

## PELTON TURBINA MÉRÉSE

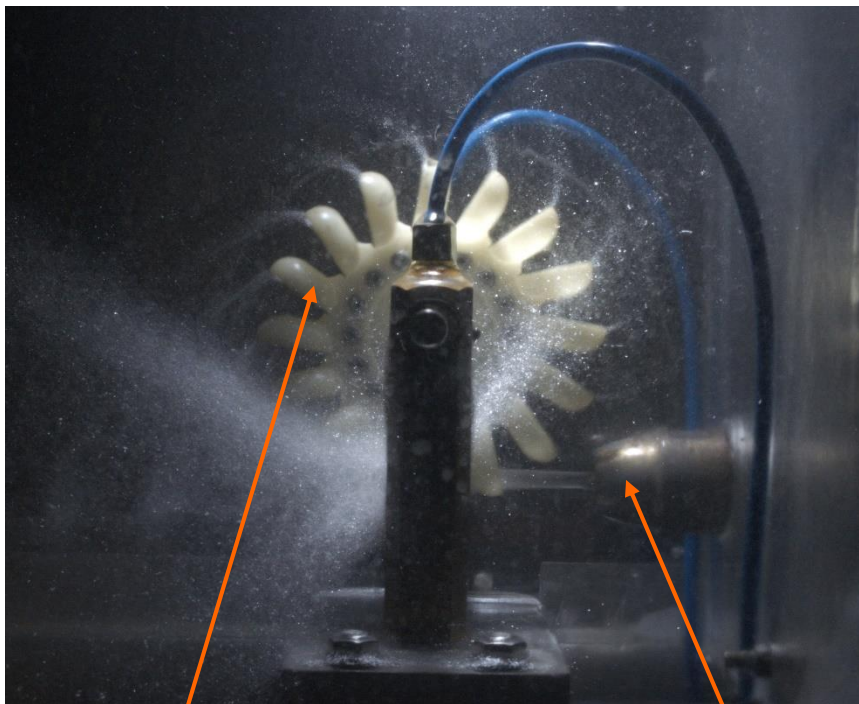
### 1. A mérés célja

A mérés célja egy, a gyógyszer- és vegyiparban energia visszanyerés céljára használatos saválló Pelton turbina jelleggörbéinek felvétele. A turbina jellemzői:  $Q$  víznyelés,  $H$  esés,  $M$  nyomaték,  $\eta_t$  turbina hatásfok,  $n$  fordulatszám. Turbinák esetében fajlagos ( $H = 1$  m vízesésre,  $D = 1$  m járókerék átmérőre vonatkoztatott) üzemi jellemzőket használnak. A mérés során két fűvókaállásnál az alábbi függvénykapcsolatokat határozzuk meg:

$M_{11} = f_2(n_{11})$  fajlagos nyomaték a fajlagos fordulatszám függvényében,  
 $\eta_t = f_3(n_{11})$  a turbina hatásfoka a fajlagos fordulatszám függvényében,  
 $Q_{11} = f_1(n_{11, megf})$  fajlagos víznyelés a fajlagos megfutási fordulatszám függvényében.

### 2. A berendezés leírása

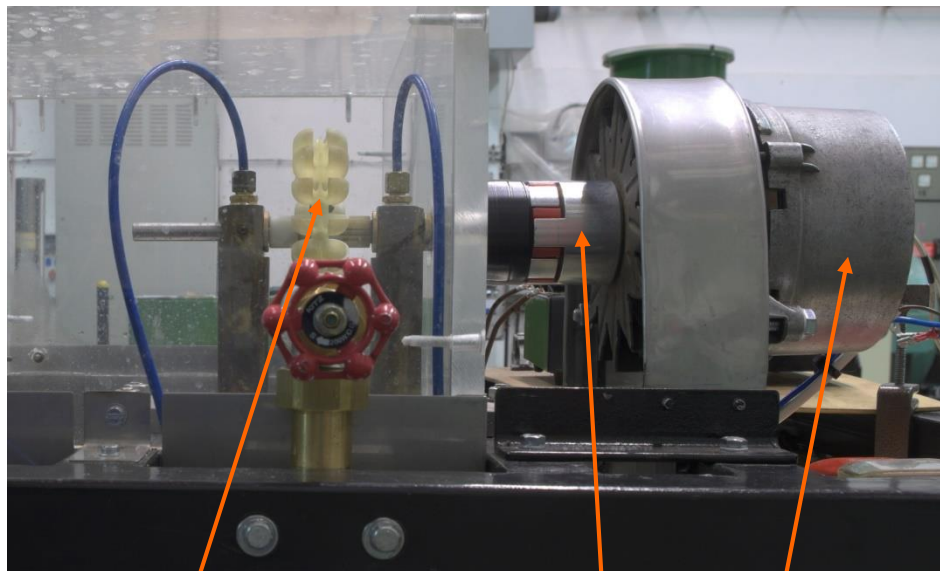
A berendezés vázlatát az 1. ábrán, illetve a 3. képen láthatjuk. A Pelton turbinára érkező vizet az  $S$  jelű WILO szivattyú szívja a  $V$  víztartályból. A tömlőn keresztül a víz az  $F$  szabályozható szelepű fűvókába jut, onnan szabadon áramolva éri el a  $J$  jelű turbina járókereket (ld. 1. kép).



1. kép

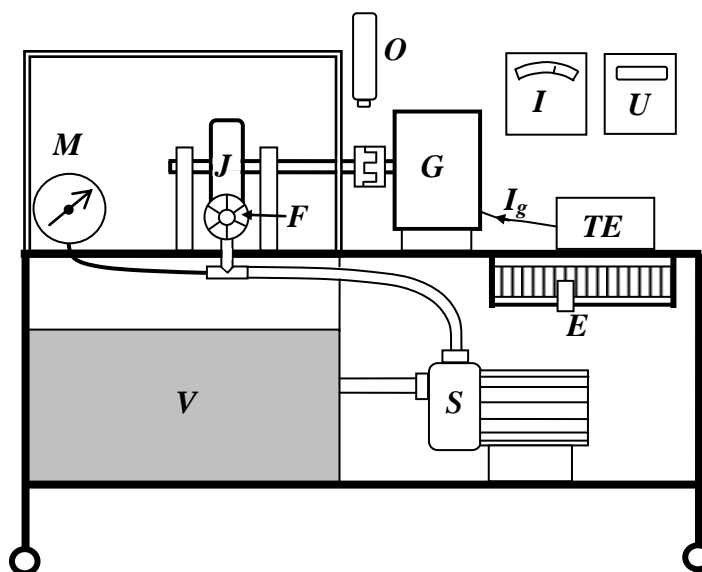
A vízsugár a turbinakerékre a jobb oldalon látható fűvókából érkezik, melyre nyomatékot fejt ki a vízsugár impulzus változása

A járókerék tengelye körmös tengelykapcsolóval össze van kapcsolva a  $G$  generátorral (ld. 2. kép).

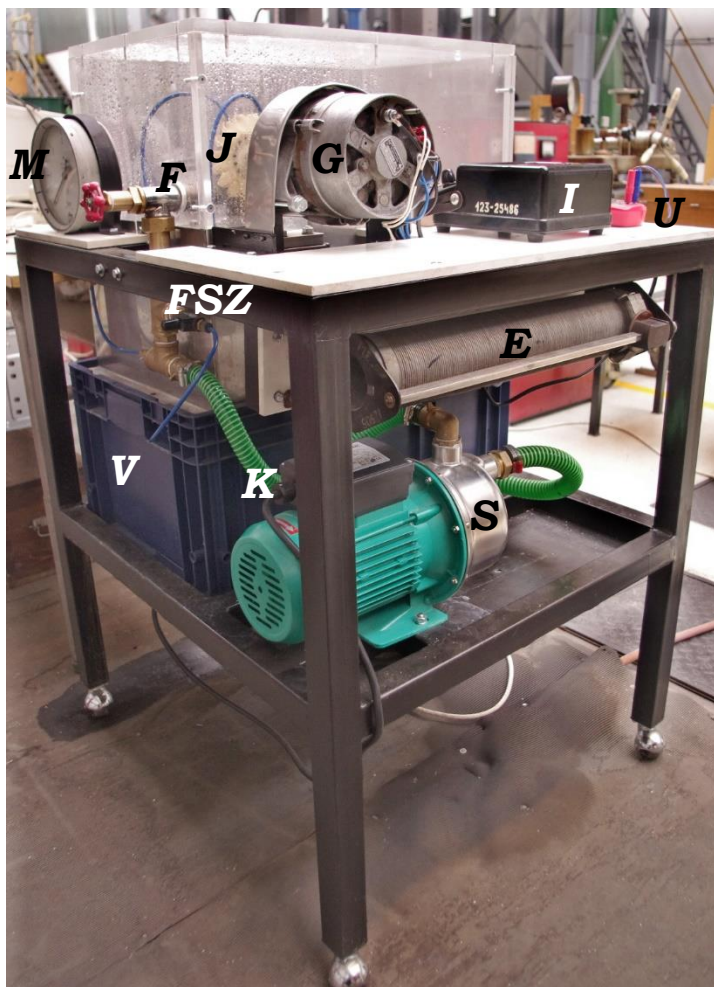


2. kép  
Turbinakerék – körmös tengelykapcsoló – generátor

A generátort a  $TE$  tápegység gerjeszti  $I_g$  gerjesztő árammal. A generátor áramkörébe  $E$  változtatható ellenállás van kötve, amelyen  $U$  feszültség mellett  $I$  áram folyik, ezek szorzata a generátor  $P_{h,g}$  hasznos teljesítménye. A turbina-generátor forgórész  $n$  fordulatszámát a tengelykapcsolón  $O$  jelű optikai műszerrel mérjük. A víz a plexi burkolattal körülvett turbináról szabadon folyik vissza a  $V$  tartályba.



1. ábra. Pelton turbina mérő berendezés és műszerezésének vázlata

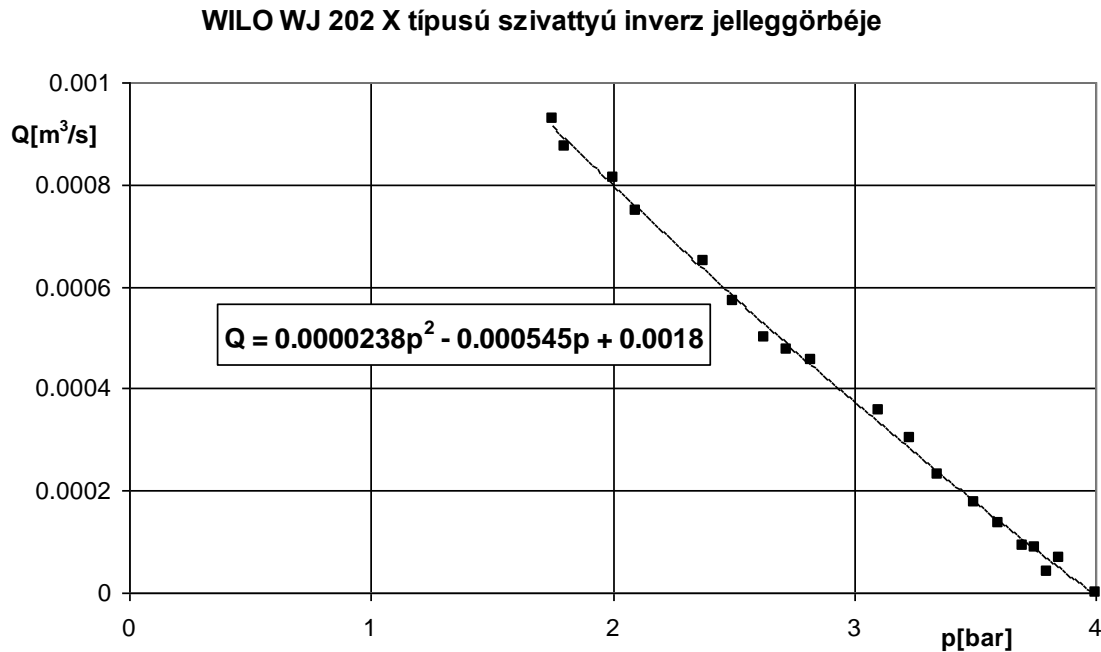


3. kép A mérőberendezés fényképe a szövegbeli jelölésekkel

A mérés során rögzített fűvóka szelepállás, azaz az  $M$  jelű dobozos manométerről leolvasott állandó  $p$  tápnyomás mellett változtatjuk a generátor áramkörébe kapcsolt ellenállást és megmérjük az  $n$  fordulatszám, az  $U$  generátor feszültség és  $I$  generátor áram változását. Ezeket az adatsorokat a  $2,9 \text{ bar} < p < 3,5 \text{ bar}$  tápnyomás tartományba eső két fűvókaállásnál mérjük meg. Ezt követően határozzuk meg a terheletlen generátor esetén beálló megfutási fordulatszám és víznyelés közötti függvénykapcsolatot. Ekkor a generátor áramköre meg van szakítva, az  $F$  fűvóka szelep helyzetét változtatjuk az  $M$  manométer  $p_{\min} < p < 3,9 \text{ bar}$  tartományában. Itt  $p_{\min}$  jelöli azt a legkisebb tápnyomást, amely a teljesen nyitott fűvókaálláshoz tartozik,  $3,9 \text{ bar}$  pedig az a maximális tápnyomás, amely mellett a fűvókából kilépő víz-sugár még meg tudja forgatni a turbina járókereket. Mivel a generátor üresjárásban van, a turbinát csak a turbina siklócsapágyaiban és a generátor gördülő csapágyaiban ébredő súrlódás valamint a generátor hűtőventilátora terheli.

Mint a fentiekből kitűnik, nem mérjük közvetlenül a Pelton turbina víznyelését. Erre azért nincs szükség, mert a szivattyú  $Q(p)$  jelleggörbét – a

szivattyú jelleggörbe inverzét – korábban meghatároztuk. Ekkor a fúvókából a víz egy köböző tartályba áramlott, a fúvóka szelepének változtatása mellett megmértük az összetartozó  $Q - p$  pontokat. Ezt a jelleggörbét mutatja a 2. ábra diagramja. Ebből nyilvánvaló, hogy a függvény meredeksége lehetővé teszi a  $Q(p)$  függvénykapcsolat egyértelmű meghatározását. A diagram tartalmazza a  $Q(p)$  trendvonal egyenletét is.



2. ábra Tápszivattyú  $Q(p)$  függvénykapcsolata. A mértékegységek a grafikon tengelyein vannak feltüntetve

A turbina bevezetett teljesítménye azonos a szivattyú hasznos teljesítményével, mivel a szivattyút a fúvókával összekötő hajlékony tömlő áramlási vesztesége elhanyagolható. Ez a teljesítmény pedig  $P_{be,t} = Q \cdot p$  alakban számítható, mivel a manométeren mutatott nyomás azonos a szivattyú által létesített nyomásnövekedéssel. Itt természetesen  $Q$  mértékegysége  $m^3/s$ , a nyomás mértékegysége  $Pa$ , tehát

$$P_{be,t} [W] = Q [m^3 / s] \cdot p [bar] \cdot 10^5 [Pa / bar]. \quad (1)$$

A merev tengelykapcsolat miatt a turbina hasznos teljesítménye egyenlő a generátor bevezetett teljesítményével. Mi azonban csak a generátor hasznos  $P_{h,g} = U \cdot I$  teljesítményét tudjuk közvetlenül mérni. Az  $U$  feszültséget digitális műszerrel  $[V]$ -ban olvassuk le, az áramerősséget skálaosztásban, így

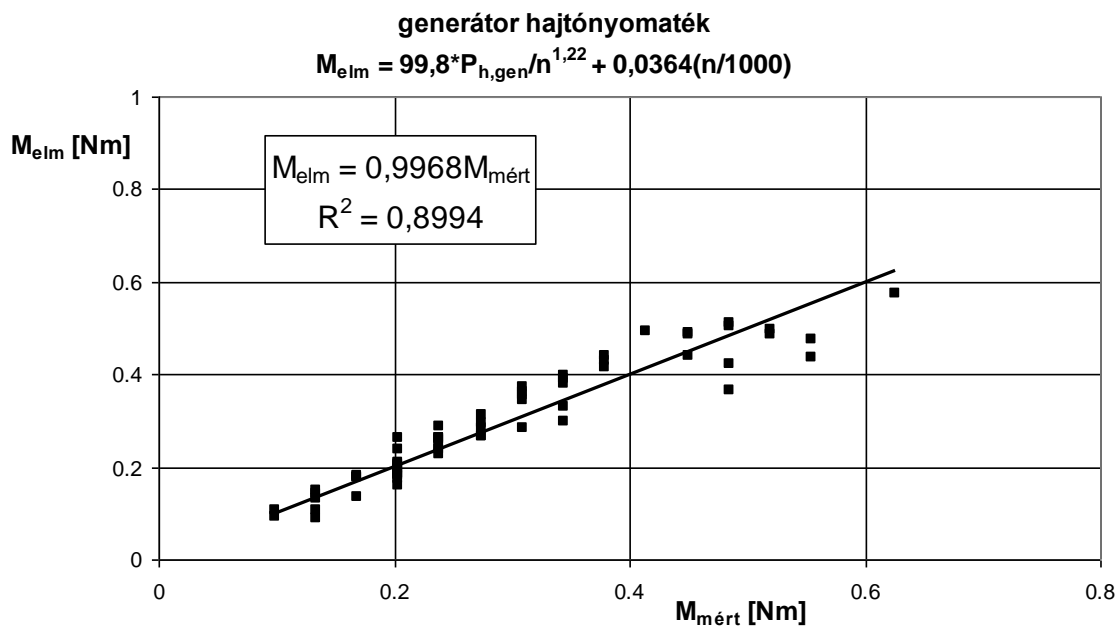
$$I [A] = c_I [A / osztás] \cdot I [osztás]. \quad (2)$$

A  $c_I$  szorzó értékét a műszeren feltüntettük.

A generátor tengelyét hajtó  $M$  nyomaték, a generátor hasznos teljesítménye és a generátor fordulatszáma között függvénykapcsolat van. Ezt mérésel meghatároztuk. Ennek az előkészítő mérésnek a során a generátort egyenáramú mérlegmotorral hajtottuk (ahogyan azt a Gépészmérnöki alapismeretek tárgy keretében a „[2. MÉRÉS FORGATÓNYOMATÉK ÉS HATÁSFOK MÉRÉSE \(MÉRLEGGÉPEK\)](#)” kapcsán a hallgatók megismerték). Mértük a mérlegmotort kiegyensúlyozó tömeget, a fordulatszámot valamint a generátor feszültségét és áramerősségét a terhelés (tolóellenállás) változtatása mellett. A mérés eredményét mutatja a 3. ábra grafikonja, a diagramra írt közelítő  $M_{elm}$  nyomaték az  $n$  [1/min] fordulatszám és  $P_{h,gen}$  [W] =  $U \cdot I$  függvényként:

$$M_{elm} = M_{h,tur} = 99,8 \cdot \frac{P_{h,gen}}{n^{1,22}} + 0,0364 \frac{n}{1000}. \quad (3)$$

A mért nyomatékok és a fenti módon számított  $M_{elm}$  nyomaték között jó közelítéssel lineáris kapcsolat van, melynek meredeksége alig tér el az 1 értéktől. A kapcsolatra jellemző korrelációs (determinációs) együtthatót (ld. [Műszaki gazdasági adatok elemzése, BMEGEVGAG14](#)) is feltüntettük a diagramon.



3. ábra A generátor hajtónyomatékának közelítő számítása a hasznos teljesítmény és fordulatszám függvényében

Mérési tartomány:  $1280 / \text{min} < n < 3000 / \text{min}$ ;  $0 < P_{h,gen} < 55 \text{ W}$

Ezen előzetes mérési eredmények birtokában a hallgatók egyszerűen határozhatják meg a turbina nyomatékát, ha mérik a generátor  $U$  feszültségét,  $I$  áramát és  $n$  fordulatszámát. A nyomatékból és a fordulatszámból pedig kiszámítható a hasznos turbina teljesítmény:



$$P_{h,t} = M_t \cdot \omega = \left( \frac{99,8 \cdot P_{h,gen}}{n^{1,22}} + 0,0364 \cdot \frac{n}{1000} \right) \cdot \frac{2\pi n}{60}. \quad (4)$$

A turbina hatásfoka ezek után az (1) és (4) összefüggéssel:

$$\eta_t = \frac{P_{h,t}}{P_{b,t}}. \quad (5)$$

### 3. Fajlagos turbina jellemzők

Turbinák jellemzőit fajlagos mennyiségekként szokás megadni. A fajlagos mennyiségek az eredeti fizikai jellemzők transzformáltjai,  $D = 1$  m átmérőre és  $H = 1$  m vízesésre vonatkoztatott értékek. Erre utalnak az indexek: 11. A fajlagos mennyiségekkel történő jellemzés azért hasznos, mert így összehasonlíthatóvá válnak az eltérő üzemi körülmények között dolgozó járókerék-geometriák. Igaz ez egy magashegység lábánál dolgozó vízerőmű, egy kisesésű patak vizét használó malom vagy éppen a Tanszék különböző fűvókaállások (azaz különböző térfogatáramok és esések) mellett dolgozó járókerékére is.

A transzformáció során áramlástan és geometriai hasonlóságot tételezünk fel. Feltesszük, hogy a sebességek mind arányosak a kerületi sebességgel, az pedig arányos a fűvókából kilépő  $\sqrt{2gH}$  vízsebességgel. Mivel a gravitációs gyorsulás a föld felszínén közel állandó, az  $u = \frac{D\pi n}{60}$  kerületi se-

besség arányos  $\sqrt{H}$ -val,  $u = \frac{D\pi n}{60} \sim \sqrt{H}$ . Innen nyilván  $n \sim \frac{\sqrt{H}}{D}$ , azaz

$\frac{nD}{H} = \text{állandó} = \frac{n_{11} \cdot 1m}{1m}$ . Végül írhatjuk, hogy

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}. \quad (6)$$

A  $Q$  víznyelés a fűvóka nyílás keresztmetszetének és a kilépő víz sebességének szorzata, fenti feltevésünk szerint a fűvóka keresztmetszet arányos az átmérő négyzetével, a sebesség  $\sqrt{H}$ -val, így  $Q \sim D^2 \cdot \sqrt{H}$ , azaz

$\frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \text{állandó} = \frac{Q_{11}}{1^2 \sqrt{1}}$ . Írhatjuk tehát, hogy

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}. \quad (7)$$

A transzformáció során a hatásfokot és a víz  $\rho$  sűrűségét állandónak tekintve  $Mn \sim M\omega = P_{h,t} \sim P_{b,t} = Q \cdot \rho g \cdot H \sim D^2 \sqrt{H} \cdot H$ . Itt a bal oldalon figyelembe vesszük, hogy  $n \sim \frac{\sqrt{H}}{D}$ , tehát  $M \frac{\sqrt{H}}{D} \sim D^2 \sqrt{H} \cdot H$ , azaz  $M \sim D^3 H$ . Végül

$$M_{11} = \frac{M}{D^3 H}. \quad (8)$$

Nyilvánvalóan a turbina esése

$$H[m] = \frac{p[Pa]}{\rho g} = \frac{10^5 p[bar]}{\rho g} = \frac{10^5}{9810} p[bar] = 10,2 \cdot p[bar] \quad (9)$$

Turbinák esetén is használják az  $n_q$  jellemző fordulatszámot. Az optimális üzemi pont adataival  $n_q = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}}$ , a mértékegységek  $1/min$ ,  $m^3/s$ ,  $m$ . Helyettesítsük be  $n$  értékét a (6),  $Q$  értékét a (7) képletből:

$$n_q = \frac{\frac{n_{11} \sqrt{H}}{D} \cdot (Q_{11} D^2 \sqrt{H})^{0,5}}{H^{0,75}} \cdot \text{Rendezés után}$$

$$n_q = n_{11} \sqrt{Q_{11}} \quad (10)$$

Ilyen egyszerűen számítható a turbinák jellemző fordulatszáma a fajlagos üzemi jellemzőkkel.

#### 4. A berendezés műszaki adatai, anyagjellemzők

A 16 lapátos járókerék $D$ átmérője – ezen az átmérőn éri a vízsugár tengelye a járókereket	83 mm
A szivattyú típusa	WILO WJ 202 X
A víz $\rho$ sűrűsége a labor hőmérsékletén	1000 kg/m <sup>3</sup>
A generátor típusa	VEM 8042.401/2

A Pelton turbina  $D$  átmérője alatt a kerék azon pontjának átmérőjét értik, ahol a vízsugár közepe eléri a kereket, ez a Pelton kanalak közepének megfelelő pont (ld. 4. kép)



4. kép A Pelton turbina kerékátmérője és egy Pelton kanál  
A fűvókából kilépő vízszugár a  $\text{ØD}$  átmérőn éri el a turbinakerék lapátokat

## 5. Előkészületek és a mérési pontok felvétele

A mérés indítása előtt áram alá helyezzük a villamos elosztót. Elzárjuk az  $F$  fűvóka szelepét. Ezután indítjuk a szivattyút a  $K$  kapcsolóval. Rövid időre megnyitjuk a vízkenésű csapágyakat vízzel ellátó vezetékek  $FSZ$  finomszelepét (ld. 3. kép) Ha megjelenik a víz a csapágyak alatt, akkor elzárhatjuk a finomszelepet, mérés során ugyanis a fröcskölő víz bőségesen biztosítja a siklócsapágyak kenését. Megnyitjuk az  $F$  szelepet és beállítjuk a 2 fejezetben leírt intervallumba eső  $p$  nyomást. A terheletlen generátor mellett felvesszük az első mérési pontot:

$$p [\text{bar}], n [1/\text{min}], U [\text{V}], I [\text{osztás}]. \quad (11)$$

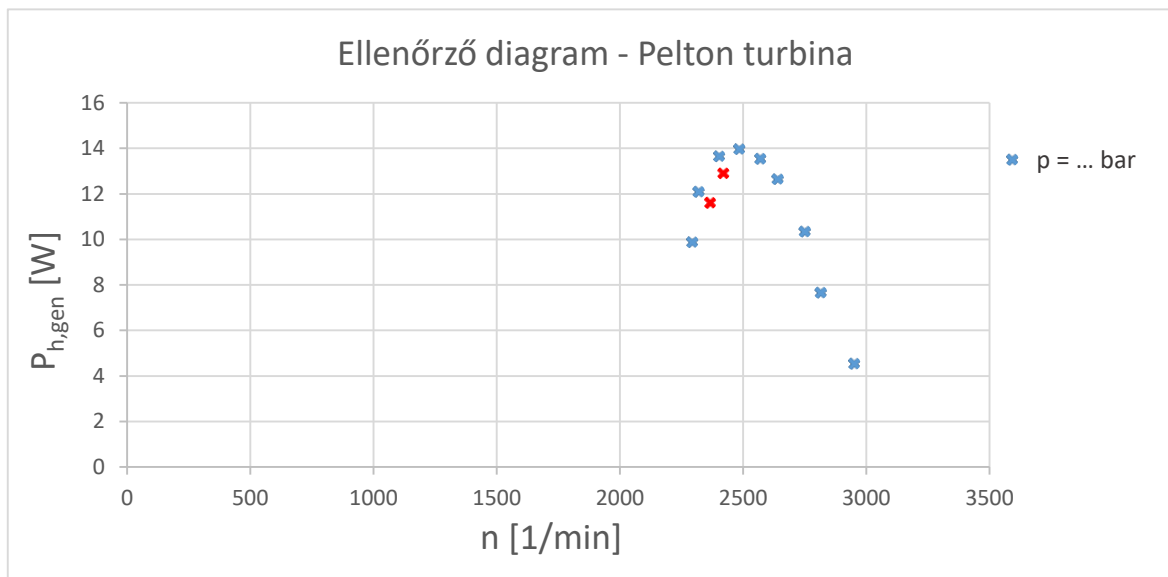
Ezt követően bekapcsoljuk a generátor  $I_g$  gerjesztését, és felvesszünk a maximális terhelésig – amíg a turbina még egyenletesen forog – mintegy 10 mérési pontot a mérésvezető oktató utasításai alapján. Vigyázat, elképzelhető, hogy a maximális terhelés (= áramerősség) nem a tolóellenállás legnagyobb kitérésénél, hanem valamivel az előtt van! A pontokat az  $I$  generátor-áram közel egyenletes lépcsőzésével állítjuk be. Minden mérési pontban leolvassuk a (11)-nek megfelelő adatokat, ezeket táblázatban rögzítjük, és mérés közben *folyamatosan* rajzoljuk az ellenőrző diagramot (ld. lejjebb).

Beállítunk egy újabb nyomást a manométeren a fenti intervallumban (a mérésvezető oktató utasítása szerint) és megismétljük a mérést. Ismét



felírjuk a mérési eredményeket, az ellenőrző diagramot az előzően már felrajzolt koordináta-rendszerbe vesszük fel (tehát nem külön diagramba), eltérő színnel, illetve jelölővel.

Az ellenőrző diagramon a turbina hatásfoka *helyett* a generátor hasznos teljesítményét ( $P_{h,gen} = U \cdot I$ ) ábrázoljuk a gépcsoport fordulatszámának függvényében (ez arányos a fajlagos fordulatszámmal –  $n_{11}$ ), közös koordináta-rendszerben a két jelleggörbét. A 4. ábra egy ellenőrző diagramra mutat példát, melyről a tengelyskáákat töröltük. A pirossal jelölt pontok hibás pontok, ezek helyett egy másik tolóellenállás-beállításnál kell mérni!



4. ábra: Példa ellenőrző diagramra és hibás mérési pontokra

Végül meghatározzuk az  $n_{max}$  megfutási fordulatszám –  $p$  tápnyomás függvénykapcsolatot. A 2. ábra trendvonal képletével fogjuk majd kiszámítani a térfogatáramot. A megfutási fordulatszám ismeretére üzembiztonsági okokból van szükség. A generátor villamos teher-leesése esetén erre a maximális fordulatszámra gyorsul fel a turbina-generátor forgórész, a csavarkötéseket, hegesztéseket erre a fordulatszámra kell szilárdságilag ellenőrizni.

## 6. A mérés kiértékelése, a mérési jegyzőkönyv

A tanszéki honlapon, a tárgy adatlapján az alaki és a tartalmi követelmények (mérési eredmények feldolgozása, hibaszámítás, stb.) egyaránt megtalálhatók.

A mérőberendezés vázlata és rövid leírása után ki kell értékelni a mérést. Az (1)-(5) képletek használatával egy táblázatkezelő szoftverben kell elvégezni a számításokat. Ezután a (6)-(9) képletek segítségével kiszámítjuk az 1. fejezetbeli jelleggörbék pontjait és a szoftverrel megrajzoljuk a fajlagos mennyiségek grafikonjait. A **két** szelepálláshoz tartozó grafikonokat **külön diagramon** kell ábrázolni, de egy szelepállás mellett mindkét grafikon közös diagramban kell ábrázolni. Használják a másodlagos értéktengelyt is! A hát-

tér legyen fehér, az egyes függvények színe és jelölője legyen eltérő, rajzoljanak vékony, megfelelő színű polinomiális trendvonalat a pontokra illesztve! A **harmadik diagram** a fajlagos megfutási fordulatszám – fajlagos víznyelés grafikont tartalmazza.

## 7. Felkészülés a méréshez

A mérési gyakorlatra az alábbiak szerint kell előkészülni:

- Ismerni kell ezt a mérési tájékoztatót! A mérési tájékoztató ismeretét a mérés kezdetekor ellenőrizzük.
- A mérési adatok feljegyzéséhez elő kell készíteni egy táblázat-űrlapot, melynek fejléce a (11) jelű adatsor. A táblázatnak legalább 20 sora legyen! Egy második táblázatban a  $p - n_{\max}$  adatokat fogjuk rögzíteni a 2. fejezetben leírt  $p_{\min} < p < 4$  bar tartományban. Ennek a táblázatnak 12 sora legyen!
- Milliméterpapírt kell hozni az ellenőrző diagram rajzolásához! Az abszcissza tengelyen a fordulatszám skálája  $0-4000/min$  legyen, az ordináta tengelyen a hasznos generátor teljesítmény léptéke  $0-30 W$  legyen!

## 8. Felkészülést ellenőrző kérdések

1. Definiálja az  $n_{11}$ ,  $Q_{11}$ ,  $M_{11}$  fajlagos üzemi jellemzőt!
2. Hogyan mérjük a Pelton turbina hasznos teljesítményét?
3. Miért elegendő egy dobozos manométeren mért nyomás a vízáram meghatározásához?
4. Hogyan határozza meg a turbina hatásfokát?
5. Milyen műszereket használunk a turbina mérés során?
6. Rajzoljon Pelton-turbina járókereket a forgástengely irányából nézve egyszerűsített ábrázolással, egy kanál, a vízszög, valamint a definíció szerinti járókerék-átmérő jelölésével!
7. Írja le a mérés célját és menetét a mérési pontok beállításával!
8. Milyen csapágyazású a turbina tengelye és mi biztosítja annak kenését?
9. Magashegységek Pelton-turbinái a vízhozamtól függetlenül közel állandó eséssel dolgoznak, jelen mérés során azonban a szabályozótű állításával a térfogatáram (vízhozam) mellett az esés is változik. Hogyan válnak mégis összehasonlíthatóvá a mért eredmények a valós jellemzőkkel?
10. Miért fontos a megfutási fordulatszám ismerete adott víznyelések esetén?

## 9. Önálló feladatok

1. Számítsa ki annak a Pelton turbinának a járókerék átmérőjét és várható teljesítményét az optimális üzemi pontban, amelyik a mért turbinához hasonló, valamint fordulatszáma és esése:

$$a) \quad n = 500 \text{ 1/min, } H = 625 \text{ m;}$$

b)  $n = 750 \text{ 1/min}$ ,  $H = 169 \text{ m}$ !

2. Számítsa ki a mért Pelton turbina jellemző fordulatszámát a mérésismertető (10) képlete alapján! Becsülje az optimális üzemállapotot a legnagyobb hatásfokú ponttal

a) a kisebb,

b) a nagyobb

mért térfogatáram esetén!

3. Egy vegyi üzemben  $H$  esésű vízszugár energiáját  $D$  átmérőjű (a mérthez geometriailag hasonló) Pelton turbina segítségével szeretnénk visszanyerni. A turbinát optimális üzemállapotában szeretnénk üzemeltetni. Mekkora lesz a generátorba bevezetett teljesítmény? Mekkora legyen a generátor és a turbina közötti áttétel, ha a generátor névleges fordulatszáma  $3000 \text{ ford/min}$ . Mekkora legyen sugár térfogatárama? Adatok:

a)  $H=50 \text{ m}$ ,  $D=0,2 \text{ m}$

b)  $H=40 \text{ m}$ ,  $D=0,3 \text{ m}$

## 10. Segítség a hibaszámításhoz

A 2. ábrán szereplő  $Q(p)$  függvény alapján a térfogatáram abszolút hibája

$$E_Q = |2 \cdot 0.0000238 \cdot p[\text{bar}] - 0.000545| \cdot E_p[\text{bar}], \quad (\text{H1})$$

továbbá *kizárólag* a hibaszámításnál a tengelynyomatékot az  $M_t = 100 \cdot P_{h, \text{gen}} / n^{1,2}$  összefüggéssel közelíthetjük. Ezt a (4), majd az (5) összefüggésbe helyettesítve kapjuk, hogy

$$\eta_t[-] = \frac{\pi}{3 \cdot 10^4} \cdot \frac{P_{h, \text{gen}}[\text{W}]}{Q[\text{m}^3/\text{s}] \cdot p[\text{bar}] \cdot \sqrt[5]{n[\text{1/min}]}}. \quad (\text{H2})$$

A hibaszámítást ennél a mérésnél csak az  $\eta_t = f_3(n_{11})$  jelleggörbére kell elvégezni, a hatásfok hibáját a (H1) képletből kell számolni!

A mért értékek pontossága:

- Fordulatszám-mérő:  $\pm$  a méréshatár  $0,2\%$ -a (m.h. =  $20000 \text{ 1/min}$ )
- Áramerősség-mérő: 2-es pontossági osztály (m.h. = 10 osztás)
- Feszültségmérő:  $\pm$  a méréshatár  $0,2\%$ -a (m.h. =  $20 \text{ V}$ )
- Bourdon-csöves manométer: 1,6-es pontossági osztály (m.h. =  $6 \text{ bar}$ )
- A járókerék átmérőjének értéke pontosnak tekinthető.

A pontossági osztály az abszolút hibát adja meg a műszer teljes mérési tartományán a felső méréshatár százalékában. Tehát például egy 2,5-es pontossági osztályú,  $400 \text{ A}$  méréshatárú lakatfogó abszolút hibája bármely mért értéknél  $E_{\text{lakatfogó}} = 400 [\text{A}] \cdot 0,025 = 10 [\text{A}]$ .