

**DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI FŐISKOLAI KAR**

DR. NAGY GÉZA

ÁLTALÁNOS GÉPTAN

**DEBRECEN
2006.**

Lektorálta:
dr. Kováts Attila
egyetemi docens

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSRENDSZER	5
1. A GÉPEK JELENTŐSÉGE, FOGALMAI ÉS FELOSZTÁSA	10
2. A HATÁSFOK, A GÉPEK VESZTESÉGEI	16
2.1. A VÁLTOZÓ TERHELÉSŰ ERŐGÉP ÜZEME	16
2.2 A HAJTÓGÉP FAJLAGOS FOGYASZTÁSA, A GAZDASÁGI HATÁSFOK	19
3. A TEHETETLENSÉGI NYOMATÉK ÉS A LENDÍTŐKERÉK	21
4. A FOLYADÉK, A LEVEGŐ (GÁZ) ÉS A VÍZGŐZ MINT ENERGIAHORDOZÓ	25
4.1. A NYUGVÓ FOLYADÉK ENERGIÁI	25
4.11 A helyzeti energia.....	25
4.12 A nyomási energia.....	26
4.21 A mozgási energia, az energia megmaradásának törvénye, a Bernoulli-egyenlet.....	29
4.22 A folytonossági (kontinuitási) tétel.....	30
4.23 A vízszög erőhatása (erőimpulzus).....	32
4.3 AZ ÁRAMLÁSI VESZTESÉGEK	34
4.4 A LEVEGŐ (GÁZ) ÁLLAPOTVÁLTOZÁSA.....	36
4.41 Állapotváltozás állandó térfogaton ($V = konst.$).....	36
4.42 Állapotváltozás állandó nyomáson ($p = áll.$).....	37
4.43 Állapotváltozás állandó hőmérsékleten ($T = konst.$).....	38
4.44 Az állapotváltozás alatt hőcsere nincs ($dQ = 0$).....	39
4.45 Az állapotváltozás során tetszőleges hőcsere van ($pv^n = konst.$).....	40
4.5 A VÍZGŐZ ENERGIÁJA.....	41
4.51 A fajlagos hőtartalom, az i - p diagram	41
4.52 Az entrópia fogalma.....	43
4.53 A vízgőz állapotváltozását leíró T - s és i - s diagramok.....	43
5. A FOLYADÉKOKAT ÉS LÉGNEMŰ ANYAGOKAT SZÁLLÍTÓ GÉPEK	46
5.1 A FOLYADÉKOT SZÁLLÍTÓ GÉPEK (SZIVATTYÚK).....	46
5.11 A dugattyús szivattyú.....	46
5.12 A centrifugálszivattyú.....	52
5.13 Egyéb szerkezetű szivattyúk	55
5.2 A LÉGNEMŰ ANYAGOKAT SZÁLLÍTÓ GÉPEK	58
5.21 A dugattyús kompresszorok.....	59
5.22 A ventilátorok.....	63
5.23 A fúvók és egyéb kompresszorok.....	66
5.24 A vákuumszivattyúk.....	68
6. A FONTOSABB HAJTÓGÉPEK ÜZEMTANA.....	69
6.1 A GŐZGÉPEK.....	69
6.11 A gőzkazánok	69
6.12 A tüzelőberendezések	76
6.13 A hűtőgépek.....	78
6.14 A gőzturbinák.....	85
6.2 A GÁZGÉPEK.....	90
6.21 A belső égésű motorok	90
6.211 Az Otto-motorok	91
6.212 A dízelmotorok.....	93
6.213 A forgódugattyús motorok. A Wankel-motor.....	96
6.214 A belső égésű motorok főbb üzemtani jellemzői.....	97
6.22 A gázturbinák.....	100
6.23 A repülőgép hajtóművek és rakéták	105
6.3 A VÍZTURBINÁK	109
6.4 A SZÉLERŐGÉPEK	115
6.5 AZ ATOMERŐMŰVEK	120
7. A GÉPCSOPORTOK ÜZEME	125

7.1. A GÉPEK ÜZEMI JELLEMZŐI. JELLEGGÖRBÉK	125
7.2. A GÉPCSOPORT EGYENLETES ÜZEME. AZ ÜZEM STABILITÁSA	127
7.3. A JELLEGGÖRBE MÓDOSÍTÁSA SZABÁLYOZÁSSAL	129
8. A PNEUMATIKUS ÉS HIDRAULIKUS ERŐÁTVITELI RENDSZEREK	131
8.1 A PNEUMATIKUS ERŐÁTVITELI RENDSZEREK	131
8.2 A HIDRAULIKUS ERŐÁTVITELI RENDSZEREK	137
8.21 <i>A hidrosztatikus erőátvitel</i>	138
8.22 <i>A hidrodinamikus erőátvitel</i>	143
8.221 A hidrodinamikus nyomatékvtó	144
8.222 A hidrodinamikus tengelykapcsoló	145
9. AZ ÁBRÁK FORRÁSANYAGAI	147
10. FELHASZNÁLT IRODALOM	150
11. NÉVMUTATÓ	151
12. TÁRGYMUTATÓ	152

1. JELÖLÉSRENDSZER

Jel	Mennyiség	Mértékegység
M	– nyomaték	[Nm]
ω	– szögsebesség	[1/s]
η	– hatásfok	
E	– erőgép	
K	– közlőmű	
M	– munkagép	
P	– teljesítmény	[W; kW]
x	– terhelési tényező	
υ	– veszteségtényező	
W	– munka	[J; kJ; Wh; kWh]
n	– veszteségi kitevő	
B	– fogyasztás	[kg/s; kg/h; Mg/h]
t	– idő	[s; h]
m	– tömeg	[kg; Mg]
•		
m	– tömegáram	[kg/s; kg/h; g/h]
b	– fajlagos fogyasztás	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right]$
e	– fajlagos hőfogyasztás	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kW} \cdot \text{h}} ; \frac{\text{MJ}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right]$
H	– tüzelőanyag fűtőértéke	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$
η_g	– gazdasági hatásfok	
η_T	– termikus hatásfok	
η_i	– indikált hatásfok	
η_m	– mechanikai hatásfok	
s	– út, elmozdulás, lökethossz	[m]
v	– sebesség	[m/s]
a	– gyorsulás	[1/s ²]
φ	– szögelfordulás	[rad]
ω	– szögsebesség	[rad/s]
ε	– szöggyorsulás	[rad/s ²]
F _d	– gyorsítóerő	[N]
M _d	– gyorsító nyomaték	[N · m]
J	– tehetetlenségi nyomaték	[kg/m ²]
M _h	– hajtónyomaték	[N · m]
M _e	– ellennyomaték	[N · m]
m _{red}	– redukált tömeg	
F _t	– hajtóerő	[N]
F _e	– ellenerő	[N]
W _v	– mozgási energia	[J; kJ]
r	– sugár, körpályánál	[m]
Δm	– elemi tömegrész	

λ	– redukálási tényező	
n	– fordulatszám	[1/s]
ω_m	– a szögsebesség számtani középértéke	[rad/s]
ω_{max}	– a szögsebesség legnagyobb értéke	[rad/s]
ω_{min}	– a szögsebesség legkisebb értéke	[rad/s]
e_h	– fajlagos helyzeti energia	[J/m ³ ; N/m ²]
ρ	– a folyadék sűrűsége	[kg/m ³]
g	– nehézségi gyorsulás, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$	
h	– a nyugvó folyadék magassága	[m]
p	– nyomás	[N/m ² ; Pa] ?
G	– súlyerő	[N]
A	– felület	[m ²]
α	– a folyadék-nyomáseloszlás hajlásszöge	[rad]
Δs	– kis dugattyú elmozdulás	[m]
W_h	– helyzeti energia	[J; kJ]
W_p	– nyomási energia	[J; kJ]
e_p	– fajlagos potenciális energia	[J/m ³ ; N/m ² = Pa]
V	– térfogat	[m ³]
e_v	– fajlagos mozgási energia	[J/m ³ ; N/m ² = Pa]
e	– fajlagos összenergia	[J/m ³ ; N/m ² = Pa]
q	– térfogatáram	[m ³ /s]
I	– impulzus	[kgm/s]
F_i	– tehetetlenségi erő	[N]
F_d	– erőimpulzus (gyorsítóerő)	[N]
Δv	– sebességváltozás	[m/s]
ρv	– víz sűrűsége	[kg/m ³]
$\Delta p^?$	– nyomásveszteség	[Pa]
ξ	– veszteségtényező	
λ	– csősúrlódási tényező	
ℓ	– csőhossz	[m]
d	– csőátmérő	[m]
Re	– Reynolds-szám	
ν	– kinematikai viszkozitás ?	
k	– a fal kiszögелésének (egyenetlenségének) átlagos értéke (csőben áramló folyadéknál)	
T	– hőmérséklet	[K, °C]
Q	– belső energia	[kJ]
c_p	– fajlagos hőkapacitás állandó nyomáson	[kJ/(kg · K)]
ν	– fajlagos térfogat	[m ³ /kg]
c_v	– fajlagos hőkapacitás állandó térfogaton	[kJ/(kg · K)]
R	– Regnaut-féle gázállandó	
W_{i2}	– izotermikus munka	[J; kJ]
K	– kitevő adiabatikus állapotváltozás esetén	
W_{ad}	– adiabatikus munka	[J; kJ]
n	– a kitevő politropikus állapotváltozós esetén	
c_v	– a víz fajhője	[kJ/(kg · K)]
$i_{0,1}$	– folyadékmeleg	[kJ/kg]
$r_{0,1}$	– rejtett meleg	[kJ/kg]
$i_{0,1}$	– vízgőz fajlagos hőteralma	[kJ/kg]
c_{th}	– tölhevítt gőz fajhője	[kJ/(kg · K)]

$i_{0,1}'''$	– túlhevített gízgöz fajlagos hőtartalma	[kJ/kg]
S	– entrópia	[kJ/K]
s	– fajlagos entrópia	[kJ/(kg · K)]
c	– fajhő	[kJ/(kg · K)]
s	– löket (dugattyús szivattyúnál)	[m]
r	– forgattyúsugár	[m]
V	– lökettérfogat (dugattyús szivattyúnál)	[m ³]
A_d	– dugattyú működő felülete (dugattyús szivattyúnál)	[m ²]
d_d	– dugattyúátmérő (dugattyús szivattyúnál)	
v_x	– a dugattyú pillanatnyi sebessége (dugattyús szivattyúnál)	[m/s]
v_{kv}	– a forgattyúcsap kerületi sebessége (dugattyús szivattyúnál)	[m/s]
q_x	– térfogatáram (dugattyús szivattyúnál)	[m ³ /s]
q_m	– közepes térfogatáram (dugattyús szivattyúnál)	[m ³ /s]
x	– dugattyú elmozdulás (dugattyús szivattyúnál)	[m]
p_o	– légköri nyomás, $p_o = 0,1$ MPa	
P_i	– indikált teljesítmény	[kW]
i	– működésszám (dugattyús gépeknél)	
z	– hengerszám (dugattyús szivattyúknál)	
W_i	– indikált munka	[J; kJ]
p_{sz}	– szívónyomás (dugattyús szivattyúknál)	[MPa]
p_{ny}	– nyomási nyomás (dugattyús szivattyúknál)	[MPa]
p_{elm}	– összes elméleti nyomás (dugattyús szivattyúknál)	[MPa]
q_{elm}	– elméleti térfogatáram (dugattyús szivattyúnál)	[MPa]
q_{val}	– valóságos térfogatáram (dugattyús szivattyúnál)	[MPa]
q_r	– résáram-veszteség (dugattyús szivattyúnál)	
η_h	– hidraulikai hatásfok (dugattyús szivattyúnál)	
P_b	– bevezetett teljesítmény	[kW]
h	– szállítómagasság (centrifugálszivattyúnál)	[m]
η_{sziv}	– centrifugálszivattyú hatásfoka	
$P_{\ddot{u}}$	– üzemi pont	
P_m	– munkapont	
V_o	– kompressziótér (dugattyús kompresszornál)	[m ³]
λ	– töltésfok (dugattyús kompresszornál)	
ε	– kompresszióviszony (dugattyús kompresszornál)	
V_{helm}	– teljes hengertérfogat (dugattyús kompresszornál)	[m ³]
η_{kompr}	– kompresszor hatásfoka	
P_h	– hasznos teljesítmény	[kW]
A	– keresztmetszet	[m ²]
ρ_t	– levegő sűrűsége	[kg/m ³]
η_{vent}	– ventilátor hatásfoka	
q_f	– folyadék hő	[J/kg]
q_p	– párolgás hő	[J/kg]
q_t	– túlhevítési hő	[J/kg]
W_1	– a kazánban a vízgőzbe táplált energia	[kJ]
W_i	– expanzió közben indukált munává átalakult energia (gőzkazánál)	[kJ]
W_2	– gőzondenzátorban elvont maradék energia (gőzkazánál)	[kJ]
η_k	– gőzkazán hatásfoka	

\dot{m}_g	– időegység alatt termelt gőz tömege	[kg/h; Mg/h]
i_1	– a tápvíz fajlagos hőtartalma	[J/kg]
i_2	– a termelt gőz fajlagos hőtartalma	[J/kg]
\dot{m}_{sz}	– az időegység alatt eltüzelt tüzelőanyag tömege	[kg/h; Mg/h]
τ	– fajlagos gőztermelés	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right]$
A_f	– fűtőfelület	[m ²]
$c_{jég}$	– a jég fajhője	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$
c_1	– belépő (abszolút) gőzsebesség (gőzturbinánál)	[m/s]
u	– kerületi sebesség (gőzturbinánál)	[m/s]
w_1-w_2	– relatív sebesség (gőzturbinánál)	[m/s]
$\alpha_1-\beta_1; \alpha_2-\beta_2$	– sebességszögek (gőzturbinánál)	[rad]
$\dot{m}_{göz}$	– az elhasznált gőz tömegárama	[kg/h; Mg/h]
(i_1-i_2)	– elméleti adiabatikus hőesés (gőzturbinánál)	[J/kg]
p_i	– indikált középnyomás	[MPa]
V_h	– hengertérfogat	[m ³]
λ	– töltési fok (belső égésű motornál)	
m_t	– friss töltet (belső égésű motornál)	[kg]
m_o	– lökettérfogatnyi töltetmennyiség (belsőégésű motornál)	[kg]
p_o	– beömlés előtti nyomás (belső égésű motornál)	[MPa]
T_o	– beömlés előtti hőmérséklet (belső égésű motornál)	[K]
Δp	– nyomáscsökkenés (belső égésű motornál)	[MPa]
ΔT	– melegedés (belső égésű motornál)	[K]
P	– teljesítmény (belső égésű motornál)	[kW]
q_m	– elfogyasztott tüzelőanyag (belső égésű motornál)	[g; kg]
M	– forgatónyomaték (belső égésű motornál)	[N · m]
Δi_{val}	– valóságos hőesés (gázturbinánál)	[kJ/kg]
Δi_{elm}	– elméleti hőesés (gázturbinánál)	[kJ/kg]
$\dot{m}_{gáz}$	– gáz tömegáram	[kg]
(i_1-i_2)	– adiabatikus hőesés (gázturbinánál)	[kJ/kg]
F	– tolóerő (repülőgépnél és rakétánál)	[MJ]
\dot{m}_g	– gáz tömegárama (repülőgépnél és rakétánál)	[kg/s; kg/h; Mg/h]
v_g	– a gáztömegáramnak a fúvócsőből való kilépési sebessége (repülőgépnél és rakétánál)	[m/s]
M_v	– Mach szám	
K_f	– kétáramúsági fok	
\dot{m}_k	– külső áramkör tömegárama	[kg/s]
\dot{m}_b	– belső áramkör tömegárama	[kg/s]
η_t	– a vízturbina hatásfoka	
h	– esésmagasság a lapátokig (vízturbinánál)	[m]
c_w	– teljesítménytényező (szélerőgépnél)	
F	– erőgép hajtóereje (gépcsoportok üzeménél)	[N]

F_e	– munkagép terhelése (gépcsoportok üzeménél)	[N]
D	– dugattyú, illetve munkahenger átmérője (hidraulikus erőátvitelnél)	[m]
d	– dugattyúrúd átmérője (hidraulikus erőátvitelnél)	[m]
F	– erőkifejtés (hidraulikus átvitelnél)	[m]
k	– nyomatékáttétel (nyomatékmódosítási tényező; hidrodinamikus nyomatékvtlónál)	
i	– kinematikai áttétel (hidrodinamikus nyomatékvtlónál)	
s	– csúszás (szlip; hidrodinamikus tengelykapcsolónál)	
M_N	– névleges nyomaték	[N · m]
P_N	– névleges teljesítmény	[kW]
ω_N	– névleges szögsebesség	[rad/s]
Q	– közölt hő	[kJ]

2. A GÉPEK JELENTŐSÉGE, FOGALMAI ÉS FELOSZTÁSA

Az ember emberré válását a szerszámkészítés jelentette. Az első szerszámok főképpen a vadászatot és a halászatot segítették elő. Pattintott kőből való fejsze, kés, fűrész, szűrő és lyukasztó szerszámok, csonttű, nyárs már könnyebbé tették az ember életét.

A kezdetek ugyan szerények, de a technikai fejlődés a történelem folyamán óriási léptekkel haladt, utat tört magának, és mindig nagyobb lett a jelentősége. A szakócatól (marokkótól) azonban hosszú út vezetett az atomreaktorokig és az űrhajóig.

Az ásatásokból származó leletek azt bizonyítják, hogy már K. e. IV. évezredben a mai India és Irak területén használták a két- és négykerékű kocsit.

A régi görögök számos fontos találmánnyal vitték előre az emberiség sorsát.

Hogy ki találta fel az első gépet és hol, ez ma már nem állapítható meg. Egyesek valószínűnek tartják, hogy az első „gép” az volt, amely a tűzgyújtást könnyítette meg az ősidőben. Ez a „gép” lényegileg két fadarabból állott; az egyik fadarabot az egyik végén kihegyezték, a másikat a talajhoz szorították, és az elsőt ebben kézzel mindaddig gyorsan sodorták, amíg a fa meggyulladt. Ezzel valóban könnyebb lett a tűzgyújtás munkája, mert nem kellett a két fadarabot fárasztó módon egymáshoz dörzsölni, hogy tüzet csíholjanak.

Az ember és az emberi társadalom fejlődésének kezdeti szakaszában a szerszámok fejlődése rendkívül lassú volt. Évezredek százai teltek el, amíg az ember fizikai és szellemi fejlődése folytán képessé vált arra, hogy szerszámait és a nyersanyag-feldolgozás módszereit gyorsabb ütemben tökéletesítse, és hogy munkája mesterségek szerint specializálódjék. A szerszámok fejlődése számára döntő jelentőségű volt a vasolvasztásban és feldolgozásban elért haladás. A termelőerők fejlődésének ebben a szakaszában az ember a nyersanyagokat átalakító szerszámokat még kézzel mozgatta.

Alapvető változás a termelőerők fejlődésének ütemében akkor következett be, amikor az ember szerszámok mozgatására gépeket szerkesztett és ezen az alapon létrejött a gépi ipar. Kezdetleges gépek szórványos felhasználásának nyomai az emberiség történetének már igen korai szakaszaiban jelennek meg: egyszerű fűrőkészüléket minden bizonnyal már a kőkorszakban használtak, az esztergapad legrégebb ismert ábrázolása az időszámításunk előtti 3. századbéli Egyiptomból származik. A gépek a termelésben uralkodóvá csak a történelem legutóbbi szakaszában váltak; ez az átalakulás volt az alapja az ipari forradalomnak és ez gyökeresen megváltoztatta az egész termelést. A gépi termelés a XVIII. század utolsó harmadában kezdett kibontakozni és a XIX. század folyamán terjedt el Európában.

A gépeket a korai időszakokban emberi és állati erővel hajtották, később közvetlenül hasznosítható természeti erőforrásokat – a víz áramlását és a szelet – is kezdtek felhasználni, de a természeti energia nagyfokú hasznosítása gépek hajtására csak a XIX. században vált uralkodóvá.

A termelés gépesítése nagymértékben meggyorsította a munka termelékenységének növekedését, a gépek kiszabadították a termelést az ember munkaképessége korlátozott szűk keretek közül, és lehetővé tették új energiaformák létrehozását.

Ma már jellemző, hogy komplex gépesítésben a munkafolyamat minden műveletének kivitelezését gépesítik, csak a gépek irányítása (esetleg egyes gépek kiszolgálása) kíván továbbra is emberi beavatkozást. A komplex gépesítés már az automatizálás feltételeit teremti meg.

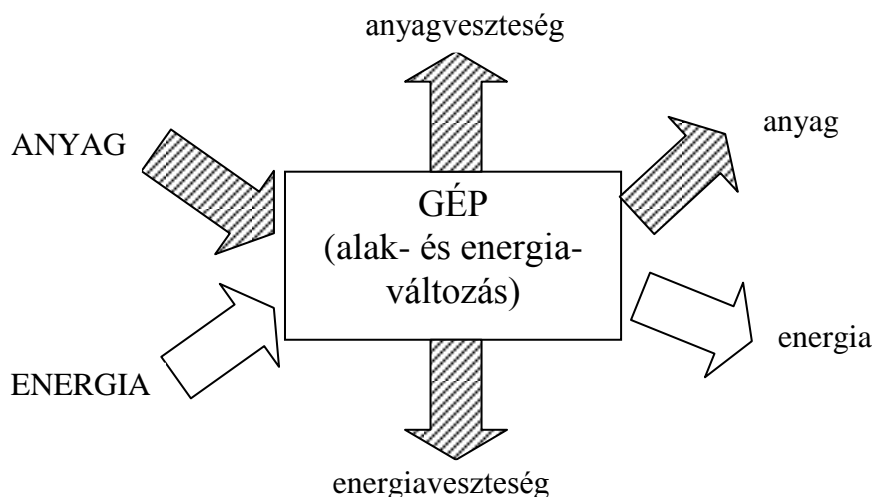
Az automatizálás a gépesítés legfejlettebb foka, ahol a teljes folyamat gépesítése mellett a gépek munkájának illesztését, a műveletek szabályozását, irányítását, a megmunkálás egyenletességét a beépített mechanikai vagy elektronikus (esetleg pneumatikus) programozott vezérlő berendezések végzik. Az ember szerepe a programkészítés, az esetleges változtatások végrehajtása, a géprendszer működésének ellenőrzése, üzemzavar esetén beavatkozás.

A gép bonyolult feladatot lát el, nem lehet csodálkozni azon, hogy a gép fogalmának több meghatározása is létezik, de egyik se nevezhető tökéletesnek.

Ezek a következők:

- a) A gép olyan, ember által készített munkaeszköz, amelynek segítségével az ember életszükségeit, az anyag, a természeti erők és jelek (információk) átalakításával könnyen kielégítheti (Dr. Terplán Zénó és Dr. Lendvay Pál meghatározása).
- b) Gépnek nevezhető minden mechanikai elven működő eszköz, amely az anyag vagy energia alakjának vagy helyzetének tervszerű megváltoztatására alkalmas (Dr. Pattantyús Ábrahám Géza professzor meghatározása).
- c) A gép olyan mesterséges szerkezet, amelyet az ember a természeti jelenségek felhasználásával hoz létre saját fizikai, szellemi és fiziológiai műveletek részleges vagy teljes helyettesítésével (modernebb meghatározás, ebbe már beletartozik a számítógép, a pészmeke stb. is, szintén Dr. Terplán Zénó és Dr. Lendvay Pál meghatározása).

Bár az a) és b) pontokban levő definíciók jobban kiéleltetik a mai igényeket, a továbbiakban a klasszikus gépészet b) pontban levő meghatározása legyen az irányadó. A gépészmérnöki gyakorlathoz inkább az abban foglaltak állnak közelebb.



1. ábra. A gép üzemtani modellje
(fekete doboz)

Ha a gépet egyenlőre fekete doboznak (black box) tekintjük, akkor ez olyan rendszer, amelynek belső szerkezetét, tartalmát nem ismerjük, csak a bemenő és kimenő hatások összefüggése ismert (1. ábra).

A gépeknél közösen előforduló alkatrészeket gépelemeknek nevezik, amelyek legtöbbször egyszerű mechanikai funkciót töltenek be (pl. csavar, tengelykapcsoló, csapágy, tengelyek stb.). A szerkezeti egység, a gépszerkezet már több gépelemből és egyéb sajátos alkatrészből áll, egyetlen funkciót betöltve, amely gyakran már nem tisztán mechanikai (pl. sebességváltómű, gépkocsi kormánymű, elektronikai alaplapp, televízió képcső stb.).

A környezetünkben levő gépek sokaságának áttekintését megkönnyíti a gépek különféle elvek szerinti csoportosítása.

A gépek csoportosítási szempontjai:

- rendeltetés,
- feladat,
- szerkezet,

- erőforrás,
- mechanikai munka szerint.

Rendeltetés szerint (annyi csoport ahány foglalkozási ág van):

- mezőgazdasági gépek (vetőgép, aratógép, permetezőgép, répaszedőgép, kombájn stb.),
- élelmiszeripari gépek (dohányipari, sütőipari, italkészítési, cukoripari stb.),
- építőipari gépek (földmunkagépek, mélyépítés gépei, betontechnológia gépei, habarcstechnológia gépei, szak- és szerelőipar gépei stb.),
- építő-anyagipari gépek (cementipari, téglaiipari, kavicsipari, műkőipari, előregyártó telepi stb.),
- bányászati gépek (jövésztegépek, szállítószalagok, kőzetfűrők, osztályozók, törők stb.),
- faipari gépek (fűrészgépek, gyalugépek, rönkszállító gépek, máglyázógépek stb.),
- konfekcióipari gépek (varrógépek, vasalógépek stb.),
- háztartási gépek (hűtőszekrények, fagyasztószekrények, mikrohullámú sütők, szagelszívók, konyhai robotgépek stb.),
- hírszolgálat gépei (távbeszélő szolgálat gépei, médiaszolgálat gépei stb.),
- stb.

A gépek felosztása **feladatuk szerint**: (1. táblázat):

- anyagok és energiák (térbeli és időbeli) helyzetét változtató gépek,
- anyagok és energiák alakját átalakító gépek.

Az energia az anyagnak éppúgy elidegeníthetetlen, velejáró tulajdonsága, mint a tehetetlen tömege. Olyan fizikai mennyiség, amelyre szigorú megmaradási törvény érvényes. Az anyag munkavégző képességének (mint potenciális lehetőségének) mértéke. Rokon fogalom a munka, amely felhasznált energia.

1. táblázat. A gépek felosztása feladatuk szerint

		ALAKVÁLTOZÁS		HELYZETVÁLTOZÁS		
				térben	időben	
ANYAG	szilárd	mechanikai megmunkáló gépek, képlékeny melegalakítás, forgácsolás nélküli, hidegalakítás, forgácsolás, aprítás, fajtázás stb. gépei	MUNKAGÉPEK	anyagmozgató gépek	anyagtárolók	
	folyadék	kémiai reaktorok		szivattyúk, folyadékemelő		
	gáz			ventilátorok, kompresszorok		
ENERGIA	mechanikai	ERŐGÉPEK	KÖZLŐMŰVEK	hidraulikus és pneumatikus hajtóművek	energia tárolók	
	termikus			tüzelőberendezések, kazánok		hőenergia szállító csövek
	villamos			generátorok, galvánelemek		villamos hálózatok, transzformátorok
	sugárzó			röntgen, távközlő berendezések		lézerek

A legfontosabb **energiafajták**, az energia megnyilvánulási formái:

- mechanikai energia (a testeknek a környezettel való kölcsönhatásából származnak, ilyenek a helyzeti, a mozgási, forgási és rugalmas energia),
- hőenergia,
- kémiai energia,
- atomenergia,
- elektromágneses sugárzási energia,
- elektromos és gravitációs tér energiája stb.

Az energiaforrások, energiahordozók az energia megtestesítői.

Elsődleges (természeti) energiaforrások:

- a) a természetben előforduló szilárd, folyékony és gáznemű tüzelőanyagok (hőenergia források), pl. a szén, kőolaj, földgáz,
- b) hasítható anyagok atommagjai (atomenergia források), pl. urán,
- c) a természeti vizek és légkör áramlása (mozgási energia források).

Az a) és b) energiaforrásban meglevő és felszabaduló energia napenergiának tekinthető.

Másodlagos energiaforrások:

- a) A már kitermelt (és mechanikai munkává alakítandó) energiát szállító anyagok, pl. vízgőz, sűrített levegő.
- b) A további átalakításra váró energiák, pl. a nagy távolságot áthidaló elektromos áram.

Kísérletek folynak új energiaforrások feltárására is, amelyek azonban nagyipari felhasználásra még nem érettek. Ilyenek:

- a Földünkben nagy mennyiségben található bitumen-homok szénhidrogénje,
- a tengerek hő-, illetve mozgási energiája,
- a Nap energiájának közvetlen energiája.

Szerkezetük szerint: nem az egész gépet, hanem csak annak szerkezeti részeit, az ún. gépelemeket csoportosítják rendeltetésük alapján.

A fontosabb **gépelemcsoportok** a következők:

- a) Kötőelemek: csavarok, ékek, reteszek, szegek, szegecsek, csapszegek, rendeltetésük a géprészek összekapcsolása.
- b) Csövek, csőidomok, zárószervezetek: gőzök, gázok és folyadékok továbbítására, azok áramának szabályozására, elzárására szolgáló gépelemek (szelepek, tolózárak, csapok stb.).
- c) Hengerek, dugattyúk: folyadék- és gőz-gáz energia átalakítására, szállítására alkalmas gépelemek.
- d) Forgattyús hajtóművek, mechanizmusok, egyesbe vezető szervezetek. E gépelemek a lengő mozgást forgó mozgássá, illetve a forgó mozgást lengő mozgássá alakítják át. Ilyenek a forgattyú, hajtórúd csatlórúd, keresztfej, bütykös- és körhagyó tárcsa.
- e) Tengelyek, csapágycsuklók: a mechanikai munkát forgó mozgás alakjában átvivő gépelemek.
- f) Tengelykapcsolók: a tengelyek végleges vagy időszakos összekapcsolását végző gépelemek.
- g) Fékek, kilincsművek, szabadonfutók: a forgó mozgást egyik vagy mindkét irányban megakasztó szervezetek. A fékek a forgó mozgás szabályozására is alkalmasak.

- h) Súrlódókerék, fogaskerék és csigahajtás: a fordulatszám módosítására alkalmas gépelemek a tengelyek közötti súrlódó vagy kényszerkapcsolat útján.
- i) Szíj-, kötél- és lánchajtás: korongokon (lánckerekeken) átvett végetlenített vonóelemek, amelyek a mechanikai munkát egyik tengelyről a másikra viszik át rendszerint fordulatszám-módosítással.
- j) A gép járásának egyenletességét biztosító gépelemek: lendítőkerék, kiegyensúlyozó- és csillapítótelemek, szabályozók (regulátorok).

A gépek csoportosítása **erőforrás szerint**:

- emberi vagy állati izomerővel,
- természeti energiával hajtottak (erőgépek).

Az erőgépek a hasznosított energia szerint lehetnek:

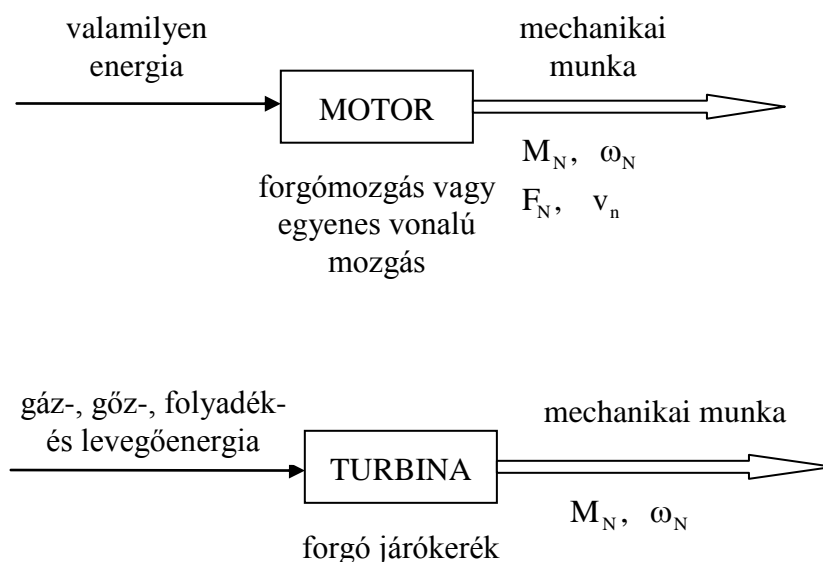
- vízerőgépek (vízikerekek, vízturbinák, hidromotorok stb.),
- szélenergia (szélkerekek, szélturbinák),
- hőerőgépek (gőzgépek, gőzturbinák, gázturbinák, belsőégésű motorok),
- villamos gépek (egyenáramú motorok, váltakozó áramú motorok, transzformátorok).

A kézi és lábajátású gép a dolgozót nem mentesíti a fizikai erőfeszítés fáradalmaitól, csupán megkönnyíti a munkáját. Ezzel szemben az erőgép helyettesíti az izomerőt.

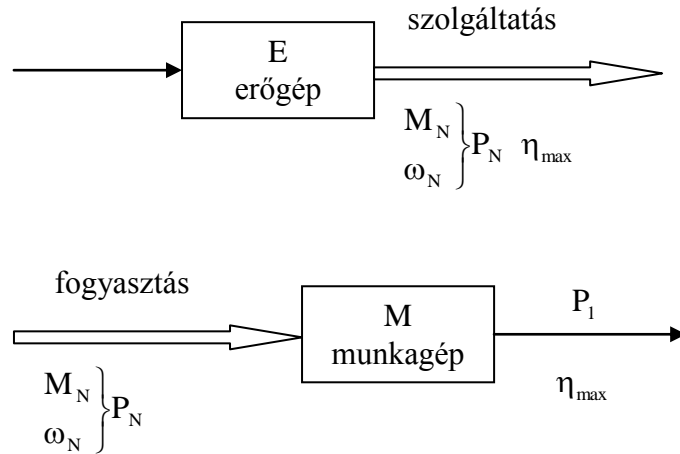
A szűkebb értelemben vett erőgépet a gyakorlatban motornak vagy turbinának nevezik aszerint, hogy milyen fajta energiát alakítanak át mechanikai munkává, és milyen fajta mozgássá (2. ábra).

Motor: valamilyen energiatípusát hasznosít forgó vagy egyenes vonalú mozgással, pl. villamos, hidraulikus, belső égésű motor.

Turbina: gőz, gáz, mozgó folyadék vagy levegő energiáját hasznosítja járókerekek forgatásával, pl. gőz-, gáz-, víz- és szélturbina.

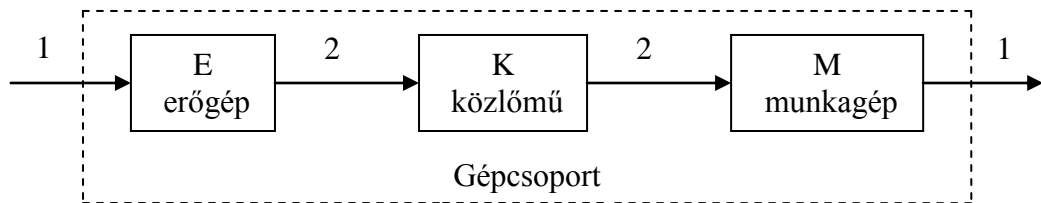


2. ábra. A kétfajta erőgép sémája



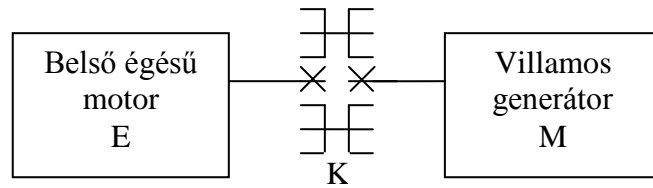
3. ábra. Az erőgép és a munkagép névleges jellemzői

A klasszikus értelmezésben vett gép jellemzője a mechanikai munka. A **mechanikai munka** a mozgás közben kifejtett erőt jelenti. Az ún. mozgatóerőnek (hajtóerőnek) a mozgást akadályozó erőt, az ellenállást kell legyőznie. Ha e két erő mozgás közben egyensúlyban van (azonos nagyságúak, de ellentétes értelműek), akkor a mozgás egyenletes. A gépektől üzem közben általában egyenletes, stacionárius munkavégzést kívánunk. A gépek többsége forgómozgással végzi a munkát, ekkor az egyenletes munkavégzés feltétele a hajtónyomaték és az ellenállás-nyomaték egyensúlya. A gépek ún. gépállandói az M_N névleges nyomaték, ω_N névleges szögsebesség és a kettő szorzataként megállapítandó $P_N = M_N \cdot \omega_N$ névleges teljesítmény (3. ábra). Az ábrán a P_1 a gépcsoport legnagyobb hasznos teljesítménye, az η_{\max} pedig a legnagyobb hatásfok.

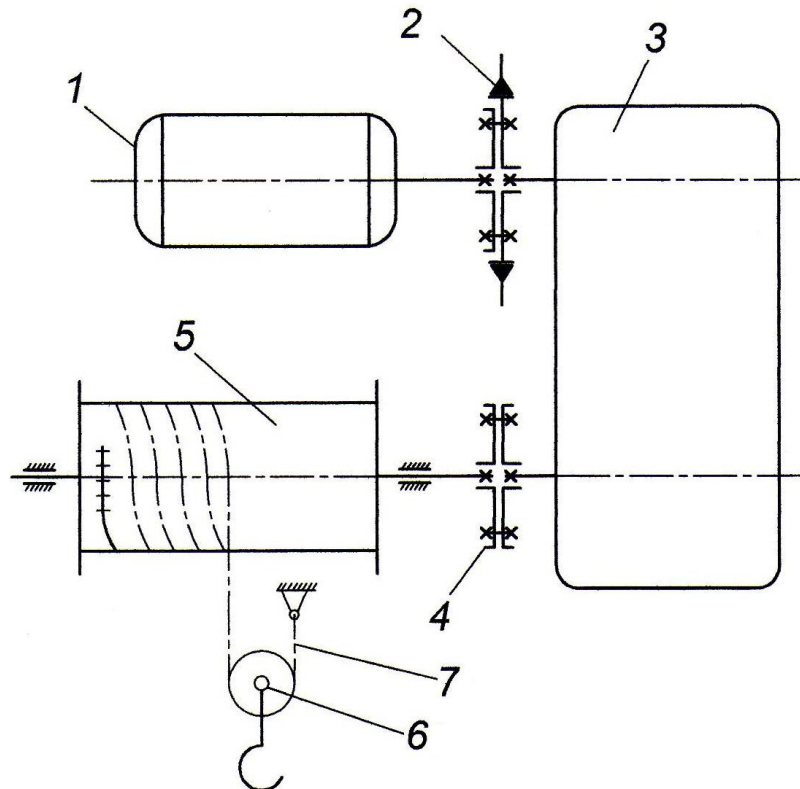


4. ábra. A gépcsoport sematikus ábrázolása
1- energia, 2- mechanikai munka

A mechanikai munka alapján a gép lehet erőgép, közlőmű és munkagép (4. ábra). Az **erőgépek** többnyire a természetben található energiát mechanikai munkává alakítják át. A **közlőművek** az erőgép biztosította mechanikai munkát továbbítják, átviszik és a munka sebességét szükség szerint módosítják. Pl.: fogaskerekes hajtómű, tengely, szíj- és lánchajtás, tengelykapcsoló stb. A **munkagépek** a közlőmű útján bevezetett munkát felhasználva használják a gép rendeltetésszerű feladatainak elvégzésére. Ide sorolhatók az anyagalakító és az anyagmozgató gépek (szerszámgépek, daruk, szivattyúk, légsűrítők). Az erőgép, közlőmű és a munkagép **gépcsoportot** alkot, amelyben az egymásra utaltság meghatározó (5. és 6. ábra).



5. ábra. Az áramtermelő aggregát, mint gépcsoport



6. ábra. Gépi csörlő, mint gépcsoport, kinematikai vázlata

- 1- villamos motor (erőgép), 2- féktárcsás gumidugós tengelykapcsoló kétfázis fékkel (közlőmű); 3- kétfokozatú fogaskerekes hajtómű (közlőmű); 4- gumidugós tengelykapcsoló (közlőmű); 5- menetes kötél dob (munkagép főegység); 6- önbeálló csapágy (munkagép gépelem); 7- sodronykötél (munkagép gépelem)

3. A HATÁSFOK, A GÉPEK VESZTESÉGEI

3.1. A változó terhelésű erőgép üzeme

A gépcsoportban dolgozó erőgép hasznos teljesítménye (vagyis a nyomaték és szögsebesség szorzata) – a közlőmű közvetítésével – az általa hajtott munkagép igényeihez igazodik. Ha a munkagép nagyobb teljesítményt igényel, akkor az erőgép nagyobb teljesítmény leadására kényszerül, nagyobb a „terhelése”. Az erőgépet azonban károsodás nélkül, tartósan csak a (munkagép kimenő tengelyén megjelenő) P_1 legnagyobb hasznos teljesítményig lehet igénybe venni.

Az erőgép teljesítményének kihasználtsága az x **terhelési tényezővel** jellemezhető. Ez az erőgép P_k momentán (pillanatnyi) kimenő teljesítményének és a munkagép tengelyén kimenő P_1 teljesítménynek a hányadosa, dimenzió nélküli pusztán számként, tizedes tört formájában vagy százalékban adják meg:

$$x = \frac{P_k}{P_1}$$

Ahhoz, hogy a valóságos erőgép P_k kimenő teljesítményt szolgáltatson (hasznosítson), ennél valamivel nagyobb P_b teljesítményt kell a gépbe bevezetni, vagyis a gép P_v teljesítmény veszteségét is fedezni kell:

$$P_b = P_k + P_v.$$

A valóságos **gép hatásfokát** a P_k kimenő, hasznosított és a P_b bevezetett teljesítmény hányadosaként értelmezzük, ami szintén dimenzió nélküli vagy százalékban megadott szám:

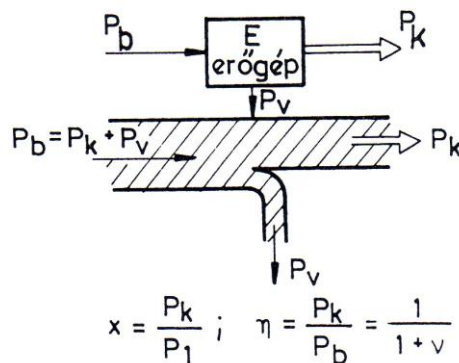
$$\eta = \frac{P_k}{P_b} = \frac{P_k}{P_k + P_v} = \frac{1}{1 + \vartheta}, \text{ ahol}$$

$\vartheta = \frac{P_v}{P_k}$ - a gép dimenzió nélküli vagy százalékban megadott **veszteségtényezője**.

E szerint írható, hogy

$$\eta + \vartheta = 1.$$

A munkaátvitel folyamata az ún. „**energiaárammal**” szemléltethető, ha az átvitt teljesítmény nagyságát az energiaszalag szélességével jellemzik (7. ábra).



7. ábra. Az erőgép energiaáram-ábrája

Ha a P_k kimenő, hasznosított és a P_b bevezetett teljesítmény adott t időtartam alatt állandó, akkor

$$\eta = \frac{P_k}{P_b} = \frac{P_k \cdot t}{P_b \cdot t} = \frac{W_k}{W_b}, \text{ ahol}$$

W_h a hasznosított, W_b pedig a bevezetett munkát jelenti.

Több összekapcsolt gép vagy gépcsoport eredő hatásfokát a részhatásfokok szorzata adja, ha közben a teljesítményfolyam állandó:

$$\eta_e = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n,$$

ezért célszerű az energiaátalakítást, illetve továbbítást a lehető legkevesebb elemmel megoldani, mert minden újabb elem beiktatása csak rontja a berendezés eredő hatásfokát.

Ha a gép hosszabb időn át van üzemben, és közben változó terheléssel jár, kiszámítható a gép **átlagos (közepes) hatásfoka** pl. egy napra (vagy más időtartamra). Ilyen esetben a munkák viszonya adja a hatásfokot:

$$\eta_m = \frac{W_k}{W_b} = \frac{\sum P_{ki} \cdot t_i}{\sum P_{bi} \cdot t_i}$$

A P_k momentán kimenő teljesítmény nagysága szerint az erőgép jellegzetes terhelési állapotait különböztetik meg:

$P_k = 0; P_b = P_v \neq 0;$	$x = 0; \eta = 0;$	üresjárás
$P_k = P_1;$	$x = 0; \eta \cong \eta_{\max};$	teljes terhelés
$0 < P_k < P_1;$	$x = 1; 0 < \eta < \eta_{\max};$	alulterhelés
$P_k > P_1;$	$x > 1; \eta < \eta_{\max}$	túlterhelés

Az erőgépek túlterhelhetőségének mértéke és időtartama gépfajtánként eltérő lehet, amire vonatkozóan a gép gyártója adhat tájékoztatást. A túlterhelés a gép maradó károsodását okozhatja, ezért mindig nagy óvatosságot és körültekintést igényel.

A gép η hatásfoka és az azt meghatározó P_v teljesítmény veszteség valamilyen formában függ az x terhelési tényezőtől. A gépbe vezetett teljesítmény nem hasznosítható részét, vagyis a P_v veszteséget elemezve, a gép fajtájától függően, annak következő fajtái vehetők figyelembe.

- a forgó tengelyek és mozgó alkatrészek csapágyaiban a súrlódási veszteség nem hasznosítható hővé alakul,
- villamos áramkörökben az ohmikus ellenállásokon a Joule-féle hő okoz veszteséget,
- belső égésű erőgépekben vezetés és sugárzás okoz hőveszteséget,
- szíjhajtásnál sebességvesztéssel (szlippel) kell számolni.

Mivel a gépnek terheletlen állapotban, azaz üresjárásban is van vesztesége, ami az x terhelési tényezőtől függetlenül állandó, indokolt ezt **üresjárási veszteségnek** nevezni és P_{v0} -val jelölni (a bonyolultabb $P_{v,x=0}$ jelölés helyett).

Továbbá fellép az x terheléssel valamilyen módon változó P_{vx} -szel jelölt ún. változó veszteség is. E kétféle veszteség összegeként a gép teljesítményvesztése:

$$P_v = P_{v0} + P_{vx}$$

A különféle erőgépek veszteségeinek elemzése azt mutatja, hogy a P_{vx} terheléstől függő változó veszteség egy olyan egyszerű

$$P_{vx} = P_{v1} \cdot x^n$$

hatványfüggvénnyel jellemezhető, ahol

P_{v1} = állandó ($P_{v,x=1}$ jelölés helyett) ugyanazon gépre nézve állandó, vagyis ún. gépállandó (a

P_{v0} üresjárási vagy állandó veszteséghez hasonlóan) és az $x = 1$ teljes terhelésnél fellépő változó veszteséget jelenti.

$n \geq 1$ a gép működési elvétől függő ún. veszteségi kitevő

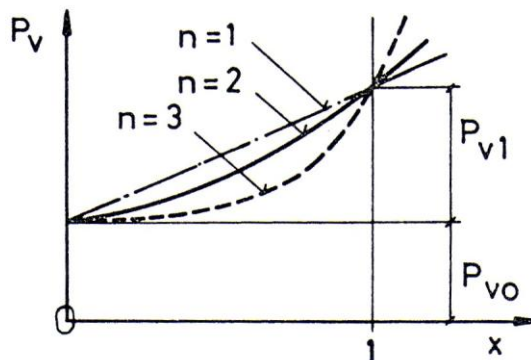
mechanikai elven működő gépeknél: $n = 1$

villamos gépeknél: $n = 2$

áramlástechnikai gépeknél: $n = 3$

Így az erőgépek általános veszteség függvénye

$$P_v = P_{v0} + P_{v1} \cdot x^n \quad (8. \text{ ábra}).$$



8. ábra. Különféle erőgépek veszteség függvénye

$n = 1$ mechanikai

$n = 2$ villamos

$n = 3$ áramlástechnikai

A veszteség függvény ismeretében egy adott gép hatásfokának a terheléstől való függése is meghatározható.

3.2 A hajtógép fajlagos fogyasztása, a gazdasági hatásfok

Az erőgépek üzemének gazdaságosságát – a hatásfok mellett – az elfogyasztott üzemanyag mennyiségével és az ún. gazdasági hatásfokkal is jellemzik.

A **fogyasztás** az időegység alatt eltűzelt tüzelőanyag mennyiségét (tömegét) jelenti:

$$B = \frac{m}{t} = \dot{m} \quad [\text{kg/s; kg/h; Mg/h}], \quad \text{ahol}$$

m – t idő alatt elfogyasztott tüzelőanyag tömege, kg, Mg,

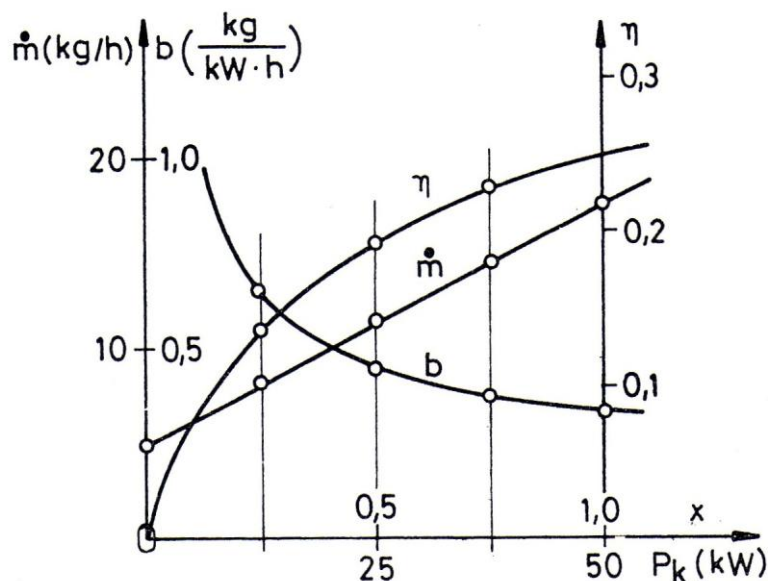
t - a vonatkozási idő, s, h,

\dot{m} - tömegáram, kg/s, kg/h, Mg/h.

Az ún. **fajlagos fogyasztás** az elhasznált tüzelőanyag \dot{m} tömegáramának és P_k kimenő vagy hasznos teljesítményének a hányadosa:

$$b = \frac{\dot{m}}{P_k} \left[\frac{\text{kg}}{(\text{kW} \cdot \text{h})} \right]$$

Az erőgép fajlagos fogyasztása – a hatásfokhoz hasonlóan – a terheléstől függ, rendszerint a gép hasznos teljesítményének vagy terhelésének függvényében ábrázolják.



9. ábra. A benzinmotor fajlagos fogyasztása és hatásfoka a terhelés függvényében
 $P_1 = 50\text{kW}$, $H = 41 \text{ MJ/kg}$

A fajlagos hőfogyasztás:

$$e = b \cdot H \left[\frac{\text{kJ}}{(\text{kW} \cdot \text{h})}; \frac{\text{MJ}}{(\text{kW} \cdot \text{h})} \right], \text{ ahol}$$

H - a tüzelőanyag ún. fűtőértéke kJ/kg mértékegységgel, vagyis a tüzelőanyag 1 kg tömegének elégetésekor nyert hőenergiát jelenti munkaegységben. A fajlagos hőfogyasztás a kimenő vagy teljesítményre vonatkoztatott hőenergiát jelenti.

A gazdasági hatásfok:

$$\eta_g = \frac{P_k}{P_b} = \frac{1}{P_b/P_h} = \frac{1}{\dot{m}/P_k} = \frac{1}{b}, \text{ mivel}$$

$$P_b = \dot{m} \cdot h \text{ alakban is felírható.}$$

Ebbe a képletben a teljesítmény-hőteljesítmény egyenértéke 1-re rendezett alakját kell írni, így dimenzió nélküli szám adódik a hatásfokra, az értelmezésnek megfelelően.

$$1\text{kW} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ kJ/h}, \text{ vagyis } 1 = 3,6 \cdot 10^3 \text{ kJ/kW} \cdot \text{h}$$

Ezzel a gazdasági hatásfok használható képlete:

$$\eta_g = \frac{3,6 \cdot 10^3 \text{ kJ/kW} \cdot \text{h}}{e \text{ [kJ/(kW} \cdot \text{h)]}}$$

A gazdasági hatásfok – mélyebb hőtani ismeretek birtokában – három részhatásfok szorzataként is kifejezhető:

$$\eta_g = \eta_T \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \text{ ahol}$$

η_T - termikus hatásfok,
 η_i - indikált hatásfok,
 η_m - mechanikai hatásfok.

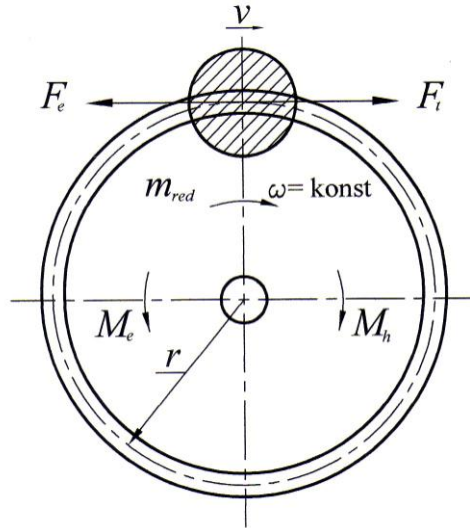
4. A TEHETETLENSÉGI NYOMATÉK ÉS A LENDÍTŐKERÉK

A gép mozgását részint mozgatósi (kinematikai), részint erőtani (dinamikai) jellemzőkkel írhatjuk le.

	haladó mozgású	÷	forgómozgású
	munkaátvitel		
mozgástani jellemzők	$s(t)$ út vagy elmozdulás $v(t) = \frac{ds}{dt}$ sebesség $a(t) = \frac{dv}{dt}$ gyorsulás	÷	$\varphi(t)$ szögelfordulás $\omega(t) = \frac{d\varphi}{dt}$ szögsebesség $\varepsilon(t) = \frac{d\omega}{dt}$ szöggyorsulás
erőtani jellemzők	$F_d = m \cdot a$ gyorsítóerő $F \cdot s =$ $F \cdot v =$ $\frac{m \cdot v^2}{2} =$	÷	$M_d = J \cdot \varepsilon$ gyorsító nyomaték L mechanikai munka = $M \cdot \varphi$ P teljesítmény = $M \cdot \omega$ W mozgási energia = $\frac{J \cdot \omega^2}{2}$

Figyelemre méltó az az energia, amely fennáll a haladó- és forgómozgás egymásnak megfelelő jellemzői között, úgy mint elmozdulás ÷ szögelfordulás, sebesség ÷ szögsebesség, gyorsulás ÷ szöggyorsulás, erő ÷ nyomaték és tömeg (m) ÷ tehetetlenségi nyomaték – állandó tömeg esetén is – függ a forgástengely helyzetétől és tömegeloszlástól.

A tehetetlenségi nyomaték értelmezéséhez célszerű elemezni a 10. ábrán látható forgógyűrűt. Ez a gyűrű eszményesített modell, amelynél a küllőket és az agyrészt elhanyagolták az egyszerűbb tárgyalás kedvéért.



10. ábra. Vázlat a redukált tehetlenségi nyomaték értelmezéséhez

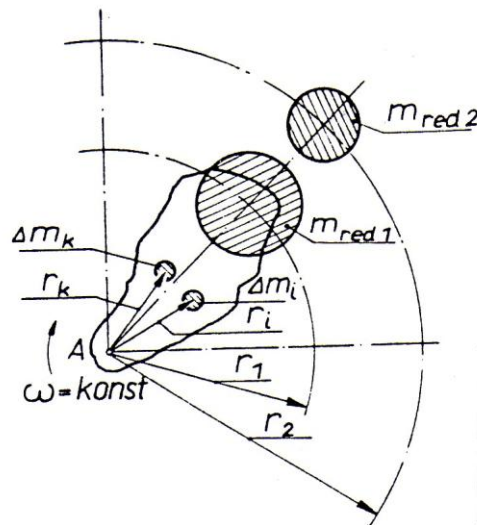
Ha a hajtónyomaték és az ellennyomaték (amely pl. csapágysúrlódás által okozott ellenálló nyomaték lehet) egymással egyenlő, a gyűrű $\omega = \text{konstans}$ (állandó) szögsebességgel forog.

A hajtónyomaték $M_h = r \cdot F_i$, az ellennyomaték $M_e = r \cdot F_e$ alakban írható fel. A kerület egyik pontjára redukálva, összpontosítva a gyűrű tömegét, az F_i és az F_e erők abban a pontban egyensúlyban vannak egymással. Ezek után már csak a forgógyűrűt helyettesítő redukált tömeget kell vizsgálni. Pillanatnyi mozgása haladó mozgásként is kezelhető. Mivel az erők egyensúlyban vannak, a tömeg pillanatnyi sebessége $v = \text{konst}$.

A **redukálás** azt jelenti, hogy a forgó tömeget helyettesítik a kerület egyik pontjába koncentrált olyan tömeggel, amelynek mozgási energiája egyenlő a teljes tömeg mozgási energiájával:

$$W_v = \frac{m_{\text{red}} \cdot v^2}{2} = \frac{m_{\text{red}} \cdot r^2 \cdot \omega^2}{2} = J \cdot \frac{\omega^2}{2}, \text{ ahol}$$

$J = m_{\text{red}} \cdot r^2$ kifejezés a **tehetlenségi nyomaték**, amelynek mértékegysége kg/m^2 .



11. ábra Vázlat a tehetlenségi nyomaték számításához

Egy tetszőleges forgó gépalkatrész A pontján átmenő tengelyére a tehetetlenségi nyomaték a 11. ábra jelöléseivel:

$$J_A = \sum_{j=1}^{i=n} \Delta m_i \cdot r_i^2 = m_{\text{red1}} \cdot r_1^2 = m_{\text{red2}} \cdot r_2^2 = \text{konst.}$$

A tehetetlenségi nyomaték mindig meghatározott forgástengelyre vonatkozik. Kiszámítása két módon lehetséges: az m tömeget Δm elemi tömegrészekre bontani, s ezek elemi tehetetlenségi nyomatékait összegezni (illetve dm végtelen kicsi tömegek esetén integrálni), a másik mód a tetszőleges sugárra redukált tömeg módszere. A 11. ábrán látható, hogy annál kisebb a redukált tömeg, minél távolabbi kerületre számítják.

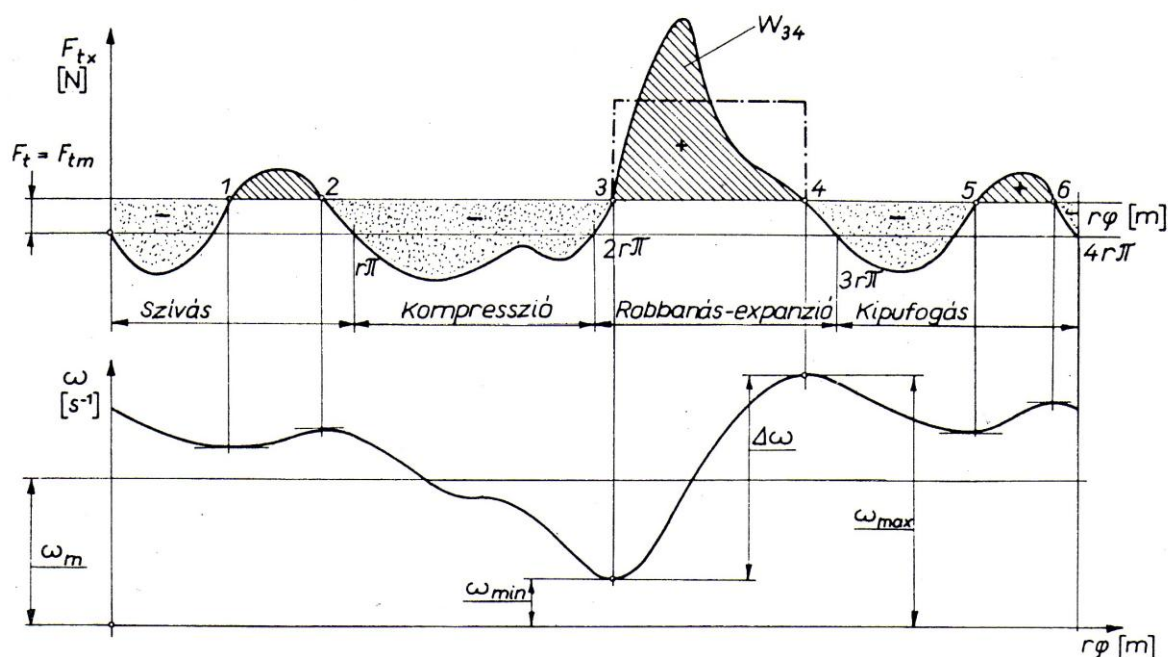
A forgó gépalkatrészek tehetetlenségi nyomatékainak meghatározására gyors, közelítő módszer is áll rendelkezésre, az

$$m_{\text{red}} = \lambda \cdot m$$

összefüggés felhasználásával, ahol a kerület környezetébe történő redukálás esetén az ún. redukálási tényező $\lambda \leq 1$ vehető fel; teli korong esetében $\lambda = 0,5$, papírvékonyágú gyűrűre pedig (amikor a kerületre redukált tömeg maga a teljes tömeg) $\lambda = 1$. Ezeket figyelembe véve, külső tárcsákra (ami a gépészeti gyakorlatban leginkább előfordul) célszerűen $\lambda \approx 0,7 \dots 0,8$ értékre vehető fel, amellyel a kerületre redukált tömeg számítható.

A gép járásának egyenletességét a hajtóerő és az ellenállás egyensúlya biztosítja. Forgó mozgás esetén a gép szögsebessége (fordulatszama) csak addig maradhat változatlan ($\omega = \text{konst.}$ és $n = \text{konst.}$), amíg a hajtóerő nyomatéka az ellenállás nyomatékával egyensúlyt tart ($M_h = M_t$, vagyis eredője zérus).

Külön vizsgálatot igényel a gép ama üzemállapota, mely az egyenletes üzemtől abban különbözik, hogy a hajtó nyomatéknak és az ellenállás nyomatéknak csak időbeli középértékei egyenlők, de közülük az egyik (vagy mindkettő) ütemesen változik. Ezt kvázistacionárius üzemállapotnak nevezik.



12. ábra Négyütemű, belső égésű motor forgattyúcsapján a tangenciális (érintőleges) erők diagramja, alatta a főtengety szögsebességének ingadozása a forgattyúcsap körpályájának kiterített hosszúsága függvényében

A 12. ábra jól szemlélteti, hogy négyütemű, belső égésű motoroknál azokon a szakaszokon, ahol pozitív munkaterület van, az ω szögsebesség görbéje emelkedő, ahol pedig negatív munkaterület van, ott csökkenő tendenciát mutat. Mindez két főtengely fordulat alatt játszódik le. A szögsebesség ingadozását az **egyenlőtlenlégi fokkal** jellemzik:

$$\delta = \frac{\Delta\omega}{\omega_m} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}, \text{ ahol}$$

a szögsebesség számtani középértéke

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

A gép J tehetetlenségi nyomatékát az ún. **lendítőkerék** alkalmazásával lehet tetemesen növelni. Így ugyanaz a gyorsító (lassító) nyomaték kisebb szöggyorsulást (szögllassulást) eredményez, ezzel pedig a szögsebesség ingadozás és az egyenlőtlenlégi fok is kisebb lehet.

A gép járásának egyenlőtlenlége kedvezőtlenül hat a gép munkájára. Olyan feladatok vannak, amelyek csak rendkívül egyenletes munkasebességgel végezhetők. Ilyen pl. a vékony fonalat készítő ún. gyűrűs fonógép munkája, amelynél a munkasebesség megváltozása szálszakadást okoz. Hatványozott mértékben érzik meg a sebességingadozást a villamos gépek is, mert a váltakozó áram periódusszáma a villamos generátor fordulatszámával arányos, így a hálózatra csak sebességtartó gépek dolgozhatnak párhuzamos üzemben. A villamos izzólámpa fényereje a feszültség függvénye, ez pedig az egyenáramú villamos gépcsoport fordulatszámával ingadozik. A fényerő ütemes ingadozása szemrontó, a hálózati feszültség időszakos növekedése pedig megrövidíti a lámpák élettartamát. A lendítőkerék energiatároló forgó tömeg. Minél nagyobb a tehetetlenségi nyomatéka, annál egyenletesebb a gép járása, azaz annál kisebb a δ .

A 12. ábra alapján felírható a következő **energiaegyenlet**:

$$W_{34} = W_{23} + W_{45} + W_{61} - W_{12} - W_{56},$$

illetve részletesebben:

$$W_{34} = \frac{J \cdot \omega_{\max}^2 - J \cdot \omega_{\min}^2}{2},$$

ami matematikailag továbbfejlesztve:

$$\begin{aligned} W_{34} &= \frac{J}{2} (\omega_{\max} + \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min}) = J \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2} \cdot (\omega_{\max} + \omega_{\min}) \cdot \frac{\omega_m}{\omega_m} = \\ &= J \cdot \omega_m^2 \cdot \delta = m_{\text{red}} \cdot r_s^2 \cdot \omega_m^2 \cdot \delta = \lambda \cdot m_{\text{össz}} \cdot r_s^2 \cdot \omega^2 \cdot \delta^2. \end{aligned}$$

Ebből a lendítőkerék tömege:

$$m_{\text{össz}} = \frac{W_{34}}{\lambda \cdot r_s^2 \cdot \omega_m^2 \cdot \delta}.$$

A dugattyús erőgépek lendítőkerekét a következő egyenlőtlenlégi fokokkal méretezik:

	$\delta[\%]$
aprítógépek	5...20
villamos erőmű gépei	0,5...2
fonógépek	0,2...0,5

5. A FOLYADÉK, A LEVEGŐ (GÁZ) ÉS A VÍZGŐZ MINT ENERGIAHORDOZÓ

A szilárd testet az alkotóelemeit egymáshoz kapcsolódó vonzóerő (kohézió) teszi alaktartóvá. A folyadék belsejében nincsen akkora kohézió, amely az elemeket összetartaná, ezért a folyadék edénybe tölthető, kiönthető.

Tágabb értelemben a folyadékokhoz sorolhatók a levegő, a gázok és gőzök is: ezek is felveszik az edény alakját, amelyben elhelyezkednek. A cseppfolyós folyadékok és a gázok, gőzök között lényeges különbség, hogy az utóbbiak nem képeznek szabad felszínt.

4.1. A nyugvó folyadék energiái

A folyadékok közül a gépészeti gyakorlatban a víznek és az olajnak van legnagyobb jelentősége.

A folyadékok mozgástörvényei mások, mint a szilárd testeké. A folyadékelemek együttes mozgását áramlásnak nevezik.

A folyadékok bizonyos elhanyagolással **ideálisnak** tekinthetők. Az áramlás törvényeinek kiderítésére hivatott tudomány, az **áramlástan** ugyanis az analitikai vizsgálat megkönnyítése céljából a molekuláris felépítésű, valóságos folyadék helyett egy elképzelt, ún. (ideális) tökéletes folyadék mozgástörvényeit kutatja. Ez az egyszerűsítés megkönnyíti az alaptörvények felismerését. A valóságos folyadéknak elsősorban súrlódásos volta az a tulajdonsága, amely legkevésbé elhanyagolható.

A **tökéletes folyadék** jellemzői a következők:

- a teret egyenletesen tölti ki, azaz homogén,
- összenyomhatatlan, azaz inkompresszibilis,
- a belső részecskék között nincs vonzóerő, azaz nincs kohézió,
- a belső részecskék között nincs súrlódási ellenállás.

A valóságos folyadékok közül a víz tulajdonságai közelítik meg legjobban a tökéletes folyadékét.

5.11 A helyzeti energia

A legtöbb esetben nem mérhető le pontosan mennyi víztömegről van szó, ezért a térfogategységnyi víz energiáját vizsgálják.

A nyugvó folyadék **fajlagos** (azaz a térfogategységre eső) **helyzeti energiája**:

$$e_h = \frac{W_h}{V} = \frac{m \cdot g \cdot h}{V} = \rho \cdot g \cdot h \quad \left[\text{J/m}^3; \text{N/m}^2 \right],$$

ahol:

ρ - a folyadék sűrűsége kg/m^3 -ben,
 g - a nehézségi gyorsulás, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$,
 h - a nyugvó folyadék magassága m-ben.

A folyadék összenyomhatatlanságának feltétele a sűrűség állandóságával is kifejezhető. A műszaki gyakorlatban a tiszta víz sűrűsége mintegy 30°C -ig

$$\rho_v = 1000 \text{ kg/m}^3 = 1 \text{ kg/dm}^3 = 1 \text{ Mg/m}^3$$

állandó értékkel vehető számításba.

A valóságos folyadék sűrűsége nem állandó, hanem a nyomás és a hőmérséklet függvénye.

5.12 A nyomási energia

A folyadék fontos jellemzője a **nyomás**, a felületegységre eső nyomóerő:

$$p = \frac{F}{A} \quad [\text{N/m}^2; \text{Pa}], \text{ ahol}$$

A – az a felület, amelyen az F erő megosztva hat.

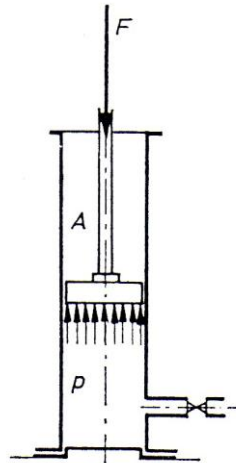
Az alapegységekből származtatott nyomás mértékegységének neve pascal azaz

$$1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$$

A pascal viszonylag kis egység, ezért gyakran használják a prefixumokkal képzett többszörösét (kPa, MPa). További törvényes, nem SI-egység a bar.

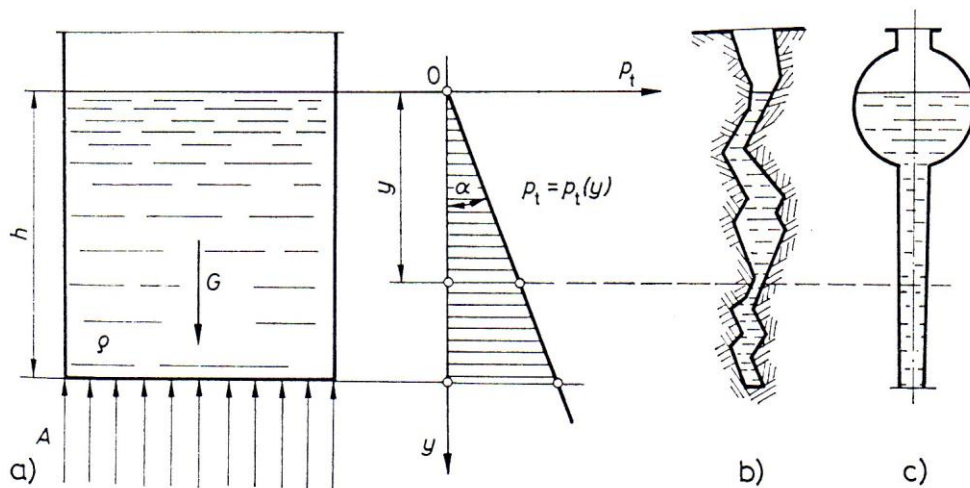
$$1 \text{ bar} = 100000 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa}$$

A tökéletes folyadék elemei csak nyomófeszültséget továbbítanak. Mivel belső súrlódás nincs, a zárt térben összenyomott „folyadéktest” minden részében azonos a feszültség, azaz a nyomás. E nyomást a folyadéktestre gyakorolt erővel (pl. dugattyúval) hozhatják létre (13. ábra). A nyomás hatására a folyadékkal érintkező minden – képzeletbeli vagy valóságos – felületet a felületre merőleges erő terheli.



13. ábra. Vázlat a nyomás értelmezéséhez

Az állandó sűrűségű (összenyomhatatlan) folyadékban a nyomás elmozdulás nélkül jön létre. A nyomást előidéző F erő munkát nem végez, hanem a folyadékban egy, az egész folyadéktestre kiterjedő feszültségi állapotot hoz létre, amely az erő hatásával egyidejűleg azonnal megszűnik.

14. ábra. A nyomás eloszlása folyadékokban
a) tartályban; b) sziklarepedésben; c) lopóban

A hengeres edénybe töltött ρ sűrűségű folyadékra ható súlyerő a 14. ábra jelöléseivel

$$G = A \cdot h \cdot \rho \cdot g \text{ [N]}.$$

Ez a súlyerő az edény (vízszintes) alját egyenletesen elosztott p nyomással terheli, amelynek nagysága

$$p = \frac{G}{A} = \rho \cdot g \cdot h \text{ [Pa]}.$$

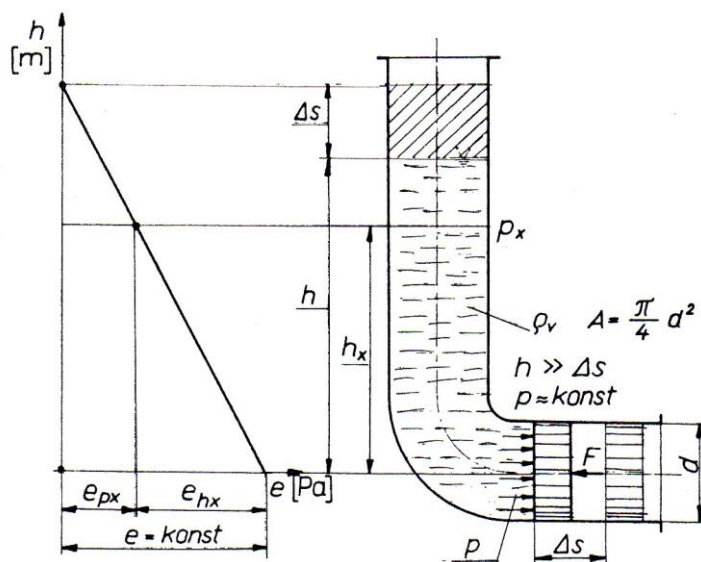
Az edény aljára nehezedő nyomás független a folyadékoszlop keresztmetszetétől és az edény alakjától is. Nagyságát a folyadékoszlop (függőleges) magassága és sűrűsége egyértelműen meghatározza.

A folyadék felszínén nincs nyomás, a felszíntől mért y mélységben a nyomás:

$$p = \rho \cdot g \cdot y \text{ [Pa]}.$$

A nyomás a mélységgel (az oszlopmagassággal) arányos; az arányossági tényezők a folyadék sűrűsége és a nehézségi gyorsulás.

A 14. ábra egy tartályban, egy sziklarepedésben és egy ún. lopóban szemlélteti a nyomás eloszlását a mélység függvényében. A $p_t = p_t(y)$ függvényábrára a folyadéktükör magasságából induló α hajlásszögű ferde egyenes a folyadék sűrűségétől és a nehézségi gyorsulástól függ ($\text{tg}\alpha = \rho \cdot g$). A nyomásból származó erő iránya az edény falára mindenütt merőleges, nagysága pedig a folyadék egy-egy „vízszintes” rétegében azonos.



15. ábra. Vázlat a nyomás munkavégző képességének meghatározásához

Feltételezzük, hogy a 15. ábrán látható hajlított cső vízszintes szárában elhelyezett dugattyú éppen egyensúlyban van a h magasságú vízoszloppal. Ha a h vízoszlop fölé Δs vastagságú vízréteget töltünk úgy, hogy a nyomás csak Δp értékkel változzék, az A felületű dugattyú Δs úton elmozdul, míg ismét egyensúlyba nem kerül, és a p nyomás Δs úton munkát végez:

$$W_p = A \cdot \Delta s \cdot p = V \cdot p;$$

a munkát végző folyadék térfogata:

$$V = A \cdot \Delta s,$$

mivel a rátöltés előtt nem volt elmozdulás, vagyis munkavégzés sem. Ezzel a folyadéknyomásból eredő munkavégző képesség a térfogategységre vonatkoztatva:

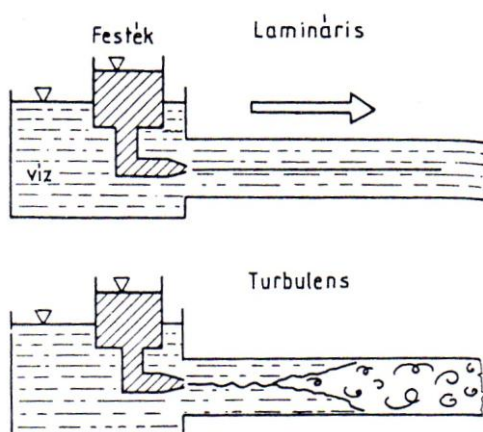
$$e_p = \frac{W_p}{V} = \frac{A \cdot \Delta s \cdot p}{A \cdot \Delta s} = p \text{ [J/m}^3; \text{N/m}^2 = \text{Pa]}.$$

A nyugvó folyadék **fajlagos munkaképessége** két részből tevődik össze, a helyzeti és a nyomási energiából:

$$e = e_h + e_p = \text{konst.}$$

A kettő összege állandó, a folyadék felszínén csak helyzeti, a folyadékoszlop legmélyebb pontján csak nyomási (potenciális) energia van.

5.21 A mozgási energia, az energia megmaradásának törvénye, a Bernoulli-egyenlet



16. ábra. A Reynolds-féle kísérlet

Osborn Reynolds (1842-1912) a 16. ábrán látható módon vékony festékszál – megfestett vizet – vezetett be az áramló vízbe. Két egymástól jelentősen eltérő áramlási formát figyelt meg.

A lamináris áramlásban az egymás mellett különböző sebességgel áramló folyadékrétegek egymással nem keverednek. A turbulens áramlásban a bevezetett festékszál az alapáramlásra szuperponálódó rendezetlen mozgás eredményeképpen a folyadéktérben egyenletesen szétoszlik.

A v sebességgel áramló víz **fajlagos mozgási energiája**:

$$e_v = \frac{W_V}{V} = \frac{m \cdot v^2}{2V} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad \left[\text{J/m}^3; \text{N/m}^2 = \text{Pa} \right].$$

Az egyenletesen áramló folyadék fajlagos munkaképessége három részből tevődhet össze:

$$e = e_h + e_p + e_v = \rho \cdot g \cdot h + p + \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ azaz}$$

helyzeti, nyomási és mozgási fajlagos energiából.

Ha az áramlás stacionárius (egyenletes, örvénymentes és lüktetés nélküli, azaz lamináris), és az energiaveszteségeket elhanyagolják, az **energia megmaradásának törvénye** a következőképpen fogalmazható:

stacionáriusan áramló folyadékban egy kiválasztott áramvonal mentén, a folyadék fajlagos összenergiája állandó.

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} = \text{konst.}$$

Ez a **Bernoulli-féle energiaegyenlet** egységnyi térfogatra vonatkoztatva.

A Bernoulli-féle energiaegyenletet más formában is használjuk.

Egységnyi tömegre vonatkoztatva:

$$\frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + \frac{v_2^2}{2},$$

egységnyi súlyerőre vonatkoztatva:

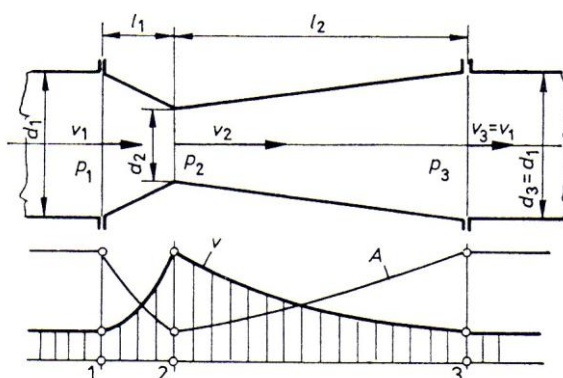
$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}.$$

5.22 A folytonossági (kontinuitási) tétel

Ez az áramlási törvény a folyadék összenyomhatatlanságán alapul. Ha egy változó keresztmetszetű csővezetékben állandó a térfogatáram, akkor

$$q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \dots = A_n \cdot v_n = \text{konst.}$$

A nagyobb keresztmetszetű csőszakaszban kisebb sebességgel, a kisebb keresztmetszetűben pedig nagyobb sebességgel áramlik a folyadék.



17. ábra. Energiaátalakulások a Venturi csőben

A kontinuitási tétel és a Bernoulli-egyenlet együttes alkalmazása az ún. **Venturi csőben** tanulmányozható. A víz térfogatmérésére használt Venturi cső első része a csővezetékhez csatlakozó szűkülő csőtoldal (konfúzor), ehhez a csővezeték eredeti átmérőjére bővülő csőtoldal (diffúzor) kapcsolódik.

A 17. ábrán látható vízszintes elrendezésű Venturi csőben $q = \text{konst.}$ térfogatáramú víz áramlik. A csőidom szűkülő részén, 1-től 2 keresztmetszetig a folyadék sebessége növekszik. A kontinuitási tétel értelmében a 2-es keresztmetszetben a sebesség:

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot v_1 = \frac{d_1^2}{d_2^2} \cdot v_1;$$

a 3-as keresztmetszetben ugyanaz a sebesség, mint az 1-ben, mert $A_3 = A_1$, vagyis $v_3 = v_1$.

Ha az áramlási veszteségektől eltekintünk, az 1-2-3 pontokban a Bernoulli-egyenlet értelmében az összege állandó marad:

$$e_1 = e_2 = e_3 = \text{konst.}$$

Az egyes energiafajták egymásba átalakulnak. A mozgási energia (v -vonal) az 1-2 pontok között negyedfokú parabolatörvény szerint nő, majd a 2-3 pontok közötti bővülő szakaszban ugyanilyen törvény szerint csökken. A nyomási energia úgy csökken, illetve nő, hogy a mozgási és nyomási energia összege minden keresztmetszetben állandó. Helyzeti energiaváltozás azért nincs, mivel a Venturi cső, azaz az áramvonal vízszintes. Mennél nagyobb a diffúzor kúposága, annál kevésbé tudják követni a folyadékelemek csatornafalakkal megszabott pályájukat, és egy-egy keresztmetszeten belül a sebességeloszlás egyenletessége is megszűnik. Az áramlás rendezetlensége miatt a veszteségek is jelentősen megnőnek. Ezeknek az ún. leválási veszteségeknek a csökkentése érdekében a diffúzor keresztmetszetét csak hosszú átmenettel (legfeljebb $8 \dots 10^\circ$ -os kúposággal) szabad bővíteni.

A Venturi csőben végbemenő energia-átalakulással kapcsolatban meg kell említeni egy kellemetlen jelenséget, a **kavitációt**. A vízgőz nemcsak a víz melegítésével állítható elő, hanem úgy is, hogy állandó hőmérsékleten nagymértékben lecsökkentik a nyomást. Ha a Venturi cső legszűkebb keresztmetszetében a nyomás egy kritikus határérték alá csökken, az áramlási folyadékszállban hideg vízgőzcsomók keletkeznek. Az áramlás folytonossága megszűnik, jellegzetes sziszegő zaj keletkezik, és vízütések lépnek fel a növekedő nyomás területén, a vízgőzcsomók összeomlása következtében. Ezek a vízütések a csőidomot tönkreteszik, felületét kimarják. Bizonyos határon túl nem célszerű a Venturi csövet leszűkíteni.

Általában a kavitációról megállapítható, hogy a lecsökkent nyomás következtében a folyadékban képződő gőzbuborékok bizonyos körülmények között instabillá válva növekedni kezdenek, és nagyobb nyomású helyre érkeve összeroppannak. A fal vagy szerkezeti elemek mentén összeroppanó gőzbuborékok kis felületre lokalizált, több száz baros intenzitású, szabálytalanul változó nagy frekvenciájú ütést mérnek a falra vagy szerkezeti elemre, amelyből először igen apró, majd nagyobb részecskék szakadnak ki, ún. kavitációs bemaródás keletkezik. A fal vagy szerkezeti elem felülete a szivacshoz hasonlóan lyukacsossá válik, végül egészen nagy darabok törhetnek le belőle.

A kavitáció romboló hatását a XX. század elején kezdték először Angliában kutatni, a hajócsavarokon tapasztalt károsodási jelenségek okának tisztázása céljából. Ezek a jelenségek gyakran néhány órai üzem után teljesen használhatatlanná tették a hajócsavarokat. A hajócsavar kavitáció kutatása terén számottevő eredményt ért el Ch. A. Parsons 1919-ben.

A kavitáció kiküszöbölése vízturbinák, centrifugális szivattyúk és egyéb örvénygépek üzemében, általában olyan berendezésekben, amelyek vízben mozognak vagy áramló vízzel vannak közvetlen érintkezésben, az üzemeltetés szempontjából fontos feladat.

5.23 A vízsugár erőhatása (erőimpulzus)

A szilárd testek esetén $I = m \cdot v$ az ún. **impulzus** (mozgásmennyiség), amely az m tömeg és a v sebesség szorzata, és ugyancsak vektormennyiség. Ha az impulzus az időegység alatt megváltozik, akkor ezt valamilyen erő okozza, illetve valamilyen erő a következménye.

$$F_d = \frac{dI}{dt} = \frac{d(m \cdot v)}{dt} = -F_i;$$

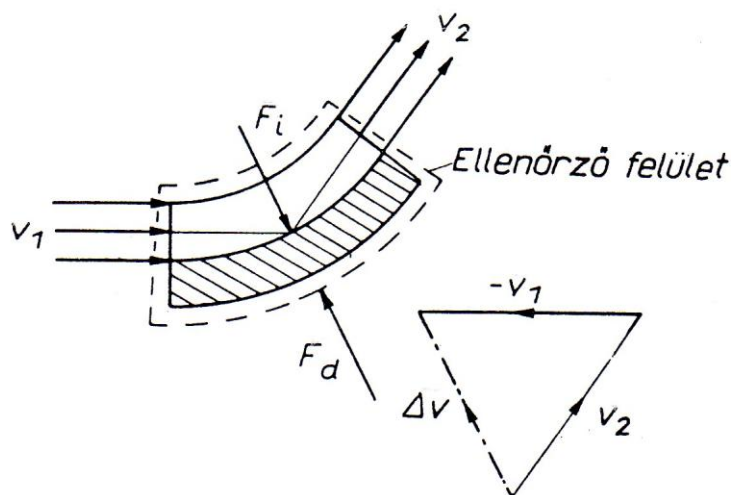
vagyis ez Newton második törvényének általános alkalmazása. Az F_d gyorsítóerőt **erőimpulzusnak** nevezik, amelynek van ellentétes tehetetlenségi erője (F_i).

A fenti képlet általános érvényű, vagyis az áramló folyadékokra is igaz. Az áramló folyadéknak azonban nincs egyetlen m -mel kifejezhető tömege, hanem adott

keresztmetszeten az időegység alatt átáramló, \dot{m} ún. tömegárama, amely kifejezhető a q térfogatáram és a ρ sűrűség szorzatából:

$$\dot{m} = \frac{m}{t} = \frac{V \cdot \rho}{t} = q \cdot \rho.$$

Alapvető törvény, hogy zárt mechanikai rendszer impulzusa állandó.



18. ábra. Vázlat a vízsugár erőhatásának értelmezéséhez

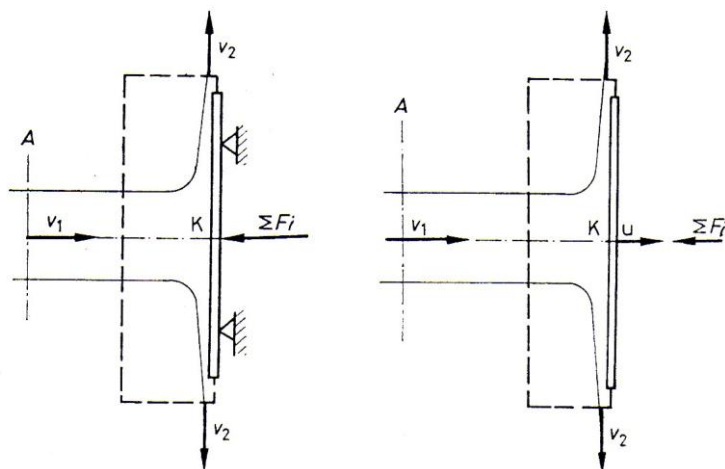
Ha az áramló folyadék sebessége megváltozik, az mindig erő hatására történik. Megváltozhat a sebesség hatásvonalának anélkül, hogy abszolút értéke változnék. A hatásvonal megváltoztatásának oka pl. a vízsugár útjába helyezett lap (lapát) lehet (18. ábra).

Az áramló folyadék erőimpulzusának vizsgálatára célszerű ún. ellenőrző (zárt) felülettel elhatárolni a folyadéktér egy részét. Így azonnal az eredő erőimpulzus határozható meg, mert könnyen megszerkeszthető a Δv sebességváltozás, és az ellenőrző felületen belüli jelenségekkel nem kell foglalkozni.

A 18. ábrán megszerkesztett $\Delta v = v_2 - v_1$ különbségi sebességvektorral:

$$F_d = \dot{m} \cdot \Delta v = q \cdot \rho_v \cdot \Delta v = A \cdot v \cdot \rho_v \cdot \Delta v = -F_i$$

képletből számítható, iránya a Δv sebességváltozás irányával megegyezik. Az F_i értelme azzal ellentétes.



19. ábra. Síklapra merőlegesen érkező vízszög

A 19. ábra bal oldalán látható síklapot A keresztmetszetű vízszög éri. A lapot megtámasztották, így a vízszög elfordul, szétterül az egész lapon, és a K pontból induló sugarak irányában elhagyja azt. A vízszög a lap által közvetített erő gyorsította. A rajzolt módon felvett ellenőrző felületre v_1 sebességgel érkező vízszög v_2 sebességgel távozik a lap középpontjára szimmetrikusan, egy körkerület mentén.

Így a v_2 sebességvektorokkal képzett impulzus (mozgásmennyiség) vektorok páronként kioltják egymást, eredőjük nulla. Az ellenőrző felülettel körülzárt folyadékot támadó erők eredője

$$\sum F_i = -q_m \cdot v_1 \cdot \rho,$$

a negatív előjel utal az erő helyes értelmezésére.

Figyelembe véve, hogy

$$q_m = \rho \cdot q_v = \rho \cdot A \cdot v_1,$$

az eredő erő nagyságára a

$$\sum F_i = \rho \cdot A \cdot v_1^2$$

egyszerű összefüggés adódik.

A 19. ábra jobb oldalán látható síklap u sebességgel mozog a folyadéksugárral megegyező irányban. Az ellenőrző felület együtt halad a lappal. A jelenség az előzőekben tárgyalthoz hasonló, a távozó folyadék impulzus (mozgásmennyiség) vektorai páronként kioltják egymást.

A folyadék most

$$v_1 - u$$

sebességgel lépi át az ellenőrző felületet, így

$$\sum F = -q_m \cdot (v_1 - u)$$

eredő erőt kapunk.

Figyelembe véve, hogy az ellenőrző felületet átlépő tömegáram is kisebb, most

$$q_m = \rho \cdot A \cdot (v_1 - u)$$

az eredő erő nagyságára az

$$\sum F = \rho \cdot A \cdot (v_1 - u)^2$$

összefüggés adódik.

5.3 Az áramlási veszteségek

A valóságos folyadék áramlása nem veszteségmentes. Súrlódási erő hat mind a csőfal és a folyadék között, mind az egyes folyadékrészecskék között, ha közöttük bármely okból sebességkülönbség van. Ezen kívül ún. leválási veszteségek lépnek fel a csőidomokban, csőszerelvényekben.

A súrlódási veszteséget kifejező fajlagos munkát az áramlás irányában felírt Bernoulli-egyenlet jobb oldalára, a kettes indexű tagok mellé írják, így

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 + \frac{v_2^2}{2} + \Delta p, \text{ vagyis az áramlás 1 pontbeli fajlagos}$$

összenergiája egyenlő a 2 pontbeli fajlagos összenergia és a Δp nyomásveszteség összegével.

Ez a nyomásveszteség magában foglalja a súrlódási és a leválási veszteségeket.

A **nyomásveszteség**:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ azaz}$$

a nyomásveszteség arányos a fajlagos mozgási energiával, ahol az **arányossági tényező** (veszteségtényező) egyenes, állandó keresztmetszetű csővezetékre:

$$\xi = \lambda \cdot \frac{l}{d}, \text{ ahol}$$

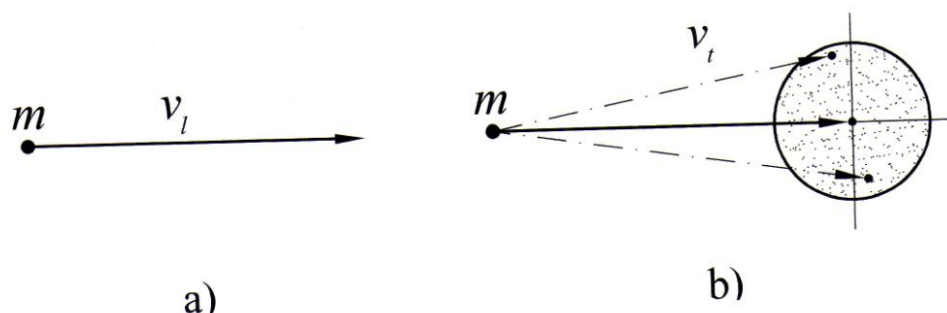
λ - csősúrlódási tényező,

l - a cső hossza,

d - a cső átmérője.

A ξ veszteségtényezőt csőidomokra, csőszerelvényekre, ahol a leválási veszteségek dominálnak, mérések, modellkísérletek útján határozzák meg. Egyszerűbb üzemeltetési számításokhoz tapasztalatok alapján, becsléssel veszik fel a ξ értékét. Az áramlási veszteség legyőzésére fordított munka hővé alakul, amely részben bennmarad az áramló közegben, részben a csőfalon át távozik.

A λ **csősúrlódási tényező** értéke attól függ, hogy az áramlás képe (jellege) lamináris (réteges) vagy turbulens (gomolygó, keveredő) (v. ö.: 16. ábra). A lamináris áramlás esetén a vízrészecskék rendezett sorokban rétegesen áramlanak, az egyes vízrészecskék áramlás közben szigorúan „saját rétegükben” maradnak. A turbulens áramlásnál ezzel szemben egyik vízrészecske áthatol a másik pályájára, ütközések lépnek fel, a különböző nagyságú és irányú sebességek miatt.



20. ábra. Vázlat a lamináris és turbulens áramlás értelmezéséhez

A 20. ábra egy m tömegű vízcseppcske sebességvektorát szemlélteti a kétfajta áramlás esetére. A 19a ábrán a lamináris áramlás sebességvektora látható. Turbulens áramlás esetén (19b ábra) a fő mozgási irányba eső, középértéknek tekinthető, sebességvektor végpontja köré rajzolt gömbnek bármely pontjába mutathat a pillanatnyi sebességvektor. A sebességvektor végpontja három tengely irányába végez egyszerre oszcilláló mozgást.

Azt, hogy az áramlás képe lamináris-e vagy turbulens, a dimenzió nélküli Reynolds-szám dönti el. A λ csősúrlódási tényező értéke a Reynolds-számtól és a cső belső falának érdességétől függ.

A Reynolds-szám:

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu}, \text{ ahol}$$

d - a jellemző hossz méret, azaz a csőszakasz belső átmérője,

v - az áramlás sebessége,

ν - az áramló folyadék kinematikai viszkozitása.

A Reynolds-szám kritikus értéke: csövek esetén $Re_{kr} = 2320$. Ennél kisebb Reynolds-számnál az áramlás képe lamináris, előlött pedig turbulens.

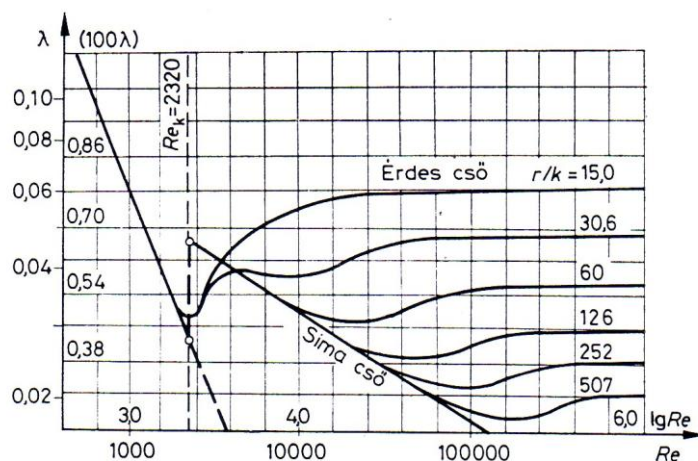
A lamináris áramlás esetén (közelítőleg):

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

A turbulens áramlásnál a csősúrlódási tényező meghatározásához több képlet ismeretes, amelyek csak egy-egy tartományra adnak jó közelítő értéket (Prandtl-Kármán-képlet, Blasius-képlet, Nikuradze-képlet).

A csősúrlódási tényező pontosabb értékét a 21. ábra alapján lehet megállapítani, amely figyelembe veszi a csőfal érdességét is. A cső belső falának érdességére a r/k hányados, a relatív érdesség a jellemző. Itt r a körszelvény sugara és k a fal kiszögellésének (egyenetlenségének) átlagos mérete. A 21. ábrából az is kiolvasható, hogy a csőfal simaságát – adott Re -számnál – milyen mértékig érdemes fokozni. Egy bizonyos Re -számnál ugyanis bármilyen relatív érdességű cső λ csősúrlódási tényezője a sima cső csősúrlódási tényezőjével válik egyenlővé, azaz a cső hidraulikailag simának tekinthető.

A gyakorlatban előforduló feladatok legtöbbszörénél a csősúrlódási tényező $\lambda = 0,02 \dots 0,03$ között van.

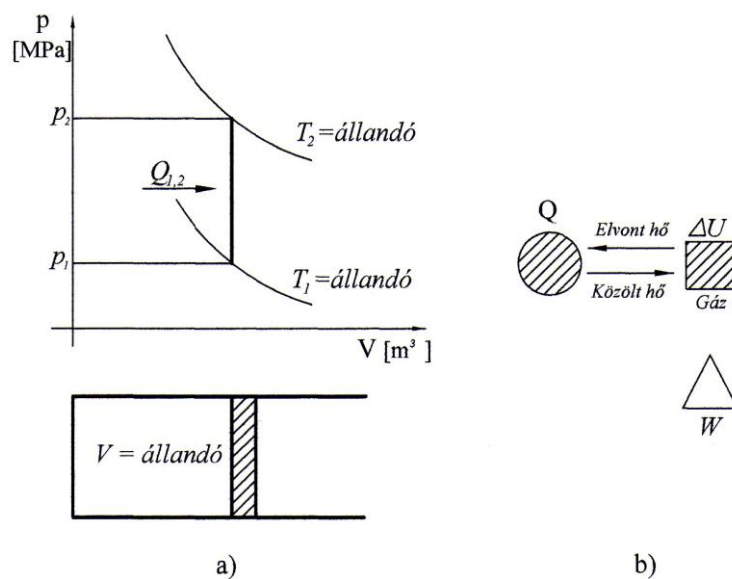


21. ábra. A csősúrlódási tényező a Reynolds-szám függvényében

5.4 A levegő (gáz) állapotváltozása

5.41 Állapotváltozás állandó térfogaton ($V = konst.$)

(Izochor folyamat)



22. ábra. Állapotváltozás állandó térfogaton ($p = konst.$)
a) Az állapotváltozás képe; b) Az energiaváltozás szemléltetése

Állandó térfogatú állapotváltozás csak hőközlés vagy hőelvonás útján jöhet létre (22a, ábra), ami zárt, merev falú térben történő közegmelegítést vagy hűtést jelent. Az **izochor állapotváltozás** két pontja közötti nyomás egyenesen arányos az abszolút hőmérséklettel:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Az állapotváltozás során csak a belső energia változik (22b ábra):

$$Q_{1,2} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ [kJ]}, \text{ ahol}$$

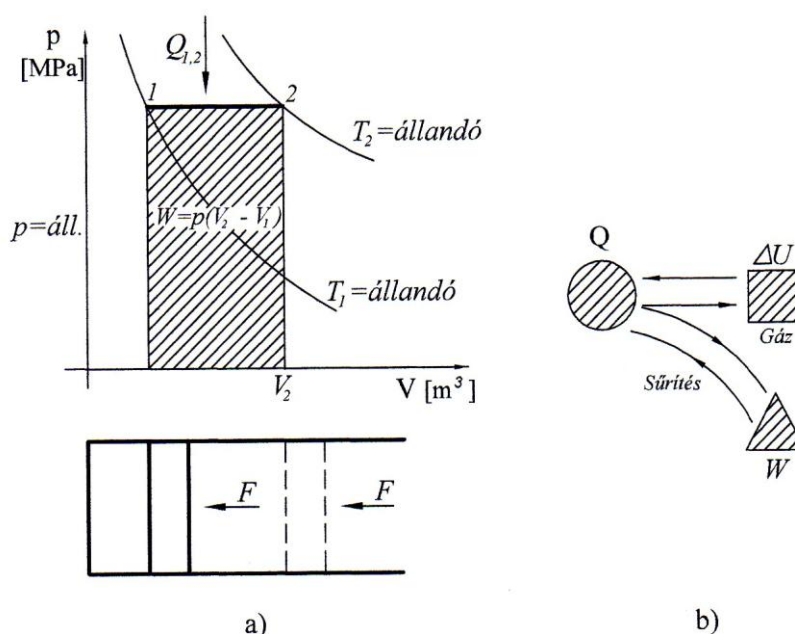
m - a gáz tömege kg-ban,

c_p - a fajlagos hőkapacitás állandó nyomáson kJ/kg·K-ben,

T - a hőmérséklet K-ben.

5.42 Állapotváltozás állandó nyomáson ($p = \text{áll.}$)

(Izobár folyamat)



23. ábra. Állapotváltozás állandó nyomáson
a) Az állapotváltozás képe; b) Az energiaváltozás szemléltetése

Izobár állapotváltozást végez egy gáz, ha a tér, amelyben melegítik vagy hűtik, követi a gáz térfogatváltozását (pl. egy állandó súlyerővel terhelt dugattyú elmozdulásával). Állandó nyomásnak tekinthető (jó közelítéssel) a csövekben, csatornáknban áramló közeg hűtése vagy fűtése, ha a be- és kilépősebességek különbsége nem nagyon nagy.

Az izobár állapotváltozás két pontja között a fajtérfogatok egyenesek arányosak az abszolút hőmérséklettel:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ vagy } \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

A **fajtérfogat** (fajlagos térfogat) a sűrűség reciproka $v = 1/\rho$, mértékegysége m^3/kg .

Az állapotváltozás során közölt hő (Q) egy része külső munkavégzésre, a másik része pedig a belső energiaváltozásra fordítódik (23b, ábra).

Az állapotváltozáshoz szükséges hő:

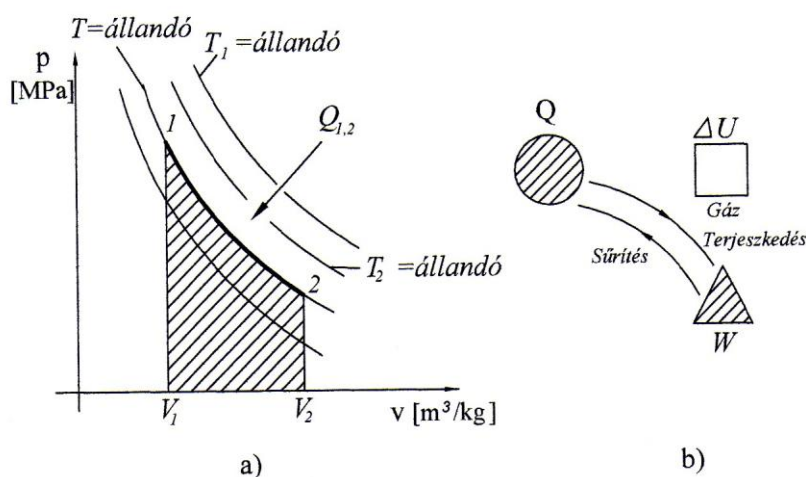
$$Q_{1,2} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1), \text{ ahol}$$

c_v - a fajlagos hőkapacitás állandó térfogaton:

$$W = p \cdot (v_2 - v_1).$$

5.43 Állapotváltozás állandó hőmérsékleten ($T = \text{konst.}$)

(Izotermikus folyamat)



24. ábra. Állapotváltozás állandó hőmérsékleten
a) Az állapotváltozás képe; b) Az energiaváltozás szemléltetése

Izotermikus állapotváltozás (kompressziót vagy expanziót) úgy hajtják végre, hogy közben a hőmérséklet ne változzék, amelynek törvényét a

$$p \cdot V = \text{konst.} \text{ vagy } p \cdot v = \text{konst.}, \text{ illetve } \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_2}{V_1} \text{ vagy } \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

képletek fejezik ki. Az állapotváltozás képe a $p \cdot v$ diagramban egyenlőszárú hiperbola (24a ábra).

A fajlagos térfogatnyi levegő izotermikus állapotváltozására a következő adódik:

$$p \cdot v = R \cdot T = \text{konst.}$$

ez a **Boyle-Mariotte-féle gáztörvény**, amelyben

p - az abszolút nyomás,

v - a fajlagos térfogat,

T - az abszolút hőmérséklet,

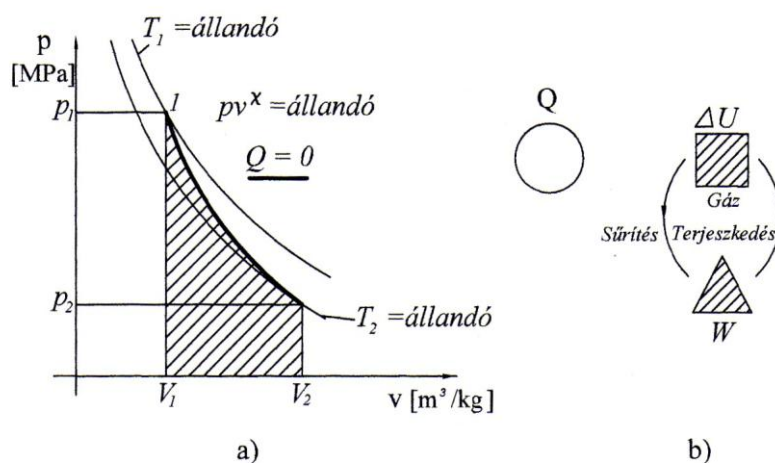
R - a Regnault-féle (ejtsd: Rönyó) gázállandó.

A belső energia az állapotváltozás során állandó marad és az összes közölt hő külső munkavégzésre fordítódik (24b ábra):

$$W_{iz} = R \cdot T \cdot \ln \cdot \frac{p_1}{p_2} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \cdot \frac{v_2}{v_1}$$

5.44 Az állapotváltozás alatt hőcsere nincs ($dQ = 0$)

(Adiabatikus állapotváltozás)



25. ábra. Állapotváltozás hőcsere nélkül

a) Az állapotváltozás képe; b) Az energiaváltozás szemléltetése

Ha a gázt a környezettől teljesen elszigetelve komprimálják, megnő a hőmérséklete, mert az összenyomásra fordított munka hővé alakul át. Expanzió esetében viszont a visszanyert mechanikai munka következtében csökken a levegő energiája és hőmérséklete.

Ez a gyakorlatban igen fontos állapotváltozás a p-V diagramban hiperbolával ábrázolható (25a ábra).

Az **adiabatikus állapotváltozás képlete:**

$$p \cdot v^\kappa = \text{konst.}, \text{ illetve } \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\kappa; \quad \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}};$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}; \quad \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\kappa-1}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$\kappa = 1,4$, ideális gáz és levegő esetén.

A munka teljes egészében a belső energiából fedeződik (25b ábra). Terjeszkedéskor a belső energia csökken, sűrítéskor nő.

Az **adiabatikus munkavégzés:**

$$W_{\text{ad}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2).$$

5.45 Az állapotváltozás során tetszőleges hőcsere van ($pv^n = \text{konst}$).

(Politropikus állapotváltozás)

A valóságban nincs tökéletes adiabatikus állapotváltozás, mert nem lehet a vizsgált gáztér fogatot a környezettől tökéletesen elszigetelni. Csak megközelítőleg tudják az adiabatikus állapotváltozást oly módon, hogy a kompressziót vagy expanziót gyorsan hajtják végre.

Hasonlóképpen nincs a valóságban tökéletes izotermikus állapotváltozás sem. Úgy lehet megközelíteni, hogy a hengert hűtik, amelyben az állapotváltozás végbemegy.

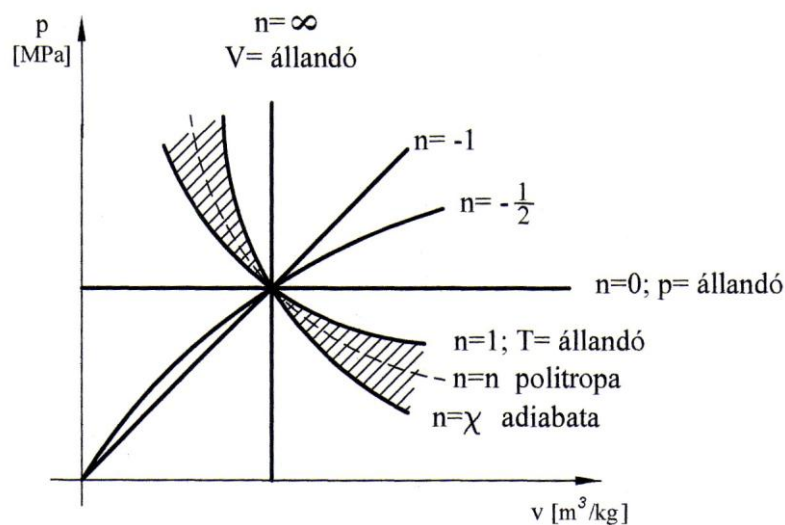
A valóságos állapotváltozás az adiabatikus és az izotermikus között játszódik le, és ez a **politropikus állapotváltozás**, amelynek képletei:

$$p \cdot v^n = \text{konst}, \text{ illetve } \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ ahol}$$

n - kitevő az állapotváltozás alatt, értéke

$$1 \leq n \leq 1,4.$$

A valóságos állapotváltozásokat abban az értelemben nevezik adiabatikusnak vagy izotermikusnak, hogy melyik állapotváltozást közelítik meg jobban.



26. ábra. Különleges kitevőjű politropák a p-V diagramban

A politropikus állapotváltozás az ismertetett négy állapotváltozás speciális esete, ugyanis

$n = 0$ esetben $pV^0 = p = \text{konst.}$ izobár állapotváltozás

$n = 1$ esetben $pV^{-1} = \text{konst.}$ izotermikus állapotváltozás

$n = \kappa$ esetben $pV^\kappa = \text{konst.}$ adiabatikus állapotváltozás

$n = \infty$ esetben $pV^\infty = \text{konst.}$ izochor állapotváltozás

5.5 A vízgőz energiája

5.51 A fajlagos hőtartalom, az i - p diagram

A vízgőz az egyik legfontosabb ipari energiahordozó. A víz, illetve a vízgőz nagy fajhője (fajlagos hőkapacitása) miatt különösen alkalmas hőenergia tárolására:

A víz fajhője:

$$c_v \approx 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}).$$

A vizet légköri nyomáson ($p_o \approx 0,1013 \text{ MPa}$) melegítve, kb. $T_1 = 373 \text{ K}$ -ig, vagyis 100°C -ig, az folyadékállapotban marad. $T_o = 273 \text{ K}$ -ról indulva, a forrás kezdetéig a víz fajlagos (azaz kg-kénti) hőtartalma:

$$i'_{0,1} = c_v \cdot (T_1 - T_o) = 4,19 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K} \cdot 100 \text{ K} = 419 \text{ kJ}/\text{kg};$$

az az ún. **folyadékmeleg** légköri nyomáson.

Megjegyzendő, hogy a fajlagos hőtartalom jele az SI mértékrendszerben, h , de a korábbi szakirodalmakban található i használata is megengedett (egyedül az egyes szakirodalmakban a fajlagos hőfogyasztást **fajlagos entalpiának** is nevezik).

Tovább folytatva a melegítést, a víz 373 K -en forni kezd, azaz átalakul gőzzé. Amíg a gőzzé alakulás tart, **nedves gőzről** beszélnek, amikor pedig a víz teljes tömegében gőzzé alakult, azt már **telített gőznek** nevezzük.

A gőzzé alakulás közben a gőz-víz keverék hőmérséklete állandó, a fajlagos hőtartalom azonban, a betáplált hőmennyiség következtében, növekszik. Légköri nyomáson a teljes elpárolgotatáshoz szükséges fajlagos hőmennyiség az ún. **rejtett meleg**: $r_{0,1} \approx 2260 \text{ kJ}/\text{kg}$.

A légköri nyomású telített **vízgőz fajlagos hőtartalma**:

$$i_{0,1} = i'_{0,1} + r_{0,1} \approx (419 + 2260) \text{ kJ}/\text{kg} = 2679 \text{ kJ}/\text{kg}.$$

A telített gőzt tovább hevítve, **túlhevített gőzt** kapnak, amelynek fajhője:

$$c_{th} \approx 2,09 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}).$$

Mindkét fajhő számértéke függetlennek tekinthető a nyomástól. A T_2 hőmérsékletre túlhevített légköri nyomású vízgőz túlhevített fajlagos hőtartalma:

$$i''_{0,1} = c_{th} \cdot (T_2 - T_1).$$

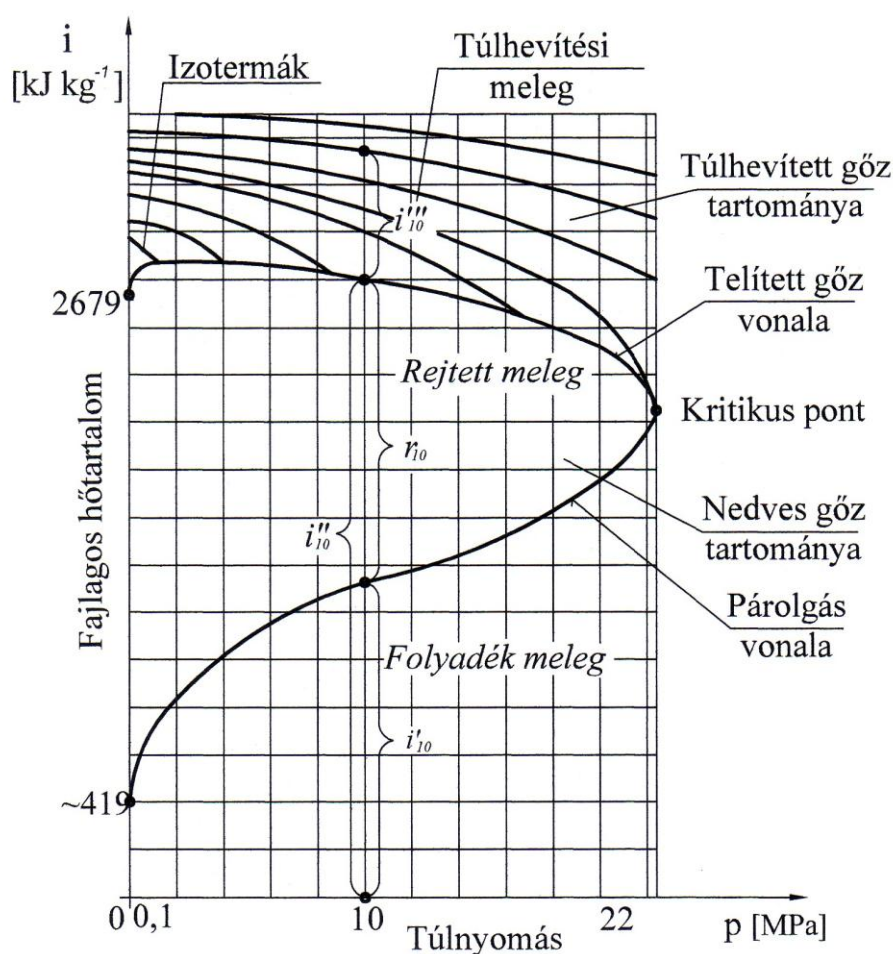
A **túlhevített gőz** összes fajlagos hőtartalma ezek után:

$$i_{0,1} = i'_{0,1} + r_{0,1} + i'''_{0,1},$$

bevezetve az $i''_{0,1} = i'_{0,1} + r_{0,1}$ jelölést, akkor:

$$i_{0,1} = i''_{0,1} + i'''_{0,1}.$$

Az egyes fajlagos hőtartalmak arányai a nyomás függvényében változnak. Ezt szemlélteti a 27. ábrán látható vízgőz állapotváltozási diagram, az ún. *i*-*p* diagram. Ezen látható, hogy a nyomás növekedésével növekszik a folyadékmeleg fajlagos értéke, ugyanakkor csökken a rejtett meleg. A diagramon a függőleges tengely a légköri nyomás (0,1 MPa) értéknél kezdődik, a vízszintes tengelyen pedig az ún. túlnyomás (légkörin túlevő) nyomások szerepelnek. A 22 MPa az a kritikus nyomás, amelynél a folyadékmeleg a legnagyobb értéket eléri, a rejtett meleg pedig nulla. Ezen a nyomáson – és az ennél nagyobb nyomásokon is – átmenet nélkül megy át a folyadék halmazállapotból túlhevített gőzállapotba. Ilyen nyomáson a túlhevített gőz fajtérfogata nem tér el lényegesen a víz fajtérfogatától. Ezt a korszerű, nagy nyomású kazánok üzemeltetése során jól kihasználják. A túlhevített vízgőz tulajdonságai jól megközelítik az ideális gáz tulajdonságait.



27. ábra. A vízgőz *i*-*p* diagramja

5.52 Az entrópia fogalma

Az entrópia termodinamikai állapotfüggvény, amelynek változásából a folyamatok megfordíthatóságára lehet következtetni. A matematikai kifejezése, illetve az entrópia változása a

$$dS = \frac{dW}{T} \quad [\text{kJ/K}]$$

differenciálegyenlettel írható le, ahol a dW hőmennyiség változást jelent, a T abszolút hőmérséklet pedig állandó.

Az egyenletet rendezve és integrálva:

$$T \cdot \int_{s_1}^{s_2} dS = \int_0^W dW, \quad \text{azaz } (S_2 - S_1) \cdot T = W.$$

Az egyenlet szerint állandó hőmérsékleten is van hőfelvétel, ha növekszik a rendszer entrópiája.

Ismereteink szerint a hőfelvétel hőmérséklet növekedéssel jár együtt. Szilárd testre, tiszta folyadékokra vagy telített gőzre felírható:

$$W = c \cdot m \cdot (T_2 - T_1),$$

ahol c az illető anyag fajhője, azaz anyagjellemző, az egyes anyagokra más és más. Ha most az történne, hogy melegedés közben a melegített anyag fajhője növekedni kezdene, akkor úgy is elképzelhető lenne a hőfelvétel, hogy közben a hőmérséklet nem növekedne.

Hasonló jelenség játszódik le a vízgőz előállításakor. A párolgás megindulásától a telített gőz állapotáig a vízgőz-forróvíz keverék (vagyis a nedves gőz) hőmérséklete nem nő, ugyanakkor tekintélyes mennyiségű rejtett meleget vesz fel. Ez csak úgy lehetséges, hogy közben a nedves gőz entrópiája állandóan növekszik.

Az entrópia emlékeztet a fajhő fogalmára, a fajhő azonban anyagjellemző, az entrópia nem az illető anyagra, hanem annak hőtartalmára jellemző állapotfüggvény.

Az entrópia mint állapotfüggvényről kimondható:

zárt rendszer entrópiája meg nem fordítható folyamatoknál nő; megfordítható folyamatoknál nem változik. A technikai számításoknál az entrópia abszolút értéke nem döntő, csak annak változása, így sok esetben az entrópia értékét a $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ hőmérséklettől számolják.

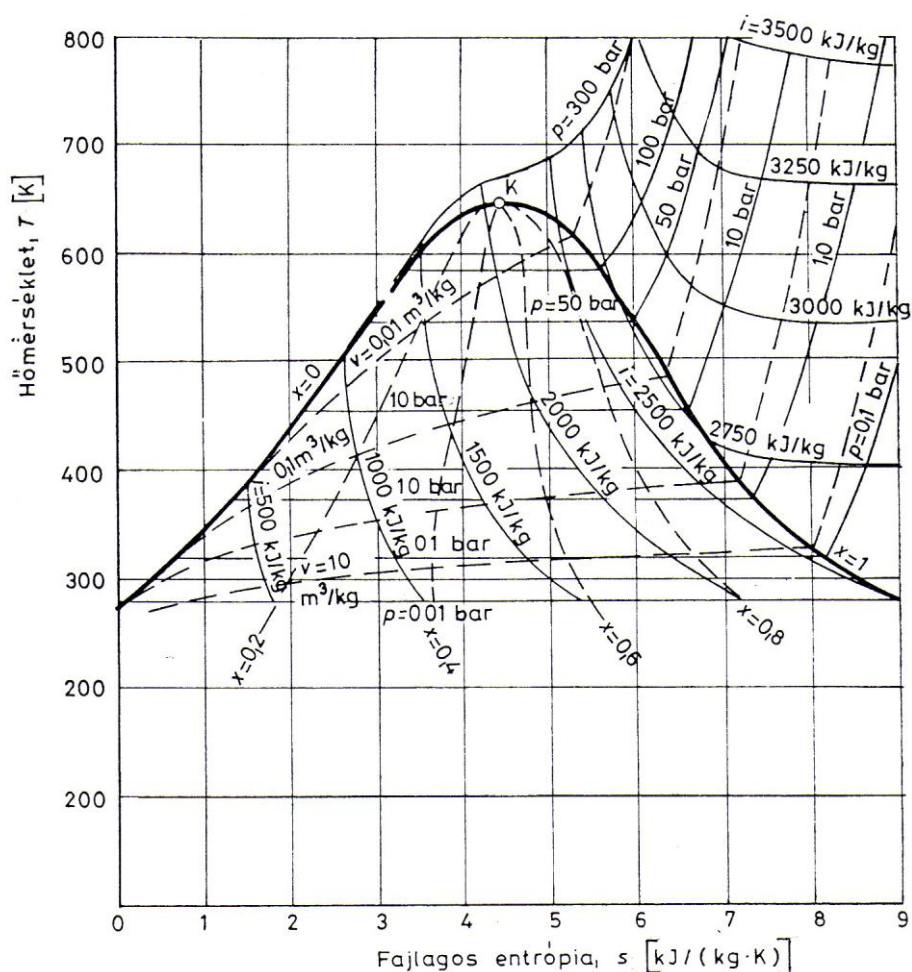
A vízgőz állapotváltozási diagramjain a **fajlagos entrópia** szerepel:

$$s = \frac{S}{m} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$$

5.53 A vízgőz állapotváltozását leíró T-s és i-s diagramok

Ezeket a diagramokat **entrópia-diagramoknak** is nevezik, mivel a vízgőz állapotjelzőinek bonyolult összefüggéseit ábrázolják koordináta-rendszerben oly módon, hogy a diagram vízszintes tengelyén változóként a fajlagos entrópia értékei szerepelnek. Attól függően, hogy a függőleges tengelyen melyik állapotjelzőt ábrázolják a másik változóként: hőmérséklet-

entrópia diagramok szerkeszthetők. Az entrópia diagramokban a vízgőz egyéb állapotjelzői mint paraméterek szerepelnek.



28. ábra. A vízgőz T-s diagramja

A vízgőz T-s diagramjában (28. ábra) – megállapodás szerint – a $t = +0,01^\circ\text{C}$ hőmérsékletű és $p = 6,11\text{ bar} = 611\text{ Pa}$ nyomású vízállapothoz $s_0 = 0$ entrópia-, illetve $i_0 = 0$ hőtartalom értéket rendelnek a legújabban elfogadott nemzetközi gőztáblázatokban.

Az elgőzölgtetés kezdetét (telített folyadékállapot) és végét (száraz telített gőz állapot) törések jelzik a $p = \text{konst.}$ vonalakon. Ezekre a pontokra csatlakozik az elpárolgatatás vízszintes vonala a folyadék- és gőztartományban exponenciális jelleggel az emelkedő $p = \text{konst.}$ vonalszakaszokhoz. Ezeknek a töréspontoknak az összekötő vonalai az ún. határgörbék a gőzök T-s diagramjaiban: alsó határgörbe a telített folyadékállapotokat összekötő, felső határgörbének a száraz telített gőz állapotokat összekötő görbe ágakat nevezik. A két határgörbe a K kritikus pontban találkozik.

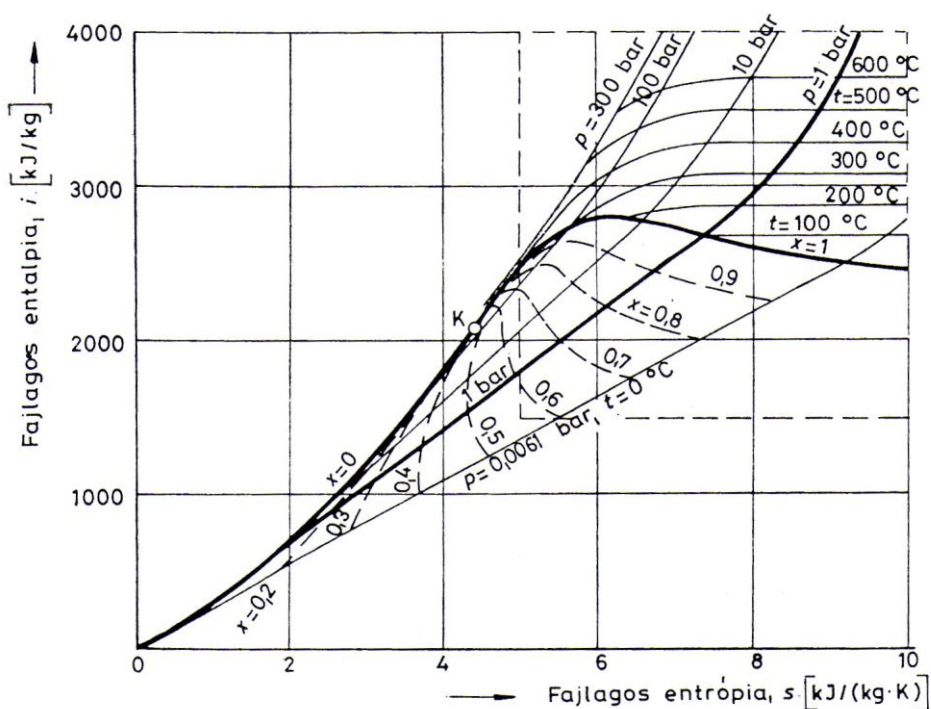
A 28. ábra diagramja jól szemlélteti, hogyan csökken a nyomás növekedésével a rejtett meleg, míg végül a $p_{kr} \approx 22\text{ MPa}$ nyomáson nullára zsugorodik.

A két határgörbe között a vízszintesen futó izobárokat egyenlő szakaszokra osztva és az egymásnak megfelelő pontokat összekötve adódnak az $x = \text{konst.}$ vonalak, x jelenti, a folyadéknak azt a részét, ami már gőzhalmazállapotba jutott. Az alsó határgörbén $x = 0$, a felső határgörbén $x = 1$. Az $i = \text{konst.}$ vonalak ebben a diagramban már nem futnak vízszintesen, mert a vízgőz távolról sem tekinthető ideális gáznak. A 28. ábrából az látható, hogy a diagramon szereplő nyomás- és hőmérséklet tartományban a víz vagy vízgőz fojtása

$i = \text{konst.}$ hőmérséklet-csökkenéssel jár. Az alsó határgörbéről induló fojtás részleges elpárolgást eredményez.

A hőközlések, hőelvonások, adiabatikus reverzibilis (megfordítható) és adiabatikus irreverzibilis (nem megfordítható) állapotváltozások kezelését illetően az ideális gázok T-s diagramjánál leírtak alkalmazhatók értelemszerűen.

A T-s diagram használata azért nehézkes, mert a hőterületeket minden alkalommal pontosan le kell mérni. Ez bonyolultabbá teszi az irreverzibilis állapotváltozások követését és mindenekelőtt a gőzturbinákban végbemenő folyamatok számítását. A vízgőz termodinamikai jellemzőit ezért i -s koordináta-rendszerben megadva megalkották a vízgőz i -s diagramját, mely hasznos segédeszköze kalorikus szakembereknek. A diagramot a 29. ábra szemlélteti, amelyet ún. Mollier-diagramnak is neveznek.



29. ábra. A vízgőz i -s diagramja

A diagramban a határgörbéken kívül a $p = \text{konst.}$, $t = \text{konst.}$, $x = \text{konst.}$ vonalak szerepelnek. A két határgörbe között a $t = \text{konst.}$ vonalak egybeesnek a telítési állapotnak megfelelő nyomásvonalakkal. Nagy léptékű diagramokon szerepeltetik a $v = \text{konst.}$ vonalakat is. Ezeknek a gőzturбина méretezésénél van fokozott jelentőségük. Az ábrán szaggatott vonallal határolt tartomány az, amit a nagy léptékű diagramokon szerepeltetnek. A folyadéktartomány termodinamikai jellemzőit ugyanakkor gőztáblázatokból veszik.

Fontos törvény a vízgőz entrópiadiagramjainak használatával kapcsolatban, hogy adiabatikus állapotváltozás esetén a vízgőz entrópiája állandó, s ezért az adiabatikus állapotváltozást a T-s és i -s diagramban is függőleges egyenesek ábrázolják.

6. A FOLYADÉKOKAT ÉS LÉGNEMŰ ANYAGOKAT SZÁLLÍTÓ GÉPEK

6.1 A folyadékot szállító gépek (szivattyúk)

A szivattyúk olyan munkagépek, amelyek mechanikai munkát felhasználva a folyadék energiaszintjét megnövelik, így a folyadékot az alacsonyabb energiaszintű helyről a magasabb energiaszintű helyre szállítják. A szivattyú a vele közölt mozgási energiát hidraulikus energiává alakítja át, ami a folyadék nyomásnövekedésében nyilvánul meg.

A szivattyúkat működési elvük szerint a következő csoportokba osztják:

- térfogat-kiszorítás elvén és
- áramlástechnikai elven

működő gépekre.

A térfogat-kiszorítás elvén vagy másképpen volumetrikus elven működő gépeknél a gép munkatere az idő függvényében valamilyen törvényszerűség szerint periodikusan változtatja térfogatát. A munkatér térfogatának növekedésekor a folyadék az előálló nyomáskülönbség hatására a gép munkaterébe áramlik, majd a térfogat csökkenésekor a közeg ugyanilyen okból a gép munkateréből távozik. A ki- és beáramlást automatikusan működő vagy vezérelt szelepek, tolattyúk, rések stb. irányítják.

Az áramlástechnikai elven működő gépek felosztása:

- impulzusnyomaték elven (örvényelven) és
- egyéb áramlástechnikai elven

működő gépek.

Az impulzusnyomaték elvén működő gépek fő jellegzetessége: a gépeken át folyamatosan áramló közeg, a lapátózással bíró forgó járókerék, valamint, hogy a járókeréklapátok az abszolút áramlást eltérítik. Az e családba tartozó gépeket örvénygépek, örvényelven működő gépeknek is nevezik.

Az egyéb áramlástechnikai elveken működő gépek csoportjába tartozik pl. a vízsugárszivattyú, a légnyomásos vízemelő (mamutszivattyú) stb.

A térfogat-kiszorítás elvén működő gépek lehetnek:

- dugattyús szivattyúk,
- egyéb, térfogat-kiszorítás elvén működő szivattyúk.

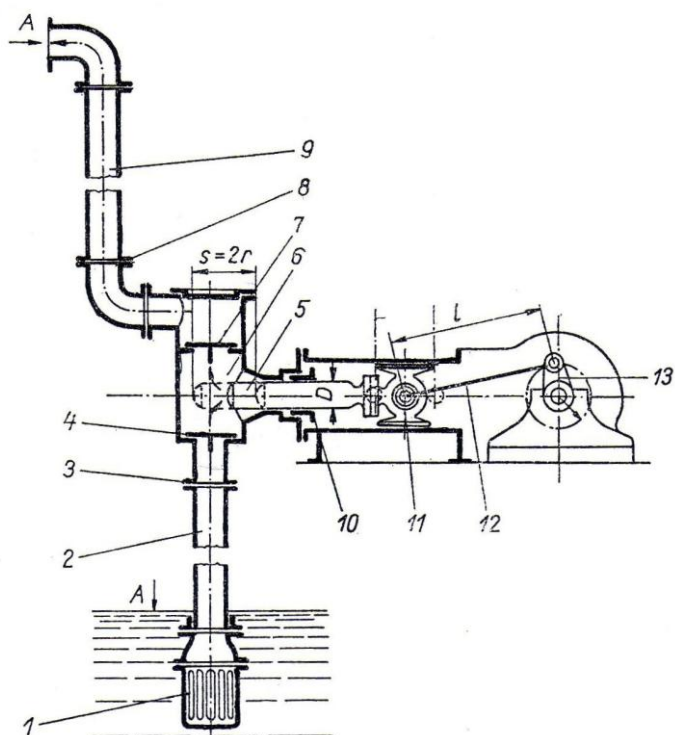
6.11 A dugattyús szivattyú

A dugattyús szivattyú a szivattyúk fejlődése sorrendjében az első és legegyszerűbb fajta. Lehet egyszeres vagy kétszeres működésű annak függvényében, hogy a dugattyúnak csak egyik vagy mindkét oldalán történik-e folyadékcszállítás.

A 30. ábra egyszeres működésű **dugattyús szivattyú** vázlatát szemlélteti. A dugattyú balról jobbra haladva a szívókosáron a szívóvezetéken, a szívócsonkon, a szívó légüstön és a szívás hatására kinyúló szívószelepen keresztül folyadékot szív be a hengerbe, miközben a nyomószelepet a nyomáscsökkenés zárva tartja. Amikor a dugattyú jobbról balra halad, a szívószelep bezár, a dugattyú a folyadékot a nyomószelepen, a nyomólégüstön és nyomócsonkon keresztül a nyomóvezetékbe kényszeríti. A szivattyút hajtó motor tengelyének forgómozgását forgattyús hajtómű alakítja át egyenes vonalú lengőmozgássá. A dugattyú egyenesbe vezetését a hengerben kiképzett furat és a keresztfej vezetéke biztosítja. A dugattyú váltakozó mozgása miatt a gép mozgó részeinek tömegét (dugattyú, dugattyúrúd, keresztfej, szelep) váltakozva gyorsítani és lassítani kényszerül. A folyadéknak a szívóütem

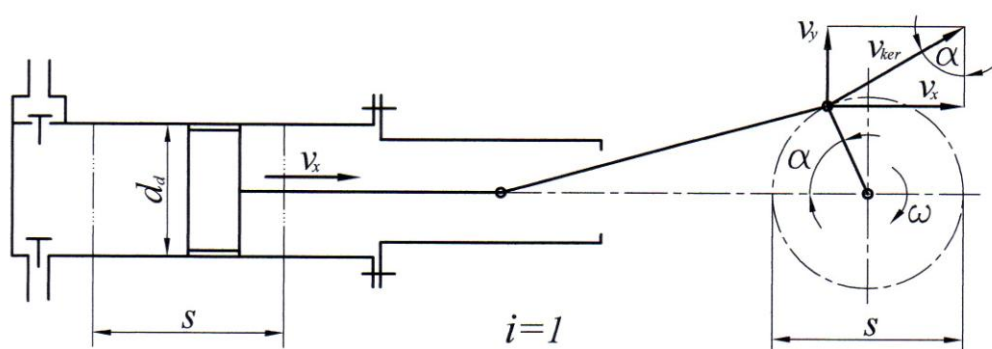
alatti gyorsításhoz szükséges nyomáskülönbség-többletet a hengertérben uralkodó nyomás csökkenése hozza létre. Ez a nyomáscsökkenés növeli a kavitációveszélyt.

A dugattyús szivattyú nagy előnye, hogy térfogatárama gyakorlatilag független annak a térnek a nyomásától, az ún. ellennyomástól, ahová a folyadékot szállítja.



30. ábra. Egyszeres működésű dugattyús szivattyú

- 1- szívókosár lábszeleppel; 2- szívóvezeték; 3- szívócsonk; 4- szívószelep;
5- dugattyú; 6- henger; 7- nyomószelep; 8- nyomócsonk; 9- nyomóvezeték;
10- tömszelence; 11- keresztfej; 12- hajtórúd, 13- forgattyúkar;
s- a löket; r- a forgattyúkar sugara; l- a hajtórúd hossza



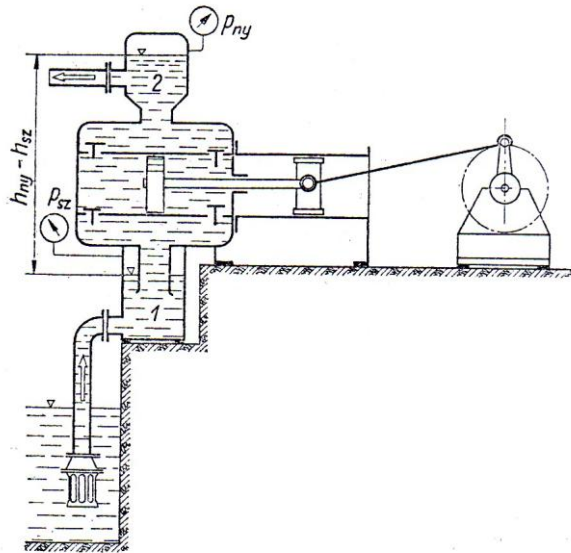
31. ábra. Forgattyús hajtóművel mozgatott dugattyú

Az s löket a dugattyú két szélső helyzete (holtpontja) közötti távolság. Ha a dugattyút forgattyús hajtómű mozgatja, akkor a löket: $s = 2r$ (31. ábra), ahol r a forgattyúsugár.

A V lökettérfogat a dugattyú által egy löket alatt kiszorított térfogat, a löketnek és a dugattyú A_d működő felületének szorzata:

$$V = A_d \cdot s.$$

A kettős (kétszeres) működésű dugattyús szivattyú (32. ábra) kettős löketének mindegyike alatt szív és nyom is, mivel a dugattyú mindkét felülete dolgozik és minden löketre jut egy szívó- és egy nyomóütem. A két dugattyúfél működő felülete nem egyenlő. A jobb oldali a dugattyúrúd keresztmetszetével kisebb.



32. ábra. Kettős működésű dugattyús szivattyú
1- szívóoldali légüst; 2- nyomóoldali légüst

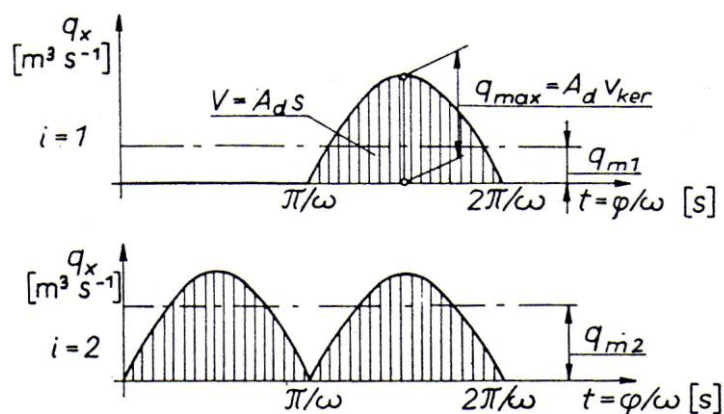
A **dugattyú pillanatnyi sebessége** a forgattyús mechanizmus forgattyúcsapjának vízszintes irányú sebességével egyenlő (31. ábra):

$$v_x = v_{ker} \cdot \sin \alpha = v_{ker} \cdot \sin \omega \cdot t.$$

A szállított térfogatáram:

$$q_x = A_d \cdot v_x = \frac{d_d^2 \cdot \pi}{4} \cdot v_{ker} \cdot \sin \omega \cdot t \quad [m^3 / s].$$

A 33. ábra diagramjai az egyszeres és kettős működésű dugattyús szivattyú **folyadék szállítási görbéit** szemlélteti az idő függvényében. A vízszintes tengelyen levő idő a forgattyúkar szögelfordulása és a szögsebesség hányadosaként számítható. Ebből megállapítható, ha a szivattyú folyadék szállítását nem szabályoznánk, ilyen lüktetve áramolna a nyomásvezetékben a folyadék. A szabályozásra szolgálnak azonban pl. az ún. **légüstök** (32. ábra), amelyekben a pontosan méretezett „légrugó” biztosítja a $q_m \approx \text{konst.}$ térfogatáramot.



33. ábra. Az egyszeres ($i = 1$) és kettős ($i = 2$) működésű dugattyús szivattyú folyadékszállítási görbéi

A **nyomólégüst**: a szivattyúra vagy a nyomóvezeték elejére nagyobb, levegővel telt tartályt szerelnek a 32. ábrán látható módon, hogy abban légszák keletkezzen. A levegőt a nyomóvezetékben levő folyadék nyomása összenyomja. A nyomólöket alatt a szivattyú folyadékot nyom a légüstbe. A lökészerűen jelentkező nyomásnövekedés hatására a légüstben levő levegő még jobban összenyomódik, és helyére folyadék áramlik be. Amikor a dugattyú a löket vége felé lassul – és később a szívólöket alatt is –, a nagy nyomású levegő a légüstben levő folyadék egy részét a nyomóvezetékbe nyomja. Ezáltal a nyomócsőben levő folyadékot állandó áramlásban lehet tartani, ám a sebesség ingadozását nem lehet egészen kiküszöbölni.

A **szívólégüst** hasonlóan működik, mint a nyomólégüst, de szíváskor a szívólégüstben levő levegő kiterjed, nyomása csökken, mert a dugattyú részben a szívólégüstben lévő folyadékot szívja. A szívólöket végén (amikor a dugattyú már alig mozog) és a nyomólöket elején viszont a szívócsőből áramlik a folyadék a légüstben keletkezett kis nyomású térbe. Ezáltal az áramlás folyamatossága fenntartható a szívócsőben is.

A légüst emlékeztet a lendítőkerék elvére, amikor „folyadékhiány” van a nyomóvezetékben, a légüstből pótlódik a közepes térfogatáramláshoz szükséges folyadékmennyiség.

A dugattyús szivattyúk térfogatáramát és annak egyenletesebb lefolyását többhengeres szivattyúkkal is növelhetik (pl. kéthengeres ún. duplex vagy háromhengeres ún. triplex szivattyúk).

A q_m közepes térfogatáram értéke $i = 1$, illetve $i = 2$ működésszám esetén a következőképpen számolható.

$$t_1 = \frac{2\pi}{\omega}; \text{ illetve } t_2 = \frac{\pi}{\omega}; \text{ amelyből}$$

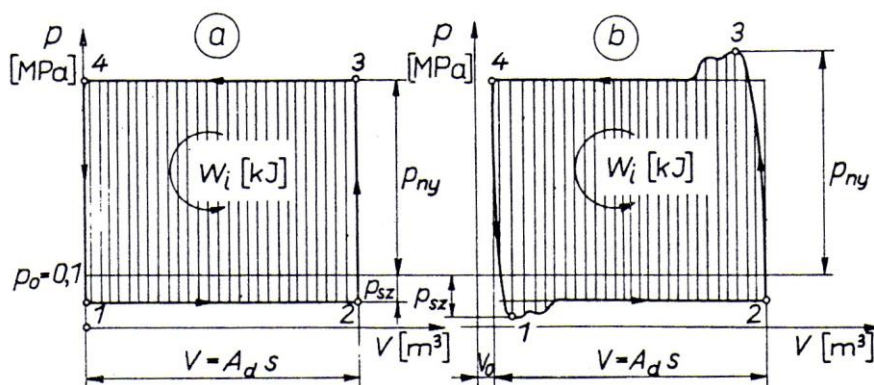
egyszeres működésű szivattyúnál:

$$q_{m1} = \frac{A_d \cdot s}{t_1} = \frac{A_d \cdot 2r}{2\pi} \cdot \omega = A_d \cdot \frac{v_{ker}}{\pi}$$

Kettős működésű szivattyúnál:

$$A_d \cdot s = q_{m2} \cdot t_2, \text{ amelyből}$$

$$q_{m2} = \frac{A_d \cdot s}{t_2} = \frac{A_d \cdot 2r}{\pi} \cdot \omega = A_d \cdot \frac{2v_{ker}}{\pi}$$



34. ábra. A dugattyús szivattyú indikátordiagramjai
a) elméleti , b) valóságos

A dugattyús szivattyú működését az ún. **indikátordiagram** (34. ábra) teszi szemléletessé, amely a nyomás változását ábrázolja a dugattyú elmozdulásának függvényében: $p_x = f(x)$, ahol az x elmozdulással mindig arányos a térfogat: $V_x = A_d \cdot x$. A diagramokon a szívás a légköri nyomás ($p_0 = 0,1 \text{ MPa}$) alatt van, a 2 pontban a dugattyú irányt változtat, és a nyomás hirtelen megnő a 3 pontban megfelelő nyomásra. Ideális esetben ez a folyamat térfogatváltozás nélkül, a valóságban kis térfogatváltozással megy végbe, mivel a folyadék kismértékben összenyomható. A 3-4 között a dugattyú átnyomja a folyadékot a nyomóvezetékbe, utána ismét irányt vált, és a nyomása lecsökken a 1 pontnak megfelelő értékre.

A két diagram közti különbség egyik oka a folyadék összenyomhatósága. Az is megfigyelhető, hogy a szívás kezdetét jelentő 1 pont nyomása a valóságos diagramon kisebb értékű, mint az elméleti diagramon. Ennek az oka az, hogy a szívócsőben pillanatnyilag álló folyadékoszlopot, továbbá a szívószelepet, lábszelepet mozgásba kell hozni. Ez gyorsulással, azaz tehetetlenséggel jár, vagyis többletszívást és többlet munkaterületet igényel. A szívás és nyomás valóságos jelleggörbéjét a gyorsuló, illetve lassuló folyadékoszlop és a szelepek tehetetlensége torzítja.

Az **indikátordiagram területe** azt a munkát szemlélteti, amelyet a szivattyú a folyadék szállításakor felhasznál, és ez az indikált munka: W_i .

Az indikált teljesítmény:

$$P_i = W_i \cdot n \cdot i \cdot z, \text{ ahol}$$

n - a forgattyúkar fordulatszáma,

i - a működésszám,

z - a hengerszám.

Az indikált munka a 34. ábra diagramja alapján is felírható:

$$W_i = A_d \cdot s \cdot (p_{sz} + p_{ny}) = A_d \cdot s \cdot p_{elm}$$

Ezzel az indikált teljesítmény:

$$P_i = A_d \cdot s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot p_{elm}, \text{ ahol}$$

a térfogatáram:

$$q_{\text{elm}} = A_d \cdot s \cdot n \cdot i \cdot z.$$

Így az indikált teljesítmény végleges alakja:

$$P_i = q_{\text{elm}} \cdot p_{\text{elm}}.$$

A dugattyús szivattyú valóságos térfogatárama kisebb az elméletinél, mert a szelephézagokon, a dugattyú és a henger közötti résen, valamint a tömszelencehézagokon keresztül a folyadék egy része visszaáramlik a kisebb nyomású térbe. Veszteséget okoz még a szelepek késedelmes vagy túl korai működése, a folyadékkal a szivattyúba kerülő levegő, a folyadék esetleges nagy hőmérséklete, továbbá a hajtógép fordulatszámának a csökkenése. Az elméleti és a tényleges térfogatáram különbsége a résáram-veszteség: $q_r = q_{\text{elm}} - q_{\text{val}}$. A gyakorlatban a volumetrikus hatásfokot használják:

$$\eta_v = \frac{q_{\text{val}}}{q_{\text{elm}}} = \frac{q_{\text{val}}}{q_{\text{val}} + q_r}, \text{ amelyből}$$

a valóságos térfogatáram:

$$q_{\text{val}} = \eta_v \cdot q_{\text{elm}}.$$

A volumetrikus hatásfok szempontjából kedvező, ha a szivattyú löketszáma kicsi, a tömítések jók és a folyadék hideg.

A nagy dugattyús szivattyúk volumetrikus hatásfoka $\eta_v = 0,97 \dots 0,99$ is lehet, a kisebbeknél pedig rendszerint $\eta_v = 0,85 \dots 0,97$.

A teljesítmény-veszteségek másik forrása az áramlási veszteség, amelynek az az eredménye, hogy a szivattyú csak kisebb nyomásra szállít, mint az elméleti: $p_{\text{val}} = p_{\text{elm}} - \Delta p$. Ezt a veszteséget a hidraulikai hatásfokkal, $\eta_h = p_{\text{val}}/p_{\text{elm}}$, veszik figyelembe. A szivattyú belsejében áramló folyadék ugyanis azért szenved nyomáscsökkenést, mert nem ideális. A valóságos folyadék jellemzője, hogy a részecskék egymással (belső súrlódás) és a szivattyú különböző elemeivel is súrlódnak (külső súrlódás). A belső súrlódás nagy része ott lép fel, ahol a folyadékáramlás iránya hirtelen változik, pl. hirtelen keresztmetszet-változásoknál, szelepeknél és más szerelvényeknél, valamint a szívás-nyomás váltakozása következtében fellépő irányváltás és sebességváltozás miatti örvényléseknél.

A hasznos teljesítmény:

$$P_h = P_i \cdot \eta_v \cdot \eta_h.$$

A **bevezetett teljesítmény** pedig, amelyet a szivattyú a motoroldalról kap:

$$P_b = \frac{P_i}{\eta_m}, \text{ ahol}$$

η_m - mechanikai hatásfok.

A mechanikai hatásfokkal a mechanikai veszteségeket veszik figyelembe, amelyet az egymáson elmozduló alkatrészek közötti súrlódás (pl. tömszelencében elmozduló

dugattyúrúd, a hajtóművezetékben elmozduló keresztfej súrlódása, a forgattyúcsapok súrlódása, a csapágysúrlódás stb.) okoz. A mechanikai veszteségek nagysága a szivattyú szerkezeti megoldásától és alkatrészeinek állapotától nagymértékben függ.

A **bevezetett teljesítmény:**

$$P_b = \frac{P_h}{\eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h}$$

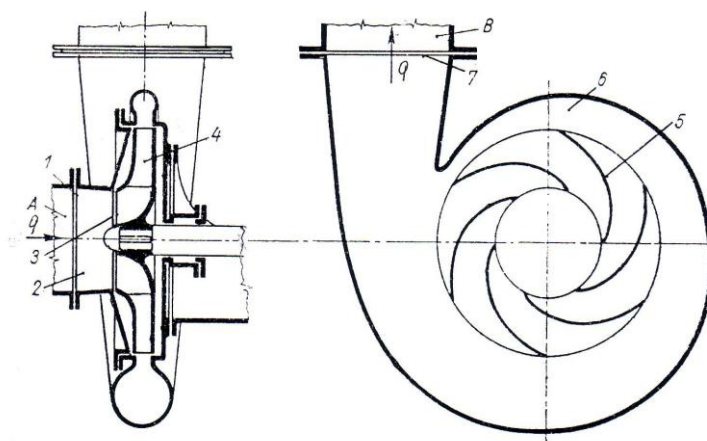
A dugattyús szivattyúk üzemeltetéséhez tartozik az indítás. A jól tömített dugattyús szivattyú **önfelszívó**, de a száraz indítását azonban mégis kerülni kell, mert a beszívott levegőt összenyomja ugyan, de általában annyira nem, hogy a nyomószelep kinyíljon. A szivattyúteret indítás előtt ezért folyadékkal töltik fel egy megkerülő vezetéken keresztül. Feltöltéskor a szivattyútér legmagasabb pontján elhelyezett levegőkieresztő szelepet ki kell nyitni. A szívócső is feltölthető, ha annak végére lábszelepet helyeznek el. A lábszelepnak csak akkor van szerepe, ha a szivattyú megáll, mert ekkor megakadályozza, hogy a szívóvezetékéből a folyadék visszafolyjon. A lábszelep tömítetlensége esetén előfordulhat, hogy zárt állás mellett a szívóvezeték leürül. Ilyen esetben megkerülő vezetékkel a szívócsövet indítás előtt folyadékkal fel kell tölteni.

A lábszelep elé, a szívócső végére szűrőt, - rendszerint egyszerű kosarat – helyeznek el a folyadék durva, darabos, lebegő szennyeződésének leválasztására.

6.12 A centrifugálszivattyú

A centrifugálszivattyúkat egyes szakirodalmakban **örvényszivattyúknak** is nevezik. Ez utóbbi megnevezés a járókeréklapátok örvénynyaláb jellegéből ered.

A gépek fejlődése a villamos motorok megjelenése után a csak forgó elemekkel rendelkező, turbórendszerű típusok felé irányult, amelyeket közvetlenül lehetett a nagy fordulatszámú villamos motorokkal összekapcsolni. Így fejlődtek ki a centrifugálszivattyúk, amelyekben az ún. járókerék forog, és a lapátjai mentén fellépő centrifugális erő és impulzus erő olyan nyomásviszonyokat hoz létre, amely képes a folyadékot alacsonyabb szintről magasabb szintre szállítani (35. ábra).



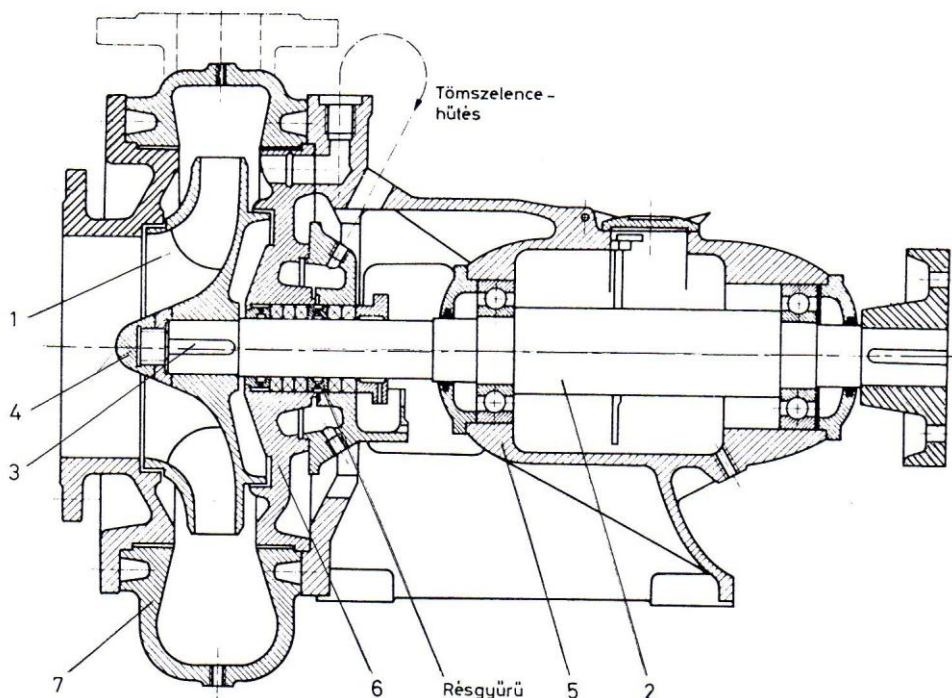
35. ábra. A centrifugálszivattyú elvi felépítése

1- szívócsonk; 2- szivótér; 3- a járókerék szivótorka; 4- járókerék;

5- a járókerék lapátja; 6- csigaház (nyomótér), 7- nyomócsonk; 8- nyomóvezeték

A folyadék a forgó járókerékből mozgási energiát nyer, majd bekerül az ún. csigaházba, amely tulajdonképpen a járókerék körül egy körbehajlított, álló diffúzor. A csigaházban a

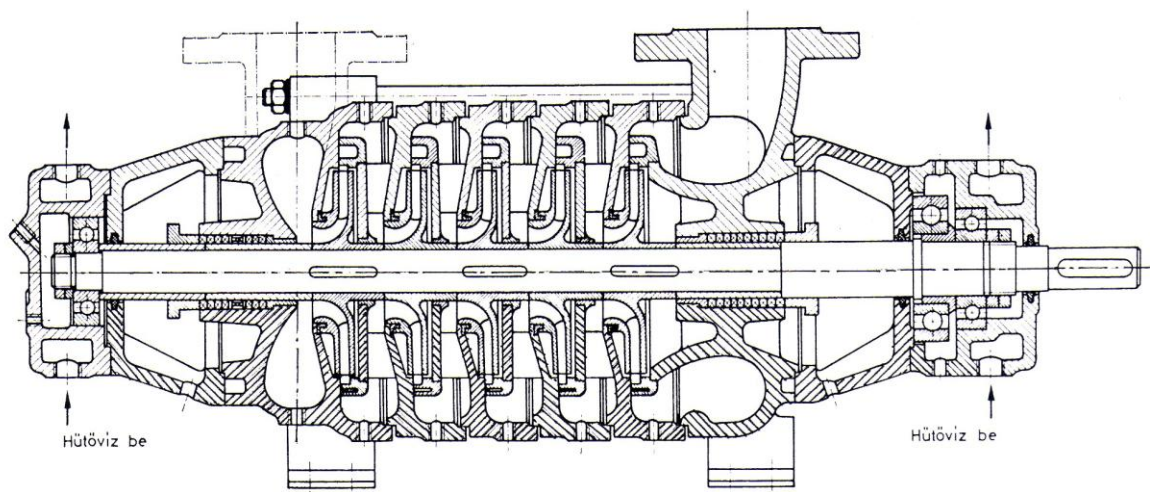
folyadék sebessége a keresztmetszetek bővülése következtében lecsökken a kívánt értékre (folytonossági tétel alapján). A folyadékba táplált mozgási energia végső fokon a folyadék helyzeti energiájának, illetve nyomási energiájának növelését biztosítja.



36. ábra- A centrifugálszivattyú szerkezeti kialakítása
1- járókerék; 2- tengely; 3- retesz; 4- tengelyanya;
5- csapágybak; 6- közdarab; 7- csigaház

A 36. ábra radiális járókereű, csigaházaz szivattyút szemléltet. A radiális járókerék azt jelenti, hogy a kerék meridiánmetszete olyan, hogy a folyadék a lapátsatornán mind belépéskor, mind pedig a kilépéskor a tengelyre merőleges (vagy ahhoz közel eső) síkban halad. Az ábrán a járókereket a tengelyvégre retesz és tengelyanya rögzíti. A tengelyt konzolosan fogja a két csapágy. A csapágybakra közdarab beiktatásával illesztették a csigaházat. A tömszelencét a közdarabban helyezték el. A tömszelence közepén vízelosztó részgyűrűt helyeztek el azért, hogy a hozzávezetett víz (vagy külső forrásból, vagy a nyomócsonkból véve) hűtse, kenje a tömszelencét, illetve megakadályozza bizonyos üzem állapotokban a levegő betörését a gépbe. A szivattyú járókereke legtöbbször bronz, a ház öntöttvas, a tengely pedig szénacél. Agresszív közeg szállítása esetén a közegnek ellenálló anyagból készítik a szivattyú azon részeit, amelyek a folyadékkal érintkeznek.

Egyetlen járókerékkel általában $h \approx 25\text{m}$ -es szállítómagasság valósítható meg, amelyből a szívómagasság mindössze 7...8 m lehet, mivel a légköri nyomással elméletileg 10 m vízoszlop tart egyensúlyt. Ha ennél nagyobb magasságra (vagy annak megfelelően nagyobb nyomásra) kell a folyadékot szállítani, akkor **töblépcsős szivattyúkat alkalmaznak.**



37. ábra. Ötlépcsős, vezetőkerekes centrifugálszivattyú

A 37. ábra **ötlépcsős, vezetőkerekes centrifugálszivattyút** szemléltet, amelynél az öt járókerék sorba van kapcsolva, köztük pedig ún. **vezetőkereket** iktattak. Az álló vezetőkerekek lapátjainak az a feladata, hogy mindegyik járókeréknek azonosak legyenek a belépési feltételei. Sorba kapcsoláskor a szállítómagasság gyakorlatilag egyenes arányban nő a sorbakapcsolt járókerekek számával. Egy nagy nyomású kazán tápszivattyújánál 15...20 lépcsőt is kialakíthatnak.

Ha a szivattyúk térfogatáramát kell növelni, akkor a szivattyúkat párhuzamosan kell kapcsolni.

A centrifugálszivattyú hasznos teljesítménye:

$$P_h = q \cdot p, \text{ ahol}$$

q - térfogatáram,

p - nyomás.

A bevezetett teljesítmény:

$$P_b = \frac{P_h}{\eta_{sziv}}$$

A **centrifugálszivattyú hatásfoka** az előzőekből ismert volumetrikus, hidraulikus és mechanikai hatásfok szorzata:

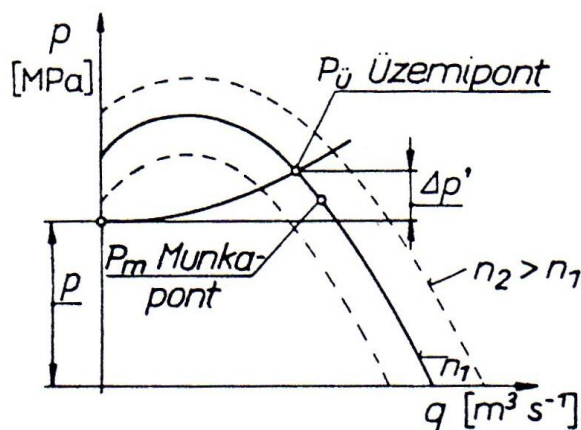
$$\eta_{sziv} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m.$$

A centrifugálszivattyúk beszerzési költsége alacsony, saját tömegük és helyszükségletük kicsi, üzembiztonságuk nagy. Típustól függően – egyenletes üzem mellett – jól alkalmasak kis és nagy szállítómagasságra. Hátrányuk az, hogy a dugattyús szivattyúéknál kisebb a hatásfokuk, illetve kis és változó térfogatáramra gazdaságosan nem használhatók. A kereskedelmi szivattyúk átlagos hatásfoka $\eta_{sziv} \approx 40..60\%$. A nem túlságosan jó hatásfoknak főleg az η_h hidraulikai hatásfok kedvezőtlen értéke az oka. Nagyok ugyanis az áramlási veszteségek a vezetősatornában, illetve a diffúzor jellegű csigaházban vagy a vezetőkerekeken.

A szivattyú indításának külső és belső feltételei vannak. A külső feltételek első csoportjába az általános gépészeti feltételek tartoznak. Ide sorolható a szivattyú és a hajtógép csapágyainak

állapota, kenőanyaggal való ellátottsága, a hajtó villamos motor esetén a csatlakozások állapota, a gép indítóberendezésének megfelelő helyzete stb. A külső feltételek második csoportjába a hidraulikai feltételek tartoznak. Ez azt jelenti, hogy a szivattyú szívóvezetékét és a szivattyút a szállítandó folyadékkal fel kell tölteni, ugyanis a **centrifugálszivattyú nem önfelszívó**. Az indítás előtt a nyomóoldali tolózár helyzetét gondosan ellenőrizni kell. A szivattyú jellemző fordulatszámától függően egyes szivattyúknál indítás előtt a nyomóoldali tolózár el kell zárni, más szivattyúkat csak nyitott tolózár mellett szabad indítani. A belső feltételek a csővezeték statikus és a szivattyú üresjárat (nulla térfogatáramhoz tartozó) szállítómagasságával vannak összefüggésben.

A centrifugálszivattyú jelleggörbéjét a 38. ábra szemlélteti. A diagramon a p nyomás változása látható a q térfogatáram függvényében. Megfigyelhető, hogy más-más $n = \text{konst.}$ fordulatszámhoz más, de az eredetihez hasonló jelleggörbék tartoznak. Egyes szakirodalmakban a függőleges tengelyen a H szállítómagasság szerepel, de ez a görbe jellegén nem változtat. Az ábrán be van rajzolva a csővezeték jelleggörbéje, amely másodfokú parabola. A két görbe metszéspontja adja az ún. üzemipontot, amelyen a szivattyú dolgozik. Az a jó, ha a szivattyú tervezett munkapontja (P_m) és az üzemipontja ($P_{\text{ü}}$) egybeesik.

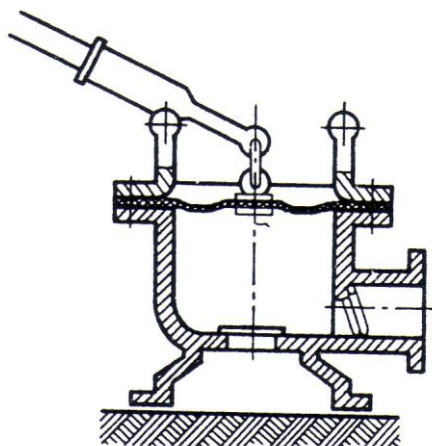


38. ábra. A centrifugálszivattyú jelleggörbéje, üzemi- és munkapontja

6.13 Egyéb szerkezetű szivattyúk

A gyakorlatban alkalmazott néhány különleges szivattyú:

- membránszivattyú,
- csúszólapátos szivattyú,
- csavarszivattyú,
- fogaskerék-szivattyú,
- légsugárszivattyú,
- vízsugárszivattyú.



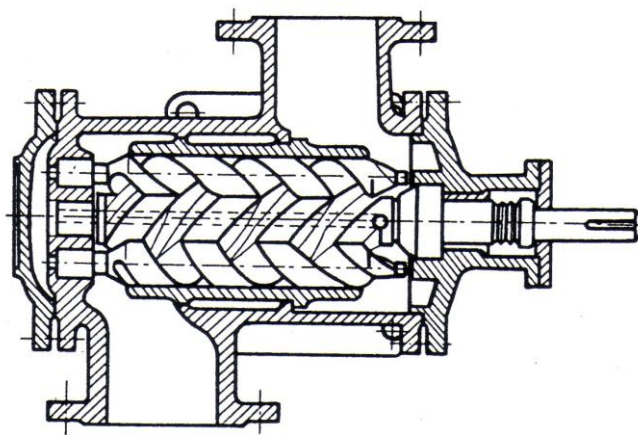
39. ábra. Membránszivattyú

Maró folyadékok, szennyvizek, szuszpenziók, gépkocsiknál üzemanyag szállítására gyakran **membránszivattyút** (39. ábra) alkalmaznak. A szállításhoz szükséges térfogat-, illetve nyomásváltozást a kétoldali emelővel működtetett membrán biztosítja. A membrán anyaga gumi vagy rugalmas műanyag. Egyszerű szerkezete mellett jelentős előnye, hogy a folyadékkal közvetlenül érintkező forgórésze vagy dugattyúja nincs.



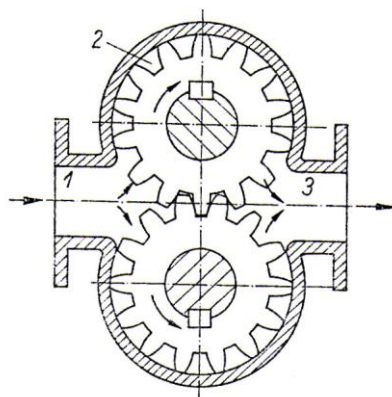
40. ábra. Csúszólapátos szivattyú

A **csúszólapátos szivattyú** felépítését a 40. ábra szemlélteti. Egy excentricitással elhelyezett forgórész sugár irányú hornyaiban lapátok vannak. A forgórész forgatásakor, a centrifugális erő hatására, a lapátok az állórész falához szorulnak. Az excentricitás miatt az egyik oldalon térfogat-növekedés (szívótér), a másik oldalon térfogatcsökkenés (nyomótér) keletkezik. A csúszólapátos szivattyúk állórészeit jó minőségű öntöttvasból, forgórészeit ötvözött acélból, a lapátokat pedig krómacélból készítik.



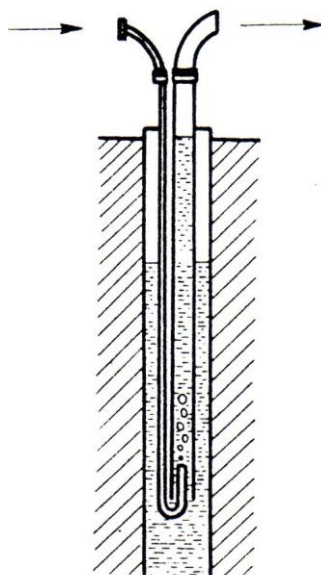
41. ábra. Csavarszivattyú

A **csavarszivattyúk** (41. ábra) a gyakorlatban két vagy három egymással kapcsolódó csavarorsóból állnak. A folyadék szállítást a menetárcok biztosítják, a menetárcokból a másik menet kiszorítja a folyadékot. Rendkívüli előnye a szállítás egyenletessége.



42. ábra. Fogaskerék-szivattyú
1- szívótér; 2- fogárok; 3- nyomótér

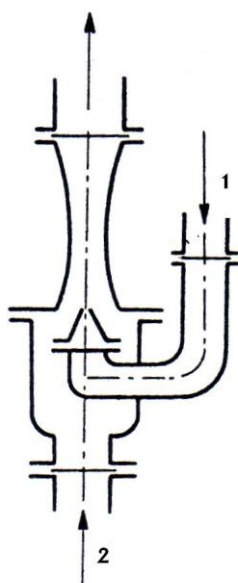
A legelterjedtebb szivattyútípus a **fogaskerék-szivattyú**, amelyet egyszerű szerkezetének, viszonylag könnyű gyárthatóságának köszönhet. Működését a 42. ábra szemlélteti. A szívótér növekszik, amikor a fogak kiemelkednek a fogárokból és légritkított tér keletkezik. A folyadék így – a szívócsövön át – a tartály légköri nyomásának hatására kitölti a szívótérrel. A kerek fogárkai megtelnek folyadékkal, és a kerület mentén a nyomótér felé közelednek. A nyomótérben a fogak benyomulnak a fogárokból, kiszorítva onnan a folyadékot. Az elérhető legnagyobb nyomás 10 MPa. Alkalmazási területe sokrétű (pl. szerszámgépekben, gépkocsikban központi olajozó olajszállítására).



43. ábra. Légsugárszivattyú

A **légsugárszivattyú** vagy más néven mamutszivattyú (43. ábra) a sűrített levegő munkaképességét használja, illetve hasznosítja. Lényegében egy mély kútba merülő felszállócső, amelybe mélyen a víztükör alatt sűrített levegőt adagolnak. A vízbe adagolt levegő a vízzel kisebb sűrűségű keveréket ad, mely a felszállócső vízbe merülő vége felett

kb.1 m magasságban helyezik el, hogy a sűrített levegő megszökését megakadályozzák. Egyszerű szerkezete miatt megfelelő keresztmetszetű felszállócső alkalmazásával homokos, iszapos, továbbá szennyezett folyadék szállítására is alkalmas. Hatásfoka kicsi (25-40%).



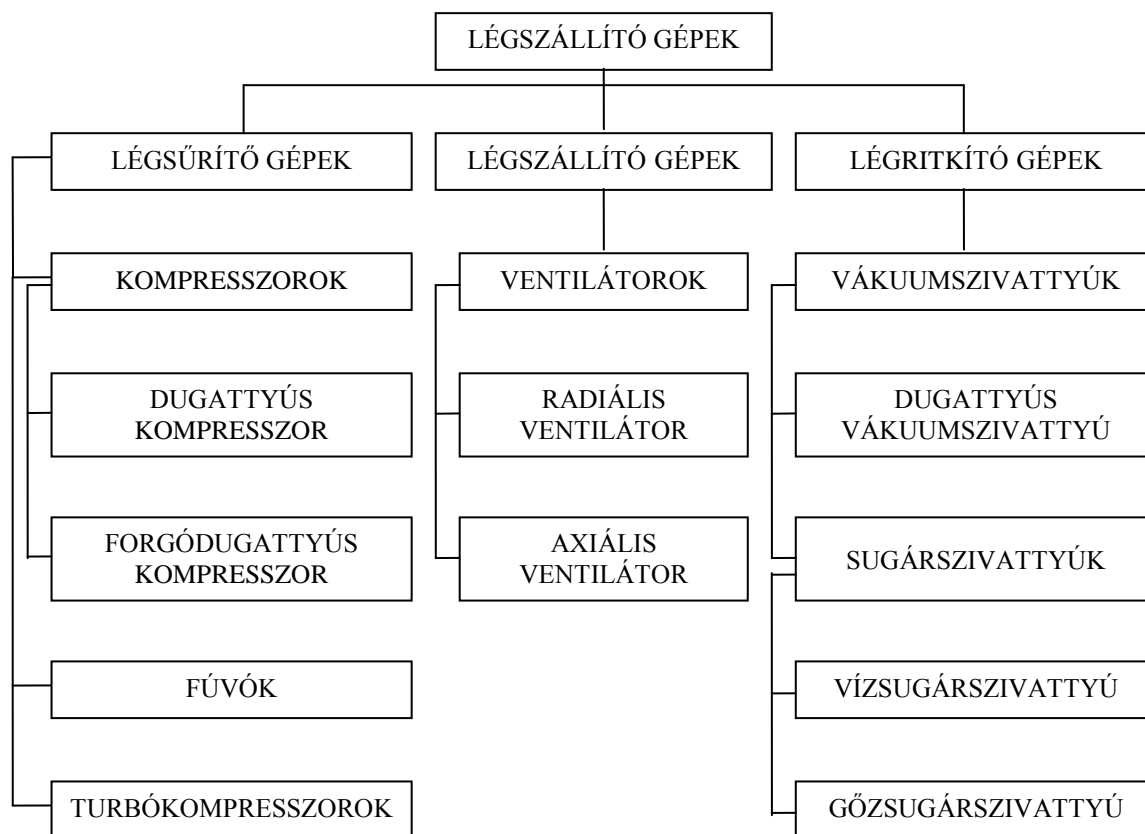
44. ábra. Vízsugárszivattyú
1- primer víz; 2- szekunder víz

A **vízsugárszivattyú** elvi vázlatát a 44. ábra szemlélteti. A nagy nyomású ún. primer víz (1) az erősen szűkülő fúvókán keresztülhaladva felgyorsul. A mozgási energiáját a szállítandó (2) szekunder víznek adja át. A nagy sebességgel áramló folyadékkeverék a diffúzorba (bővülő csőtoldalatra) jut, ahol a mozgási energiája nyomási energiává alakul. Egyszerű, üzembiztos szivattyú, nagy szívómagasságra (10...25 m) és kis térfogatáramra (max. 3 m³/h) alkalmas. Hatásfoka kicsi (10...25%). Alkalmazási területe közel azonos a légszivattyúéval. Leggyakrabban fűtő kutakban, bányákban és a vegyiparban használják.

6.2 A légnemű anyagokat szállító gépek

A légnemű anyagok szállítását, illetve nyomásának növelését végző légszállító gépekre is az energiaátalakítás a jellemző, ugyanis mechanikai munkavégzés révén érik el a légnemű anyagok energiájának növelését.

Az ipari üzemekben használatos légszállító gépeket többféle szempont szerint lehet osztályozni. A 45. ábra a rendeltetés és a szerkezeti kialakítás szerint csoportosítást szemlélteti.



45. ábra. A légszállító gépek felosztása rendeltetés és szerkezeti kialakítás szerint

A légszállító gépek feloszthatók az ún. **sűrítési fok**, a végnyomás és kezdőnyomás hányadosaként is. E szerint lehetnek:

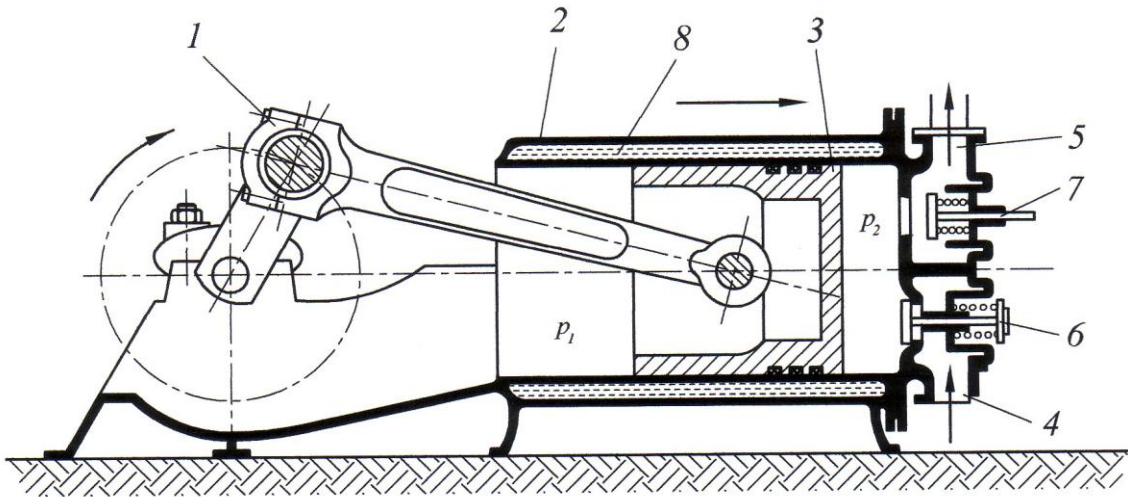
- ventilátorok $(p_2/p_1 = 1...1,1)$,
- fúvók $(p_2/p_1 = 1,1...2)$,
- kompresszorok $(p_2/p_1 = 2...1000)$,
- vákuumszivattyúk $(p_2/p_1 < 1)$.

6.21 A dugattyús kompresszorok

A dugattyús kompresszorokat elterjedten használják az ipartelepek ún. kompresszor házaiban, ahol az egész üzem számára szükséges sűrített levegőt állítják elő.

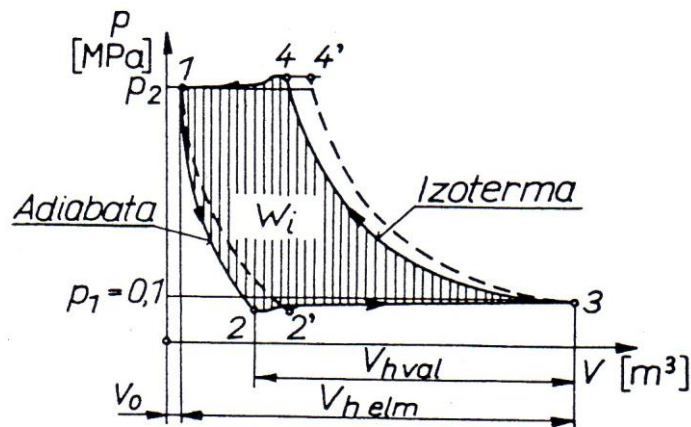
A dugattyús kompresszor működési elve alapvetően azonos a dugattyús szivattyúéval, és szerkezetük is eléggé hasonló. Működésükben az a különbség, hogy a kompresszorban a gáz térfogata változik, összenyomódik, és közben hőmérséklete növekszik, ezért gondoskodni kell a keletkező hőmennyiség elvezetéséről. A gázok sűrűsége sokkal kisebb, mint a folyadéké, ezért a szelepek és tömítések kivitele is eltérő. A hő elvonására víz- vagy léghűtést alkalmaznak.

A dugattyús kompresszorok lehetnek egy- vagy többhengeresek. A sűrítési fokozatok száma is lehet egy vagy több. Nyomásuk szerint lehetnek kisnyomású (0,2...0,8 MPa), középnyomású (0,8...2 MPa) és nagynyomású (2...100 MPa) kompresszorok.



46. ábra. Egyfokozatú dugattyús kompresszor
 1- forgattyús hajtómű; 2- henger; 3- dugattyú; 4- szívócsonk;
 5- nyomócsonk; 6- szívószelep; 7- nyomószelep; 8- hűtővíz

A 46. ábrán **egyfokozatú dugattyús kompresszor** látható, a valóságos indikátor diagramot pedig a 47. ábra szemlélteti.



47. ábra. Egyfokozatú dugattyús kompresszor
 valóságos indikátor diagramja

A henger hűtővízköpeny veszi körül, hogy kompresszió közben túlmelegedés ne lépjen fel. A kompresszió alkalmával nem engedhető meg 160...180°C-nál nagyobb hőmérséklet, mert a hengerben az olajgőz felrobbanna. A dugattyús kompresszor szelepei rugóterhelésű szelepek. A rugók előfeszítettek, hogy a megfelelő szívó- és kompresszió-nyomáskor nyíljanak. A dugattyús kompresszorok működése a valóságos indikátordiagram alapján jól követhető (47. ábra). Az 1 pont az előző munkakütem befejezése után jelzi, hogy V_0 ún. kompresszióteret p_2 nagynyomású gáz tölti ki. A dugattyú balról jobbra haladva a V_0 térfogatú gáz hirtelen expandál a 2 pontig. A 2 pontban kinyílik a szívószelep, és a 3 pontig a dugattyú beszívja a hengerbe a gázt. A 4 pontban kinyílik a nyomószelep, és a 4-1 szakaszon a dugattyú áttolja a nyomásra összenyomott gázt egy tároló tartályba. Az **indikátordiagram** bezárt területe az egy munkakütem alatt elfogyasztott munkával arányos. Arra kell törekedni, hogy az 1-2 hiperbola az eszményi adiabatikus expanziót minél jobban megközelítse, mert annál jobb a kompresszor ún. **töltésfoka**:

$$\lambda = \frac{V_{hval}}{V_{helm}}$$

Az adiabatát akkor lehet jól megkülönböztetni, ha a forgattyús hajtómű forgattyúsugár és hajtókar hányadosa nagy, mivel ezzel lehet elérni a forgattyús hajtómű indulásakor fellépő nagy gyorsulást.

A 47. ábrán a szaggatott vonallal jelölt 1-2' szakasz az esetleges izotermikus expanzió. Megállapítható ez esetben, hogy a valóban beszívott hasznos térfogat mennyivel csökkent, azaz mennyivel rosszabb a töltésfok.

Arra kell törekedni, hogy a kompresszió inkább az eszményi izotermikus állapotváltozást közelítse meg, mert akkor kisebb a W_i indikált munkaterület. A szaggatott berajzolt 3-4' hiperbola azt mutatja, hogy mennyivel több munka kell a kompresszor hajtásához, ha melegszik a henger, azaz adiabatikus az állapotváltozás.

A **kompresszióviszony**:

$$\varepsilon = \frac{V_{helm} + V_o}{V_o}, \text{ ahol}$$

V_{helm} - teljes hengertérfogat (47. ábra),

V_o - kompressziótér (47. ábra).

A kompresszióviszony értéke kb. 3-4, időszakos üzem esetén 5-7.

A kompresszor **indikált munkája** izotermikus sűrítés esetén:

$$W_{iz} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad (4.43 \text{ fejezet}),$$

adiabatikus sűrítésnél:

$$W_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) \quad (4.44 \text{ fejezet}), \text{ ahol}$$

κ - kitevő, adiabatikus állapotváltozás esetén.

A sűrítési munka ismeretében a kompresszor hajtásához szükséges **bevezetett teljesítmény**:

$$P_b = \frac{W \cdot n \cdot i}{\eta_{kompr}}, \text{ ahol}$$

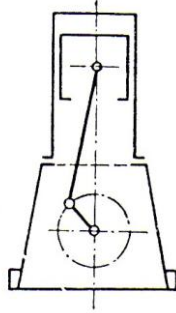
n - fordulatszám,

i - a működések száma,

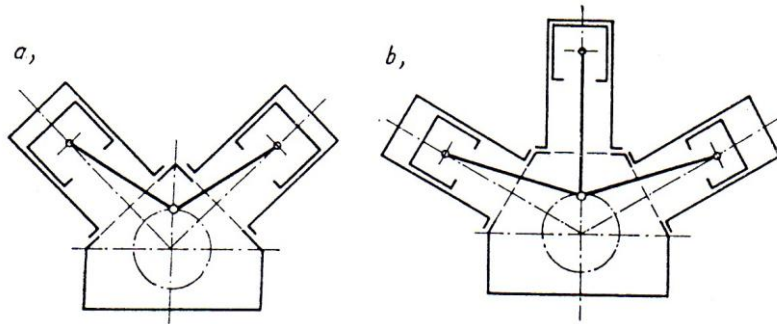
η_{kompr} - a kompresszor hatásfoka, $\eta_{kompr} \approx 0,65 - 0,85$.

A kis és közepes méretű kompresszorok rendszerint függőleges hengerelevezésűek; a kisebbek többnyire egyhengeresek, a nagyobbak hengereinek száma kettő és nyolc között változik. Elrendezésük vázlatát a 48. ábra szemlélteti. Egyhengeres, egyszerű működésű

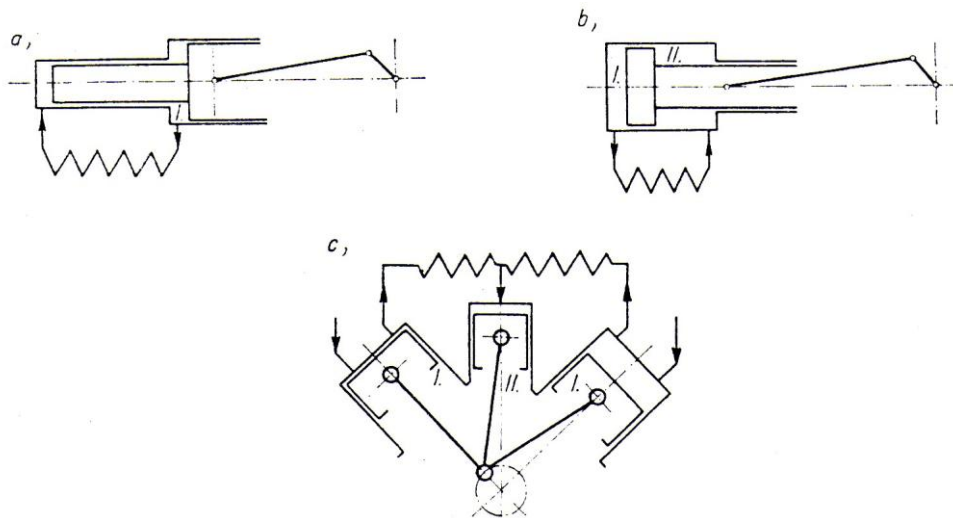
gépek esetén különösen a tengelytömítésre és (légkompresszoroknál) a forgattyúház légzésére kell ügyelni, hogy elkerüljék a dugattyú alatti kompressziót. A gép axiális hosszának és a forgattyúkönyökök számának csökkentése végett olyan kompresszorokat is gyártanak, amelyek hengereinek középvonala bizonyos szöget zár be (V, W). A hengerelevezésű vagy pedig csillag kompresszorok általában egyszeres működésűek, és nincs keresztfejük (49. ábra).



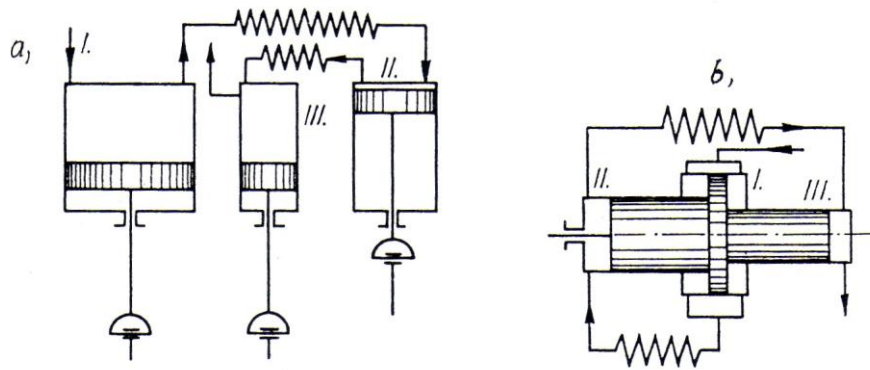
48. ábra. Az álló elrendezésű egyfokozatú, egyhengeres kompresszor vázlata



49. ábra. Az egyfokozatú kompresszorok vázlata
a) V-hengerelevezésű; b) W-hengerelevezésű



50. ábra. A kétfokozatú kompresszorok vázlata
a) mindkét fokozat lépcsősdugattyú mögött;
b) első fokozat lépcsősdugattyú mögött,
a második fokozat a lépcsősdugattyú előtt;
c) a szélső hengerek képezik az első,
a középső henger a második fokozatot



51. ábra. A háromfokozatú kompresszorok hengere rendezése
 a) soros hengere rendezésű álló kompresszor;
 b) fekvő kompresszor, amelynek első fokozata kétszeres működésű, második fokozata a henger elülső, harmadik fokozata ennek hátsó részén van

A többhengeres kompresszor előnye, hogy nagy fordulatszáma miatt közvetlenül hajtható nagy percnkénti fordulatszámú, olcsó villamos motorral. További előnye a tehetlenségi erők nagyobb mértékű kiegyensúlyozottsága. Jóval kisebb lehet egyrészt a gépalap, másrészt a nagyobb sebességgel és a forgatónyomaték kisebb ingadozásával forgó lendítőkerék tömege. Minél nagyobb a hengerek száma, annál kisebb ez az ingadozás. A komprimált gáz egyenletesebben áramlik a nyomóvezetéken át, ezért a többhengeres kompresszorok csővezetéke kisebb átmérőjű lehet. A nagy nyomású üzemekben két- vagy többfokozatú (lehet hat fokozat is!) dugattyús kompresszorokat is használnak, melyekben 8...100 MPa nyomás is előállítható. Az 50. ábrán kétfokozatú, az 51. ábrán pedig háromfokozatú kompresszorok vázlatai láthatók. Az I. fokozatot a nagyobb, illetve legnagyobb átmérőjű hengerben állítják elő, ahonnan hűtőn keresztül kerül a sűrített gáz a második, illetve onnan hűtőn keresztül a harmadik fokozatba. Az összesűrített gáz lehűtése azért szükséges, hogy ezzel a következő fokozatba beszívott gáz tömegét csökkenteni lehessen.

6.22 A ventilátorok

A ventilátorok a levegőt vagy más légnemű közeget általában kisebb nyomású térből nagyobb nyomású térbe szállítják, eközben sebességét általában megnövelik. A ventilátorok a hajtásukra fordított teljesítmény árán tehát egyrészt nyomáskülönbség ellenében végeznek munkát, másrészt megnövelik a szállított levegő mozgási energiáját.

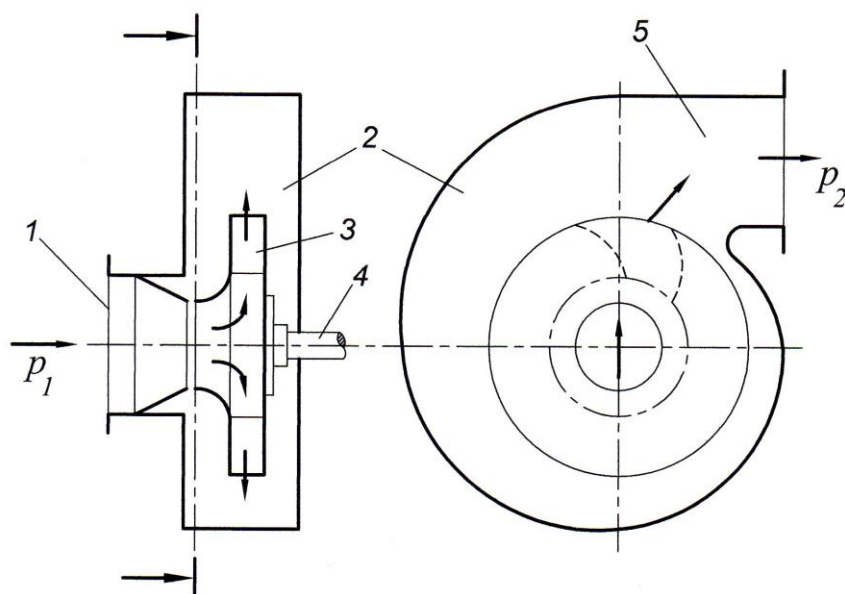
Vannak esetek, amelyekben a nagyobb sebességű levegősugár előállítása a ventilátor alkalmazásának egyedüli célja, vagy a nagyobb nyomású térbe történő légszállítás mellett a mozgási energia növelése előnyös, mégis a ventilátorok túlnyomó részénél a levegő mozgási energiájának megnövelése nem gazdaságos.

Csak a levegő sebességének növelését célozzák azok az asztali vagy mennyezeti ventilátorok, amelyek a nyári melegben az emberi test hőátadásának javításával teszik kellemesebbé a közérzetet. Ezeknél a nyomáskülönbség ellenében végzett munka zérus, illetve pontosan nem is határozható meg. A jobb hőátadás követelménye felmerülhet az ipari hűtés, illetve szárítás esetében is, de ezeknél a hőátadó elem ellenállásának legyőzéséhez rendszerint már nyomáskülönbség ellenében végzett munkára is szükség van.

Végül hasznosnak minősül a kifúvó sebesség minden olyan ventilátornál, amely a levegőt csővezetékbe szállítja mindaddig, amíg az nem haladja meg a csővezetékben egyébként is szükséges sebességet.

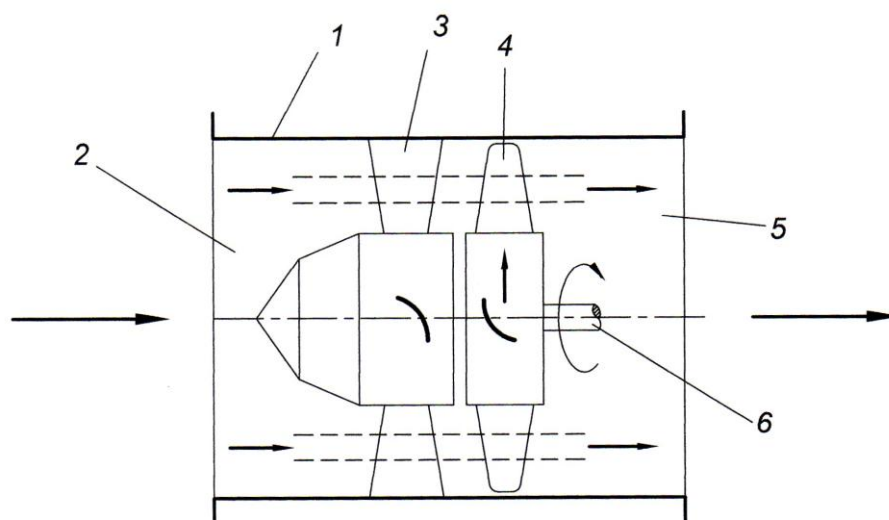
Áramlási és szerkezeti szempontból a ventilátorok két fő típusát különböztetik meg:

- a radiális átömlésű vagy centrifugális ventilátort és
- az axiális átömlésű ventilátort.



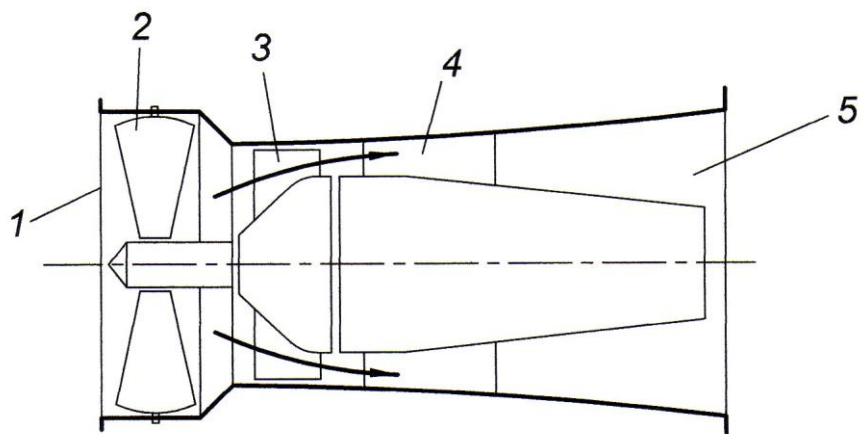
52. ábra. A radiális ventilátor elvi vázlata

1- szívócsonk; 2- csigaház; 3- járókerék;
4- tengely; 5- nyomócsonk



53. ábra. Az axiális ventilátor elvi vázlata

1- ház; 2- szívócsonk; 3- vezetőlapátok;
4- járókerék; 5- nyomócsonk; 6- tengely



54. ábra. A félaxiális ventilátor elvi vázlata
1- szívócső; 2- perdületszabályozó; 3- járókerék;
4- vezetőkerék; 5- nyomócsonk

Radiális ventilátoroknál a levegő a ventilátor járókerékébe a tengellyel párhuzamos irányból lép be (esetleg már perdülettel), majd a tengelyre merőleges síkba terelődik (52. ábra). Az elterelődés után a járókerékben az áramlás nem sugárirányban (radiálisan) folytatódik, hanem a tengelyre merőleges síkban a lapátok között különféle hajlású áramvonalat képez. A járókerékből a palást mentén kilépő levegőt a csigaház tereli tovább és az a nyomócsonkon át a tengelyre közel merőleges irányban lép ki a ventilátorból.

Axiális ventilátoroknál (53. ábra) a tengelyirányból (esetleg perdülettel) beáramló levegő ugyancsak a tengely irányában (esetleg perdülettel) lép ki a ventilátorból. Az áramvonalak a lapátok között áthaladva, jó közelítéssel a tengellyel koncentrikus hengerfelületeken, csavarvonalakhoz hasonlóan alakulnak ki.

A két ventilátortípust külsőleg a csigaház, illetve a csőszerű hengeres burkolat különbözteti meg egymástól. A két szélső eset között átmeneti, félaxiális megoldás (54. ábra) is lehetséges, amelynél az áramvonalak kúpfelületeken vagy ahhoz hasonló forgásfelületeken alakulnak ki.

Radiális ventilátornál a hasznos teljesítmény:

$$P_h = q \cdot (p_1 - p_2) = A \cdot v \cdot (p_1 - p_2), \text{ ahol}$$

- q - a térfogatáram,
- p_1 - a szívócsőben fellépő nyomás,
- p_2 - a nyomócsőben fellépő nyomás,
- A - a ventilátor légáramlás céljából szabad keresztmetszete,
- v - a ventilátor légsebessége az adott szabad keresztmetszetben.

Axiális ventilátornál a hasznos teljesítmény:

$$P_h = \frac{A \cdot \rho_\ell}{2} \cdot v^3, \text{ ahol}$$

- A - a ventilátor légáramlás céljából szabad keresztmetszete,
- ρ_ℓ - a levegő sűrűsége,
- v - a ventilátor légsebessége az adott szabad keresztmetszetben.

A **bevezetett teljesítmény** mind a radiális, mind az axiális ventilátornál:

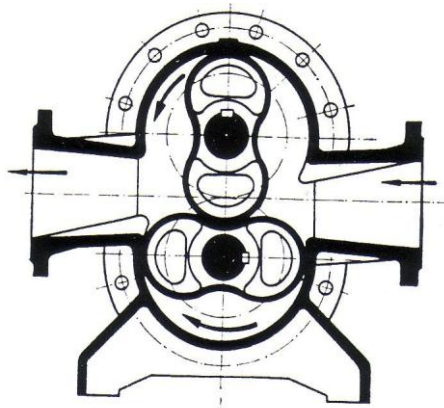
$$P_b = \frac{P_h}{\eta_{\text{vent}}}$$

η_{vent} - a ventilátor hatásfoka, $\eta_{\text{vent}} \approx 80\%$.

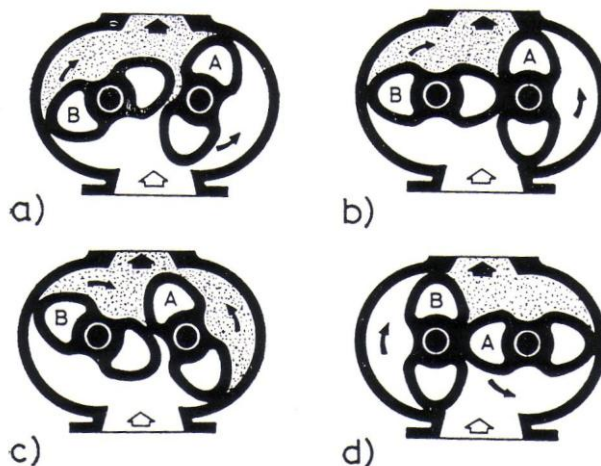
6.23 A fűvók és egyéb kompresszorok

Az ipar számos területén alkalmazott kazánok, tüzelőberendezések és kohók „mesterséges” huzatának előállításához légszállító berendezésekre van szükség. Ezeket a berendezéseket fűvóknak nevezik. A **fűvók** tehát leggyakrabban technológiai folyamatokat kiszolgáló berendezések.

A fűvók sűrítési foka, azaz a végnyomás és a kezdőnyomás hányadosa 1,1-2 közötti. A fűvóknál a nyomásnövekedés számottevő, ezért a fűvót az állapotváltozás figyelembevételével kell méretezni. Ezeknél – legtöbb esetben – a keletkezett hőmennyiség nagy részét el lehet vezetni a kellő felületű hűtőbordázattal, a legtöbb esetben tehát nincs hűtő.



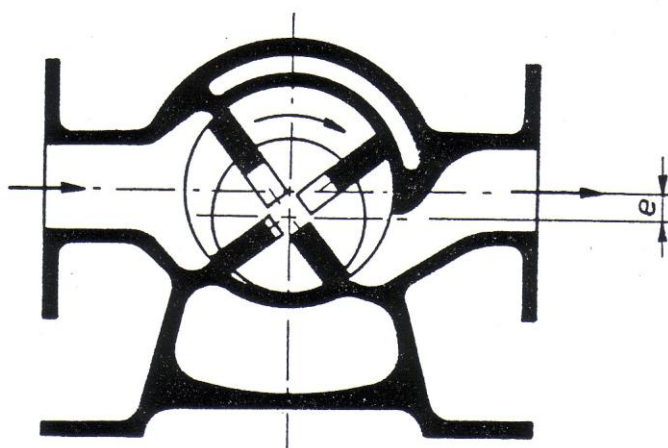
55. ábra. Roots-fűvó



56. ábra. Vázlata a Roots-fűvó működéséhez

A **Roots-fűvónak** (55.ábra) két „piskóta” alakú ún. forgódugattyúja van. Ezzel a forgódugattyúk egymással és az álló házzal nem érintkeznek, köztük a szerkezettől függő nagyságú rés van. A két forgódugattyú együttforgásáról fogaskerékpár gondoskodik (56. ábra). A ház, a forgódugattyú profilképzése sokféle lehet. Gyakori az evolvens- és a körívdarabokból összetett görbe.

A Roots-fűvó előnye, hogy nagy fordulattal járhat, kicsi a saját tömege, helyszükséglete és meghibásodási lehetősége. Hátránya, hogy egész nyomólökete teljes ellennyomás ellen dolgozik, amely a megvalósítható nyomás nagyságát jelentősen csökkenti. Hatásfoka a nagy résvesztés ellenére is jó (70-80%). A turbófűvó összenyomható közeget kisebb nyomású térből számottevően nagyobb nyomásúba szállító hűtés nélküli áramlástechnikai gép.



57. ábra. A csúszólapátos kompresszor vázlata

A **csúszólapátos kompresszor** a kis nyomásokon versenytársa a dugattyús kompresszornak. A gépnek nincsenek lengő tömegei, ezért nagy fordulatszámmal járatható és így közvetlenül összekapcsolható villamos motorral. A nagy fordulatszám miatt a gép mérete és saját tömege kicsi. Nincs szívószelepe, sőt legtöbb esetben nyomószelepe sem. A mechanikus és a volumetrikus hatásfoka rosszabb, mint a dugattyús gépeké, végnyomása korlátozott. A forgórész az álló házhoz képest excentrikusan ágyazott (57. ábra). A forgórész radiális, olykor ferde irányban bemunkált hornyaiban csúszólapátok (lamellák) helyezkednek el, amelyek forgás közben a ráható erők következtében a ház külső falán csúsznak.

Amikor a cellák a szívónyílás előtt haladnak el, a cellák térfogatának növekedése következtében azok megtelnek a szívócsonkból érkező gázzal. A forgórész továbbfordulása során elkezdődik a kompresszió. Az összesűrített gázt a lapátok a nyomótérbe szorítják.

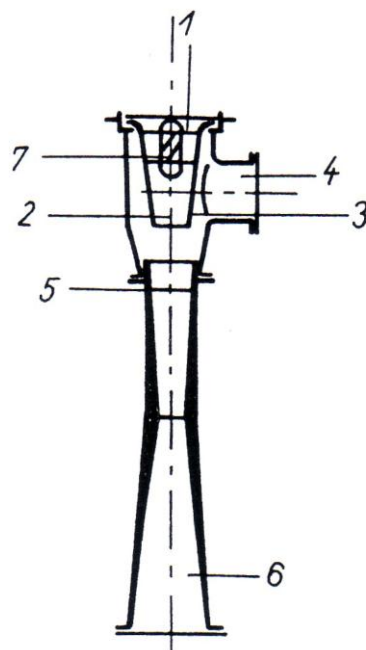
A **csavarkompresszor** a forgódugattyús gépek csoportjába tartozik. Szerkezeti kivitele hasonló a csavarszivattyúkéhoz (41. ábra). A csavarkompresszor a gázt a belső munkatérben összesűríti. Helyszükséglete kicsi, érzéketlen a gáz szennyeződéseivel szemben, a sűrített gáz olajmentes, ezért újabban elterjedten használják ott, ahol a térfogatáram $350 \dots 40000 \text{ m}^3/\text{h}$ közötti, a legnagyobb nyomás pedig nem haladja meg a 40 bart. A csavarkompresszor forgó részei egymáshoz, valamint az álló házhoz igen kis réssel illeszkednek. A forgórész profilképzése olyan, hogy annak egy körülfordulása során a kompresszor által szállított gázmennyiség minél nagyobb legyen.

6.24 A vákuumszivattyúk

A vákuumszivattyúk alkalmazásának jelentős szerepe van az egyes technológiai folyamatok elvégzésében, továbbá laboratóriumi kísérletek során. Az izzólámpa és a vákuumcsövek gyártásánál elengedhetetlen követelmény a vákuumszivattyúk (légszivattyúk) használata.

A **dugattyús vákuumszivattyú** és a kompresszor között működési elv és a termodinamikai összefüggések szempontjából nincs különbség. Egy fokozatban gazdaságosan megvalósítható vákuumot csak a káros tér és a részveszteség befolyásolja.

A káros teret legkisebbre kell csökkenteni vagy a káros tér hatását nyomáskiegyenlítéssel kell megszüntetni. A gép részveszteségeit tömítéssel is csak bizonyos határig lehet csökkenteni. Egyes vákuumszivattyú típusoknál erre a célra tömítőfolyadékot alkalmaznak. Míg a legnagyobb nyomások előállítására dugattyús kompresszorokat használnak, a dugattyús vákuumszivattyúk nagy vákuum előállítására nem alkalmasak.



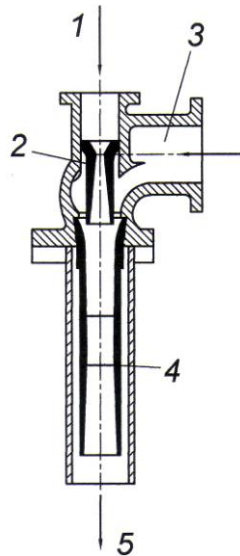
58. ábra. Víz sugar-légszivattyú

1- vízbeömlés; 2- fúvóka; 3- szívótér; 4- szívócsonk;
5- felfogócső; 6- diffúzor; 7- pörgetőszárny

Korszerű hőerőművekben a szükséges vákuum előállítására főleg sugárszivattyúkat alkalmaznak, amelyek víz sugar-légszivattyúk és gőz sugar-légszivattyúk lehetnek.

A **víz sugar-légszivattyú** (58. ábra) a keveréket izotermikusan komprimálja. Az elméletileg elérhető vákuum levegőszállítás nélkül az üzemi víz telítési nyomása, a névleges levegőszállítással elérhető az elméleti vákuum 98%-a.

A vízfúvókát úgy képezik ki, hogy nagyfelületű víz sugarat adjon (pörgető szárnyak, több fúvóka). A sugarat felfogó cső kísérletileg megállapított és hosszúságú. Ezt követi a diffúzor, amelynek bővülése (1:10)...(1:15). A légszívó vezetékbe könnyű mozgású visszacsapó szeleppel gátolják meg a vízbeszívást.



59. ábra. Gőzsugár-légszivattyú
1- üzemgőz, 2- fúvókar; 3- szívócső;
4- felfogócső; 5- kidobás

A **gőzsugár-légszivattyú** (59. ábra) üzemgőzbe bővülő fúvókán (Laval-fúvókán) fúj a keverőtérbe, ahonnan az elszívandó keveréket a felfogócsőbe ragadja magával. E gyorszívó egyfokozatú, nagy térfogatáramú, gyors légtelenítésre (80...85%-os vákuum előállítására) képes. Az egyéb kialakítású gőzsugár-légszivattyú egy fokozatában kb. 6-szoros kompresszió lehetséges, amelynél a légköri nyomás ellenében létrehozható vákuum kb. 0,15 bar.

7. A FONTOSABB HAJTÓGÉPEK ÜZEMTANA

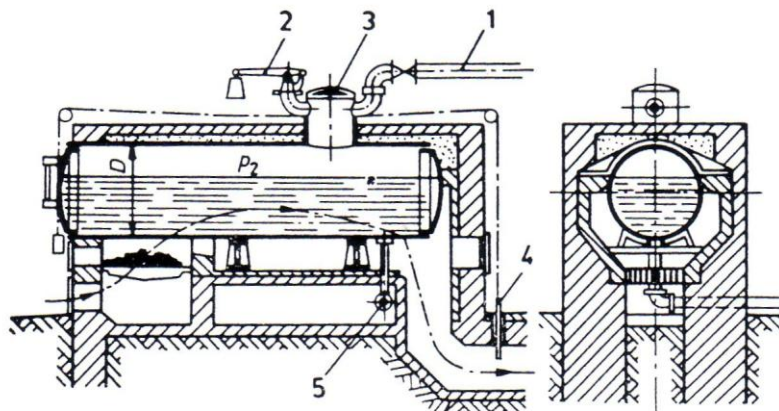
7.1 A gőzgépek

7.11 A gőzkazánok

A gőzkazánnak azt a berendezést nevezik, amely a tüzelőanyagok elégetésekor felszabaduló hő felhasználásával vízből gőzt fejleszt. A kazán szerves tartozéka a tüzelőberendezés.

A gőzkazánnak ma már alig használt, legegyszerűbb alakja a hengeres kazán (60. ábra), amelynek vízzel töltött részét víztérnek, a gőzt tartalmazót gőztérnek nevezik. A napjainkban használatos kazánok gőztere és víztere egyaránt többé-kevésbé bonyolult edény- és csőrendszer. A víztükör magasságát, a vízvonalat vízállásmutatón, a gőznyomás értékét, a kazánnomást nyomásmérő műszeren (manométeren) olvasható le. A kazán táplálótere a vízvonal legfelső és legalsó állása közt meghatározott térfogat, amellyel a kazán víztartalma a táplálás ingadozásai folytán változhat.

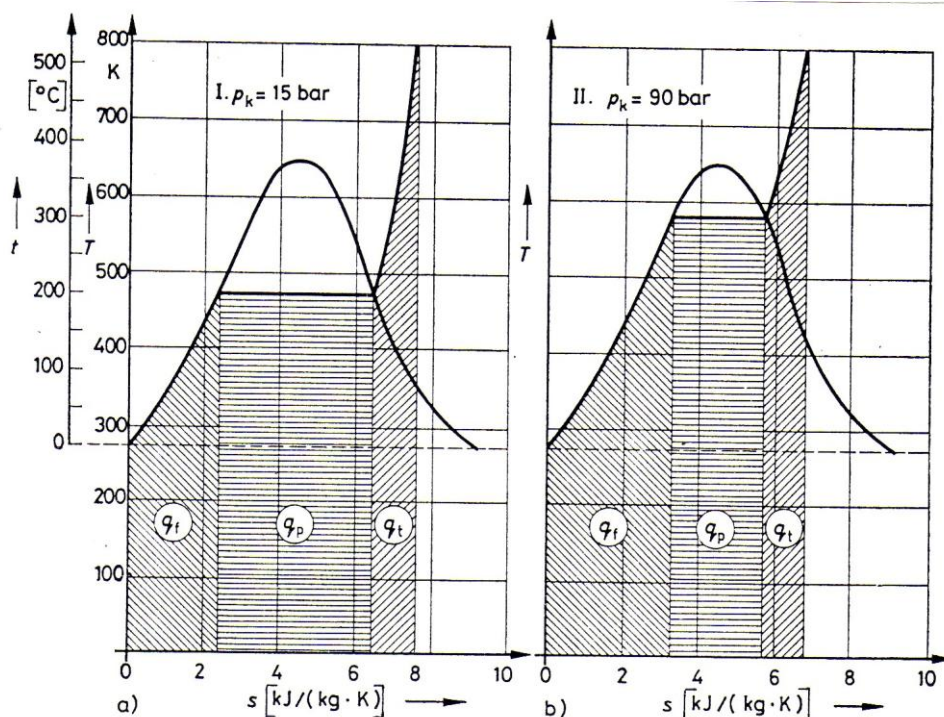
A kazán víz-, illetve gőztöltése a forró égéstermékek hőjét a kazán fűtőfelületein veszi át. A fűtőfelület egyik oldalán víz van, a másik oldalon füstgázokkal érintkezik. A kazán nagyságát gyakran a fűtőfelület méretével jellemzik.



60. ábra. Hengeres gőzkazán

1- gőzvezeték; 2- biztonsági szelep; 3- gőzgyűjtő (gőzdóm);
4- huzatszabályozó; 5- betáplálás

Az 60. ábrán látható **hengeres kazán** csak mérsékelt nyomásra alkalmas és csak telített, sőt többé-kevésbé nedves gőzt tud szolgáltatni. A gőz nedvességtartalma annál kisebb, mennél nagyobb a víztükör a termelt gőz térfogatáramához képest. Az ilyen egyszerű hengeres kazánnak vízzel nem érintkező felületeit fűteni nem szabad, mert kellő hűtés hiányában kiégnek. Ha a kazánnal túlhevített gőzt kívánnak termelni, külön e célra szolgáló fűtőfelületre, ún. túlhevítőre van szükség. Ez olyan csőrendszerből áll, amelyben a termelt gőz folyamatos áramban és kellő sebességgel halad. Ezáltal a gőz – túlhevülése közben – kellően hűti ezt a fűtőfelületet és megakadályozza a kiégését. Nagyobb nyomású kazánokban az a telítési hőmérséklet, amelyen az elgőzölgés lefolyik, elég nagy. Ilyen nagy hőmérsékletű víztérbe nem volna kedvező hideg tápvíz bevezetni, mert a hideg és a meleg közeg érintkezési helyén a kazán anyagában is jelentős hőmérsékletkülönbségek, és ezáltal kedvezőtlen feszültségek keletkeznek. A nagyobb nyomású kazánokban ezért külön előmelegítő fűtőfelületek vannak a viszonylag hideg tápvíznek a telítési hőmérséklet közelébe melegítésére. Előnye még az ilyen, füstgázzal fűtött előmelegítőnek, hogy a benne áramló viszonylag hideg tápvízzel a távozó füstgázokat lehűti, ezzel hőjüket jobban kihasználja.



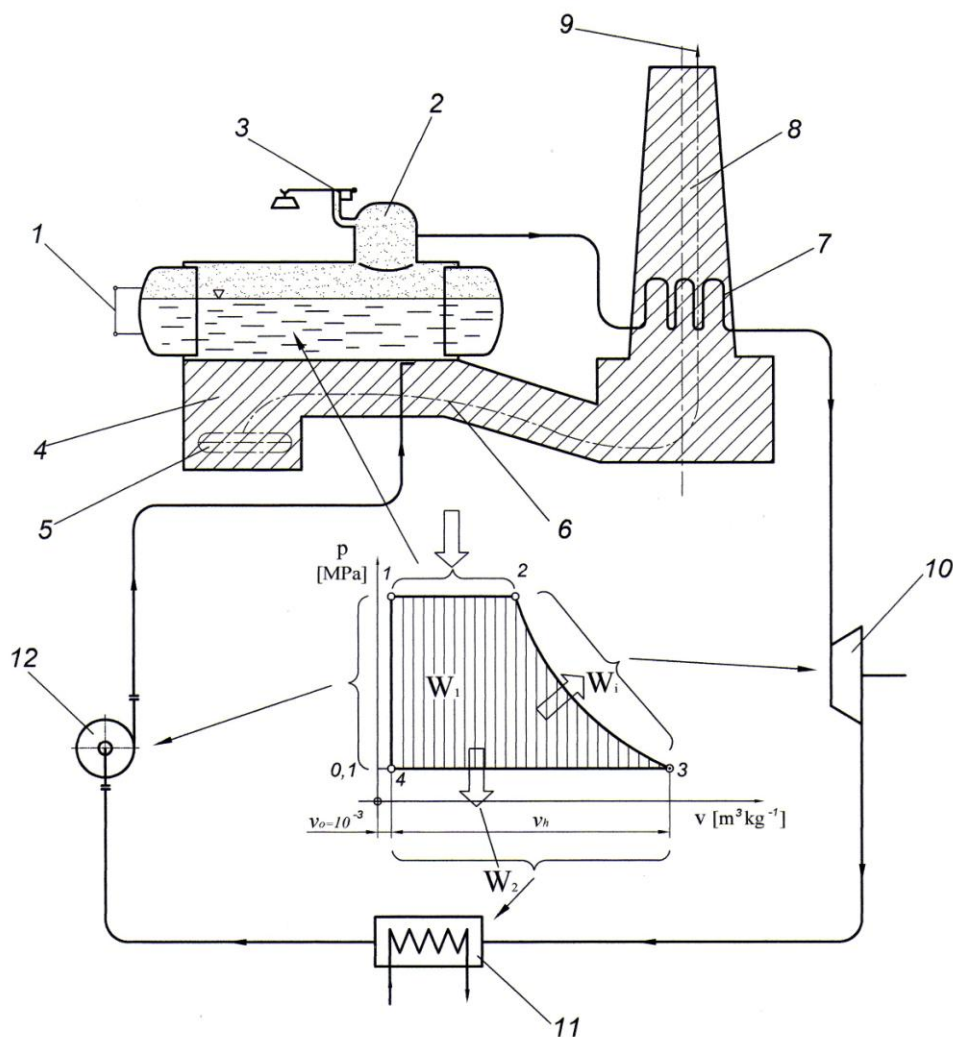
61. ábra. Különböző nyomású víz/gőz körfolyamatokban közölt hőmennyiségek

a) 15 bar kazánnomásnál; b) 90 bar kazánnomásnál
 q_f - folyadék hő; q_p - párolgás hő; q_t - túlhevítési hő

A kazánok összes fűtőfelülete az előmelegítő, elgőzölögtető és túlhevítő részből áll. A 61. ábra szerinti T-s diagramban megfigyelhető, hogy mennél nagyobb a p_k kazánnomás, annál kisebb a vízszintesen vonalkázott területtel jellemzett párolgás hő a ferdén vonalkázott területű baloldali folyadék hőhöz és a jobboldali túlhevítési hőhöz képest. Nagynyomású kazánokban ezért az elgőzölögtető felület is kisebb a többi felülethez képest, mint a kisnyomású kazánokban. A fűtőfelületek egyébként a tüztérben sugárzásnak kitettek, ún. besugárzottak vagy a füstgázáramban fekvő ún. konvektívek. A kazánnomást úgy tartják közel állandó értéken, hogy a tüzelés mértékét a mindenkori gőzfogyasztással összhangba hozzák: ha kisebb a gőzfogyasztás, nő a kazánnomás, és a tüzelést csökkenteni kell. Mennél kisebb a víztér, annál kevesebb hőt képes a kazán tárolni, és annál gyorsabban változik a nyomás a gőztermelés és a gőzfogyasztás különbségének hatására.

A kazánnomás megengedett értékének túllépése esetén a gőztéren biztonsági szelepek vannak, amelyek a felesleges gőzáramot lefűjva a nyomás további növekedését meggátolják. A **biztonsági szelepek** a kazán legfőbb biztonsági berendezései, mert a kazánrobbanás – amikor a kazán vize nyomás alól felszabadulva a víznél sokkal nagyobb térfogatú gőzzé robban – a legsúlyosabb üzemi beleset. A biztonsági szelepek számát, méreteit valamint a gőzkazánok üzemére vonatkozó feltételeket hatósági rendeletek írják elő.

A kazán táplálását biztosító tápvizet a **tápszivattyú** szállítja a kazánba. Erre a célra manapság többfokozatú centrifugálszivattyúkat (lehet 15...20 fokozatú is) használnak, mivel a szivattyú végnyomásának nagyobbak kell lennie, mint a kazán nyomása.



62. ábra. A vízgőz állapotváltozásának körfolyamata és a hozzá tartozó gépegységek

1- vízállásmutató; 2- gőzdóm; 3- biztonsági szelep;

4- tüztér; 5- vándorrostély; 6- füstcsatorna;

7- túlhevítő; 8- kémény; 9- füstgáz;

10- gőzturbina; 11- gőzkondenzátor; 12- tápszivattyú

Az 62. ábrán a vízgőz állapotváltozásának körfolyamata, és a hozzá tartozó gépegységek láthatók. A kazánban termelt gőz a túlhevítőn keresztül pl. gőzturbinába kerül, ahol expandálva munkát végez. Utána a fáradt gőzt gőzkondenzátorba vezetik, ahol lecsapódik, és ismét folyadékká alakul át. A folyadék – vagyis a kondenzátum – kazántápszivattyúval visszanyomható a kazánba, és ezzel a körfolyamat lezárul.

Az állapotváltozás energiaegyenlete a 62. ábra diagramja alapján:

$$W_1 = W_i + W_2, \text{ ahol}$$

W_1 - a kazánban a vízgőzbe táplált energia,

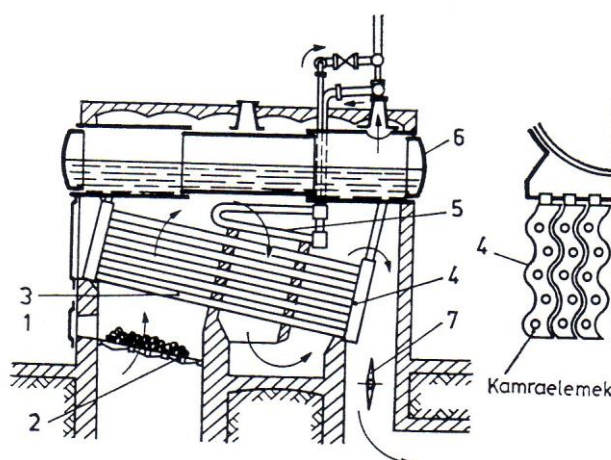
W_i - expanzió közben indikált munkává átalakult energia,

W_2 - a gőzkondenzátorban elvont maradék energia.

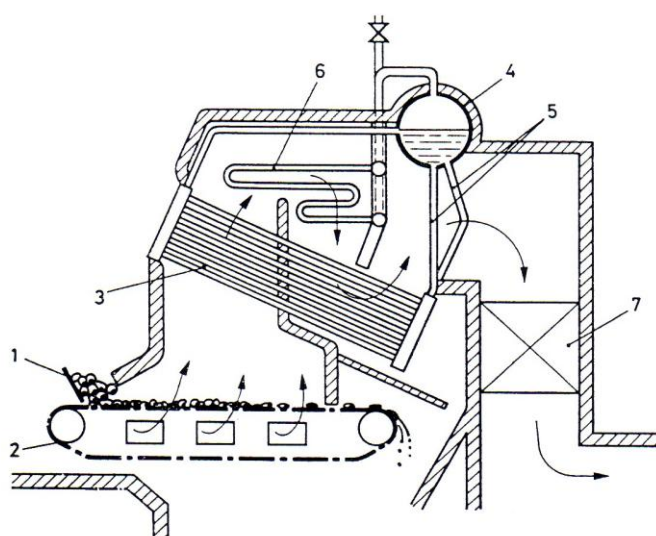
A jelenleg alkalmazott kazánok a hengeres kazánból fejlődtek ki. A fejlődés hajtóereje az a törekvés volt, hogy a kazán gőztermelő képességét mindjobban fokozzák. Ezt kétféleképpen

lehetett elérni: a fűtőfelület növelésével és a vízcirkuláció intenzívebbé tételével. Attól függően, hogy a két út közül melyiket választották, **vízcsöves**, illetve **tűzcsöves (füstcsöves) kazánokat** fejlesztettek ki. A korszerű gőzerőművekben egyre nagyobb teljesítményű gőzturbinákat alkalmaznak, amelyek időegységént (pl. óránként) több száz Mg-nyi (tonnányi) gőzt fogyasztanak. A nagyon nagy gőzigény kielégítésében a vízcsöves kazánok bizonyultak célszerűbbnek és termelékenyebbeknek. A mai korszerű kazánok vízcsövesek, amelyek a kritikusnál nagyobb nyomáson is alkalmazhatók. A túlhevített gőz hőmérsékletének gazdaságos felső határa kb. 820...870 K ($\approx 550...600^{\circ}\text{C}$). A hőelvonás alsó határát pedig a rendelkezésre álló hűtőközeg (víz, levegő) hőmérséklete szabja meg.

A **vízcsöves kazánok** jellegzetessége, hogy a fűtőfelületek nagy részét vízzel (a túlhevítőket gőzzel) átjárt csövek képezik. Leggyakrabban, ferdecsöves kivitelük a Babcock-Wilcox (BW) kazán (63. ábra) és a hozzá nagyon hasonló Steinmüller-kazán. Ezekben az elpárolgás túlnyomórészt a ferde vízcsövekben folyik le; bennük a víz-gőz elegy felfelé áramlik, és így természetes cirkuláció keletkezik. A henger – fűtőfelület szerepét elveszítve – kazánodba csökken; feladata a víztükör fenntartása és a gőznek a víztől való elválasztása.



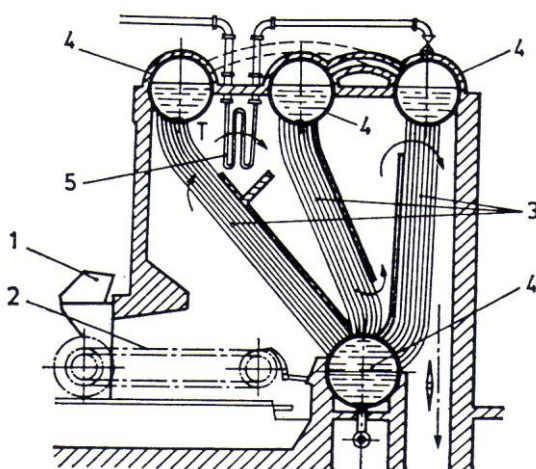
63. ábra. Ferdecsöves Babcock-Wilcox kazán
1- tüzelőajtó, 2- síkrostély; 3- vízcsövek; 4- kamraelemek;
5- túlhevítő; 6- kazánod; 7- füstgázcsappantyú



64. ábra Keresztdobos kazán
1- garat; 2- vándorrostély; 3- vízcsövek; 4- kazánod; 5- ejtőcsövek; 6- túlhevítő; 7- tápvíz-előmelegítő

Nagyobb teljesítőképességű és nyomású **ferdecsöves kazánokban** sok párhuzamos ferde csövet és kisebb dobot alkalmaznak, így a sok cső a dob szélében el sem férne. A **keresztdobos kazán** (64. ábra) dobja ezért a ferde vízcsövekhez képest keresztben áll és így hozzá több csőfelület csatlakoztatható.

Még nagyobb teljesítőképességre és nyomásra alkalmasak a **meredekcsöves kazánok**. Ezek jellegzetessége, hogy a vízcsövek a felül elhelyezett dobokat alsó dobokkal kötik össze (65. ábra). Az alsó dobot kisméretű gyűjtőkamrák helyettesíthetik. Mindeme kazánok működésének lényege a víztérben létrejövő természetes cirkuláció, amely azáltal keletkezik, hogy a fűtött forralócsöveken kívül még fűtetlen (kevesebb, de nagyobb átmérőjű) ejtőcső is van a felső dob(ok) és az alsó dob (vagy kamrák) között. A forrásban levő víz-gőz elegy – a víznél kisebb sűrűségénél fogva – felfelé áramlik a dobba. Innen a gőz a túlhevítőn át a felhasználóhoz, a víz pedig – az elegynél nagyobb sűrűségénél fogva – a fűtetlen ejtőcsöveken át lefelé áramlik az alsó kamrába.

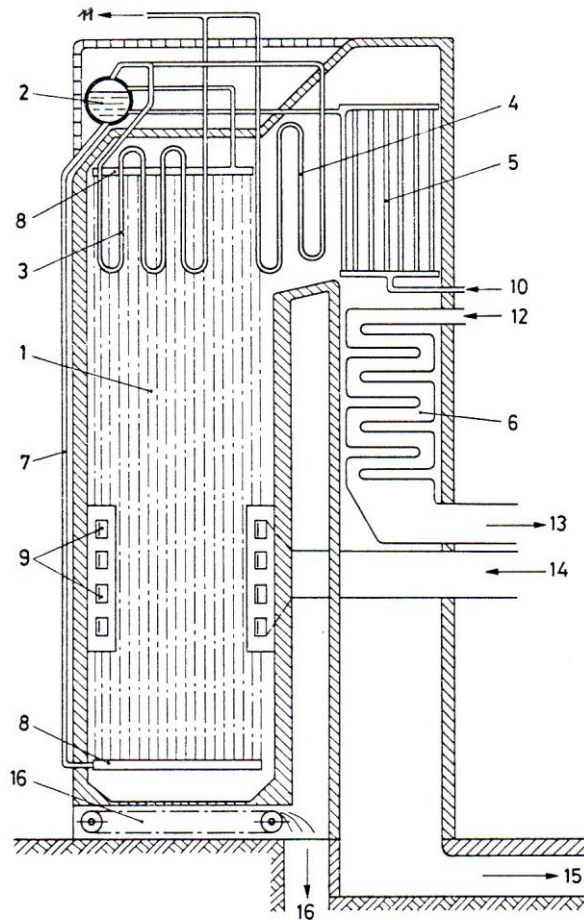


65. ábra. Meredekcsöves kazán

1- garat; 2- vándorrostély; 3- vízcsövek; 4- kazándob;
5- túlhevítő; 6- betáplálás

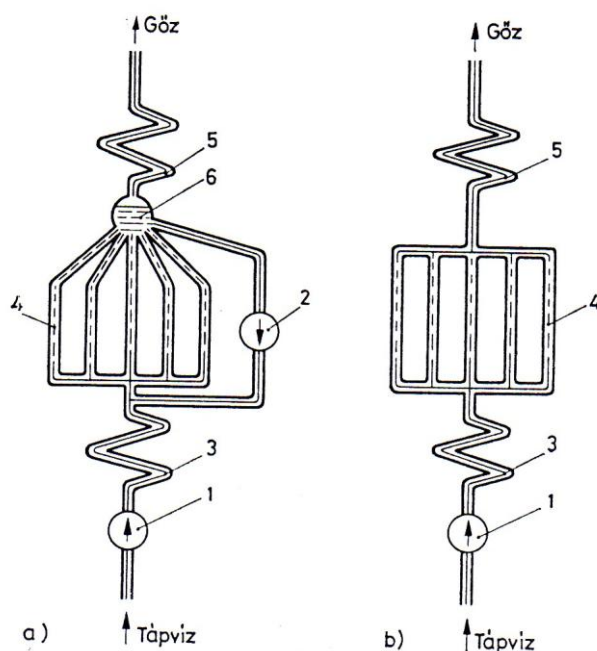
A **besugárzott kazánok** elgőzölögtető fűtőfelülete a tüztérre burkoló, túlnyomórészt függőleges forralócsövekből áll. Az elgőzölögtető felület teljes egészében besugárzott, a túlhevítő pedig részben a tüztér felső részén, részben a további füstgázáramban van. A tápvíz-előmelegítő a füstgázáram vége felé foglal helyet. A kazándob kis méretű és fűtetlen. Ilyen kazánt szemléltet a 66. ábra.

E kazánok forralócsövei kiégnek, ha a cirkuláció fennakad. Ekkor ugyanis vízáram hiányában a csőben gőzdugó keletkezik, amely a cső falát belülről már nem hűti az igen nagy tüztéri hőmérséklettel szemben. A természetes cirkuláció annál kevésbé biztos, mennél nagyobb a kazánnomás, mert nagy kazánnomáson a gőz sűrűsége nagyobb, a vízé viszont – nagyobb lévén a telítési hőmérséklet – kisebb. Így hát nagyobb kazánnomás esetén kisebb a különbség a víz és gőz sűrűsége között, egyúttal a forralócsövek víz-gőz elegytartalmának és az ejtőcsövek víztartalmának sűrűsége között (66. ábra). A természetes cirkulációjú kazánokat ezért mintegy 170 bar nyomásig lehet építeni.



66. ábra. Besugázzott kazán

- 1- forralócsövek; 2- kazán; 3- besugázzott túlhevítő; 4- konvektív túlhevítő;
 5- tápvíz-előmelegítő, 6- léghevítő; 7- ejtőcső; 8- forralócsövek gyűjtőkamrái;
 9- porszénégetők; 10- tápvíz belépés; 11- gőzkilépés;
 12- előmelegítendő levegő belépése; 13- felhevített levegő a ventilátormalomhoz;
 14- porszén-levegő keverék a malomtól az égőkhöz;
 15- füstgáz a kazánból a kéménybe;
 16- salak- és pernyeeltávolítás (kazánmagasság 15...20 m)



67. ábra. Kényszerkeringtetésű (a) és kényszeráramlású (b) kazánok elve
 1- tápszivattyú, 2- keringtetőszivattyú; 3- előmelegítő;
 4- elgőzöltető fűtőfelülete, 5- túlhevítő; 6- kazándob

A **kényszergeringtetésű kazánok** mesterségesen, szivattyúval tartják fenn a nagynyomású kazánok cirkulációját. Elvi vázlatukat a 67a, ábra szemlélteti.

A kényszeráramlású kazán (67b, ábra) elvben egyetlen csőrendszerből áll, dob nélkül. Ezekben a víz-gőz közeg folytonos áramban halad a telítési hőmérsékletnél kisebb tápvízállapotból a túlhevített gőz állapotáig.

Kritikusan túli nyomású kazánokban nincs halmazállapot-változás és így azok csak kényszeráramlásúak lehetnek.

7.12 A tüzelőberendezések

A tüzelőberendezések szerkezete és működés módja elsősorban a feldolgozandó tüzelőanyagtól, pontosabban annak fűtőértékétől, levegőszükségletétől, halmazállapotától stb. függ.

Fűtőértéknek azt a hőmennyiséget nevezik, amely 1 kg tüzelőanyag tökéletes elégésekor keletkezik, azt feltételezve, hogy a tüzelőanyagban levő, valamint a hidrogéntartalom elégésekor keletkező víz (H_2O) gőzhalmazállapotban távozik. A fűtőértéket kísérletileg lehet meghatározni, de a tüzelőanyag vegyi összetételéből is kiszámítható.

Az elméleti levegőszükségletet szintén számítással meg lehet határozni. A jó égéshez azonban bizonyos légfelesleg is kell; a valóságos levegőszükséglet az elméletinél ennyivel nagyobb.

A különböző bányák, illetve olajutak termékeire egyébként az összetételek, fűtőértékek és az elméleti levegőszükségletek többnyire adottak.

Szilárd tüzelőanyagokként főleg a szén változatai (antracit, kőszén, feketeszen, barnaszén, lignit) jönnek tekintetbe; koks, tőzeg, fa, hulladékok tüzelése ritka.

Folyékony tüzelőanyagként főleg a kőolaj különböző lepárlási termékei jönnek számításba. Nagy kazánokhoz a kőolaj-finomítás lepárlási maradéka, a pakura használatos; ez csak elég

nagy hőmérsékleten folyékony. Kisebb kazánokhoz az ugyancsak melegítést igénylő nehéz vagy könnyű fűtőolaj használatos.

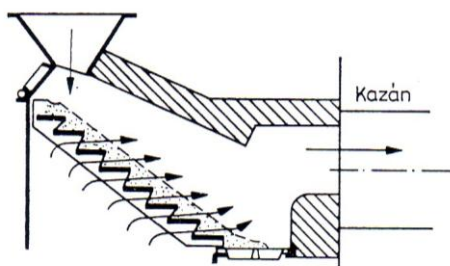
Gáznemű tüzelőanyagok elsősorban a földgáz, amelyre a nagy – a származási helytől függő – metán (CH_4 -) tartalom a jellemző.

A **széntüzelésű kazánok** rostélytüzelésűek vagy szénportüzelésűek lehetnek. A rostély öntöttvas elemekből álló, hézagokkal kiképzett felület, amelyen a szénréteg van és ég. A rostélyelemek közötti hézagokban áramlik át az égési levegő, amely eközben az elemeket hűti.

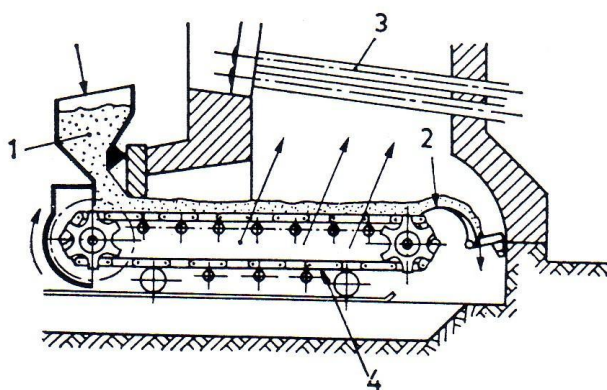
Az álló rostélyokon a szenet el kell teríteni. A salak részben áthullik a hézagokon, részben el kell távolítani. A vándorrostélyok a szenet maguk továbbítják a ráadagolástól a salak eltávolításáig. A rostély alakja és nagysága a tüzelőanyag minőségéhez igazodik. A 63. ábra **síkröstélyt** szemléltet, amelynek egész felszíne a rajta elhelyezhető tüzelőanyag mennyiségét szabja meg.

A levegőt a kéményen kiáramló meleg füstgázoszlop sűrűségkülönbségéből számítható természetes léghuzat (mintegy $v = 0,75 \dots 1,6$ m/s sebességgel) szívja keresztül a rostély nyílásán.

Mesterséges léghuzattal a rostélyon átáramló levegő sebessége $v = 4$ m/s-ig fokozható. Ilyenkor vagy a forró füstgázokat szívja el az ún. szívóventilátor, vagy pedig az aláfúvó ventilátor nyomja a friss levegőt a rostélyon és a gőzkazán huzamain keresztül a kéménybe.



68. ábra. Lépcsős rostély



69. ábra. Vándorrostély

1- szénhombár; 2- salaktörő; 3- vízcsövek;
4- rostélylánc

A **lépcsős rostély** a 68. ábra szerint lépcsősen egymás alá helyezett sík lapok alkotják, amelyekre a tüzelőanyag felülről adagolható. A lépcsős rostély rostélyhézagok alkotta ún. „eleven” felülete igen nagy, a rostélylapok között belépő levegő a tüzelőanyag egész rétegén egyenletesen hatol át. A hamu a lépcsős rostély alján elhelyezett kis síkröstélyon keresztül jut ki a tüzelőtérből.

A nagyobb fűtőfelületű kazánokat kézi tüzelés helyett önműködő, folyamatos adagolású tüzelőberendezéssel kell felszerelni. Így jöttek létre a mechanikus rostélyok különböző változatai. Leggyakoribb közöttük a **vándorrostély** (69. ábra).

A vándorrostély vég nélküli, öntöttvas elemekből álló szalagot alkot, amely két végdobon van átvetve. A szalag felső ága alkotja a rostélyt, amely a szén elégési sebességének megfelelő sebességgel halad előre, így a szén – miután végighalad a tüztéren – tökéletesen elég.

A **porszéntüzelés** alap gondolata az, hogy száraz, finomra őrölt, por alakú szén a tüztérbe fújva jól keveredik az égési levegővel, és így igen jó égési határfokkal tüzelhető el. A szenet változtatható teljesítőképességű berendezéssel juttatják az őrlőmalomba, amely őröl és szárít. Az őrleményt égőkön fűjják be a tüztérbe.

A porszéntüzelés kialakításában a legfőbb törekvés az égési levegővel való jó elkeveredésnek és annak megvalósítása, hogy a tüztérbe fűjt porszén olaj- vagy gázgyújtás nélkül is biztosan gyulladjon. Az olajat és gázt könnyebb a levegővel kifogástalanul elkeverni, mint a szenet; salak- és víztartalmuk elenyésző. A tüzelésük ezért egyszerűbb, mint a széné.

A gőzkazánok hatásfokát a következő összefüggéssel lehet kiszámítani:

$$\eta_k = \frac{\dot{m}_g \cdot (i_2 - i_1)}{\dot{m}_{sz} \cdot H}, \text{ ahol}$$

\dot{m}_g - az időegység alatt termelt gőz tömege (kg/h vagy Mg/h),

i_2 - a termelt gőz fajlagos hőtartalma (J/kg),

i_1 - a tápvíz fajlagos hőtartalma (J/kg),

\dot{m}_{sz} - az időegység alatt eltüzelte tüzelőanyag tömege (kg/h vagy Mg/h),

H - fűtőérték (J/kg).

A kazán szükséges fűtőfelületét abból a megfontolásból számítják, hogy a termelt gőz tömegárama egyenesen arányos a fűtőfelülettel:

$$\dot{m}_g = \tau \cdot A_f, \text{ ahol}$$

τ - fajlagos gőztermelés $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$,

A_f - fűtőfelület (m^2).

A fajlagos gőztermelés értéke kazántípusonként változik, és bizonyos határokon belül az üzemi terhelésétől is függ. Általában $\tau = 20 \dots 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$.

7.13 A hűtőgépek

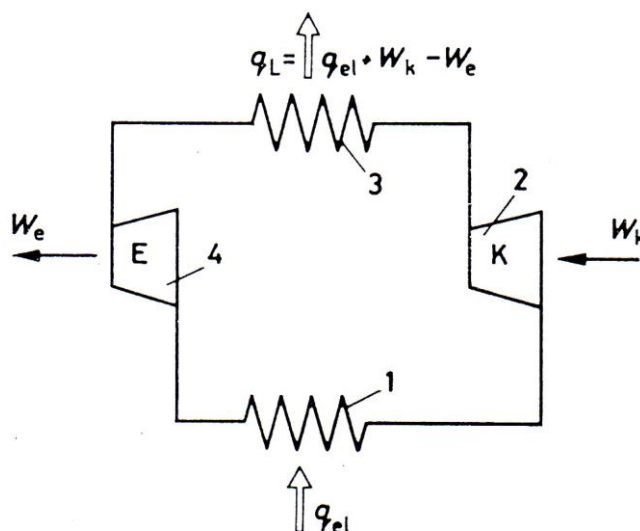
A hűtőgép nem energiatermelő, hanem energiafogyasztó berendezés, a körfolyamata hasonló volta és a jobb megértés miatt a hőerőgépek között tárgyalják.

Az ipari üzemek és háztartások hőgazdálkodásának egyik különleges esete a hűtés, vagyis a környezetnél kisebb hőmérséklet előállítása (élelmiszerek hűtése, jéggyártás stb.). Ilyenkor fűtés helyett hőelvonásról kell gondoskodni.

Természetes úton a télen gyűjtött és jégvermekben elraktározott jéggel érhetjük el ezt a célt, ha a jég fagyáspontja körül kell a hőmérsékletet tartani. A jég olvadási hője $r = 335 \text{ kJ/kg}$, a fajhő pedig $c_{\text{jég}} \approx 2,1 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$. Jég helyett gázokat vagy gőzöket is alkalmazhatnak, mert e közegek hőmérséklete adiabatikus terjeszkedéssel mélyen a fagypontra alá süllyeszthető, vagyis mesterséges úton hőelvonásra alkalmas állapotba juttatható. A természetes hűtéssel szembeállítva ezt az eljárást nevezik **mesterséges hűtésnek**.

A mesterséges hűtés feladata, hogy meghatározott mennyiségű hőt hidegebb helyről melegebb helyre vigyen át, ami csak energiafogyasztás árán lehetséges. A hűtőgép folyamatos működésének alapvető követelménye mechanikai munka fogyasztása vagy nagyobb hőmérsékleten rendelkezésre álló hőnek kisebb hőmérsékletre bocsátása.

A mechanikai munkát fogyasztó hűtőgépek gőznemű (halmazállapotukat változtató) közeggel dolgoznak. A hűtő körfolyamat az energiatermelőnek fordítottja: a hűtő körfolyamatban a hűtendő anyag által felmelegített közeget komprimálják, miáltal hőmérséklete a környezeti hőmérséklet fölé emelkedik, és így hőjéből átadhat a környezetnek. A környezeti hőmérséklet közelébe lehűtött közeget expandáltatják. Ezáltal hőmérséklete a hűtendő anyag alá csökken és így attól hőt vehet fel; a hűtendő anyag hőmérsékletének közelébe melegszik.



70. ábra. A hűtő körfolyamat általános elvi vázlata
1- hűtő; 2- kompresszor, 3- hőleadó;
4- expanzíós szerkezet

A kompresszió nagyobb hőmérsékletszinten és így nagyobb fajtérfogaton folyik le, mint az expanzió, ezért a befektetendő kompressziós munka nagyobb, mint a nyerhető expanziós munka. A körfolyamat vázlatát a 70. ábra szemlélteti.

A hűtőgépek szerkezeti kialakítás szerint lehetnek:

- kompresszorosak,
- abszorpciósak.

A kompresszoros hűtőgépek között megkülönböztetnek:

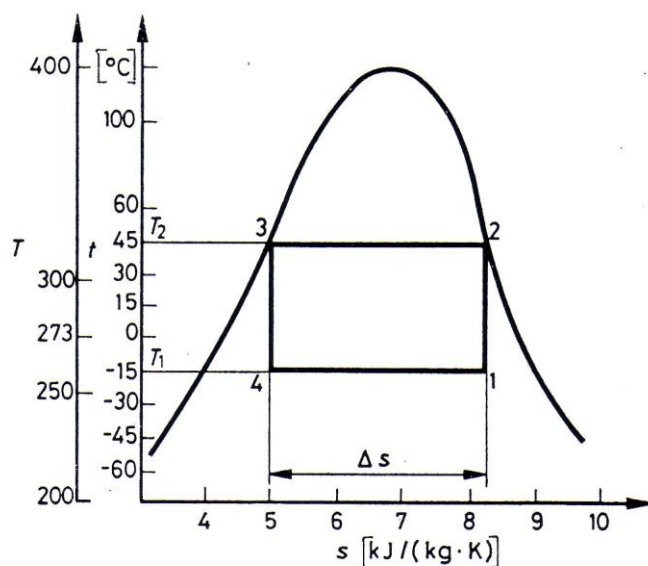
- gőznemű közeggel működő,
- gáznemű közeggel működő hűtőgépeket.

Az abszorpciós hűtőgépek csoportosítása:

- szivattyúsak,
- szivattyú nélküliek.

Mai szóhasználat szerint kompresszorosnak a gőznemű közeggel mechanikai munka árán dolgozó hűtőgépeket nevezik. A **kompresszoros hűtőgép** mind az iparban, mind a háztartásban leginkább használatos hűtőgépfajta. A gőzök állandó hőmérsékleten is képesek – párolgáskor és lecsapódáskor – hő felvételére és leadására. Egységnyi tömegük sok hőt ad le, illetve vesz fel, ezért hűtőtéljesítményük – azaz egységnyi idő alatt elvont hőjük – nagy. Ez lehetővé teszi, hogy nagy hűtőtéljesítmények is kis hűtőközegárammal elérhetők.

A hűtőközegül ún. hideg gőzök alkalmasak. Az olyan gőzöket nevezik így, amelyeknek dermedéspontja jóval a tekintetbe jövő hűtési hőmérséklet alatt, kritikus hőmérséklete jóval a hőleadási hőmérséklet fölött van; a telítési nyomás pedig a szóba jövő hőmérséklet-tartományban gépszerkezetiileg jól uralható. Leggyakrabban alkalmazott hűtőközegek: ammónia (NH_3), metil-klorid (CH_3Cl), kén-dioxid (SO_2), szén-dioxid (CO_2), freon 12 (CF_2Cl_2). Rendkívül kedvező volna olyan körfolyamatot megvalósítani, amelyben ez a hűtési (alsó) és hőleadási (felső) hőmérséklet állandó volna. Ekkor az ún. **Carnot-körfolyamat** alakulhatna ki (71. ábra). Ehhez azonban olyan nedvességtartalmú gőzt kellene komprimálni⁽¹⁾, hogy a kompresszió végén (2) a közeg éppen száraz telített legyen; olyan expanziós gépre lenne szükség, amely telítési állapotú folyadékot (3) képes nedves gőzállapotba (4) expandáltatni.

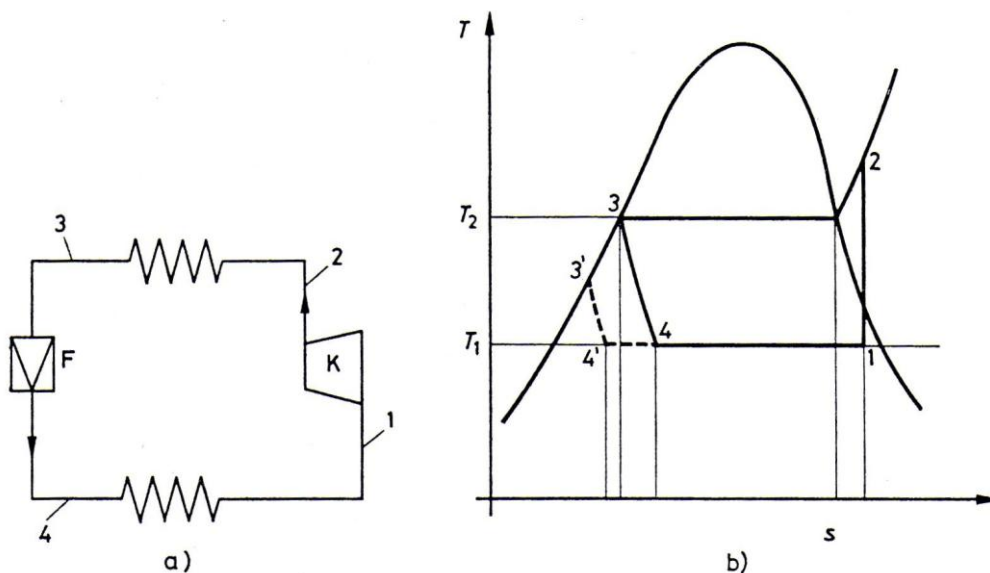


71. ábra. Eseményi kompresszoros hűtőkörfolyamat
T-s diagramban

- T_1 – hűtési hőmérséklet; T_2 – hőleadási hőmérséklet;
1-2 kompresszió; 3-4 expanzió;
2-3 lecsapódás (kondenzáció) a hőleadásban;
4-1 elpárolgás a hűtőben

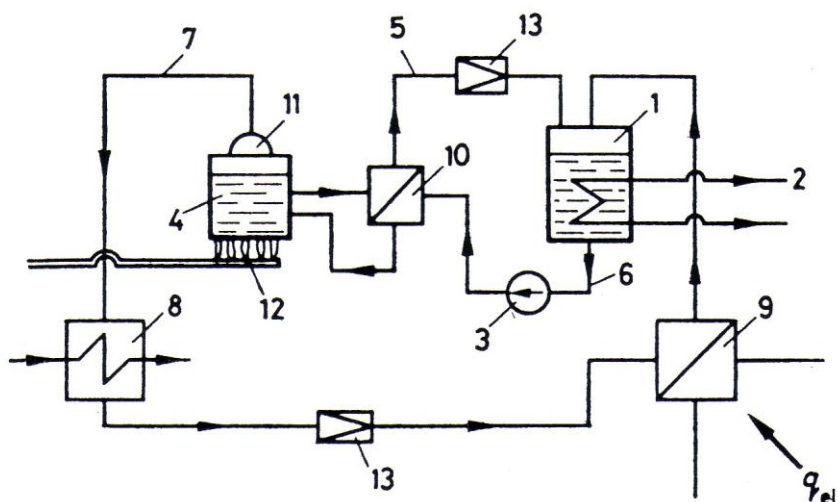
A kompresszoros hűtőgépekben a valóságban végbemenő folyamat a 72. ábrán látható. Az alsó T_1 hőmérsékleten nedvesgőz-állapotból (1) a közeget elvben adiabatikusan a T_2 felső, hőleadási hőmérsékletének megfelelő p_1 nyomásig komprimálják. A kompresszió végén (2) a közeg általában túlhevített állapotban van, hőmérséklete nagyobb a telítési nyomás T_2 hőmérsékleténél. A közeg gőzének ezért a hőleadó kondenzátorban először le kell hűlnie, akkor kezdődhet a lecsapódás állandó hőmérsékleten, amikor is a közeg 3 telítési hőmérsékletű folyadékállapotba kerül. Azt a csekély W_e expanziós munkát, amelyet a

folyadékot p_1 nyomásról p_2 -re való ejtése szolgáltatna, nem érdemes kihasználni, ezért a folyadékot p_1 nyomásról p_2 -re egyszerűen fojtják. A fojtás az állandó hőtartalom (entalpia) vonalán megy végbe; a folyamat végén 4 állapotú, T_1 hőmérsékletű és igen nagy nedvességtartalmú gőzt kapnak. A hűtőben a közeg folyadékrésze a hűtendő anyagtól elvont hőtől elgőzölög, a közeg kevésbé nedves 1 állapotban kerül újra a kompresszorba.



72. ábra. Valóságos kompresszoros hűtőkörfolyamat
a) kapcsolási vázlat, b) a folyamat T-s diagramban

A hűtőteljesítmény javul, ha a kondenzátorban a lecsapódott folyadékot a nyomáshoz tartozó telítési hőmérséklete alá túl is hűtjük a 3' pontig. Ekkor a fojtás végén nagyobb nedvességtartalmú, 4' állapotú gőzt kapnak; a nagyobb nedvességtartalom természetesen több hőt tud elvonni. A gáznemű közeggel működő gépeknél a gáz a körfolyamat közben nem változtatja halmazállapotát, ezért hőt csak hőmérséklet-változás árán tud leadni vagy felvenni. A közeg ezért jóval hidegebb a hűtendő anyagnál; a hőleadóban jóval melegebb a környezetnél. Működési hőmérsékletaráai így gazdaságtalanul nagyobbak, fajlagos teljesítménye kisebb, mint az ugyanolyan célú gőzös hűtőgépe. Találón hűtőléggépnek is nevezik, mert közege általában levegő. A kompresszoros munkát feleslegessé teszi, helyesebben hőközléssel helyettesíti az **abszorpciós hűtőgép** (73. ábra). Ez ugyanis a 9 párologtatóból jövő (72. ábra 1 állapotú) közeg gőzét egy másik közeggel (az ún. oldószerrel) az 1 oldóban elnyeleti. Az oldáskor keletkező hőt az oldóból a 2 környezet segítségével elvonják. Az oldóban így 6 nagy munkaközeg-tartalmú gazdag oldat keletkezik; ezt viszonylag csekély munka árán a 3 szivattyú a nagyobbik nyomásszintű 4 kazánba nyomja. A kazánban a gazdag oldatot nagy hőmérsékletre hevítve, abból a munkaközéget 7 gőz formájában kiűzik. Így jön létre az a nagynyomású hűtőközeggőz, amelyet a kompresszoros hűtőgépben a kompresszor szolgáltatott.



73. ábra. Az abszorpciós hűtőberendezés vázlata

- 1- oldó; 2- hőleadás a környezetbe; 3- szivattyú; 4- kazán;
 5- oldószer-visszafolyás; 6- nagy munkaközeg-tartalmú gazdag oldat;
 7- a munkaközeg gőzének útja; 8- kondenzátor, hőleadás a környezetbe;
 9- elpárologtató (hűtő); 10- hőcserélő; 11- rektifikátor; 12- fűtés; 13- fojtási helyek

A hűtőközeg gőze – ugyanúgy, mint a kompresszoros gépben – a 8 kondenzátorba jut, ahol környezeti közeggel hűtve cseppfolyósodik. A kazánban folyadékállapotban visszamaradt 5 oldószer szegény oldatként visszafolyik az oldóba.

Az abszorpciós gép fontos kiegészítő része még a 10 hőcserélő is. Ebben a kazánból jövő 5 szegény oldat átadja hőjét a 6 gazdag oldatnak, miáltal a kazánban kevesebb hőt kell közölni, az oldóban pedig kevésbé zavarja az oldást a meleg szegény oldat beömlése. Másik kiegészítő része a 11 rektifikátor, amely a hűtőközegnek az oldószertől való szétválását hűtéssel tökéletesíti.

Az abszorpciós gépben közegpárookra van szükség. Követelmény a közegpárral szemben, hogy az oldáshő kicsi legyen, és az oldószer forráspontja – azonos nyomáson – jóval nagyobb legyen a hűtőközeznél, hogy attól a kazánban jobban szétválják. Ilyen legfontosabb hűtőközegpár az ammónia mint hűtőközeg és víz, mint oldószer. Használatos még:

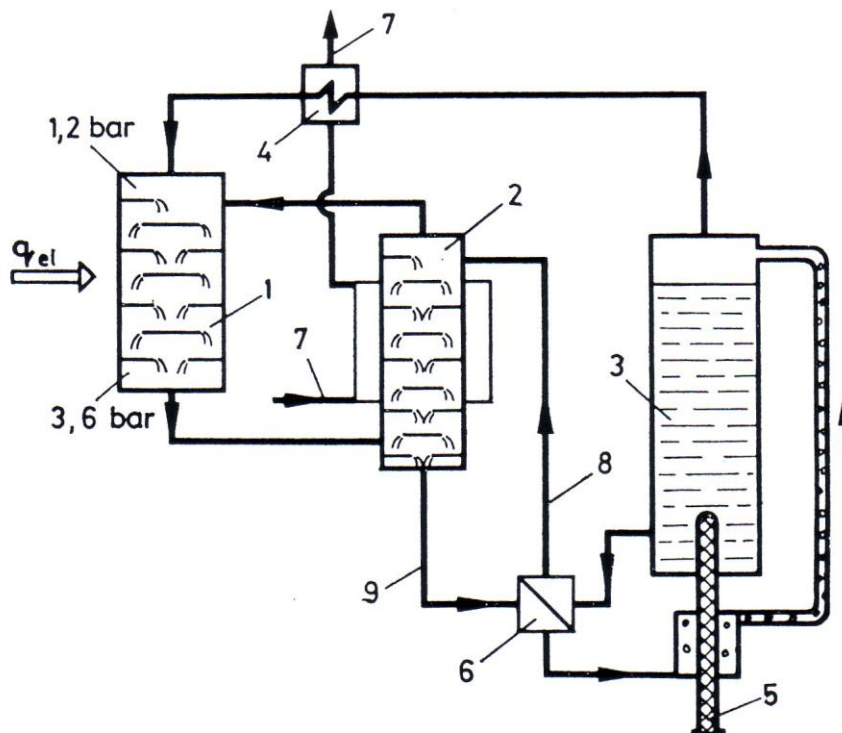
hűtőközegeként:
 víz
 metil-klorid

oldószerként:
 lítium-bromid-oldat
 tetraetilén-glikol-dimetilészter.

A szivattyús abszorpciós hűtőgépek kisméretű és kis energia-felvételű szivattyút igényelnek, a háztartási hűtőgépekben mégis célszerű ezt a mozgó alkatrészt is kiküszöbölni, ezért a körfolyamatot szivattyú nélkül valósítják meg. Ehhez – a hűtőközeg-oldószer közegpáron kívül – még egy semleges és a körfolyamatban nem cseppfolyósodó gázra is szükség van. A működés alapja a Dalton-törvény, amely szerint valamely térben uralkodó nyomás a térben helyet foglaló gáz-gőz keverék résznyomásainak összegével egyenlő. Ha e tér különböző részeiben a hőmérséklet különböző, akkor a folyadékkal érintkező gőzalkotó résznyomása a hidegebb térrészben kisebb, a melegebben nagyobb; a gáz résznyomása viszont mindenütt az össznyomás és a helyi gőzrésznyomás különbsége, azaz a hidegebben nagyobb és a melegebben kisebb. Ha gőz-gáz eleggyel megtöltött két azonos nyomású, de különböző hőmérsékletű teret egymásnak összekötnék, a gőz a nagyobb hőmérsékletű térből a kisebb hőmérsékletűbe áramlik, mert résznyomása a melegebb helyben nagyobb. Helyébe viszont a hidegebb térből a gáz áramlik, hiszen a két tér össznyomása azonos. Ilyen módon jön létre az áramlás az oldó és az elpárologtató között. Az oldóból a kazánba a gazdag oldat azáltal jut,

hogy a hőközlés a gazdag oldatot egy felszállócső alján éri. Ezáltal a gazdag oldatban gőzbuborékok keletkeznek, ami ugyanúgy hoz létre cirkulációt, mint a vízcsöves kazánban a forralócsövek.

Ilyen – szivattyú nélküli – abszorpciós hűtőgép vázlatát a 74. ábra szemlélteti.



74. ábra. A szivattyú nélküli abszorpciós hűtőgép vázlata
 1- elpárologtató (hűtő); 2- oldó; 3- kazán; 4- kondenzátor;
 5- fűtés; 6- hőcserélő, 7- hűtővíz; 8- szegény oldat;
 9- gazdag oldat, fűtőtest (a feltüntetett nyomásértékek az ammónia résznyomását adják)

A **hőszivattyú** olyan, a hűtőgépekéhez hasonló, többnyire kompresszoros működésű berendezés, amelynek a kondenzátorában (a 72b ábra T_2 hőmérsékletén) leadott hőt hasznosítják (fűtenek vele). Vázlata is a 72a ábra szerinti.

A hőszivattyú hőtéljesítményét nem az elvont, hanem a leadott hő: a fűtőtéljesítmény jellemzi.

A hőszivattyú sokkal gazdaságosabb, mint a villamos fűtés. Üzemköltség tekintetében gazdaságosabb a tüzelőanyag helyszíni elégetésénél is, mert a villamos energiát szolgáltató nagy kondenzációs erőművek fajlagos hőfogyasztása általában kisebb, mint a hőszivattyú fajlagos fűtőtéljesítménye. A hőszivattyú 1 J villamos energiával több hőt szolgáltat, mint amennyi tüzelőanyag-hőt a hőerőmű 1 J villamos energia előállításához fogyasztott.

A hőszivattyú azonban jelentős beruházást igényel (erőművi is), ezért közvetlen tüzeléssel szemben ritkán lehet gazdaságos. Leginkább akkor jön tekintetbe a hőszivattyú, ha mind a hűtő-, mind a fűtőtéljesítményt hasznosítják.

Ilyenek lehetnek:

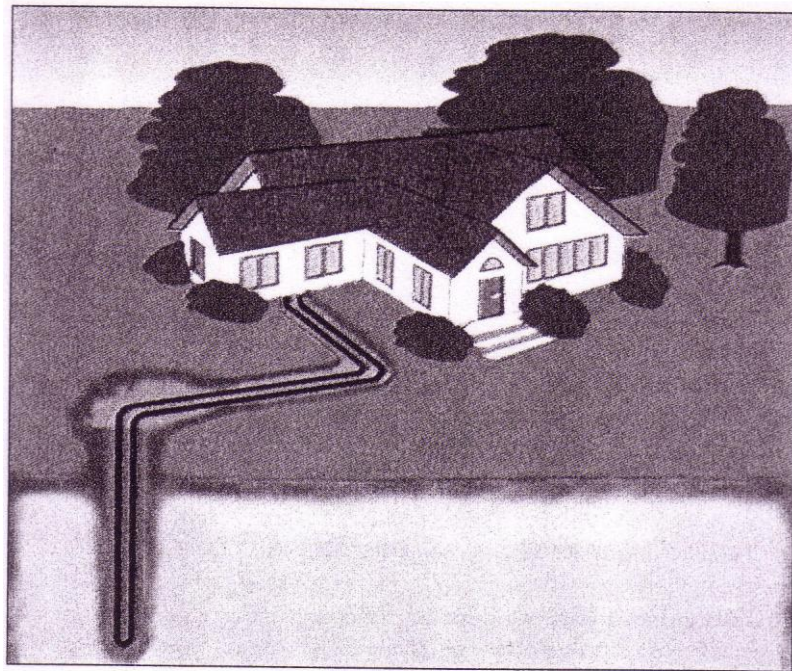
- jégpálya jegének fagyasztása a hűtőtéljesítménnyel – melegedők fűtése a fűtőtéljesítménnyel,
- hűtőház hűtése – fürdő fűtése.

Abszorpciós hőszivattyú is készíthető, amely szintén több hőt ad le, mint amennyit tüzelőanyaggal elfogyaszt, mert a leadott hő egy részét a környezetből veszi.

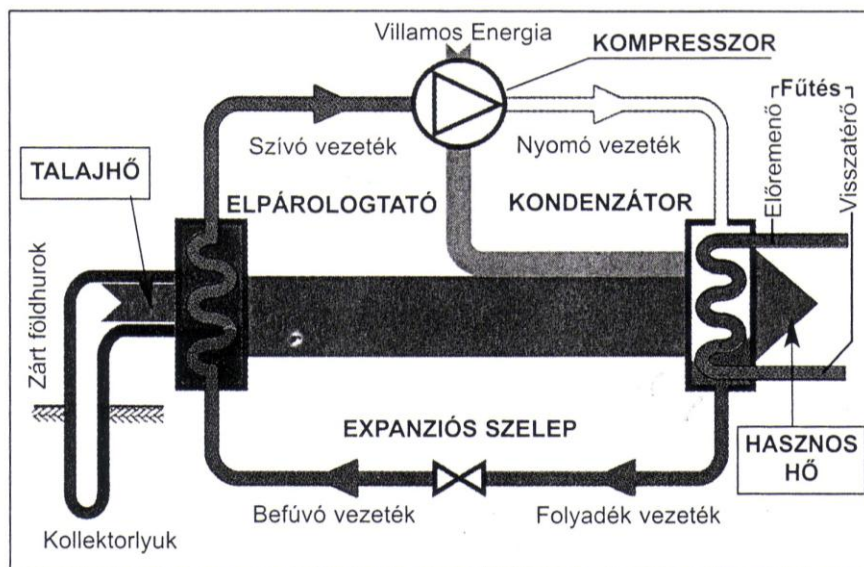
A hőszivattyú alkalmazása környezetvédelmi szempontból is kedvező, mivel nincs széndioxid emisszió. Ma már világszerte 90 millió hőszivattyú egység üzemel. Csupán az épületekben működő hőszivattyúk 9%-kal csökkentik a világ CO₂ emisszióját. Ezzel együtt csökken a föld légkörében tapasztalható „üvegház hatás”.

Magyarország egy ritka geotermikus energiakincs birtokában van, mivel az ország területén a geotermikus gradiens értéke kétszerese a világtátlagnak. A közet hőmérséklet 100 m mélységben már jelentős: 14...15 °C. Ezt a közet hőt lehet kihasználni ún. **geotermikus hőszivattyúval**, fűtésre, légkondicionálásra, használati melegvíz készítésére és zárt terű uszodák medencéjének, légtérnek kondicionálására, amellyel a fűtési költségek akár 50...55%-kal csökkenthetőek.

A geotermikus hőszivattyú rendszer telepítését a 75., elvi működését a 76. ábra szemlélteti.



75. ábra. A geotermikus hőszivattyú rendszer telepítése



76. ábra. A geotermikus hőszivattyú rendszer elvi működési vázlata

A geotermikus hőszivattyú fő szerkezeti egysége a kompresszor. Ezen folyadék-víz zártrendszerű technikával és vertikális földkollektor alkalmazásával kazánokban elérhető, hogy a hőszivattyú 1 kW villamos energiát, valamint a kőzet, illetve talajhő felhasználásával 4,5-5 kW fűtőteljesítményt állít elő. Egyben ez azt is jelenti, hogy a földgázhoz viszonyított energia-megtakarítás fűtés-hűtés és használati melegvíz termelés esetén több mint 50%.

A rendszer másik meghatározó eleme a földkollektor. Ennek első készítése fázisa, amikor egy vagy több, 120 mm átmérőjű, 50-150 m mélységű függőleges lyukat fúrnak. A furatban béléscsövet nem alkalmaznak a jobb hőkontaktus miatt. Ebbe a kollektorlyukba kerül a zárt, nyomáspróbázott, vízzel feltöltött csőhurok. Ez után a kollektorlyukat a jobb hőátadás érdekében és a különböző talaj és vízrétegek izolálása céljából egy különleges, csak természetes összetevőket tartalmazó anyaggal töltik fel. A földkollektorlyuk és az épület közötti csőszakaszt fagyhatár alatti mélységben vezetik, hogy a fűtés szüneteltetése esetén se érje károsodás. A környezetkímélő hőszivattyús rendszer elterjedését a legtöbb országban vissza nem térítendő pénzügyi támogatással is segítik.

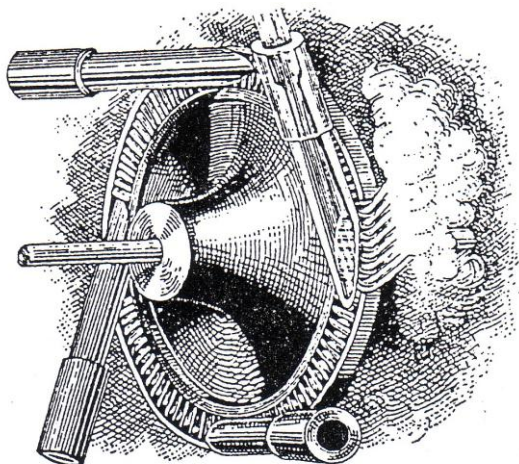
7.14 A gőzturbinák

A gőz ipari hasznosítását elsőként a **dugattyús gőzgépekkel** valósították meg, amelyeket a XVIII. század elején kezdtek kifejleszteni, és a század második felétől az akkori ipari forradalomban jelentős szerepük volt, sőt annak előfeltételét képezték.

A XIX. század végétől azonban a villamosenergia-átvitel elterjedésével a tömeges energiatermelésben a gőzturbinák vették át a dugattyús gőzgép szerepét. A dugattyús gép ugyanis nagy térfogatáramok feldolgozására nem alkalmas; több száz m³/s térfogatáramú gőznek hengerben forgalmazása elképzelhetetlen; ezért a megvalósítható teljesítőképesség behatárolt. Nagyobb dugattyús gőzgépek fordulatszáma is csak korlátozott lehet, ezért csak sok pólusú, és így nagy tömegű villamos generátort hajthatnának. A dugattyú a hengerben kenést igényel, ezért az alkalmazható frissgőz hőmérséklete korlátozott, a kiömlő gőz csapadéka – olajos lévén – nagynyomású kazánok táplálására nem alkalmas.

A gőzturbinák a víz-gőz körfolyamat adta hőesést áramlástani elven dolgozzák fel. A gőzturbina, mint nagysebességű gőzsugárral forgatott lapátos kerék (77. ábra), elvileg már az ókorban ismert volt. Az első gőzturbinát 1883-ban **Carl Gustav de Laval svéd mérnök** találta fel, amelynek fordulatszáma 30000 1/min volt. A turbinatervezés elmélete csak a vízgőz tulajdonságainak feldolgozása után fejlődhetett ki.

Szükség volt azonban nagyszilárdságú szerkezeti anyagokra és pontos gyártástechnológiára is.

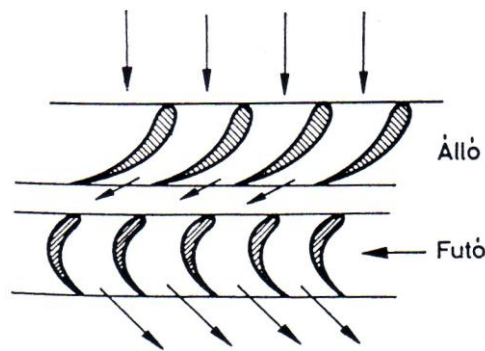


77. ábra. A Laval turbina elve

A **Laval turbina** kerekére négy (vagy több) helyen tangenciális irányban (azaz érintőlegesen) gőzsugarak esnek. A ferdén a kerékhez görbülő lapátok a gőzsugarat úgy vezetik, hogy az a túloldalon nyomását lecsökkentve hagyja el a kereket.

Más esetekben a turbina a vezető- (álló) lapátozata által képzett gyorsító lapátrácson a gőz felgyorsul; a forgórészen elhelyezett lapátrácson pedig sebességének irányát és nagyságát változtatva arra erőhatást gyakorol és munkát végez (78. ábra). A teljes gőzturbinát egy vagy egymás után kapcsolt több, ún. fokozat (álló- és futólapátrácsból álló együttes) képezi.

Ez a működési elv lehetővé teszi, hogy a gőzturbina igen nagy gőztérfogatáramot, ezzel nagy gőztömegáramot dolgozzon fel, és így egy egységben nagyon nagy teljesítményt szolgáltatasson.

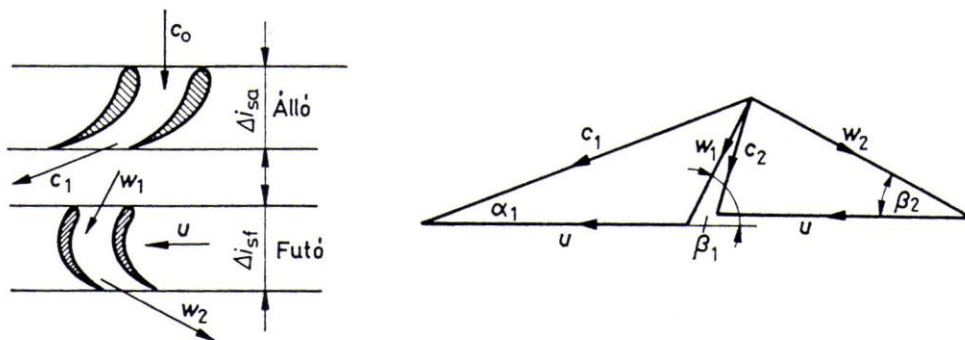


78. ábra. Gőzturbina-lapátrácsok és az általuk képzett fokozat

Ma a világ energiafogyasztásának több mint 80%-át gőzturbinák termelik, és ez a részesedés az energiatermelés további koncentrációjával és a nukleáris erőművek elterjedésével tovább nő.

A gőzturbinák alkalmazási korlátai:

- kis térfogatáramok esetén a csatornák keresztmetszete kicsi, az áramlási veszteségek nagyok és a hatásfok rossz,
- ahhoz, hogy a hatásfok jó legyen, a futólapátozásnak – a gőzsebességgel arányban levő – meghatározott sebességgel kell rendelkeznie; a tervezéstől 5-10%-nál jobban eltérő fordulatszámra hatásfoka romlik,
- a forgásirányt változtatni nem lehet.



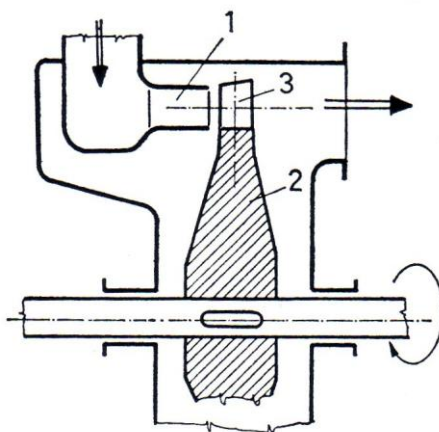
79. ábra. A gőzturbina-fokozat és sebességábrája

A gőzturbina-fokozat és sebességábrája a 79. ábrán látható. Az állólapátrácsban c_1 sebességre felgyorsult gőz az u kerületi sebességű futólapátozásra jut, amelyre erőhatást fejt ki, és így munkát végez. A gőz áramlása a gőzturbinákban általában tengelyirányú, és így a kerületi sebesség a futó lapátrács kiömlési és beömlési élén azonosnak vehető. A futólapátozót is gyorsító lapátrács csupán a gyorsítás mértékében különbözik az állótól. A két lapátrács együtt

képezi a fokozatot. Az állólapátózatból c_1 abszolút sebességgel és α_1 szög alatt kilépő gőzáram a futólapátózatot w_1 relatív sebességgel és β_1 szög alatt éri. A w_1 sebesség és β_1 szöge – a relatív mozgások törvényszerűségei szerint – a c_1 abszolút és az u kerületi sebesség vektoriális különbségeként szerkeszthető.

A gőzturbinák a fokozatok száma szerint lehetnek egy-, vagy többfokozatúak, illetve akciósak és reakciósak. A **Laval-turbina egyfokozatú**, mert a gőz hőenergiája egy lépcsőben alakul át mozgási energiává a fúvókában. Akciós azért, mert lapátózáson (lapátkoszorún) a nyomás állandó, és ott már nincs energiaátalakulás. A fúvókában **adiabatikus hőesés** játszódik le.

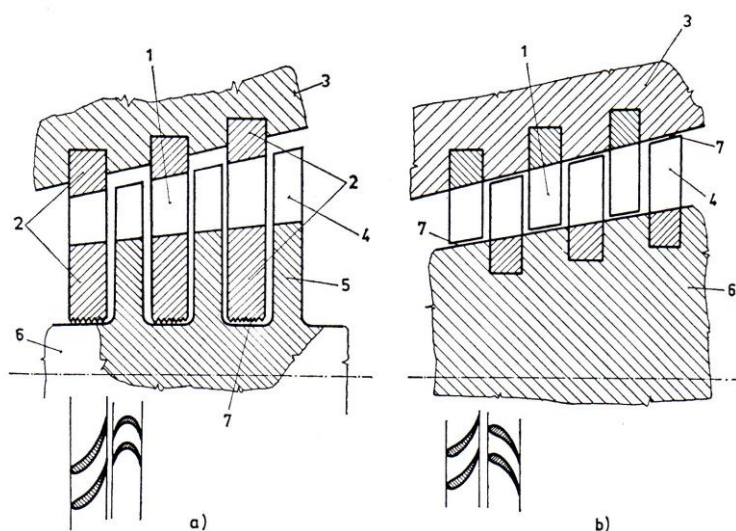
A Laval-turbina hátrányos tulajdonságait később úgy csökkentették, hogy több fokozatra osztották az expanziót. Ezzel a fordulatszám is lényegesen csökkent.



80. ábra. A Laval-turbina elvi vázlatja
1- fúvóka; 2- járókerék; 3- futólapátózat

A reakciós turbinánál a lapátokon is van nyomáscsökkenés, azaz energiaátalakulás.

A gőzturbinák fokozatcsoportjait a közvetlenül egymást követő és azonos gőzáramot feldolgozó együtttestnek nevezik. Szerkezeti felépítésük az őket alkotó fokozatok természetétől (akciós vagy reakciós) függ.



81. ábra. A fokozatcsoportok szerkezeti felépítése
a) akciós; b) reakciós

1- állólapátózat, 2- vezetőkerekek; 3- turbinaház;
4- futólapátózat; 5- futótárcsák; 6- forgórész (tengely); 7- rések

Az akciós fokozatcsoport (81a ábra) fokozatainak állólapátokat a vezetőkerekek tartják és erősítik a turbina házhoz. A futólapátokat a forgórészből kiképzett vagy arra felhúzott tárcsákra van erősítve. Minthogy a futólapátokon a nyomásesés elhanyagolható, a forgórészre ható tengelyirányú erő jelentéktelen. A fokozatok nyomásesése a vezetőkerekeket terheli, részvesztés a vezetőkerék agya és a tengely közötti résben keletkezik.

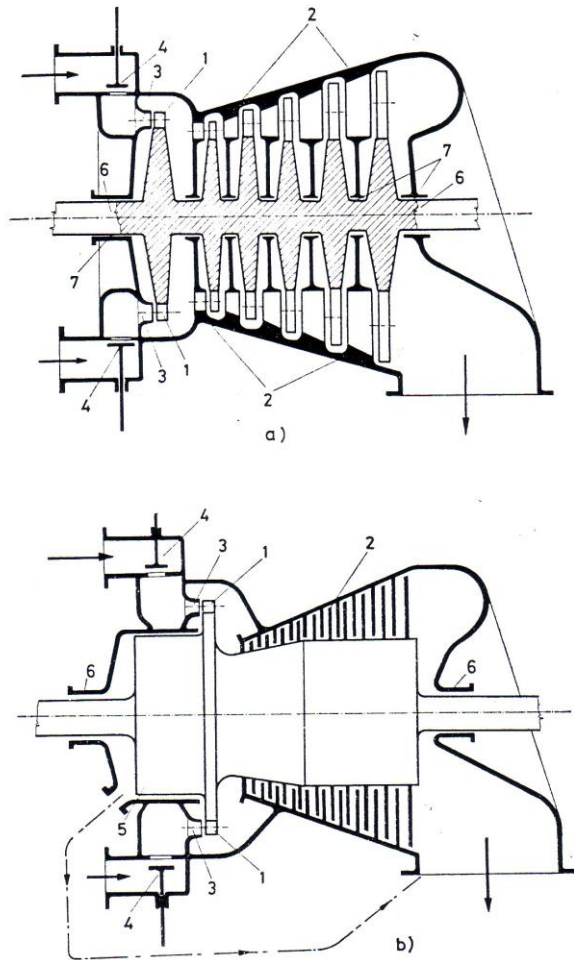
A **reakciós fokozatcsoport** (81b ábra) állólapátok rendszerint közvetlenül a házba, futólapátok a forgórész dobjára épített. Minthogy a fokozatok nyomásesésének mintegy fele jut az álló-, fele pedig a futólapátokra, a forgórészre kb. akkora tengelyirányú erő hat, mint amekkora egy, a lapátokat középátmérőjével azonos dugattyúra ugyanekkora nyomásesés következtében hatna.

A többfokozatú gőzturbinák a következők:

- a) **Curtis-turbina:** akciós turbina sebesség-fokozatokkal. Ez 2-3 sebességfokozatban alakítja át a gőz hőenergiáját mozgási energiává, és ezzel sikerült a kerületi sebességet lényegesen csökkenteni. Energiaátalakulás itt nincs a lapátkeréken, csak a házhoz kötött, vagyis álló vezetőcsatornában. A Curtis-turbina hatásfoka még mindig elég rossz, ezért önálló egységként nemigen alkalmazzák, inkább más, több fokozatú turbina elé kapcsolják.
- b) **Zoelly-turbina:** lényegében egylépcsős akciós turbinák sorbakapcsolása. A ház belső tere annyi, egymástól elkülönített kamrára osztott, ahány járókerék van a turbinában. A Zoelly-turbina elé rendszerint Curtis-kereket kapcsolnak.
- c) **Parsons-turbina:** C. A. Parsons angol mérnök 1884-ben mutatta be az első reakciós (réstúlnyomásos) turbináját, amelynek már csak 17000 1/min volt a fordulatszáma. A veszteségek miatt – amelyek ismét a gőz hőtartalmát növelik – kicsi az egyes lépcsőkön a hőesés, ezért a Parsons-turbina sok fokozatból áll. A sok lapátkosorút célszerűen egyetlen dobon, az ún. Parsons-dobon helyezik el.

Legegyszerűbb esetben a többfokozatú turbina lapátok egy szabályozófokozatból és egy fokozatcsoportból áll. Ilyen turbinák vázlatát látható a 82. ábrán.

A szabályozófokozat a turbina első és egyetlen olyan fokozata, amelynek keresztmetszetét a turbina gőztömegáramának befolyásolásához változtatni kell. A keresztmetszet-változtatás úgy valósítható meg, hogy a szabályozófokozat vezetőlapátokhoz – amely többnyire fűvókászerűen van kiképezve – és az egyes csoportokhoz külön szabályozószelepeken vezetik a gőzt. A szabályozófokozat csak akciós fokozat lehet, mert csak az teszi lehetővé a részleges (a kerület csak egy részére kiterjedő) beömlést. Ha a szabályozófokozatra nagy hőesést szánnak, két sebességfokozatra készítik. A többi fokozat akciós vagy reakciós egyaránt lehet.



82. ábra. A többfokozatú gőzturbinák vázlata

a) akciós turbina; b) reakciós turbina

1- szabályozófokozat futólapátrácsa; 2- a többi fokozat;

3- a szabályozófokozat vezetőlapátozása (fűvókái),

4- szabályozószelepek; 5- kiegyenlítődob; 6- tömszelencék

A többfokozatú akciós turbinában (82a ábra) a szabályozófokozat szervesen csatlakozik a többi fokozathoz. Különálló szerepét többnyire csak az jelzi, hogy közte és a többi fokozat között hézag van, hogy a kerületnek esetleg csak egy részén beömlő gőz a többi, a teljes kerületen állólapátozással rendelkező fokozatokra eloszolják.

A többfokozatú reakciós turbinák (82b ábra) akciós szabályozófokozata a többi fokozattól jobban elkülönül, azoknál rendszerint nagyobb átmérőjű. Futólapátozása külön tárcsán (keréken) van, amely a ház kiöblösésében (kerékszékélyben) forog. A reakciós gőzturbinák egyik jellegzetes eleme a kiegyenlítődob (a 82b ábrán az 5 elem). Ez a forgórészen levő, reakciós lapátozat középátmérőjével kb. egyenlő átmérőjű, labirintozott henger, amelyre ugyanez a nyomáskülönbség hat (de ellenkező irányban), mint a reakciós lapátozatra. Szerepe az, hogy a reakciós fokozatcsoport(ok)ra ható tengelyirányú erőt kiegyenlítse.

A korszerű gőzturbinákat ún. **vegyes rendszerben** építik meg, a nagynyomású rész akciós, a kisnyomású rész pedig reakciós. Így a legkisebbek ugyanis a résveszteségek. A ma készülő gőzturbina annál gazdaságosabb, minél nagyobb egységekben épül. Ma már világszerte általában GW teljesítményű egységek is készülnek és üzemben vannak. Amíg a Laval-turbina gazdasági hatásfoka $\eta_g \approx 30\%$ volt, addig a mai nagy teljesítményű gőzturbináké kb. 70...80%.

A hőerőgépek gazdasági hatásfoka három részhatásfok szorzata:

$$\eta_g = \eta_i \cdot \eta_T \cdot \eta_m, \text{ ahol}$$

- η_i - indikált hatásfok,
 η_T - termikus hatásfok,
 η_m - mechanikai hatásfok.

$$\eta_i = \frac{\Delta i_h}{\Delta i_{elm}}, \text{ ahol}$$

- Δi_h - hasznos hőésés,
 Δi_{elm} - elméleti hőésés.

$$\eta_T = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \text{ ahol}$$

- T_1 - beömlő gőz abszolút hőmérséklete,
 T_2 - kiömlő gőz abszolút hőmérséklete.

A gőzturbina indikált teljesítménye:

$$P_i = \eta_i \cdot \dot{m}_{göz} \cdot (i_1 - i_2), \text{ ahol}$$

- η_i - indikált hatásfok,
 $\dot{m}_{göz}$ - az elhasznált gőz tömegárama (kg/h, illetve Mg/h),
 $(i_1 - i_2)$ - elméleti adiabatikus hőésés.

7.2 A gázgépek

7.2.1 A belső égésű motorok

A dugattyús gőzgépek felfedezése után kb. 100 évvel fejlesztették ki a belső égésű motorokat. Ezek olyan volumetrikus működésű hőerőgépek, amelyekben a hőközlés a tüzelőanyag a henger belsejében való elégetésével megy végbe. A dugattyú a hengerbe juttatott levegőt vagy éghető keveréket komprimálja; az égés alatt, illetve annak megtörténte után a hőközlés folytán megnövekedett nyomású és térfogatú égéstermék expandál; eközben a dugattyút a terhelőerők ellenében mozgatja, és így munkát végez. E munkavégzés után az elhasznált égéstermék a hengerből távozik, majd friss levegő vagy keverék jut a hengerbe és a munkaciklus megismétlődik.

A belső égésű motorok készítésére irányuló próbálkozások már a XVIII. század végén megkezdődtek. Az első, üzemszerűen működő ilyen szerkezet a gázgép volt, és a keverék kompressziója nélkül működött. 1876-ban **Nicolaus August Otto** (1832-1891) építette meg

az első benzinmotort. A folyékony tüzelőanyagra való áttérés és az egységnyi motorteljesítményre jutó tömeg, az ún. fajlagos tömeg (kg/kW) csökkenése egyre inkább alkalmassá tette e motorokat járművek hajtására. Aszerint, hogy egy teljes munkaciklus hány löketben (ütemben) valósul meg, négyütemű és kétütemű motorokat különböztetnek meg.

A **négyütemű motorból** az elhasznált égéstermék egy külön löketben távozik a hengerből, és a henger külön másik löketben telik meg friss közeggel. Egy teljes munkaciklus négy löketben és így két teljes fordulat alatt folyik le.

A **kétütemű motorokban** a közegcsere két löket határán (az expanzió löketének végén, illetve a kompresszió elején), a holtpont közelében játszódik le. Ezek teljes munkaciklusa két löketben, azaz egyetlen fordulat alatt befejeződik. A négyütemű motor munkaszolgáltatása kevésbé egyenletes, mint a kétüteműé, minthogy csak minden második fordulatra esik egy munkalöket. A járást a lendítőkerék teszi egyenletessé.

A tüzelőanyag adagolása és elégeése szempontjából a belső égésű motorok két csoportba oszthatók.

Az **Otto-motorok** (más néven szikragyújtású motorok) a tüzelőanyagot a levegővel együtt juttatják a hengerbe. Gáznemű tüzelőanyag a levegőhöz keverhető; a folyékony tüzelőanyagot porlasztással vagy elpárologtatással kell elgázosítani. Ezt a keveréket sűríti (komprimálja) a motor, mégpedig csak olyan korlátozott mértékben, hogy a kompresszió vég hőmérséklete a gyulladás hőmérsékletét el ne érje. A kompressziós löket végén a keveréket villamos szikra gyújtja meg. Az ezt követő löket az expanzió, a tulajdonképpeni munkalöket.

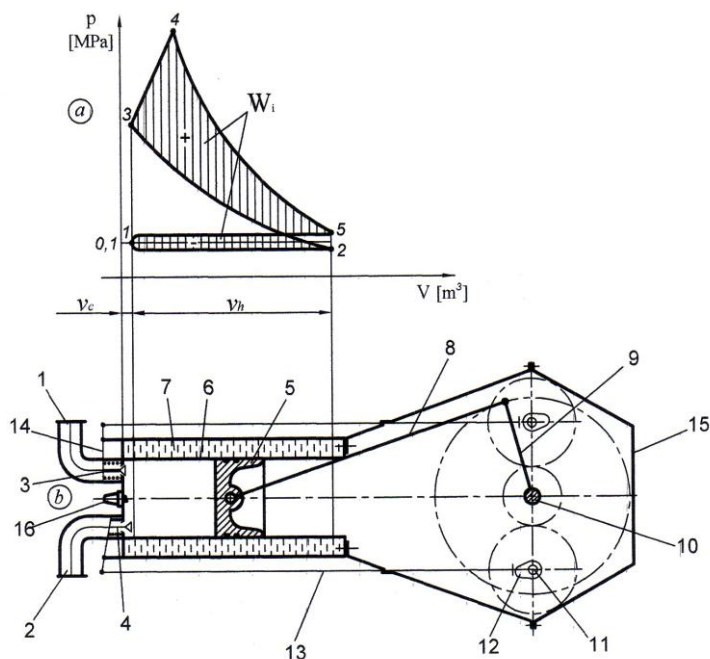
A **dízelmotorok** (más néven kompressziógyújtású motorok) tiszta levegőt szívnak be és azt (adiabatikusan) olyan végnyomásra sűrítik, hogy a sűrítőlöket végén a levegő hőmérséklete a folyékony tüzelőanyag gyulladási hőmérsékleténél nagyobb legyen. Az ekkor a hengerbe befecskendezett folyékony tüzelőanyag külön gyújtószerkezet nélkül is meggyullad és elég. A tüzelőanyag befecskendezésének lefolyása célszerűen olyan, hogy az elégeés nem robbanásszerűen, hanem állandó nyomáson történik. Ennek befejeztével az expanzió itt is adiabatikus és a munkalöket végéig tart, amelyet kipufogás követ.

7.211 Az Otto-motorok

Az alaptípus a négyütemű szívómotor, amelynél a folyékony tüzelőanyag elpárologtatását és levegővel való, normál hőmérsékleten való keveredését porlasztó (karburátor) végzi. Az elgázosított keverékben kb. 1:15 a benzin-levegő arány. A **porlasztók** kifejlesztésében nagy szerepet játszott **Csonka János és Bánki Donát** 1893-ban szabadalmaztatott találmánya.

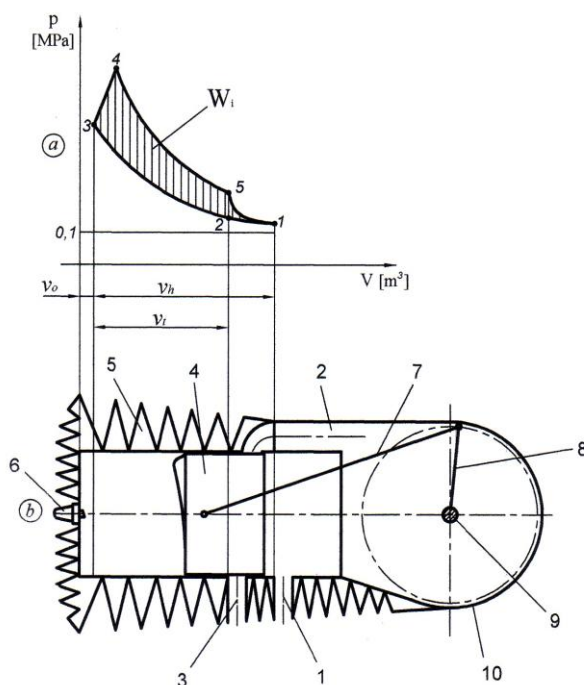
A négyütemű motor működése a 83. ábrán látható **indikátordiagram** alapján következő:

- 1-2 szakasz: szívás; a dugattyú balról-jobbra haladva beszívja a keveréket,
- 2-3 szakasz: sűrítés (kompresszió); a dugattyú visszafelé haladva sűríti a keveréket; ebben a két ütemben a motor lényegében kompresszorként működik,
- 3-4-5 szakasz: égés és terjeszkedés (expanzió); a sűrített keveréket villamos szikrával meggyújtják, az rövid idő alatt elég, majd terjeszkedve (expandálva) a dugattyút hátrafelé tolja, közben munkát végez;
- 5-1 szakasz: kipufogás; a dugattyú kitolja a hengerből a munkát végzett égéstermékét. A két munkaterület különbsége adja a hasznos indikált munkát.



83. ábra. A négyütemű Otto-motor indikator diagramja (a) és működési vázlat

- 1- szívócső (karburátorból); 2- kipufogócső, 3- szívószelep; 4- nyomószelep;
 5- dugattyú; 6- henger; 7- hűtővíz; 8- hajtókar; 9- forgattyúkar;
 10- főtengely; 11- vezérlőtengely; 12- vezérlőbütyök;
 13- szelepmozgató rúd; 14- vezérlőhimba; 15- forgattyúház



84. ábra. A kétütemű Otto-motor indikator diagramja és működési vázlat

- 1- beömlőcsatorna; 2- átömlőcsatorna; 3- kiömlőcsatorna;
 4- dugattyú; 5- henger; 6- gyújtógyertya; 7- hajtókar;
 8- forgattyúkar; 9- főtengely; 10- forgattyúház

A négyütemű motor üzeme, bár gazdaságosabb, mint a dugattyús gőzgépé, mégis elég rossz hatásfokú. Gazdasági hatásfoka kb. 20...30%.

A négyütemű motornak néhány hátrányát, pl. a szelepes vezérlés bonyolultságát, a két főtengely fordulatra eső egyetlen munkaütemet, a kétütemű motor igyekszik kiküszöbölni. A kétütemű motornál elmaradnak a szelepek, csak be- és kiömlőcsatornák vannak, amelyek nyitását és zárását maga a dugattyú végzi, amely a tolattyú szerepét is betölti. A kétütemű motor körtolattyús vezérlésű motor, ahol a körtolattyú maga a dugattyú.

A kétütemű Otto-motor **indikátor diagramját** és működési vázlatát a 84. ábra szemlélteti. A dugattyú bal oldalán az első ütem: a töltés és a kompresszió; a második ütem pedig: az égés, expanzió és a kiömlés. A töltés azonban nem annyira egyszerű, mint a négyütemű motorokban.

A kétütemű motorok lényegében egy munkahengerből és egy kompresszorból állnak. A kompresszor szerepét a forgattyúház tölti be. Ebbe áramlik ugyanis a beszívott keverék, amelyet a balról jobbra haladó dugattyú kismértékben elősűrít (előkoprimál), majd az átömlő csatornán át benyom a munkahengerbe. A munkahengerben lejátszódik a már ismertetett égés, és az azt követő expanzió, a munkavégzés üteme.

A hengerben lejátszódó folyamatot a 84 ábrán látható **indikátordiagram** szemlélteti. Az 1-2 szakasz a töltés, amelyet a henger a forgattyúházból kap, a légkörinél kissé nagyobb nyomáson. A 2-3 szakasz a kompresszió a hengerben. A 3 pontban villamos szikrával meggyújtják a nagynyomású keveréket, a 3-4 szakasz az égés, majd a 4-5 szakasz az expanzió. Az égés-expanzió alatt történik a munkavégzés. Az 5-1 szakaszban a kiömlés (kipufogás), amely egyszerre játszódik le a következő periódus 1-2 töltésével. Ekkor a munkát végzett égéstermékek eltávoznak a hengerből úgy, hogy a forgattyúházból beáramló töltés kitolja maga előtt. Ez természetesen azzal is jár, hogy a friss töltés egy része is elszökik, ami rontja a motor gazdasági hatásfokát. A diagram által bezárt terület az **indikált munka**. A kétütemű motor, bár szerkezetileg sokkal egyszerűbb, nem tudta a négyüteműt kiszorítani, mert üzeme kevésbé gazdaságos, nagyobb a fajlagos fogyasztása és nagyobb a környezetszennyezés.

7.212 A dízelmotorok

A belső égésű motorok üzemének fontos jellemzője a **kompresszióviszony**, ami a teljes hengertérfogat és a károstér (kompressziótér) hányadosa:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_o}{V_o} \quad (V_h \text{ és } V_o \text{ értelmezése látható a 83. és 84. ábrán})$$

A kompresszióviszony növelése javítja a hatásfokot, bár nem lehet túlzottan növelni, mert a tüzelőanyag-levegő keverék idő előtti öngyulladásra következne be, amely zavarja a motor üzemét és súlyos károsodást okozhat a szerkezetben. Az Otto-motoroknál $\varepsilon = 5 - 8$.

A **Rudolf Diesel** német mérnök 1897-ben megépített dízelmotorok ezzel szemben éppen az öngyulladást használják fel. A kompresszióviszony itt $\varepsilon_D \approx 14...15$ vagy még ennél is nagyobb. A dízelmotor öngyulladással dolgozó négy- vagy kétütemű belső égésű motor, amely szíváskor tiszta levegőt szív be, azt adiabatikusan komprimálja 3...3,5 MPa nyomásra és kb. 500°C (773 K) hőmérsékletre. Az ekkor befűjt vagy befecskendezett üzemanyag magától meggyullad és elég. A tüzelőanyag gázolaj-dízelolaj, amelynek az égési sebessége kisebb, mint a benziné. Fontos a gázolaj helyes befecskendezése, mert az égés időtartama a gazdaságos üzem miatt nem lehet több az expanziólöket 10%-ánál. Az égés minősége

nagymértékben függ a tüzelőanyagnak a levegőben való elkeveredésétől. Az volna kívánatos, hogy a befecskendezés a tüzelőanyagot az egész égéstérben egyenletesen elossza.

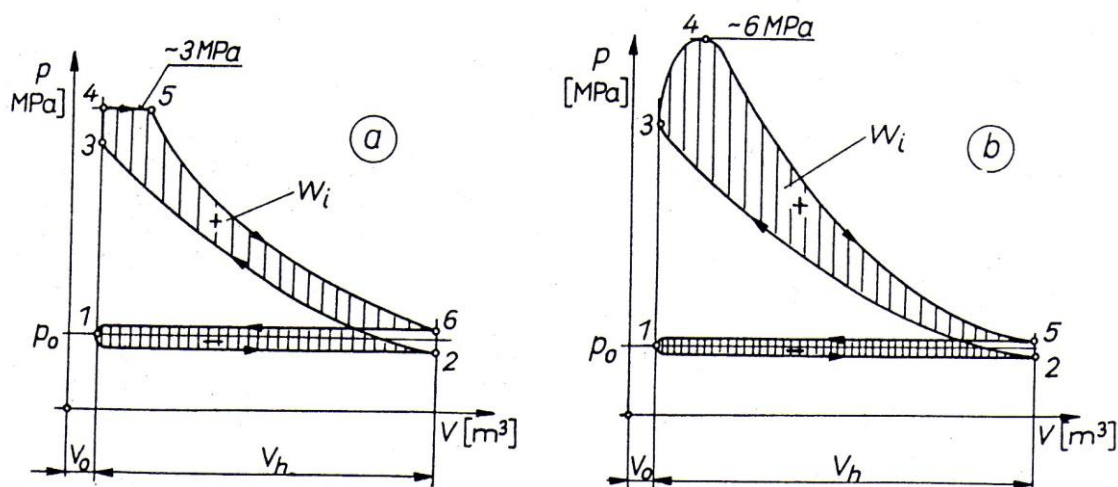
A tüzelőanyag bejuttatása kompresszorral vagy szivattyúval történhet. A **kompresszoros dízelmotort** ma már nem nagyon használják. Ennél a tüzelőanyagot nagynyomású (6...8 MPa) levegővel fúvatják a hengerbe. Ez a megoldás azért hátrányos, mert a kompresszor hajtása a motorteljesítmény kb. 5...10%-át igényli.

A **szivattyús (kompresszor nélküli) dízelmotort** a teljesítmény növelésével és a szerkezet további egyszerűsítésével fejlesztették ki, amelynél közvetlenül a hengerbe szivattyúval nyomják be a tüzelőanyagot fúvókán keresztül. Ez a megoldás kisebb tömegű motorokat is eredményezett, amelyeket kb. 1923-tól gépkocsikban és vasúti vontatásban sikerrel alkalmaznak. A szétporlasztáshoz szükséges szivattyúnyomás nagyobb (8...40 MPa), mint a kompresszorosé. Minthogy az egyenletes elosztás pusztán a fúvóka helyes kialakításával alig lehetséges, az égéstér különleges kiképzésével, annak megosztásával törekszenek arra, hogy az égés közbeni levegőmozgás a tüzelőanyag tökéletes elkeveredésével hozzájáruljon. Így alakultak ki az **osztott égésterű motorok** különböző változatai, úgymint az **előkamrás, örvénykamrás és légkamrás motorok**. Egyes változatokban a hengerfejbe épített izzó alkatrészek segítik elő a tüzelőanyag gyulladását induláskor (villamos fűtésű izzógyertya) vagy üzem közben is (izzófej motor).

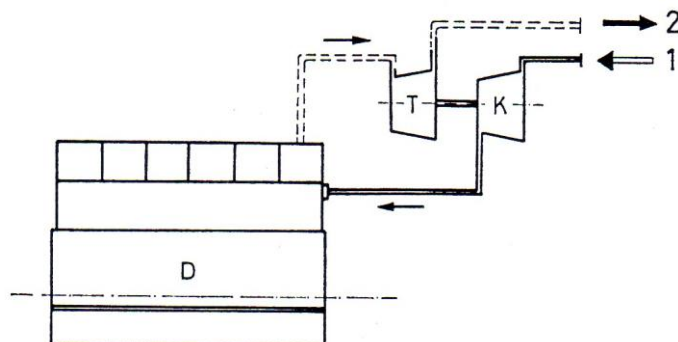
A szivattyús dízelmotor gazdasági hatásfoka $\eta_g \approx 40..50\%$. A teljesítményegységre eső fajlagos motortömeg az összes dugattyús rendszerű gépek között itt a legkisebb. A dízelmotor kedvező üzemi tulajdonságai és jó gazdasági hatásfoka révén a közlekedésben is egyeduralkodó.

A 85. ábrán a kétfajta dízelmotor **indikátordiagramja** látható. A 85a ábra a kompresszoros, a 85b ábra a szivattyús rendszerűét szemlélteti. Mindkettőnél megfigyelhető az égés viszonylagos lassú szakasza. Az előkamrás dízelmotor indikátordiagramjának égési folyamata viszont alakilag hasonlít az Otto-motorokéhoz.

Az adott hengertérfogatba juttatható levegőmennyiséget úgy növelik, hogy a hengerbe a levegőt nem a szabadból, hanem külső berendezéssel megnövelt nyomású térből veszik. Ezt az eljárást a dízelmotor feltöltésének nevezik. A **feltöltés** növeli a motor teljesítményét. A feltöltés bonyolulttá teszi a motort és így csak nagyobb teljesítményekhez célszerű alkalmazni. A nagy levegőforgalomra való tekintettel nem volumetrikus, hanem áramlástan elven alapuló feltöltőt alkalmaznak.



85. ábra. A dízelmotorok indikátordiagramja
a) kompresszoros; b) szivattyús, előkamrás



86. ábra. A dízelmotor és turbófeltöltő kapcsolata
D- dízelmotor; T- turbina; K- töltőkompresszor; 1- szívás, 2- kipufogás

A feltöltésnek számos változata alakult ki napjainkig. Legkezdetlegesebb a külön géppel hajtott feltöltő, inkább csak kísérleti célra indokolt. A mechanikus hajtású töltőt a motor tengelye hajtja. Leginkább elterjedt a turbófeltöltő (86. ábra). Ennek K töltőkompresszorát a motor kipufogógázai által hajtott T turbina hajtja. Ez szerkezetileg elkülönül a D motortól, de hőtanilag a motorhoz jól kell illeszkednie.

A belső égésű motorok **teljesítményének** számítása az indikátordiagramból leolvasható indikált munka alapján történhet:

$$P_i = W_i \cdot n \cdot i, \text{ ahol}$$

W_i - indikált munka,

n - a motor fordulatszáma,

i - működésszám, négyütemű motornál két körülfordulásra esik egyetlen munkalököt, egy fordulatra egy fél, így a működésszám: $i_4 = 1/2$. A kétüteműnél $i_2 = 1$.

Az **indikált munka**:

$$W_i = p_i \cdot V_h = p_i \cdot s \cdot A_d, \text{ ahol}$$

p_i - indikált középnyomás,

V_h - hengertérfogat,

s - lökethossz,

A_d - a dugattyú dolgozó felülete.

Az **indikált középnyomást** úgy határozzák meg, hogy a W_i munkaterületet elosztják a hengertérfogattal. Ezzel azt feltételezik, mintha a változó nyomás helyett ez hatna egyenletesen a hengerben, és a végzett munka ugyanaz lenne, mint változó nyomás esetén. Behelyettesítés után:

$$P_i = p_i \cdot s \cdot A_d \cdot n \cdot i.$$

A főtengelyen levehető **effektív motorteljesítmény**:

$$P_{\text{eff}} = \eta_m \cdot P_i$$

Ha többhengeres motorról van szó, akkor az egy hengerre számított teljesítményt meg kell szorozni a hengerek z számával.

7.213 A forgódugattyús motorok. A Wankel-motor

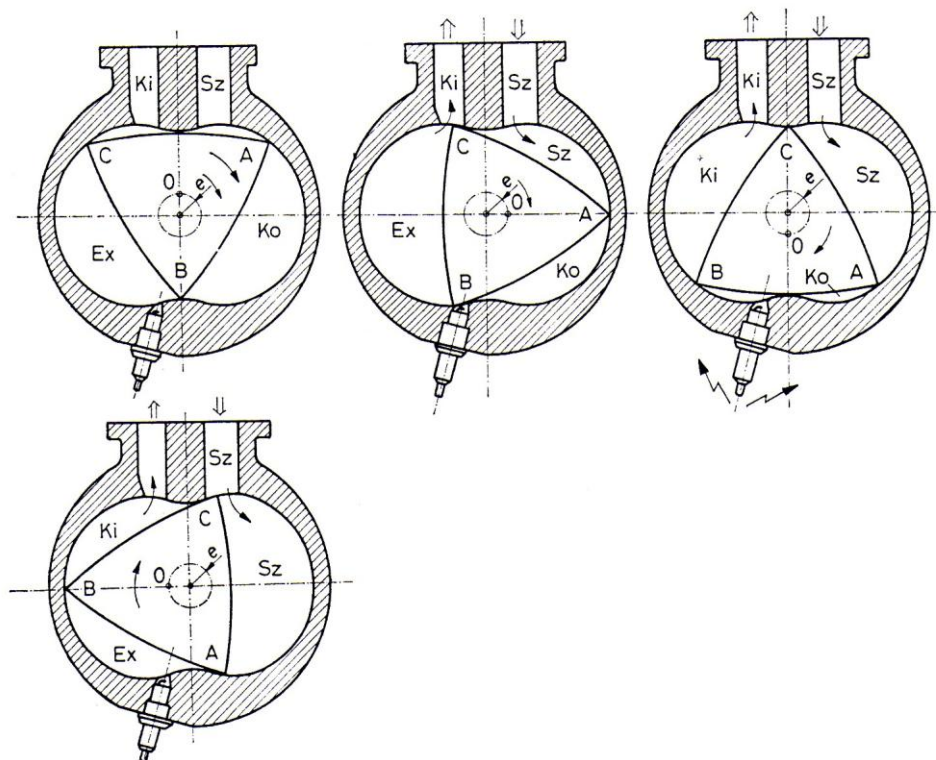
A belső égésű motorok fejlődésének már első szakaszában felmerült az a gondolat, hogy a volumetrikus működést kedvező volna forgó mozgással megvalósítani. Ennek alkalmazhatóságát a forgó mozgású volumetrikus víz- és légszivattyúk, valamint a kompresszorok sokféle kivitele bizonyítja.

A szivattyúnál és a kompresszoroknál bevált működési elvet és szerkezeti elveket azonban a belső égésű motorokban nem lehet minden további nélkül alkalmazni. Ezeknél ugyanis a munkatér tömítése egyrészt fontos követelmény, másrészt – a nagy nyomások és hőmérsékletek, ezek változásából származó terjeszkedéskülönbségek folytán – igen nehéz feladat. A sok változat közül egyetlen működési és szerkezeti elv bizonyult eddig életképesnek; ennek első eredményeit tíz éves (1926-1936) alapos tömítéstechnikai kutatás után sikerült elérni. Ezt a kutatást újabb húszéves fejlesztési munka követte, míg az első piacképes példányok megjelenhettek. Az eredmények **Felix Wankel német mérnök** munkáját dicsérik, aki 1957-ben jelent meg működőképes motorjával.

A Wankel-motor munkatere trochoid keresztmetszetű tér, amelyben a forgó dugattyú mozog. A forgó dugattyút pedig nagy (belső fogazatú) kerék köré épített háromélű, domború oldalú hasáb képezi (87. ábra). Ezek az egyes munkaterek elválasztó-, egyúttal az egész munkafolyamat vezérlőelei. A főtengelyek forgása közben ugyanis a forgó dugattyú és a ház közötti három tér térfogata változik; ez a változás hozza létre a négyütemű működés egyes ütemeit, amelyeknek sorrendjét a 87. ábra szemlélteti.

A motor tengelyén a nyomaték úgy jön létre, hogy a forgó dugattyú egyes felületeire ható erők a dugattyút képező hasábra, és így a nagy fogaskeréknek tengelyén át, vagyis a főtengelyhez képest e excentricitású kör kerületén hatnak.

A gyártás és karbantartás igényességéből származó problémák megoldása szabja meg a Wankel-motor elterjedésének mértékét és határait.



87. ábra. A Wankel-motor működési vázlat
Sz- a szívás; Ko- a kompresszió; Ex- az expanzió;
Ki- a kipufogás; O- a forgattyú

7.214 A belső égésű motorok főbb üzemeltetési jellemzői

A főbb üzemeltetési jellemzők:

- töltési fok,
- tüzelési fok,
- hatásfok,
- kenőanyag-fogyasztás,
- hűtővíz-fogyasztás,
- jelleggörbék
- tüzelőanyagféleségek.

a) Töltési fok

A motor egy munkaciklusa alatt végzett munkája (és így teljesítménye) nagymértékben függ a hengerbe adagolt éghető gázelegy mennyiségétől. A gyors járású motor hengerébe a nagyobb áramlási veszteségek miatt kisebb nyomású, a hűtés tökéletlensége miatt pedig nagyobb hőmérsékletű elegy jut, mint a lassú járású gépbe. Mindkét oknál fogva kisebb lesz a λ **töltési fok**, amely a hengerbe jutó m_f friss töltetnek (gázelegy, illetve levegő) viszonya ahhoz az m_o töltetmennyiséghez, amely a $V_h = A_d \cdot s$ lökettérfogatot a beömlés előtti p_o, T_o külső állapotban töltené ki:

$$\lambda = m_f / m_o$$

Tökéletesen átöblített négyütemű motorban a töltési fok csak a közeg ρ sűrűségének változásától, azaz a szívási Δp nyomáscsökkenéstől és ΔT melegedéstől függ.

$$\lambda = \frac{m_f}{m_o} = \frac{V_h \cdot \rho_t}{V_h \cdot \rho_o} = \frac{p_t}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_f} = \frac{p_o - \Delta p}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_o + \Delta T}$$

A töltési fok, szokásos értékei:

- négyütemű, lassú járású szívómotoré $\lambda = 0,80 \dots 0,93$;
- négyütemű, gyors járású szívómotoré $\lambda = 0,65 \dots 0,83$;
- feltöltött motoré $\lambda = 1,5 \dots 2$.

A λ töltési fok az Otto-motor teljesítményének üzem közbeni változtatásakor mennyiségi szabályozással is csökkenthető. A szívócsatornába iktatott fojtószelep zárásával a beszívott keverék nyomása csökken, ezzel a töltési fok arányában kevesebb elegy jut a hengerbe, ha a gép kisebb terheléssel jár.

b) Tüzelőanyag-fogyasztás

A hőerőgép üzemeltetésének költségeinek legnagyobb része a tüzelőanyag-költség. Elsősorban a tüzelőanyag-fogyasztás adhat szabatos összehasonlítási alapot, ha azt a motor egységnyi hasznos munkájára vonatkoztatják. Ez a motor fajlagos fogyasztása (lásd 2.2 fejezetet). A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás gyakorlati egysége a $g/(kW \cdot h)$, illetve $m^3/(kW \cdot h)$.

A **fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás** helyett a motor fajlagos hőfogyasztásával is jellemezhető, amikor a tüzelőanyag-fogyasztást a fűtőérték segítségével hőfogyasztásra számítják át. A hőfogyasztás egysége $kJ/(kW \cdot h)$.

A fajlagos fogyasztások elsősorban a motor rendszerétől és felépítésétől függenek.

c) A motor hatásfoka

Ez a teljesített munkának és a tüzelőanyagban rendelkezésre állott és elfogyasztott hőnek a hányadosa. Természetesen mindkét mennyiséget időegységre is vonatkozathatják, ekkor a hatásfok és a hőáram viszonya. Ha a motor teljesítménye P , az elfogyasztott tüzelőanyag q_m , a tüzelőanyag fűtőértéke H , akkor a hatásfok

$$\eta = \frac{P}{q_m \cdot H}$$

d) Kenőanyag-fogyasztás

A kenőolaj-fogyasztást a szolgáltatott egységnyi munkára ($kW \cdot h$) vonatkoztatják. Ez a fajlagos kenőolaj-fogyasztás a motor minőségétől és állapotától függ: átlagosan $7g/(kW \cdot h)$ –val lehet számolni.

e) Hűtővíz-fogyasztás

A vízhűtésű motor vízszükséglete azon az alapon ítélt meg, hogy a hűtővíznek átadott hő $3,5 \dots 4MJ/(kW \cdot h)$. Ha $10 \dots 20 K$ vízmelegedéssel számolnak, a vízszükséglet $40 \dots 10kg/(kW \cdot h)$.

f) A motorok jelleggörbéi

A belső égésű motorokat meghatározott fordulatszámra tervezik: ez a névleges fordulatszám. A motorok azonban többnyire változó fordulatszámot igénylő gépet

hajtanak; a fordulatszámmal pedig az M nyomaték, a P teljesítmény és a b tüzelőanyag-fogyasztás is változik. Ezeknek értékét a fordulatszám függvényében a motor jelleggörbéi szemléltetik (88. ábra).

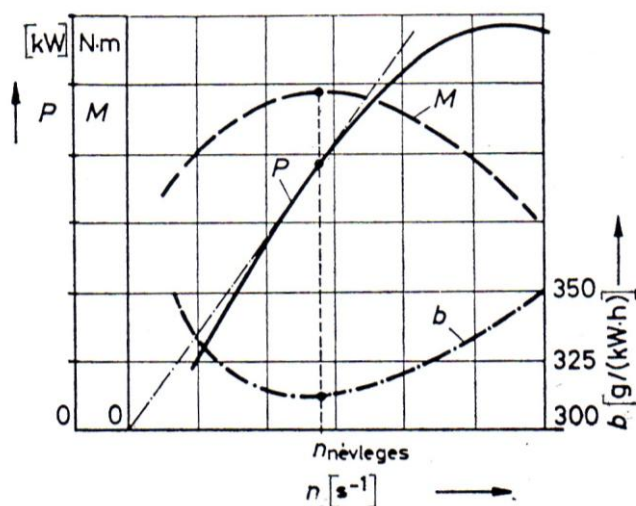
g) Tüzelőanyagféleségek

A belső égésű motorok tüzelőanyagai lehetnek:

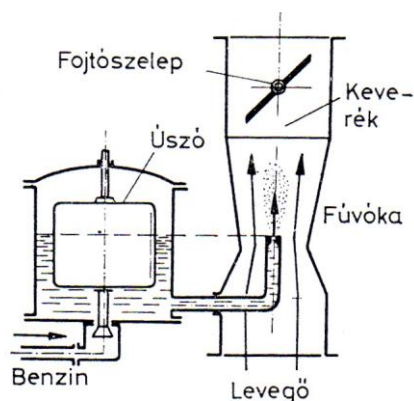
- gáz halmazállapotúak,
- cseppfolyós tüzelőanyagok,
- szilárd tüzelőanyagból származó gázok.

A gyakorlatban használt gázok közül a legfontosabbak:

- világítógáz,
- kohógáz,
- földgáz,
- cseppfolyósított gázok (propán-bután keverékek).



88. ábra. A négyütemű Otto-motor jelleggörbéi
 M - nyomaték; P - teljesítmény; b - fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás



89. ábra. A porlasztó (karburátor) vázlata

Cseppfolyós tüzelőanyagok (leggyakrabban használtak):

- Ottó-motorhoz (benzin, benzol, könnyű szénpárlatok, alkohol),
- dízelmotorokhoz (dízelolaj, repceolaj).

Az Otto-motoroknál a cseppfolyós tüzelőanyagok, illetve ezek keverékei többnyire porlasztott állapotban és lehetőleg előgőzöltetett alakban – az elégetéshez szükséges levegővel összekeverve – a szívólöket alatt jutnak be a motor hengerébe. Ezt a műveletet a **porlasztó (karburátor)** végzi, amely a szívócsatornába – a fojtószelep előtt – erős légáramban porlasztja szét a cseppfolyós tüzelőanyagot. Az újonnan kifejlesztett benzinbefecskendező eljárásnál a befecskendezés történhet a kompressziólöket alatt is.

A porlasztó elvi elrendezését a 89. ábra szemlélteti. A dugattyú a levegőt közepén szűkített csövön keresztül szívja a hengerbe. A Venturi-cső alakú légvezeték legszűkebb szelvényében elhelyezett fúvókában a cseppfolyós tüzelőanyagot úszóval vezérelt szelep tartja állandó szintmagasságon. A finom cseppekre porlasztott folyadékot a légáram magával ragadja és részben „köd” alakjában, részben pedig elpárologtatott állapotban viszi a motor hengerébe.

A szilárd tüzelőanyagok csak elgázosított állapotban vezethetők be a motor hengerébe és hasznosíthatók a belső égésű motorok hajtására. Elgázosító szerkezet a gázgenerátor, amelyben a levegő izzó tüzelőanyag- rétegen áthaladva előbb égéskor szén-dioxidot (CO_2 -t) termel, majd ez a rétegen továbbhaladva szén-monoxiddá (CO -vá) redukálódik. Az elgázosítás hatásfoka javítható azáltal, hogy az izzó rétegre nem csupán levegőt, hanem vízgőzt is vezetnek. Ennek oxigénje a tüzelőanyag szenével szén-monoxiddá (CO -vá) egyesül, hidrogénje pedig a keletkező gázt dúsítja. A gázgenerátor használata ma már alárendelt jelentőségű.

7.22 A gázturbinák

Gázturbinának azt a hőerőgépet nevezik, amely gáz halmazállapotú munkaközeggel, az egész körfolyamatot megvalósítva, legfőbb elemeiben áramlástechnikai elven működik. Ez olyan erőgép, amely csak adott nyomású és hőmérsékletű gázt expandáltat: expanziós turbina; a gázturbina a körfolyamatnak minden elemét tartalmazza.

A gázturbinák üzembiztos, nagy teljesítményű hajtógéppé fejlesztésével a második világháború előtti évtizedekben kezdtek mélyebben foglalkozni. A fejlesztés során gondot jelentett a gázok nagy hőmérséklete (900...1000 K), mert nem találtak megfelelő szilárdságú szerkezeti anyagot a lapátok számára. Ugyancsak probléma volt a jó hatásfokú turbókompresszor megépítése, mert e nélkül gazdaságos üzemű gázturbinát nem lehetett építeni. A kezdeti próbálkozások 2...3%-os rossz hatásfokot eredményeztek. Biztos üzemű, elfogadható hatásfokú gázturbinákat csak a második világháború után sikerült kifejleszteni.

A kezdeti kutatásokban nagy érdemeket szerzett a magyar **Jendrassik György**, aki az akkori Ganz-gyárban, az 1930-as években, 74 kW-os teljesítményű gázturbinájával 22...25%-os hatásfokot ért el.

A dugattyús rendszerű gázgépekkel szemben a gázturbinának csak forgó alkatrészei vannak, amely konstrukciós és üzemtani szempontból kedvező. Nagy előnye még a teljesítményre vonatkoztatott kis fajlagos tömeg, amely alkalmassá teszi járművek hajtására.

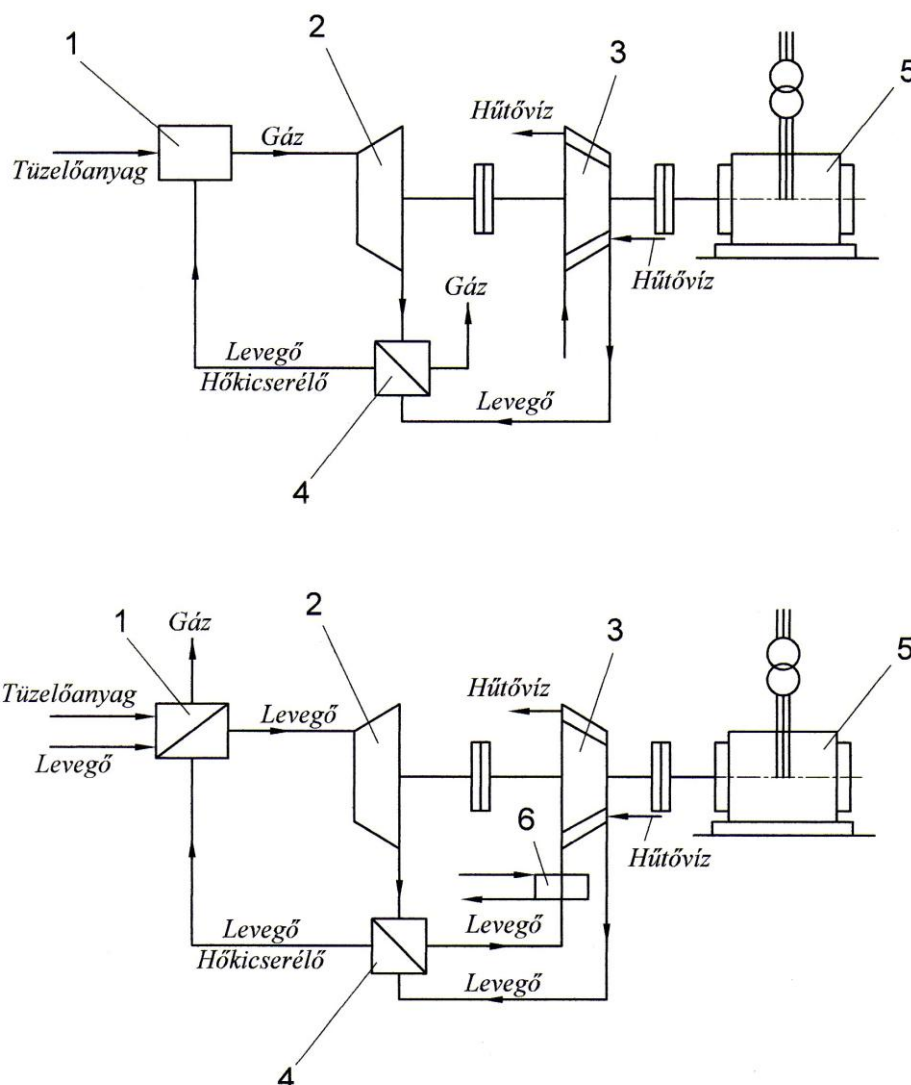
A gázturbinák hatásfokát elsősorban a turbókompresszor hatásfoka rontja. Jó hatásfokú kompresszorok gyártásához alapos aerodinamikai ismeretek szükségesek, amelyek a kezdeti időszakban hiányoztak.

A gázturbinák napjainkra kialakult alkalmazási területei:

- az energiaipar: mérsékelt teljesítményre; szakaszos üzemre (csúcserőmű), vízben szegény vidék esetére;
- a gépjárművek hajtása: igen kis fajlagos tömegű; rövid ideig tartó nagy teljesítmény követelménye esetén (repülőgépek, hadihajók, harckocsik, mozdonyok, különleges gépkocsik);

- egyéb célokra, ahol az energiaszolgáltatás kis fajlagos tömeg és gyors üzemkésztség mellett rövid időre szükséges (tartalék energiaforrás, tűzoltófecskeendő).

Hátránya a nagy hőmérséklet és a rossz hatásfok (15...45%).



90. ábra. A gázturbinák elvi változatai
 a) nyitott rendszerű; b) zárt rendszerű
 1- égőkamra; 2- turbina; 3- kompresszor;
 4- hőcserélő; 5- generátor; 6- hűtő

A gázturbina két fő típusa a nyitott és a zárt rendszerű gázturbina (90. ábra).

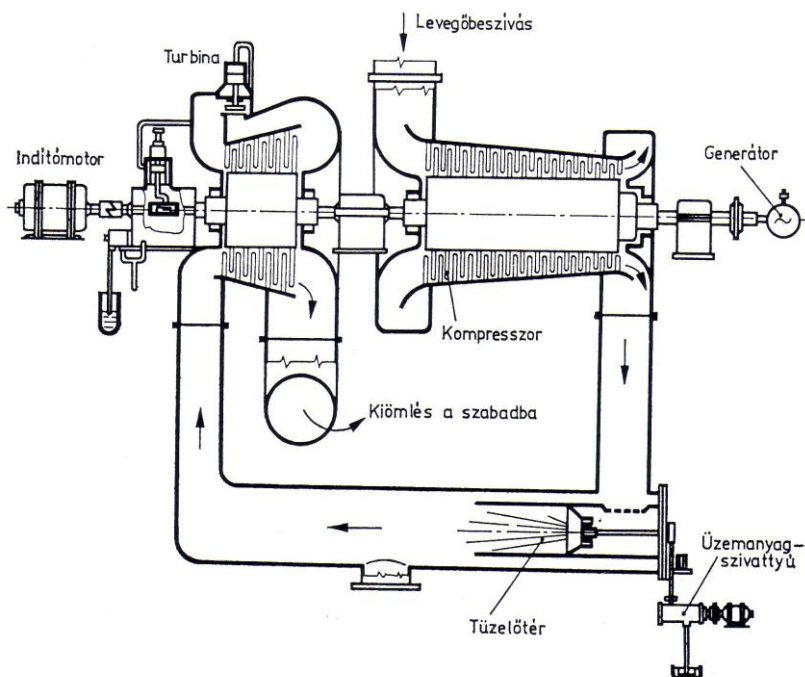
A **nyitott rendszerű** az égőkamrába levegőt komprimálnak és ehhez tüzelőanyagot adagolnak, majd az így kapott keveréket villamos szikrával meggyújtják. A nagy sebességű égéstermékek 900...1000 K hőmérsékleten áramlanak a turbina lapátjaira, amelyek hőálló ötvöztött acélból készülnek és ott expandálva munkát végeznek. A turbínából a hőcserélőn át a szabadba áramlanak az égéstermékek. A hőcserélőben a kompresszorból jövő friss levegőt előmelegítik.

A **zárt rendszerű gázturbináknál** a zárt körben levegő kering, amely az égőkamrában a falon át veszi fel a hőenergiát, majd a továbbiakban a lapátokra áramlik, expandál és munkát végez. Ezután a hőcserélőn át a kompresszorba kerül, amely ismét az égőkamrába nyomja, majd a folyamat kezdődik előlről.

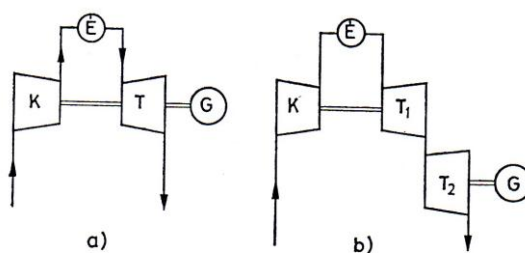
A zárt rendszerű gázturbina, mint nagy teljesítményű stabil gép, vetélytársa a gőzturbinának. Szerkezete egyszerűbb, mert pl. a tápvíz előkészítését biztosító berendezések elmaradnak. Nagy előnye, hogy igen rövid idő alatt üzembe helyezhető. A **gázturbinás erőmű** ma már egyre gyakoribb, sok esetben kapcsolt energiatermelésre, azaz villamos energiatermelésre és távfűtésre használják.

Egytengelyű **erőművi gázturbina** elvi vázlata a 91. ábrán látható. A kompresszor, a gázturbina és a generátor egy tengelyen van a villamos indítómotorral. Ez utóbbi indításkor forgásba hozza a tengelyt, majd a kompresszor által összesűrített levegő a tüzelőtérbe kerül, ahova az üzemanyag szivattyú szállítja, amellyel a folyékony üzemanyagot a tüzelőtérbe porlasztják. A villamos szikrával begyűjtött keverék égésterméke a gázturbinára kerül, amelyen munkát végez, azaz nagy nyomatékkal forgatja a tengelyt. Ez a kompresszort és a villamos áramot termelő generátort is hajtja. Az indítómotor a gázturbina beindulása után lekapcsolódik a rendszerről.

A gázturbinák fontos eleme a kompresszor. Kezdetben radiálkompresszort, később axiálkompresszort alkalmaztak. Az axiálkompresszor célszerűbb, különösen repülőgépeken, mert a turbina nagy radiális méretei, amelyek áramlástani szempontból kedvezőtlenek, ennél a megoldásnál nagymértékben csökkenthetők. A hosszmeret növekedése áramlástani szempontból nem hátrány.



91. ábra. Egytengelyű erőművi gázturbina



92. ábra. A nyitott munkafolyamatú gázturbinák elrendezési változatai

a) egytengelyű; b) kéttengelyű

K- kompresszor; É- égőkamra (tüzelőtér);

T- turbina; G- villamos generátor

A 92a) ábra **egytengelyű gázturbinát** szemléltet. Egyrészes kompresszorával főleg csak mérsékelt nyomásviszonyra jó; készülhet hőcserélős és anélküli kivitelben. Villamos szinkrongenerátor hajtására főleg csak a villamos hálózat csúcsterhelések vitelére szolgáló, ún. **csúcserőműben** jó. Felépítése ugyanis egyszerű, ezért beruházási költségei kicsik. Üzemköltségei viszont kevésbé kedvezőek, mert a hatásfoka részterhelésen – kis hőmérsékletű hőközlésen – gyenge. Az ilyen gázturbinát úgy célszerű a villamosenergia-rendszerbe kapcsolni, hogy ha üzemben van, teljes terheléssel járjon.

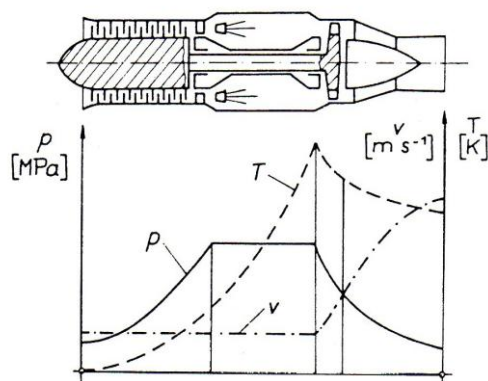
Földi gépjárművek mechanikus áttétellel való hajtására nem alkalmas. Ha ugyanis a vontatási ellenállás növekedése következtében a fordulatszám csökken, csökken a kompresszor levegőszállítása, és ezzel a gázturbina gázárama, teljesítménye, nyomatéka, mire a gázturbina lefullad. Ha pl. egytengelyű gázturbina berendezéssel vasúti mozdonyt kívánnak hajtani, az energiaátvitelnek villamosnak kell lennie, hogy a gázturbina fordulatszáma a keréktől független lehessen.

Légcsavar hajtására jól alkalmas. A légcsavar (vagy hajóhajtásban a hajócsavar) teljesítményfelvétele ugyanis a fordulatszámmal nő; a kompresszor fordulatszámának növekedése viszont növeli a gázáramot, ami – a tüzelőanyag-áram növekedésével együtt – a teljesítményt is fokozza.

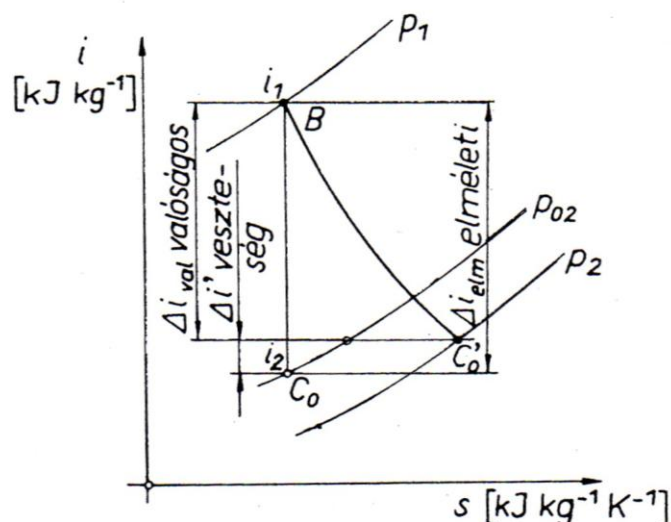
A 92b) ábra **kéttengelyű gázturbinát** szemléltet. Nagynyomású T_1 turbinája az egyetlen kompresszort, kisnyomású T_2 „munkaturbinája” a munkagépet hajtja. Nagy előnye, hogy kompresszorának fordulatszáma és ezáltal gázszállítása a munkaturbina (és a hajtott gép) fordulatszámától függetlenül változhat a terheléssel. A nagynyomású turbinarész, az égőkamra és a kompresszor együttese ilyenképpen a munkaturbinától független gázfejlesztő, amely szinte hasonlóan szolgáltat gázt a munkaturbina részére, mint a kazántápszivattyú és a kazán gőzt a gőzturbina részére.

Ha a munkaturbina állandó fordulatszámú szinkrongenerátort hajt, a teljesítmény a gázárammal változik, és így a hatásfok részterhelésen is kedvező lehet. Földi gépjárművek mechanikus kapcsolattal való hajtására is alkalmas, mert a gépjármű és vele a T_2 munkaturbina sebességével a gázáram nem változik. Ezáltal – a teljesítmény alig változván – a keréktengelyekre adott nyomaték nő.

A gázturbinák versenyképessé, sőt igen előnyössé válásának egyik feltétele volt a nagy hőmérséklet ($1050...1200^\circ\text{C}$) bevezetése. A gázturbinák 1120°C gázhőmérséklettel elérhető hatásfoka $33...36\%$. Az igen nagy gázhőmérséklet előnye nemcsak a pusztá hatásfokjavulás, hanem az, hogy a nagyon nagy beömlő hőmérsékletű gázturbinának kiömlő hőmérséklete is olyan nagy, hogy ahhoz közbelső betüzelés nélkül lehet vízgőz közegű körfolyamatot kapcsolni. Az ilyen kombinált körfolyamatú egység $49...52\%$ hatásfokot nyújt, mert a gázturbina kiömlő gázainak hőjét az alsóbb hőmérséklettartományban is feldolgozza a vízgőzös résszel, amire a gázos rész képtelen.



93. ábra. A gázturbina üzemi jellemzőinek alkalmazása
p- nyomás; T- hőmérséklet; v- sebesség



94. ábra. A gázturbina hőesése

A 93. ábra diagramjai a gázturbina üzemi nyomásának eloszlásáról, hőmérsékletéről és az áramló gáz sebességéről adnak tájékoztatást. A diagramról az is leolvasható, hogy a gázturbina viszonylag kis nyomáson dolgozik. Az áramló gáz sebessége ugyanakkor a fűvócsőben kb. a hangsebesség kétszereséig növekedhet. Az is megfigyelhető, hogy a gázturbina legmelegebb része nem az égőkammera, hanem a járókerék és a fűvócső helyén van. A gázturbina elméleti teljesítménye abból a Δi_{elm} elméleti adiabatikus hőesésből adódik, amely a turbina lapátjain lejátszódik. A Δi_{val} valóságos hőesés a belső súrlódási veszteségek miatt kisebb az elméletinél (94. ábra).

A valóságos és az elméleti hőesés ismeretében a gázturbina indikált határfoka:

$$\eta_i = \frac{\Delta i_{\text{val}}}{\Delta i_{\text{elm}}}$$

Az indikált teljesítmény pedig:

$$P_i = \eta_i \cdot \dot{m}_{\text{gáz}} \cdot (i_1 - i_2), \text{ ahol}$$

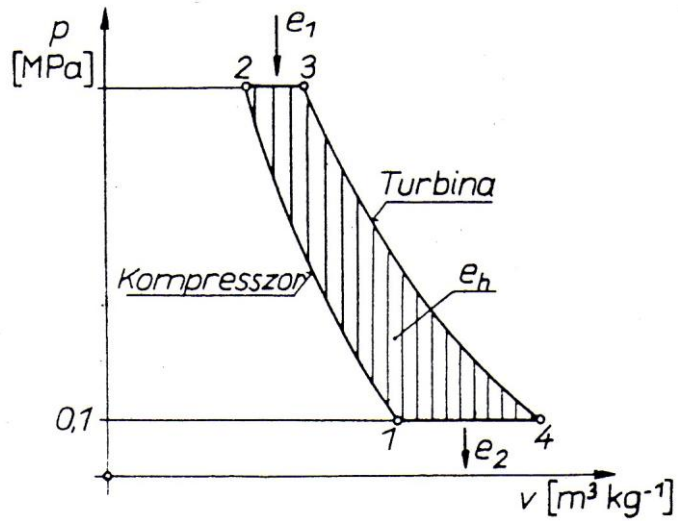
$\dot{m}_{\text{gáz}}$ - a gáz tömegárama,

$(i_1 - i_2)$ - az adiabatikus hőesés fajlagos értéke, kJ/kg-ban.

Az η_m mechanikai hatásfok ismeretében az effektív teljesítmény:

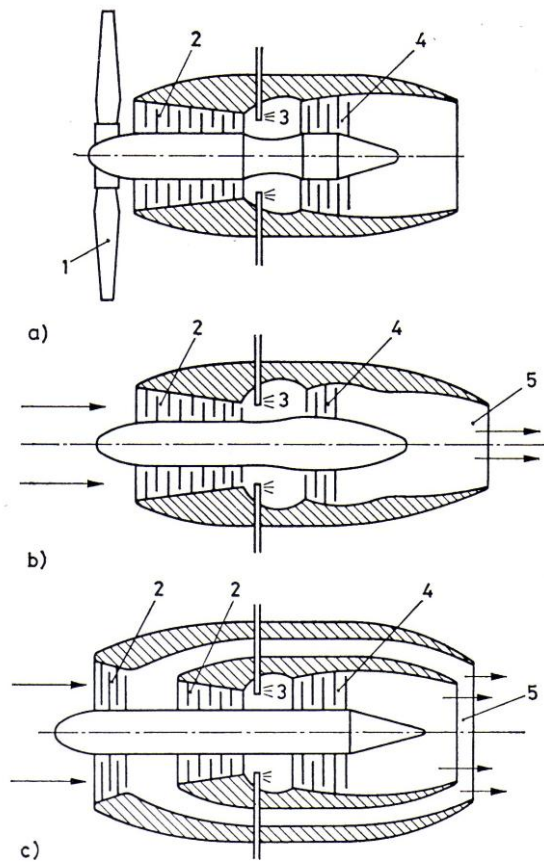
$$P_{\text{eff}} = \eta_m \cdot P_i.$$

A 95. ábra a gázturbina állapotváltozási diagramját szemlélteti. Az 1-2 görbe a levegő sűrítése a kompresszorban, a 2-3 szakasz az égés az égőkammerában, a 3-4 szakasz az expanzió, a 4-1 szakasz a lehűlés a hőcserélőben. A vonalkázott terület a fajlagos energiát jelenti.



95. ábra. A gázturbina állapotváltozási diagramja

7.23 A repülőgép hajtóművek és rakéták



96. ábra. A repülőgép-hajtómű gázturbinák változatai
 a) légszaváros hajtómű; b) gázturbinás sugárhajtómű;
 c) kétáramú sugárhajtómű;
 1- légszavar; 2- kompresszor; 3- égéskamra; 4- turbina; 5- fúvócső

A repülőgép-hajtóművek képezik azt az alkalmazási területet, ahol a gázturbinák szinte egyeduralgódóvá váltak. Lényegében három változatban használatosak (96. ábra).

A **légcsavaros gázturbinás hajtómű** (96a ábra) egytengelyű gázturbináját légcsavar hajtja. Ennek alkalmazási korlátait a légcsavar korlátozza.

A **gázturbinás sugárhajtómű** (96b ábra) ellennyomású gázturbina, amelynek turbinája után a nyomás olyan számottevő, hogy a gázturbina tengelyén már nem nyernek hasznos teljesítményt. A turbina utáni nyomás a fúvócsőben igen nagy sebességű gázáramot hoz létre, amely a tolóerőt biztosítja. A tolóerő az impulzustétel értelmében:

$$F = \dot{m}_g \cdot (v_g - v) \text{ [N]}, \text{ ahol}$$

\dot{m}_g - a gáz tömegárama, kg/s-ban;

v_g - a gáztömegáramnak a fúvócsőből való kilépési sebessége, m/s-ban;

v - a gáz- (levegő-) áramnak a gázturbinához érkezési sebessége, vagyis a repülőgép sebessége, m/s-ban.

A hajtás hasznos teljesítménye a tolóerő és a gázsebesség szorzata:

$$P_h = F \cdot v = \dot{m}_g \cdot (v_g - v) \cdot v \text{ [W]}.$$

A hajtásba befektetett teljesítmény, amely a gáztömegáram v sebességről v_g sebességre gyorsításához, vagyis fajlagos energiájának $v^2/2$ -ről $v_g^2/2$ -re növeléséhez volt szükséges.

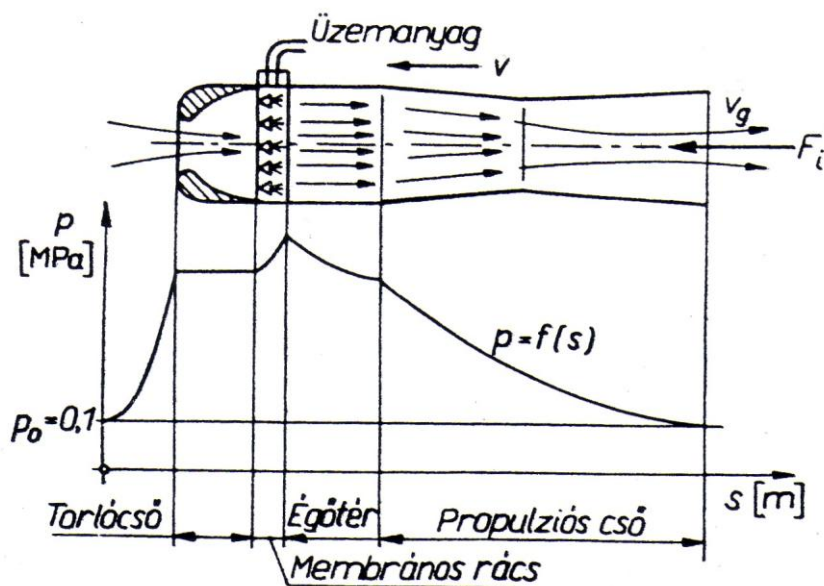
$$P_b = \dot{m}_g \cdot \left(\frac{v_g^2}{2} - \frac{v^2}{2} \right).$$

A hajtás hatásfoka:

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_b} = \frac{2 \cdot (v_g \cdot v - v^2)}{v_g^2 - v^2} = \frac{2 \cdot (v_g - v) \cdot v}{(v_g - v) \cdot (v_g + v)} = \frac{2}{v_g / v + 1}.$$

A képletből is látható, hogy jó hatásfokot csak akkor kaphatnak, ha a repülési sebesség nagy; tiszta sugárhajtómű ezért csak igen nagy sebességű gépeken indokolt.

A **kétáramú hajtóművek** (96c ábra) a hagyományos légcsavar számára kedvező mérsékelt és a tiszta sugárhajtóműhöz illő igen nagy sebességek közötti sebességtartományban kedvezőek. Ezek lényege, hogy a gázturbina kompresszora a turbina által forgalmazottnál nagyobb gázáramot szolgáltat, és e többlet gázárammal táplált gázszugár a turbinából kilépő gázszugárral együtt részt vesz a tolóerő kialakításában. A kétáramú hajtóművek gázszugarainak sebessége kisebb, tömegárama nagyobb a tiszta sugárhajtóműnél és így hajtási hatásfokuk azokénál nagyobb.



97. ábra. A torlósugar-hajtómű elvi vázlatja

A repülőgépjárművek különleges esete a **torlósugar-hajtómű** (97. ábra), amely ugyancsak a gázsugar-tolóelejét használja fel. Érdekessége azonban, hogy csak bizonyos sebesség esetén lép üzembe, amikor már a torlósőben a nagy sebesség miatt kialakult a megfelelő torlónyomás. Ehhez segédhajtóműre is szükség van, amely előbb a megfelelő sebességre felgyorsítja a repülőgépet, hogy a torlósugar-hajtómű üzembe léphessen. A segédhajtómű lehet légsavarral működő dugattyús repülőgépmotor.

A torlósőből nagy rezgésszámú membránszelepeken át a levegő az égőtérbe kerül, ahol az elporlasztott üzemanyaggal keveredve villamos szikrával meggyújtva hitelen elég. Az égés következtében keletkezett nagy hőmérsékletű gázok expandálnak, és a propulziós csövön át kiáramolva impulzuserőt szolgáltatnak, amely mint tolóerő hajtja a repülőgépet.

A modern vadász-repülőgépek sebességének, mozgékonyságának (manőverező képességének) növelése érdekében folyamatosan növelni kell a hajtómű tolóerejének (N) és a teljes repülőgép tömegének (kg) viszonyát. Ez a (N/kg) mértékegységű viszonyszám a teljes repülőgép fejlettségének és műszaki színvonalának egyik legfontosabb mérőszáma.

A **vadászgépeknél** megkövetelt igen nagy repülési sebességek esetén ($v = 2000 \dots 3000 \text{ km/h}$; $M_v = v/a = 2 \dots 3$, ahol M_v a repülés sebességére vonatkoztatott **Mach szám**, a - hangsebesség) a nagysebességű repülés kezdetén csak egyenáramú sugárhajtóműveket alkalmaztak, mert olyan sebességtartományban az egyenáramú sugárhajtóműnek is jó a vontatási hatásfoka. Az 1980-as években kezdtek feltűnni vadászgépekbe is beépítve kis ($k_f = 0,6 \dots 0,8$) kétáramúsági fokú hajtóművek, a mérsékelt sebességek esetén is jó vontatási hatásfok elérése érdekében.

A nagy befogadóképességű utas és teherszállító repülőgépei – ritka kivételtől eltekintve – mind nagy ($k_f = 6 \dots 10$) kétáramúsági fokú hajtóművek.

A **kétáramúsági fok** (k_f) a külső $\left(\dot{m}_k\right)$ és belső $\left(\dot{m}_b\right)$ áramkör tömegáramainak viszonya:

$$k_f = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_b}$$

A hagyományos repülőgép-hajtóanyag, a kerozin nyersolajból származik, amelynek készletei végesek. A jövő repülőgépeinek hajtóanyaga valószínűleg a **cseppfolyós hidrogén**. Folyékony hidrogén a vízből bármely, az elektrolízist lehetővé tevő, lehetőleg megújuló primer energiával előállítható. A cseppfolyós hidrogén energiatartalom/tömeg aránya nagy, 2,8-szorosa a kerozinénak. Térfogat/energia aránya azonban nagyon rossz; négyszer akkora tartálytérfogatot igényel, mint az energiatartalomban egyenértékű kerozinmennyiség. A cseppfolyós hidrogén -253°C -on forr, ami az előállításnál, a tárolásnál és ellátásnál nagyon drága technológiai megoldásokat tesz szükségessé. A kerozin hajtóanyagú repülőgépek üzemanyagukat a szárnyakban kialakított tartályokban tárolják. Ez a mélyhűtött (kriogén) üzemanyagok esetében nem lehetséges, mert a hőszigetelési követelmények és a tartályokban fenntartandó nyomás hengeres vagy gömbtartályokat kívánnak.

A mélyhűtött hidrogén üzemanyagú repülőgépeket **krioplánnak** nevezik. Jelenleg sikeres kísérleteket folytatnak **kriogén** üzemanyagú repülőgép-hajtóművekkel. A kriogén használata környezetvédelmi szempontból is előnyösebb, mint a kerozin.

A **sugárhajtású repülőgép** ötletét 1865-ben vetették fel, de a világ első sugárhajtású repülőgépeinek hajtóművét a német **Pabs von Ohain** tervezte meg, amelyet 1939-ben a német Heinkel He 178 gépbe építettek be.

Az **utasszállításra** használt sugárhajtású gépek korszaka 1952. május 2-án kezdődött. Ekkor tette meg a British Overseas Airways Corporation tulajdonában álló Comet 1 menetrend szerinti útját Londonból Johannesburgba. A Pan American World Airways 1959-ben Boeing 707-esekkel indította meg a világ körüli járatait.

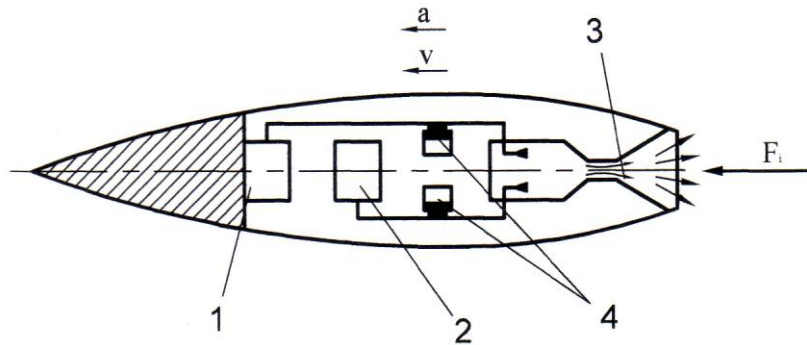
A **rakétahajtás** kezdete az angol **William Congravéra** vezethető vissza, aki 1800 körül szilárd hajtóanyagú rakétát épített, de az igazi nagy lépés a 20. század elején következett be, amikor is az orosz **Konstantin Ciolkovszkij** felvetette a folyékony üzemanyag használatát.

Robert H. Goddard (1882-1945) széleskörűen kutatta a szilárd és a folyékony üzemanyagokat. 1920-ban javasolta, hogy küldjenek egy magnéziumporral töltött rakétát a Holdra, és távcsövön át figyeljék meg a villanást, amikor a Holdba csapódik. Goddard volt az, aki 1926 márciusában felbocsátotta a világ első folyékony hajtóanyagú rakétáját. A folyékony oxigénnel és gázolinnal meghajtott rakéta mindössze 2,5 másodpercig volt a levegőben, 56 métert tett meg, 103 km/h átlagsebességgel.

Az **űrkutatáshoz** vezető legnagyobb lépést az 1930-ban és 40-es évek Németországában tették meg. **Werner von Braun** kifejlesztette a V-2 rakétát, amely az első folyékony hajtóanyagú rakétafegyver volt. Werner von Braun a II. világháború után az USA-ba ment. Ő vezette azt a csoportot, amely fellötte Amerika első sikeres mesterséges holdját, az Explorer 1-et, illetve kifejlesztette az asztronautákat Holdra vivő Saturn rakétát is.

Az orosz rakétatechnika úttörője az 1930-as években **Szergej Koroljev**. Ő fejlesztette ki azokat a rakétákat, amelyeket pályára állították a szputnyik 1-et, amelynek egyikében utazott világ első űrhajója, Jurij Gagarin.

A **rakéta** (98. ábra) üzeméhez nincs szükség külső levegő beszívására. Saját oxigén- és tüzelőanyag-tartálya van, ahonnan a tápszivattyúk adagolják az égőkamrába a keveréket. Az égőkamrában a fejlődő forró gázok expandálnak, és nagy sebességgel kiáramlanak a fúvócső nyílásán, impulzuserőt gyakorolva a rakétára.



98. ábra. A rakéta működésének elvi vázlata
1- tüzelőanyag-tartály; 2- oxigéntartály; 3- égőkamra; 4- tápszivattyúk

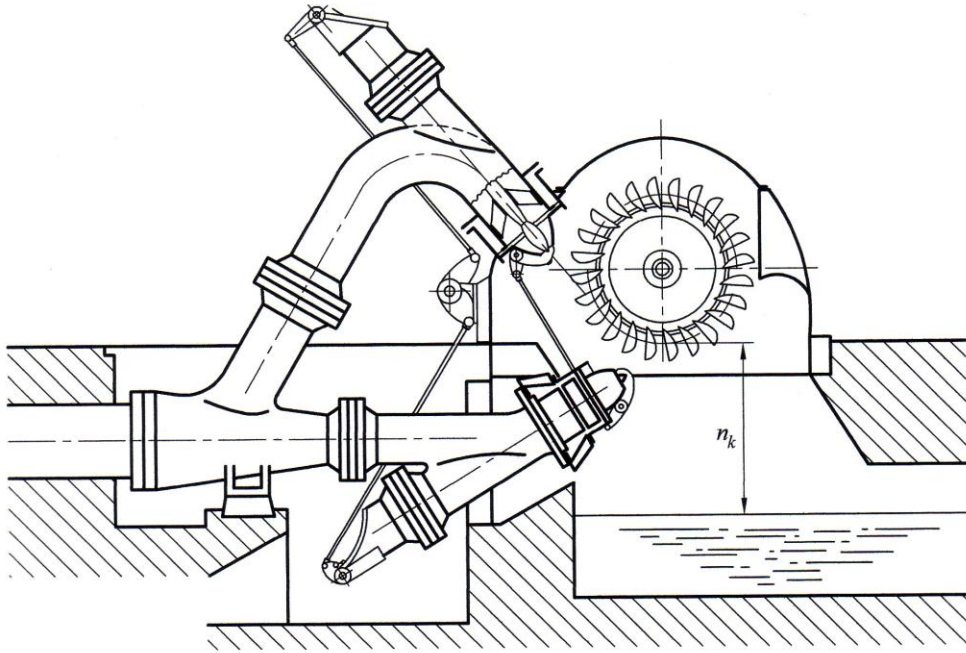
7.3 A vízturbinák

A XIX. század elején számos feltaláló foglalkozott az áramló víz munkavégző képességének teljes hasznosításával, mégpedig az ősi munkaeszköz, a vízikerek teljesítményének fokozásával. Az első, gyakorlatilag használható vízturbinát a francia **Benoit Fourneyron** fejlesztette ki 1832-ben. Ennél a vezetőkeréken átáramló vizet a járókerék hajlított lapátjaira vezették. Az áramló víz energiája forgásba hozta a járókereket, és így hajtani lehetett a hozzá kapcsolt gépeket. A 37 kW teljesítményű vízturbina a vízikerekhez képest ötszörös teljesítménynövekedést jelentett.

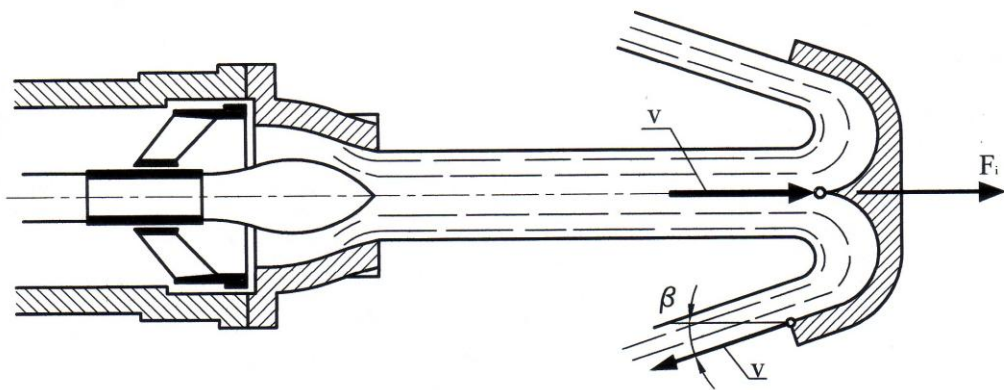
A **mai vízturbinák** a víz energiáját alakítják át, forgó elemek közbeiktatásával villamos energiává, amelyet azután távvezetékben elvezetve sokféle célra (pl. munkagépek hajtására, világításra, fűtésre stb.) használnak fel. A vízturbinák telepítési feltételeihez gyakran hozzátartozik a folyók felduzzasztása és völgyzárógátak építése, amelyek jelentős mérnöki munkálatokat igényelnek.

A nagy és a legnagyobb esések hasznosítására az 1880-ban megjelent és azóta folyamatosan továbbfejlesztett **Pelton-turbinákat** alkalmazzák. Bár jellemző fordulatszámuk az összes vízturbina közül a legkisebb, de éppen a nagy esések következtében kedvező nagyságú üzemi fordulatszámokkal valósíthatók meg. A turbina két lényeges része a sugárcső és a járókerék (99. ábra). A járókerékre nagy sebességű vízszugarat lövellnek a sugárcsőön keresztül, amelyet az ejtőcsöveken át vezetnek a kerékhez. A sugárcső a hasznosítható esést igen jó hatásfokkal teljes egészében kinetikai energiává alakítja át. Ebből adódik a Pelton-turbina akciós jellege, a lapátoknak ütköző vízszugár szabadsugár, azaz légköri nyomáson áramló vízszugár, amelynek a belsejében is a légköri nyomás uralkodik. A sugárcsőön átáramló víz térfogatáramát, a turbina víznyelésének szabályozását a sugárcsőben elhelyezett, annak tengelyirányában elmozdítható, körte alakú túszelep biztosítja, amely a kiömlőnyílást teljesen szabaddá teheti, illetve részben vagy teljesen el is zárhatja.

A Pelton-turbina járókerékét a vízszugár impulzusereje forgatja. A sugárcsővet elhagyó vízszugár útját az átmetszett kanálban a 100. ábra szemlélteti. A visszahajló lapátszélek úgy terelik kétfelé a távozó vízszugarakat, hogy a kilépő impulzuserő is hasznos forgatónyomatékot adjon. Nem lehet azonban teljes 180°-kal visszateríteni a vízszugarat, mert a nekiütközne a következő lapát hátának; ezért β szöggel eltérítik.



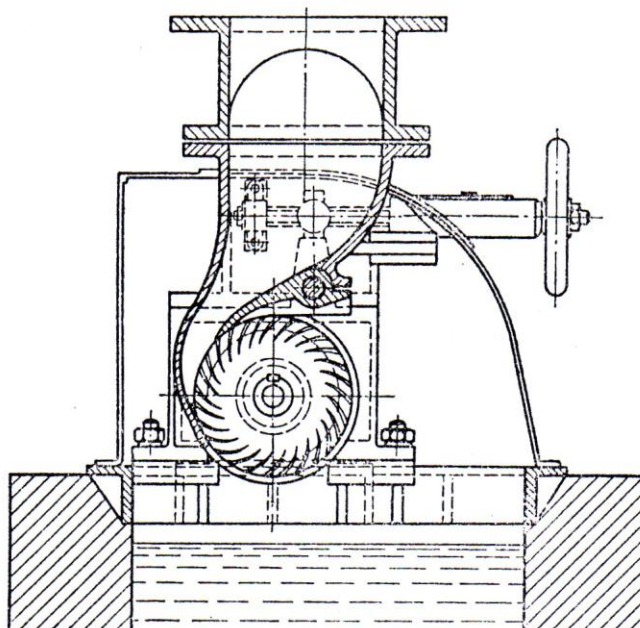
99. ábra. A kétsugárcsöves Pelton-turbina vázlatja



100. ábra. A sugárcsövet elhagyó vízszög útja az átmetszett kanálban

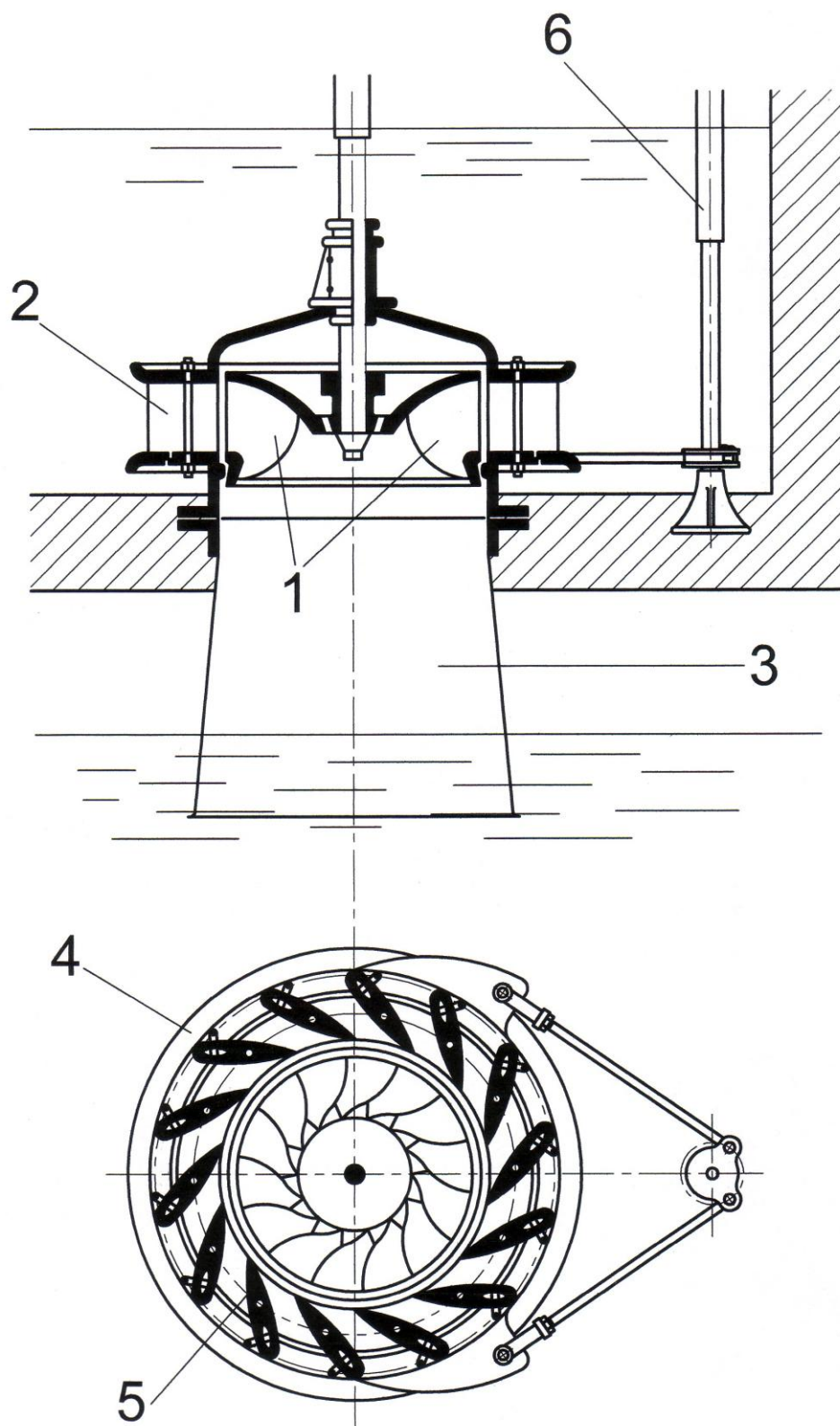
A **Bánki-turbina** kétszeres átömlésű vízszög turbinája, amelyet **Bánki Donát** (1859-1922) a mai Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem egykori professzora szerkesztette (101. ábra). Dob alakú járókerékét két körtárcsa közé erősített körív vezérgörbéjű, egybevágó hengerfelületű lapátok alkotják.

A vízszög a járókerék tengelyével párhuzamos, szabályozó nyelvvel ellátott vezetősatornából a járókerék külső palástján lép be a lapátokba, azon áthaladva újból átömlik a lapátkoszorún. Így a vízszög kétszeres impulzuserőt ad le.



101. ábra. A Bánki-turbina vázlata

Bánki Donát találmányát **határturbina** névvel iktatta be az akciós és reakciós turbinák közé, mert a víz réstúlnyomás nélkül tölti ki a lapátszarnákat a legnagyobb víznyeléskor is. Mivel a járókerék be- és kiömlőpalástja között nyomásesés gyakorlatilag nem jön létre, inkább akciós turbinának tekinthető. Olcsó egyszerű szerkezetű, de a korszerű turbinákénál rosszabb hatásfokú. Közepes esésmagasságokra és közepes térfogatáramlásokra alkalmazhatók. A reakciós turbinák járókerékének beömlő palástján, vagyis a vezetőkerék és a járókerék közötti részben túlnyomás uralkodik. A reakciós turbinák klasszikusnak mondható alakjai közül ma már csak a Francis-, a Kaplan- és a csőturbina használatos.



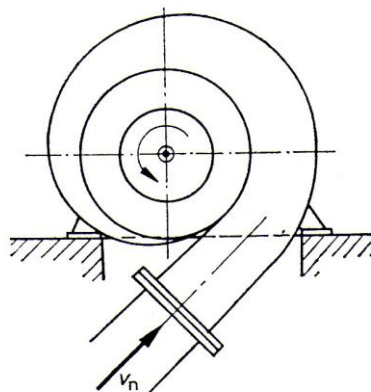
102. ábra. A Francis-turbina vázlata
 1- járókerék, 2- vezetőkerék; 3- szívócső; 4- szabályozó gyűrű;
 5- vezetőlapát; 6- szabályozó tengely

A **Francis-turbina** (102. ábra) kezdetleges formájában 1850 óta ismert. Az egészen kis teljesítményű, néhány 10 kW-os gépek készülnek 5...20 m közötti esésekre is, a nagyobb teljesítményűeket általában 30 m esés fölött használják. A Francis-turbinákkal ez ideig hasznosított legnagyobb esések megközelítik a 800 m-t. Egyben a Francis-turbinákkal

valósították meg a legnagyobb teljesítményeket is, elérve a 840 MW egység teljesítményt, ami 2,5...4-szerese az eddig kivitelezett Pelton-, illetve Kaplan-turbináénak. A Francis-turbina elvi felépítését, és pedig a kis, általában 10...15 m alatti esésekre használatos nyitott aknába beépített függőleges tengelyű típust (készülhet vízszintes tengellyel is) a 102. ábra szemlélteti. A célszerűen kiképzett vezetőkerék a rajta átömlő víznek meghatározott nagyságú és értelmű perdületet ad. A vezetőkerékből kilépő víz a járókerékbe kerül, ahol a víz energiájának túlnyomó része átalakul mechanikai munkává. Innen a víz a szívócsövön keresztül hagyja el a gépet. A vezetőkerék célszerű kialakításával – a vezetőlapátok állíthatóvá tételével – az a mennyiség szabályozás feladatának elvégzésére is alkalmassá válik. Az ábrán jól megfigyelhető a lapátokat állító szabályozó gyűrű és az ezt mozgató berendezés is.

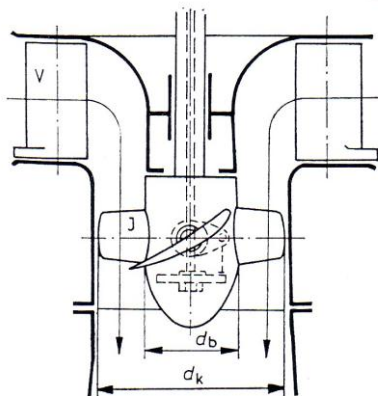
A jól kialakított szívócsőre különösen a nagyobb fordulatszámú gépeken van szükség, mivel a kilépési veszteség a fordulatszám növekedésével rohamosan növekszik.

A csak kis esések hasznosítására alkalmas nyitott aknába épített Francis-turbinákat napjainkban egyre ritkábban és csak kis teljesítményekre alkalmazzák, mert kiszorították őket a nagyobb fordulatszámú Kaplan-turbinák különböző szerkezeti változatai. A ma használatos klasszikus Francis-turbinák a vezetőkeréket övező csigaházzal készülnek, amelyet nyomócsővezeték táplál. Ezt a megoldás szemlélteti a 103. ábra.



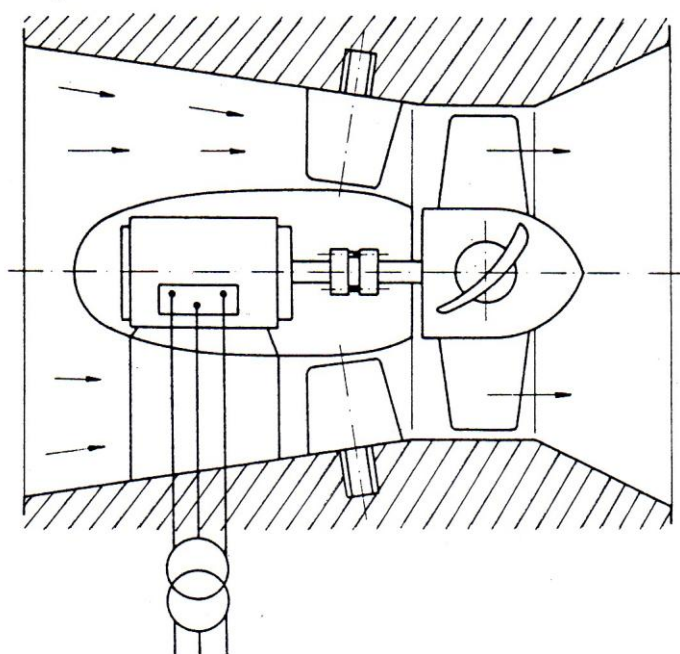
103. ábra. Csigaház (nagy esésű) Francis-turbina

A Francis-turbinából fejlődtek ki a **szárnylapátos (propeller) turbinák**. Szerkezeti szempontból, ha a térfogatáram nő és csökken az esés, egyre inkább az áramlás axiális szakaszába süllyed le a járókerék. Ez azt is jelenti, hogy növekszik a turbina fordulatszáma. Így alakult ki az ún. Kaplan-turbina. Ezt **Kaplan Viktor**, a budapesti Ganz-gyár leobensdorfi (Ausztria) fiókgyárának mérnöke fejlesztette ki 1913-ban.



104. ábra. A Kaplan-turbina vázlata elállítható szárnylapátokkal
V- vezetőkerék; J- járókerék; d_b -belső átmérő;
 d_k -külső átmérő

A **Kaplan-turbina** vízbevezető rendszere lényegében megegyezik a Francis-turbináéval. Egészen kis eséseknél és kis teljesítményeknél lehet nyitott aknában elhelyezve, de általában a Francis-turbináéhoz hasonlóan csigaházzal készül, vezetőkeréke pedig teljesen megegyezik a Francis-turbináéval. Járókeréke viszont merőben eltér, tisztán axiális átömlésű és lapátjai a tengelyre merőleges szárnylapátok. Meridiánmetszetének vázlata a 104. ábrán látható. A járókerék szárnylapátjai a tengelyre merőleges csap körül üzem közben is elállíthatók, ami lehetővé teszi a vezetőlapátok és járókeréklapátok összehangolt szabályozását – ezt nevezik kettős szabályozásnak. Ezáltal optimálisan, a legjobb hatásfokkal alkalmazható a tág határok között változó vízhozamhoz és eséshez. Ezt a kettős szabályozású gépet nevezik Kaplan-turbinának. Egyszerűsített, többnyire kisebb teljesítményeknél használatos változata a merev, azaz nem állítható járókerék-lapátszámú kivitel, amelyet propellerturbinának neveznek. Végezetül, szintén kis teljesítményeknél alkalmazható egy harmadik változat is, amelyen a vezetőlapátok nem állíthatók, merevek és csak a járókeréklapátok szabályozhatók. Ezt fél Kaplan-turbinának is nevezik. Mindezek gyűjtőneve a szárnylapátos turbina.



105. ábra. A csőturbina vázlata

A **csőturbinák** a Kaplan-turbina, illetve a három szárnylapátos típus továbbfejlesztett szerkezeti változatai azzal a céllal, hogy tovább növeljék, elsősorban az erőműtelepek méreteinek és építési költségeinek a csökkentésével, a 20 m alatti esések kihasználásának gazdaságosságát (105. ábra).

A különböző csőturbinák közös jellemzője a csigaház és a hengeres vezetőkerék helyett az egyenes vagy enyhén ívelt betoncsatorna vagy csővezeték, valamint általában félaxiális, ritkán radiális, ferde tengely (kis teljesítményeknél lehet függőleges is), ennél fogva egyenes vagy megközelítően egyenes szívócsővel készülnek. Ezért a gépben az áramlás nem szenved ismételt irányváltozást, az egyenes vonalú és csak a vezetőkerékben kapja meg a szükséges perdületet. Az első még kezdetleges csőturbinák az 1930-as években készültek el. Azóta számos változatuk jelent meg.

A vízturbinák hasznos teljesítménye a következő képlettel számolható:

$$P_h = \eta_t \cdot q \cdot \rho \cdot g \cdot h, \text{ ahol}$$

- η_t - a vízturbina hatásfoka ($\eta_t = 85 - 95\%$),
 q - térfogatáram,
 ρ - vízsűrűség,
 g - nehézségi gyorsulás ($g = 9,81\text{m/s}^2$),
 h - esésmagasság a lapátokig.

A turbinák ún. szívócsöve a légkörinél kisebb nyomást biztosít a lapátok egyik oldalán, amellyel növelhető a lapátokon átáramló víz nyomáskülönbsége.

A vízturbinákat jól felhasználhatják ún. **árapály erőművekben**. A tengerbe ömlő nagy folyóknál sok millió tonna víz áramlik dagály idején a szárazföld felé, majd apály idején vissza a tengerbe. Ezt a hatalmas vízmennyiséget a folyó keresztgátjain elhelyezett csőturbinákon keresztül áramoltatják és ezáltal villamos áramot termelnek. Az oda-vissza történő vízáramlás az erőmű folyamatos üzemét biztosítja.

A hőerőművek hatásfoka a növekvő méretek és teljesítmény mellett nemcsak attól függ, hogyan lehet kevesebb tüzelőanyagból több villamos energiát előállítani, hanem attól is, hogyan lehet a legjobban hasznosítani a rendkívül költséges gépi berendezéseket, melyek állandóan pénzbe kerülnek, függetlenül attól, hogy termelnek-e áramot vagy sem. Egy nagy generátor üzemeltetése ráfizetéses, ha teljesítménye nincs megfelelően kihasználva. Ha az áramszolgáltató vállalat nyereséget akar elérni anélkül, hogy fogyasztóinak aránytalanul magas árakat számítson fel, akkor a generátorok teljesítőképességét 24 órás üzemben legalább 60...70%-ra kell kihasználni. A késő esti és az éjszakai órákban viszont erősen visszaesik az áramfogyasztás.

Az erőművek mérnökei a kihasználatlanság problémájának megoldására azt találták ki, hogy a rendszerbe egy vízerőművet iktatnak, és azt használják fel az ún. szivattyús tároláshoz. Az áram nagy mennyiségben nem tárolható gazdaságosan a csökkent terhelés időszakában, a víz azonban igen. Ehhez, hogy azután a fogyasztási csúcsok időszakában felhasználják, vízierőműre és egy közeli, magasan elhelyezkedő tároló medencére van szükség. A kis áramfogyasztás óráiban a termelt energiátöbbletet arra használják, hogy a vizet szivattyúkkal a tárolómedencébe nyomják fel. A villamos energiát a víz helyzeti energiájává alakítják át. A csúcspolyasztás óráiban a folyamat megfordul. Az előbbi szivattyúból most turbina, a motorból generátor lesz. A vizet a tároló medencéből kiengedik, az a turbinákon keresztül visszaáramlik, forgatja a generátorokat. A víz helyzeti energiáját villamos energiává alakítja át. Az ilyen szivattyús víztározómű hatásfoka kb. 66%. Ez azt jelenti, hogy ha egy bizonyos vízmennyiség felszivattyúzásához 1,5 kWh áramot használnak fel, ez a vízmennyiség 1 kWh áramot képes ismét termelni. Az éjszakai kis fogyasztás időszakában felhasznált áram költségei azonban lényegesen kisebbek, mint a csúcspolyasztási órákban.

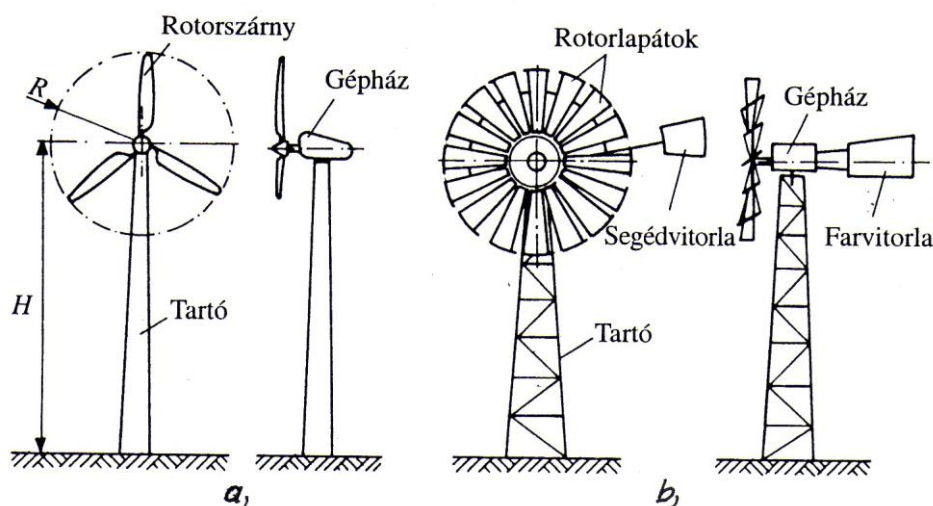
7.4 A szélérőgépek

A **megújuló energiaforrások** egyre intenzívebb kihasználását – az energiatakarékosság és az energiahatékonyság fokozásának folyamatában – két tényező indokolja: a fosszilis források véges volta és a környezeti terhelés csökkentése. Ez a felismerés vezette az Európai Unió 15 tagállamát annak a direktívának a felállítására, amely szerint a megújuló energiáknak az energiaterhelésben elfoglalt arányát 2010-re 12%-ra kell növelni. A 2004-ben csatlakozott új tagállamoktól pedig megkövetelik, hogy erre az időpontra energia szükségleteik 7...8%-át megújuló energiákból fedezzék. A hazánkban is elindult fejlesztő folyamat főleg a **bio- és szélenergia** egyre intenzívebb hasznosítását jelenti.

A szélerő energia ember által történő felhasználása több ezer éves múltra tekint vissza. Mégis az 1970-es években lett az intenzív kutatás-fejlesztés tárgya, illetve akkor kezdődött a szélerő energia hasznosítás modernizációjának időszaka.

A szél a légkör termikus egyensúlyának megbomlásából eredő légmozgás, azaz a levegő áramlása. A **szélerőgépekkel** tudományos igényvel először a dalmát **Faustus Verantius** foglalkozott, 1595-ben írt „Machinae Novae” című könyve óta kísérhetjük nyomon a szélerő gép-elmélet fejlődését a szakirodalomban.

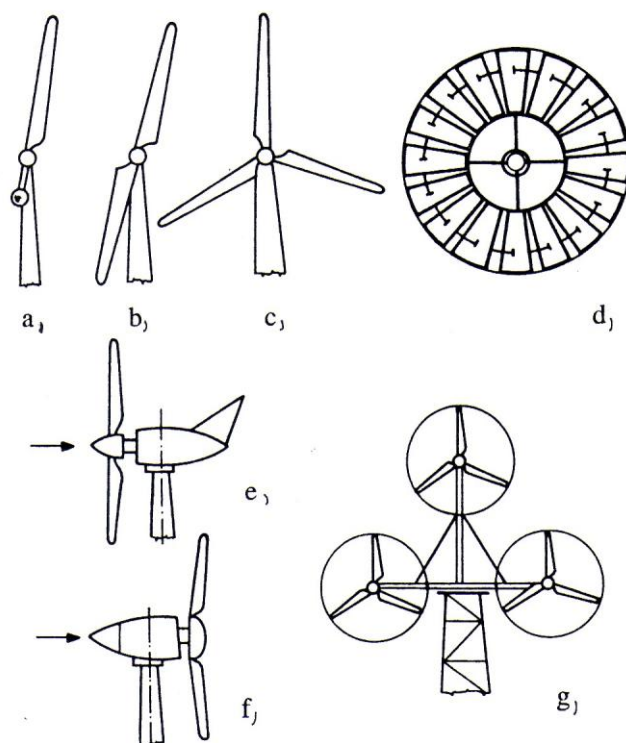
A szél mozgási energiájának átalakítására számos technikai megoldás ismeretes és várható, hogy ezek száma bővül. Közös jellemzőjük azonban (feltehetően a még ezután megszületőknek is), hogy energia-átalakító szerkezetük forgó mozgást végez, így a szél mozgási energiájából mechanikai hajtóerőt állítanak elő. Közös továbbá bennük az is, hogy a megfelelő energiataralmú légmozgások eléréséhez a terepszintről kiemelkedő forgószerkezettel rendelkeznek, szerves részük valamely munkagép, amely a megtermelt energiát hasznosítja. A hajtásjellemzők megváltoztatásához általában hajtómű szükséges, külön szerkezettel kell megoldani a szélirányba állást, a viharvédelmet stb.



106. ábra. A vízszintes tengelyű szélerőgépek fő szerkezeti egységei
a) szélerőmű; b) kisteljesítményű, sűrűlapatozással
rotorral felszerelt szélerőgép

A gépház a tartó tetején elhelyezett, a rotortengely csapágyazására, a hajtómű(vek) védett elhelyezésére, gyakran a munkagép (generátor) és a segédberendezések (fék, szélirányba állító szerkezet) befogadására alkalmas szerkezet.

A szélerőgépek tengelyelrendezés szerint függőlegesek vagy vízszintesek lehetnek. Általában a vízszintes tengelyűeket alkalmazzák (106. ábra), bár a legősibb ismert szélgépek függőleges tengelyűek voltak. A ma használatos jellemző rotorkonstrukciókat és elrendezéseket a 107. ábra szemlélteti.



107. ábra. A vízszintes tengelyű szélérőgépek fontosabb kiviteli formái
 a) egyszárnyú, b) kétszárnyú, c) háromszárnyú;
 d) sűrűlapátózású; e) generátoros üzem, széllel szembeni kivitel;
 f) generátoros üzem, széllel háttal kivitel; g) többrotoros

A **szárnytípusú rotorok** általában 1-3 szárnyal készülnek. Az egyszárnyas kivitel (107a ábra) meglehetősen ritka, a rotor kiegyensúlyozása egy egyensúlyozó tömeggel történhet. Az egy- és kétszárnyas (107b ábra) rotorok indítási nyomatéka viszonylag kicsi, így az indítási szélsébség 4...5 m/s. Az indulási szélsébség a szárnyak számának növelésével csökkenthető, a kontinentális szélviszonyokra tervezett és gyártott szélérőgépek ezért többnyire háromszárnyúak (107c ábra), már 3 m/s szélsébség körül indulnak. A **sűrűlapátózású rotorok** (107d ábra) mérete a szükséges szerkezeti kialakítás miatt erősen korlátozott, az ésszerű átmérő 8...10 m-ben jelölhető meg. A jelentős szélnyomás miatt a rotor erős rácsszerkezettel készül, amely mind axiálisan, mind pedig tangenciálisan nagy erők felvételére képes. A rácsra általában ívelt csonkított körcikkek alakú lapátok kerülnek, ívelt profillal és állandó lapátszöggel.

A **gyorsjáratú rotorokat** szinte kivétel nélkül generátoros üzemre készítik. Az elrendezés lehet ún. széllel szembeni kivitel (107e ábra) vagy széllel háttal kivitel (107f ábra). Az első változat nagy előnye, hogy a rotort zavartalan légáram éri, viszont a széliránykövetésről gondoskodni kell. Kisebb gépeken (néhány kW teljesítményig) jól alkalmazható a farvitorlás módszer. A széllel háttal elrendezés többnyire részben önbeálló, azonban a rotor tartószerkezet által megzavart szélben dolgozik, emiatt teljesítménye kisebb.

A **többrotoros szélérőgépeknél** (107g ábra) nehézkes a szinkronjáratás megoldása, az egyedi hálózati illesztés pedig költségesebb, mint az egyenértékű egyrotoros gép hálózatra kapcsolása.

A tartószerkezet a szélérőgépek költségének 30...60%-át teszi ki, amely rácsos acélszerkezettel vagy csőkeresztmetszetű tartóval készülhet.

A rotorok által termelt hajtóenergiával elvileg bármilyen forgó mozgást végző munkagép meghajtható, azonban az igények elsősorban **villamos energia előállítására**, illetve **szivattyúzási feladatok ellátására** korlátozódnak. Ez utóbbi esetben felhasználás célja lehet

öntözés, belvízmentesítés (lecsapolás), kisebb vízterületek vízutánpótlásának biztosítása, kommunális vízellátás, legelői, erdőgazdasági itató-berendezések működtetése stb.

Fontos szempont a szélerőgépek **viharvédelmének** biztosítása is, hiszen az üzemi szélesebbesség felső határa fölött (lassújárású szélerőgépeknél $v > 10$ m/s, gyorsjárásúaknál $v > 15 \dots 20$ m/s) a gépeket védeni kell a szél extrém terheléseitől. A védelem gyakorlatilag abból áll, hogy a szélerőgépet üzemem kívül helyezik, a rotort pedig olyan helyzetbe hozzák, hogy az előforduló legnagyobb szélviharban se sérüljön.

Az alkalmazható viharvédelem alapvetően a szerkezettől függ. A leggyakoribb megoldások:

- a rotor kifordítása a szélirányból (pl. vízszintes tengelyű, lassújárású gépeknél),
- a rotorelemek szélirányba fordítása,
- a rotor lefékezése és álló helyzetben történő rögzítése.

Az utóbbi két megoldás alkalmazása mechanikus, nagyobb gépeknél hidraulikus vagy villamos vezérlést feltételez. A viharvédelmi berendezésből a biztonságos működésen felül elvárják, hogy a veszély elmúltával lehetőleg állítsa vissza a normális üzemi (üzemkész) állapotot.

Ma már a világon számos cég foglalkozik villamos szélerőgépek gyártásával. A termékskála igen széles: a 100...200 W-os kisgépektől a 2...3 MW tartományig terjed változatos kivitelben. A különböző villamos szélerőgépek felhasználása üzemmód szerint kétféle lehet:

- szigetüzem, helyi energiafelhasználással,
- hálózati üzem, a megtermelt villamos energia elektromos hálózatra történő táplálásával.

A hálózatra kapcsolt gépek lehetnek egyedileg vagy csoportos felépítésűek. A csoportosan telepített szélerőműveket nevezik **szélfarmoknak**.

A **villamos szélerőgépek szigetüzeme** azt jelenti, hogy a megtermelt villamos energiát helyben, saját célra, a közcélú elosztóhálózattól függetlenül használják fel. Általában csak kis teljesítményigény esetén (legfeljebb 10...20 kW) jöhet számításba akkor, ha a rendelkezésre állás nem szoros követelmény.

A szigetüzem feltételezi a villamos hálózat meglétét vagy a villamos energia tárolását a szélcsendes időszakokra. Az energiátárolás a tárolókapacitás mértékétől függően jelentősen megdrágítja az alkalmazást.

Az ipari méretű villamosenergia-termelés szélenergiából azt jelenti, hogy a megtermelt energiát rátáplálják a közcélú elosztóhálózatra. Így a szélerőmű szerves része lesz a hálózatot tápláló erőműrendszernek, ezért a **hálózati üzemmek** igen szigorú feltételei vannak. A hálózati üzemben például folyamatosan ellenőrizni kell a következő villamos paramétereket:

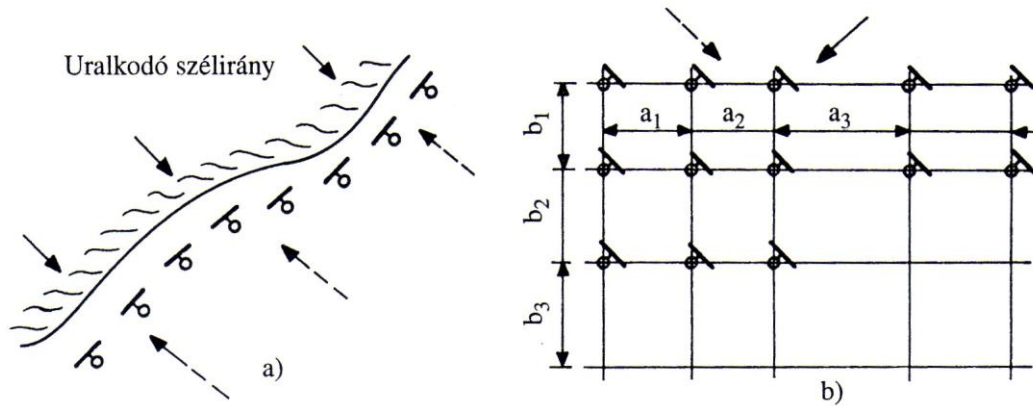
- feszültség,
- áramerősség,
- frekvencia.

Ha bármelyik paraméter a megengedett, szigorú értékhatáron kívül esik, a szélerőművet azonnal le kell kapcsolni a hálózatról. Ez igen fejlett mérés- és vezérléstechnikát igényel a szélerőmű részéről.

A hálózati üzem minden előírt feltételét gazdaságosan csak a nagyteljesítményű szélerőművekkel lehet teljesíteni. A fajlagos beruházási költségek kb. 10 kW feletti névleges teljesítményeknél teszik lehetővé a gazdaságos hálózati üzemet. A **telepített villamos szélerőművek** a többszáz kW-os teljesítménytől az 5 MW-ig terjedő kategóriákba tartoznak.

A szélfarmokban a csoportos teljesítésnél a telepítési rendet sok tényező befolyásolhatja (domborzat, uralkodó szélirány(ok), természetes, illetve épített objektumok, stb.). A szélerőgépek telepítési rendje alapvetően kétféle lehet: vonalas vagy térhálós (108. ábra).

Vonalas telepítés akkor előnyös, ha van igen határozott uralkodó szélirány (pl. tengerpartokon, hegygerinceken, 108a, ábra). Ebben az esetben a gépeket sűrűn egymás mellé telepíthetik, ezzel is csökkentve a kiszolgáló infrastruktúra (utak, elektromos hálózat) fajlagos költségeit.



108. ábra. A szélerőművek telepítése
a) vonalas; b) hálós

A **hálós telepítés** esetén a szélerőművek több sorban vannak elhelyezve, meghatározott tér- és távközökkel. Ha a csoportba eltérő teljesítményű szélerőműveket telepítenek, változtatni kell a tér- és távközöket. A beépített terület csökkenthető, ha a hálót úgy tervezik, hogy az uralkodó szélirány átlós legyen, ahogy a 108b, ábra szemlélteti.

Hálós telepítésnél a villamos rendszert és a kiszolgáló utakat optimalizálni szükséges. A villamos hálózat kialakítása a földben célszerű, a táp-, illetve termelő kábeleket egyesítik, több erőmű így csoportosan kapcsolódik a transzformátorhoz. A szélturbina teljesítményét közelítőleg egy olyan névleges levegőmennyiségből számolják ki, amelyet a kerék átmérőjéhez tartozó átáramlási keresztmetszet és a szélsébség határoz meg. A d átmérőjű kerékhez tartozó átáramlási keresztmetszet:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}.$$

A keréken v sebességgel átömlő levegő térfogatárama:

$$q = A \cdot v = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v.$$

A Bernoulli-egyenletben a térfogategységre eső mozgási energia:

$$e_v = \rho \cdot v^2 / 2.$$

A szélkerékre érkező levegő teljesítménye:

$$P_b = q \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = A \cdot \rho \cdot \frac{v^3}{2}.$$

A hasznos teljesítmény pedig, figyelembe véve a szélerőgép teljesítménytényezője (c_w) is:

$$P_h = c_w \cdot A \cdot q \cdot \frac{v^3}{2} \quad (c_{wmax}=0,593).$$

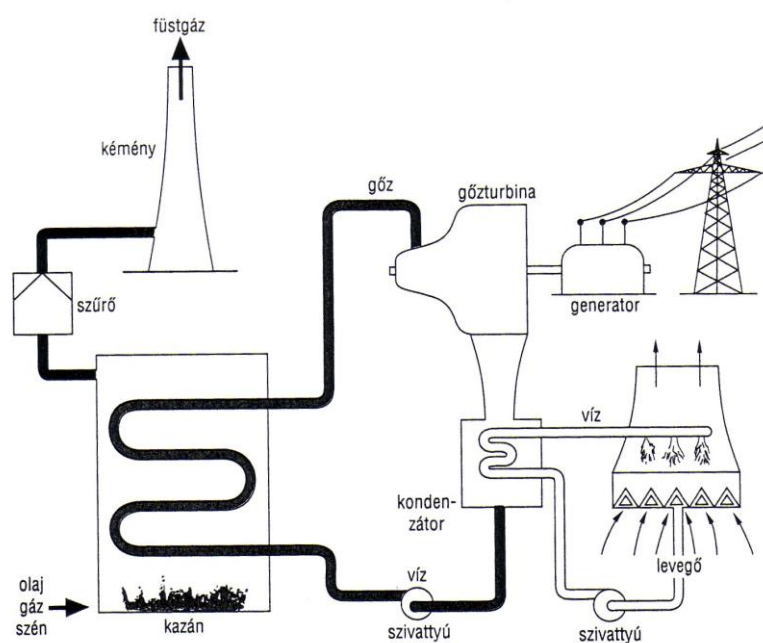
A szélerőgép hasznos teljesítménye a levegősebesség harmadik hatványával arányos.

7.5 Az atomerőművek

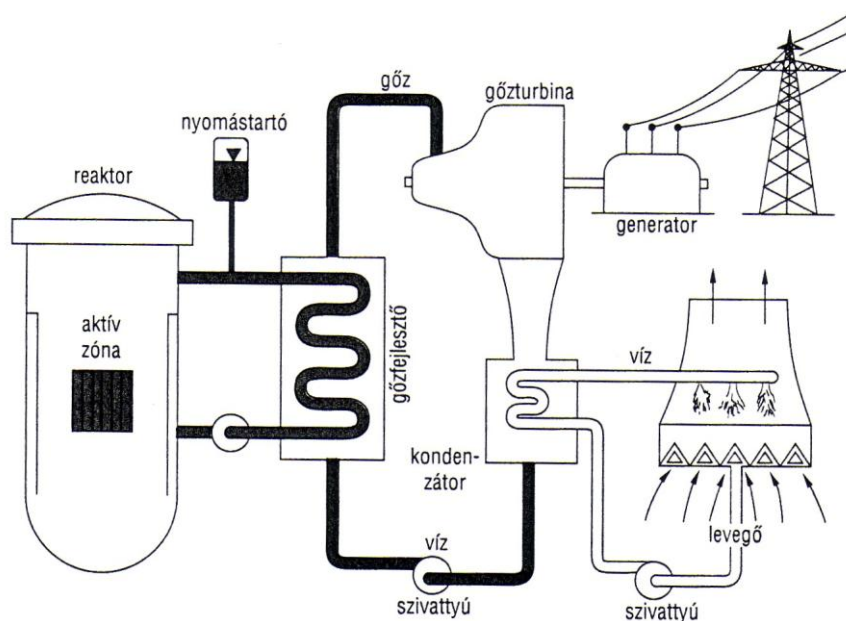
A fosszilis erőforrások (szén, kőolaj, földgáz) véges volta előtérbe helyezte az alternatív erőforrásokat, amelynek egyik kiemelkedő változata a **nukleáris energia** (hasadásos, fúziós). Atomerőművel először 1951-ben termeltek villamosenergiát, amikor az Amerikai Egyesült Államokban az EBR-1 típusú kísérleti reaktort üzembe helyezték. Napjainkban több mint 400 atomerőmű üzemel a világon, ami a teljes energiafelhasználás 17...20%-át fedezi. Az atomerőművek nagyon hatékonyak (1 kg fűtőanyaggal annyi hőenergiát lehet termelni, mint 11800 hordó olaj vagy 3 millió kg kőszén elégetésével), emellett „tiszták” is, de a biztonság problémája és a nagy beruházási költségek sok országot a nukleáris programok átértékelésére késztettek.

Az atomerőművek sok tekintetben hasonló módon működnek, mint a hagyományos, szén-, olaj- vagy gáztüzelésű erőművek (109. és 110. ábra). Minden esetben hőenergiát állítanak elő, ezzel nagy nyomású gőzt termelnek és a gőzzel villamos generátorokhoz csatlakozó turbinákat hajtanak meg. Az atomerőművekben a hőt valamely instabil nehéz fém – leggyakrabban a **235 tömegszámú uránizotóp** – magjának hasadásakor felszabaduló energia biztosítja.

Az urán a természetben számos ásványban előfordul. Legfontosabb érce az uranit, amelyet uránszurokérc néven is ismernek és sok országban bányásznak. Az ércet finom homokszerűvé őrlik, majd kémiai oldatokkal kezelik, amelynek során urán-oxidok keverékekből álló „sárga sütemény” keletkezik, amelynek csak 0,7 %-a U-235, a többi U-238-izotóp, ami nukleáris üzemanyagnak nem alkalmas.



109. ábra. A hagyományos erőmű elvi vázlata



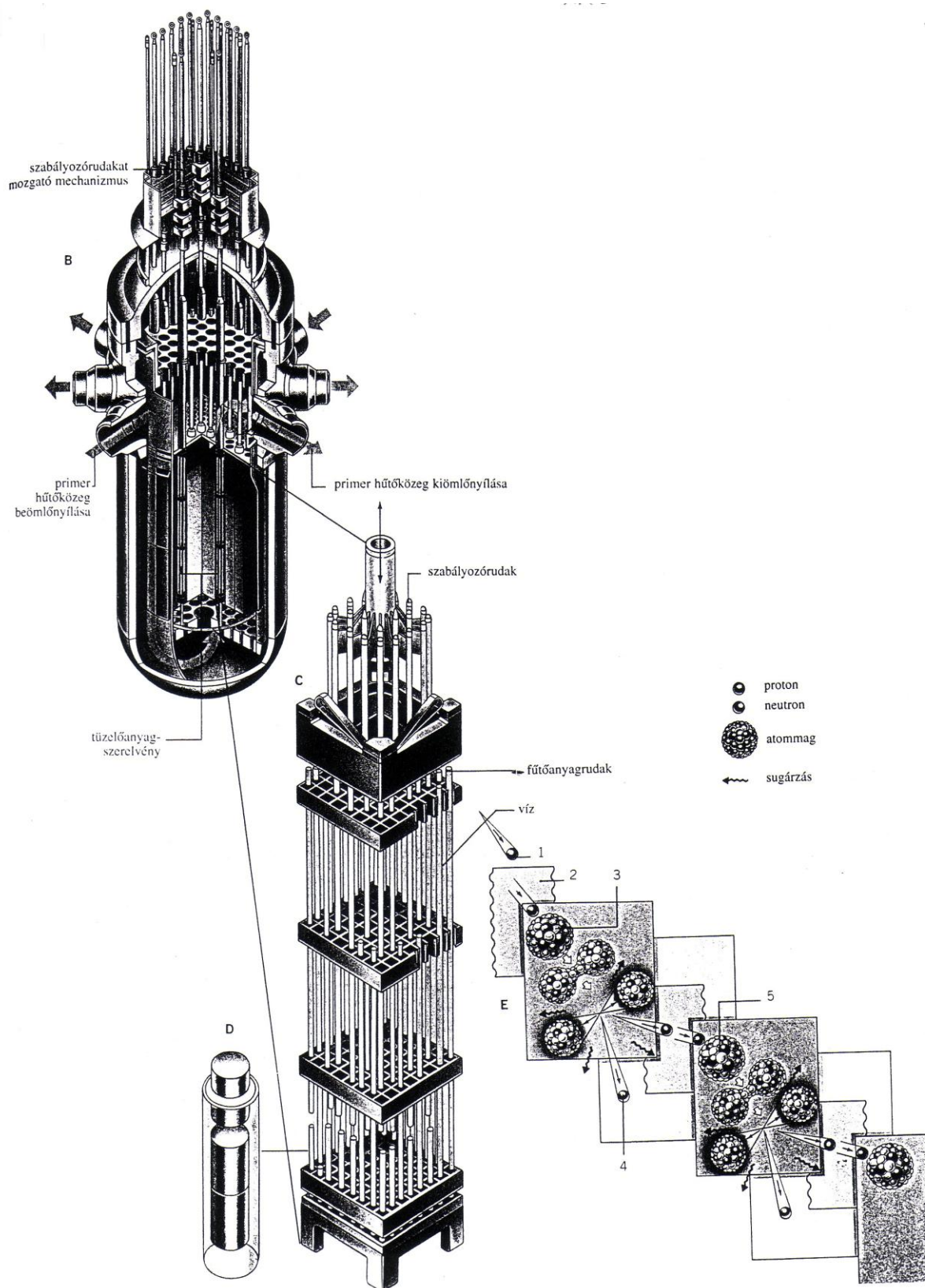
110. ábra. Az atomerőmű elvi vázolata

Az U-235 koncentrációja úgy növelhető, hogy az uránvegyületeket gázzá alakítják és nagy sebességgel centrifugálják. A nehezebb U-235-izotóp aránya 3%. Pasztillákat sajtolnak belőle, amelyeket henger alakú fűtőelemrudakba zárnak és reaktorokban hasznosítanak.

A **235-ös uránizotóp radioaktív**: magja spontán módon két kisebb magra hasad, infravörös hőszugárzást és két vagy három nagy sebességű neutronot bocsát ki. Ha ezek a neutronok egy másik U-235-atommal ütköznek, azt is hasadásra készítetik, és még több hő, illetve még több neutron szabadul fel. Ha a jelen levő U-235 mennyisége nagyobb a (kb. 4 kg) **kritikus tömegnél**, akkor láncreakció indul be: az atommagok hasadásának sebessége gyorsan növekszik és óriási energia szabadul fel. Az ilyen szabályozatlan hasadási láncreakció okozza az **atomfegyverek** óriási romboló erejét.

Az **atomreaktorokban** a magok hasadásának sebességét gondosan szabályozzák és biztosítják, hogy minden hasadást előidézett neutron pontosan egy új neutron helyettesítsen. Ezt neutronelnyelő anyagok – leggyakrabban az urán fűtőrudak közé bocsátott bórtartalmú szabályozórudak – alkalmazásával érik el. A szabályozórudak ki-be mozgatásával a reakció sebességét szabályozni lehet.

A fűtőrudak között hűtőfolyadék (gyakran víz) áramlik, amely a reaktor túlhevülését megakadályozza és a hőt a reaktorzónától a gőzfejlesztőhöz továbbítja (primer kör), ahol a turbinákat meghajtó nagy nyomású gőz keletkezik (szekunder kör). Néhány reaktortípusnál a hűtőanyag egyben moderátor is: a gyors neutronokat olyan sebességre lassítja, amelyen hatékonyabban lehet maghasadást előidézni. Más típusú reaktorokban a hűtőközeg (víz) és a moderátor (pl. grafit) különböző.



112. ábra. A reaktortartály, a tüzelőanyag-szerelvény és a láncreakció szemléltetése

Abból a célból, hogy a gyors neutronok (1) részt vehessenek a hasadási reakcióban (112. ábra, E), először víz moderátorral (2) olyan sebességre fékezik le őket, hogy az uránatomok magjait (3) hasítani tudják. Az atommag hasadási termékei nagy sebességgel szétrepülnek és az útjukba eső molekulákkal ütközve hőt termelnek. Minden maghasadásban **gammasugárzás**

és két vagy három szabad **neutron** is keletkezik. Néhány neutron a grafit szabályozórudak elnyelnek, míg mások további uránatomot (5) készítenek hasadásra, és ezzel láncreakciót váltanak ki.

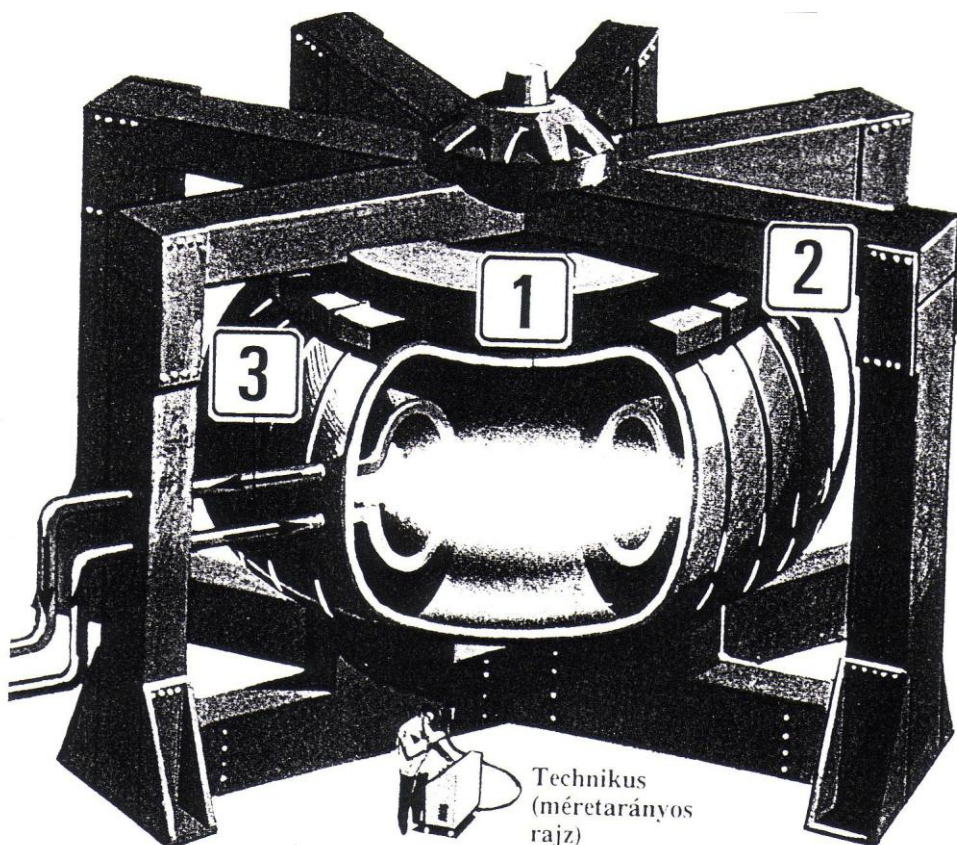
A világ atomreaktorainak 70%-ában a hűtőközeg nagynyomású víz. Ezek a fentiek szerint működnek. A forralóvízes reaktorokban a hűtővíz közvetlenül hajtja a generátorokat: az ilyen reaktorok biztonságossága ezért igénytelenebbek tekinthető, mert szivárgás esetén a radioaktív izotópok közvetlenül a környezetbe jutnak. A gyors neutronos tenyésztőreaktorokban nincs moderátor és gyors neutronokat használnak a maghasadáshoz. Üzemanyaguk urán és plutónium keveréke (a plutónium az U-238-izotóp). A reaktorzónát folyékony nátrium hűti.

A **Paksi Atomerőműben** négy reaktorblokk üzemel. Ezek szovjet tervezésű VVER-440/V-213 reaktorok, amelyek a nyomottvízes reaktortípushoz tartoznak. A reaktorok névleges összhőteljesítménye 1375 MW, elektromos teljesítménye 440 MW. A reaktorba helyezett üzemanyag tömege 42 tonna. A primerkörben uralkodó nyomás 123 bar.

A maghasadáson alapuló reaktorok nagy problémája a **radioaktív hulladék**, illetve annak biztonságos tárolása. Emiatt a tudósok **fúziós reaktorokat** próbálnak készíteni, amelyek egyáltalán nem vagy csak igen kis mennyiségben termelnének veszélyes hulladékot.

A fúzió nem más, mint a tengervízben megtalálható deutérium- és a tríciumatomok egyesítése. A két atom egyesülésekor nagy mennyiségű hő szabadul fel, amivel villamos energiát lehet termelni.

A **deutérium- és tríciumatomok** csak 100 millió °C hőmérsékleten egyesülnek. Egyetlen ismert anyag sem képes kibírni ilyen hőmérsékletet, ezért a reakció csakis nagyon erős mágneses térben mehet végbe (113. ábra 1). Ezt a teret egy fánk alakú betonfalba ágyazott tekercsekben folyó hatalmas áram hozza létre (113. ábra 2). A víz forralásához a hő által megolvasztott **lítiumot** áramoltatnak (113. ábra 3) csöveken keresztül. A keletkező gőz turbinát hajt, ez pedig forgatja az áramtermelő generátort.



113. ábra Fúziós reaktor (Tokomak)

8. A GÉPCSORPORTOK ÜZEME

8.1. A gépek üzemi jellemzői. Jelleggörbék

Valamely gép teljesítményét az erő (hajtóerő, illetve terhelés) és a munkasebesség szorzata határozza meg. E két tényező (forgó mozgásnál a forgatónyomaték és a fordulatszám) rendszerint nem független egymástól, hanem a gép üzemi tulajdonságait jellemző kapcsolatban áll egymással.

Az erőgép F hajtóereje és a munkagép F_e terhelése is a v munkasebességhez igazodik. E két üzemi jellemző kapcsolatát fejezi ki szemléletesen az a **függvényábra**, amely a hajtóerő, illetve a terhelés változását a munkasebesség függvényében ábrázolja. A szóban forgó $F = F \cdot (v)$, illetve $F_e = F_e \cdot (v)$ görbét a gép **jelleggörbéjének** nevezik, mert e görbe alakjából következtetni lehet a gép jellegzetes statikus üzemi tulajdonságaira. A jelleggörbe (jellemző görbe, karakterisztika) forgó mozgás esetében a forgatónyomaték és a fordulatszám jellegzetes kapcsolatát is kifejezi, és ennél fogva az $M_F = M_F \cdot (n)$, illetve $M_e = M_e \cdot (n)$ alakban is felrajzolható.

a) A munkagép jelleggörbéi

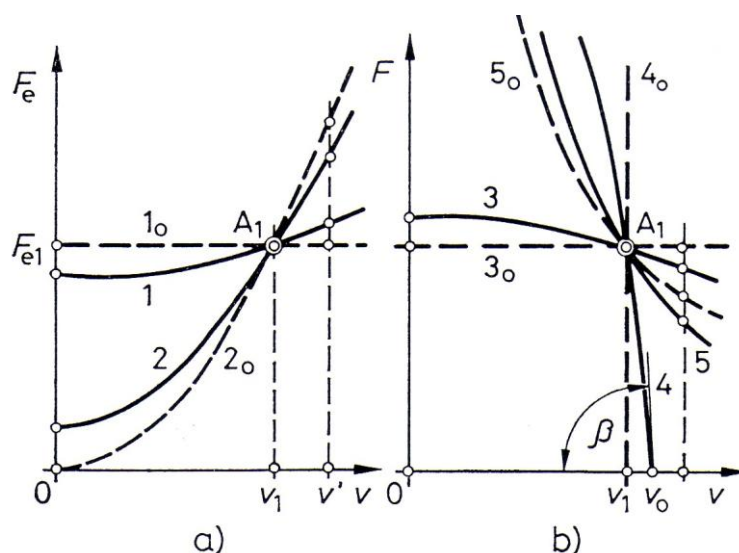
A munkafolyamatok nagy csoportjánál az ellenállás a munkasebességtől független. Ilyen a teheremelési munkája és – jó közelítéssel – a mechanikai súrlódás is. Az emelőgépek és kis sebességű futó- és forgatóművek jelleggörbéje eszerint az $F_e \cdot (v) = \text{konst.}$ egyenlettel jellemezhető, és vízszintes egyenessel ábrázolható (a 114 a ábrán az 1_0 jelű görbe).

A munkafolyamatok másik jellegzetes csoportjánál az ellenállás a munkasebességnek kb. a második hatványával arányosan növekszik. A folyadéksúrlódás és a légellenállás ilyen függvénykapcsolatot eredményezve befolyásolja a vízgépek, a kompresszorok és a szellőzők üzemét, valamint a nagy sebességű gépjárművek mozgását (a 114 a ábra 2_0 görbéje).

A munkagépek legtöbbször az ellenállás mindkét jellegzetes alakja együttesen jelentkezik, a legváltozatosabb összetételben. Így pl. a kocsivontatásnál a légellenállás kismértékben módosítja a jelleggörbe vízszintes alakját (1 görbe). A szellőzőgép csapsúrlódása pedig a parabola alakú jelleggörbe kezdőpontját emeli meg (2 görbe).

b) Az erőgép jelleggörbéi a 114 b ábra szerint háromféle jellegzetes alakúak lehetnek:

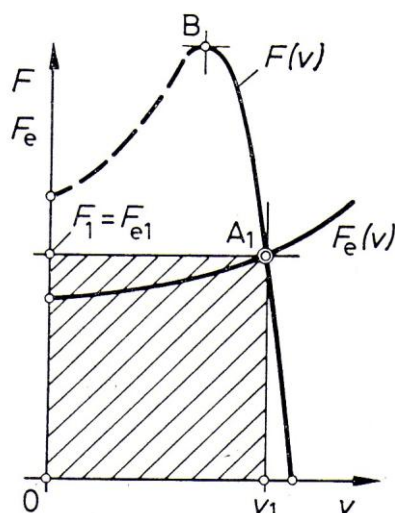
1. Ha a hajtóerő a munkasebességtől függetlenül állandó, vagyis a jelleggörbe vízszintes egyenes, akkor **erőtartó** jellegűnek nevezzük: $F_e \cdot (v) = \text{konst.}$ Ilyen erőgép pl. a súlyerővel hajtott áramú (3_0 görbe). Ezt a jelleget közelíti meg az állandó töltésre beállított gőzgép is, amelynek hajtóereje azonban a munkasebesség növekedésével kissé csökken (3 görbe).



114. ábra. Jelleggörbék
 a) a munkagép jelleggörbéi
 b) az erőgép jelleggörbéi

2. Az erőgépek különleges tulajdonsága lehet a hajtóerőtől független, állandó munkasebesség, azaz $v \cdot (F) = \text{konst.}$ is. Ilyen ún. **sebességtartó** jellege van a villamos szinkronmotornak (4_0 görbe). A sebességtartásnak kevésbé tökéletes változatát szemlélteti a 4 görbe, amelynél a teljes terheléshez tartozó munkasebesség a v_0 üresjárási munkasebességhez képest néhány százalékos csökkenést mutat (megcsúszás vagy szlip). A mellékáramkörű villamos motor és a váltakozó áramú ún. indukciós motor jelleggörbéje is ebbe a csoportba sorolható.
3. Az erőgép jellege végül olyan is lehet, hogy az erő és a sebesség szorzata, vagyis a gép teljesítménye marad változatban. A **teljesítménytartó** gép jelleggörbéje ($F \cdot v = \text{konst.}$) egyenlő oldalú hiperbola (5_0 görbe). Ilyen végül az „élő motor” is, amelynek munkasebessége növekvő terhelésnél szinten kb. úgy csökken, hogy a teljesítmény állandó maradjon.

Vannak erőgépek, amelyeknek jellege az előző három alapösszefüggésből nagyon eltérő, jelleggörbéjük azonban olyan, hogy a munkasebesség növekedésével a hajtóerő csökken. A gyorsuló gép hajtóerejének e csökkenése biztosítja az üzem stabilitását, azaz a hajtóerő és az ellenállás megbolygatott egyensúlyi állapotának eszerint süllyedő alakúnak kell lennie, vagyis érintőjének az abszcisszatengelyt negatív iránytangenssel ($\text{tg}\beta$) kell metszenie.



115. ábra. A gépcsoport munkapontja

A 115. ábra a forgóáramú **indukciós motor jelleggörbéjét** [$F \cdot (v)$ görbe] szemlélteti, amelynek folytonos vonallal kihúzott ága az ún. B billenőpontig stabil jellegű, és az A_1 munkapont környezetében sebességtartó. A görbének szaggatott vonalú szakasza emelkedő jellegű, ez a jelleggörbe labilis ága.

A munkagép jelleggörbéjének alakjából is következtethetünk az **üzem stabilitására**. Ez esetben az emelkedő jelleg biztosítja a stabil üzemet (az érintő, iránytangense pozitív).

Csoporthajtásnál (amikor a közös közlőműről hajtott munkagépek üzemi tulajdonságai nem jutnak érvényre) az üzem jellegét az erőgép jellemzői szabják meg.

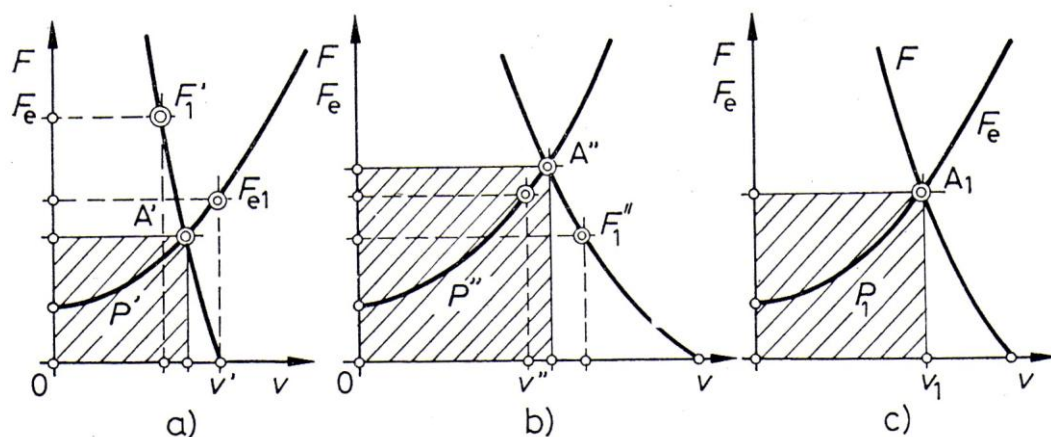
Az ún. különhajtásnál – amikor az erőgépet egyetlen munkagéppel gépcsoporttá egyesítik – az erőgép üzemének jellegét a munkagép jellemző tulajdonságai is módosítják. Ilyenkor a gépcsoportot szerves egységnek kell tekinteni.

8.2. A gépcsoport egyenletes üzeme. Az üzem stabilitása

A munkagéppel közvetlenül kapcsolt erőgép üzemi jellemzői a két jelleggörbe egymásra illesztésével szemléltethetők. A 116. ábrán az erőgép $F = F \cdot (v)$ jelleggörbéje és a munkagép $F_e = F_e \cdot (v)$ jelleggörbéje azonos léptékkel lett egymásra rajzolva. A merev munkakapcsolat miatt a két gép munkasebessége egyenlő, azaz a hajtóerő és az ellenállás egyensúlya csak a két görbe metszéspontjával jellemzett üzemállapotban jöhet létre ($F_1 = F_{e1}$, ha $v = v_1$). Az A_1 metszéspont a gépcsoport munkapontja, amelynek koordinátái az $F_1 \cdot v_1$ területű (vonalkázott) derékszögű négyszöget zárják körül, vagyis az üzemi teljesítmény nagyságát is meghatározzák.

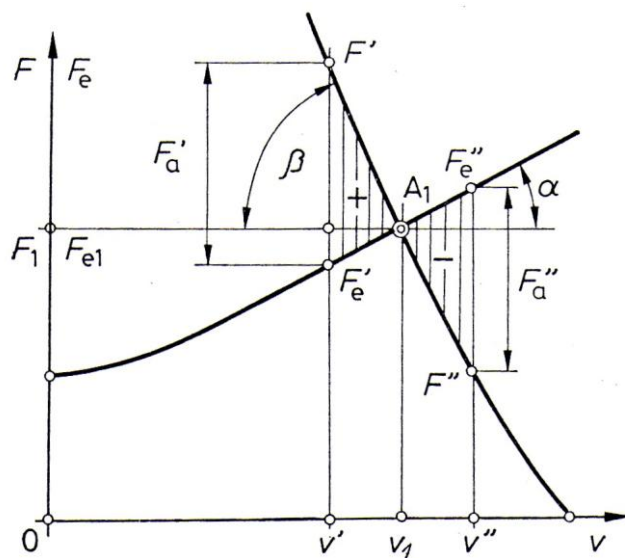
A két jelleggörbe metszéspontjával meghatározott **munkapont** nem mindig adja azt a munkasebességet, amelynél az erőgép is és a munkagép is a legkedvezőbb (optimális) üzemviszonyok között dolgozik. Előfordulhat ugyanis, hogy azonos teljesítőképességű két gép hibás összekapcsolása következtében a gépcsoport csak túlterheléssel juthat egyensúlyba, vagy teherbírásának csupán törtrészét tudja kifejteni, amint azt a 116. ábra szemlélteti.

Mindkét esetben a megfelelő módosítás (áttétel) alkalmazásával lehet az erőgép és a munkagép üzemi jellemzőit egymással összehangolni.



116. ábra. Az erőgép és a munkagép összehangolása
 a) a gépcsoport teljesítőképessége nincs kihasználva;
 b) a gépcsoport túlterheléssel dolgozik;
 c) a gépcsoport összehangolása helyes

A helyes összehangolás feltételeit a jelleggörbék munkapontjainak egymásra illesztésével lehet biztosítani. Ha az erőgép és a munkagép jelleggörbéjén kijelöltük azt a munkapontot, amelyen a két gépnek dolgoznia kell, akkor két görbének e két pontját kell egymásra illeszteni, ami a módosítás (áttétel) helyes megválasztásával mindig sikerül. A munkagép környezetében felrajzolt jelleggörbék irányszögeiből – a 117. ábra szerint – az üzem stabilitására is következtethetünk.



117. ábra. A gépcsoportok üzemének stabilitása

A 117. ábrából kitűnik, hogy – abban az esetben, ha az erőgép jelleggörbéje süllyedő ($\beta < 90^\circ$), a munkagépe pedig emelkedő ($\alpha < 90^\circ$) jellegű – az egyensúlyi állapotából kizökkentett gépcsoport ismét felgyorsul, illetve lelassul az üzemi sebességre. Mindaddig ugyanis, amíg a v' sebesség kisebb az egyenletes üzemet biztosító v_1 sebességnél, az ábra szerint $F_a' = F' - F_e'$ nagyságú pozitív gyorsítóerő áll rendelkezésre az egyensúly helyreállításához (A jelleggörbe labilis ágán kisebb sebességhez kisebb hatóerő tartozik, és

ennél fogva a munkapont eléréséhez szükséges gyorsulás helyett a gép tovább lassul, és így nem juthat egyensúly állapotba.)

Ha a sebesség pillanatnyi értéke nagyobb az üzemi sebességnél ($v'' > v_1$), akkor az egyensúly helyreállításához szüksége lassítóerő (negatív erő) $F_a'' = F_e'' - F''$ veszi át a visszatérítő erő szerepét (117. ábra, amelyből az is kitűnik, hogy e visszatérítő erő annál nagyobb, minél nagyobb a két jelleggörbe β és α irányszöge).

A gépcsoport üzemében a nagy visszatérítő erő csak akkor előnyös, ha a munkasebesség egyenletességét változó terhelés mellett is biztosítani kell.

Sok esetben viszont a sebességtartás feltétlenül fontosabb követelmény: az erőgép mentesítése az ún. durva üzemvitelt jellemző, ütemesen ismétlődő, lökészerű túlterhelésektől (pl. hengersorok, sajtók, kovácsológépek és ütemesen változó terhelésű munkagépek hajtása).

Ilyenkor a hajlékonyabb gépcsoport üzeme a legkedvezőbb, mert jobban érvényre juttatja a lendítőtömeg tehermentesítő szerepét. Ha ugyanis a terhelési csúcsok tompítása sikerül, akkor az erőgép teljesítménye kisebb lehet, és – villamos üzem esetén – a hálózat terhelése is egyenletesebbé válik.

8.3. A jelleggörbe módosítása szabályozással

A gép statikus üzemi tulajdonságaira a **jelleggörbe alakjából** következtetni lehet. A 7.1. pontban az erő és a munkasebesség arra az esetre lett vizsgálva, amikor a gép üzemi tulajdonságai külső beavatkozással nem lettek módosítva. (Állandó periódusú hálózatra kapcsolt indukciós villamos motor, állandó töltéssel járó gőzgép, változatlan nyitással dolgozó vízerőgép stb.).

A gép üzemi tulajdonságai azonban nem mindig elégitik ki azokat az üzemi követelményeket, amelyek a gépi munka hibátlan, illetve gazdaságos elvégzéséhez szükségesek.

Különösen szembeűnő ez az eltérés, ha pl. egy gőzturbinával hajtott szinkrongenerátor elszigetelt üzemmódban, adott fogyasztói körzet energiaigényét látja el. A gőzturbina ugyanis állandó gőznyelés mellett csaknem teljesen erőtartó. Ezzel szemben a fogyasztói rendszer villamos motorokkal hajtott munkagépei gazdaságosan névleges fordulatszámom üzemelnek. Ha a munkagépek terhelése nő, vagy új munkagépet helyeznek üzembe, az energiaegyensúly megbomlik, aminek következtében a hálózati frekvencia és ezzel a munkagépek és a turbina fordulatszáma is csökken. Az eredeti névleges fordulatszám csak külső beavatkozással, a turbina gőznyelésének módosításával érhető el.

Egy másik – a gépcsoport épségét is veszélyeztető – jelenség a **gép megfutása**, vagyis a fordulatszám megengedett felső határértékének túllépése. Ez akkor következik be, ha az erőtartó vagy teljesítménytartó gép terhelése hirtelen csökken vagy egészen megszűnik. Kis terhelésnél ugyanis a gép (pl. a Pelton-turbina) szögsebessége olyan mértékben megnövekedhet, hogy a forgó tömegben ébredő tömegerők valamelyik gépelemet (pl. futókereket, lendítőkereket) szét is vethetik.

Az indítás időszakában a gépnek viszont erőtartónak kell lennie, hogy állandó gyorsulással legyen indítható.

A változatos üzemi követelmények maradéktalan kielégítése csak akkor sikerülhet, ha a gép jellegzetes tulajdonságait **mesterséges beavatkozással** módosítják, más szóval a gépet szabályozzák. Az **erőgép szabályozása** abból áll, hogy az ún. vezérlőmű elállításával teremtik meg az összhangot a hajtóerő és a terhelés között, azaz a hajtóerőt mindenkor terheléshez igazítjuk.

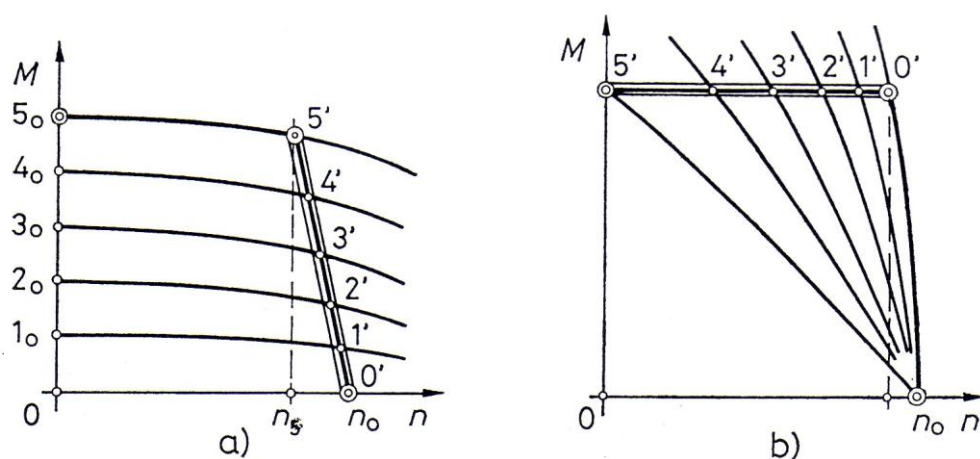
A belső égésű motor vezérlőműve a hengerbe vezetett tüzelőanyagnak vagy a mennyiségét vagy a minőségét módosítja, és ezáltal a gépet kisebb vagy nagyobb teljesítmény

szolgáltatására állítja be. A teljesítményt szabályozott jellemzőnek, a tüzelőanyag-áramot (tömegáramban kifejezve) módosított jellemzőnek, a módosítást közvetlenül végrehajtó szerkezetet (pl. szelepet) beavatkozó szervnek nevezik.

A gőzgép tolattyús vagy szelepes vezérlőműve a bevezetett frissgőz töltését változtatja, a vízerőgép víznyelése (módosított jellemző) pedig a vezetősatorna keresztmetszetének fokozatos zárásával vagy nyitásával módosítható.

A villamos gépek szabályozásának sokféle szabályozási módja van. Ezek egyike az, amikor az áramkörök jellemzőinek megválasztására fokozatosan kiiktatható, ún. szabályozó-ellenállásokat alkalmaznak, amelyek közül az indítás folyamán használt berendezést **indító-ellenállásnak** nevezik. A szabályozás befolyása a gép üzemére a 118. ábra alapján, a szabályozással módosított jelleggörbe alakváltozásából megérthető. A 118a ábra egy (erőtartó) gőzgép jelleggörbéinek sorát ábrázolja a legnagyobb töltéstől az üresjárásig. Minden töltéshez más-más jelleggörbe tartozik, amelyek közül az ábra csak ötöt szemléltet.

Amíg a gép állandó töltéssel dolgozik, a fordulatszám már akkor is tág határok között ingadozik, ha a terhelés csak kismértékben változik. Kis terhelésnél az egyensúlyi állapot a megengedett fordulatszám-tartományban be sem állítható (a gép megfutása el nem kerülhető), ha a töltést nem csökkentjük. Mihelyt azonban a fordulatszám növekedését azzal korlátozzák, hogy minden terheléshez olyan töltést állítanak be, amely az előírt fordulatszámnál egyenletes üzemet biztosít, ezzel nemcsak a megfutás veszélyét zárják ki, hanem egyben a gépet sebességtartóvá is teszik.



118. ábra. Szabályzással módosított jelleggörbék
 a) erőtartó gőzgép sebességtartó szabályozóval;
 b) sebességtartó villamos motor (indító) szabályozóval

A 118. ábra vastagon kihúzott vonala olyan jelleggörbét ábrázol, amely a teljes terhelés és az üresjárat között mindössze néhány százalékos sebesség-ingadozást mutat. A szabályozással módosított jelleggörbe a legnagyobb és a legkisebb töltés közé eső görbesor minden görbéjének egyetlen pontjára illeszkedik. Ez a metszéspont egyértelműen meghatározza azt a fordulatszámot is, amelynél a görbéhez tartozó **töltést** kell beállítani. Ezzel a szabályzással a gép fordulatszáma (a 118. ábra jelöléseivel) a kijelölt n_0 üresjárat érték fölé nem nőhet, mert e fordulatszám elérésekor a gép töltést már nem kap. A terhelés megnövekedése következtében a gép lassulni kezd, és töltése mindaddig nő, amíg a megnövekedett hajtóerő a terheléssel egyensúlyba nem jut. Ha a terhelés akkora, hogy az egyensúlyi állapot még a legnagyobb töltéshez tartozó n_5 fordulatszámnál sem áll be, a gép üzemi jellemzői szabályzással már nem módosíthatók. Az n_5 fordulatszámtól a megállásig a gép változatlanul teljes töltéssel dolgozik, azaz $5'-5_0$ vonallal folytatódik. Egészen hasonló elven módosítható a mellékáramkörű motor sebességtartó jellege erőtartóvá, az ún. indító-ellenállás fokozatos

beiktatásával. Itt is minden ellenállás fokozathoz más-más jelleggörbe tartozik. (Ezek közös pontja a 118b ábra szerint n_0 üresjárat fordulatszám.)

Az álló motort a teljes **indító-ellenálláson** keresztül kapcsolják be. Az álló motornak 5' ponttal kijelölt nyomatéka a fordulatszám növekedésével csökken, de szabályzással (az ellenállás fokozatos kiiktatásával) állandó értéken tartható, amint azt az ábra vastagon kihúzott 5'-0' jelleggörbéje szemlélteti. Az indító-ellenállás kiiktatása után (0' pont) a szabályozhatóság határához értünk. E ponttól kezdve a motor eredeti sebességszabályozó jellege jut érvényre, vagyis a szabályozással módosított (vízszintes) jelleggörbe a 0' ponttól az állandó belső ellenállású motornak csaknem függőleges (0'- n_0) jelleggörbéjével folytatódik.

A szabályzás művelete elvben kétféle módon hajtható végre.

Lassú lefolyású terhelésváltozás esetén a vezérlőmű kézi erővel állítható el, vagyis a dinamikai egyensúlyt **kézi erővel** történő szabályozással állítják helyre.

Kézi szabályozással látják el pl. a kis teljesítményű vízerőgépeket, és sokszor kézi indítóval zárják rövidre a villamos motor ellenállásait az indulás időtartama alatt.

Gyors lefolyású és szabálytalan terhelésingadozása szabatos és kellő gyorsaságú kielégítésére a kézi szabályzás nem alkalmas. Ilyenkor csak **önműködő szabályozás** vezethet célhoz, különösen akkor, ha a gép járásának egyenletessége tekintetében is szigorúbb követelményeket kell kielégíteni.

Kézi szabályozás esetén olyan készülékre vagy műszerre van szükség, amely jelzi a szabályozott jellemző megváltozását (a szabályzási eltérést), vagyis útmutatást ad arra, hogy a vezérlőművet (beavatkozó szervet) mikor, milyen értelemben (irányban) és milyen mértékben kell elállítani. Önműködő szabályozás esetén a beavatkozáshoz szükséges elállítást egy e célra szerkesztett önműködő berendezés – az ún. **szabályozó (regulátor)** végzi el (emberi közreműködés nélkül), éspedig vagy közvetlenül, vagy külső erőforrás (segédenergia) igénybevételével (közvetlen és közvetett szabályozás).

A közvetett szabályozás eszközei az érzékelő (amely a szabályozott jellemző változását érzékeli); a **különbségképző szerv**, amely a szabályozott jellemző pillanatnyi értékét – különbségképzéssel – összehasonlítja a tartani kívánt értékkel (alapértékkel); a **jelformáló szerv**, amely meghatározott algoritmus szerint előállítja a megfelelő irányú, mértékű és időbeli lefolyású (dinamikájú) végrehajtó jelet, amely végül a **beavatkozó szervet** (pl. szabályozószelepet) közvetlenül vezérli. Közvetett szabályozás esetén a jelformáló szerv után még egy erősítő körül kerül beépítésre, amely külső (hidraulikus, pneumatikus vagy villamos) segédenergia igénybevételével és ennek megfelelően idegen erőforrásból táplált **segédmotorral (szervomotorral)** működteti a beavatkozó szervet.

9. A PNEUMATIKUS ÉS HIDRAULIKUS ERŐÁTVITELI RENDSZEREK

9.1 A pneumatikus erőátviteli rendszerek

A levegő a természetben található fontos energiahordozó, amelynek sűrítését, energiájának tárolását és felhasználását már több mint 2000 évvel ezelőtt megoldották. Az alexandriai Ktesibios és a szirakuzai Archimedes már időszámításunk előtt a 3. évezredben sűrített levegő hajtású gépeket készítettek. Az alexandriai Heron az 1. században „Pneumatika és autometria” címmel könyvet is írt. A pneumatika ipari alkalmazása a XIX. század végétől figyelhető meg. Ekkor fedezték fel és vezették be a gyakorlatba a pneumatikus csőpostát, a légáramban történő anyagszállítást, a sűrített levegős vasúti fékrendszert, a fejtőkalapácsot, az ütvefűrőt és más pneumatikus szerszámokat.

A modern ipari pneumatika az 1950-es évek elején jelentkezett és terjedt el rohamosan az ipar szinte minden területén.

A technikában a pneumatika a **sűrített levegő** előállítását és műszaki hasznosítását fedő gyűjtőfogalom.

A pneumatikus rendszerek felosztása a nyomástartomány alapján és a főbb alkalmazási területei:

- kis nyomásúak: $p < 0,2$ bar,
alkalmazási területe: vezérlő-, és szabályozó-berendezések,
- normál nyomásúak: $p = 0,2 \dots 2$ bar,
alkalmazási területe: pneumatikus mérőkészülékek,
- nagy nyomásúak: $p = 2 \dots 10$ (16) bar,
alkalmazás területek: ipari pneumatika, pneumatikus szerszámok, pneumatikus szállítóberendezések, járműpneumatika (fék-, kormány- és indítórendszerek), szóróberendezések (festék- és fémcsóró- és homokfúvó berendezések),
- igen nagy nyomás: $p > 16$ bar,
dízelmotor vezérlések, repülőgép, illetve hajó pneumatika, nagyfeszültségű berendezések teljesítménykapcsolóinak működtető rendszerei.

Az **ipari pneumatika** lehetővé teszi az ember mentesítését a nehéz, monoton és idegileg fárasztó vagy veszélyes zónában végzett munkától, a munka termelékenységének és minőségének egyidejű fokozása mellett.

Például a pneumatikával megoldható egyszerű ipari feladatok:

- munkadarabok szállítása (adagolás, billentés, süllyesztés, emelés, stb.),
- munkadarabok szorítása,
- megmunkálás (hajlítás, kivágás, sajtolás, levágás, szegecseles, stb.),
- nyílászárók, szelepek, tolózárak nyitása és zárása, stb.).

A **pneumatikus rendszerek** főbb előnyei és hátrányai a sűrített levegő két fontos tulajdonságával vannak kapcsolatban: az összenyomhatósággal (kompresszibilitással) és a kis viszkozitásból adódó csekély belső és külső súrlódási veszteségekkel.

A pneumatikus rendszerek főbb előnyei:

- a sűrített levegő kis viszkozitása és az ebből adódó csekély súrlódási veszteségek a csővezetékben nagy áramlási sebességeket (10...40 m/s) tesznek lehetővé,
- a fontosabb üzemi jellemzők, mint erő, forgatónyomaték, sebesség és fordulatszám széles tartományban egyszerű eszközökkel megváltoztathatók,
- a pneumatikus hajtások rugalmasak és túlterhelhetők,
- a robbanás- és tűzveszélyes helyeken is alkalmazhatók,
- a környezetet nem vagy csak kis mértékben szennyezik,
- kezelésük, szerelésük, javításuk és karbantartásuk egyszerű.

A pneumatikus rendszerek főbb hátrányai:

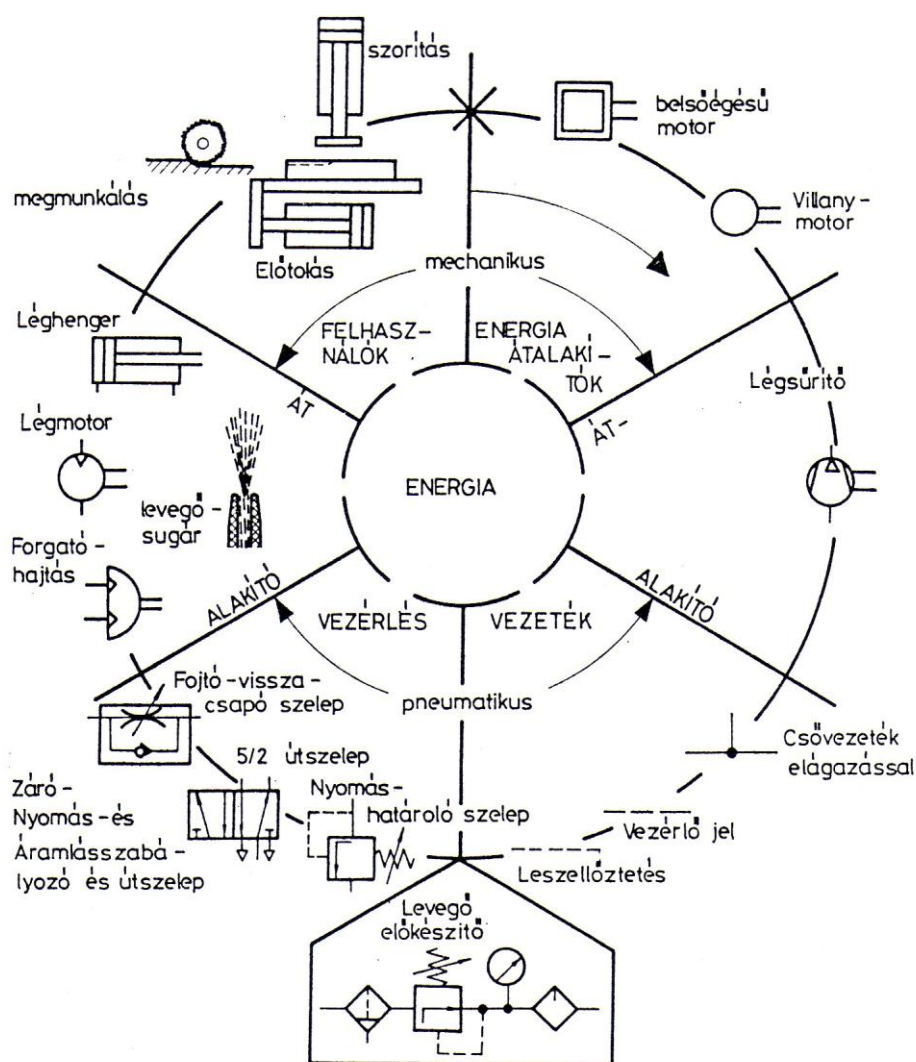
- nem, vagy csak korlátozott mértékben valósítható meg egyenletes, állandó sebességű, terheléstől független mozgás,
- a levegő szennyeződéseit és nedvességtartalmát el kell távolítani,
- a kiáramló levegő kellemetlen zajt kelt,
- a tápnyomás biztonsági okokból általában nem lépheti túl a 10 bart, így nagyobb erőigény esetén nagy helyigényű munkavégző elemek szükségesek,
- a pneumatikus elemek kenése érdekében a levegőt olajköddel dúsítják, aminek következtében az olaj a munkatérbe juthat és az egészségre ártalmas lehet,
- az energiaköltségek lényegesen nagyobbak, mint a villamos vagy hidraulikus hajtás esetében (rossz hatásfok),

- a gazdaságos üzem határa erőben 30 kN, nyomásban 1,0 MPa, munkahenger átmérőben 250 mm.

A pneumatikus erőátviteli rendszerek elemei:

- kompresszorok (légsűrítők),
- olaj- és vízleválasztók,
- légszárítók,
- léghálózat (csővezeték-rendszer),
- levegő-előkészítő tápegység (szűrő, nyomásszabályozó, olajozó),
- pneumatikus motorok (lineáris és forgó motorok),
- szelepek.

A 119. ábra a pneumatikus erőátviteli rendszer elemeit és elemcsoportjait, illetve az elemcsoportok helyét szemlélteti az energiaátalakítás folyamatában.



119. ábra. A pneumatikus erőátviteli rendszer elemei és elemcsoportjai, illetve az elemcsoportok helyét az energiaátalakítás folyamatában

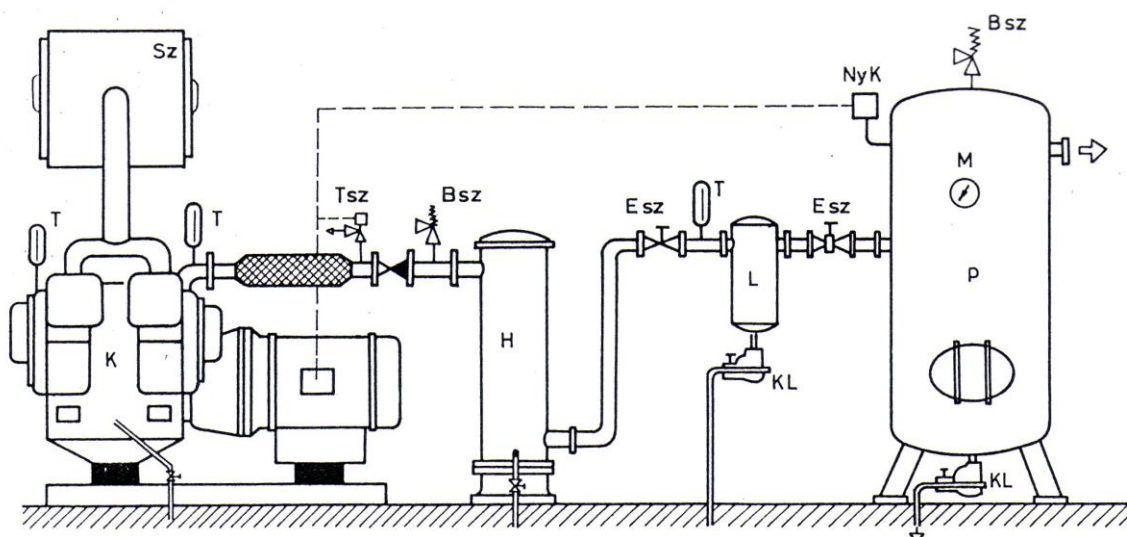
A folyamatban felhasznált villamos vagy kalorikus energiát villamos motorral, illetve belső égésű motorral átalakítják mechanikai munkává, amellyel kompresszort hajtanak, amivel sűrített levegőt állítanak elő. Ezt a közeget csővezetékkel juttatják el a felhasználás helyére. A jelvétel, jelfeldolgozás és jelátalakítás munkáját a pneumatikus vezérlő elemek, szelepek

végzik. Megbízható működésükhöz elengedhetetlen a sűrített levegő karbantartása, levegő-előkészítő alkalmazása. A cél valamely munkafolyamat végrehajtása és automatizálása. A mechanikus energia-felhasználók széles csoportját a megmunkálás, előtolás és szorítás példái képviselik. A sűrített levegő energiáját mechanikai munkává a pneumatikus motorok alakítják át. A **mozgás jellege szerint** a pneumatikus motorok lehetnek lineáris motorok (léghengerek), szakaszos és folyamatos forgó mozgást megvalósító forgató és forgó motorok (forgató hajtások és légmotorok). Egyes esetekben a kiáramló sűrített levegő közvetlenül végez mechanikai munkát. A pneumatikus motorok igénylik a sűrített levegő előkészítését.

A sűrített levegő előállítását kompresszorok végzik, amelyek a környezeti levegőt szívják be, és villamos vagy belső égésű motorok közreműködésével megfelelő nyomásra sűrítik.

A kompresszorok szerkezeti kialakítás szerint lehetnek (5.21 és 5.23 fejezet):

- dugattyúsak,
- csúszólapátosak,
- csavarosak,
- turbók,
- Root-fűvők.



120. ábra. A kompresszortelep berendezései és szerelvényei

Sz- szivószűrő; H- utóhűtő; P- levegőtartály; L- olaj- és vízleválasztó;
 KL- kondenzátum leeresztő; Bsz- biztonsági szelep; Esz- elzárószelep; M- nyomásmérő;
 T- hőmérő; NyK- nyomáskapcsoló, Tsz- tehermentesítő szelep; K- kompresszor

A sűrített levegőben levő **vízgőzt és olajködöt** el kell távolítani. Ezt a feladatot látják el a kompresszortelepek **olaj- és vízleválasztó edényei** (120. ábra). Ezek a berendezések az áramló levegő útjában elhelyezett terelőlapátokkal iránytörésre kényszerítik a levegőáramot vagy tangenciális bevezetéssel örvénylésre készítetik és a centrifugális erő az edény falára csapja a folyadékrészecskéket. A falakról lecsurgó olaj-víz emulzió az edény alján összegyűlik. Rendszeresen gondoskodni kell annak automatikus eltávolításáról.

A **légtartályból** a fogyasztó felé áramló levegő 100%-os páratartalmú, ezért ha hidegebb környezetbe vezetik, további vízkiválással kell számolni. A sűrített levegő felhasználás különleges eseteiben – pneumatikus szabályozás, légáramú anyagszállítás, szabadban üzemelő berendezések – ez a nedvességtartalom nem engedhető meg. Gondoskodni kell a levegő szárításáról, a harmatpont csökkentéséről. (A harmatpont a levegő azon legalacsonyabb hőmérséklete, amelynél a benne levő vizet gőz formájában megtartja.)

Levegőszárítási eljárások:

- abszorpciós,
- adszorpciós,
- hűtőrendszerű.

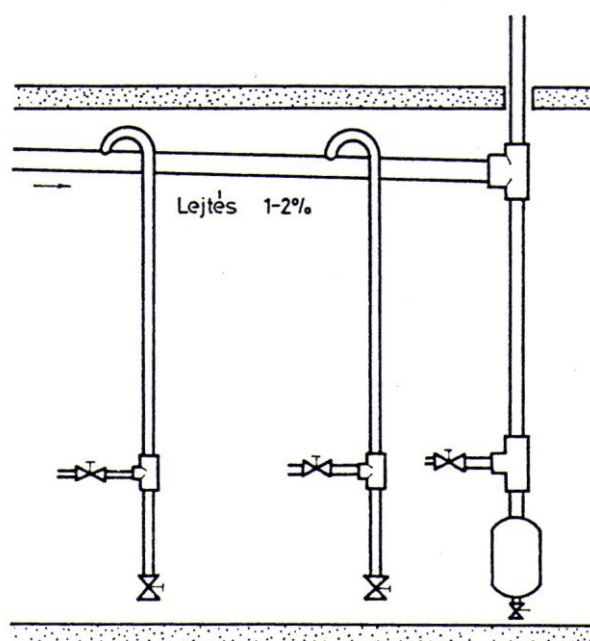
Az **abszorpciós** szárítás kémiai eljárás. A levegőt szárítóanyag rétegen vezetik át. Itt a vízgőz közvetlenül érintkezik a szárítóanyaggal, kémiai kapcsolatba kerülnek egymással, és a szárítóanyag fokozatosan elhasználódik. Gondoskodni kell a telített szárítóanyag eltávolításáról. Az **adszorpciós** szárítás fizikai eljárás, amely során a víz a szárítóanyag felületére tapad. A töltet porózus, nagy felületű anyag, amelyet telítődés után regenerálni lehet. Az adszorpciós szárítóknál ezért párhuzamosan két tartályt alkalmaznak, az egyik a levegőt szárítja, a másikat pedig regenerálják.

A **hűtőrendszerű légszárítónál** hűtőaggregáttal a sűrített levegőt 2...4 °C közötti hőmérsékletre hűtik le a hőcserélőben. Ezáltal a vízgőz és az olajköd nagy része kiválik, így a leválasztóban a levegőből kicsapható.

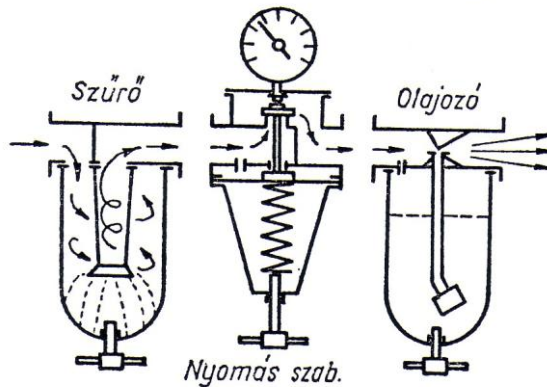
Az indokolatlan veszteségek elkerülése érdekében nagy gondot kell fordítani a levegőhálózat méretezésére, helyes kiépítésére, üzemeltetésére és karbantartására.

A **csővezetékrendszert** úgy kell méretezni, hogy a levegő áramlása során keletkezett legnagyobb nyomásesés ne haladja meg a 0,1 bart. Ügyelni kell arra is, hogy a csővezetékrendszer az áramlás irányában 1...2% lejtéssel rendelkezzen (121. ábra). Így lehetőség van a kondenzátum lefolyására. A vezetékek legmélyebb pontjaira vízgyűjtő edényeket kell elhelyezni és a kondenzátumot időnként le kell engedni.

A sűrített levegő felhasználás előtti tisztító és előkészítő műveletét külön tápegységben végzik (122. ábra). A sűrített levegő a csőhálózatból apró, szilárd szennyeződések (rozsa, reve stb.) ragad magával. Ezen kívül a levegő lehülése során kiváló vízrészecskéket is tartalmaz, ezért szükség van a fogyasztó előtti közvetlen tisztításra. Erre a célra **levegőszűrőket** alkalmaznak.



121. ábra. A csővezeték kialakítása a pneumatikus rendszerben



122. ábra. Levegő-előkészítő tápegység

A pneumatikus működtetésű berendezések számára a léghálózat nyomásingadozásaitól mentes állandó nyomású levegőt kell biztosítani. Így a tápegységben **nyomásszabályozó** is található (122. ábra).

Végül gondoskodni kell a pneumatikus berendezések csúszó felületeinek kenéséről, amelyet a sűrített levegőbe beadagolt olajköddel lehet megoldani.

A levegő-előkészítő tápegység rendszerint három egységből áll: szűrő, nyomásszabályozó és **olajozó**.

A szilárdanyag- és folyadékreszecskek leválasztása a szűrőben túlnyomóként áramlástechnikai úton történik. A pneumatikus motorok a sűrített levegő energiáját alakítják át mechanikai munkává. A munkavégzés egyenes vonalú vagy forgó mozgással történhet. Ennek megfelelően lineáris és forgó motorok vannak. A pneumatikus motorok felosztásának másik szempontja az energia hasznosításának módja. Eszerint megkülönböztethetők:

- a sűrített levegő nyomását hasznosító, a térfogat-kiszorítás elvén működő dugattyús motorok,
- az áramló levegő mozgási energiáját hasznosító pneumatikus motorok (ütőhengerek, légturbinák).

A térfogat-kiszorítás elvén működő **dugattyús motorok** a sűrített levegő statikus nyomását hasznosítják a munkavégzéshez szükséges erő, illetve nyomaték létrehozására.

A **légturbinák** nyomatéka aránylag csekély, így az alkalmazásuk csak az igen nagy fordulatszámok tartományára korlátozódik.

A pneumatikus rendszerekben a vezérlés feladatait a **szelepek** látják el. Szelepekkel határozzák meg az egyes végrehajtó szervek mozgásának irányát, sebességét, hatóerejét, működési sorrendjét stb.

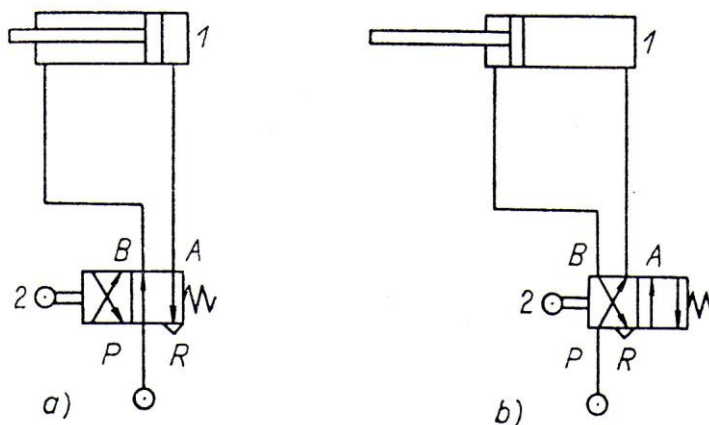
A szelepek működésmód szerinti felosztása:

- az áramlás irányát meghatározó szelepek,
- zárószelepek,
- az áramló levegő mennyiségét szabályozó szelepek,
- az áramló levegő nyomását meghatározó szelepek.

A szelepek működtetési mód szerinti csoportosítása:

- mechanikus és izomerővel,
- pneumatikusan,
- villamosan működtetett.

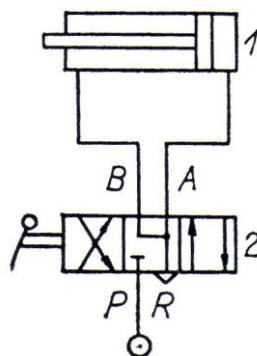
A pneumatikus és villamos működtetés távvezérlésre alkalmas.



123. ábra. A kettősműködésű munkahenger kétirányú mozgása
a) alaphelyzet; b) működési helyzet

A 123. ábra **kettősműködésű munkahenger** kétirányú mozgását szemlélteti. A vezérlés mechanikus működtetésű, görgős 4/2 útirányszeleppel történik, amelynek visszaállítását nyomórugó végzi.

Az a, részábra az 1 hengert a 2 szelepet alaphelyzetben ábrázolja, amikor a szelep nem működik. A P levegő a csatornán keresztül a dugattyúrúd oldali hengertérbe jutva, a dugattyút alaphelyzetben tartja, a dugattyúoldali hengertér az A vezetéken keresztül R irányban légtelenítve van. A b, ábra azt szemlélteti, hogy a szelep működtetésekor a P levegő az A csatornán keresztül a dugattyút terhelve kifelé halad. A másik hengertér a B vezetéken keresztül R irányban légtelenítve van.



124. ábra. A kettősműködésű munkahenger kétirányú mozgása 4/3 útirányszeleppel

A 124. ábra a kettősműködésű munkahenger kétirányú mozgását szemlélteti 4/3 **útirányszeleppel**. Kézzel működtetik, rugóval állítják vissza. A 2 szelep középpállásban az 1 henger mindkét oldalán légtelenített. A szelep jobbra vagy balra kapcsolásával a dugattyú mindkét irányban mozgatható.

9.2 A hidraulikus erőátviteli rendszerek

A hidraulikus erőátvitel elvi alapja a mechanikai energia olyan átalakítása, amelynek eredményeként a folyadék, mint közvetítő közeg továbbítja azt és a munkavégzés helyén egy

ismételt energiaátalakítással adott paraméterekkel bíró mechanikai energiát nyernek vissza, természetesen a veszteségekkel csökkentett mértékben.

A hidraulikus erőátvitellel kis szerkezeti méretekké nagy erők és nagy nyomatok vihetők át fokozatmentesen, hiszen a közvetítő közeg nyomása több száz baros lehet, szemben pneumatikus rendszer 6...10 baros levegőnyomásával. Ezzel szemben hátrányként a hidraulikus tápegység rossz hatásfoka és magas zajszintje jelentkezik, illetve a hidraulikus rendszernek különleges biztonságtechnikai követelményeket kell kielégíteni (éghető munkaközeg, nagy nyomás).

A hidraulikus erőátvitel két elvi változata:

- hidrosztatikus (térfogat-kiszorítás elvén működő),
- hidrodinamikus (áramlástan elvén működő).

9.21 A hidrosztatikus erőátvitel

A hidrosztatikus erőátvitelnél az energiaközvetítő folyadék (ún. munkafolyadék) nyomását követő szivattyú a mechanikai munkát hidraulikus energiává alakítja át. Majd a munkafolyadék nyomásából származó erő hatására a hidraulikus motor vagy az egyenes vonalban elmozduló hidraulikus munkahenger megfelelően átalakított mechanikai munkát ad vissza.

A **hidrosztatikus erőátvitel** két energetikai egységből (szivattyú és hidraulikus motor), a két egységet összekötő csővezetékéből, a csővezetékbe épített szabályozó-, irányító-, biztonsági elemekből és a szükséges segédberendezésekből (szűrő, hűtő, olajtartály stb.) álló körfolyamat.

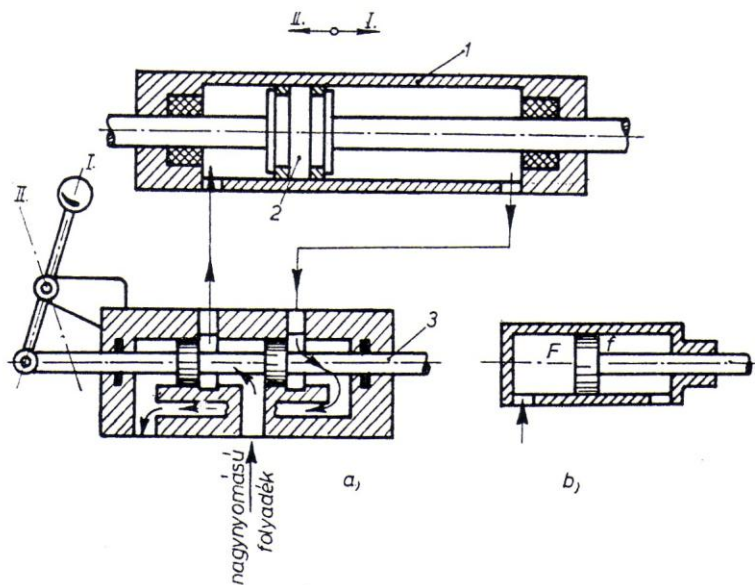
A korszerű hidrosztatikus hajtások egyik legnagyobb előnye, hogy elemeinél a forgatónyomaték és a tehetetlenségi nyomaték hányadosa igen nagy, azaz aránylag nagy gyorsulásokra képes, vagyis **reagálási érzékenységük nagy**. Előnyeikhez tartozik a gyors kapcsolási és átvezérlési lehetőség, a haladási, illetve forgásirány könnyen változtatható. Kedvezőek a hűtési lehetőségek, a hajtómű elemei egymástól jelentős távolságban lehetnek, kezelése egyszerű. Az áttételek folyamatosan szabályozhatók, üzembiztos és kicsi a balesetveszély.

Legnagyobb hátránya, hogy az átvihető teljesítmény erősen korlátozott. A felső teljesítményhatárt az alkalmazott nyomások növelésével emelik.

A **hidromotorok** két csoportba oszthatók:

- forgó mozgást létrehozó hidromotorok (ezek általában a szivattyúk megfordítottjai),
- haladó mozgást végző gépek.

Utóbbinál a nagynyomású olaj egy dugattyút és egy hengert mozgat el egymáshoz képest (125. ábra).



125. ábra. A dugattyú és henger mozgása egymáshoz képest
 a) kétoldali dugattyúrudas, b) egyoldali dugattyúrudas (differenciáldugattyús)
 1- henger; 2- dugattyú; 3- vezérlő tolattyú

A haladó mozgást megvalósító hidromotor hengerből és dugattyúból áll. Ennek az egyes irányokban való mozgását a vezérlő tolattyú szabályozza. A munkafolyadék nyomásának és a dugattyú felületének szorzata tart egyensúlyt a terheléssel. A dugattyú sebességének szabályozása pedig a folyadékmennyiség szabályozásával történik. A dugattyú hasznos felülete:

$$A_d = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}, \text{ ahol}$$

D – a dugattyú, illetve a henger átmérője,
 d – a dugattyúrúd átmérője.

Az erőkifejtés:

$$F = A_d \cdot p, \text{ ahol}$$

p – a hidraulikus rendszer olajnyomása.

A dugattyúsebesség:

$$v = \frac{q}{A_d}, \text{ ahol}$$

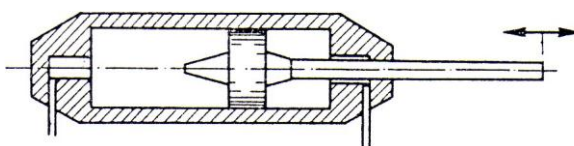
q – a vezérlő tolattyú által biztosított térfogatáram (m³/s).

A szerszámgépek asztalmozgatásánál gyakran használnak differenciáldugattyús (125b ábra) megoldást. Ilyenkor a dugattyú két oldalának hasznos felülete különböző, $A_{1d} \neq A_d$. Ha a két

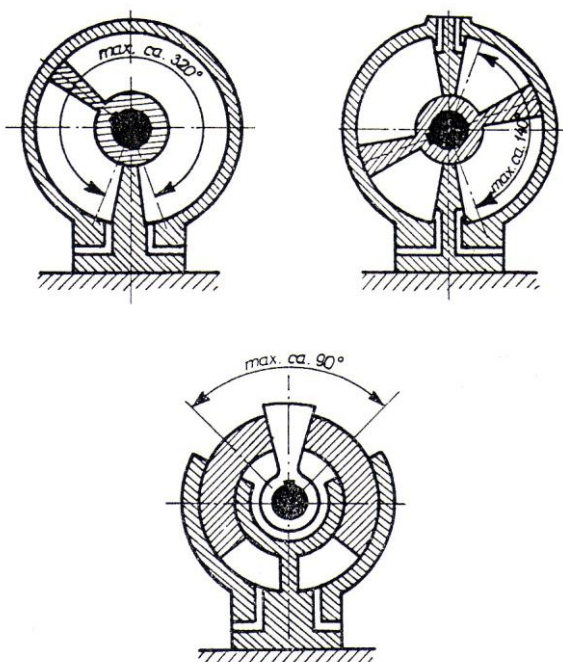
különböző irányban történő haladáskor a q térfogatáram azonos, akkor $q = v_1 \cdot A_{d1} = v_2 \cdot A_{d2}$ alapján a két haladási sebesség aránya:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_{d2}}{A_{d1}}$$

A dugattyú sebessége a q szabályozásával változtatható. Ezt használják fel annak megakadályozására, hogy a dugattyú végállásban a hengerfalhoz verődjék. A 126. ábra szerinti kivitelnél a dugattyú mindkét oldalához enyhe kúposágú ($2^\circ \sim 3^\circ$) fojtóttest csatlakozik és ezek, a végállások felé közeledve, a kiömlőnyílásokba hatolva, azt fokozatosan fojtják.



126. ábra. Hidraulikus munkahenger fojtóttestekkel



127. ábra. Forgó-lengő mozgást biztosító hidraulikus motorok

A forgó-lengő mozgást végző hidraulikus motorok korlátozott szögelfordulású váltakozó forgásértelmű mozgások előállítását biztosítják (127. ábra).

A hidrosztatikus hajtások szabályozó, irányító és vezérlő elemei a munkaközvetítő folyadék nyomását, mennyiségét és a folyadék áramlásának útját megszabó elemek.

A **nyomásszabályozók** feladata a berendezésben – esetleg annak csak egy részében – a munkafolyadék nyomásának meghatározott értéken való tartása. Ide tartoznak a nyomáshatároló és biztosító szelepek, túlfolyó szelepek merev és beállítható kivitelei, továbbá a be- és kikapcsoló elemek.

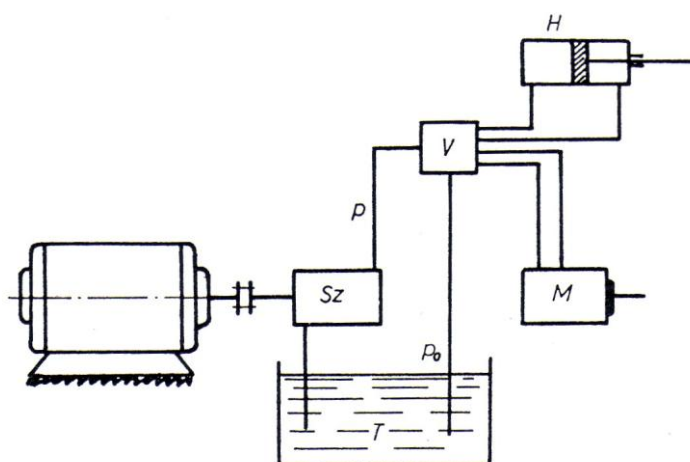
A **mennyiség szabályozók** feladata a térfogatáram beállítása, ezért áramszabályozónak is nevezik azokat. A mennyiség szabályozás fojtással történik. A fojtás lehet állandó és állítható.

A legtöbb áramszabályozó változtatható. A fojtással való szabályzás hátrányos tulajdonsága, hogy az átáramló mennyiség a viszkozitás függvénye.

Az **áramlás irányát, útját** vezérlő elemek azt biztosítják, hogy

- a hidraulikus folyamatot vagy annak egy részét megindítsák vagy leállítsák,
- a munkavégző szervek mozgási értelmét megváltoztassák,
- a munkafolyadék rendszeren belüli áramlási útját megszabják, terek töltését, illetve ürítését különböző sorrendben és rendszerben való összekapcsolását biztosítják,
- szükség szerint csak egyirányú áramlást engedjenek meg.

Az utolsó csoport kivételével általában tehermentesített tolattyúkról van szó, amelyeket el- és hozzávezető nyílásokkal ellátott házban helyeznek el, és axiális irányú eltolásuk vagy elforgatásuk révén hajtják végre feladatukat.

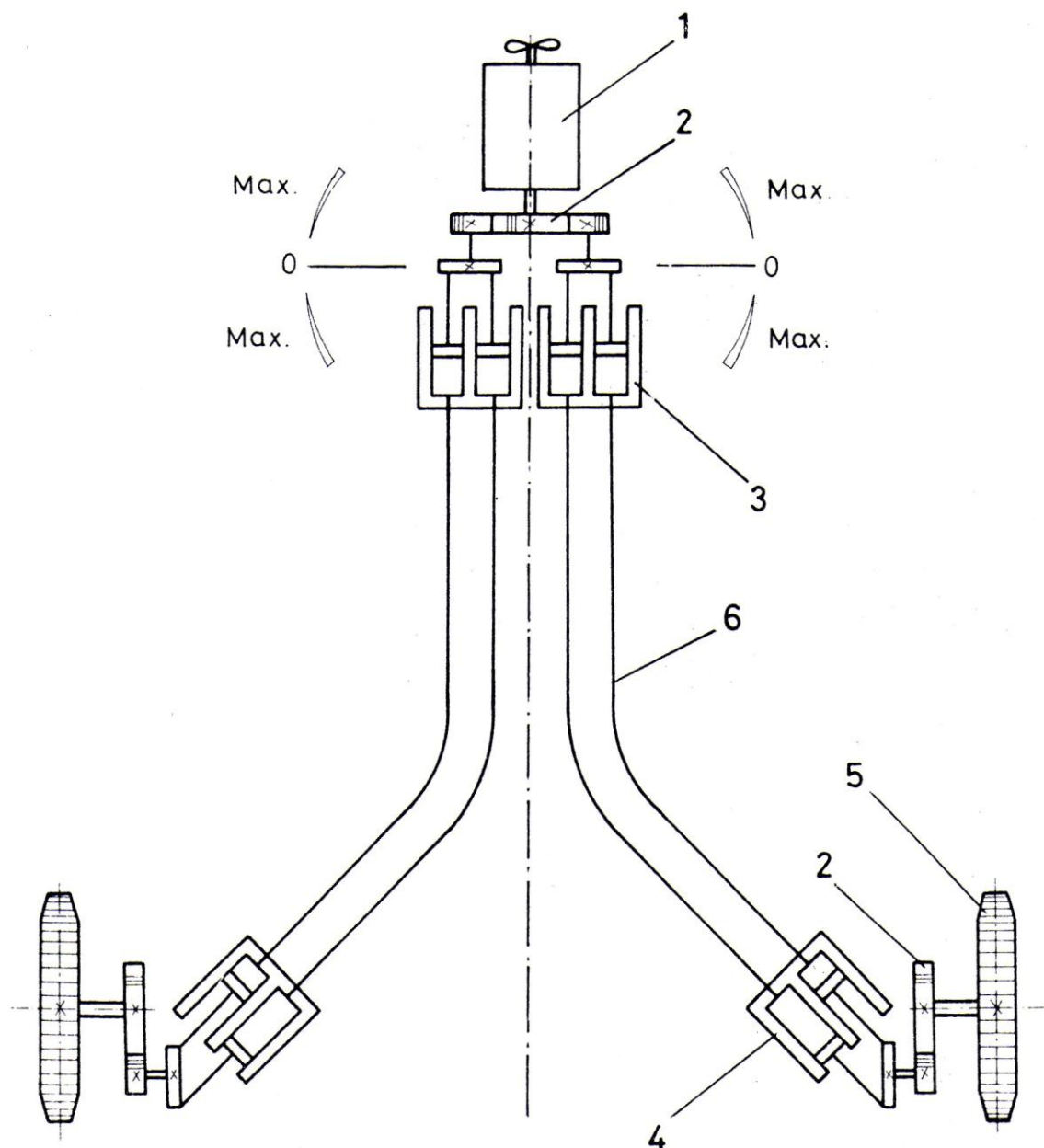


128. ábra. A hidrosztatikus körfolyamat egyszerűsített elvi sémája
Sz- szivattyú; V- szabályozóelem; H- munkahenger, M- motor; T- tartály

Az ún. **hidrosztatikus körfolyamat** egyszerűsített elvi sémáját a 128. ábra szemlélteti. Eszerint a hajtógép teljesítményét a szivattyúval nyomás alá helyezett munkafolyadék közvetíti. A rendszerben a szabályozóelem gondoskodik arról, hogy a motorokat a feladatnak megfelelően működtesse. Munkát kifelé a munkahenger, illetve a forgó mozgást előállító motor végezhet. A körfolyam végül a T tartályon keresztül zárul.

A hidrosztatikus körfolyamatok ábrázolásához egyezményes rajzjeleket alakítottak ki.

A hidrosztatikus körfolyam két jellegzetes változata az ún. nyitott és zárt körfolyam. Egy körfolyamatot akkor tekintenek nyitottnak, ha azt légköri nyomású tartály szakítja meg, azaz a szivattyú ilyen tartályból szív, és a munkavégzés után a munkaközeg e tartályba kerül vissza. Ezzel szemben zárt az a körfolyam, amelyet ilyen tartály nem szakít meg, a munkaközeg a munkavégzés után magába a szivattyúba jut a motorból vissza. Ebben a rendszerben is található egy légköri nyomású tartály, ez azonban a körfolyamban nem vesz részt, csupán a munkafolyadék tárolását biztosítja, ahonnan az elszívargások miatt fellépő folyadékvesztés pótolható.

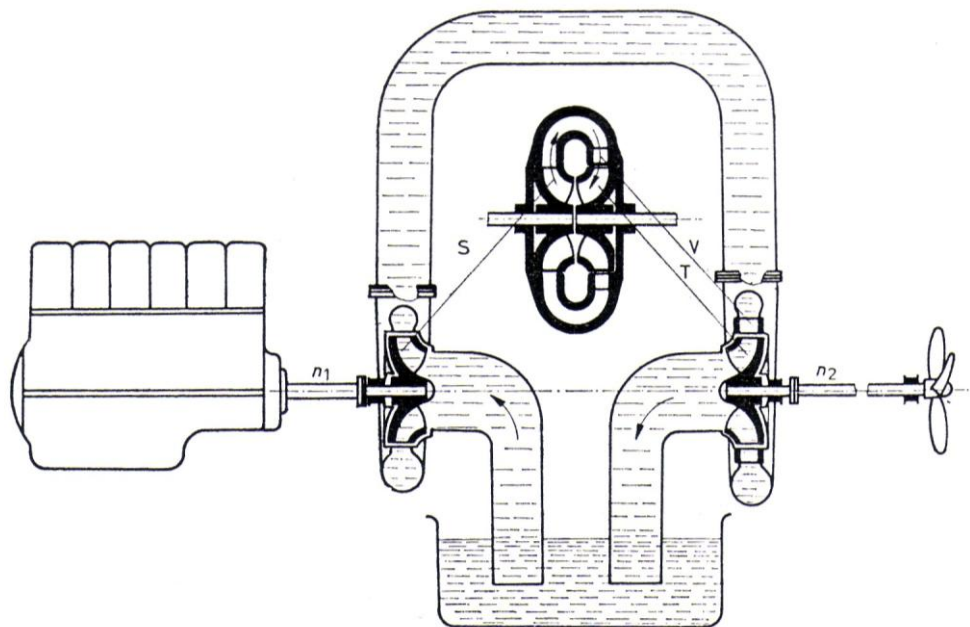


129. ábra. A láncalpas járószerkezetű rakodógép hidrosztatikus erőátvitelének egyszerűsített működési vázlata
 1- belső égésű motor; 2- fogaskerék-hajtás, 3- hidraulikus szivattyú;
 4- hidraulikus motor; 5- hajtott lánckerék; 6- hidraulikus csővezeték

A hidrosztatikus hajtást gyakran használják nagy tömegű építőipari gépek (kotró-, rakodó-, tologépek stb.) járószerkezetének hajtására. A 129. ábra **láncalpas járószerkezetű rakodógép** egyszerűsített működési vázlatát szemlélteti. A belső égésű motor a nyomatékeltoló fogaskerék-áttételen keresztül két, egymástól függetlenül működtetett axiáldugattyús szivattyút hajt. Mindegyik szivattyú térfogatáramát a ferdetárcsaelven kialakított karral vezérlik, és az olajat merev csővezetéken és tömlőn keresztül vezetik a hidraulikus motorhoz. A ferdetárcsás vezérlés mechanizmusából adódóan a menetirányító kar semleges helyzetében a szivattyúk ferdetárcsái „nulla” állásban vannak, azaz a szivattyúk nem szállítanak olajat a hidraulikus motorokhoz, és a járószerkezet láncágai mozdulatlanok. A menetirányító-kar egyik vagy másik irányú elmozdításával a magas energiaszintű olaj az axiáldugattyús hidraulikus motort forgásba hozza és fordulatszám-csökkentő

fogaskerék-hajtáson át a járószerkezetet hajtó lánckereket forgatja. Ha az egyik hajtott lánckerék előre, a másik ugyanolyan fordulatszámú hátrafelé forog, akkor a rakodógép „helyben” megfordul, ami ún. jó manőverező képességet tesz lehetővé.

9.22 A hidrodinamikus erőátvitel

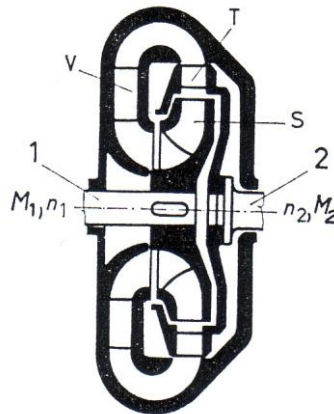


130. ábra A hidrodinamikus erőátvitel elve
S- szivattyú; T- turbina; V- vezetőkoszorú

A hidrodinamikus erőátvitel működési elvét a 130. ábra szemlélteti. Az erőgép egy, a fordulatszámának és teljesítményének megfelelően méretezett szivattyút hajt. Így az erőgép a szivattyún átfolyó cseppfolyós közeg – általában kis viszkozitású olaj, ritkábban víz – energiatartalmát növeli. A megnövelt energiatartalmú folyadék a turbinát hajtja, amely alkalmas módon a munkagéphez van kapcsolva. Ily módon – a villamos erőátvitelhez hasonlóan – mechanikai kapcsolat nélküli erőátvitelt hoznak létre. Az ábra felső középrészén látható ezen elvi megoldásnak a gyakorlat számára igen előnyösen kialakított tényleges vázlata. A két-két lapátkoszorú, a szivattyú és a turbina közös házban helyezkedik el. Az elrendezés előnye, hogy elmarad a csővezeték, így nincs csővezeték-veszteség, a szivattyúból kilépő folyadék közvetlenül a turbinarészre vezethető, így a sebességi energiának a potenciális energiává alakításával és visszaalakításával járó veszteségek elmaradnak. Nincs kilépési veszteség, mert a turbinából kilépő folyadékot közvetlenül a szivattyúkerékhez vezetik vissza. Ezek az előnyök eredményezik, hogy egy ilyen, szivattyúból, turbinából és vezetőkerékből álló gépcsoport hatásfoka a 85...90%-os csúcserőteljesítményt is eléri, sőt hidrodinamikus tengelykapcsoló esetében a 98...99%-ot is.

Az előbbieken vázolt hidrodinamikus erőátvitelnek két fő szerkezeti megoldása van; ezek a **Föttinger** stettini hajógyári gépészmérnök (később berlini műegyetemi tanár) által 1905 és 1909 között feltalált, illetve kifejlesztett **hidrodinamikus nyomatékváltó** és **hidrodinamikus tengelykapcsoló**. Ezekből, illetve ezeknek fogaskerékes hajtóművekkel való legkülönbözőbb kombinációiból épülnek fel a különböző hidrodinamikus hajtóművek.

9.221 A hidrodinamikus nyomatékvtó



131. ábra. A hidrodinamikus nyomatékvtó szerkezeti felépítése
1- szivattyútengely; 2- turbinatengely; S- szivattyúkerék;
T- turbinakerék; V- vezetőkoszorú

A hidrodinamikus nyomatékvtó szerkezetének elvi vázlatát a 131. ábra szemlélteti. Az erőgép a szivattyútengelyen keresztül n_1 fordulatszámmal hajtja a szivattyúkereket, amely a nyomatékvtó töltőfolyadékát a turbinakeréken áthajtva azt n_2 fordulatszámmal forgatja. A folyadék a vezetőkoszorún keresztül jut vissza a szivattyúhoz.

A nyomatékvtó hasznos teljesítménye $P_2 = M_2 \cdot \omega_2$, míg a motoroldalról bevezetett teljesítmény $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$, ahol M_1 és M_2 a szivattyúoldali, illetve a turbinaoldali tengelyen mérhető nyomaték.

Ezekből következően a nyomatékvtó hatásfoka:

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}$$

Az

$$\frac{M_2}{M_1} = k$$

nyomatékáttétel (nyomatékmódosítási tényező) és az

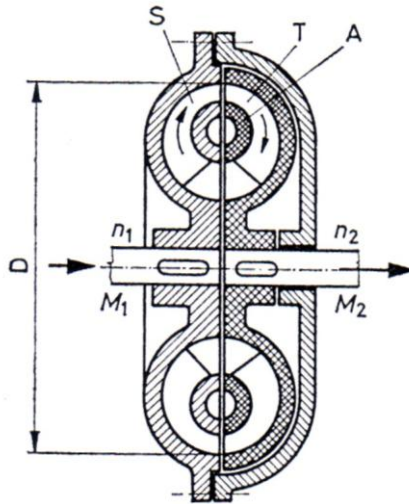
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i$$

kinematikai áttétel (fordulatszám-módosítási tényező) bevezetésével

$$\eta = k \cdot i.$$

A nyomatékvtónak az erőgép és a munkagép közé való beiktatása révén előálló üzemi viszonyokat a nyomatékvtó jelleggörbéinek ismeretében, illetve a jelleggörbéknek a munkagép és a hajtómotor jelleggörbéivel történő egybevetése révén lehet meghatározni.

9.222 A hidrodinamikus tengelykapcsoló



132. ábra. A hidrodinamikus tengelykapcsoló szerkezeti felépítése
S- szivattyúkerék; T-turbinakerék; A- vezetőmag

A hidrodinamikus tengelykapcsoló a hidrodinamikus nyomatékvtó különleges változata, abból a vezetőkoszorú elhagyásával származtatható. Szerkezeti felépítését és működési elvét a 132. ábra szemlélteti.

A szivattyúkerék radiális, általában sík lapátos, a motortengellyel közvetlen kapcsolatban van. (A szivattyúkerék egyben a tengelykapcsoló egyik házfelét is képezheti.) Vele szemben van a turbinakerék elhelyezve, amelynek lapátosága hasonló a szivattyúéhoz. Az A vezetőmagot egyes tengelykapcsoló-szerkezetnél el is hagyják.

A hidrodinamikus tengelykapcsolóban a nyomatékegyenlet szerint

$$M_1 + M_2 = 0$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka:

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i.$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka a ki- és bemeneti fordulatszámok arányával, az i fordulatszám-módosítási tényezővel fejezhető ki.

Tengelykapcsolóknál az

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

fordulatszám-módosítás helyett az

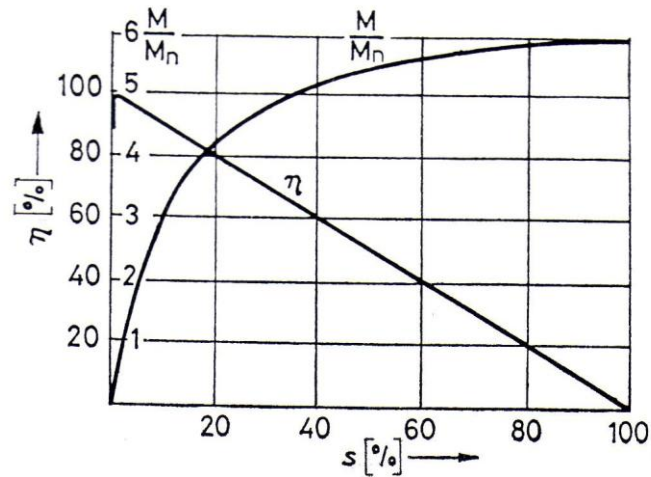
$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i$$

kifejezéssel definiált **csúszás (szlip) értéket** használják az üzemállapotok meghatározására.

A **hatásfok** a fenti összefüggések figyelembe vételével

$$\eta = 1 - s.$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló legfontosabb üzemi tulajdonságai a jelleggörbékől olvashatók ki.



133. ábra. A hidrodinamikus tengelykapcsoló jelleggörbéi a csúszás függvényében

A 133. ábra a csúszás függvényében ábrázolja az M/M_n nyomatékviszony és az η hatásfok változását állandó n_1 motoroldali fordulatszám függvényében.

Az ábrából látható, hogy ha M_n értékűre veszik fel az üzemi (névleges) nyomatékot (amire a tengelykapcsolót méretezik, hogy azt tartós üzemben, általában 2...3% csúszás mellett át tudja vinni), akkor a 100%-os csúszáshoz tartozó nyomaték az üzemi nyomaték hatszoros (esetleg nyolcszoros) értékét is elérheti a szerkezeti kialakítástól függően.

A hidrodinamikus tengelykapcsolónak jelenleg sokféle szerkezeti változata ismert, amelyek a munkatérben kialakuló áramlást befolyásoló feltételekben különböznek egymástól (meridiánmetszet, lapátozás, töltöttség, szabályozhatóság).

10. AZ ÁBRÁK FORRÁSANYAGAI

1. ábra. Szőnyi Jenő: Gépek üzemtana. Egyetemi jegyzet. Veszprémi Egyetem, Veszprém, 1990. 1 ábra alapján
2. ábra. Szőnyi Jenő: 7. ábra alapján
3. ábra. Szőnyi Jenő: 5. ábra
4. ábra. Szőnyi Jenő: 2. ábra alapján
5. ábra. Saját szerkesztés
6. ábra. Saját szerkesztés
7. ábra. Szőnyi Jenő: 9. ábra
8. ábra. Szőnyi Jenő: 10. ábra
9. ábra. Szőnyi Jenő: 13. ábra
10. ábra. Dr. Terplán Zénó – Dr. Lendvay Pál: Általános géptan. Egyetemi jegyzet. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1993. 2.3. ábra
11. ábra. Dr. Terplán Zénó: 2.4. ábra
12. ábra. Dr. Terplán Zénó: 5.19. ábra
13. ábra. Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983. 3.3. alapján
14. ábra. Pattantyús Á. Géza: 3.6. ábra
15. ábra. Dr. Terplán Zénó: 4.2. ábra
16. ábra. Kósa Levente – Lukenics Jánosné – Verba Attila: Vegyipari géptan II. Műegyetemi Kiadó, Budapest, 1997. 2.20. ábra
17. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.23. alapján
18. ábra. Dr. Terplán Zénó: 4.7. ábra
19. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.22. ábra
20. ábra. Dr. Terplán Zénó: 4.12. ábra alapján
21. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.28. ábra
22. ábra. Dr. Horváth Iván – Valasek István: Általános géptan és anyagmozgatás gépei II. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979. 3. ábra alapján
23. ábra. Dr. Horváth Iván: 4. ábra alapján
24. ábra. Dr. Horváth Iván: 5. ábra alapján
25. ábra. Dr. Horváth Iván: 6. ábra alapján
26. ábra. Dr. Horváth Iván: 7. ábra alapján
27. ábra. Dr. Terplán Zénó: 4.18. ábra alapján
28. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 4.20. ábra alapján
29. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 4.21. ábra alapján
30. ábra. Dr. Varga József szerk.: Hidraulikus és pneumatikus gépek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974. III. 2.-1. ábra
31. ábra. Saját szerkesztés
32. ábra. Dr. Varga József: III.2.17. ábra
33. ábra. Dr. Terplán Zénó: 6.16. ábra
34. ábra. Dr. Terplán Zénó: 6.17. ábra
35. ábra. Dr. Terplán Zénó főszerk.: „Pattantyús” gépész- és villamosmérnökök kézikönyve. 4. Energiafejlesztő és szállítógépek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1962. 17.1. ábra
36. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.37. ábra
37. ábra. Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.38. ábra
38. ábra. Dr. Terplán Zénó: 6.20. ábra
39. ábra. Vajtai György: Gépészeti ismeretek II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1981. 96. ábra
40. ábra. Vajtai György: 97. ábra
41. ábra. Vajtai György: 98. ábra

42. ábra. Dr. Varga József: III. 2-3. ábra
 43. ábra. Vajtai György: 100. ábra
 44. ábra. Vajtai György: 101. ábra
 45. ábra. Saját szerkesztés
 46. ábra. Pattantyús Á. Géza: 3.104. ábra alapján
 47. ábra. Dr. Terplán Zénó: 6.27. ábra
 48. ábra. Vladimír Chlumský: Dugattyús kompresszorok. Tankönyvkiadó, Budapest, 1967.
 5.1. ábra
 49. ábra Vladimír Chlumský: 5.2. ábra
 50. ábra Vladimír Chlumský: 5.3. ábra
 51. ábra Vladimír Chlumský: 5.8. ábra alapján
 52. ábra Dr. Varga József: III. 5-7. ábra alapján
 53. ábra Dr. Varga József: III. 5-8. ábra alapján
 54. ábra Dr. Varga József: III. 5-9. ábra alapján
 55. ábra Pattantyús Á. Géza: 3.100. ábra
 56. ábra Pattantyús Á. Géza: 3.101. ábra
 57. ábra Pattantyús Á. Géza: 4. 90. ábra
 58. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.91. ábra
 59. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.1. ábra alapján
 60. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.97. ábra
 61. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.98. ábra
 62. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.99. ábra
 63. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.100. ábra
 64. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.102. ábra
 65. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.92. ábra
 66. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.93. ábra
 67. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.103. ábra
 68. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.104. ábra
 69. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.105. ábra
 70. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.107. ábra
 71. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.108. ábra
 72. ábra Geowatt Kft. (Békéscsaba) prospektusa
 73. ábra Geowatt Kft. (Békéscsaba) prospektusa
 74. ábra Dr. Nagy Géza: Ábragyűjtemény Általános géptan c. tantárgy szerkezetani részéhez
 I. Ybl Miklós Műszaki Főiskola, Debrecen, 1993. 45. oldal, 8. ábra.
 75. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.33. ábra
 76. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.40. ábra
 77. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.24a, ábra
 78. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.46. ábra
 79. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.50. ábra
 80. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.16. alapján
 81. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.17. alapján
 82. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.18. ábra
 83. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.70. ábra
 84. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.78. ábra
 85. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.79. ábra
 86. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.80. ábra
 87. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.19. ábra alapján
 88. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.81. ábra
 89. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.88 részábra
 90. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.22. ábra

91. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.23. ábra
92. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.24. ábra
93. ábra Pattantyús Á. Géza: 4.89. ábra
94. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.25. ábra
95. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.26. ábra
96. ábra Füzy Olivér: Áramlástani gépek és rendszerek. Tankönyvkiadó, Budapest, 1991. 58.3. ábra
97. ábra Füzi Olivér: 58.6 alapján
98. ábra Polinszky Károly főszerk.: Műszaki lexikon. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1970. 204. oldalon levő ábra.
99. ábra Füzi Olivér: 59.1. ábra
100. ábra Pattantyús Á. Géza: 3.97. ábra
101. ábra Pattantyús Á. Géza: 3.98. ábra
102. ábra Dr. Terplán Zénó: 7.31. ábra
103. ábra Patay István: A szélenergia hasznosítása. Szaktudás Kiadó Ház, Budapest, 203. 8. ábra
104. ábra Patay István: 46. ábra
105. ábra Patay István: 59. ábra
106. ábra Technika, XXXVIII. évf. 6-7. sz. 1994. június-július 20. oldalon levő ábra
107. ábra Technika, 20. oldalon levő ábra
108. ábra A modern technika kézikönyve. Magyar Könyvklub, Budapest, 1999. 108. oldalon levő ábra.
109. ábra A modern technika kézikönyve. 109. oldalon levő ábra
110. ábra Barbara Cork – Struan Reid: A tudomány nagy enciklopédiája. Aquila. 29. oldalon levő ábra
111. ábra Pattantyús Á. Géza: 6.1. ábra
112. ábra Pattantyús Á. Géza: 6.2. ábra
113. ábra Pattantyús Á. Géza: 6.3. ábra
114. ábra Pattantyús Á. Géza: 6.4. ábra
115. ábra Pattantyús Á. Géza: 6.7. ábra
116. ábra Dr. Kas János- Hársfalvi Lajos: Hidraulikus-pneumatikus hajtások. Tankönyvkiadó, Budapest, 1988. 4.4. ábra
117. ábra Dr. Kas János: 4.30. ábra
118. ábra Dr. Kas János: 4.32. ábra
119. ábra Dr. Varga József: IV. 3-4. ábra
120. ábra Dr. Varga József: IV. 3-24. ábra
121. ábra Dr. Varga József: IV. 3-25. ábra
122. ábra Füzy Olivér: 100.2. ábra
123. ábra Füzy Olivér: 100.3. ábra
124. ábra Füzy Olivér: 100.5. ábra
125. ábra Füzy Olivér: 100.6. ábra
126. ábra Dr. Juhász Ferenc – Dr. Nagy Géza: Ömlesztett anyagok rakodógépei. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1985. 215. ábra
127. ábra Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.123. ábra
128. ábra Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.124. ábra
129. ábra Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.127. ábra
130. ábra Dr. Pattantyús Á. Géza: 3.128. ábra

11. FELHASZNÁLT IRODALOM

1. Chlumský, Vladimír: Dugattyús kompresszorok. Tankönyvkiadó, Budapest, 1967.
2. Cork, Barbara – Reid, Struan: A tudomány nagy enciklopédiája. Aquila.
3. Füzi Olivér: Áramlástan gépek és rendszerek. Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
4. Horváth Iván – Valasek István: Általános géptan és anyagmozgatás gépei II. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979.
5. Juhász Ferenc – Nagy Géza: Ömlesztett anyagok rakodógépei. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1985.
6. Kas János – Hársfalvi Lajos: Hidraulikus-pneumatikus hajtások. Tankönyvkiadó, Budapest, 1988.
7. Kósa Levente – Lukenics Jánosné – Verba Attila: Vegyipari géptan II. Műegyetemi Kiadó, Budapest, 1997.
8. Nagy Géza: Ábragyűjtemény Általános géptan c. tantárgy szerkezeti részéhez I. Ybl Miklós Műszaki Főiskola Debrecen, 1993.
9. Patay István: A szélenergia hasznosítása. Szaktudás Kiadó Ház, Budapest, 2003.
10. Pattantyús Á. Géza: Általános géptan. Tankönyvkiadó, Budapest 1950.
11. Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
12. Polinszky Károly főszerk.: Műszaki lexikon. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1970.
13. Szőnyi Jenő: Gépek üzemtana. Egyetemi jegyzet. Veszprémi Egyetem, Veszprém 1990.
14. Terplán Zénó – Lendvay Pál: Általános géptan. Egyetemi jegyzet. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1993.
15. Terplán Zénó főszerk.: „Pattantyús” gépész- és villamosmérnökök kézikönyve. 4. Energiafejlesztő és szállítógépek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1962.
16. Vajtai György: Gépészeti ismeretek II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1981.
17. Varga József szerk.: Hidraulikus és pneumatikus gépek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974.
18. A modern technika kézikönyve. Magyar Könyvklub, Budapest, 1999.

12. NÉVMUTATÓ

Bánki Donát; 91, 110 (1859-1922)
Benoit Fourneyron; 109
Carl Gustav de Laval; 85
Ch. A. Parsons; 31
Csonka János; 91
Faustus Verantius; 116
Felix Wankel; 96
Föttinger; 143
Jendrassik György; 100
Kaplan Viktor; 113
Konstantin Ciolkovszkij; 108
Lendvay Pál; 11
Nicolaus August Otto; 90 (1832-1891)
Osborn Reynolds; 29 (1842-1912)
Pabs von Ohain; 108
Pattantyús Ábrahám Géza; 11
Robert H. Goddar (1882-1945); 108
Rudolf Diesel; 93
Szergej Koroljev; 108
Terplán Zénó; 11
Werner von Braun; 108
William Congrave; 108

13. TÁRGYMUTATÓ

A,Á

abszorpciós hőszivattyú, 84
 abszorpciós hűtőgép, 79, 81
 adiabata, 60
 adiabatikus állapotváltozás, 39, 40, 61
 adiabatikus hőesés, 87
 adiabatikus hőesés (gőz- és gázturbinánál), 104
 akciós turbina, 88, 89
 állapotváltozás energiaegyenlete, 72
 áramlási veszteség, 34, 51, 54, 86, 97
 áramlástan, 25
 áramtermelő aggregát, mint gépcsoport, 16
 arányossági tényező (veszteségtényező), 34
 átlagos hatásfok, 18, 54
 atomerőmű, 120, 121
 atomreaktor, 121
 axiális átömlésű ventilátor, 64

B

Babcock-Wilcox (BW) kazán, 73
 Bánki-turbina, 110
 belső égésű motor, 90, 93, 96, 97, 98, 100, 129, 133, 142
 benzinmotor fajlagos fogyasztása és hatásfoka, 20
 Bernoulli-egyenlet, 29, 30, 31, 34, 119
 besugárzott kazán, 74, 75
 bevezetett teljesítmény, 17, 51, 52, 54, 61, 66, 144
 biztonsági szelep, 70, 71, 72, 134
 Blasius-képlet, 35
 Boyle-Mariotte-féle gáztörvény, 38

C

Carnot-körfolyamat, 80
 centrifugálszivattyú, 52, 54, 71
 Curtis-turbina, 88

Cs

csavarkompresszor, 67
 csavarszivattyú, 55, 67
 Csavarszivattyú, 56
 csőszűrlődési tényező, 34
 csúszólapátos kompresszor, 67
 csúszólapátos szivattyú, 55

D

Dalton-törvény, 82
 diffúzor, 30, 31, 52, 54, 68
 dízelmotor, 91, 93, 94, 99, 132
 dugattyús gőzgép, 85
 dugattyús kompresszorok, 59, 60, 63, 68
 Dugattyús kompresszorok, 148, 150
 dugattyús szivattyú, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52
 dugattyús vákuumszivattyú, 68

E,É

effektív motorteljesítmény, 95
 effektív teljesítmény, 104

egyfokozatú dugattyús kompresszor, 60
 egyszeres működésű dugattyús szivattyú, 46
 egytengelyű gázturbina, 103
 elméleti hőesés (gőzturbinánál), 90
 előkamrás, örvénykamrás, légkamrás motor, 94
 elsődleges energiaforrások, 13
 energia megmaradásának törvénye, 29
 energiaáram, 17
 energiafajták, 13
 entrópia, 43
 erőgép, 14, 15, 18, 126, 128, 143, 144
 erőgép energiaáram-ábrája, 17
 erőimpulzus, 32
 erőművi gázturbina, 102
 erőtartó jelleggörbe, 125, 126
 expanzió, 38, 39, 60, 61, 72, 79, 87, 91, 93

F

fajlagos entalpiának, 41
 fajlagos entrópia, 43, 44, 45, 71
 fajlagos fogyasztás, 19, 99
 fajlagos helyzeti energia, 25
 fajlagos hőfogyasztás, 20
 fajlagos hőfogyasztást, 41
 fajlagos hőtartalom, 41
 fajlagos mozgási energia, 29
 fajlagos munkaképesség, 29
 fajtérfogat (fajlagos térfogat), 37, 38, 42, 79
 feltöltő (turbófeltöltő), 95
 ferdecsovés kazán, 74
 fogaskerék-szivattyú, 55
 Fogaskerék-szivattyú, 57
 folyadék hő, 71
 folyadékmeleg, 41, 42
 folyadékszállítási görbe, 48, 49
 folytonossági (kontinuitási) tétel, 30
 fordulatszám, 14, 23, 24, 50, 51, 52, 55, 61, 63, 67, 85, 86, 87, 88, 95, 98, 99, 103, 109, 113, 125, 129, 130, 131, 132, 136, 142, 143, 144, 145, 146
 forgatónyomaték, 63, 109, 125, 132, 138
 forgattyús mechanizmus, 46, 48, 61
 forgódugattyús motor, 96
 Francis-turbina, 112
 fűvő, 66
 fűzős reaktor, 124
 fűtőérték, 20, 76, 78, 98
 fűtőfelület, 69, 70, 71, 73, 74, 76, 78

G

gazdasági hatásfok, 19, 20, 89
 gázgép, 90
 gázturbina, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106
 gázturbina állapotváltozási diagramja, 104, 105
 gázturbina hőesése, 103
 gázturbina üzemi jellemzői, 103
 gázturbinás sugárhajtómű, 106
 geotermikus hőszivattyú, 84
 gép fogalma, 11
 gép megfűtése, 129
 gép üzemtani modellje, 11
 gépcsoport, 15
 gépcsoport egyenletes üzeme, 127

gépcsoport munkapontja, 127
 gépcsoportok üzeme, 125
 gépek csoportosítása, 11, 12, 14
 gépelem fogalma, 11, 13
 gépelemcsoportok, 13
 gépi csörlő, mint gépcsoport, kinematikai vázlata, 16
 gépszerkezet fogalma, 11
 gőz tömegárama, 78, 90
 gőzgép, 69, 85, 90, 93, 125, 129, 130
 gőzkazán, 69
 gőzturbina, 45, 72, 85, 86, 87, 89, 103, 129

Gy

gyorsító nyomaték, 21
 gyorsítóerő, 21
 gyorsjáratú rotor szélerőgépeknél), 117
 gyorsulás, 21

H

hajtógép fajlagos fogyasztása, 19
 hasznos hőesés (gőzturbinánál), 90
 hasznos teljesítmény, 15, 16, 19, 51, 54, 65, 106, 114, 120, 144
 hatásfok, 15, 16, 17, 19, 20, 51, 54, 86, 98, 100, 106, 107, 114, 115, 144, 145, 146
 helyzeti energia, 25, 52
 hengeres gőzkazán, 70
 hengerszám, 50
 hidraulikus erőátviteli rendszer, 137
 hidraulikus hatásfok, 51, 54
 hidraulikus munkahenger, 138, 140
 hidrodinamikusan erőátvitel, 143
 hidrodinamikusan nyomatékvaltó, 143, 144
 hidrodinamikusan tengelykapcsoló, 145, 146
 csúszás (szlip), 145
 hidromotor, 138
 hidrosztatikus erőátvitel, 138
 hidrosztatikus körfolyamat, 141
 hőcserélő, 82, 83, 101, 103, 104, 122, 135
 hőleadó kondenzátor, 80
 hőszivattyú, 83
 hűtő körfolyamat, 79
 hűtőgép, 78, 81, 82, 83
 hűtővíz-fogyasztás (belső égésű motornál), 98

I,Í

indikált hatásfok, 21, 90, 104
 indikált középnyomás, 95
 indikált munka, 50, 61, 93, 95
 indikált teljesítmény, 50, 90, 104
 indikátor diagram (dugattyús gépeknél), 92
 indikátordiagram (dugattyús gépeknél), 50, 60, 91, 93, 94
 ipari pneumatika, 132
 izobár állapotváltozás, 37
 izochor állapotváltozás, 36
 izoterma, 42, 60
 izotermikus állapotváltozás, 38, 40, 41, 61

J

járókerék, 46, 52, 53, 64, 87, 88, 104, 109, 111, 112, 113, 114
 jelleggörbe módosítása szabályozással, 129

K

Kaplan-turbina, 113
 kavitáció, 31
 kazán (hűtőgépnél), 81
 kazán (hűtőgépnél), 82
 kenőanyag-fogyasztás (belső égésű motornál), 98
 kényszeráramú kazán, 76
 kényszergeringtetésű kazán, 76
 keresztdobos kazán, 73
 kétáramú hajtómű, 106
 kétáramúsági fok, 107
 kéttengelyű gázturbina, 103
 kettős (kétszeres) működésű dugattyús szivattyú, 48
 kettősműködésű munkahenger, 137
 kinematikai viszkozitás, 35
 kitevő adiabatikus állapotváltozás esetén, 40
 kitevő politropikus állapotváltozás, 41
 kitevő politropikus állapotváltozás esetén, 40, 60
 kompresszió, 38, 40, 60, 61, 67, 69, 79, 80, 91
 kompresszióviszony, 61, 93
 kompresszor, 59, 102, 103, 104, 105, 125, 133
 kompresszoros dízelmotor, 94
 kompresszoros hűtőgép, 79, 80
 kompresszortelep berendezései és szerelvényei, 134
 konfúzor, 30
 közlőmű, 15
 kriogén, 108
 krioplán, 108
 kritikus nyomás, 42
 kritikus tömeg (atomerőműveknél), 121

L

lamináris (réteges) áramlásban, 29
 lamináris (réteges) áramlás, 34, 35
 Laval turbina, 85
 Laval-fúvóka, 69
 Laval-turbina, 87
 légsaváros gázturbinás hajtómű, 106
 légsugárszivattyú, 55
 Légsugárszivattyú, 57
 légszállító gépek felosztása, 58, 59
 légtartály, 134
 légturbina, 136
 légüst, 46, 48, 49
 lendítőkerék, 21, 63
 Lendvay Pál, 11
 lépcsős rostély, 77
 levegő-előkészítő tápegység, 136
 levegőszáritási eljárások, 135
 löket, 47, 48, 49, 91
 lökethossz, 95
 löketség, 51
 lökettérfogat, 47, 97

M

Mach szám, 107
 mechanikai hatásfok, 21, 51, 54, 67, 90, 104
 mechanikai munka, 15, 17, 21, 39, 46, 58, 79, 80, 113, 133, 136, 138
 membránszivattyú, 55
 mennyiség szabályozó, 140
 meredekcsöves kazán, 74
 mesterséges hűtés, 79
 Mollier-diagram, 45
 motor, 14

mozgási energia, 21
 munkagép, 15, 116, 117, 128, 143, 144
 munkagép jelleggörbéje, 125, 126
 munkapont, 55, 127
 működésszám, 49, 50, 95

N

nedves gőz, 41, 43, 70
 négyütemű motor (Otto-motor), 91
 Nikuradze-képlet, 35
 nukleáris energia, 120

Ny

nyitott rendszerű gázturbina, 101
 nyomás, 26, 27, 28, 29, 31, 36, 37, 38, 41, 42, 44, 49, 65,
 67, 68, 69, 70, 71, 73, 74, 76, 80, 81, 82, 83, 85, 86,
 87, 88, 89, 90, 93, 95, 97, 98, 100, 103, 104, 106, 108,
 109, 115, 117, 120, 121, 122, 134, 136, 138, 139, 140,
 141
 nyomás eloszlása folyadékokban, 27
 nyomási energia, 27, 28, 53
 nyomásvesztés, 34
 nyomásszabályozó, 140
 nyomott vizes reaktor, 122
 nyugvó folyadék energiái, 25

O,Ó

osztott égésterű motor, 94

Ö,Ő

örvényszivattyú, 52

P

Paksi Atomerőmű, 124
 párolgáshő, 71
 Parsons-turbina, 88
 Pelton-turbina, 109, 129
 pneumatikus erőátviteli rendszer, 131
 pneumatikus erőátviteli rendszerek elemei, 133
 pneumatikus motor, 136
 pneumatikus rendszerek felosztása, 132
 pneumatikus rendszerek főbb előnyei, 132
 pneumatikus rendszerek főbb hátrányai, 132
 politropikus állapotváltozás, 40
 porlasztó, 91, 99
 porszentézés, 78
 Prandtl-Kármán-képlet, 35

R

radiális átömlésű vagy centrifugális ventilátor, 64
 rakéta, 108
 rakétahajtás, 108
 reakciós turbina, 89
 redukálás, 22
 redukálási tényező, 23
 rejtett meleg, 41, 42, 43, 44
 rektifikátor, 82
 relatív érdesség, 35
 repülőgép hajtóművek és rakéták, 105
 résáram-vesztés, 51
 Reynolds-szám, 35

Roots-fúvó, 66, 67

S

sebesség, 21, 22, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 65, 77, 103,
 106, 109, 119, 125, 132, 139
 sebességtartó jelleggörbe, 126
 sikrostély, 73, 77
 Steinmüller-kazán, 73
 sugárhajtású repülőgép, 108
 sűrűlapátos rotor (szélerőgépeknél), 117
 sűrűség, 26, 27, 32, 37, 57, 59, 65, 74, 98

Sz

szállítómagasság (centrifugálszivattyúnál), 54
 szárnylapátos (propeller) turbina, 113
 szárnytípusú rotor (szélerőgépeknél), 117
 szélerőgép, 14, 116, 118, 120
 szélfarm, 118
 széntüzelésű kazán, 77
 szivattyú nélküli abszorpciós hűtőgép, 83
 szivattyúk felosztása, 46
 szivattyús (kompresszor nélküli) dízelmotor, 94
 szögelfordulás, 21
 szögsebesség, 21, 23
 szöggyorsulás, 21, 24

T

tápszivattyú, 54, 71, 72, 76, 108, 109
 tehetetlenségi nyomaték, 21, 22, 23
 telepített villamos szélerőművek, 118
 telített gőz, 41, 43, 70
 teljesítmény, 15, 17, 19, 20, 50, 63, 86, 89, 94, 95, 96, 97,
 99, 100, 102, 103, 104, 106, 109, 112, 114, 118, 125,
 126, 129, 131, 138, 141, 143
 teljesítménytartó jelleggörbe, 126
 térfogatáram, 30, 31, 32, 47, 48, 49, 51, 54, 58, 65, 67,
 69, 70, 85, 86, 109, 111, 113, 115, 119, 139, 140, 142
 terhelési tényező, 17
 termikus hatásfok, 21, 90
 Terplán Zénó, 11
 torlósugar-hajtómű, 107
 többfokozatú akciós turbina, 89
 többfokozatú reakciós turbina, 89
 többlépcsős szivattyú, 53
 többrotoros szélerőgép, 117
 tökéletes folyadék jellemzői, 25
 töltésfok (kompresszornál), 60
 töltési fok, 97
 tömeg, 30, 32, 35, 37, 41, 46, 54, 78
 tömegáram, 19, 34, 106, 130
 túlhevítési hő, 71
 túlhevített gőz, 41, 42, 70
 túlhevítő, 70, 71, 72, 73, 75, 76
 turbina, 14, 88, 115, 143
 turbulens (gomolygó, keveredő) áramlás, 34, 35
 turbulens (gomolygó, keveredő) áramlásban, 29
 tűzcsöves (füstcsöves) kazán, 73
 tüzelőanyag-fogyasztás (belső égésű motornál), 98
 tüzelőberendezés, 76, 78

U,Ú

út vagy elmozdulás, 21

Ü,Ű

üresjárási veszteség, 18
 űrkutatás, 108
 üzem stabilitása, 127
 üzemi pont, 55

V

vadászgép, 107
 vákuumszivattyú, 68
 változó terhelésű erőgép üzeme, 16
 vándorrostély, 72, 73, 74, 77, 78
 ventilátor, 59, 63, 64, 65
 Venturi cső, 30, 31
 veszteségtényező, 17
 vezetőkerék, 54, 65, 88, 109, 111, 112, 113, 143
 villamos generátor, 24, 85, 102, 120
 víz fajhője, 41
 vízcsöves kazán, 73, 83

vízgőz állapotváltozásának körfolyamata, 72
 vízgőz fajlagos hőtartalma, 41
 vízgőz i-p diagramja, 42
 vízgőz i-s diagramja, 43, 45
 víz-gőz körfolyamat, 85
 vízgőz T-s diagramja, 43, 44
 vízturbina, 109
 vízszűrő-légszivattyú, 68
 vízszűrőszivattyú, 46, 55
 Vízszűrőszivattyú, 58
 volumetrikus hatásfok, 51, 54, 67

W

Wankel-motor, 96

Z

zárt rendszerű gázturbina, 101
 Zoelly-turbina, 88