

MÉRNÖKI TOVÁBBKÉPZŐ INTÉZET
TÁMPÉLDÁNYA

MÉRNÖKI TOVÁBBKÉPZŐ INTÉZET
előadássorozatából: 4231

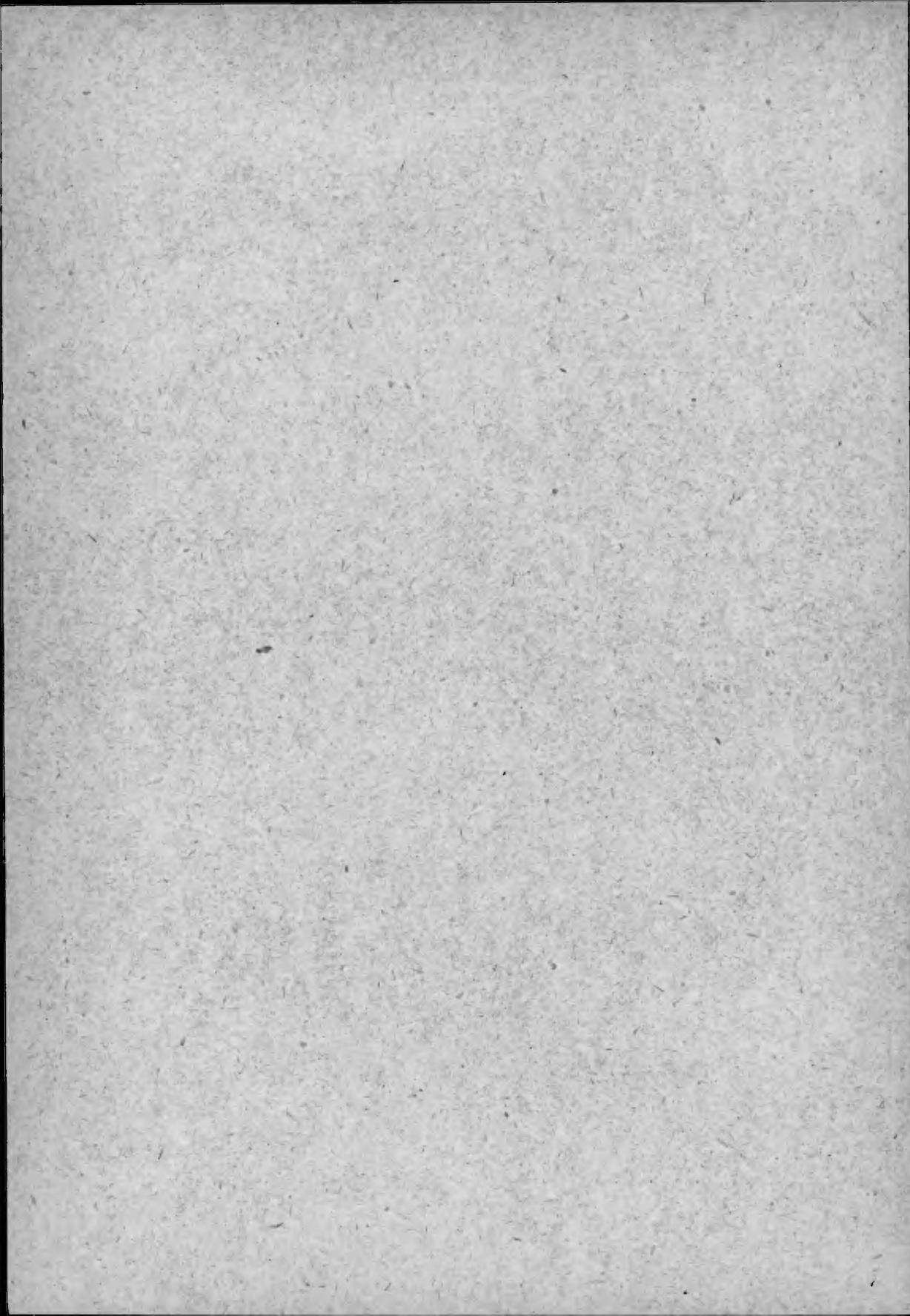
Gerhardt Ottó

ÖBLÍTŐ SZIVATTYÚK

KÉZIRAT

BUDAPEST

1964



MERNOKI TOVABBKEPZO INTÉZET
TÁMPÉLDÁNYA

MÉRNÖKI TOVÁBBKÉPZŐ INTÉZET
előadásorozatából: 4231

Gerhardt Ottó

ÖBLÍTŐ SZIVATTYUK

Kézirat

Budapest

1963

A kiadásért felelős: Talyigás Ferenc

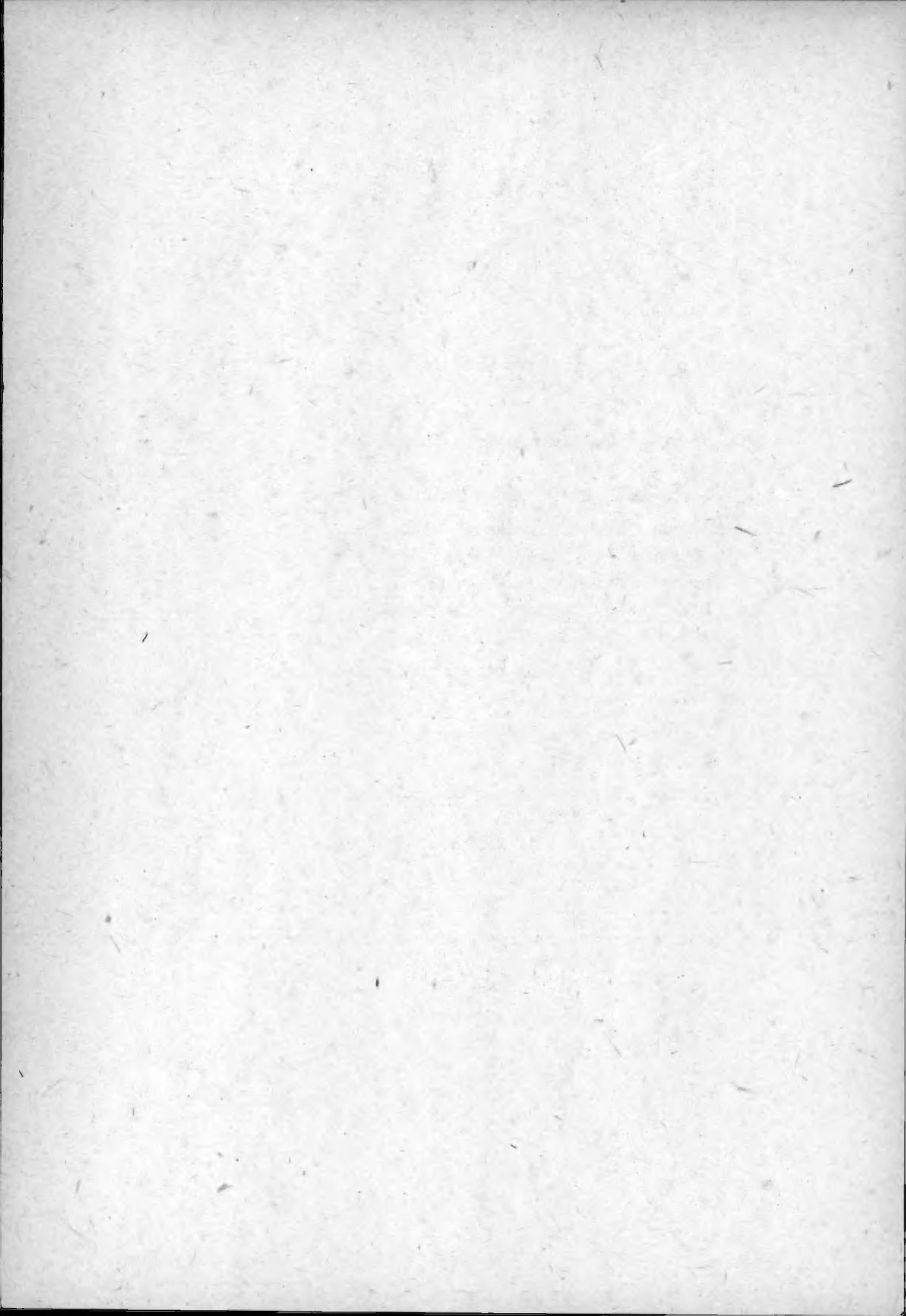
Megrendelve: 1963. XI. 4. Pédányszám: 205

Készült Rotaprint eljárással az MSZ 5601-54 Á és MSZ 5602-55 Á szabványok
szerint 4,9 (A/5) iv terjedelemben 32 ábrával

63 - 44515 - FELSOOKTATÁSI JEGYZETELLÁTO VÁLLALAT, BUDAPEST

TARTALOMJEGYZÉK

	Oldal
I. Centrifugál - dugattyus szivattyuk	5
1. Összehasonlítás	5
2. A rotari - furás dugattyus szivattyui	7
II. A szivás - nyomás törvényszerűsége	20
1. Szívómagasság, szívólégüst, feltöltős szívórendszer	20
2. Nyomóvezetékrendszer, nyomólégüst, műszerek	28
III. A dugattyus szivattyuk meghajtása - hydradynami- kus erőátvitel	38
IV. A dugattyus szivattyuk párhuzamos és soros kapcsolása	43
V. Iszaptisztítás, felszíni öblítőrendszer	48



I. CENTRIFUGÁL - DUGATTYUS SZIVATTYUK

1. Összehasonlítás

A mélyfurás szolgálatában álló dugattyus szivattyú rendeltetésének célja egy folyadék - esetünkben az öblítőiszap - felszívásával és a furt lyukba való nyomásával annak talpi tisztítása, a furószerszám hűtése és kenése, valamint a furt törmelék felszínre szállítása.

A folyadékszállítás módjai közül jól ismert centrifugál és dugattyus szivattyúk közül a mélyfurás területén miért éppen a dugattyusok nyertek alkalmazást, az alábbiakkal magyarázható.

A centrifugálszivattyúknál a folyadékemelés lapátcsatornákkal bíró kerék forgómozgásával állandó térfogat mellett megy végbe és pedig a körmozgással előálló centrifugális erő segítségével, szemben a dugattyus szivattyúkkal, ahol a folyadékemelés a hengerben változó irányban mozgó dugattyú által előidézett térfogatváltozással történik.

A centrifugálszivattyúknál a meghajtás által bevezetett mechanikai munka révén forgómozgásban tartott keréken átömlő folyadékkal nyomási és sebességi energiát továbbítunk. Ez utóbbi legnagyobb része a szivattyúházban, illetőleg a forgókereket körülvevő álló vezetőkerékben szintén nyomási energiává alakul át, hogy végeredményben a szivattyú nyomócsonkján kilépő folyadék minél nagyobb nyomással bírjon, ezáltal a rákapcsolt külső ellenállásokat le tudja győzni és a nyomóvezetékben az áramlás-hoz szükséges aránylag kis sebességgel, illetve ennek megfelelő kinetikai energiával bírjon.

A centrifugálszivattyúk térhódítása főleg a szén és ércbányászatban aránylag rövid idő alatt ment végbe, és alig egy évtizeden belül az 1910. évek végén már erősen kiszorították a dugattyusokat. Ez a rohamos térhódítás a dugattyus szivattyúkkal szemben fennálló következő előnyökkel magyarázható:

- a/ A centrifugálszivattyúk tetemesen magasabb fordulatszámmal működnek és így a forgóáramu motorokkal közvetlen kapcsolhatók, ezért a helyszükségletük jóval kisebb a dugattyusokénál. Egy azonos teljesítményű centrifugálszivattyú-telep helyszükséglete $1/5 - 1/6$ része a dugattyusnak, ebből kifolyólag kisebbek a beszerzési és beruházási, valamint karbantartási költségek.
- b/ Az állandó fordulatszám üzemében tömeghatások nem lépnek fel, szemben a dugattyus gépek forgattyus mechanizmusánál elkerülhetetlenül fellépő és részint közvetlenül az alapozásra átadódó tömegerőkkel; tehát alapozásuk egyszerűbb és olcsóbb.

A centrifugálszivattyú az említett előnyeivel azonban csak olyan üzemviszonyok mellett használható, ahol tetszőleges folyadékszállítás mellett korlátozott nyomáshatásokkal kell dolgozni. Ezek a szivattyúk ugyanis állandó fordulatszámnál 0-tól nagy határok között változó folyadékmennyiséget szállithatnak, de ugyanakkor adott nagyságú folyadékmennyiségnél csak a szivattyú belső szerkezeti kialakításától függő, vagyis meghatározott nagyságú nyomást képesek kifejteni és így csak bizonyos nagyságú és nem tetszés szerinti külső ellenállások legyőzésére alkalmasak.

A mélyfúrás területén éppen ebben rejlik a dugattyus szivattyú alkalmazásának előnye. Mint már említve, a dugattyus szivattyú a folyadéktérfogat-kiszorítás elvén működik. A szállítófolyadék mennyiségét a dugattyú által a hengerben elhatárolt térfogat határozza meg, aminek következménye, hogy a dugattyus szivattyú adagolása nem függ a létrehozott nyomómagasságtól és szívóképessége is nagyobb, mint a centrifugálszivattyúé.

Igaz, hogy a dugattyus szivattyú az állandó fordulatszám üzemében csak a másodpercnyi lökettérfogatnak megfelelő állandó folyadékmennyiséget tudja szállítani, de emellett tetszésszerin-

ti emelőmagasságra dolgozhat, amit a gyakorlatban csak a szerkezeti anyagánál megengedhető legnagyobb igénybevétel határol.

További előnye - mely a mélyfurás területén igen hasznosítható - hogy jól alkalmazható kis mennyiségű folyadékszállításra, ha a szállítómagasság nagy, vagy hirtelen változik ugyanazon folyadékmennyiség mellett. Azonkívül nyúlós, sűrű - mint esetünkben az öblítőiszapszállítására is megfelel.

2. A rotari-furás dugattyus szivattyúi

A rotari-furás dugattyus iszapszivattyúi két főtipusra oszthatók:

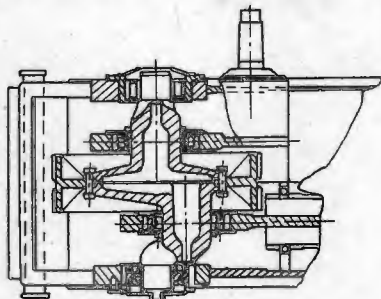
- a/ közvetlenül kapcsolt, kéthatású iker gőzüzemű szivattyukra, amelyeknél a gőzgép és a szivattyú dugattyurudja közös, tehát a gőz- és iszaphengerek egy egyenesbe esnek.
- b/ hajtóműves szivattyukra, amelyeknél egy forgattyús fogaskerék-hajtómű közös egységben van a szintén kéthatású iker vagy hármaskerék-dugattyús szivattyúval. A fogaskerék-hajtóművet azután lánc vagy ékszíjhajtás tartja üzemben. A hajtóműves szivattyú működési jellegét tekintve, a gőzgéppel közvetlenül kapcsolt szivattyuktól alapvetően különbözik.

A gőzüzemű iszapszivattyú jellege a rotari furás szempontjából ideálisnak mondható. Fő előnye a rugalmasság, mely abban nyilvánul, hogy ellentétben a hajtóműves szivattyúkkal, az áramlási ellenállás növekedésével a löketség magától lecsökken arra a mértékre, amelyet a gőzgép beállított töltése mellett teljesítménye megszab. A gőz-szelep nyitásával - tehát a töltés növelésével - a löketség ismét növelhető. Hátránya a nagy gőzfogyasztás, amely 15-20 kg/LE-nek vehető.

Tekintettel arra, hogy a rotari furóberendezések fejlesztésénél az egyik főszempont a portabilitás fokozása, a nehéz súlyú gőzüzemű furóberendezéseket lassan kiszorították a Diesel-motoros hajtóműves berendezések. A következőkben ezért csak az iszapszivattyú-hajtóműves típusáról, és ezen belül először annak szerkezeti elemeiről és korszerű felépítéséről beszélünk.

A hajtóműves dugattyus-szivattyú két részből: a közös alapra szerelt hajtómű és hidraulikus részből áll.

A hajtómű-rész elemeinek méretezését mindig a hajtótengelyre ható maximális forgatónyomatékból adódó szilárdságra és az ebből származó erőhatásokra végzik. A nagyobb teljesítményű iszapszivattyúk közlőműtengelyeit általában három, vagy négyágazásúra szerkesztik attól függően, hogy egyoldali v. kétoldali meghajtást irányoznak elő. A tengelyt mindkét esetben mint háromtámaszú méretezik, mivel általában egy hajtótárcsát szerelnek fel és az ellenkező oldal csapágya gyakorlatilag nincs terhelve.

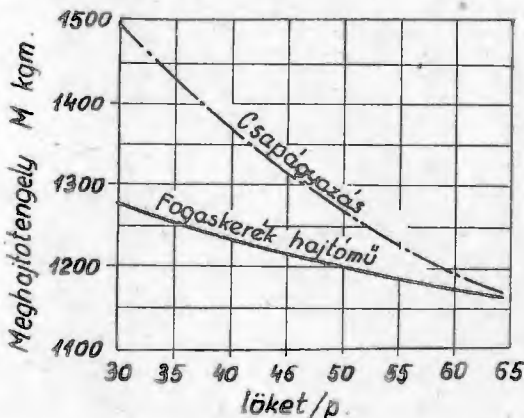


1. ábra

Ferdefogazású áttétel esetén az egyik csapágyat tengelyirányú igénybevételre is méretezik, mert meg kell akadályozni a tengelynek a tengelyirányú erővel ellentétes irányba való elmozdulását. Nyilas fogazásnál lehetővé teszik a hajtótengely tengelyirányú elmozdulását, hogy üzemben biztosítható legyen a fogaskerek önbéállósága és egyenletes igénybevétele, ami kizárja a csapágyra ható tengelyirányú erők megjelenését.

A hajtómű-rész egyes elemeinek szerkezeti méreteit főképpen a megválasztott dugattyulöklet nagyságából és a továbbítandó erőhatásokból határozzák meg. A szivattyú fogaskerék-hajtómű igény-

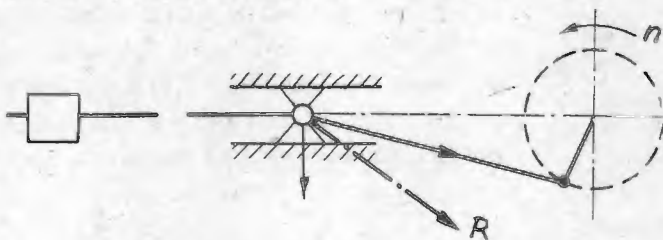
A furóberendezések s így az öblítőszivattyúk tervezőinek, a fajlagos súlycsökkentésre irányuló törekvésük oda vezetett, hogy az amúgy súlyos, tömör főtengelyt belül üreges és osztott kivitelűre készítsék (1. sz. ábra). A hajtott fogaskerék azután az osztott főtengely peremei közé van statikusan és dynamikusan kiegyensúlyozottan befogatva.



1/a. ábra

bevételére az 1/a. sz. ábra nyújt szemléletet, hol a meghajtógengely nyomatóka és a löketszám függvényében látható, hogy legnagyobb terhelést a csapágyazás hordja.

A fekvőhengeres dugattyus szivattyukat egyirányú főtengely forgásiránnyal készítik, amit az öntvénytest oldalán nyíl jelez. A forgásirány a hajtórúd és keresztfej erőhatásaiból adódik, melyeknek eredő ereje a vezetőszánt mindenkor a vízszintestől lefelé terheli (2. sz. ábra). Fekvő dugattyus gépeknél a lefelé



2. ábra

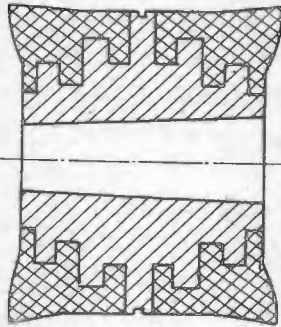
irányuló erőnek a felvétele nem okoz olyan nehézséget, mint a felfelé irányuló erőé, ami az alapcsavarokat jobban veszi igénybe, ügyelni kell tehát, hogy az erő és munkagép kölcsönös helyzete az utóbbi adott (az óramutatóval ellenkező forgásirányt) hajtóműforgásirányt mindenkor biztosítsa.

A kovácsolt és esztergált hajtórudakat körkeresztmetszetűnek választják, az öntött és préseltéknél - a rud könnyítése érdekében - I-keresztmetszetűek. A keresztfejeket korszerű konstrukciónál kizárólag hengeres, cserélhető vezetőszántal készítik. A hossz és átmérő viszonyát $\frac{l}{D} = 0,9 - 1,2$ -re választják.

A forgattyus hajtómű az iszapszivattyú egyik legfontosabb eleme. A szerkezeti követelmények nemcsak a szilárdságra kell hogy kiterjedjenek, hanem a megkövetelt tartósságra és egyszerűsége is, valamint olyan megbízhatóságra, hogy mezei viszonyok között javításra ne szoruljon.

A folyadékoldali részben, melynek öntvénye 250 - 500 kg/cm² szilárdságu, helyezkednek el mindazon alkatrészek, melyek a szállítandó folyadékkal közvetlenül érintkeznek. A newtoni folyadéktól eltérően nagy fajszulyu és viszkozitású plasztikus öblítőiszap különös követelményeket ró azokra, mikor is a nagy mecha-

nikai igénybevétel fizikai és vegyi igénybevétellel is párosul. Az öblítőiszap koaptató hatása és nyomásingadozása, valamint a furás technológiája szükségessé teszi, hogy a szivattyú szerkezeti elemei, mint a dugattyú, szelepek, különböző tömitőelemek valamint hengerbetétek gyorsan cserélhető kivitelűek legyenek.

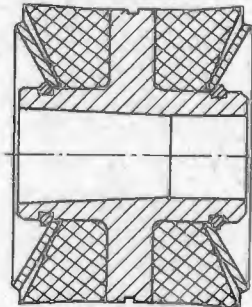


3/a. ábra

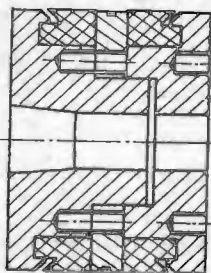
Ezek közül a leginkább kopó és szorosan együvé tartozóak a hengerbetét és dugattyú. A szivattyúzandó folyadék erősen agresszív hatása miatt itt gumizott dugattyúk alkalmazása vált szükségessé, melyek rugalmasságukban, kopásállóságukban és tömitésükben jobban érvényesülnek, mint

a fémes dugattyúk.

A következő 3. sz. ábra egynéhány, a világirodalomból ismert dugattyútípust ábrázol. Az "a" ábra fém-armaturára sütött gumidugattyú, mely a hazai olajiparban is használatos. Hátránya, hogy a gumi kopásával vagy meghibásodásával a fémettest sem használható tovább. A "b" ábra egy fémarmaturára tárcsákkal és előfeszített gyűrűkkel szerelt gumit ábrázol. A szerkezetnél a meghibásodott gumi könnyen cserélhető. Egy hasonló, de a gumi könnyebb szerelése



3/b. ábra

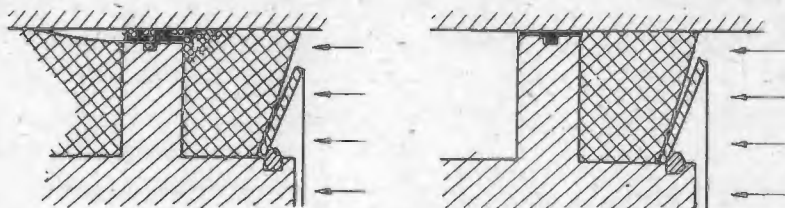


3/c. ábra

érdekében osztott fémetestű dugattyút ábrázol a "c" ábra. Valamennyi típus egy a fémbbe esztergált horonnyal van ellátva, hogy a dugattyú és hengerfal közé jutó homok vagy szemcseszennyeződést összegyűjtse.

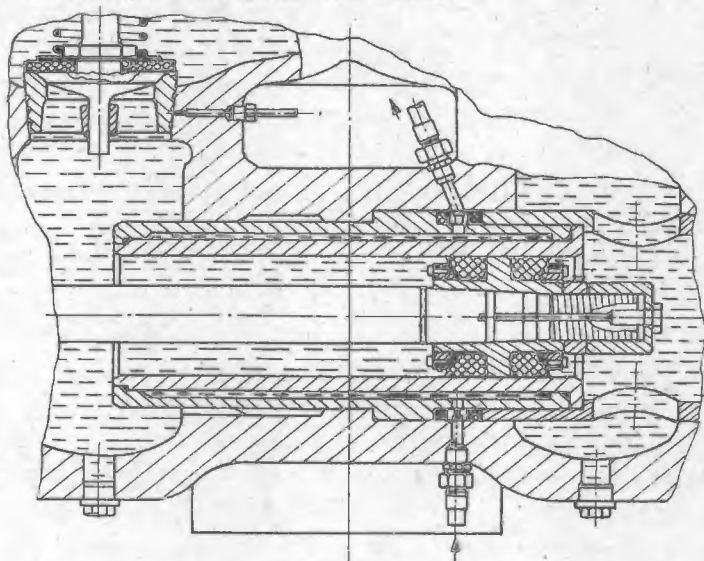
Gyakran találkozunk a dugattyugumi felületi roncsolásával, ami a hengerbetét és dugattyú fémes része közötti helytelen hézag következménye. Tul. nagy hézag esetén ugyanis a nyomás a gumit a két fémes felület közé szorítja,

becsipi, majd roncsolja (4. sz. ábra). Helyes hézagolás esetén a becsipés lehetősége jóval kisebb, ezért a hengerbetét tűrése általában $+ 0,3 \text{ mm}$, a dugattyú fémrésze $- 0,260 - -0,800 \text{ kö}$



4. ábra

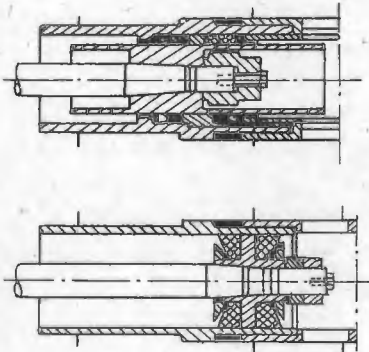
zötti értéken mozog. A hengerbetét kopásállóságát felületi edzéssel fokozzák, aminek keménység értéke 500 - 600 Brinell fok. Az edzési eljárások közül leghatásosabbak azok, melyeknél a felület egy bizonyos mélységig átédződik és nem a felületi bevonat, ahogy az a keménykrómozásnál áll fenn.



5. ábra

A gumi viszonylag rövid élettartamát a tömitetlenség és szennyeződésen kívül még a hőmérséklet is okozza. Nagymélységű furásoknál, hol az öblítőközeg hőmérséklete a 80 - 85°C-t is eléri és a hengerek töltése nem kielégítő, gyakran mérhetünk az öntvénytesten 100°C-on felüli hőmérsékletet. A károsan nagy hőmérséklet csökkentésére vízhűtésű hengereket ismerünk (5. sz. ábra). A csupán 3 percliternyi hűtővízmennyiség tetemes hő el-

vezetésére képes és ezáltal nagymértékben hozzájárul a dugattyu és hengerbetét élettartamának növeléséhez. A tárgyalat két szerkezeti elem élettartam vizsgálatával kapcsolatban kísérletek folytak plunger-dugattyuk alkalmazásával (6. sz. ábra). A már



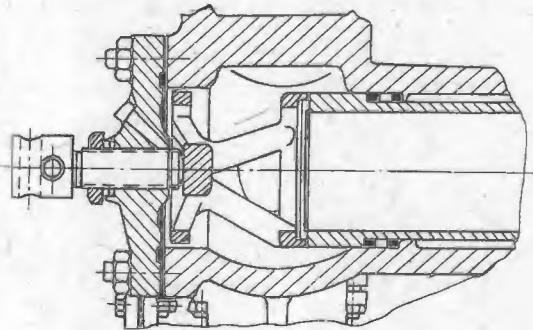
6. ábra

emlitett rendszerű dugattyuk és a plunger összehasonlításánál arra a megállapításra jutunk, hogy amíg a gumizott dugattyu minden nyomólöketénél a gumi nyomás alatti surlódásnak van alávetve, addig a plunger a hengerfalba ágyazott tömitőelemekből kifut. Ehhez járul, hogy a tömitőelemek hőleadása gyorsabb és a nagyobb felületű plunger a keletkezett hőmérséklet felvételére ill. elvonására alkalmasabb, ami élettartam növekedésben érzeteti hatását.

A szerkezeti kialakítás egyik legfontosabb követelménye a hengerbetét rögzítése.

A változó irányú dugattyumozgás ugyanis a henger gyűrűs oldalfelületére nagy nyomást gyakorol, mely igyekszik a betétet a dugattyu mozgásirányával ellentétes irányban elmozdítani.

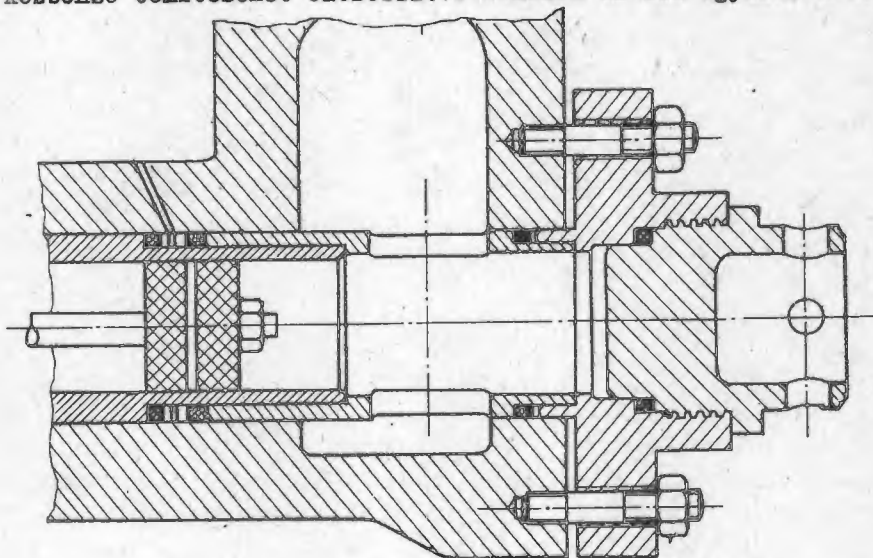
Egy néhány évvel ezelőtt még olyan konstrukcióval találkoztunk, hol a be-



7. ábra

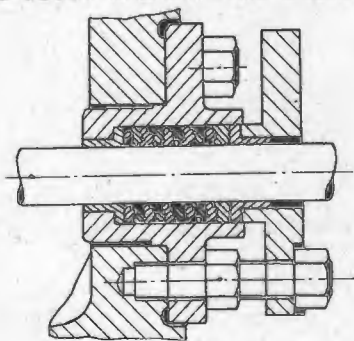
tétnek a hengerfedél oldalán egy három-karu központos töcsavarral szorított mechanizmus tartott ellent (7. sz. ábra). A fellépő nagy nyomások, melyek adott esetben több tonna nagyságrendűek, az egyetlen egy töcsavarra adódtak át, míg végül is annak lazulása a központosság megbontását eredményezte és előbb-utóbb a hengerbetét tengelyirányú elmozdulását és ezáltal a tömitések becsipését roncsolását vonta maga után. Ennek felis-

merése egy korszerűbb megoldáshoz vezetett (8. sz. ábra). A betét ellentartó hüvely hosszmeretét úgy választják meg, hogy az a közbenső tömitéseket előfeszítve fémesen ül fel egyszer a be-



8. ábra

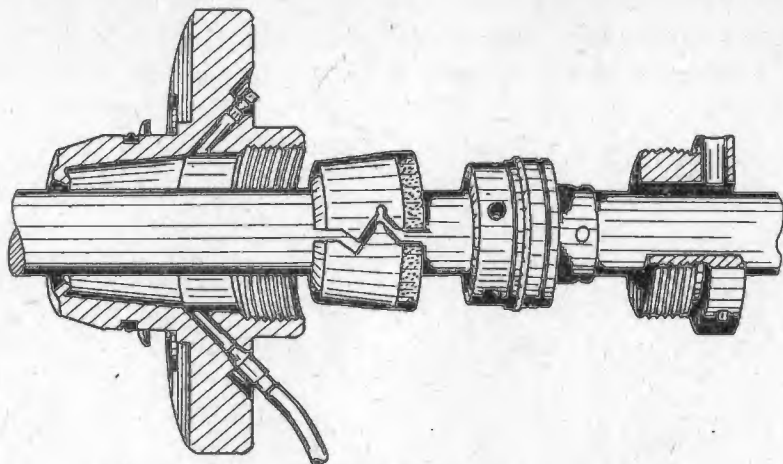
tét gyűrűs felületére, másodszor a hengerfedél peremére. A fel-lépő tengelyirányu erőket több (12 db) csavar veszi fel, s így a betét elmozdulása kizárt.



9/a. ábra

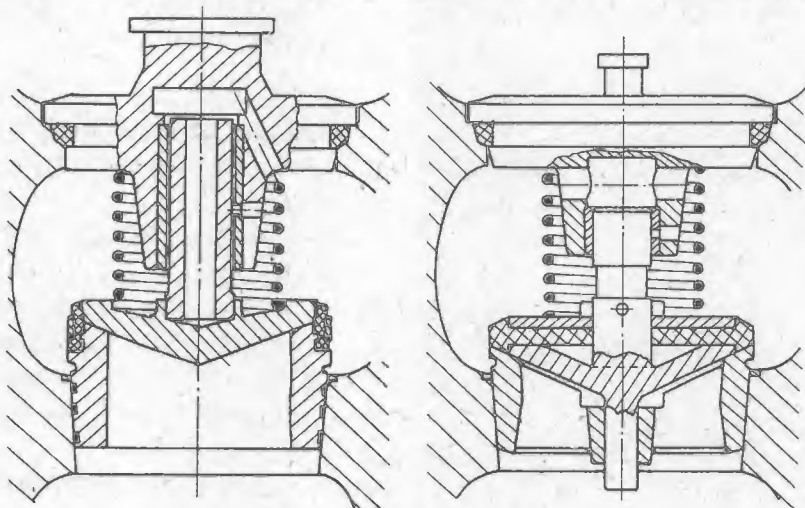
A gyakorlat azt mutatja, hogy a hengerbetét élettartama a dugattyu-nak többszöröse és így a gyakran elő-forduló dugattyucserénél az egész hengerfedél levétele helyett csupán a menetes záróhüvely lecsavarása szükséges.

Hasonlóan korszerűsített megoldás a dugattyurud tömitése. A 9/a. sz. áb-rán két tőcsavarral szorított szelen-cét látunk, mely a többnyire egyen-letlen csavarmeghuzás következtében felületi dugattyurud sérü-lést eredményez. A "b" ábra szerkezete ezt csavarmenetes szelen-cével küszöböli ki.



9/b. ábra

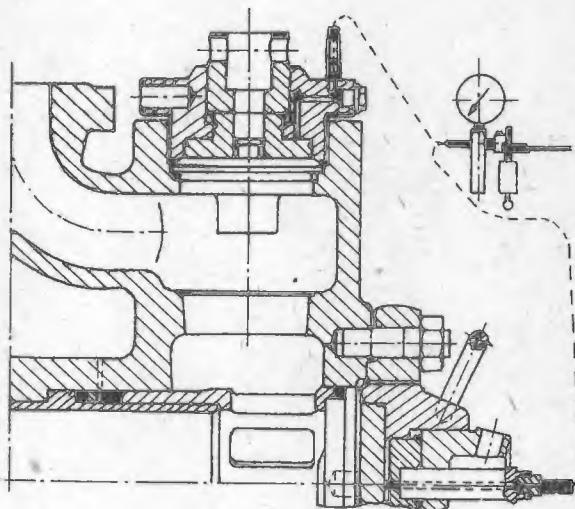
A 10. sz. ábra az öblítőszivattyú különböző szeleptípusait szemlélteti. Valamennyi rugós tényárszelep, ahol a szeleptányér-



10. ábra

ra huzott gumikorong tömítés szempontjából csak másodrendű szerepet tölt be. A tulajdonképpeni tömítést az öntvényházba sajtolt szeleplülés és a szeleptányér csiszolt felületei biztosítják. A gumi másodlagos tömítőszerepe mellett főként ütközéscsillapító.

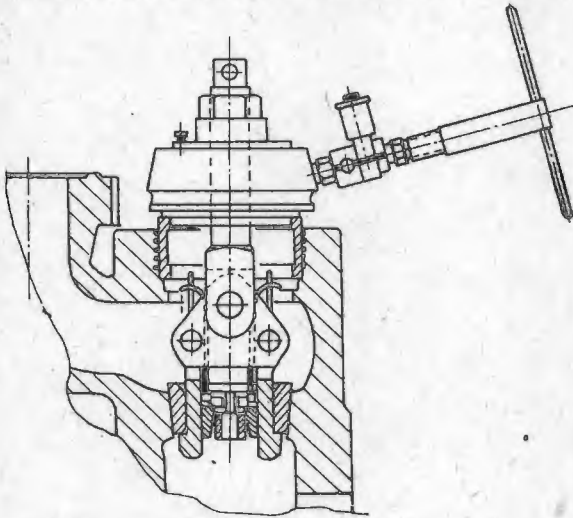
Nagy nyomással dolgozó szivattyuknál gyakran tapasztalható, hogy a szelepfedél tömitésének kielégítetlensége tökéletlen zárást eredményez, vagy ahogy mondják, a szelepfedél lélegzik. Ez annak következménye, hogy a szorítócsavarokat még a szivólöklet hatására sem lehetett kézi erővel teljesen meghuzni. Egy korszerű nagynyomású szivattyúnál a szelepfedél zárása hidraulikus uton történik. Amint azt a 11. sz. ábra szemlélteti, a felső menetes hüvely kézi becsavarása után következik a fedélnek hidraulikus uton való zárása, majd a külső menetes hüvellyel történő rögzítése. A szerkezet oldása szintén hidraulikusan történik.



11. ábra

Egy korszerű öblítőszivattyú cserélendő elemeinek gyors és emellett biztonságos szerelése még mezei viszonyok mellett is követelmény. A gyakori dugattyú, hengerbetét, szelep stb. cserék nehéz testi erőt igénylő mechanizmusokkal lassú és pontatlan. Ügyelni kell a szelepülés cseréjénél az öntvényház sértetlen állapotára. Nagy gondot kell fordítani arra, hogy dugattyúcserénél a dugattyú és dugattyúrúd kónuszai szorosan zárjanak. Könnyen követhetünk el hibát, amikor a dugattyút szorító anya meghuzásánál nem fejtünk ki megfelelő nyomatékot vagy az ellentartás gyenge. Ilyenkor a változó dugattyúmozgás meglazítja a kónuszos felületek kapcsolatát, dugattyúkopogás hallható és a felületek közé bejutó öblítőközeg gyors korroziót idéz elő. A dugattyúnak tökéletes felülése esetén viszont bonyolult annak kézi szerszámmal történő cseréje, a rud kónuszáról történő lehuzása ugyanis gyakran megsérti annak csiszolt felületét, minek

következtében a teljes rud használhatatlanná válik. Mindezek kiküszöbölésére egy korszerű szivattyu korszerű hidraulikusan mű-



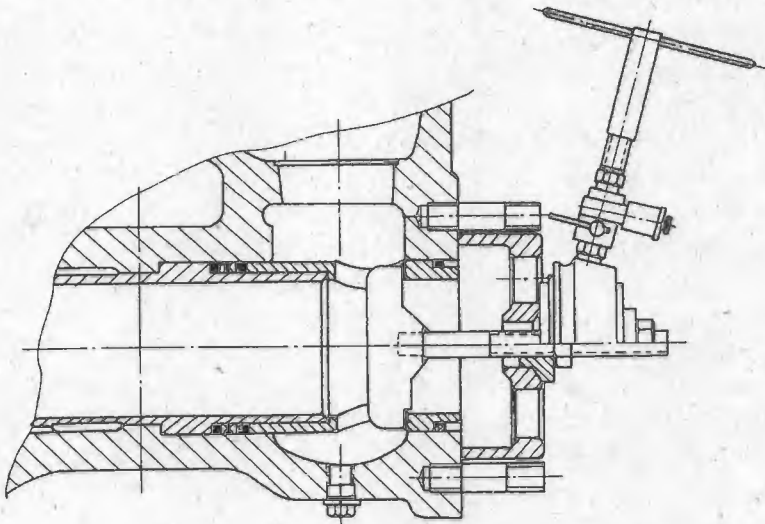
12. ábra

ködtetett szerelő szer-
számokkal van ellátva.

Ilyen pl. a 12. sz. ábrán szemléltetett, szelepülés húzására szolgáló szerszám, melynek lényege egy kézzel működtetett olajszivattyu és az ezzel működtetett kihuzó karok.

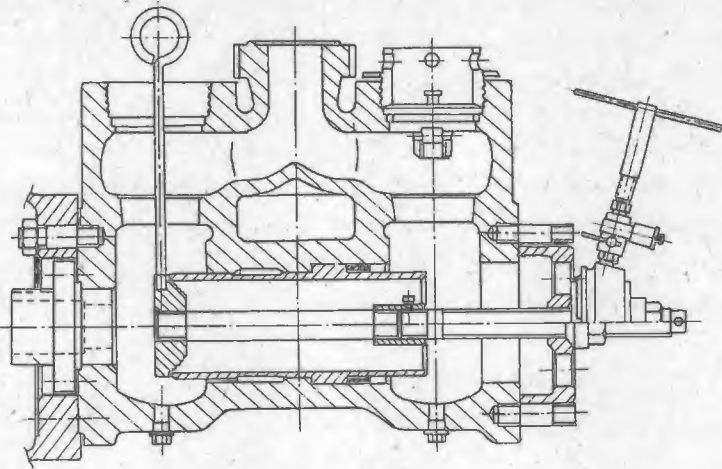
A kis kéziszivattyu az öblítőszivattyu valamennyi cserélendő elemének szerelésére szolgál, csak a mechanizmusok vál-

toznak. A 13. sz. ábra a hengerbetét szorítóhüvelyének a 14. sz. ábra pedig a hengerbetét

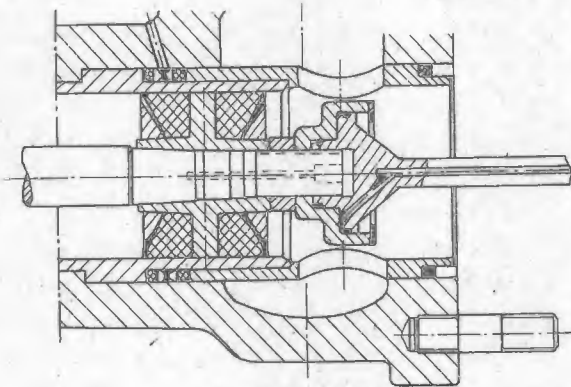


13. ábra

kihuzását ábrázolja. A következő 15. sz. ábra a dugattyu felszerelést, a 16. sz. ábra a leszerelést szemlélteti. A kézi szivattyu-



14. ábra

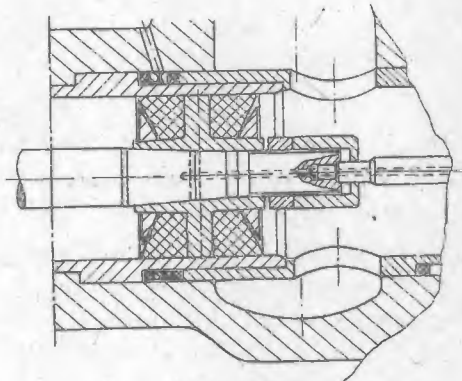


15. ábra

tyuval előállított egyenletes nagy olajnyomás feltétlenül biztosítja a konuszos felületek tökéletes kapcsolatát. A leszerelésnél a dugattyurud furatain át bocsájtott nagynyomású olaj szinte lepattintja a du-

gattyut a rud kónuszáról. Mindez különösebb emberi erőfeszítés nélkül és gyorsan történik.

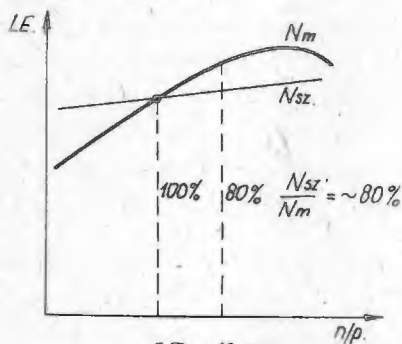
A hajtóműves szivattyút egy maximális dugattyurud terhelésre méretezik, mely az üzemnyomás és a dugattyu felületének szorzatával egyenlő, mely terhelés végeredményben a hajtóműre adódik át. Mint ismeretes, a furandó lyuk mély-



16. ábra

ségének növekedésével növekszik az öblítőiszap ellenállása és így növekszik azonos dugattyuméret esetén a dugattyurudra ható nyomás és ezen keresztül a hajtómű terhelése. A növekvő terhelés a hajtóműben esetleg törést okozhat, éppen ezért a szivattyú minden egyes dugattyuméretére gyárilag megadott maximális nyomásértéket nem szabad túllépni, vagyis minden nyomásfokozatnak megfelelő henger és dugattyuméretet kell használni. A gyárilag előírt hengerbetétprogram pontos betartásának első indoka tehát a szivattyú hajtóelemeinek szilárdsági alapjaira vezethető vissza.

Folytatva az indokolást, röviden rá kell térnünk a szivattyút hajtó, mechanikus erőátvitellel rendelkező belső égésű motor üzemviszonyaira. A hajtóműves iszapszivattyúkra a legjellemzőbb, hogy a szivattyú löketszáma, vagyis azonos hengerbetét alkalmazása mellett a szállított mennyiség nem változtatható közlőmű áttétel nélkül, vagyis egyedül a meghajtómotor fordulatszám változtatásával.



17. ábra

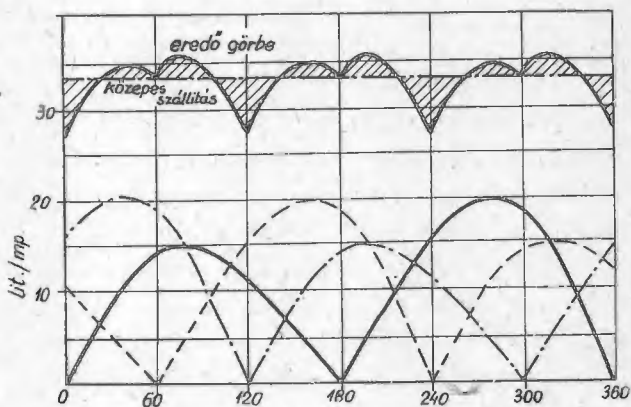
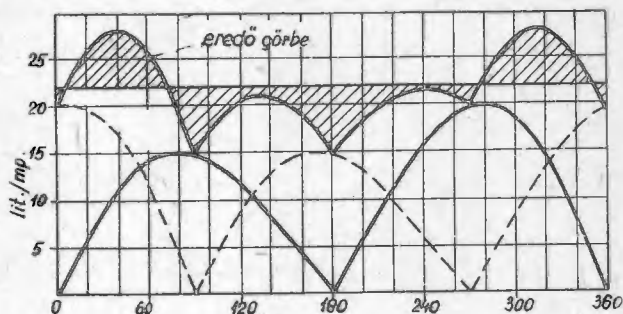
A belső égésű motor ideális terhelése - különösen huzamosabb időn keresztül - 80-90 % körül van. Ezt az állapotot akkor tarthatjuk fenn, amikor olyan hajtómotorfordulatot választunk és tartunk fenn, melynél a szivattyú teljesítményigényének és a választott fordulat teljesítményének viszonya az említett %-os motorterhelést eredményezi (17. sz. ábra).

A hajtóműves dugattyús szivattyú egy fordulat alatt, azaz a dugattyú egy kettős lökete alatt kétszer változtatja mozgásirányát és kétszer gyorsít fel állóhelyzetéből maximális sebességre és lassít ismét állóhelyzetébe. Ebből a sebességváltozásból következik a szivattyú lüktető szállítása és nyomása. A szivattyú nagy erejű lüktetése magában a szivattyúban, majd a rotári tömlőben az öblítőfej-csatlakozásban és más jelentős egységekben komoly rázást idéz elő. A folyadék áramlási hullámok olyan nyomás csúcspontokat válthatnak ki, amelyek a csővezeték és egyéb sze-

relvények szakítószilárdságát meghaladják. A forgattyus hajtómű által okozó szabályos lüktetést szabálytalanná teszi a kéthású szivattyúnak az a szerkezeti sajátossága is, hogy a löket-térfogat a dugattyu két oldalán a dugattyurud miatt nem egyforma.

Következésképpen a szállítás mennyisége és üzemnyomása egyfelől változni fog a forgattyus hajtás sebességváltozása miatt egy sinus-vonal mentén, másrészt minden második sinus-vonal amplitudója kisebb lesz a dugattyurud felületének arányában. Miután az öblítőszivattyúk mindig iker-kivitelűek,

a kettős iker-kivitel ezt a jelenséget kevésbé, a hármas-iker azaz triplex-kivitel nagyobb mértékben képes csökkenteni (18. sz. ábra).



18. ábra

II. A SZIVÁS-NYOMÁS TÖRVÉNYSZERŰSÉGEI

a/ A szivómagasság, szivólégüst, feltöltős szivórendszer

A korszerű furási módszereknél ismert, hogy az öblítés optimális értékig való növelése nagymértékben növeli a furási sebességet és egyidejűleg jobb technológiai előfeltételeket biztosít a furás lemélyítéséhez.

Az öblítés optimális értékű növelésének aktív módszerei közé tartozik egy olyan felszíni vezetékrendszer kialakítása is, mely a követelményeket lehetőleg maradéktalanul és a legjobb hatásokkal teljesíti. Annak dacára, hogy a felszíni öblítőrendszer a szivattyúk terhelése szempontjából nem számottevő, annak kialakításánál mégis szigorú követelmény a hidraulika és gépészet törvényeinek alkalmazása. Gyakran találkozunk olyan vezetékrendszerrel, mely azokkal ellentmondó, ami végső fokon nagyfokú szivattyúhatásfokromlást von maga után.

A szivattyút gyártó művek ismertetéseiben gyakran olvasható - 90 %-on felüli - volumetrikus hatásfok, mely elsősorban magára a gyárilag új munkagépre vonatkozik, melynél a hatásfokot befolyásoló elemek is feltehetően kifogástalanok. Következésképpen csökkenhet ez a hatásfok az alkatrészek elhasználódásának függvényében, de csökkenhet gyárilag új munkagép esetén is, egy helytelenül kialakított vezetékrendszer alkalmazásával. Növelhető a hatásfok a helyes szivómagasság, szivóvezeték megválasztásával, egy hatásos szivólégüsttel, valamint feltöltő centrifugális szivattyú alkalmazásával.

Sorrendben a vezetékrendszerrel - különös tekintettel a szivóvezetékre és szivómagasságra - a következő törvényszerűségeket szükséges taglalni:

A szivás a szivattyú munkafolyamatában az a szakasz, amely jelentős mértékben meghatározza a szivattyú működésének minőségét.

Általában a szivás folyamatát az öblítőiszap szabad felszínére ható, gyakran a légköri nyomással egyenlő nyomás határozza meg, mely a következő résznyomásokra oszlik meg:

1. A h_1 nyomás, mely a dugattyú alatti folyadékoszlopot egyensúlyban tartja,
2. A h_2 nyomás, mely a vezetékben a szivattyútérben fennálló hidraulikus ellenállásokat győzi le, és
3. A h_3 nyomás, mely a folyadéktömegek tehetetlensége által létrejött tömegeerőket győzi le és a folyadék sebességét biztosítja.

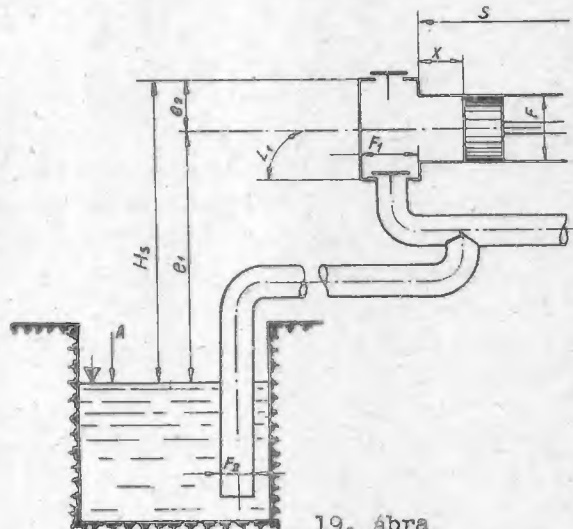
A dugattyú felületére ható folyadéknyomás tehát egyenlő a szabad felszínre ható atmoszférikus nyomás és az abból levonandó résznyomásokkal.

$$\frac{P}{\gamma} = A -$$

$$- (h_1 + h_2 + h_3)$$

A résznyomások a 19. sz. ábra figyelembevételével az alábbiak szerint határozhatók meg.

1. $h_1 = e_1$ illetve a folyadékfelszín és munkahenger közepe közötti távolság.
2. $h_2 = a$ teljes szivószakasz L_2 és a szivattyú szivóterének L_1 hidraulikus ellenállásainak leküzdésére szolgáló nyomás. Ha a vizagált időben a dugattyú sebessége



19. ábra

C, és a folyadékoszlop a dugattyút feltételezhetően követi, az L_1 szakasz folyadékáramlási sebessége

$$C_1 = \frac{F}{F_1} C, \text{ az } L_2 \text{ szakaszon } C_2 = \frac{F}{F_2} C \text{ kell hogy}$$

legyen.

Tekintettel arra, hogy az áramlási ellenállások a folyadéksebesség négyzetével változnak, minden ellenállás értéke

$$\left\{ \frac{c^2}{2g} \right. \text{ összefüggéssel jellemezhető.}$$

Ezek szerint a vizsgált szakaszok hidraulikus ellenállásainak összege

$$h_{L_1 + L_2} = \left[\sum \left\{ \left(\frac{F}{F_1} \right)^2 \right\} + \sum \left\{ \left(\frac{F}{F_2} \right)^2 \right\} \right] \frac{c^2}{2g}$$

Tekintettel arra, hogy a szelepház ellenállás tényezőjének meghatározása körülményes és csupán megközelítőleg határozható meg, a gyakorlat részére célszerű a szivás kezdetétől a munkahenger közeépig egy állandó L_s hosszúságú és F_s keresztmetszetű szelvényt felvenni és az abban előforduló összes hidraulikus ellenállások összegét a h_{sz} szelepel ellenállással együtt

$$h_2 = h_{sz} + \sum \left\{ \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 \right\} \frac{c^2}{2g}$$

összefüggéssel kifejezni.

3. Tekintve, hogy a dugattyu sebességét változtatja, a folyadéktömegek sebessége is változik, így tömegezők ébrednek, melyeknek legyőzésére és a folyadék sebességének biztosítására szükséges nyomás a

$$h_3 = \frac{xk}{g} + L_s \frac{F}{F_s} \cdot \frac{k}{g} + \frac{c^2}{2g}$$

Az összefüggésben $x = a$ dugattyunak x távolságban vizsgált helyzete, $k =$ annak gyorsulása.

A résznyomások behelyettesítésével nyerjük a szivólöket alatt a dugattyu felületére ható nyomást, folyadék-méter oszlopban. Az egyenlet rendezve:

$$\frac{p}{\gamma} = A - e_1 - h_{sz} - \left[\sum \left\{ \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 + 1 \right\} \right] \frac{c^2}{2g} -$$

$$- l_s \frac{F}{F_s} \cdot \frac{h}{g} - \frac{xk}{g}$$

Abban az esetben, mikor fenti összefüggésből $x = 0$ és $C = 0$, a dugattyufelületre ható nyomás annyira csökken, hogy eléri a folyadék hőmérsékleténél telített gőz nyomását és az áramlás folytonossága megszakad. Annak elkerülése akkor biztosított, mikor

$$\frac{P_{\min}}{\gamma} > p_x$$

A p_x nyomás általában a folyadékgőzök nyomásával egyenlőnek vehető fel, mely a folyadék hőmérséklet emelkedésével nő. Az öblítőiszap összetételéből következően ezek a nyomásértékek valamivel kisebbek, mint a telített vízgőz nyomása. Értékei:

10	20	30	40	50	60	70	80	C°-nál
0,14	0,28	0,4	0,6	1,2	2,0	3,0	4,2	m.i.o.

Amikor a szivótérben a löket kezdetén gőz képződik, a folyadékoszlop nem a dugattyu gyorsulás sebességével, hanem az öblítőiszap szabad felszínére ható atmoszférikus nyomás hatására kerül a szivótérbe, minek következménye, hogy a folyadékáram nem képes a dugattyu által szabaddá tett teret betölteni. A szivólöket második felében - ahol a dugattyu sebessége csökken, a beáramló folyadék sebessége viszont változatlan - a szivótér gőztérfogata a dugattyusebesség függvényben csökken. Ilyenkor a folyadékáram kitölti a dugattyu mögötti hengertérfogatot és

még mielőtt a dugattyu holtpontjához ér, azzal érintkezik, ami erős folyadéklökést eredményez. Ez a lökés annál nagyobb, minél nagyobb a folyadék sebességének változása a felülettel történő találkozás pillanatában. Folyadéklökést eredményez még a teljes szivótér elégtelen feltöltése is. Ilyenkor a folyadék a szivótér legmagasabb pontját csak akkor éri el, mikor már a dugattyu holtponti helyzetéből kiindulva visszafelé halad, ami által a szivóvezetékben és szivótérben levő folyadéktömeg áramlása hirtelen nyugalmi helyzetbe kerül, vagy irányát változtatva a szivószelepet hirtelen zárja.

Az előbbiekből látható, hogy a szivattyu nyugodt üzemének feltétele a teljes szivólöketre vonatkozó áramlás folytonossága, amit a szivóvezeték tömegellenállásainak csökkentésével, vagyis a helyes szivómagasság, valamint a vezeték hossz- és keresztmetszet méretezésével lehet elérni. A megfelelő szivómagasság az atmoszférikus nyomástól és az öblítőiszap gőzképződésének nyomásától függ. A légüst nélkül dolgozó szivattyu szivómagassága:

$$H_s < A - p_x - h_{sz} - L_s \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right)$$

$$\text{Miatán } \omega = \frac{3,14 \cdot n}{30} \text{ és } g = 9,81; \frac{\omega^2 r}{g} \sim \frac{n^2 r}{900};$$

s így

$$H_s < A - p_x - h_{sz} - L_s \frac{F}{F_s} \cdot \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right)$$

Egy nagyobb hőmérsékletű öblítőiszap alkalmazása esetén, amikor is annak folyadékgőznyomása megközelíti az atmoszférikus nyomást és ezáltal a szivás folyamatánál gőzképződés állhat fenn, a tömeghatások csökkentését a szállítandó folyadéknak a szivattyuhoz történő hozzáfolyásával lehet biztosítani. Ez esetben az atmoszférikus nyomás helyett egy nagyobb, statikus nyomás biztosítja a szivólöket törvényeit, melynek

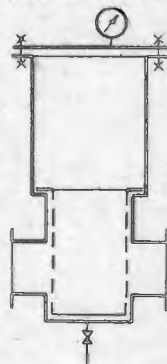
$$h = \frac{c^2}{2g} \sum \xi + h_{sz} + h_k \quad \text{nyomást kell}$$

elérnie, és csupán a vezeték és szelepnýtás ellenállását, valamint a folyadék tömeg gyorsítását kell legyőznie.

A tömeghatás további csökkentésének módja a szivóvezeték-rendszer helyes méretezése. Nagy jelentőséggel bír a dugattyusebesség függvényeként megválasztott keresztmetszert és a lehető legrövidebb hossz. Ott ahol a vezeték hosszának csökkentése egyéb okoknál fogva nem lehetséges, ajánlatos a szivattyúhoz közel egy szivólégüst beiktatása. Ezáltal a szivás helyétől a légüstig terjedő vezetékszakaszban az áramlás egyenletes, a dugattyugyorsulás által előidézett tömegek viszont csupán az üst és szivattyú közötti szakaszra korlátozódnak. A szivólégüst hosszú és rövid szivószakaszoknál egyaránt tompítja az említett tömeghatásokat és így nyugodtabb üzemet, valamint nagyfokú volumetrikus hatásfokot eredményez.

A szivólégüst szerkezete és kivitele merőben különbözik a nyomólégüستtől. A szilárdsági és hidrodinamikus méretezések egyszerűbbek (20. sz. ábra).

A szivólégüsttel dolgozó szivattyú szállítandó folyadékát először az üstből szivja, minek következtében annak folyadékszintje süllyed, légtér kiterjed, nyomása csökken. Lábszelepes szivóvezeték esetén csökken az arra ható terhelés mindaddig, míg az atmoszférikus nyomás azt megemeli, a felette levő folyadékoszlopot mozgásba hozza és az üstbe történő áramlás megindul. Amíg a szivattyú folyadékfelvétele nagyobb, mint az üstbe történő beáramlás, az üst folyadékszintje és légpárna nyomása állandóan csökkeni fog. Következésképpen nő az atmoszférikus túlnyomás hatására a folyadékáramlás mindaddig, míg az üstbe történő beáramlás mennyisége egyenlő a szivattyú elvételével.



20. ábra

Amint ismeretes, a furt lyukból kifolyó öblítőiszap nemcsak kemény részecskéket tartalmaz, hanem bizonyos mennyiségű gázt is. A gázt többé-kevésbé a térfogatában egyenletesen megoszlott buborékok formájában, molekulárisan osztott állapotban tartalmazza. Mint az előző fejtegetésekből ismeretes, nagy levegő vagy gáztartalmú öblítőiszap nagymértékben korlátozza az áramlás törvényeit és dinamikai igénybevételeket támaszt. A munkahengeren

belül ugyanis a nyomószelep nyitása előtt a nyomás nagyobb, mint a vezetékben uralkodó nyomása. Amikor az iszap gázt tartalmaz, a nyomószelep nyitásának pillanatában beálló nyomáskiegyenlítés következtében robbanásszerű jelenség lép fel, ami a nyomóvezetékben hirtelen nyomás-ugrást idéz elő. Ilyenkor nemcsak a szivattyu volumetrikus hatásfoka csökken, hanem a vezetékrendszerben és szivattyuban ütésszerű terheléseket okoz, mely nyugtalan üzemével sokszor az alkatrészek törését idézi elő.

A szivólégüst nagymértékben hozzájárul az említettek kiküszöböléséhez. A folyadéknak a szivócsőben történő felemelkedése alatt nyomása folyamatosan csökken, minek következtében az abban levő gázok egy része kiválik és a légüstben felgyülemlik, miáltal az üst légpárnája üzem közben nő, folyadékszintje pedig csökken. A felgyülemléttgázt az üst legmagasabb pontján időnként el kell vezetni.

Ezáltal az üst folyadéknívója és a felette levő levegőpárna nyomásának viszonya közel állandó marad, ami által az atmoszférikus nyomás és az üst levegőnyomása közötti különbség szintén állandósul. Állandó marad ezáltal a szivóvezeték üstig terjedő szakaszában az áramlás sebessége is, és így e szakaszon tömegerők sem lépnek fel. Az áramlás sebessége ezek szerint csupán az üst és szivattyu közötti szakaszon fog a dugattyu sebesség függvényében változni, s hogy az itt fellépő tömegerők a legkisebbek legyenek, ez a szakasz a lehető legrövidebbre tervezendő.

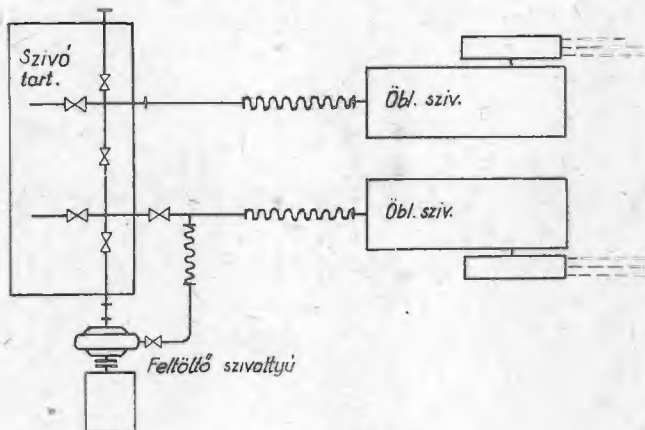
Nyulós folyadékhoz - mint esetünkben az öblítőiszap - célszerű a szivómagasság növekedésével arányosan nagyobb üstöt készíteni. Közelítő számításokkal a szivómagasság és a szivócső-könyökök számának függvényében a szivólégüst térfogatát mint az F.s. többszörösét: $V_k = i.F.s.$ határozzuk meg.

H_s	=	4	5	6	7	8	méter
i	=	3-5	5-8	8-12	12-16	16-20	

Elfogadható érték, ha az üst légtérfogata megközelítőleg a teljes ürtartalom 2/3-a.

A szivás folyamatának törvényszerűségeit, így a munkahenger töltési fokát, a szivómagasság és volumetrikus hatásfok fokozását

segéd centrifugál szivattyúval is lehet végezni. Egy feltöltős öblítőrendszert ábrázol a 21. sz. ábra.



21. ábra.

A szivattyú meghajtása történhet elektro- vagy belsőégesű motorral. A feltöltő szivattyú nyomóvezetéke közvetlen az öblítőszivattyú szivóvezetékében torkollik. A szivás egyenletébe ilyenkor az atmoszférikus nyomás helyett a centrifugálszivattyú által kifejtett $\frac{P}{\gamma}$ nyomómagasságot és a szivóvezeték teljes hossza helyett csupán a feltöltő szivattyú közötti szakasz kerül.

A munkahenger töltésének fokozásával fokozható a szivattyú löketeinek száma és a teljesítménye is. Növelhető a szivattyú volumetrikus hatásfoka gázos iszap esetén is. Tekintve, hogy a munkahengerben tulnyomást idézünk elő, a szivattyú megtartja eredeti 0,9 - 0,95 töltési fokát, az iszapban gáz nem válik ki, a buborékok sem tágulnak, minthogy az bekövetkezne, ha a szivóterben a nyomás az atmoszférikusnál alacsonyabb.

Feltöltő szivattyú esetén célszerű a szelepek elemési magasságának csökkentése és a szeleptányérnak az ülésretörtető ráfekvésénél jelentkező kopogás kiküszöbölése érdekében növelni a szeleprugót annyira, hogy a szelepre nehezedő statikus terhelés 8-10 m folyadékoszlop legyen. A feltöltő centrifugálszivattyú megválasztása a $Q \cdot H$ karakterisztika szerint történik. Az idevonatkozó irodalom a szükséges nyomómagasságot 14-20 m-ig írja

elő, illetve javasolja, az iszapszivattyúval egyenlő teljesítmény mellett.

Nagyobb nyomómagasságra csak abban az esetben van szükség, ha szokatlanul hosszú szivóvezetékekkel, nagyobb szivómagassággal, kis szivóvezeték átmérővel dolgozunk, ha az öblítőiszap gáztartalma nagy.

2. Nyomóvezetékrendszer, nyomólégüst, műszerek

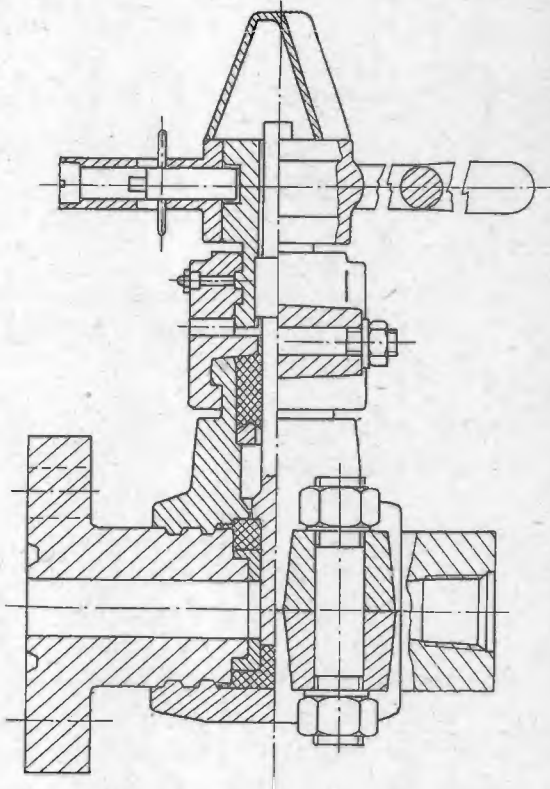
Az öblítőszivattyúk nyomóvezetéke 3" - 6" átmérőjű, a legkevesebb töréssel, ill. ellenállással vezetett nagynyomású acélcsővezeték, mely azután a furótorony sarkában felállított ún. állócsőhöz csatlakozik. Az állócső 4" - 6" \varnothing -jű, 12 - 14 m magas, belülről a torony sarkához bilincselts vezeték, mely a felső végén hattyunyakkal csatlakozik a hajlékony nyomóvezetékhez, vagy a rotari tömlőhöz. Ez a tömlő többnyire drót és vászonbetétes, nagynyomású gumitömlő, mely 3" belső \varnothing -jű és 18 m hosszú, hogy lehetővé tegye a furószár függőleges mozgását. A nagy szivattyúnyomások miatt különleges csatlakozó végeket alkalmaznak, amelyekkel lehetővé teszik a gumitömlő és a hattyunyak összeköttetését. Különleges nagy öblítőnyomások esetén csuklós acélvezeték köti össze az öblítőfejet az állócsővel. Ez esetben a szükséges hajlékonyságot aránylag rövid, nagynyomású csőszakaszok között elhelyezett megfelelő tömítésű golyócsapágyas csuklók biztosítják.

A nyomóvezeték elzárószerveiként használt karmantyus csatlakozású tolózárat a könnyebb szerelés, ill. cserélhetőség, valamint a hidraulikus ellenállások csökkentésére a peremes csatlakozású nagy nyomású csapok, ill. gumibetétes tolózárak váltják fel.

A csapok mellett nagy szerephez jutott az utóbbi időben az említett gumibetétes tolózár is 22. sz. ábra. Ennek előállítás, szerelése, karbantartása egyszerű. A körkörös, felül az elzáróék befogadására hornyolt, olajálló rugalmas gumitömítés az öblítőiszap koptató hatásának igen jól ellenáll és gyorsan cserélhető. Készül 1 - 4"-es kivitelben, 210 at. üzemi nyomásra is.

A dugattyus szivattyú egyenlőtlen folyadékszállítása következtében a nyomóvezeték is erős dinamikai igénybevételnek van kitéve. Ennek az igénybevételnek csillapítására szolgál a szivattyú nyomólégüstje, mely a nyomóvezetékben uralkodó folyadékáram sebességét hivatott kiegyenlíteni.

Az üstöt lehetőleg a szivattyúhoz közel - legtöbbször annak nyomócsonkjára - szokták elhelyezni, így a csöveget megtöltő folyadék periodikus gyorsítására felhasznált energia mennyiségét csökkenti és csupán az üst és szivattyútér közötti rövid szakaszon fog a folyadéktömeg gyorsulni. Az általánosan közismert légüstök egy folyadéktérből és a felette levő rugalmas légtérből állnak. Az egyenlőtlen folyadékszállítás következtében az üst folyadéktükre ütemesen emelkedik és süllyed, mert folyadékfeleslegét elraktározza ar-



22. ábra

ra az időszakokra, amikor a szivattyú az átlagosnál kevesebb folyadékot szállít. Ennek következtében a felette levő levegő tágulása, illetve nyomásváltozása következik be, amit egyenetlenségi fokkal jellemzünk és a légüstök méretezésére alapvető. Ez az egyenetlenségi fok

$$P_s = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{köz.}}} \quad \text{ahol}$$

$$P_{\text{közép}} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \quad \text{értékü.}$$

Az üst levegőjének nyomásváltozása közel isothermikusan történik és ha V_k az üst közepes légtérfogata, felírhatjuk az állapot egyenletét:

$$P_{\min} V_{\max} = P_{\max} V_{\min} = P_k V_k$$

ebből következnek

$$P_{\min} = \frac{P_k V_k}{V_{\max}} \quad \text{és} \quad P_{\max} = \frac{P_k V_k}{V_{\min}}$$

továbbá

$$\delta_{P_s} = \frac{\frac{P_k V_k}{V_{\min}} - \frac{P_k V_k}{V_{\max}}}{P_k} = \frac{V_k (V_{\max} - V_{\min})}{V_{\max} V_{\min}}$$

közelítőleg $V_{\max} V_{\min} = V_k^2$ amiből az üst statikus egyenlőtlenségi foka következik, melynek értéke

$$\delta_{P_s} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_k} = \frac{U}{V_k} .$$

U = a fluktuális vízmennyiség, mely tulajdonképpen a változó $V_{\max} - V_{\min}$ légtérfogattal egyenlő. Értéke 0,21 Fs - 0,009 Fs. A légüst légtérfogata és a csővezeték folyadékoszlópa egy lengő rendszert képeznek. Ennek egyrészt következménye, hogy az üst valóságos nyomás és térfogatváltozása fenti számításoknál valamivel nagyobb értékű lesz, másrészt egy dinamikus egyenletlenségi fokot eredményez, melynek értéke

$$\delta_P = \delta_{P_s} \frac{1}{1 - q^2} \quad \text{a képletben}$$

δ_{P_s} a statikus egyenletlenségi fok

$$q = \frac{1}{n \cdot \omega} \sqrt{\frac{H_k F_d g}{l V_k}} = \frac{\text{a folyadékoszlop önlengés-száma}/\text{mp}}{\text{a szivattyú impulzusainak száma}/\text{mp}}$$

n , a szivattyú szivó ill. nyomólöketének száma/ n

H_k , az üst közepes nyomómagassága (m)

F_d , a vezeték keresztmetszete (m^2)

l a vezeték hossza (m)

$q = 0$ esetén, tehát végtelen kis önlengésszámnál a dinamikus egyenletlenségi fok $\delta_p = \delta_{ps}$

$q = 1$ esetén $\delta_p = \infty$ mely esetről a folyadékoszlop önlengésszáma egyenlő a szivattyú impulzusainak számával és egy rezonancia veszélyes állapota keletkezik. A rezonancia elkerülésére a q értéknek mindig az előbbi alatt kell maradnia, ill. célszerű ha.

$q < \frac{1}{\sqrt{2}}$ Az egyenlőtlenlenségi fok általános értékei

$$\delta_p = \frac{1}{10} - \frac{1}{20} \quad \text{szivólégüst esetében}$$

$$\delta_p = \frac{1}{20} - \frac{1}{100} \quad \text{nyomólégüst esetében.}$$

A gyakorlatban a légüst dinamikai egyenlőtlenlenségi fokát nem egy adott közepes légtérfogatból állapítják meg, hanem fordítva, egy kívánt egyenlőtlenlenségi fokból a szükségeselt közepes légtérfogatot. Annak meghatározása a már megállapított egyenletek felhasználásával

$$V_k = \frac{U}{\delta_p} + \frac{1}{n^2 \omega^2} \cdot \frac{H_k F_d g}{l} \quad \text{értékü.}$$

Példa: Meghatározandó egy kettős működésű szivattyú nyomólégüstjének nagysága az alábbi adatokkal:

Dugattyú $\emptyset D = 0,275$ m, dugattyurud $d = 0,075$ m, dugattyulököt $s = 0,38$ m fordulatszám $n = 100$; a légüst közepes nyomómagassága $H_k = 100$ m, nyomóvezeték belső $\emptyset D_d = 0,3$ m, hossza $l = 120$ m, az üst egyenletlenségi foka $\delta_p = 0,02$

A közepes dugattyú-felület $F = \frac{D^2 \pi}{4} - \frac{d^2 \pi}{4} = 0,572 \text{ m}^2$
 a fluktuális vízmennyiség $U = 0,21 \cdot F_s = 0,00456 \text{ m}^3$, a szögsebesség $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 10,48 \frac{1}{\text{s}}$ és a nyomóvezeték keresztmetszete: $F_d = \frac{D_d^2}{4} = 0,0707 \text{ m}^2$

A közepes légtérfogat

$$V_k = \frac{0,00456}{0,02} + \frac{1}{2^2 \cdot 10,48^2} \cdot \frac{1000 \cdot 0,0707 \cdot 9,81}{120} = 0,2293 \text{ m}^3$$

Tekintettel arra, hogy a számított V_k érték egy része folyadékkal töltött, ennek a térfogatnak nagyobbnak kell lenni éspedig a lökettérfogat többszörösével.

Esetünkben

$$\frac{V_k}{F_s} = \frac{0,2293}{0,02173} = 10,56$$

A folyadékoszlop önlengésszámának és a szivattyú impulzus számának viszonya

$$q = \frac{1}{2 \cdot 10,84} \sqrt{\frac{100 \cdot 0,0707 \cdot 9,81}{120 \cdot 0,2293}} = 0,0758$$

értékű mely az $\frac{1}{\sqrt{2}}$ érték alatt van, ill. az önlengés-szám jóval az impulzus-számon aluli.

A hosszú nyomóvezetékre dolgozó szivattyú nyomólégüstjének az üzem folyamán gyakorolt nyomáskiegyenlítő szerepe mellett egy másik feladata is van: az indítás tartama alatt meg kell akadályozni a nyomás túlságos megnövekedését. Ha ugyanis a nyugalomban levő szivattyút megindítjuk, akkor a szállított vízmeny-

nyiség kezdetben csaknem egészében a légüstbe áramlik, mert a hosszú csővezetékbe zárt víztömeg felgyorsítása hosszabb ideig tart. Ezalatt a légüstbe zárt folyadék a folyadékszintet emeli, s ezzel a nyomás is jóval az üzemi érték fölé emelkedik. E nyomásemelkedés következtében a folyadékoszlop csakhamar az üzemi sebesség fölé gyorsul, amikor a nyomás ismét apad, mert most már több folyadék áramlik az üstből a csővezetékbe, mint amennyit a szivattyú a légüstbe szállít.

Egy mélypont elérése után a nyomás ismét emelkedni fog és az előbbi játék megismétlődik, amíg az erőteljes csillapodás következtében az üzemi egyensúly-állapot be nem állt, ill. a folyadékok áramlástánából ismert indítási időt el nem éri.

Szigorúan pontos elméleti vizsgálattal megállapítható, hogy az egyenletes üzemállapot eléréséhez szükséges időtartam végtelen hosszú, vagyis az áramlás sebessége csak aszimptotikusan közelíti meg az üzemi értéket. A gyakorlatban azonban ennek ellenére is véges idővel számolunk, melynek tartama a szerint hosszabb, vagy rövidebb, amint a sebesség megközelítésében kisebb vagy nagyobb türeést irunk elő. Az indítás ideje tehát csak akkor jellemezhető egyértelműen meghatározott mennyiséggel, ha ugyanakkor a közelítés százalékos értékét is megadjuk.

Az áramlástani feladatoknál célszerűnek mutatkozik egy 3,6 - 4 %-os türeés előírása, ami azt jelenti, hogy az indítást akkor nyilvánítjuk befejezettnek, amikor a sebesség az egyenletes üzemállapotot jellemző állandó értékének 96,4 - 96 %-át elérte.

Az indítás időbeli lefolyása a folyadékoszlop gyorsulásától függ, amely az ún. gyorsító nyomómagassággal arányos. Ha az egyenletes szelvényű l-hosszúságú csőben a folyadék c sebességgel áramlik, akkor a H esés egy részét az áramlási veszteségmagasság h' emésztí fel, a gyorsító nyomómagasság tehát

$$H - h' = \frac{l}{g} a \quad \text{ahol } a \text{ a folyadékoszlop gyorsulása.}$$

Az indítás idejét döntően befolyásolja a folyadékoszlop gyorsulásának kezdő értéke, amely

$$a_0 = \frac{H \cdot g}{l} \quad (\text{m/mp}^2)$$

valamint az egyenletes, üzemi sebesség, melynek elérésével az indítás tulajdonképpen befejeződött. Az üzemi sebesség a

$$h = (1 + \xi) \frac{c^2}{2g}$$

veszteség magasságból kifejezve

$$c = \sqrt{\frac{2g H}{1 + \xi}} \quad (\text{m/mp}) \quad \text{értékü.}$$

A gyorsuló folyadékrendszer egy Z időállandóval, vagyis azzal az időtartammal jellemezhető, amely változatlan kezdőgyorsulás esetén volna szükséges a c üzemi sebesség eléréséhez. Az időállandó értelmezése szerint tehát $c = a_0 \cdot Z$, melyből az időállandó

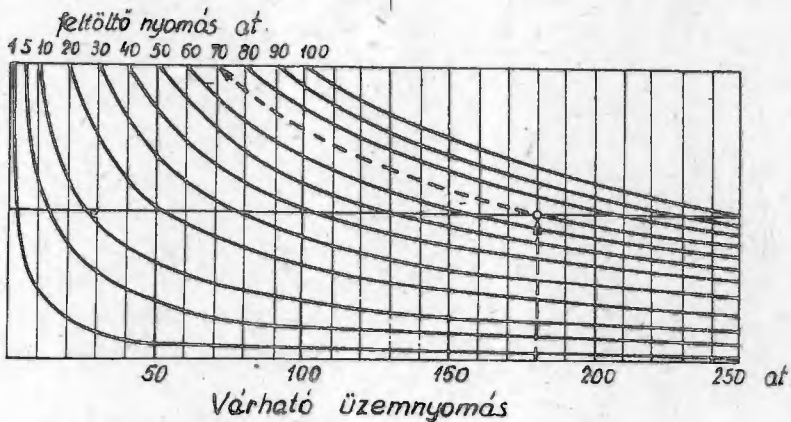
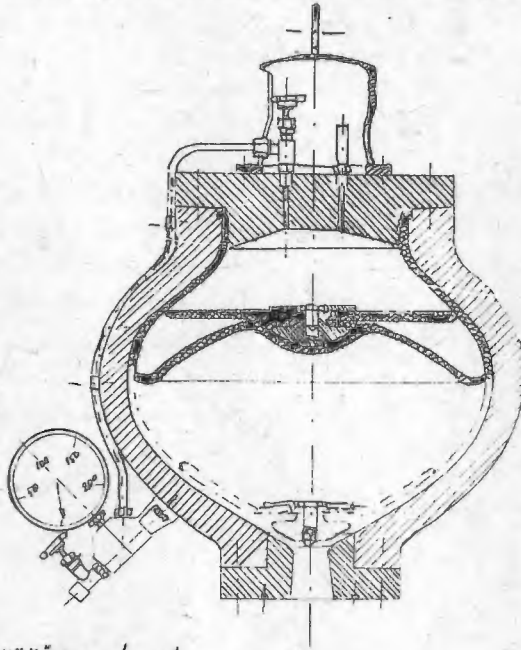
$$Z = \frac{c}{a_0} \quad (\text{mp})$$

A gyakorlat igényeit kielégítjük, ha az indítás idejét a rendszer időállandójának kétszeresében állapítjuk meg. Az indítás ideje tehát $J = 2 Z$ (mp).

Az említettek felelevenítése azért szükséges, mert légüst nélküli szivattyú indítása, az indítás idejének figyelmen kívül hagyásával magára a szivattyúra, valamint meghajtómotorjára káros kimenetelű lehet. Légüst nélküli szivattyú üzem esetén ezen úgy segíthetünk, hogy a szivattyú nyomócsonkjához közel egy terhermentesítő, indítónyomóvezetékot iktatunk. Ezt a vezetékot vagy csonkot a szivattyú indításkor nyitjuk, s mindaddig nyitva tartjuk, míg a nyomóvezetékben az üzemi sebesség, s így az indítás ideje be nem következik.

A korszerű hatásos nyomólégüst-szerkezetek már eltérőek a közismert légüst kamra szerkezetétől. Utóbbiak, melyeknél az áramló közeg közvetlenül érintkezik a felette levő levegőpárnával, idővel hatástalanná válnak és már nem képesek lépést tartani a fellépő nagy nyomáscsúcsok kiegyenlítésében. Nagynyomású vezetéknel már olyan szerkezetű légüst kerül előtérbe, melynél az áramló közeget a felette levő rugalmas párnától egy membrán vá-

laszt el (23. ábra). Ennek következtében a rugalmas párna töltése állandó marad, ami terjedelmében kisebb, hatásosságában nagyobb légüstöt eredményez. Az ábrán feltüntetett légüstnél alkalmazott



23. ábra

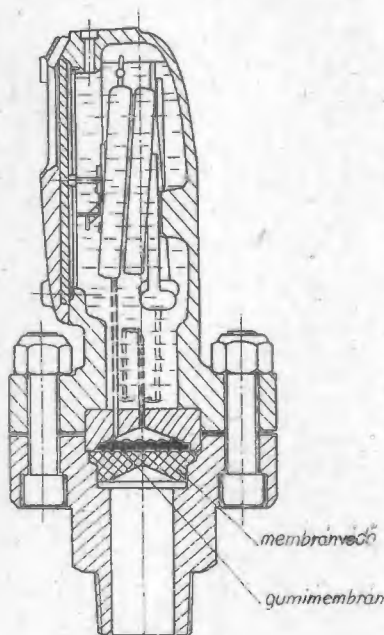
gumimembrán szükségessé tette, hogy a felette levő rugalmas párna töltése egy semleges gáz, ez esetben nitrogén legyen, mely a gumit a korrodálástól óvja.

A nyomólégüst alkalmazásával, ill. a nyomóoldalon jelentkező nyomáskiegyenlítődés következtében várni lehet a szivattyu-

alkatrészek, tömitések, csapágyak, fogaskerekek, valamint a vezeték és furórudazat élettartamának növelését. Eldöntött kérdésnek tartják ma már, hogy helyesen méretezett légüst alkalmazása a szivattyu javítási és csere alkatrészek ellátásával járó költségeket legalább 30-40 %-kal csökkenti.

Folytatásul idesorolhatók a szivattyu és vezetérendszer műszerei, melyek az öblítőiszap agresszivitása miatt fokozott ellenállóképességűek.

Azok az iparban általánosan alkalmazott bourdon-csöves manométerek melyeknek érzékelő és továbbító mechanizmusa közvetlenül érintkezik a szállítófolyadékkal, annak erősen koptató hatására gyorsan tönkremennek, az impulzusokra érzékenyek, ezért kiéngésük $\pm 10 - 20 \%$ körüli, ami pontatlanságot eredményez.



24. ábra

Ezen a területen elsősorban azok a feszmérők állják meg helyüket, melyeknél az érzékelőt az iszaptól egy elválasztó elem határol. Ilyen feszmérőt ábrázol a 24. sz. vonalas ábra. Háza bronz-alumíniumból készül. Az öblítőiszap nyomását egy fém-membrán fogja fel és továbbítja egy alacsony dermedéspontú olajnak, mellyel a bourdoncső és az egész kamra van feltöltve. Az olajfeltöltés nagyfokú lengéscsillapítást, tehát pontosabb mérést, egyúttal a szerkezeti elemek állandó kenését biztosítja. Karbantartása egyszerű, amikor is az időszakos olajcsere mellett a fémmembrán és membránvédő cseréje szükséges, amit mezei viszonyok között is végre lehet hajtani.

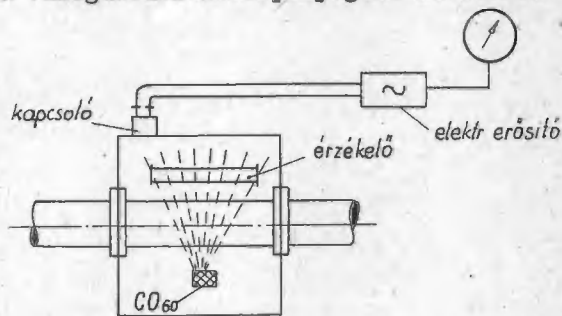
Fontos üzemközben a szállított

folyadék mennyiségének ismerete, amit a szivattyu fordulata, ill. löketszáma és hengermérete meghatároz ugyan, de a sok tényező által befolyásolt ismeretlen pontos volumetrikus hatások bizonytalan értéket eredményez.

A csővezetékben áramló folyadék mennyiségének mérésére közismert, a nyomáskülönbségen alapuló mérőperemes megoldás ezen a területen megint csak az öblítőiszap agresszivitása miatt nem alkalmazható. A mérőperem pontos méretű, finoman megmunkált difuzorja a keresztüláramló iszapszemcsék koptató hatására csakhamar tönkremenne és mérési pontatlanságot eredményezne.

A 25. sz. ábra egy a világirodalomban propagált nukleáris elven működő műszert

ábrázol sematikusán. A műszer, áramlásban lévő folyadék mennyiségének, vagy akár fajsúlyának folyamatos mérésére alkalmas. A folyadékban áramló ill. lebegő részecskék szemcsenagyságtól, fajlagos felületétől és sulykoncentrá-



25. ábra

ciójától függően változhat a közeg átlagsűrűsége. Sugárforrásként egy kobalt (Co^{60}) preparátum használandó, mert annak felezési ideje viszonylag nagy és így hitelesítésre ritkán kerül sor. Ha az említett sugár és egy sugárintenzitásmérő között zárt vagy nyílt rendszerben különböző sűrűségű közeg áramlik, a szóródás ill. abszorpció miatt az érzékelő elemet több-kevesebb sugárzás éri. Megfelelő kalibrálás után az áramló folyadék és a sugárintenzitás között egyértelmű összefüggés állítható fel. A mérőállomás csőkötőelemként tatható a mérendő közeg csővezetékébe.

III. A DUGATTYUS SZIVATTYUK MEGHAJTÁSA- HYDRODINAMIKUS ERŐÁTVITEL

A rotary furóberendezések erőátvitelében a belső égésű motorok szinte teljesen kiszorították a gőzgépet, aminek szükséges előfeltétele a megfelelő tengelykapcsolók kialakítása és alkalmazása volt. Ismeretes ebben a fejlődésben, hogy a furó-gőzgépnek elvitathatatlan előnyeit - mint a vezérlés egyszerűségét, a nyomatékarakterisztika ideális lefolyását és a nagy rugalmasságát és biztonságát csak megfelelő konstrukcióju dörzskapcsolókkal és hajtóművekkel lehetett némiképp kiegyenlíteni. Csak dörzskapcsolók alkalmazása teszi lehetővé, hogy a fordulatszámnak csökkentése nélkül lehessen a motort terhelni, azaz tömeget a nyugalmi helyzetből gyorsítani, amikor a kapcsoló csusztatásával kerüljük el a motor fojtását és másrészt csak rugalmas tengelykapcsolók védik meg a hajtómotort a furás durva üzemet jellemző igénybevételektől.

Az öblítőszivattyu meghajtásának erőátvitele abban az esetben volna ideális, ha az átvitt teljesítmény önműködően alkalmazkodna a szivattyu külső üzemi viszonyaihoz. Tekintettel azonban arra, hogy a szivattyut meghajtó Diesel-motor nyomatékarakterisztikája olyan, hogy az a motor teljes üzemi fordulatszáma körzetében közel állandó nyomaték, a teljesítmény viszont kb a fordulatszámmal arányos, az erőátvitelnek önműködő alkalmazkodása lehetetlen.

A Diesel-motor maximális forgatónyomatékát azon fordulatszámnál fejti ki, amely a maximális fordulatszámnál valamivel kisebb, ezért a fordulatszám a motor terhelésénél a maximális nyomatéknak megfelelő értékre csökken, és tovább csökken, ha a

terhelő nyomaték nő. Ez a motor káros túlterheléséhez vezet, ami huzamosan nem engedhető meg.

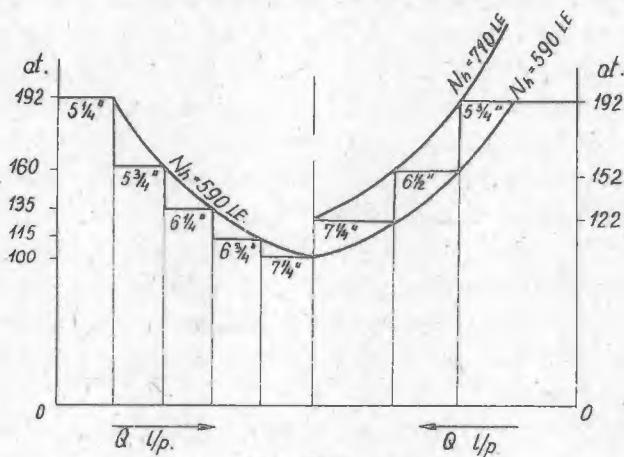
Az eddigeik figyelembevételével kézenfekvő, hogy korszerű dörzskapcsolók alkalmazásán túlmenően olyan hajtóelemek, amelyek a merev karakterisztikájú hajtómotor és munkagép esetünkben az öblítőszivattyú - közé iktatva a meghajtó és meghajtott oldali viszonyokat összehangolják, itt is a legnagyobb jelentőséggel bírnak. Ilyen hajtóelemek a hidraulikus hajtóművek, ill. a hidraulikus nyomatékváltók és hidraulikus tengelykapcsolók.

Mindkét hidraulikus hajtóelemnek közös jellemzője az, hogy a bemenő vagy primér részére a hajtóműnek egy radiális lapátosáru centrifugál-szivattyú, a kimenő, hajtott vagy szekunder oldali része pedig egy hidraulikus motor - esetünkben egy turbina. A kettő között zárt rendszerben az erőátvitelt közvetítő folyadék áramlik.

A nyomatékváltó esetében a meghajtómotorral közel állandó fordulatszámmal és nyomatékkal hajtott centrifugálszivattyúba bevezetett teljesítményt a turbina tengelyén a külső terhelés adta nyomatékhoz önműködően alkalmazkodó fordulatszám mellett lehet levenni.

Az öblítőszivattyúk meghajtásában a nyomatékváltónak nagy szerepe van, noha bizonyos, hogy hosszú időn át erősen vitatott volt itt az alkalmazása. A benne fellépő energiaveszteségek már számottevőek akkor, ha a berendezés maximális teljesítménnyel viszonylagosan egyenletes terheléssel, hosszabb időn át dolgozik. Minden esetre bizonyos, hogy a nyomatékváltó itt is lehetővé teszi azt, hogy a hajtómotor legkedvezőbb fordulatszámmal járjon, míg a szivattyú a teljesítménynek megfelelő legnagyobb löketségűre önműködően áll be. A szivattyúk tehát nagyobb mélységet győznek egy hengerbetéttel, azaz a hengerbetétek cseréjének száma így csökken. Mindenesetre bizonyos, hogy itt a nagy tömegek gyakori felgyorsítására és a nyomatéknak nagy határokban való módosítására alkalmas típustól eltérő szerkezetű nyomatékváltóra kell gondolni. Olyan konstrukcióra, melynél a nyomatékváltónak szabadonfutó szerkezet segítségével hidraulikus kapcsolóra való átállását teszi lehetővé, vagy az átalakítónak mechanikai kapcsolóval való kiiktatását akkor, amikor hosszú időn át egyenletes terheléssel jár a szivattyú. Ilyen periódusokban tehát

közvetlen hajtásban a nyomatékqváltó kapcsolóként járhat. A nyomatékqváltó és kapcsoló elvi működése és szerkezeti felépítésének feltételezett ismeretében hasonlitsunk össze egy adott nagynyom-



26. ábra

mású szivattyúnak mechanikus és nyomatékqváltós üzemét 26. ábra. A szivattyú hidraulikus teljesítménye tehát az a teljesítmény, mely a nyomócsonkon jelentkezik. $N_n = 590$ LE. Ahhoz, hogy a teljes teljesítmény tartomány kihasználható lehessen, az ábra baloldali része szerint mechanikus meghajtás esetén 5 dugattyuméret szükséges. A szivattyú hajtóteljesítmény igénye az erőátviteli rendszer 75 %-os összehatásfoka mellett 786 LE. Amint az előzőekben már tárgyaltuk, az 5 fokozat egyrészt a hajtómotor túlterhelés elleni védelme, másrészt a szivattyú hajtóelemeinek szilárdsága miatt válik szükségessé, vagyis a hengerméretekhez tartozó nyomáshatárok emelése itt nem lehetséges.

Tételezzünk fel ugyanarról a szivattyúról egy 20 %-os többletteljesítményt, de nyomatékqváltó alkalmazásával. Az ábra jobboldali diagrammján látjuk, hogy a baloldali 5 fokozatos tartomány helyett csupán 3 dugattyuméret azaz tartomány szükséges, mellyel a 710 LE hidraulikus teljesítmény fedezhető. E három lépcsőn belül a nyomatékqváltó legnagyobb hatásfokának tartományában állandó teljesítménnyel lehet a berendezést működtetni. A lépcsők határai a nyomatékqváltó hatásfokának ajánlatos határa, ahol már dugattyuméret cseréje szükséges.

A nyomaték-váltónak egyik legjelentősebb előnye, hogy az öblítőszivattyút és ezzel a kut viszonyainak megfelelően az iszapcirkulációt folyamatosan tudja szabályozni. Itt csak hosszabb ideig történő üzemeltetésnél kell figyelembe venni a váltó hatásfokát. Ha a szükséges szabályozási tartománya a váltó hatásfokára való tekintettel túl nagyra válik, ajánlatos dugattyúcsere-t végezni.

A szivattyú legnagyobb erőszükségletének megfelelő forgattyúállásnál, mely egyúttal a legnagyobb folyadékszállításnak felel meg, következik be a tulajdonképpeni áramlási impulzus. A nyomaték-váltó ezt a periodikus erőnövekedést csuszási határok mellett veszi fel és a szivattyúban előálló nyomaték-változásnak megfelelően felgyorsul. Ez azt jelenti, hogy a dugattyú sebességét a lökethosszon belül is egyenletességre kényszeríti, ami által a lüktető áramlás nagyfokú csillapítása érhető el. A meghajtásnál a nagy tömegek, mint az ékszíjtárcsa, mely egyszersmind lendítőkerék is, lecsökkentik a váltó említett tulajdonságait, kardánhajtásnál viszont érvényre jutnak.

Az öblítőszivattyúk meghajtásánál az utóbbi időben elterjedtek a hidraulikus tengelykapcsolók. A Dieselmotor forgatónyomatékát itt is a töltőfolyadék tömegének átadott erő továbbítja a meghajtott tengelyre. A hidraulikus kapcsolónak egyszerű, állandó töltésű típusára jellemző összefüggések jól ismertek. Az átvitt forgatónyomaték a szlippel, a primér fordulatszámmal és a lapátkerék átmérőjével nő. Ismertek a típus előnyei is: a meghajtható tengelynek teljes fordulatszámra való felgyorsítása tökéletesen sima indítással lehetséges; adott primér fordulatszámnál a szekunder nyomaték és a szlipp között stabilis összefüggés van; túlterheléskor megcsuszik, kopás és elhasználódás nem lép fel benne, végül nagyfokú lengéscsillapító hatása ugyancsak értékes.

A hidraulikus kapcsoló alkalmazásával ugyanazok a nyomáshatárok érhető el, mint a 27. sz. ábrán szemléltetett nyomaték-váltós üzem esetén. Az egyes nyomástartományok között azonban nem lehet állandó teljesítménnyel dolgozni, csak a hajtómotor teljesítményének változtatásával. A kapcsoló szekunder részének nagyfokú elmaradása tehát, nagyobb meghajtóteljesítményt igényel. A szivattyús üzem esetén, ahol a primér fordulatszám és a terhe-

lés viszonyai olyanok, hogy nagyobbfoku szlipp is felléphet, az állandó töltésű kapcsoló nem bír különös jelentőséggel.

Figyelemre méltó azonban a hidraulikus kapcsolónak az típusa, melynek folyadéktöltése üzemben változtatható, az ún. meritőcsöves kapcsoló. A kapcsolóban levő folyadék, a körfolyamba iktatott fogaskerékszivattyu által, állandóan egy külső kicserélőn át cirkulál és ha a hűtő elég nagyhatású, a kapcsoló hosszú időn át is üzemben tartható bármekkora szlippel. A meritőcső állásának megfelelően a kapcsoló töltése és ezzel az erőátviteli képessége, illetőleg a szekunder fordulatszám nagy határon belül változtatható. A töltésszabályozással tehát a szlippet szabályozzuk és ezzel a szekunder fordulatszámot. Ez a szabályozás azonban nem önműködő és nem tévesztendő szem elől, hogy a szekunder fordulatszám csökkenésével nem jár együtt a forgatónyomaték növekedése.

Ez a típus lehetővé teszi a Diesel-motor gazdaságos fordulatszámának fenntartását függetlenül az öblítőszivattyu fordulatszámától. Amíg a lyuk kis mélységben van, a motor legelőnyösebb fordulatszámával jár, és a kapcsoló az energiát 3-5 % szlippel továbbítja, biztosítva a kívánt szivattyufordulatszám maximumát. A meritőcsővel végzett mesterkedéssel, a furómaster, akár távvezérlés útján is, a kapcsoló belső folyadékmennyiségének szabályozásával, öblítőszivattyujának megszabott nyomását bármekkora ideig is fenntarthatja.

Láthatjuk, hogy a töltés vagy szlipp szabályozású hidraulikus tengelykapcsoló Diesel-motorról történő hajtásoknál bizonyos előnyöket nyújt, egy bizonyos mértékig azonban a nyomatékváltó adta előnyök mögött van.

Az üzemviszonyok szabatosabb vizsgálata érdekében azonban ezirányú üzemi kísérletekre volna szükség.

IV. DUGATTYUS SZIVATTYUK PÁRHUZAMOS ÉS SOROS KAPCSOLÁSA

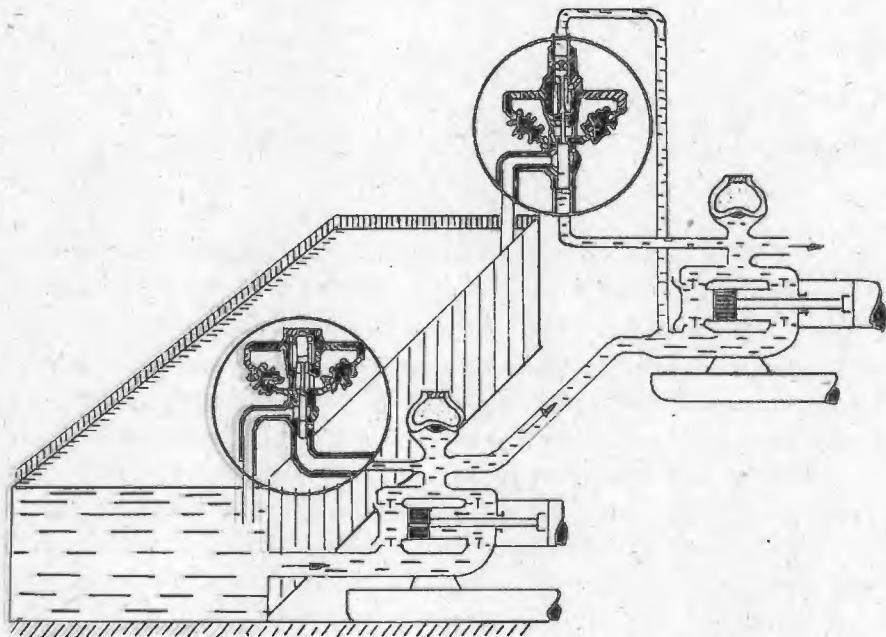
A furóberendezés öblítőszivattyú ellátásának legkivánatosabb módja az lenne, ha a két szivattyú közül az egyik nyomná a lyukba a furáshoz szükséges folyadékmennyiséget, a másik szivattyú pedig tartalékot képezne és szükség esetén megfelelően bekapcsolódhatna az alapszivattyú munkájába. Ez nem minden esetben valósítható meg, különösen akkor nem, mikor a lyuktalpra levendő hidraulikus teljesítményt az öblítőfolyadék mennyiségének növelésével kell fokozni, viszonylag nem nagyobb áramlási ellenállásokkal szemben, azaz nem nagy üzennyomással. Ilyenkor rá kell térni a furási időtartam legnagyobb részében a szivattyúk párhuzamos üzemére.

A párhuzamosan üzemelő szivattyúk egyesével szívják be az öblítőfolyadékot, nincsenek összefüggésben egymással, de mivel közös nyomóvezetékre dolgoznak, fázisviszonyaik egy meghatározott kvantitatív hatással vannak a mennyiségi és nyomásváltozásokra. A két szivattyú fázisviszonyát változtatva az eredő folyadékmennyiségi görbe elemzése azt mutatja, hogy a legnagyobb a hullámlás, ha a két szivattyú között nincs fáziseltérés, és a legkisebb akkor, ha a fáziseltérés 140° , amikor is a hullámlás szélső értékében a csökkenés mértéke köze 50 %-os.

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk nyomásingadozása teljesen a szállított folyadékmennyiség ingadozásához hasonlóan fog alakulni, ami természetes is, hiszen ha az öblítőközeg turbulens módon áramlik, az áramlási ellenállások az áramlási sebesség közel négyzetes hatványa szerint változnak. Kísérletek szerint ha

a két szivattyufázis eltolását 0-ról 140° -ra változtatják, a nyomásingadozás közel 50 %-os mérséklésnek felel meg.

A mindinkább térthódító nagy sugársebességű jet furás feltételeinek biztosítására, tehát ott, ahol a furó öblítőnyílásai miatt lényegesen megnövekedett áramlási ellenállással szemben,



27. ábra

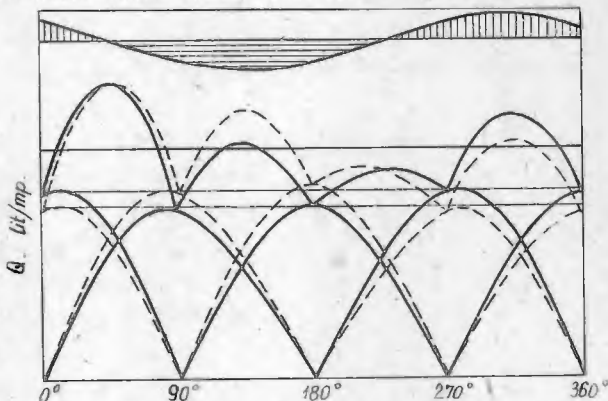
nagy üzemnyomással, mérsékelten nagy iszapmennyiséget kell a szivattyuknak szállítani, a soros kapcsolású szivattyúüzemmel próbálkoznak.

Ez a szükségelt nagyobb nyomás két, esetleg több szivattyú sorbakapcsolásával érhető el, amikor is két egyforma teljesítményű szivattyúnál az öblítés mennyisége nem változik, a nyomások viszont összegeződnek.

A 27. sz. ábra két szivattyú soros kapcsolását szemlélteti. Ez esetben a primér szivattyú szív a tartályból és továbbítja a második, secunder, azaz lyukra dolgozó szivattyú szívóvezetékeibe. Mindkét szivattyúnak közel egyforma teljesítménnyel kell bírnia, de mindkettőnél a hajtómű terhelése csak a teljes nyomás felének felel meg.

A sorbakapcsolt szivattyuk biztonságos üzeme közbeni be-
rendezések nélkül nem valósítható meg. Megállapítást nyert, hogy
ilyenkor a szivattyuknál az egységként való működés tendenciája
érvényesül, mintha mechanikus uton össze lennének kapcsolva.

A soros kapcsolás leg-
stabilabb fázisa ter-
mészetesen az, amikor
a forgattyukarok állá-
sa egybeesik. Erre az
esetre a szivattyuk
munkáját a 28. sz. áb-
ra szemlélteti. Az áb-
rán a II. sz. szivattyu
szívógörbéjére van
az I. sz. szivattyu
görbéje téve és a ket-
tő közötti különbség az
ábra felső részén sinusz görbe formájában van feltüntetve.



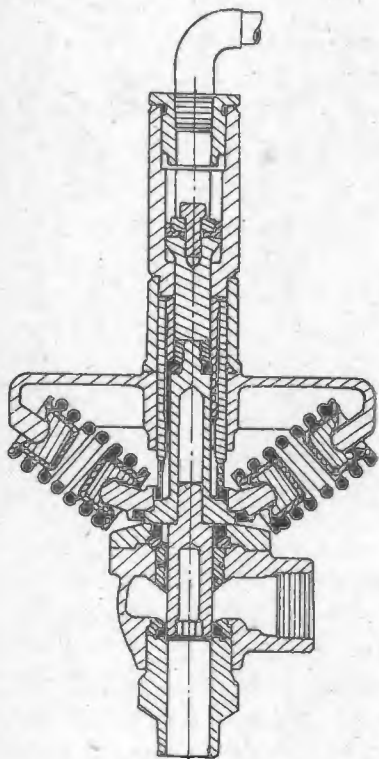
28. ábra

A sinusz vonalnak az abcissza feletti vonalkázott terüle-
te mutatja a két szivattyu közötti folyadékfelesleget, ami azt
jelenti, hogy az I. sz. szivattyu ebben az időben nyomja át folya-
dékát a II. sz. szivattyuba.

A következő pillanatban a két szivattyu teljesítményviszo-
nyában beálló változás a szivattyuk közötti folyadékhiányt idé-
zi elő, amit a sinusz görbe alsó vonalkázott területe szemléltet.
Ebben az esetben az alacsony nyomású, tehát I. sz. szivattyu
nem képes létrehozni a II. sz. szivattyuban kellő töltést,
minek következtében az utóbbinak egyedül kell felvennie a teljes
nyomást.

Megváltozik azonban az üzem akkor, amikor a szivattyu for-
gattyukarok állása megváltozik. Az I. sz. azaz alacsony nyomású
szivattyu térfogati együtthatójának kisebb értéke következtében
a forgattyu karja áthelyeződhet a II. sz. szivattyu forgattyu
karjához képest más fázisba, ami azonban erős nyomásingadozást
fog eredményezni. A forgattyukarok más fázisba való áthelyezé-
se megszünteti az egy fázisban álló forgattyukarok által elő-
idézett, a már említett nehézségeket és jól méretezett légüstök
alkalmazásával a beálló nyomásingadozások is csökkenthetők. Mond-

hatni, hogy a légüstök alkalmazása következtében elvész a szivattyuknak az a tendenciája, hogy változatlanul megőrizték a forgattyukarok viszonylagos elhelyezését. Az I. sz. alacsonynyomású szivattyu egyenletesen, valamivel nagyobb sebességgel fog dolgozni annak következtében, hogy a térfogati együttható értéke a szivóoldalon - feltöltés hiányában - kisebb.



29. ábra

Hogy a II. sz. magasnyomású szivattyu túlterhelésének lehetőségét teljesen kiküszöböljük, rugós biztonsági szelepet és kiegészítő fejet szerelünk fel, 29. sz. ábra. Normális üzennél a szelep zárva van, miután az alsó és felső nyomás közötti különbség nem képes legyőzni a zárási állapotot fenntartó ellenállást. Megállásnál, vagy az I. sz. szivattyu meghibásodása esetén a dugattyu feletti nyomás csökken, a szelep kinyílik és megvédi a szivattyut a túlterheléstől. Az I. sz. szivattyszzelepet biztonsági, ill. kiegészítő fej nélkül lehet alkalmazni és egyszerűen csak mint biztonsági szelep dolgozhat. A két kapcsolási mód összehasonlításáról szólva az előnyöket és hátrányokat a következőkben lehetne összefoglalni. A párhuzamos kapcsolás előnyei:

1. megosztja a terhelést a két szivattyu között.

2. Helyes fázisbeállítás esetén a nyomáshullámok tompítják egymást és így lehetségessé válik azonos hengerbelsőméret mellett, a megadott nyomáshatárokon túl is dolgozni a szivattyu túlterhelése nélkül.
3. Az indítás és leállítás a szokásos módon történhet.
4. Nincs szükség a nagyteljesítményű szivattyszáshoz amugy is szükséges hatásos lengéscsillapítókon kívül egyéb segédberendezésre.

Hátránya viszont, hogy egy szivattyu kiesésével az öblítés közel felére esik, továbbá, hogy mindkét szivattyuban a teljes üzemyomás érvényesül.

A soros kapcsolás előnyei:

1. Ugyancsak megosztja a teljesítmény-terhelést a két szivattyu között.
2. Az alacsonynyomásu szivattyu nyomása csak fele a rendszer üzemyomásának, ugyanakkor a nagyynyomásu szivattyu alkatrészeit is csak a két szivattyu nyomáskülönbsége terheli, azért a szivattyu alkatrészek élettartama hosszabb lesz.

Hátránya viszont, hogy az üzembentartáshoz különösen lengéscsillapítók, tehermentesítő szelepek stb. szükségesek, az indítás és leállítás különleges technikát igényel, továbbá a szivattyukhoz szükséges különböző sebességek lehetőleg külön hajtást kívánnak.

A felsorolt előnyök hátrányok közül a párhuzamos üzem előnyeinel említett nyomáshullámok csökkentésének lehetősége a legfontosabb, amely a párhuzamos üzem javára dönti el az összehasonlítást. Ugyanakkor a párhuzamos módszer hátrányának kiküszöbölésére a szivattyu alkatrészek minőségét kell javítani, hogy azok ellenálljanak a nagyobb öblítőmennyiség és nyomásingadozás fokozott igénybevételeinek. Ez egyébként egyezik is az iszap-szivattyuk általános fejlődési irányával.

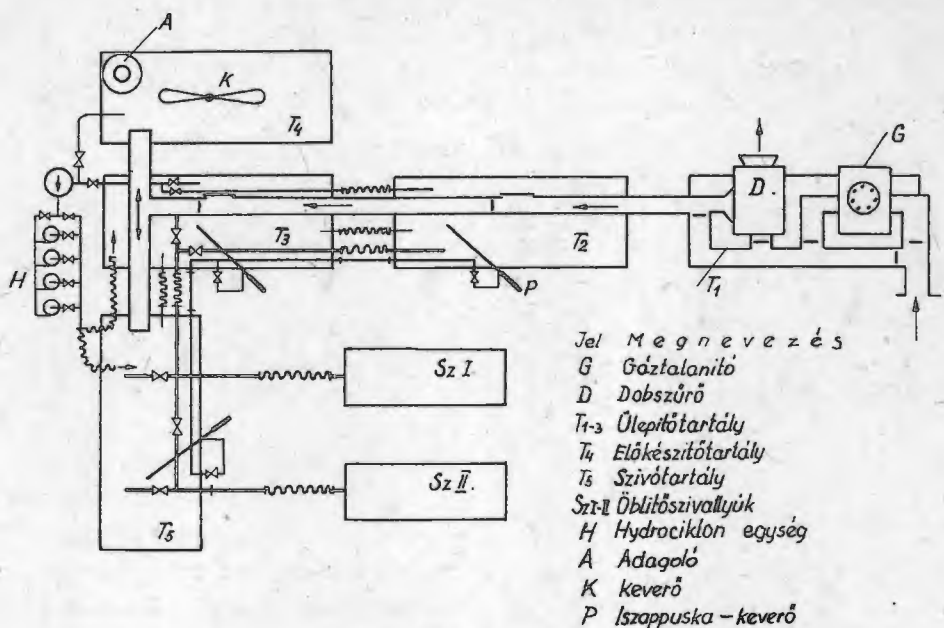
V. ISZAPTISZTÍTÁS, FELSZINI ÖBLITŐRENDSZER

A furás sikere a már ismertetett gépi felszerelés helyes megválasztásán kívül függ még az öblítőiszap tisztítását és kezelését szolgáló egyéb felszerelésektől is. A furadéknak az öblítőiszapból történő azonnali vagy folyamatos eltávolítása elejét veszi a furószár esetleges megszorulásának, csökkenti annak sarlódását és végső fokon nagy kihatással van a szivattyú és vezetérendszer félelemeire.

Az öblítőiszapnak feladata, hogy a lyuk gyűrűs terében felé áramolva magába tartsa, magával szállítsa a közettörmelék-
ket, és mielőtt visszakerülne a lyukba, gyorsan és lehetőleg teljesen megszabaduljon a kiszállított közettörmeléktől. Ezt a két ellentétesnek látszó célt kell a jó iszapnak kielégítenie és ebben a jól tervezett ülepitő és tisztítórendszernek kell segítségül szolgálnia. Egy ilyen korszerű felszíni öblítőrendszert szemléltet a 30. sz. ábra.

A felszínre jutva az iszap magával hozott törmelékekkel együtt az iszapvezetékbe, vagy helyesebben az iszapcsatornába, majd az ülepitő, ill. szivótartályba ömlik. A csatorna könnyen szerelhető fémelemekből áll, bő keresztmetszetű, tehát megfelelő szélességű és mélységű. A szélesebb szelvényben az iszap áramlása meglassul, a kiülepedés jobb, míg a mélysége az előnyös ülepedés mellett elősegíti a furadék összegyűjtését. Kiképzése olyan, hogy tolók segítségével bármelyik tartály kiiktatható a rendszerből.

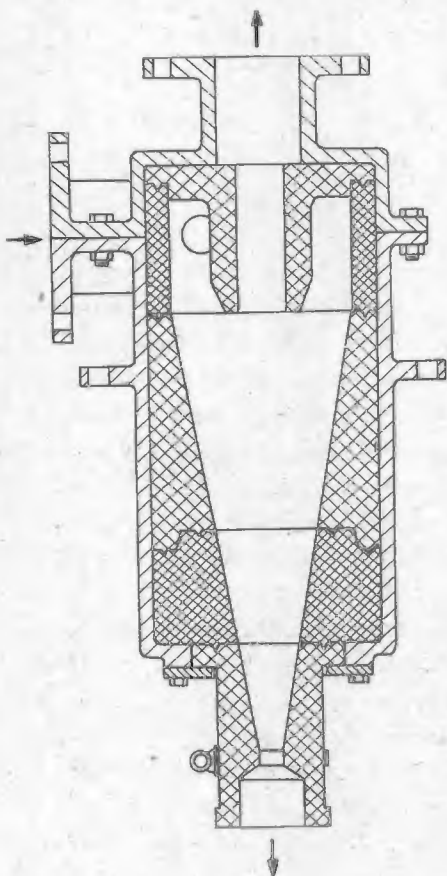
A tartályok szánkóra szerelt, könnyen szállítható vaslemez-tartályok. Méreteit elsősorban a szállítás lehetőségei határolják, általában 20 - 40 m³ ürtartalmuak és az iszapszükségletnek megfelelően több kapcsolódik egymással.



30. ábra

Általában megkülönböztetünk ülepitő vagy tárolótartályokat, melyekben az iszap tárolása és egyúttal előzetes kiülepitése történik, ennél fogva a rendszer sorrendjében az elsőket képezik. A szivótartályt, mely a szivóvezeték kiképzése érdekében a szivattyukra lehetőleg merőleges elrendezésű. Előkészítő tartályt, melyben az iszap minőségének javítására irányuló adagolási és keverési műveletek történnek. A tartályok könnyebb elhelyezésére és szerelésére gumitömlős csatlakozások vannak. Annak érdekében, hogy a felszíni vezetékrendszer szállítása és szerelése a lehető legegyszerűbben és gyorsabban történjen, a fektetendő vezetékek egyrésze a megfelelő tartályokba fixen van beépítve, tartályon kívül eső csatlakozási lehetőséggel. A csatlakozásokat, ill. összekötéseket ahol csak lehet gumitömlők szolgálják. Ilyen pl. az öblítőszivattyúk nagy átmérőjű szivóvezetékrendszere, hol a gyűjtővezetékek és záró-nyitó armaturái a tartályokban vannak elhelyezve. A nagyátmérőjű öntöttvas tolózárok helyett könnyű súlyu hegesztett fémházu pillangószelepek képezik a szivóvezeték armaturáit, melyeknek működtetése a tartályokon elhelyezett kezelőjárdáról történik.

Az iszapcsatornában és tartályokban végrehajtott természetes ülepités, iszaptisztítás sok esetben – különösen homokos rétegek átfurásakor – nem elég eredményes. Ezért a csatornában és tartályban való ülepités mellett az iszap előzetes durvább tisztítása lengőszíták alkalmazásával is elterjedt. A lengő vagy rázószíták rozsdálló fémből (ujabban műanyagszálakból) készülnek. Területük 1,2 – 1,8 m². A szíték lejtés azöge 15 – 30°, legkedvezőbb lengésszámuk percenként 1 000 – 1 800 között van. A szítanyilások méreteit az iszaphomoktól való megtisztításának megkívánt mértéke szerint kell választani. Így pl. ha az iszap homoktartalma 15 % és ezt 3,5 %-ra kell csökkenteni, olyan lyukbőségű szítát kell választani,



31. ábra

amely a homokszemek nagyságrendileg előálló 60-70 %-át nem bocsátja át. Tehát ha a homokszemek 60 %-a 0,3 mm-nél nagyobb, akkor elegendő egy 0,25 mm nyílású szita.

Az öblítőiszap finom tisztításának ma igen elterjedt formája a hidrociklonokkal történő tisztítás. A hidrociklonok szerkezete egyszerű, méretük és súlyuk kicsi és nagy átérésztőképesség mellett az öblítőiszap igen jó tisztítását biztosítják.

A hidrociklon jellemző elemei a leválasztókamra, az abba tápláló tangenciális toldat, a homok vagy furadék leengedésére szolgáló toldat, valamint a tisztított iszap elvezetésére szolgáló toldat, 31. sz. ábra.

A ciklonokat teljesítményszabályozás érdekében rendszerint úgy szerkesztik, hogy azoknak betápláló, elvezető és furadék-

nyílásainak keresztmetszetei bizonyos határok között változtathatók legyenek. Ezen területek szabályozásának mindegyik módja különböző befolyást gyakorol az öblítőiszapok furadéktól való megtisztításának minőségére. Ha a furadék és a betáplálási sebesség közötti összefüggést vizsgáljuk, arra az eredményre jutunk, hogy ha a szuszpenzió a ciklonba történő betáplálásának sebessége növekszik, az öblítőiszapból inkább a finoman diszpergált furadék leválasztása figyelhető meg.

Az elvezető nyílás területének szabályozása ugyancsak lényegesen befolyásolja a ciklon minőségi mutatóit. Ez azzal magyarázható, hogy a ciklon tengelyétől a kamra felé haladva az iszapban levő furadékrészecskék nagysága nő.

Az elvezető toldatnak a ciklonba benyúló hosszát úgy választják meg, hogy a megtisztítatlan iszap a bevezető csőtoldatból ne jusson mindjárt - a ciklonba végbemenő szétválasztási folyamat megkerülésével - az elvezető toldatba. A toldat túlzott meghosszabbítása ill. benyulása rontja az iszaptisztítás minőségét. Ez a következőkkel magyarázható: az öblítőiszap tulajdonképpeni tisztítása a centrífugális erő hatására történik. A ciklonban végbemenő furadékkiválasztás főleg a belső felemelkedő áramában megy végbe, tehát minél nagyobb az emelkedés áramának utja, a centrífugális erők egyre hosszabb időn át hatnak a furadékrészecskékre, ami által a kiválasztás minősége javul. Az elvezető toldat benyulásának optimális megválasztásánál tehát szem előtt tartandó, hogy csak oly mértékig nyuljon a bevezetés alá, hogy az áramló közeg ne jusson közvetlenül annak nyílásához és ezzel a keringetett iszapáram részére elég idő biztosítható a centrífugális kiválasztásra.

A ciklon be- és elvezető keresztmetszeteinek, ill. hosszának az optimálison aluli, vagy felüli változtatása, vagy csupán az egyik vagy másik dimenzió változtatása egy elégtelen vagy kedvezőtlen hatásfoku tisztítást fog eredményezni. Laboratóriumi kísérletek azt bizonyították, hogy a furadékníylás területének növelése esetén a tisztítóképeség nő ugyan, azaz az öblítőiszap jobban megtisztul a furadéktól, ugyanakkor nő azonban az iszapvesztés is.

A hidrociklon helyes és gazdaságos üzemrendszerének kiértékelésére a következők szolgálhatnak:

Elsősorban meghatározandó az öblítőiszap megtérülése, amit a teljes betáplált és a megtisztított mennyiség hányadosa (térfogat %-ban) eredményez.

Szükséges tudnunk a ciklon veszteségét is. Nyilvánvaló, hogy a leeresztő toldaton eltávozó furadékkal együtt egy bizonyos mennyiség- iszap is távozni fog. A teljes távozó mennyiséget veszteségnek nevezzük, melyet két részre bonthatunk, egy iszap és egy furadékveszteségre. A kiértékelés elvégzéséhez ismerünk kell a ciklonba betáplált iszap homoktartalmát. A betáplálható iszapból legcélszerűbb közvetlen a tápláló szivattyu nyomóvezetékéből mintát venni. Ha valamilyen oknál fogva ilyen mintavétel nem lehetséges, akkor a legcélszerűbb a homoktartalmat számítás útján meghatározni, mellőzve az ülepítő tartályból való mintavétel és így az iszap megkeverését. A számított homoktartalmat úgy kapjuk meg, hogy a tisztított iszapban levő homok mennyiségét megszorozzuk az iszap térfogatával, a távozott furadék homoktartalmát pedig a teljes veszteségek értékével és az így kapott összeget osztjuk a szivattyu szállítóteljesítményével.

Annak a jellemzésére, hogy a ciklonban milyen minőségben történik az öblítőiszapnak a furadéktól való megtisztítása, ismerünk kell a tisztítóképeség és a sűrítési tényező fogalmát.

Sűrítési tényezőnek nevezzük a veszteségek és a betáplált iszapmennyiség homoktartalmának hányadosát.

$$\begin{array}{c}
 B_h \rightarrow \text{---} \square \\
 \quad \quad \quad \downarrow \\
 \quad \quad \quad V
 \end{array}
 \quad
 S = \frac{V}{B_h}
 \quad (1)$$

A tisztítóképeségnek a betáplált iszapmennyiség és a megtisztított iszap homoktartalmának hányadosa

$$\begin{array}{c}
 \uparrow T_h \\
 B \rightarrow \text{---} \square
 \end{array}
 \quad
 K = \frac{B}{T_h}
 \quad (2)$$

Vitán felüli, hogy K -értéke nagyobb 1 -nél, különben a megtisztított iszap homoktartalma a betáplált iszaphoz képest növekedne, ami ellentmond a hidrociklonok működési alapelveinek.

Minél nagyobb a tisztítóképeségnek K , és a sűrítési tényezőnek S értéke, annál hatásosabb a ciklon működése, annál kevesebb lesz az iszapveszteség és annál nagyobb a megtérülési tényező.

Az S és K tényezők azonban még nem mutatják, hogy az iszapot milyen teljességgel tisztítottuk meg. Ebből a célból meg kell ismerkednünk a tisztítás és sűrítés hatásosságának tényezőjével.

A tisztítás hatásosságának tényezője H_t (%-ban) a betáplálás és a tisztított iszap homoktartalmának ténylegesen elért különbsége, valamint az elméletileg elérhető különbség hányadosa

$$H_t = \frac{B_h T_h}{B_h} \cdot 100 \% \quad (3)$$

A sűrítés eredményességi tényezőjének H_s %-ban nevezzük a veszteségek és a betáplálás homoktartalmának ténylegesen elért különbségét és az elméletileg lehetséges különbség arányát

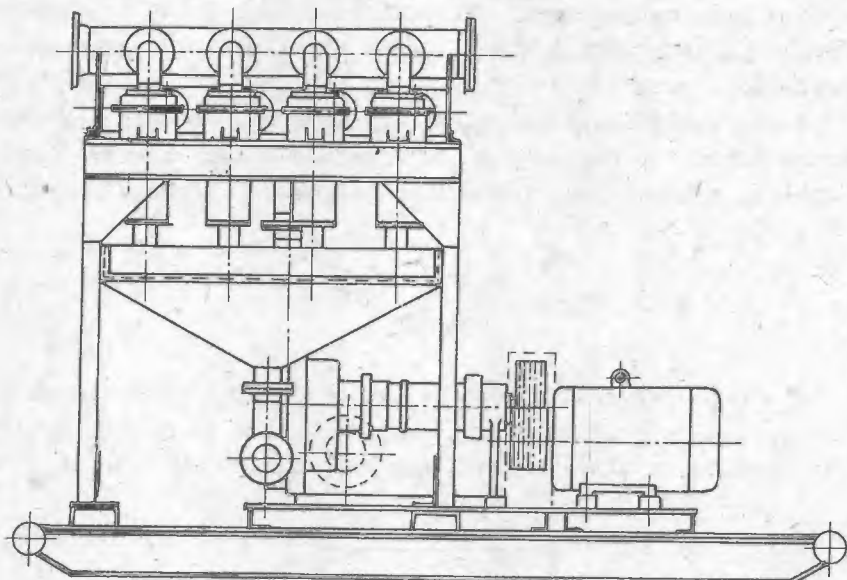
$$H_s = \frac{V - B_h}{100 - B_h} \cdot 100 \% \quad (4)$$

H_t és H_s -t kifejezzük S és K útján kapjuk, hogy

$$H_t = \frac{K - 1}{K} \cdot 100 \% \text{ és } H_s = \frac{(S - 1) \cdot B_h}{100 - B_h} \cdot 100 \% \quad (5)$$

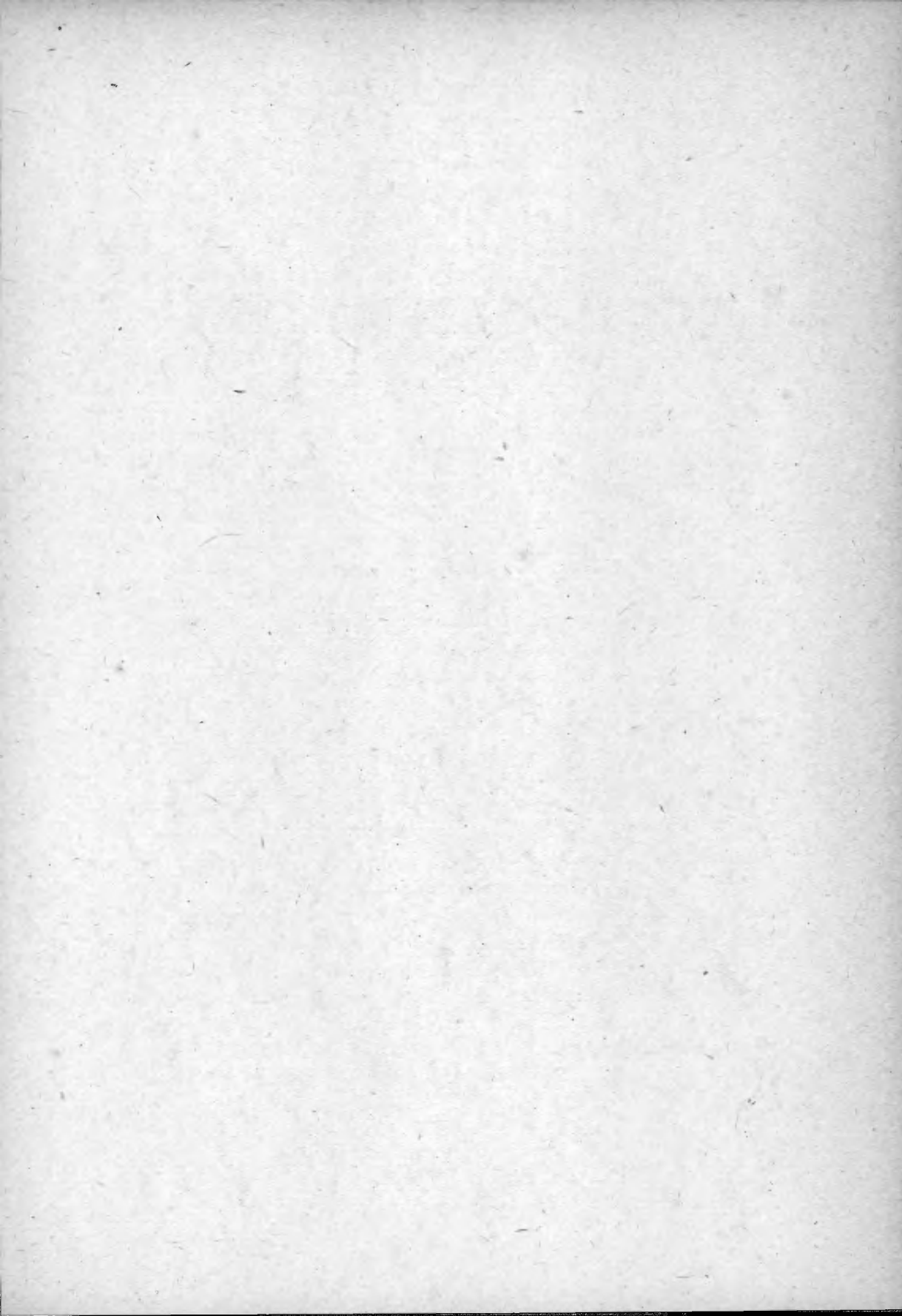
A (4) egyenletet vizsgálva láthatjuk, hogy amikor K és két azaz a tisztítóképeséget növeljük, a tisztítás H_t hatásossági tényezője jelentősen nő. A K érték további növelése esetén a H_t érték emelkedése hirtelen csökken. Következésképpen bármilyen konstrukcióju hidrociklon az öblítőiszapot a furadékból csak homoknyomig tudja megtisztítani. Ez egyuttal elméletileg alátámasztja azt a megállapítást, hogy a hidrociklonok proporcionális leválasztó berendezések. Az (5) egyenletet vizsgálva az következik, hogy a betáplálás homoktartalmának növelése növeli a

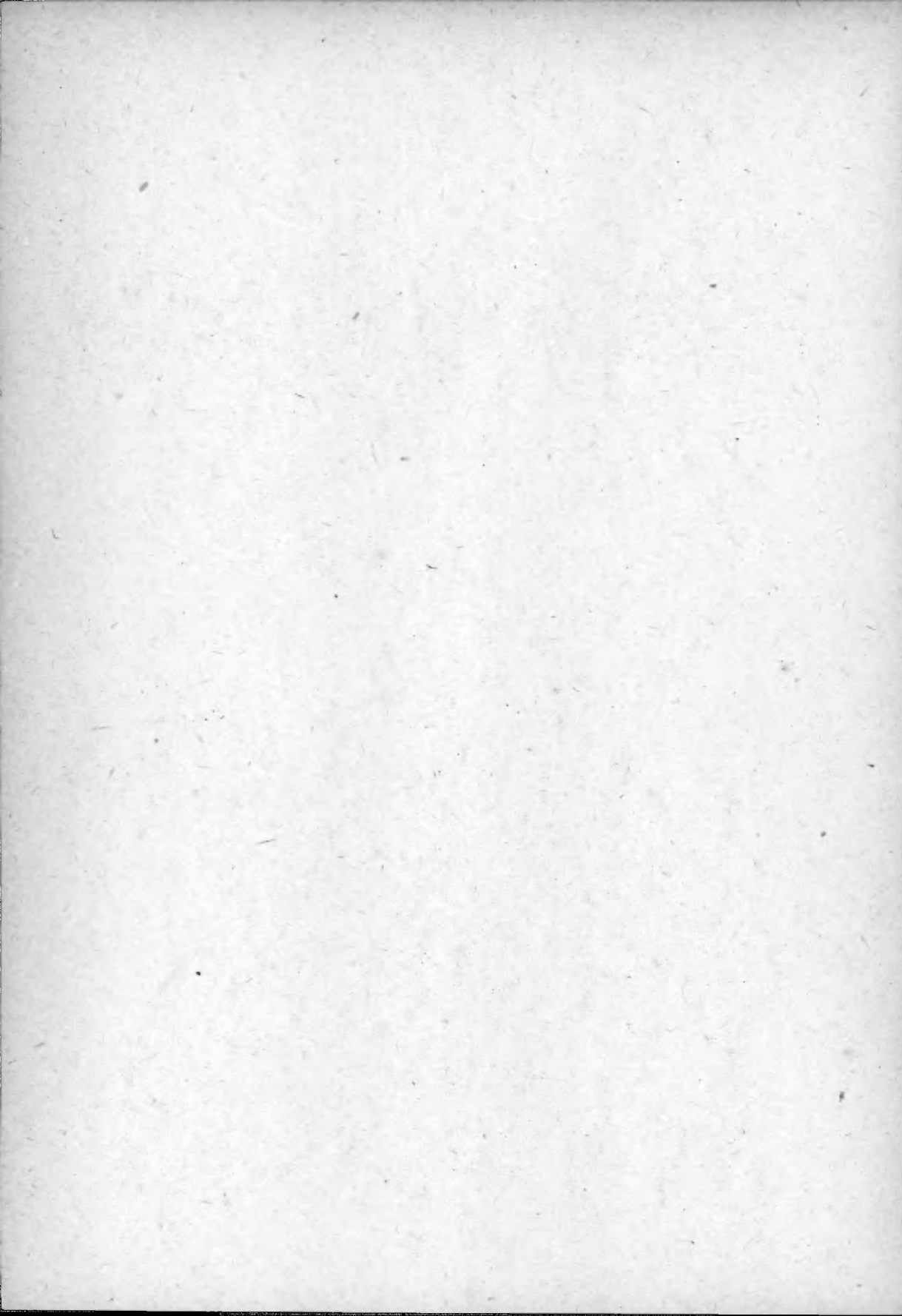
sűrités eredményességi tényezőjét és pedig annál jobban, minél nagyobb az S , azaz a sűritési tényező értéke. Az egyenletből következik, hogy az S érték üzemszerű szabályozásával gyakorlatilag is elérhető a sűritési tényező javítása és ezzel az öblítőveszteségek kiküszöbölésének optimuma.

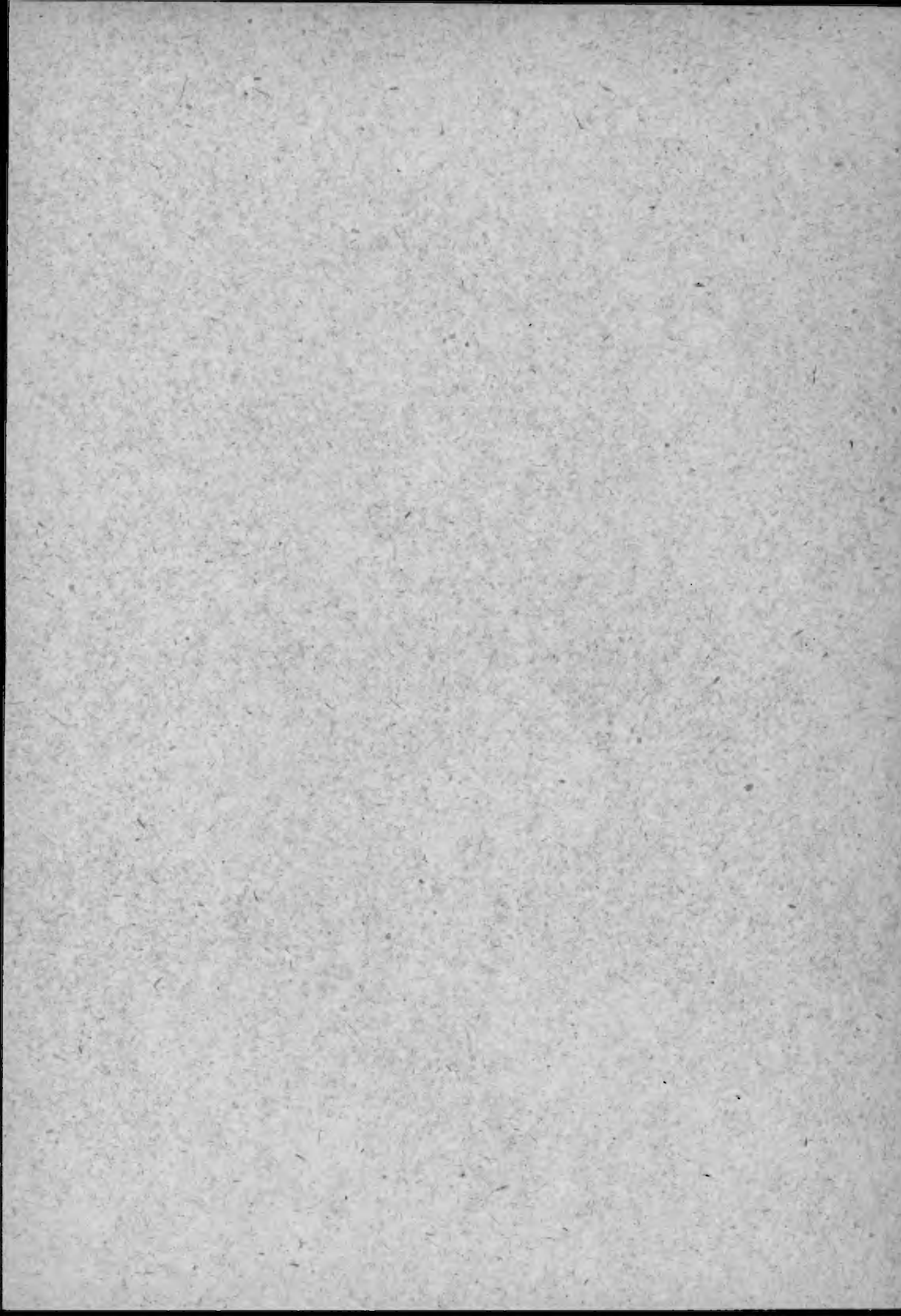


32. ábra

A szuszpenzióknak a ciklonba való betáplálására és abban nyomáskülönbség létrehozására leginkább centrifugálszivattyút alkalmaznak. A szivattyú megválasztása a QH karakterisztika szerint történik. A szállítandó mennyiséget általában a cirkuláló iszap mennyisége, nyomását a helyi ellenállások, valamint a ciklonban létrehozandó áramlási sebesség determinálja. A gyakorlat azt mutatta, hogy általában 50 m.v.o. nyomás elegendő. Az öblítőiszap koagáló hatása természetesen a szivattyú szerkezeti elemeinél is érvényesül, ezért speciális szennyvíz-szivattyúk alkalmazása az indokolt. A ciklonokat párhuzamosan kapcsoljuk a velük közös alapra szerelt szivattyúra és mint ilyen egy külön szállítható egységet képez 32. ábra.







T szám: 63-14515