

A 0,5 reakciófokú fokozat sebességi háromszögei a következő két formát ölthetik



A fokozatra jellemző axiális sebesség a kilépő sebességi háromszögből

$$c_a = w_2 \cdot \sin 21^o = 182 \cdot \sin 21^o = 65{,}2 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Az álló lapátozás belépő lapátszöge a kilépő sebességi háromszög abszolút sebességének felel meg, tehát c_2-vel van jelölve az ábrában. Az irányára megadott szög és az axiális sebesség ismeretében meghatározható a nagysága, mely meg kell egyezzen a belépő relatív sebességével (reakciófok 0,5!)

$$c_2 = \frac{c_a}{\sin 12^o} = \frac{65{,}2}{\sin 12^o} = 313{,}6 \left(\frac{m}{s}\right)$$

kell legyen, kiszámítható a két relatív sebesség kerületi sebességre eső komponense is

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos 12^o = 313{,}6 \cdot \cos 12^o = 306{,}7 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos 21^o = 182 \cdot \cos 21^o = 169{,}9 \left(\frac{m}{s}\right)$$

A hiányzó kerületi sebesség értéke például a belépő sebességi háromszögből számítható ki a cosinus tétel segítségével:

$$u^2 = c_1^2 + w_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot w_1 \cdot \cos 9^o$$

$$u = \sqrt{182^2 + 313{,}6^2 - 2 \cdot 182 \cdot 313{,}6 \cdot \cos 9^o} = 136{,}8 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Egy pillantást vetve a megrajzolt sebességi háromszögekre láthatjuk, hogy a belépő relatív sebesség kerületi sebességre eső komponense (w_{1u}) a kerületi sebességnél nagyobb (bal oldali), a másiknál pedig kisebb (jobb oldali). Ezt összevetve a számértékekkel ($w_{1u}>u$), nyilvánvaló, hogy a jobb oldali sebességi háromszögekkel van dolgunk.

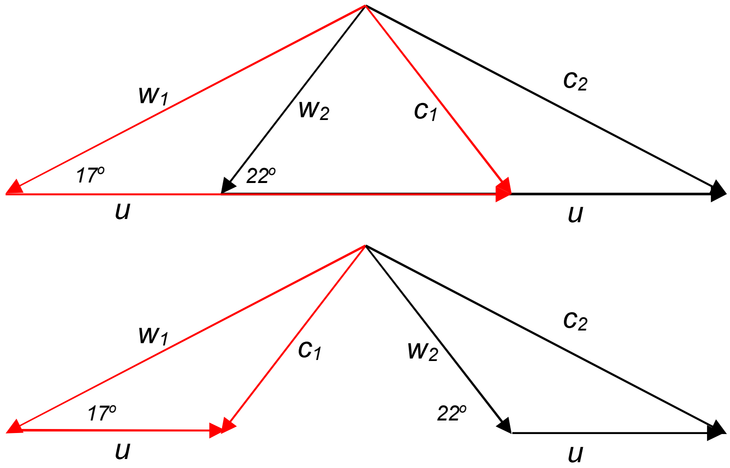
A fokozat fajlagos kerületi teljesítménye:

$$P_f = F_{kf} \cdot u = \left(w_{1u} + w_{2u}\right) \cdot u = (306{,}7 + 169{,}9) \cdot 136{,}8 = 65{,}3 \left(\frac{kW}{kg/s}\right)$$

4. Egy 8500-as percenkénti fordulatszámon működő axiális kompresszor fokozatai 0,5 reakciófokúak. Határozza meg a középátmérőnél (d_k= 700 *mm*) érvényes sebességi háromszöget alkotó sebességek nagyságát, a terelő lapátsor be és kilépő lapátszögét, továbbá a fokozat teljesítményszükségletét, ha tudja, hogy a lapátok hossza 120 mm! A futó lapátsor be- és kilépő lapátszöge rendre 17° és 22°. A súrlódás hatását, a lapátok vastagságát és az egyéb veszteségeket elhanyagolhatja.

<u>**Megoldás**</u>

A sebességi háromszögek két lehetséges alakban felelnek meg a feltételeknek.



Ezúttal a kerületi sebesség

$$u = \frac{d_k}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0{,}7}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 8500}{60} = 311{,}4 \left(\frac{m}{s}\right)$$

A hiányzó sebességek meghatározásához a sinus tételt kell alkalmazni pl. a belépő sebességi háromszögre

$$\frac{\sin 141^o}{u} = \frac{\sin 17^o}{c_1}$$

$$w_2 = c_1 = \frac{\sin 17^o}{\sin 141^o} \cdot u = \frac{\sin 17^o}{\sin 141^o} \cdot 311{,}4 = 144{,}7 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$w_1 = c_2 = \frac{\sin 22^o}{\sin 141^o} \cdot u = \frac{\sin 22^o}{\sin 141^o} \cdot 311{,}4 = 185{,}4 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Mivel $w_{1u} = w_1 \cdot \cos\beta_1 = 185{,}4 \cdot \cos 17^o = 177{,}3 < u = 311{,}4$, természetesen a felső sebességi háromszögek felelnek meg ennek a feltételnek.

Tekintettel a reakciófok értékére a terelő lapátozás be és kilépő lapátszögét valójában már ismerjük. A terelő lapátsor belépő sebességének iránya megegyezik a futó lapátsor kilépő abszolút sebességének irányával, azaz a kerületi sebességgel 22°-ot zár be. A terelő lapátsor kilépő lapátszöge pedig a következő futó lapátsor belépő abszolút sebességének irányával, tehát a kerületi sebességgel 17°-ot zár be.

A fajlagos kerületi erő

$$F_{kf} = w_{1u} + w_{2u} = 177{,}3 + 144{,}3 \cdot \cos 22^o = 311{,}1 \left(\frac{N}{kg/s}\right)$$

A fajlagos teljesítmény szükséglet

$$P_f = F_{kf} \cdot u = 311{,}1 \cdot 311{,}4 = 96{,}8 \left(\frac{kW}{kg/s}\right)$$

Érdemes megfigyelni, hogy ilyen esetben a fajlagos kerületi erő számértéke megegyezik a kerületi sebesség számértékével, a fajlagos fokozati teljesítmény pedig, természetesen a kerületi sebesség négyzetével egyezik meg.

5. Egy axiális fokozat futó lapátsorának be- és kilépő lapátszöge rendre 21° és 17°. A lapátozás középátmérője 720 *mm*, a lapáthossz 315 *mm*, a gép percenkénti fordulatszáma 3000, a

fokozaton percenként 1300 *kg* levegő áramlik át és közepes sűrűsége 1,45 kg/m^3. Határozza meg a fokozat reakciófokát és teljesítmény-szükségletet! A lapátok véges vastagságát, valamint a fokozaton belül a sűrűség nyomásfüggését figyelmen kívül hagyhatja. Az axiális sebesség állandó!

Megoldás

Tekintettel arra, hogy a fokozaton történő átáramlás során a relatív sebesség nő, nyilván expanziós, azaz turbina fokozatról van szó!

Az axiális sebesség névleges értéke:

$$c_a = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot d_{köz} \cdot l \cdot \pi} = \frac{1300}{60 \cdot 1{,}45 \cdot 0{,}72 \cdot 0{,}315 \cdot \pi} \approx 21 \left(\frac{m}{s}\right)$$

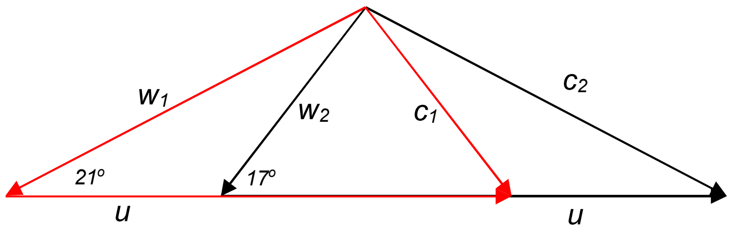
A kerületi sebesség:

$$u = \frac{d_{köz}}{2} \cdot \frac{n}{9{,}55} = \frac{0{,}72}{2} \cdot \frac{3000}{9{,}55} = 113{,}1 \left(\frac{m}{s}\right)$$

A belépő lapátszöggel és az axiális sebességgel a belépő relatív sebesség:

$$w_1 = \frac{c_a}{\sin \beta_1} = \frac{21}{\sin 21^o} = 58{,}6 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Mivel $w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 58{,}6 \cdot \cos 21^o = 54{,}33 < u = 113{,}1$, a sebességi háromszögek alakja a következő kell legyen



A cosinus tétel segítségével kiszámítható a belépő abszolút sebesség nagysága

$$c_1 = \sqrt{u^2 + w_1^2 - 2 \cdot u \cdot w_1 \cdot \cos 21^o} = \sqrt{113{,}1^2 + 58{,}6^2 - 2 \cdot 113{,}1 \cdot 58{,}6 \cdot \cos 21^o} \approx 62 \left(\frac{m}{s}\right)$$

A kilépő relatív és abszolút sebesség meghatározása hasonló úton történhet:

$$w_2 = \frac{c_a}{\sin 17^o} = \frac{21}{\sin 17^o} = 71{,}8 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos 17^o} = \sqrt{113{,}1^2 + 71{,}8^2 - 2 \cdot 113{,}1 \cdot 71{,}8 \cdot \cos 17^o} \approx 49 \left(\frac{m}{s}\right)$$

A futó és a terelő lapátozáson bekövetkező nyomáscsökkenés, hiszen turbina fokozatról van szó:

$$\Delta p_{futó} = \frac{\left(w_2^2 - w_1^2\right)}{2} \cdot \rho = \frac{\left(71{,}8^2 - 58{,}6^2\right)}{2} \cdot 1{,}45 \approx 1248 \ (Pa)$$

$$\Delta p_{terelő} = \frac{\left(c_1^2 - c_2^2\right)}{2} \cdot \rho = \frac{\left(62^2 - 49^2\right)}{2} \cdot 1{,}45 \approx 1046 \ (Pa)$$

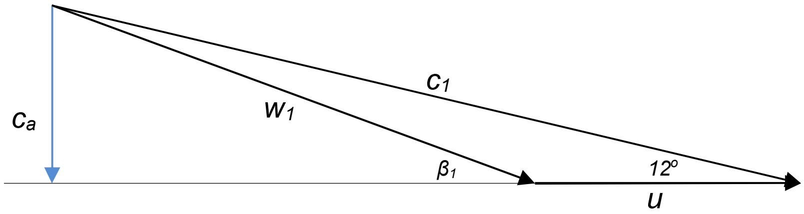
Végezetül a keresett reakciófok:

$$R = \frac{\Delta p_{futó}}{\Delta p_{futó} + \Delta p_{terelő}} = \frac{1248}{1248 + 1046} = 0{,}54$$

6. Egy axiális kompresszor-fokozat percenként 1500-as fordulatszámmal forgó járókerekére 100 *kPa* nyomású, és 22 °*C* hőmérsékletű levegő érkezik 254 *m/s* sebességgel, mely a kerületi érintővel 12°-os szöget zár be. Tételezzük fel, hogy a járókeréken áthaladó levegő nyomása 20

kPa-al növekszik adiabatikus állapotváltozás mellett! Feltételezve, hogy a futó lapátsorra érkező és az onnan távozó levegő axiális sebessége állandó, adiabatikus kitevője 1,4 és gázállandója 287 *J/kg.K*, határozza meg a kilépő relatív és abszolút sebesség nagyságát, a fajlagos kerületi erőt és a fokozat hajtásához szükséges fajlagos teljesítményt! A számítást a lapátok 65 *cm*-es középátmérőjére végezze el!

Megoldás



A kerületi sebesség:

$$u = \frac{d_{köz}}{2} \cdot \frac{n}{9{,}55} = \frac{0{,}65}{2} \cdot \frac{1500}{9{,}55} = 51{,}025 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Az axiális sebesség

$$c_a = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 254 \cdot \sin 12 \approx 52{,}8 \left(\frac{m}{s} \right)$$

A belépő relatív sebességhez a cosinus-tétel segítségével juthatunk el:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{254^2 + 51{,}025^2 - 2 \cdot 254 \cdot 51{,}025 \cdot \cos 12} = 204{,}366 \ \frac{m}{s}$$

A belépő lapátszög pedig a sinus-tételből:

$$\frac{c_1}{w_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \cdot \sin \alpha_1 \right) = \arcsin\left(\frac{254}{204{,}366} \cdot \sin 12 \right) = 14{,}976^o$$

A futókeréken bekövetkező nyomásnövekedés következtében a közeg hőmérséklete:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = (22 + 273) \cdot \left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 310{,}77 \ K$$ azaz 37,77 *°C*-ra növekszik

Az entalpianövekedés egyenlő a mozgási energia csökkenésével:

$$\Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$, ahonnan a kilépő relatív sebesség

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 - 2 \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)} = \sqrt{204{,}366^2 - 2 \cdot 1004{,}5 \cdot (37{,}77 - 22)} = 100{,}42 \ \frac{m}{s}$$

Mivel az axiális sebesség változatlan, a kilépő lapátszög könnyen számítható:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{c_a}{w_2} \right) = \arcsin\left(\frac{52{,}8}{100{,}42} \right) = 31{,}72^o$$

Ismerve a kerületi sebességet és a kilépő relatív sebességet valamint az ezek által bezárt szöget, a cosinus-tétel segítségével kiszámítható a kilépő lapátszöggel szemközti sebesség, azaz a kilépő abszolút sebesség.

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{100{,}42^2 + 51{,}025^2 - 2 \cdot 100{,}42 \cdot 51{,}025 \cdot \cos 31{,}72} = 63{,}01 \ \frac{m}{s}$$

A fajlagos kerületi erő:

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos\beta_1 = 204{,}366 \cdot \cos 14{,}976 = 197{,}42\ \frac{m}{s}$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 100{,}42 \cdot \cos 31{,}72 = 85{,}42\ \frac{m}{s}$$

A fajlagos kerületi erő pedig:

$$F_k = (w_{1u} + w_{2u}) = (197{,}42 + 85{,}42) = 282{,}84\ N$$

A fajlagos kerületi teljesítmény:

$$P_f = F_f \cdot u = 282{,}84 \cdot 51{,}025 = 14{,}43\ \left(\frac{kW}{kg/s}\right)$$

7. Egy 20 fokozatú axiális kompresszor teljesítményszükséglete 280 *kW*, percenkénti fordulatszáma 4500, a szállított levegő nyomásnövekedése 3,4 *bar*, mely a fokozatok között egyenletesen van felosztva. Tételezzük fel, hogy a fokozatok mindegyikének reakciófoka 0,5, a forgórész átmérője a lapátozás tövénél 200 *mm*, a ki- és belépő relatív sebességek hányadosa kb. 1,35 és a mértékadó axiális sebesség 30 *m/s*. Határozza meg az egyes fokozatok futó és terelő lapátsorának be és kilépő lapátszögeit és az egyes fokozatokban érvényes lapáthosszakat! Az egyes fokozatok esetében átlagos sűrűséggel számolhat, a kompresszor egészére a politropikus kitevő 1,43. A környezeti levegő hőmérséklete 16 ^oC.

<u>Megoldás</u>

Az egy fokozatra jutó nyomásemelkedés

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p}{20} = \frac{3{,}4 \cdot 10^5}{20} = 17000\ (Pa)$$

A levegő tömegárama:

$$\dot{m} = \frac{P}{w} = \frac{P}{\frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{28 \cdot 10^4}{\frac{1{,}43}{1{,}43-1} \cdot 287 \cdot 289 \cdot \left(\left(\frac{3{,}4}{1}\right)^{\frac{1{,}43-1}{1{,}43}} - 1\right)} = \frac{280000}{122698} = 2{,}282\ \left(\frac{kg}{s}\right)$$

Az első fokozat lapáthosszának kiszámításához a levegő térfogatárama:

$$\dot{V}_o = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_o}{p_o} = \frac{2{,}282 \cdot 287 \cdot 289}{10^5} = 1{,}893\ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

A belépésnél a sűrűség átlagos értéke:

$$\rho_o = \frac{\dot{m}}{\dot{V}_o} = \frac{2{,}282}{1{,}893} = 1{,}205\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$c_a = \frac{\dot{V}}{(d_b + l) \cdot l \cdot \pi} \qquad l^2 + d_b \cdot l - \frac{\dot{V}}{c_a \cdot \pi} = 0$$

$$l = \frac{-d_b \pm \sqrt{d_b^2 + 4 \cdot \frac{\dot{V}}{c_a \cdot \pi}}}{2} = \frac{-0{,}2 \pm \sqrt{0{,}2^2 + 4 \cdot \frac{1{,}893}{30 \cdot \pi}}}{2} = \frac{-0{,}2 \pm 0{,}3469}{2} \approx 73{,}5\ (mm)$$

$$\Delta p_{fl} = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} \cdot \rho = \frac{w_2^2}{2} \cdot (1{,}35^2 - 1) \cdot \rho = \frac{\Delta p_1}{2} = \frac{17000}{2} = 8500\ (Pa)$$

$$w_1 = c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{fk}}{(1{,}35^2 - 1) \cdot \rho_o}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 8500}{(1{,}35^2 - 1) \cdot 1{,}205}} = 131\ \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$w_2 = c_1 = \frac{w_2}{1{,}35} = \frac{131}{1{,}35} = 97{,}03\left(\frac{m}{s}\right)$$

A futó lapátsor belépő lapátszöge:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{c_a}{w_2}\right) = \arcsin\left(\frac{30}{97{,}03}\right) = 18^o$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_a}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{30}{131}\right) = 13{,}2^o$$

$$u = \frac{(d_b + l)}{2}\cdot\frac{n}{9{,}55} = \frac{(0{,}2 + 0{,}0735)}{2}\cdot\frac{4500}{9{,}55} = 64{,}4\left(\frac{m}{s}\right)$$

Az utolsó fokozat lapáthossza az állandónak feltételezett axiális sebesség segítségével határozható meg.

$$p_o \cdot \dot{V}_o^n = p_2 \cdot \dot{V}_2^n$$

$$\dot{V}_2 = \left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot \dot{V}_o = \left(\frac{1}{3{,}4}\right)^{\frac{1}{1{,}43}} \cdot 1{,}893 = 0{,}8044\left(\frac{m^3}{s}\right)$$

Az utolsó fokozat átáramlási keresztmetszete a lapátvastagság elhanyagolásával

$$p_o \cdot \dot{V}_o^n = p_2 \cdot \dot{V}_2^n$$

$$\dot{V}_2 = \left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot \dot{V}_o = \left(\frac{1}{3{,}4}\right)^{\frac{1}{1{,}43}} \cdot 1{,}893 = 0{,}8044\left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$A_2 = \frac{\dot{V}_2}{c_a} = \frac{0{,}8044}{30} = 0{,}0268\left(m^2\right)$$

Ebből pedig a lapáthossz:

$$A_2 = (d_b + l_2)\cdot l_2 \cdot \pi$$

$$l_2 = \frac{-d_b \pm \sqrt{d_b^2 + 4\cdot\frac{A_2}{\pi}}}{2} = \frac{-0{,}2 \pm \sqrt{0{,}2^2 + 4\cdot\frac{0{,}0268}{\pi}}}{2} = \frac{-0{,}2 \pm 0{,}2723}{2} \approx 36\ (mm)$$

A teljes hosszváltozás 73,5-36=37,5 *(mm)*, tehát fokozatonként 37,5/20=1,875 *(mm)*-el kell csökkenteni a lapátok hosszát.

8. Egy 0,5 reakciófokú axiális kompresszor egyik futó lapátsorának egyik lapátja 280 *mm* hosszú, a lapáthossz felénél a kilépő lapátszög 20°. Határozzuk meg, hogy a lapáttőtől a lapát csúcsáig hogyan kell változzon a be- és a kilépő lapátszög! Tételezzük fel, hogy a tengelyátmérő 240 *mm* és a lapát csúcsánál a sebesség max. 100 *m/s*. Az axiális sebesség mértékadó értéke 25 *m/s* és tételezzük fel, hogy a terelő lapátsor belépő lapátszöge és a reakciófok a hossz mentén állandó!

Megoldás

A lapát csúcsánál érvényes sebességre megadott korlátból kiszámítható a fordulatszám lehetséges maximuma:

$$n = 2\cdot\frac{u_{cs}}{(d_b + 2\cdot l)}\cdot 9{,}55 = 2\cdot\frac{100}{(0{,}240 + 2\cdot 0{,}280)}\cdot 9{,}55 \approx 2388\left(\frac{ford}{\min}\right)$$

Ezzel a kerületi sebesség a lapát tövénél és a hossz felénél:

$$u_{tő} = \frac{d_b}{2}\cdot\frac{n}{9{,}55} = \frac{0{,}240}{2}\cdot\frac{2388}{9{,}55} \approx 30\left(\frac{m}{s}\right)$$

$$u_{közép} = \left(\frac{d_b}{2} + \frac{l}{2}\right) \cdot \frac{n}{9{,}55} = \left(\frac{0{,}240}{2} + \frac{0{,}280}{2}\right) \cdot \frac{2388}{9{,}55} \approx 65 \left(\frac{m}{s}\right)$$

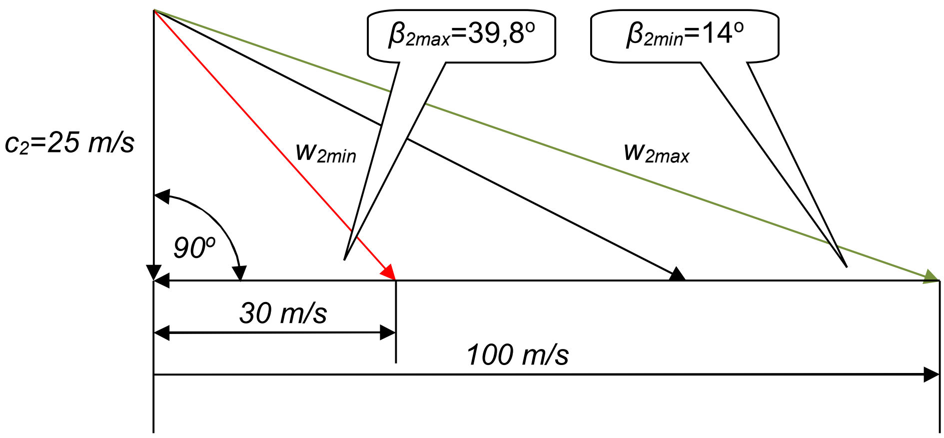
A lapáthossz felénél meghatározzuk a kilépő sebességi háromszög ismert adataiból a ki- és a belépő relatív sebesség értékét és a sebességi háromszög alapján (kerületi sebesség!) fekvő hiányzó lapátszöget, mely a belépő relatív sebesség irányát mutatja és megegyezik egyébként a kilépő abszolút sebesség irányával (a reakciófok 0,5!).

$$w_2 = c_1 = \frac{c_a}{\sin \beta_2} = \frac{25}{\sin 20^o} \approx 73 \left(\frac{m}{s}\right)$$

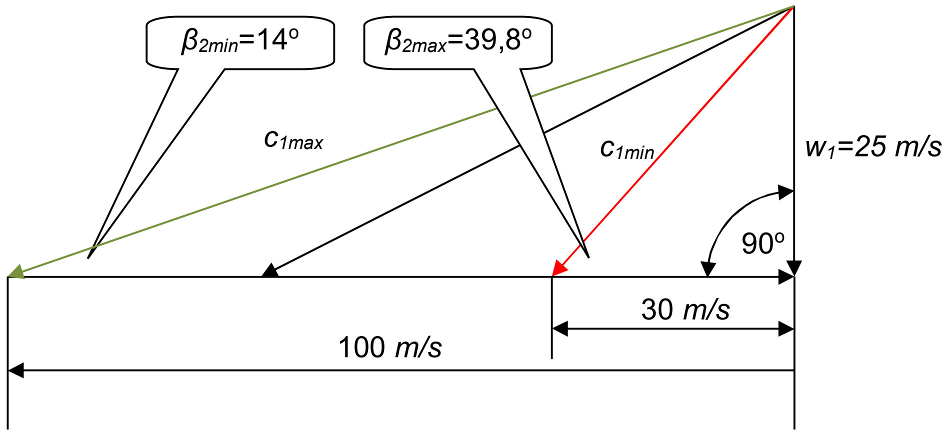
$$c_2 = w_1 = \sqrt{w_2^2 + u_{közép}^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_{közép} \cos \beta_2} = \sqrt{73^2 + 65^2 - 2 \cdot 73 \cdot 65 \cos 20^o} \approx 25 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_a}{w_1} = \arcsin \frac{25}{25} = 90^o$$

Tehát a lapáthossz felénél a belépő lapátszög éppen 90°-os és ez megegyezik a kilépő abszolút sebesség irányával. Így a kilépő lapátszög maximális és minimális értéke az alábbi ábra alapján számítható ki



A reakciófoknak a lapáthossz menti állandósága megköveteli, hogy a belépő sebességi háromszögben a belépő relatív sebesség legyen állandó és a belépő abszolút sebességnek, valamint a kerületi sebességgel bezárt szögének kell változnia ugyanazon értékhatárok között, mint ahogy azt a kilépő sebességi háromszögben már megállapítottuk. Ez egyébként összhangban van azzal a szabállyal, hogy a 0,5 reakciófok előnye, hogy a futó lapátok és a terelő lapátok azonos profilúak, de egymáshoz képest az axiális áramlás irányára tükrös helyzetben vannak beépítve.

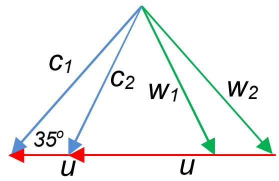


Végeredményben ez azt jelenti, hogy a futó és a terelő lapátok kilépő élét kell a hossz mentén „elcsavarni”, *14°* és *39,8°* között, a lapáttőtől a csúcs felé haladva, míg a belépő élek mindkét esetben állandó szöget zárnak be a kerületi sebességgel, esetünkben történetesen éppen *90°*-ot.

9. Adott egy 5 fokozatú adiabatikus turbókompresszor, melynek egyes fokozataira a reakciófok 0,5. Az álló lapátozás kilépő lapátszöge 35°, az álló lapátozásra érkező közeg sebessége 160 *m/s*.
Határozzuk meg a turbókompresszor teljesítményszükségletét és nyomásviszonyát, ha az első fokozat esetén a lapáthossz 200 *mm*, a turbókompresszor atmoszférikus állapotú, 15 *°C* hőmérsékletű levegőt szív be és a percenkénti fordulatszám 4000. A súrlódás hatását és egyéb veszteségeket elhanyagolhatja, tételezze fel, hogy a lapáthossz mentén a sebességi háromszög alakja állandó és megegyezik a 800 *mm*-es középátmérőn érvényes alakkal. A lapátozás keresztmetszet-szűkítési tényezője 0,87.

Megoldás

A 0,5-es reakciófokú fokozat be- és kilépő sebességi háromszögei a következő jellegzetes alakot mutatnak



A vezetőkerékben és a járókerékben bekövetkező statikus nyomásnövekedés azonos nagyságú, azaz $c_1=w_2$ és $c_2=w_1$.
Először határozzuk meg a kerületi sebesség értékét a középátmérőre:

$$u=\frac{d_k}{2}\cdot\frac{2\cdot\pi\cdot n}{60}=\frac{0{,}8}{2}\cdot\frac{2\cdot\pi\cdot 4000}{60}=167{,}6\left(\frac{m}{s}\right)$$

A fokozatba belépő levegő sebességére megadott érték azonos a fokozatból kilépő levegő sebességével, tehát $c_2=w_1=160$ *m/s*
A cosinus-tételt alkalmazva pl. a belépő sebességi háromszögre

$$w_1^2=c_1^2+u^2-2\cdot c_1\cdot u\cdot\cos 35^o$$

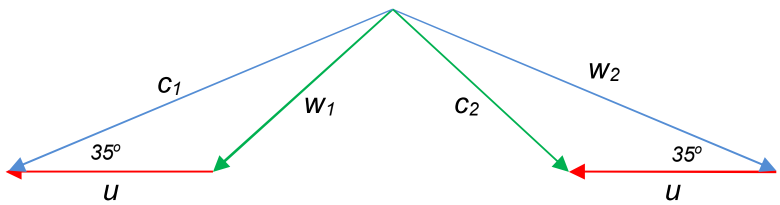
Ebből

$$c_1^2-2\cdot c_1\cdot u\cdot\cos 35^o+u^2-w_1^2=0$$

$$c_1\big|_{1;2}=\frac{2\cdot u\cdot\cos 35^o\pm\sqrt{\left(2\cdot u\cdot\cos 35^o\right)^2-4\cdot\left(u^2-w_1^2\right)}}{2}$$

$$c_1\big|_{1;2}=\frac{2\cdot 167{,}6\cdot\cos 35^o\pm\sqrt{\left(2\cdot 167{,}6\cdot\cos 35^o\right)^2-4\cdot\left(167{,}6^2-160^2\right)}}{2}=\frac{274{,}6\pm 255{,}8}{2}$$

az egyenlet két gyöke 265,2 *m/s* és 9,4 *m/s*. A két gyök közül csak a 265,4 m/s értelmezhető, mivel a kompresszió során a relatív sebesség növekszik, hiszen így jöhet létre a nyomásnövekedés a futó lapátsoron. A sebességi háromszögek tehát a következő módon néznek ki:



A fokozati statikus nyomásnövekedés a járókerékben bekövetkező érték kétszerese, ami a levegő sűrűségére a beszívási állapotban érvényes

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{10^5}{287 \cdot 288} = 1{,}2 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

becsült értéket előzetesen felvéve:

$$\Delta p_{fok} = 2 \cdot \Delta p_{jk} = 2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(w_2^2 - w_1^2\right) = 2 \cdot \frac{1{,}2}{2} \cdot \left(265{,}2^2 - 160^2\right) = 53677 \ (Pa)$$

Öt fokozat alkalmazása esetén a teljes nyomásviszony a kiszámítottnak ötszöröse lesz, azaz atmoszférikus nyomásról történő szívás esetén a kompresszió utáni nyomás kb. 2,7 *bar* lesz.
A levegő sűrűségének a kompresszió közben történő változását figyelembe lehet venni oly módon, hogy az egyes fokozatokban állandónak tételezzük fel, de fokozatonként növekvő értékkel számolunk, vagy többszöri iterációval megkeressük az átlagos sűrűséget.
Ez utóbbit választva és a kompressziót adiabatikusnak feltételezve

$$\rho_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \rho_1 = (2{,}7)^{\frac{1}{1{,}4}} \cdot 1{,}2 = 2{,}439 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

Az átlagos sűrűséggel újraszámolva a fokozati nyomásnövekedést

$$\Delta p_{fok} = 2 \cdot \Delta p_{fk} = 2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(w_2^2 - w_1^2\right) = 2 \cdot \frac{1{,}82}{2} \cdot \left(265{,}2^2 - 160^2\right) = 81410 \ (Pa)$$

azaz a végnyomás az 5. fokozat után kb. 4,07 bar lesz.

Az itt leírt iterációt meg lehet ismételni néhányszor a pontosabb eredmény érdekében. Ennek végén az átlagos sűrűség 4,51 *kg/m*^{3}-re adódik és így a teljes nyomásviszony 6,389 lesz.

A teljesítményszükséglet meghatározásához meg kell határoznunk a térfogatáramot és a tömegáramot. A térfogatáram a fokozatból kilépő sebesség kerületi sebességre merőleges komponensének és a szabad átáramlási keresztmetszetnek a szorzata:

$$\dot{V}_o = c_1 \cdot \sin 35^o \cdot d_k \cdot l_o \cdot \pi \cdot \psi = 265{,}2 \cdot \sin 35^o \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}2 \cdot \pi \cdot 0{,}87 = 66{,}52 \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

a tömegáram

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_1 = 66{,}52 \cdot 1{,}2 = 79{,}8 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

A fajlagos munkaszükséglet

$$w = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 287 \cdot 288 \left((6{,}389)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right) = 202{,}1 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$ És

végül a teljesítmény

$$P = \dot{m} \cdot w = 79{,}8 \cdot 202{,}1 = 16{,}1 \ (MW)$$

10. Egy gázturbina berendezés égőtere után a füstgázok hőmérséklete 780 ^oC, a nyomás pedig 6,5 *bar*. Vizsgálja meg a hőhasznosítás lehetőségét és azt, hogy milyen mértékű hatásfokjavulást eredményezne ez. A környezeti állapotú levegő hőmérséklete 17 ^oC, a kompresszió és az expanzió politropikus hatásfoka egyaránt 0,9. A füstgázt és a levegőt ideális gáznak tekintheti és a füstgáz jellemzőit a levegőéivel azonosnak veheti.

Megoldás

A politropikus hatásfok mindkét esetben a valóságos (***súrlódásos politropikus***) állapotváltozás esetén érvényes munka és az ideális (***súrlódás mentes***) politropikus állapotváltozás esetén érvényes munka viszonyát mutatja, azonban a kompresszió esetén a súrlódásmentes esetben a munkaszükséglet kisebb, a turbina esetében súrlódásmentes esetben a munka nagyobb, mint súrlódásos esetben, tehát kompresszornál $\eta_{pol,k} = \frac{w_{i,pol,k}}{w_{val,pol,k}} = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ turbinánál $\eta_{pol,t} = \frac{w_{val,pol,t}}{w_{i,pol,t}} = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1}}{\frac{n}{n-1}}$

Ezek az összefüggések lehetővé teszik, hogy a kompresszióra és az expanzióra is kiszámíthassuk a politropikus kitevő értékét: n_k=1,465, n_t=1,346

Ezzel az expanzió és a kompresszió ideális és tényleges véghőmérséklete rendre

$$T_{4i} = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 1053 \cdot \left(\frac{1}{6{,}5}\right)^{\left(\frac{1{,}4-1}{1{,}4}\right)} = 616{,}8\ (K)$$

$$T_{4v} = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\left(\frac{n_t-1}{n_t}\right)} = 1053 \cdot \left(\frac{1}{6{,}5}\right)^{\left(\frac{1{,}346-1}{1{,}346}\right)} = 650{,}8\ (K)$$

$$T_{2i} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 290 \cdot \left(\frac{6{,}5}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}4-1}{1{,}4}\right)} = 495{,}1\ (K)$$

$$T_{2v} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{n_k-1}{n_k}\right)} = 290 \cdot \left(\frac{6{,}5}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}465-1}{1{,}465}\right)} = 525{,}3\ (K)$$

Van tehát lehetőség hő hasznosításra, hiszen a turbinából távozó közeg hőmérséklete (650,8 ^{o}C) magasabb, mint a kompresszorból kilépőé (525,3 ^{o}C).

A hatásfok hőhasznosítás nélkül.
A turbina által szolgáltatott tényleges munka a politropikus hatásfok összefüggéséből

$$w_{vt} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot \Delta T \cdot \eta_{pol,t} = \frac{1{,}346}{1{,}346-1} \cdot 287 \cdot (1053 - 650{,}8) \cdot 0{,}9 = 404{,}14\ \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

A kompresszor munkaszükséglete

$$w_{vk} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot \Delta T \cdot \frac{1}{\eta_{pol,t}} = \frac{1{,}465}{1{,}465-1} \cdot 287 \cdot (525{,}3 - 290) \cdot \frac{1}{0{,}9} = 236{,}4\ \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

A gázturbina berendezés hasznos fajlagos munkája a kettő különbsége, azaz 167,15 *kJ/kg*.
Az összes bevezetett hőmennyiség hőhasznosítás nélkül

$$q_{be} = c_p \cdot \Delta T = 1004{,}5 \cdot (1053 - 525{,}3) = 530\ (kJ/kg)$$

hő hasznosítással

$$q_{be} = c_p \cdot \Delta T = 1004{,}5 \cdot (1053 - 650{,}8) = 404\ (kJ/kg)$$

A hatásfok tehát hőhasznosítás nélkül 167,15/530=0,315 hő hasznosítással pedig 167,15/404=0,4137, ami jelentős javulás.

Más úton, az izentrópikus hatásfok segítségével is eljuthatunk erre az eredményre!
A kompresszió és a turbina izentrópikus hatásfoka:

$$\eta_{izk} = \frac{w_{izk}}{w_{vk}} = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot (T_{2i} - T_1)}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot (T_{2v} - T_1)} = \frac{\left(\frac{T_{2i}}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_{2v}}{T_1} - 1\right)} = \frac{\frac{495{,}1}{290} - 1}{\frac{525{,}3}{290} - 1} = 0{,}872$$

$$\eta_{izt}=\frac{w_{vt}}{w_{it}}=\frac{\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_3-T_{4v}\right)}{\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_3-T_{4i}\right)}=\frac{\left(1-\frac{T_{4v}}{T_3}\right)}{\left(1-\frac{T_{4i}}{T_3}\right)}=\frac{1-\frac{650{,}8}{1053}}{1-\frac{616{,}8}{1053}}=0{,}922$$

Ezekkel a kompresszor tényleges munkaszükséglete:

$$w_{ik}=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_{2i}-T_1\right)=\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\cdot 287\cdot\left(495{,}1-290\right)=206{,}023\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$w_{vk}=\frac{w_{ik}}{\eta_{izk}}=\frac{206{,}023}{0{,}872}=236{,}3\ \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{it}=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_3-T_{4i}\right)=\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\cdot 287\cdot\left(1053-616{,}8\right)=438{,}162\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$w_{vt}=w_{it}\cdot\eta_{izt}=438{,}162\cdot 0{,}922=403{,}98\ \frac{kJ}{kg}$$

A turbina ténylegesen hasznosítható munkája 166,862 *kJ/kg,* ami gyakorlatilag ugyanaz, mint amit a másik úton kaptunk, korábban. Ebből következi, hogy a hatásfokok is gyakorlatilag azonosak.

11. Egy turbókompresszor, mely atmoszférikus nyomású 21 ^oC hőmérsékletű levegőt szív be, azt 2,5 *bar* nyomásra komprimálja. A felvett teljesítmény 3338 *W*. Határozzuk meg a turbókompresszorra jellemző politropikus hatásfokot, ha tudjuk, hogy a 45 *mm* átmérőjű szívóvezetékben az áramlási sebesség 18 *m/s*!

Megoldás

Első lépésként határozzuk meg a kompressziót elszenvedő levegő tömegáramát.

$$\dot{m}=\frac{p_o\cdot V_o}{R\cdot T_o}=\frac{p_o\cdot c\cdot\frac{d^2\cdot\pi}{4}}{R\cdot T_o}=\frac{10^5\cdot 18\cdot\frac{0{,}045^2\cdot\pi}{4}}{287\cdot 294}=0{,}0339\left(\frac{kg}{s}\right)$$

A fajlagos (1 *kg* levegőre vetített) munkaszükséglet:

$$w_k=\frac{P}{\dot{m}}=\frac{3338}{0{,}0339}=98461\left(\frac{J}{kg}\right)$$

A fajlagos munkaszükséglet összefüggését alakítsuk át úgy, hogy abban csak az adott mennyiségek szerepeljenek:

$$w_{v,k}=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_{2v}-T_1\right)=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot T_1\left(\left(\frac{p_2}{p_o}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right)$$

Ebből a politropikus kitevő kiszámítható

$$n=\frac{1}{1-\frac{\ln\left[\frac{w_k\cdot(\kappa-1)}{R\cdot T_o\cdot\kappa}+1\right]}{\ln\left[\frac{p_2}{p_o}\right]}}=\frac{1}{1-\frac{\ln\left[\frac{98461\cdot(1{,}4-1)}{287\cdot 294\cdot 1{,}4}+1\right]}{\ln\left[\frac{2{,}5}{1}\right]}}=\frac{1}{1-\frac{0{,}2877}{0{,}916}}=1{,}4579$$

A turbókompresszor politropikus hatásfoka az ideális politropikus és a valóságos politropikus kompresszor fajlagos munkaszükségeltének hányadosaként van definiálva

$$\eta_{p,k}=\frac{w_{ip\_k}}{w_{vp\_k}}=\frac{\dfrac{n}{n-1}}{\dfrac{\kappa}{\kappa-1}}=\frac{\dfrac{1{,}459}{1{,}459-1}}{\dfrac{1{,}4}{1{,}4-1}}=\frac{3{,}1786}{3{,}5}=0{,}908$$

12. Egy gázturbinában a 930 ^oC hőmérsékletű füstgáz 4,3 *bar* nyomásról atmoszférikus nyomásra expandál. A turbina becsült izentrópikus hatásfoka 0,9. Határozzuk meg a turbinából távozó füstgáz hőmérsékletét. A füstgáz adiabatikus kitevője kb. 1,32. A füstgázt ideális gáznak tekintheti.

Megoldás

Az izentrópikus hatásfok a valóságos turbina által szolgáltatott munka és az ideális adiabatikus (izentrópikus) turbina által szolgáltatott munka hányadosa.

A valóságos turbina fajlagos munkája

$$w_{v,t}=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_{2v}-T_1\right)=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot T_1\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right)$$

Az ideális adiabatikus turbina munkája

$$w_{i,a,t}=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot\left(T_{2i}-T_1\right)=\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot R\cdot T_1\cdot\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}-1\right)$$

Az izentrópikus hatásfok a valóságos politropikus turbina és az ideális adiabatikus turbina fajlagos teljesítményének hányadosaként van definiálva

$$\eta_{i,t}=\frac{w_{vp\_t}}{w_{ia\_t}}=\frac{\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1}{\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}-1}=\frac{\left(\dfrac{1}{4{,}3}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1}{\left(\dfrac{1}{4{,}3}\right)^{\frac{1{,}32-1}{1{,}32}}-1}=0{,}9$$

Ebből

$$0{,}2325^{\frac{n-1}{n}}-1=-0{,}9\cdot 0{,}2978$$

$$\frac{n-1}{n}\cdot\ln\left(0{,}2325\right)=\ln\left(0{,}732\right)$$

$$n=1{,}2719$$

Ennek ismeretében a turbinából távozó füstgáz hőmérséklete

$$T_2=T_1\cdot\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}=T_1\cdot\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-n}{n}}=1203\cdot\left(\frac{4{,}3}{1}\right)^{\frac{1-1{,}2719}{1{,}2719}}=880{,}7\ \left(K\right)$$

Tehát 607,7 ^oC.