

ENERGIATAKARÉKOS HIDROSZTATIKUS HAJTÁSOK

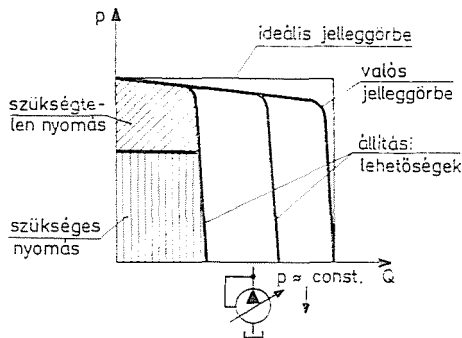
HANTOS Tibor

Budapesti Műszaki Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar
Gépelemek Tanszék

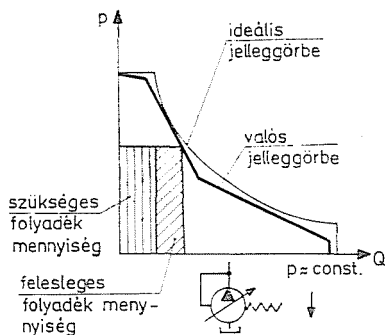
A mobil berendezésekben egyre gyakrabban alkalmazott hidrosztatikus hajtások teljesítményének állandó növelése és az energiatakarékosság előtérbe kerülése megköveteli a hajtások hatásfokának állandó javítását, még akkor is, ha ez a beruházási költségek növekedését okozza. A hatásfokjavítás egyik legszélesebb körben alkalmazott módja a változtatható folyadékszállítású, ill. nyelésű energiaátalakítók alkalmazása a hagyományos állandó folyadékszállítású egységek helyett. Különösen jól megfigyelhető ez a tendencia a változtatható folyadékszállítású szabályozott szivattyúk térhódításánál. Ezek a szivattyútípusok olyan szabályozórendszerrel vannak ellátva, melyek a technológiai igénynek megfelelően változtatják a szállított folyadékmennyiséget. A napjainkban alkalmazott szabályozott szivattyúkkal megvalósított hajtások két nagy csoportba sorolhatók:

- állandó nyomatékú, ill. erő kifejtésű hajtások (nyomásszabályozott szivattyúval);
- állandó teljesítményű hajtások (teljesítményszabályozott szivattyúval).

E szivattyútípusok szabályozástechnikai elve a hidrosztatikus energiaátalakítók teljesítménytényezőinek — a nyomásnak, ill. a szállított folyadékmennyiségnek — szabályozójelként való felhasználásának elvén alapul (1. és 2. ábra).



1. ábra



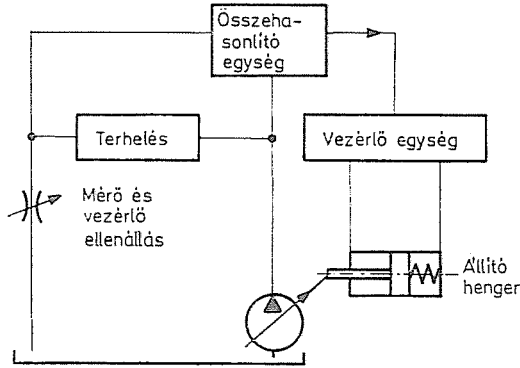
2. ábra

Az ezen az elven működő szivattyúk alkalmazása jelentős hatásfokjavulást eredményez az állandó folyadékszállítású szivattyúk alkalmazásához képest, de különösen mobil berendezéseknél, ahol az egyes technológiai feladatok igen eltérő teljesítményigényűek, még mindig jelentős veszteségeket okoznak. A nyomásszabályozott szivattyú az erő, ill. a nyomatékigénytől függetlenül állandó nyomást biztosít, míg a teljesítményszabályozott szivattyú a teljesítményigénytől függetlenül állandó hidraulikus teljesítményt szolgáltat. Az 1. és 2. ábrákon egy lehetséges esetről fellépő veszteségeket tüntettük fel.

Külön problémát jelent az üresjárat, vagyis az az állapot, mikor a hidrosztatikus hajtás hasznos munkát nem végez. A nyomásszabályozott szivattyú maximális nyomáson és a veszteségekből származó hőmennyiség elvezetéséhez szükséges folyadékmennyiséggel működik. Ez, azonkívül, hogy teljesítményvesztést jelent, a szivattyú élettartamát is jelentősen csökkenti. Kedvezőbb a helyzet a teljesítményszabályozott szivattyúknál, ahol a szivattyú a rendszer működtetéséhez szükséges minimális nyomáson, de a szükségtelen maximális folyadékmennyiséggel üzemel. Ez a szivattyú élettartama szempontjából kedvezőbb, de szintén teljesítményvesztés forrása.

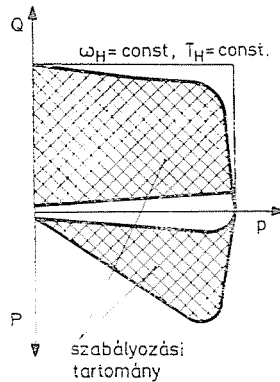
Jelentős előrelépést jelent az olyan, általunk kifejlesztett szabályozórendszer kialakítása, mely szabályzó jelként nem a hidraulikus energiajellemzőket, hanem a technológiai igényt, vagyis a tényleges teljesítményszükségletet használja vezérlőjelként. Egy ilyen hajtás mindig csak akkora teljesítményt visz át, mint amekkora a technológiai feladatok ellátásához a hatásfok figyelembevételével éppen elegendő. Így az üresjáratban minimális nyomáson és folyadékmennyiséggel üzemel.

Ilyen terhelés szerint szabályozott szivattyú létrehozható a nyomásszabályozott szivattyúk továbbfejlesztésével, kettős visszacsatolású szabályzórendszer kialakításával (3. ábra). Ebben a rendszerben — természetesen a szerkezet által korlátozott határok között — a szivattyú nyomása mindaddig, de



3. ábra

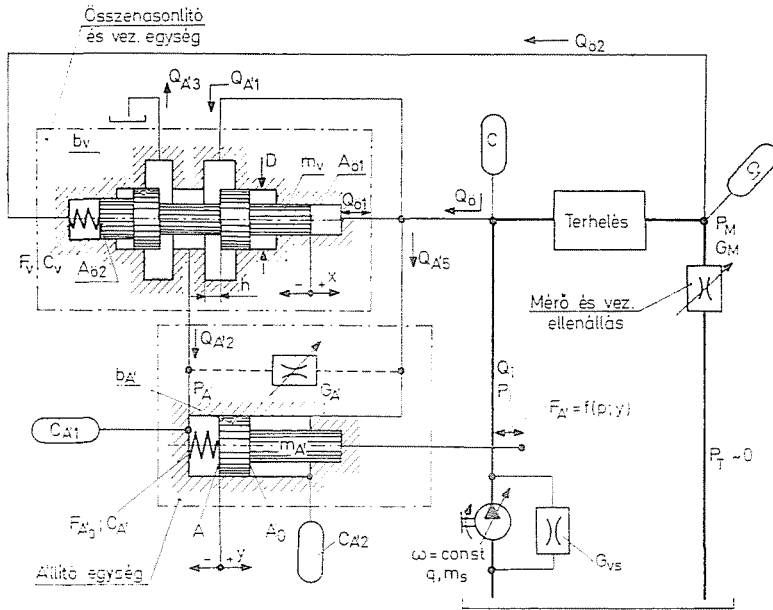
csak addig növekszik, míg az adott technológiai feladatot a hajtás optimális sebességgel meg nem valósítja. Ha a terhelés változik, a hajtás jellemzőit automatikusan az újabb igényeknek megfelelően átállítja. Egy ilyen szivattyú statikus jelleggörbéi és a szabályozási tartomány látható a 4. ábrán.



4. ábra

Egy ilyen kettős visszacsatolású rendszer stabilitás szempontjából — figyelembe véve a hidrosztatikus hajtásokra jellemző nemlinearitásokat — igen bonyolult szabályozástechnikai problémát jelent. Ezért különösen fontos, hogy a fejlesztés fázisában egy olyan modell álljon rendelkezésre, melynek alapján a hajtás stabilitása vizsgálható legyen és meg lehessen határozni a szerkezeti kialakítás fő jellemzőit.

E célból hoztuk létre az alábbi szabályozástechnikai modellt az 5. ábrán feltüntetett elvi vázlat alapján. A modell elemei a fő szabályozástechnikai egységekre tagolva a következők:



5. ábra

Szabályozóegység

Mint a nyomásszabályozott szivattyúkra vonatkozó vizsgálatok kimutatták [1] [2] vezérlőegységként a műszaki gazdasági optimumot a kétvezérlő-élű, negatív túlfedésű tolattyúk jelentik. Ez a szerkezeti elem igen jól elláthatja a két visszacsatolt jel összehasonlító elemének szerepét is. Mint vezérlő elemre két egyenletből álló egyenletrendszert írhatunk fel, mégpedig az anyag- és energiamegmaradás hidrosztatikára vonatkoztatott összefüggéseit. A tolattyúra ható nyomásokból, a rugóerőből és a folyadékáramlásból származó impulzuserőkből, figyelembe véve a viszkózus súrlódást, az eredő erőkre felírható egyensúly egyenlete:

$$m_v \ddot{x} + b_v \dot{x} = -c_v x + F_v + (p_M k_\delta - p) - F_l(p, x) \quad (1)$$

A kontinuitási egyenletek meghatározásához ismerni kell a tolattyúéleken átáramló folyadékmennyiségeket, ez pedig a különböző kialakítású tolattyúéleknél, eltérő nyitásoknál elméletileg igen nehezen meghatározható mennyiség [3]. Egyszerűsítésként elfogadva, hogy az áramlás a nyitások teljes tartományában turbulens — a Torricelli-féle összefüggés alapján — írhatjuk. hogy:

$$Q_{A1} = \mu D \pi (h - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_A)} \quad (2)$$

$$Q_{A2} = \mu D \pi (h - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A}$$

Az összehasonlítójel képzéséhez szükséges folyadékmennyiségek:

$$\begin{aligned} Q_{\delta 1} &= A_{\delta 1} \dot{x} \\ Q_{\delta 2} &= A_{\delta 1} \dot{x} = k_{\delta} A_{\delta 1} \dot{x} \end{aligned} \quad (3)$$

Hidrosztatikus állítómű

A folyadékmennyiség nagysebességű állítása csak munkahengerek segítségével valósítható meg. Ilyen állítóegységgel megfelelő sebességek érhetők el még az állításhoz szükséges viszonylag nagy erők ellenére is.

A szivattyúk állításához szükséges erő mind a szállított folyadékmennyiség, mind a biztosított nyomás nemlineáris függvénye. Az ennek figyelembevételével felírható erőegyensúlyi egyenlet:

$$F_{A_0} - c_A y + p A_0 - p_A A - F_A(p, y) = m_A \ddot{y} + b_A \dot{y} \quad (4)$$

A kontinuitási egyenlet a folyadékkrugalmasság figyelembevételével:

$$\begin{aligned} Q_{A_2} &= A \dot{y} - G_A(p - p_A) + c_{A1} \dot{p} \quad \text{vagy} \\ Q_{A_2} &= k_A A_0 \dot{y} - G_A(p - p_A) + c_{A1} \dot{p} \\ Q_{A_5} &= A_0 \dot{y} - G_A(p - p_A) + c_{A2} \dot{p} \end{aligned} \quad (5)$$

A szabályozott szakasz

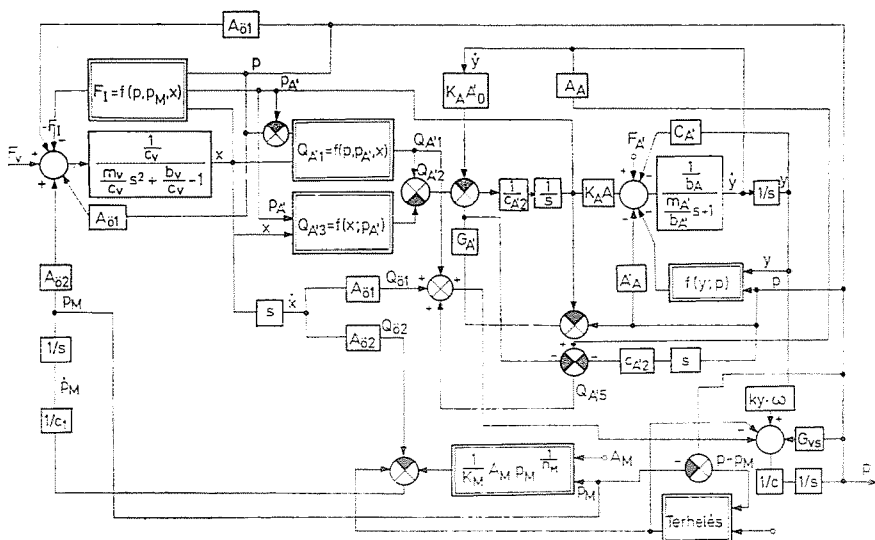
A szabályozott szakasz az állítható folyadékiszállítású szivattyúból, a terhelésből és a mérő, ill. vezérlő ellenállásból áll.

Az erőegyensúlyi egyenletet a terhelés határozza meg döntően, ezért itt célszerű a modellképzés alapjául csak a kontinuitási egyenletet használni, mely:

$$\begin{aligned} k_y y \omega - G_{vs} p - c \dot{p} &= Q(M, \omega) + Q_{\delta} \\ \frac{1}{k_M} A_{MP} \frac{1}{n_M} &= Q(M, \omega) - Q_{\delta 2} - c_1 \dot{p}_M \\ Q_{\delta} &= Q_{\delta 1} + Q_{A_1} + Q_{A_5} \end{aligned} \quad (6)$$

Az 1...6 összefüggések alapján összeállított modellhatásvázlat a 6. ábrán látható.

Ezzel rendelkezésünkre áll az újonnan kifejlesztett kétszeres visszacsatolású, terhelés szerint szabályozott szivattyú matematikai modellje, mely alapján a szabályozástechnikai vizsgálatok elvégezhetőek. A vizsgálat egyszerűsít-



6. ábra

hető a modell linearizálásával pl. a munkapont körüli kétváltozós függvények Taylor polinómjainak alkalmazásával. Meghatározhatók a szerkezeti kialakítás főbb paraméterei különböző mobil berendezések eltérő feladatainak megfelelően, megkereshetők azok a változók, melyek legalkalmasabbak a rendszer stabilitási és szabályozástechnikai jellemzőinek befolyásolására.

A modellben alkalmazott jelölések (5. ábra)

- $A \dots A_{\delta}$ — az 5. ábrának megfelelő felületek,
- A_M — mérőellenállás átömlési keresztmetszete,
- D — tolattyúátmérő,
- F_A — szivattyú állításához szükséges erő,
- F_{A_0}, F_V — rugóelőfeszítés,
- F_I — a folyadékáram impulzuserije,
- G_A, G_{sv}, G_M — hidraulikus vezetőképesség,
- M — nyomaték,
- $Q_A \dots Q_{\delta}$ — folyadékáramok,
- b_A, b_v — folyadéksúrlódási tényezők az állító, ill. vezérlő egységnél,
- h — negatív túlfedés,
- m_A, m_v — tömegek,
- $P \dots P_M$ — nyomások,
- $k_A \dots k_{\delta}$ — felületviszonyok,

x, y	— elmozdulások,
ρ	— munkafolyadék sűrűsége,
ω	— szögsebesség,
μ	— átfolyási tényező.

Irodalom

1. Dreyemüller, J.: Druckabhängige Regelung an Axialkolbenpumpen. Ind. Anz. 27. 1837. (1974)
2. Dreyemüller, J.: Die Systematik der Steuerungen an druckgeregelten Axialkolbenpumpen. VII. Konferenz von Flüssigkeitmechanismen 1975. Ostrava 142–156.
3. Bakó L.: Tolattyús hidraulikus erősítők fojtórészeinek vizsgálata. Gép 1977/4.

Dr. Hantos Tibor egy. docens, a műszaki tudományok kandidátusa