



**MISKOLCI**  
EGYETEM  
UNIVERSITY OF MISKOLC

Gépészmérnöki- és Informatikai Kar

VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS KAPACITÁS VÁLTOZÁSA  
RUGALMAS FÁZISVEZETÉKEK ALKALMAZÁSA ESETÉN

PhD értekezés

KÉSZÍTETTE:

**Fekete Tamás**

okleveles gépészmérnök,  
okleveles közgazdász

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA  
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET  
GÉPEK ÉS ELEMEIK TERVEZÉSE

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**  
egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**  
egyetemi tanár

TÉMAVEZETŐ:

**Dr. Czupy Imre Ph.D.**  
egyetemi docens

Miskolc, 2022



Fekete Tamás

VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS KAPACITÁS VÁLTOZÁSA  
RUGALMAS FÁZISVEZETÉKEK ALKALMAZÁSA ESETÉN

PhD értekezés

Miskolc, 2022

## Köszönetnyilvánítás

*Köszönettel tartozom Dr. Czupy Imre tanár úrnak, hogy a nehézkes körülmények ellenére a téma vezetését elvállalta, és a dolgozat végleges formájának elkészítéséhez szükséges szakmai tanácsaival ellátott!*

*Köszönöm, hogy a Szerszámgépek Tanszéke biztosította a munkához szükséges feltételeket, hogy Barna Balázs tanár úr a berendezés kivitelezésével és a mérések elvégzésével kapcsolatos gyakorlati észrevételeit, tanácsait megosztotta velem. Köszönettel tartozom tanszékünk műhelyében dolgozó ezermesterünknek, Szitás Lászlónak (†), akinek a segítségével a kísérleti berendezés alkatrészei legyártásra kerültek, és a többször módosított elemeket is újra és újra legyártotta.*

*Tiszta szívvel köszönöm szüleimnek a sok gondoskodást, ami elkísért a tanulmányaim során.*

## Tartalomjegyzék

<b>JELMAGYARÁZAT</b> .....	<b>6</b>
<b>1. BEVEZETÉS</b> .....	<b>7</b>
1.1. A HIDRAULIKUS TECHNIKA ELTERJEDÉSE A MŰSZAKI GYAKORLATBAN.....	8
1.2. A VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKA A MŰSZAKI GYAKORLATBAN .....	11
1.3. CÉLKITŰZÉSEK .....	16
<b>2. VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ, HIDRAULIKUS HAJTÁSOK ELMÉLETE</b> .....	<b>17</b>
2.1. VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ, HAJTÁSOK ELHELYEZÉSE A GÉPÉSZETI IRODALOMBAN.....	17
2.1.1. Szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtások .....	21
2.1.2. Aszinkron rendszerű mozgásátalakítóval rendelkező, váltakozó áramú hidraulikus hajtások .....	22
2.1.3. Aszinkron rendszerű váltakozó áramú forgóelemes fázisterű hidraulikus hajtások .....	23
2.2. VILLAMOS ANALÓGIA .....	26
2.3. FOLYADÉKÁRAM .....	27
2.4. A SZINKRON, VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS HIDRAULIKUS ÁRAMKÖRÉNEK ELLENÁLLÁS TÍPUSAI 29	
2.4.1. Az Ohmos hidraulikus ellenállás .....	29
2.4.2. Az induktív hidraulikus ellenállás .....	30
2.4.3. A kapacitív hidraulikus ellenállás .....	30
<b>3. A VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS ENERGIAÁTVITEL BERENDEZÉSEI</b> .....	<b>32</b>
3.1. A FÁZISDUGATTYÚK MOZGÁSTÖRVÉNYE.....	33
3.2. A HIDROMOTOR TERHELÉSE.....	38
3.3. A SZINKRON VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS FÁZISDUGATTYÚI BERÁGÓDÁSÁNAK CSÖKKENTÉSE.....	45
3.4. A VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDROGENERÁTOROK ÉS HIDROMOTOROK KONSTRUKCIÓS VÁLTOZATAI .....	48
3.4.1. A hidrogenerátorok (VHG) szerkezeti kialakítása .....	49
3.4.1.1. Hidrogenerátorok radiális elrendezésű fázistérrel.....	49
3.4.1.2. Hidrogenerátorok axiális elrendezésű fázisterek .....	51
3.4.1.3. Hidrogenerátorok forgóelemes fázistérrel .....	52
3.4.2. A váltakozó áramú, hidraulikus hajtások fázistere.....	52
<b>4. SZINKRON RENDSZERŰ, VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS VIZSGÁLATÁRA KÉSZÜLT KÍSÉRLETI BERENDEZÉS</b> .....	<b>55</b>
4.1. A KIVITELEZETT SZINKRON, VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁS KONSTRUKCIÓJA .....	56
<b>5. A SZINKRON, VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ, HIDRAULIKUS HAJTÁS ÁTVITELI TULAJDONSÁGAINAK A VIZSGÁLATA</b> .....	<b>61</b>
5.1. A MEREV ÉS A RUGALMAS HAJTÁS ÖSSZEHOSSZMÉRÉSÉNEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA .....	66
5.2. A VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁSOK FÁZISTERE .....	72
5.3. A HAJTÁS FÁZISVEZETÉKEIBEN KELETKEZŐ HŐ VIZSGÁLATA .....	82
5.4. TERHELÉSI SZÖG MÉRÉSE.....	88
<b>6. TÉZISEK</b> .....	<b>92</b>
<b>7. FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK A SZINKRON RENDSZERŰ, VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ, HIDRAULIKUS HAJTÁSNÁL</b> .....	<b>93</b>
<b>8. MÉRÉSI MELLÉKLETEK</b> .....	<b>94</b>
8.1. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS DARABJEGYZÉKE ÉS ÖSSZEÁLLÍTÁSI RAJZA .....	102
<b>9. IRODALOMJEGYZÉK</b> .....	<b>105</b>
<b>10. FONTOSABB PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN</b> .....	<b>109</b>
<b>11. ÖSSZEFOGLALÓ</b> .....	<b>111</b>
<b>12. SUMMARY</b> .....	<b>113</b>

## Jelmagyarázat

<i>JEL</i>	<i>MÉRTÉKEGYSÉ</i> <i>G</i>	<i>ELNEVEZÉS</i>
p	$\frac{N}{m^2}$	nyomás
Q	$\frac{m^3}{s}$	térfogatáram
V	$m^3$	olyadéktérfogat
R	mm	az excenter sugara
e	mm	excentricitás
$\omega$	$\frac{1}{sec}, \left( \frac{rad}{sec} \right)$	szögsebesség
A	$m^2$	fázisdugattyú keresztmetszetének felülete
$Q_g$	$\frac{m^3}{s}$	hidrogenerátor fázis folyadékárama
$Q_m$	$\frac{m^3}{s}$	hidromotor fázis folyadékárama
$M_t$	Nm	terhelő nyomaték
$n_{be}$	$\frac{1}{min}$	hidrogenerátor bemenő fordulatszáma
$n_{ki}$	$\frac{1}{min}$	hidromotor kimenő fordulatszám
$R_h$	$\frac{Ns}{m^5}$	ohmos hidraulikus ellenállás
$L_h$	$\frac{N}{m^5}$	induktív hidraulikus ellenállás
$C_h$	$\frac{m^3}{Ns}$	kapacitív hidraulikus ellenállás
$R_L$	$\frac{Ns}{m^5}$	ohmos hidraulikus ellenállás lamináris áramlás esetén
$R_T$	$\frac{Ns}{m^8}$	ohmos hidraulikus ellenállás turbulens áramlás esetén

## 1. Bevezetés

Az embert ősidők óta foglalkoztatja, hogy a megélhetéséhez szükséges feltételeket megteremtse saját maga számára. Az idő előrehaladtával személyes és ősei tapasztalatai alapján arra törekedett, hogy minden téren fejlessze a megélhetéséhez szükséges eszközöket, ezáltal kímélve az emberi erő mértékének ráfordítását, céljai elérése érdekében.

A XX. századot a tudományos, a technikai, az egészségügyi és a szociális fejlődés korszakaként tarthatjuk számon. A világháborúk koraként is emlegethetjük, amelyeknek megszámlálhatatlan következményei voltak az utókor számára is. A XIX. században elkezdődött a termelés és a szolgáltatások gépesítése, a globális kommunikációs hálózatok kiépítése, ami egyre gyorsuló iramban folytatódott a XX. században. Ebben az évszázadban alapvetően megváltozott az élet minden területe és az egész emberi társadalom számottevően átalakult.

Ennek a folyamatnak köszönhető a hidraulikus és pneumatikus technikának a kialakulása. A hidraulikus és pneumatikus technika a XX. században robbanásszerű fejlődésen ment keresztül, mert a különböző iparágak számára elengedhetetlen volt a technikai szint növekedése a termelékenység szempontjából. A termelési folyamatok gyors ütemű mechanizálása és automatizálása, a gépek kinematikai kialakításának egyre bonyolultabbá válása, az átvitt teljesítmény növelésének szükségessége egyre jelentősebb követelményeket támasztott az energia átvitelével és irányításával kapcsolatban. Az energia továbbítás módjának szempontjából különböző energiaközvetítőket lehet felhasználni. A megfelelő energiatovábbítási technológia kiválasztása különböző szempontok alapján történik, és ezeket kell összevetni az energiaközvetítő módok sajátos tulajdonságaival, amelyek esetlegesen behatárolják alkalmazási területüket. A folyékony energiaközvetítő közeg alkalmazását, az átvitt energia jellemző paramétereinek (erő, nyomaték) egyszerű megváltoztatása, a túlterhelés elleni egyszerű védelme és a rendkívül nagy fajlagos teljesítmény a hidraulikus rendszereket, a nagy mértékben és gyorsan változó követelmények megvalósítására teszik alkalmassá.

A második világháború után, az akkor még titkosnak számító fejlesztések egyre jobban kezdtek elterjedni a haditechnikán kívül az ipar különböző területein is. A világ legfejlettebb országaiban egyre inkább megjelentek és fejlődtek a speciális elemeket gyártó vállalatok. Egyre jobban kezdtek elterjedni az egy adott terméktípusra specializálódott gyártóüzemek, amelyek így a nagyvállalatok beszállítójává válhattak.

A hidraulika nagy teljesítménysűrűsége miatt a XX. században elterjedt egy mondás, miszerint:

„A hidraulika a XX. század izomzata, az elektronika az agya.”[17]

A XX. század vége felé az egyre korszerűbb mechatronikai rendszerek megjelenésével a számítógépes irányítás is egyre jobban előtérbe került az elektrohidraulikus elemek felhasználásának segítségével.

### ***1.1.A hidraulikus technika elterjedése a műszaki gyakorlatban***

A hidraulikus rendszerek a kezdetekben csak a szabadon folyó folyadék energiáját használták ki, majd később a nyomás fokozásával (mechanizmusok vagy hőmérsékletnövelés segítségével) és különböző mechanizmusok segítségével folyamatosan fejlődtek az évezredek során és alakultak így ki a hidraulikus berendezések. Az ókorban és a középkorban a nyitott felületű vízenergia felhasználása a korai Mezopotámiába nyúlik vissza, ahol az i. e. VI. évezredben az öntözés területén alkalmazták és az ősi Egyiptomban, ahol az i. e. II. évezred óta használták vízórákhoz. Más korai példák a vízenergia felhasználására a qanat rendszer az ókori Perzsiában és a Turpan vízrendszer az ókori Kínában.

A hellenisztikus korban (i. e. 336 – i. e. 30-ig) a görögök már egészen fejlett víz- és hidraulikus rendszereket építettek. Ennek egyik példája az Eupalinos vízvezeték (szamoszi alagút), ami Samos város vízvezeték csatornája volt.

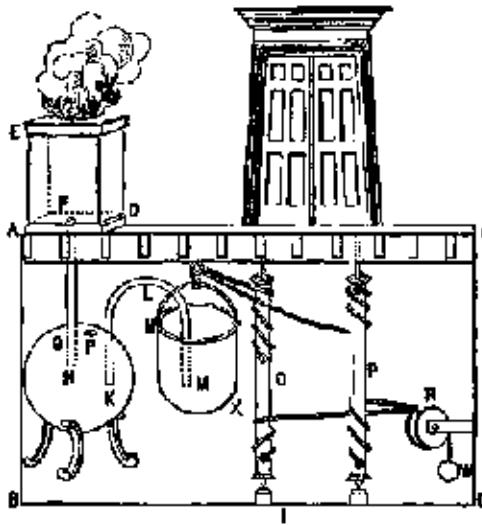
Egy korai példa a „hidraulikus kerék”, mint a víz kimerésére alkalmas berendezés használatára a Perachora kerék (i. e. III. század). Ez az eszköz Európában a „vízkiemelő” legkorábbi típusa, melyet a hidraulikus közeg továbbítására használtak. Meghajtása állati erővel történt, ahol két egymásra merőleges, fából készült fogakkal rendelkező kerekeken keresztül hajtották meg a víz kimerésére alkalmas edényekkel felszerelt kereket.

Figyelemre méltó az építőiparban Ktesibius (Κτησίβιος) első hidraulikus automatája (i. e. 270) és az egyiptomi hellén gépész és matematikus Hérón (10. körül – 75. körül) szivattyúja. Hérón ír számos eszközről, amelyek hidraulikus energiát használtak, mint például az „erőszivattyú” - amely ismert sok római helyszínről -, amit víz emelésére a tűzoltókocsikban használtak. A térfogatváltozást a hengerben mozgó dugattyú okozza, a folyadék áramlásának az irányát önműködő szelepek vezérlik. A dugattyús szivattyúk folyadékszállítására, működési elvükből adódóan, nem egyenletes.

Az ókorban a tudás birtokában lévő papok gyakran használták ismereteiket manipulatíván a hit erősítésére. Ennek egyik szembevetendő példája az automatikusan kinyíló templomajtó. Az ajtó automatikusan nyitó oltár egy megközelítőleg félig vízzel telt gömb alakú tartállyal volt összekötötésben. Az ajtószárnyak nyitását működtető tengelyek, melyekhez zsanérok voltak rögzítve és egészen leérték a templom alatti pince padlójáig. A tengelyek pincében lévő részére



két lánc volt feltekerve. Az egyik lánc végére egy nagyobb nehezéket fogattak rá, amely az ajtók zárva tartásáról gondoskodott, míg a másik láncot ellentétes irányból csévélték fel a tengelyekre, és a végéhez egy olyan edényt erősítettek, amelynek tömege üres állapotban kisebb volt, mint a zárásról gondoskodó nehezék. Az edényt egy U alakú cső kötötte össze az oltár alatt elhelyezett tartállyal. Az oltáron elhelyezett tüzelőanyag meggyújtása után a hőmérsékletnövekedés hatására a tartályban lévő folyadék felmelegedett. A felmelegedett levegő térfogata megnőtt, ami nyomást gyakorolt a tartályban lévő folyadékra. A folyadék az U alakú csövön keresztül a megnövekedett nyomás hatására az edénybe áramlott, amely ennek hatására leereszkedett és kinyitotta az ajtókat. A templomnyitó mechanika vázlatát az 1. ábra mutatja.



1. ábra. *Automatikusan nyíló templomajtó.*

Az ókori Kínában Sunshu Ao (i. e. VI. század), Ximen Bao (V. század), Du Shi (kb. i.u. 31), Zhang Heng (78-139), és Ma Jun (200-265), míg a középkori Kínában Su Song (1020- 1101) és Shen Kuo (1031-1095) foglalkozott vízkerékekkel. Zhang Heng volt az első, aki a hidraulikát, mint hajtóerőt alkalmazta, egy armilláris gömb elkészítésekor (armillary sphere), ami egy körgyűrűkből álló csillagászati eszköz, amit főleg az ókorban és a középkorban használtak csillagászati megfigyelésekre [52].

Az ókori Rómában többféle hidraulikus berendezést is kifejlesztettek, beleértve a nyilvános vízellátást, és számtalan vízvezetékét. A víz energiája kihasználása céljából vízimalmokat is építettek. A vízimalom energiaforrásként vízi energiát használ fel, a malomkerék meghajtása céljából. A vízimalom fő építési egységei: a malomkerék, a hozzá tartozó gépi berendezések, és maga a malomház, ahol leggyakrabban gabonát őröl.

Hidraulikus bányászatot alkalmaztak az arany kinyerésére Észak-Spanyolországban. Las Médulas alluviális arany-bányája volt az egyik legnagyobb a bányák közül. Több hosszú

vízvezetékkel dolgoztak, és a vízáramlásokat arra használták, hogy kimossák a puha üledéket, majd lemosták a földet az értékes aranytartalomról.

A hidraulika, mint tudomány egyik új képviselője Blaise Pascal (1623-1662), aki behatóan foglalkozott a folyadékok fizikájával. Azzal vált ismertté a hidrosztatikában, hogy megalkotta a később róla elnevezett törvényt. Hozzájárult a természettudományok fejlődéséhez, mechanikus számológépet tervezett, megalapozta a projektív geometriát, kidolgozta másokkal közösen a valószínűség számítás matematikai elméletét. Megfogalmazta a közlekedőedények fizikai törvényét. Már egészen fiatalon eredményeket ért el a gázok nyomásviszonyainak, a légnyomásváltozások vizsgálatával. Híres barométeres kísérlete valójában távkísérlet volt, hiszen azt sógora, Périer végezte el. A nyomás mértékegysége az ő munkásságának tiszteletére lett Pascal.

Daniel Bernoulli (1700-1782) Svájcban született orvos, matematikus és fizikus volt. Egyik legfontosabb tudományos eredményének tekinthetjük a stacionárius áramlásokra vonatkozó Bernoulli-egyenletet (mind összenyomható, mind összenyomhatatlan közegekre is kidolgozta). A Bernoulli-törvény azt mondja ki, hogy áramló közegben egy áramvonal mentén a különböző energiák összege állandó. Ez a törvény a hajózásban felmerülő fizikai kérdések sokaságát oldotta meg. Hidrodinamika című műve az első irodalom, amely a folyadékok mechanikáját egy általános elvre hivatkozva az analízis segítségével tárgyalja.

Anglia számos városa olyan fejlettséggel rendelkezett, hogy hidraulikus hálózatokat használtak a XIX. században a gépek kezeléséhez, mint például a felvonók, daruk, csörlők és hasonló technikai vívmányok üzemeltetéséhez.

Más ipari ágazatokhoz hasonlóan, a XX. század elején magyarországi mérnökök is felismerték a hidraulikában rejlő lehetőségeket, és több hidraulikus berendezést sikerrel alkalmaztak a kohászati, a bányászati és más üzemekben. Érdekességképpen meg lehet említeni, hogy a két világháború között a budapesti Operaházban a világon elsőként alkalmaztak hidraulikus rendszerrel működtetett színpadgépezetet. Az Asphaleia társaság által szabadalmaztatott színpadgépezet, amely vízhidraulikával működött, Josef Kautzky díszlettervező és Robert Gwinner terve alapján készült el.

A hidraulikus technika elterjedésében a bécsi Ringtheater tűzkatasztrófája játszott szerepet. Felhívta a figyelmet, hogy a színházakat tűzvédelmi szempontból fejleszteni kell. A hidraulikus színpadgépezet segítségével a díszlet és a színpadmezők mozgatását kézi erő helyett, hidraulikus hengerek végezték. A budapesti Operaház színpadgépezetéhez még hozzátartozott

a körhorizont függöny hidraulikus mozgatása és a két hidraulikus teherfelvonó, amelyeket a világon elsőként szintén hazánkban alkalmaztak.

A XX. század közepén a magyar mérnökök csak elvétve jutottak hozzá olyan szakirodalomhoz, amelyben az új technikai eredményekről értesülhettek. A gyenge külkereskedelem miatt, elsősorban a hazai szerszámgép-gyártáshoz készítettek elemeket az új technikai információk alapján. Amikor a nemzetközi kapcsolatok fellendültek, úgy azzal egyidejűleg kialakult a magyar pneumatika, hidraulika ipar. Egyre nagyobb számban érkeztek hazánkba korszerű gépek, így megnőtt az igény az ehhez értő szakemberek iránt. Ennek hatására az 1970-es évektől bevezették a pneumatika és hidraulika oktatást a közép- és felsőfokú képzésekben.

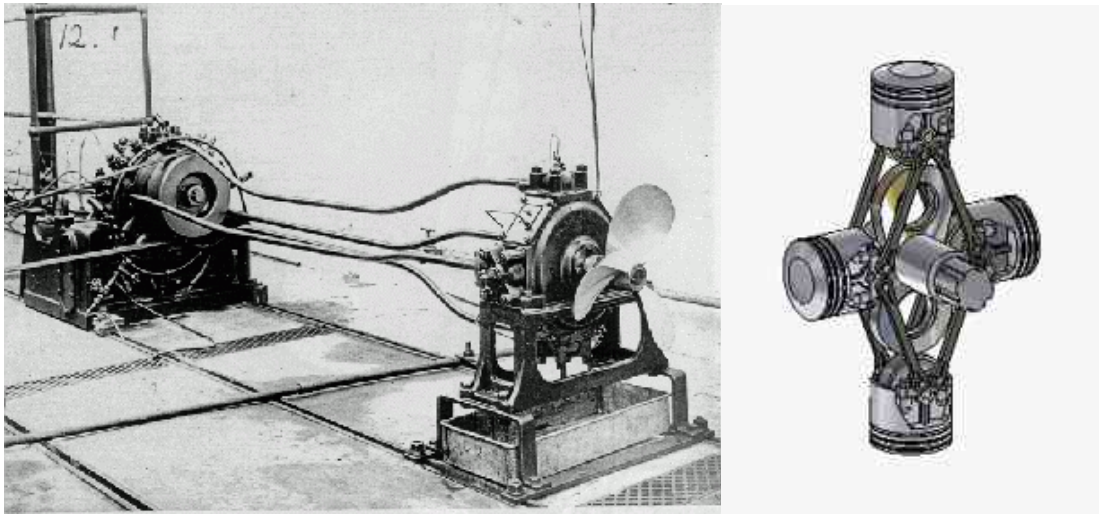
A hidraulika elméletének oktatása és elterjedése eredményezte, az iparág erőteljes fejlődését. Ennek eredményeképpen jutottak el egyre nagyobb mértékben a mérnökök és kutatók a váltakozó áramú hidraulikus rendszerek bevezetéséhez. A váltakozó áramú hidraulikus hajtások írásos formában történő megjelenése a XX. század első negyedére tehető.

## ***1.2. A váltakozó áramú hidraulika a műszaki gyakorlatban***

A hidraulikus hajtások többféleképpen csoportosíthatók. A villamos analógia alapján megkülönböztetünk egyenáramú és váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat [4].

**A szakirodalom, általában véve a hidraulikus rendszerek alatt az egyenáramú hidrosztatikus hajtásokat érti, amelynek terjedelme széleskörű, de ennek egy speciális ága a váltakozó áramú hidraulikus hajtás, amelynek irodalma meglehetősen szűkös. Ezt kevesen vizsgálták, ezért én összekötő anyagot biztosítok ehhez.**

Az első ma is fellelhető publikáció George (vagy Gogu, mindkét néven ismert) Constantinescu román származású kutató nevéhez fűződik, akinek eredményeit, már gyakorlati megvalósításokra is lehetett használni. Constantinescu elsősorban a váltakozó áramú folyadékokkal működtetett készülékek kivitelezésével és vizsgálatával foglalkozott. 1910-ben emigrált Londonba, ahol behatóbban tudott foglalkozni tanulmányaival. Az egyfázisú sziklafúró képes volt egy kemény gránittömb átfúrására is csendesen és egyenletesen. Ennek a prototípusnak a segítségével szemléltette a váltakozó áramú rendszer erejét [2]. Constantinescu hajócsavarjánál a generátor nagy sebességgel, míg a propeller (motor) alacsony sebességgel forgott. Kísérleti berendezésének fotóját a 2. ábra mutatja [3].



2. ábra. *George Constantinescu négyfázisú kísérleti eszköze tengerészeti használatra, és a generátor szerkezeti kialakítása. [3]*

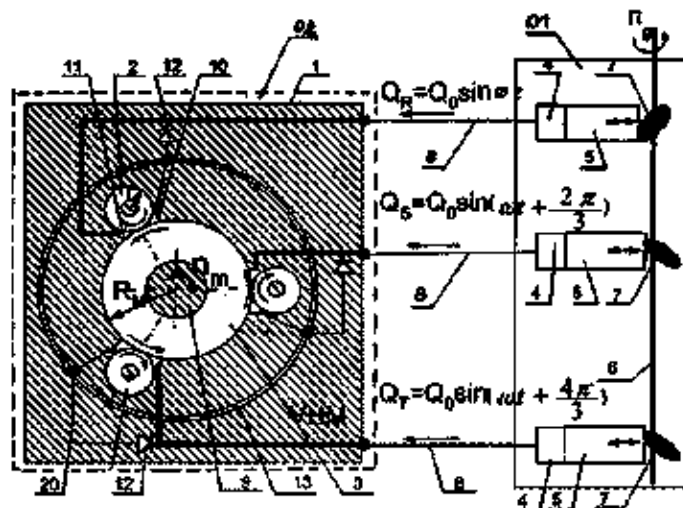
Constantinescu váltakozó áramú berendezéseinél az egyes fázisokban található fázisdugattyúk löketét nem lehetett módosítani, azaz csak a hajtás frekvenciáját (generátor fordulatszámát) lehetett módosítani. Szélesebb skálán lehetett volna alkalmazni a berendezését, amennyiben az amplitúdó szabályozást (dugattyú lökete megváltoztatásának lehetősége) is alkalmazta volna.

Bergeron L. (1911-2001) a nyomáshullámok grafikus elemzése során egy vízkiemelő berendezést vizsgált, amely két darab folyadékoszlop alternáló mozgásával működtette a vízkiemelő dugattyús szivattyút [1].

Az 1970-es években Hibi A. [30], Prokes J. [44] és Prikryl I. [41] által publikálásra került művekkel találkozhatunk a váltakozó áramú hidraulikus rendszerek témaköréből. Hibi A. a shizuokai egyetem professzora egy aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás kivitelezését (fix löketű generátorral működtetett kétfázisú rendszer) és annak vizsgálati eredményeit hozta nyilvánosságra. Prokes J. a váltakozó áramú hidraulikus mechanizmusok villamos analógia alapján történő csoportosításával foglalkozott. Megállapította, hogy a csoportosítás történhet a frekvenciájuk nagysága vagy az ellenállások kapcsolásának típusai szerint egyaránt [43][44][45][46]. Prikryl I. megállapította, hogy az úgynevezett hibrid mechanizmus (Prokes [46]: egyidejűleg akár egyen-, akár váltakozó folyadékárammal is működtethető) felhasználható például transzformátorként vagy akár áramirányítóként is [41][42]. W.M.J. Schlösser, az eindhoveni egyetem professzora munkájában foglalkozik a szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásokkal [6].

Magyarországon a szinkron és az aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat az 1970-es években kezdték el kutatni a Miskolci Egyetemen. [4][8][9][10][11][17][19][20][21][22][31][32][33][34][35][36][47][FT 1][FT 2][FT 5].

Kezdetben a szerszámgépek dinamikai vizsgálatánál rezgékeltő berendezésként alkalmazták a váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitelt. A villamos analógia segítségével osztályozta Lukács János a váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat. Két nagyobb csoportra bontotta a váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat: a szinkron és az aszinkron rendszerűekre [4]. Megvizsgálta a hidraulikus energiaátvitel jellemző tulajdonságait, továbbá valamennyi ellenállásfajtára meghatározta a hidraulikus teljesítményt. Kísérleteiből azt a következtetést vonta le, miszerint gyakorlati szempontból a két és három fázis és annak egész számú többszöröse alkalmazhatóak. Kétfázisú kísérleti berendezése in üresjárású és terhelésű vizsgálatokat egyaránt végzett. A szinkron és az aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknak meghatározta a mozgás- és áramlásviszonyait [5]. Később különböző, váltakozó áramú hidraulikus hajtások berendezései kerültek megvalósításra, melyekből szabadalom is készült [36]. A váltakozó áramú hidraulikus hajtás egyik szabadalmaztatott kiviteli formáját a 3. ábra mutatja. A váltakozó áramú, hidromotor fázisdugattyújának alternáló mozgását alternáló forgómozgássá, egy mechanikus egyenirányító, vagy más néven szabadonfutó alakítja át. [36]



3. ábra. Lukács János által szabadalmaztatott váltakozó áramú hidraulikus hajtás vázlatja [36].

Breznai A. a szinkron rendszerű hidraulikus hajtások dinamikai vizsgálataival és azok szimulációjával elméleti szinten foglalkozott, de kísérleti berendezést és gyakorlati méréseket nem készített ezzel kapcsolatban, ami igazolta volna a számítások eredményességét [31][32].

Dr. Raid Ahmed Smadi váltakozó áramú hidraulikus tengelykapcsolót tervezett és megvizsgálta elméleti szempontból a működési elvét ill. méréseket végzett rajta üresjárás- és terhelés alatt egyaránt [47][48][49][50][51].

Dr. Czupy Imre kutatása során az aszinkron rendszerű hidraulikus hajtásokat vizsgálta. Az erdészeti fakitermelések után visszamaradt tuskók eltávolítására alkalmazta a kísérleti, váltakozó áramú lineáris rezgető berendezést, amelyet ipari körülmények mellett is üzemeltettek. Meghatározta a függőleges irányú tuskókiemelő erő és a tuskó vágáslap átmérője közötti összefüggéseket, a tuskórezgetés törvényszerűségeit és elemezte a rezgőrendszer energia, ill. teljesítmény viszonyait [8][9][10][11][12][13][14][15][16]. A gyömölcsleválasztás irányába tett kutatások még nem készültek el teljesen.

Dr. Erdélyi János egy aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás tervezési és konstrukciós kérdéseivel foglalkozott. Kutatói munkásságában egy kísérleti berendezés került kivitelezésre. Ezen berendezés teljesítmény, illetve mozgás átviteli tulajdonságait vizsgálta. Bebizonyította, hogy a merev és hidrodinamikailag rövid fázisvezetékek esetén a fázisvezetékben keletkező nyomáshullámok, nem hoznak létre veszélyes nyomásúcsokat. Az összefüggések segítségével kimutatta, hogy a váltakozó áramú aszinkron hidraulikus hajtás fázis-folyadékáramának nyomása és áramlási sebessége között a kapcsolat koncentrált paraméterként vizsgálható. Tanulmányozta a működtető excenter tárcsák kiegyensúlyozási módszereit is [19][20][21][22][23][24][25]. Nem történt vizsgálat a nyomáshullámokból ill. az energiatovábbító közeg pulzáló mozgásából esetlegesen keletkező hőmérsékletnövekedés mértékére és lehetséges hatásaira. A váltakozó áramú hidraulikus hajtások kutatásának mérföldköveit a 1. táblázat mutatja.

**1. táblázat.** A váltakozó áramú hidraulikus hajtások kutatásának jelentősebb eredményei.

Megjelenés éve	Szerző	Mérföldkövek	Ország
1913	G. Constantinescu	folyadékok váltakozó áramoltatásával működő mechanizmusok	Anglia
1950	Bergeron L.	váltakozó rendszerű hidraulikus rendszerekben keletkező nyomáshullámok	Franciaország
1969	Prokes J.	váltakozó áramú hidraulikus szinkron hajtások vizsgálata	Csehország
1975	Prikryl I.	váltakozó áramú hidraulikus szinkron hajtások vizsgálata	Csehország
1970	Lukács J.	szinkron és aszinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtások vizsgálata	Magyarország
1979	Hibi A.	egy háromfázisú váltakozó áramú hidraulikus szinkron hajtás vizsgálata	Japán

A dolgozatban a váltakozó áramú hidraulikának egy szűkebb ágával kívánok foglalkozni, a szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtással. Ennek elméleti háttérét a 2. fejezetben ismertetem részletesen.

### 1.3. Célkitűzések

Kutatómunkám során az elsődleges feladatomban az volt, hogy egy szinkron rendszerű, váltakozó áramú, hidraulikus hajtás kísérleti berendezését megtervezzem, elkészítsem és működtessem. Erre elsődlegesen azért volt szükség, mert a témában kevés berendezés került kivitelezésre és ennek megfelelően sok kérdésre nem kaptunk még kielégítő választ. A váltakozó áramú kísérleti hajtások többségében a fázisvezetékben a hidraulikus energia továbbítása merev fázisvezetékek felhasználásával került kivitelezésre, és szerepük nem került részletes tárgyalásra. Az új szinkron rendszerű kísérleti berendezésem fázisvezetékben – miután dugattyúkkal is működtettem – kísérleti jelleggel membránokat is alkalmaztam, hogy ezáltal a résvesztéseket meg tudjam szüntetni, ugyanis a henger és a dugattyú között számottevő volt. Következő vizsgálandó feladatomban az volt, hogy hogyan befolyásolja a rendszer működését, ha a merev fázisvezetéseket rugalmas (flexibilis) csövekkel helyettesítem. Az eddigi kutatómunkák során kérdésként merült fel, hogy az olaj hőmérséklete, milyen mértékben változik meg működés közben, de méréseket előttem nem végeztek ezzel kapcsolatban. Munkásságom alatt ezeket a kérdéseket igyekeztem alaposan megvizsgálni, hogy a hajtás tulajdonságairól részletes képet kaphassunk, és az eddigi váltakozó áramú hajtásokkal foglalkozó kutatások során felmerült, de nem vizsgált pontokat megválaszoljam.

A cél elérése érdekében az alábbi lépéseket végeztem el:

- # a külföldi és hazai szakirodalom alapos áttekintése, különös tekintettel a váltakozó áramú hidraulika tárgykörében;
- # a váltakozó áramú hidraulikus hajtások elhelyezése a gépészeti tudományokban, mint kutatási terület;
- # kísérleti berendezés tervezése és kivitelezése, az eddigi konstrukciók hibáinak figyelembevételével, amely merev és flexibilis elemekkel egyaránt működtethető;
- # hőmérséklet, kapacitás, nyomaték és nyomásértékek mérésének lehetővé tétele a kísérleti berendezésen (a hajtás üresjáratú és terheléses állapotában), hogy a legfontosabb paramétereket egyidőben tudjam megvizsgálni;
- # a mérési eredmények kiértékelése és összegzése, és az előzetesen meghatározott összefüggésekkel való összevetése;
- # a szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás továbbfejlesztési lehetőségeinek a vizsgálata.

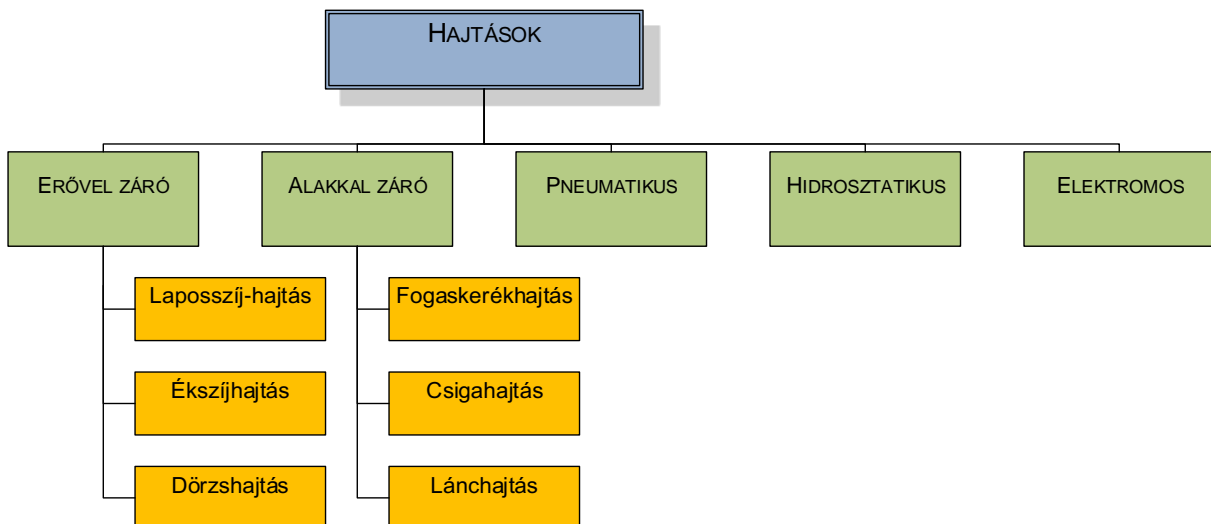


## 2. Váltakozó áramú, hidraulikus hajtások elmélete

A váltakozó áramú, hidraulikus hajtások elméleti alapjait a következő fejezetekben szeretném ismertetni.

### 2.1. Váltakozó áramú, hajtások elhelyezése a gépészeti irodalomban

Az erő és munkagépek közé gyakran hajtóműveket építenek be, hogy a nyomaték és a fordulatszám módosításának lehetősége fennálljon. Ez a kialakítási forma sokkal célravezetőbb, mintha erőgépet terveznék arra, hogy közvetlenül hajthassa a munkagépet. A hidraulikus hajtások alkalmazása az ipar és a mezőgazdaság területén mindenre kiterjedő. A hajtások egy lehetséges csoportosítását a 4. ábra mutatja [7].



4. ábra. *Hajtások egy lehetséges csoportosítása ([7] alapján).*

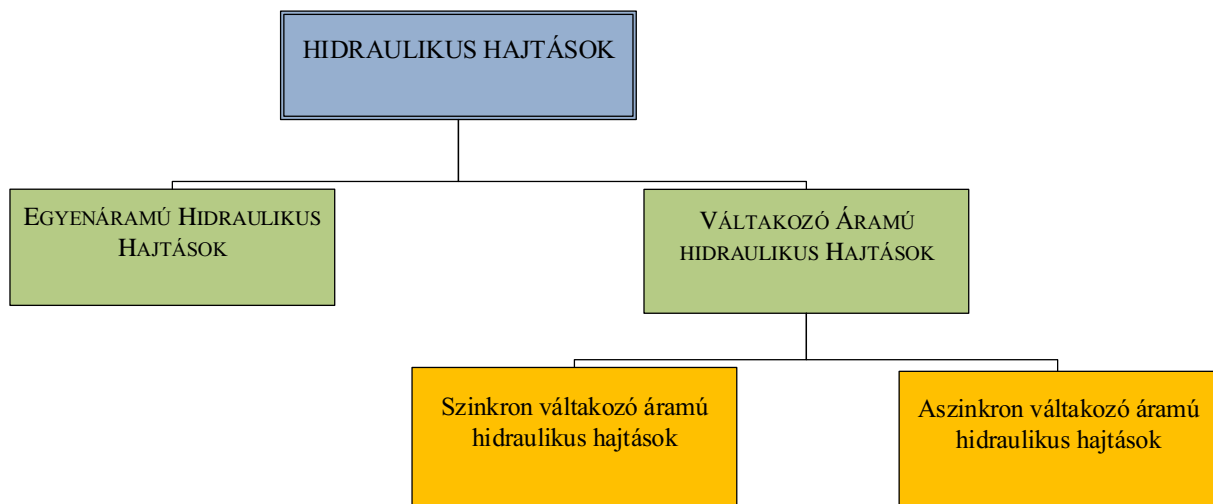
A hidraulikus hajtások gyakori alkalmazásait kedvező tulajdonságainak köszönheti. Ezek közül kiemelve a legfontosabb szempontokat, az alábbi megállapításokat tehetjük:

- nagy indítónyomaték;
- szabályozható fordulatszám,
- nagy a reagálási érzékenysége,
- paraméterek egyszerű szabályozása,
- az egyes egységek elhelyezése nagy szabadsággal bír,
- néhány alapfeltételen túl nem igényelnek különösebb karbantartást.

Az előnyös tulajdonságokon túl természetesen vannak hátrányos tulajdonságai is:

- szennyeződésekre érzékeny,
- nagyméretű tartályok szükségesek a hűtés és az energiatovábbító közeg tárolása miatt,
- az elfolyt olaj környezetszennyező és tűzveszélyes,
- hatásfok számottevő romlása a résolaj, és a vezetékben fellépő nyomásveszteségek hatására,
- a hajtások gyártása korszerű gyártástechnológiát igényel.

A hidraulikus hajtások egyik lehetséges csoportosítását a 5. ábra mutatja.



5. ábra. *A hidraulikus hajtások egy lehetséges csoportosítása a villamos analógia szerint ([18] alapján).*

A hidraulikus hajtásokat két nagy csoportra bonthatjuk a villamos analógia alapján; egyenáramú, illetve váltakozó áramú hidraulikus hajtásokra. A váltakozó áramú hidraulikus technika a hidrosztatikus hajtások csoportjába tartozik.

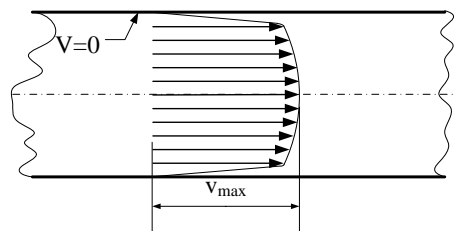
Az egyenáramú hidraulikus hajtásoknál a folyadék a szivattyú és a munkavégző elemek (pl. hidromotor) között egy irányba áramlik, még a váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál a hidrogenerátor és a hidromotor között pulzáló mozgást végez.

A váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknak két fő építési egysége, a hidrogenerátor (VHG) és a hidromotor (VHM). A hidromotor a hidrogenerátor által szolgáltatott hidraulikus energiát mechanikai energiává alakítja át. A hidromotorok fázisszáma többnyire megegyezik a

hidrogenerátorok fázisszámával, de a fázisszámváltó egység beépítésével a hidromotor fázisszáma el is térhet a hidrogenerátor fázisszámától.

A váltakozó áramú hidraulikus hajtások előnyei:

- 1) Elviekben a megközelítően veszteségmentes irányítás frekvencia (hidrogenerátor fordulatszámának fokozatmentes állításával) és amplitúdó (dugattyúk löketének fokozatmentes változtatásával) szabályozással valósítható meg (ellenállások-fojtások nélkül).
- 2) A hagyományos egyenáramú hidraulikus hajtásokhoz hasonlóan kis méretével nagy teljesítmények átvitelére alkalmas, a hajtás irányítása könnyen automatizálható, a folyadékáram amplitúdójának, illetve frekvenciájának a változtatásával. Eltér az egyenáramú hidraulikus hajtásoktól abban, hogy a folyadék pulzáló mozgást végez, továbbá nincs szükség a nagy méretű olajtartályra, a hidraulikus energiát továbbító közeg pótlására (csak a résvesztésegekből adódóan) és a felmelegedett olaj hűtésére.
- 3) A kis amplitúdójú pulzáló mozgás következménye, hogy a rendszerben a folyadék részecskéi között kisebb a súrlódás, mert nem tud kialakulni az az áramkép, mint az egyenáramú rendszernél. Így lényegesen kisebb az ebből származó veszteség, ami végül hőenergiává alakul, ha az áramló közeg áramlási sebessége a csővezeték falától egészen a cső képzeletbeli középvonaláig folyamatosan nő (6. ábra). A folyadéksúrlódásból származó hőmérsékletnövekedés miatt van szükség az egyenáramú rendszereknél a viszonylag nagyméretű olajtartályra, hogy az olaj hőmérsékletét csökkenteni tudják.



6. ábra. *A csőben kialakuló folyadék áramlásának sebességeloszlása.*

A szakirodalomban fellelt kutatások eredményei azt mutatják, hogy olyan gépek és berendezések területén lehet előnyösen alkalmazni a váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat, ahol a fizikai paraméterek értékét növelni mechanizmusokkal már nem lehetséges, az egyenáramú hidraulikus rendszerek alkalmazása pedig bonyolult vagy egyáltalán nem kivitelezhető [18]. A szakirodalom az egyenáramú hidraulikus hajtások elemzésére gyakran alkalmazza a villamos analógiákat, amelyek így kiterjeszthetők a hidraulikus váltakozó áramra is. A disszertáció részletesen tárgyalja a szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus

hajtások lehetséges felépítését, kialakításának lehetőségeit, illetve a villamos analógia alapján a rendszer elméleti összefüggéseit.

Az egyenáramú hidraulikus rendszerekben a szivattyú gondoskodik arról, hogy a tartályból az energiatovábbító közeg a hidraulikus körfolyamba kerüljön. A hidraulikus energiát lineáris elmozdulású munkahengerrel, vagy forgó mozgást végző hidromotorral, különböző szabályzó és vezérlő elemek segítségével alakítják át mechanikus energiává. A technika fejlődésével és a mechatronika megjelenésével a gépek mozgásának egyre nagyobb sebességét és egyre nagyobb szabadságfokát teszik lehetővé, a bonyolultabbnál bonyolultabb feladatok ellátása végett. Napjainkban jellemző, hogy a járművek hidraulikus kormányművel, a munkagépek hidrosztatikus hajtással készülnek. Repülőgépek és helikopterek irányításához szükséges mozgásokat is legnagyobb részben hidraulikus hajtás segítségével végrehajtott mozgásokkal valósítják meg.

Adott tengelyek közötti kapcsolatot létrehozó gépelemet, amely képes a forgatónyomaték átadása mellett, akár annak megváltoztatására is, hajtóműnek nevezzük, amelyekre az alábbi alap összefüggés áll fenn (az 1-es index a bemeneti paramétereket jelöli, a 2-es index pedig a kimenetét):

$$M_1\omega_1 = M_2\omega_2, \quad (2.1)$$

ahol lehet:

$$M_1 \neq M_2, \quad (2.2)$$

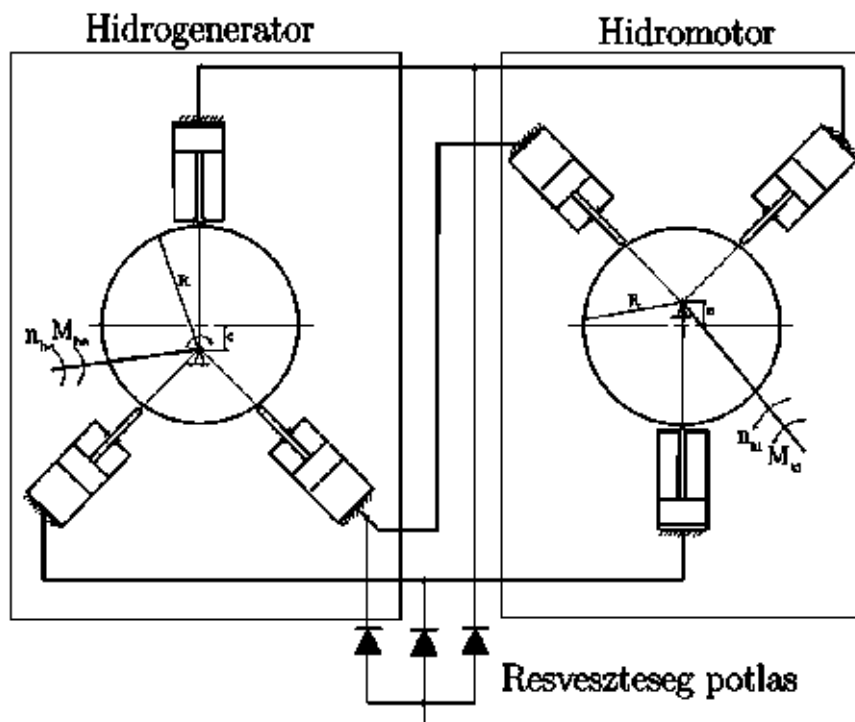
vagy

$$\omega_1 \neq \omega_2. \quad (2.3)$$

Ebből egyértelműen megállapítható, hogy kisebb nyomatékot magasabb fordulatszámon, még nagyobb nyomatékot kisebb fordulatszámon tud a rendszer szolgáltatni. Ezt kell figyelembe venni, amikor különböző hidraulikus hajtások között kell választani.

### 2.1.1. Szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtások

A szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál a rendszer bemenő és kimenő fordulatszáma megegyezik [18]. A hajtás fő részei: hidrogenerátor (VHG), hidromotor (VHM), a két egységet összekötő fázistér és egyéb kiegészítő tartozékok (pl.: résveszteség pótló, nyomáshatároló). A fázisok száma lehet kettő, három, illetve ezeknek egészszámú többszörösei [18]. A fázisok számának a függvényében nevezhetjük ezeket a hajtásokat kettő, három és többfázisú váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknak. A hidromotor és hidrogenerátor egység excenter tárcsáinak szöghelyzete lényegesen befolyásolja a berendezés üzemszerű működését [18]. A terhelés függvényében kialakuló terhelési szögtől függ az a határnyomaték, ami a hajtás (vagy tengelykapcsoló) kimenő tengelyén levehető. A terhelési szög maximális értéke  $180^\circ$ . Ennél a szögértéknél a generátor folyadékárama tiszta kapacitív árammá válik, vagyis a hajtó folyadékáram zérus lesz. Egy lehetséges háromfázisú szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás kinematikai vázlatát a 7. ábra mutatja.

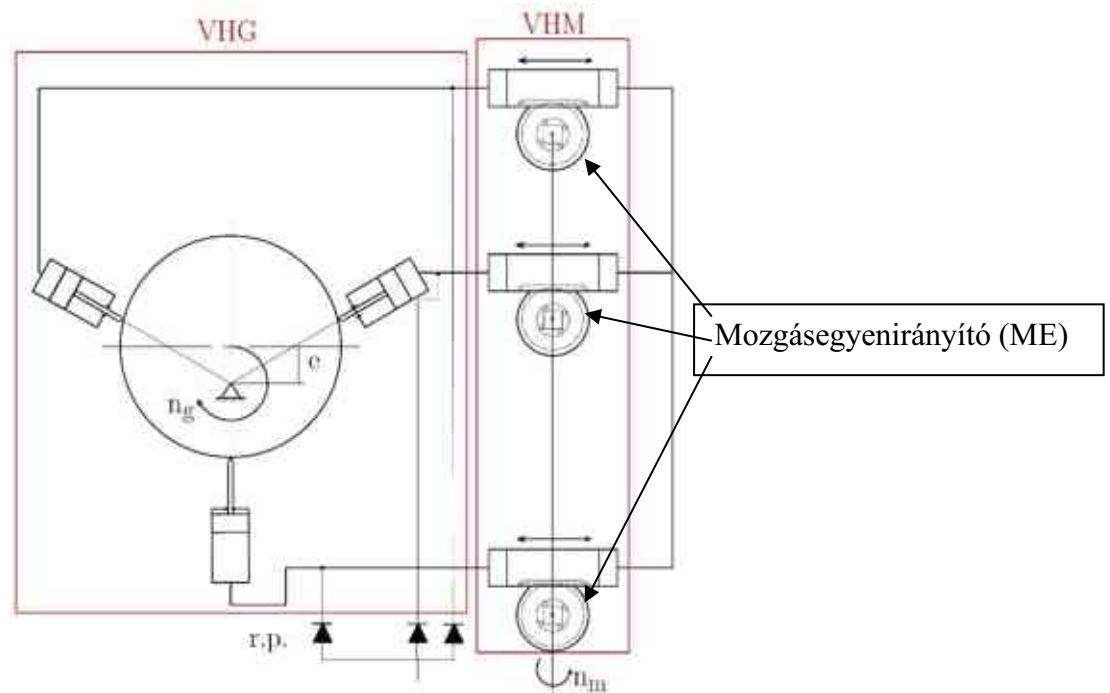


7. ábra. Szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás kinematikai vázlata.

A VHG excenter tárcsáját elforgatva a fázishengerekben lévő munkafolyadék a fázisdugattyúkat elmozdulásra készíti. Az elmozduló folyadékoszlop a VHM fázisdugattyújára hatva annak tengelyét elfordulásra kényszeríti. Az elmozdulás akkor jön létre, ha a VHG excenter tárcsájához képest a VHM excenter tárcsája  $180^\circ$ -kal elforgatott helyzetben van. Ebben az esetben a VHG folyadékárama (forrás áram) és a VHM folyadékárama (nyelő áram) egyensúlyban van. Ez azt jelenti, hogy a forrás áramát a nyelő teljes egészében (nincs folyadék összenyomódás) be tudja fogadni.

### 2.1.2. Aszinkron rendszerű mozgásátalakítóval rendelkező, váltakozó áramú hidraulikus hajtások

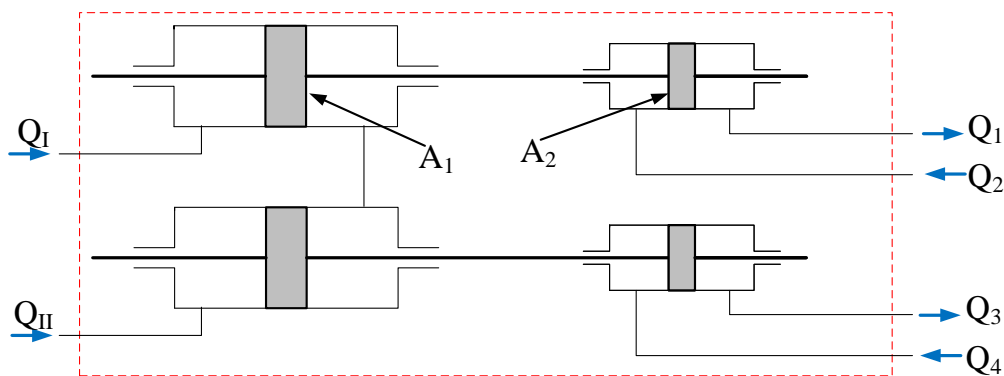
Az aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtások segítségével lehet az átvitt nyomaték nagyságát módosítani [18]. A módosítás többféleképpen is megoldható, például a hidromotor vagy hidrogenerátor szerkezeti kialakításának módosításával vagy a hidraulikus transzformátor alkalmazásával. A hajtástechnikai feladatoknál gyakran előforduló feltétel, hogy az állandósult üzemi állapotban maximális terhelés mellett követelmény a nagy indítónyomaték is. Műszaki szempontból ez azt jelenti, hogy a rendszer maximális terhelés mellett is elindítható, illetve üzemzavar vagy egyéb okból történő leállás esetén pedig újra indítható. Ezekkel a feltételekkel adott feladatokra kínál megoldást a korszerű villamos hajtóművek szabályozhatósága, vagy a villamos és a mechanikus hajtások együttes alkalmazása. A váltakozó áramú hidraulikus aszinkron hajtások nagy indítónyomatékú, és fokozatmentesen szabályozható hajtások kialakítására alkalmasak. Az aszinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál (8. ábra) hidrogenerátor és a hidromotor fordulatszáma -szemben a szinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtással - egymástól eltérő nagyságú is lehet. A hidrogenerátor, forgó mozgása révén, a fázisdugattyúkat elmozdulásra kényszeríti az egyes fázisokban, amelynek következtében pulzáló folyadékáram keletkezik a fázisvezetékben, amely által a hidromotor fázisdugattyúi alternáló mozgást végeznek. Az alternáló mozgást mozgásegényirányítóval (jelen esetben szabadonfutóval) alakítjuk át forgómozgássá a kimenő tengelyen.



8. ábra. Aszinkron hidraulikus hajtás mozgásegényirányítóval.

A gyakorlatban, az esetek többségében a váltakozó áramú hidromotorok a hidrogenerátorhoz közvetlenül kapcsolódnak. Ettől eltérő konstrukció esetén lehetséges, hogy például a hidrogenerátor kettő, a hidromotor pedig négyfázisú. A két energia-átalakító között ebben az esetben egy 2/4-es fázisszámváltó (FV) teszi lehetővé a kapcsolatot (9. ábra). A fázisszámváltó alkalmazásával lehetőség nyílik arra, hogy adott fázisszámú hidrogenerátorral egy nagyobb fázisszámú hidrogenerátort működtessünk.

A 2/4-es fázisszámváltó a bemenetén lévő kétfázisú folyadékáramból négyfázisú folyadékáramot állít elő.



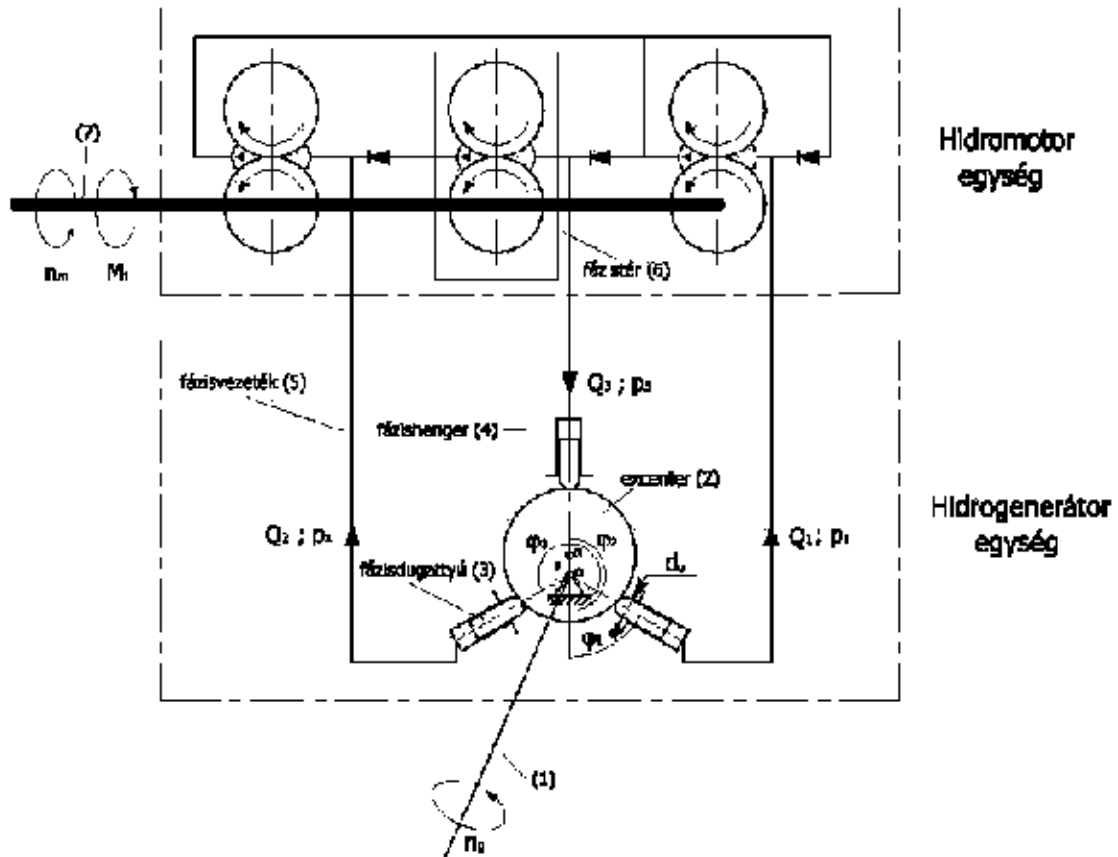
9. ábra. Fázisszámváltó (FV).

A 9. ábra alapján az is megállapítható, hogy ha  $A_1 \neq A_2$  (a dugattyúk homlokfelülete), a fázisszámváltó hidraulikus transzformátorként is alkalmazható. Ezt a megoldást a gyakorlatban akkor alkalmazzák, ha a hidromotor fordulatszámának ingadozását csökkenteni kell. A nagyobb fázisszámú hidromotor egyenletesebben képes forogni, mint az alacsonyabb fázisszámmal rendelkező.

### 2.1.3. Aszinkron rendszerű váltakozó áramú forgóelemes fázisterű hidraulikus hajtások

Az aszinkron váltakozó áramú forgóelemes fázisterű hidraulikus hajtás egy új technikai megoldás [22]. Működési elve hasonló a mozgásegényirányítóval ellátott aszinkron hajtásával. Az eltérés abban nyilvánul meg, hogy a létrehozható fordulatszám tartománya magasabb, mint a mozgásegényirányítóval ellátott aszinkron hajtásé, viszont a nagy hajtónyomaték és a fokozatmentes szabályozhatóság lehetősége is rendelkezésre áll.

A hidrogenerátor fázisdugattyúit működtető gerjesztő elem többféle kialakítású lehet (pl.: forgattyús tengely, periodikus tárcsák: excenter, ellipszis, sokszög). Az aszinkron hajtás egy újabb szabadalmaztatott kiviteli formáját a 10. ábra mutatja.



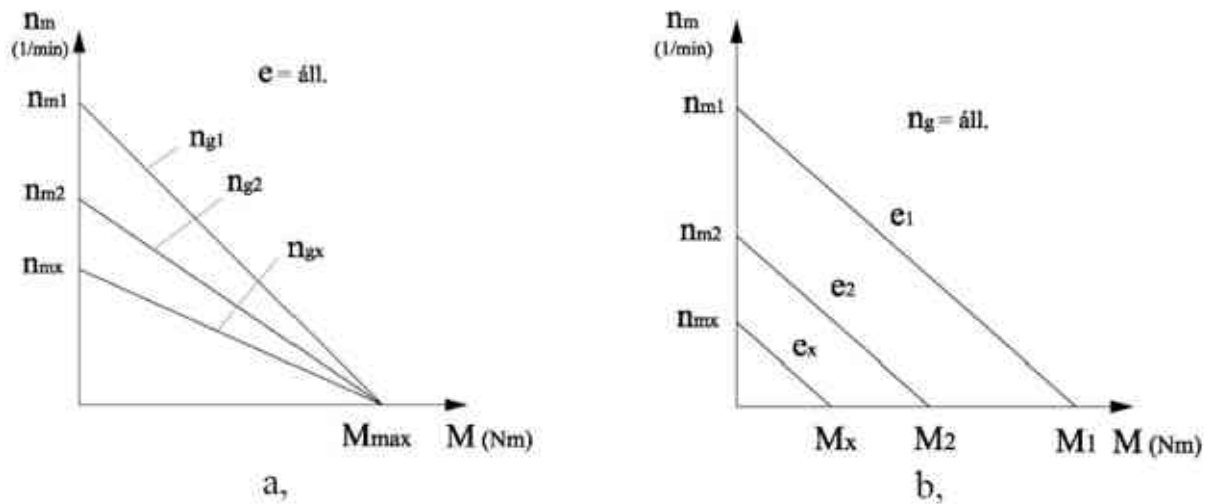
10. ábra. Aszinkron hidraulikus hajtás forgó felületi elemekkel. [22]

A 10. ábra látható aszinkron, váltakozó áramú hidraulikus hajtás excenter (2) tárcsája a működtetése során, egy körülfordulása alatt, a vele érintkező fázisdugattyúkat (3) a teljes löketükön megjárátva létrehozza a pulzáló folyadékáramot. Az aszinkron hajtás hidromotor egysége nem minden esetben tartalmaz egyenirányítókat (mozgásátalakítókat). Az egyes fázisterek az egyirányú forgómozgást végző felületelem párok és a hidromotor egy geometriailag elkülönített tere határolják. A fázistéren (6) keresztül a hidromotor tengelyével érintkező forgó felületelem párokon keresztül viszi át a hajtó nyomatékot.

Abban az esetben, ha a hidromotor alternáló mozgást végző fázisdugattyúit elhagyjuk, az leegyszerűsíti a konstrukció felépítését. A gépészmérnöki gyakorlatban alkotott célgéptervezéshez hasonlóan, itt is felhasználhatjuk az építőszekrény elvet a hajtás megépítésénél, így ez esetben is létrehozható a szükséges hajtóműcsaládok meghatározása. Az aszinkron hajtás újszerűségét a hidromotor fázistérének geometriai kialakítása okozza, mert egyszerűségén kívül képes arra, hogy közepes fordulatszámú hajtások esetén extra indítónyomatékú hajtásigénynek is meg tudjon felelni [22].

Állandó löketű és állandó frekvenciájú merev fázistérrel rendelkező aszinkron rendszerű hajtás VHG karakterisztikájának alakulását a 11. ábra mutatja [22]. Kutatómunkám egyik célja az volt, hogy a kísérleti berendezés karakterisztikáját meghatározzam.





11. ábra. *a, Állandó löketű hidrogenerátor karakterisztikája*  
*b, állandó frekvenciájú hidrogenerátor karakterisztikája. [22]*

A 11. ábra *a*, része megmutatja, hogy a terhelőnyomaték függvényében a hidromotor fordulatszáma lineárisan változik  $n_m = 0$  és az üresjárat fordulatszámok között. Az  $n_m = 0$  motorfordulatszámánál (adott generátor excentricitás és generátor fordulatszám mellett) a hidromotor tengelyére  $M_t = M_{t,max}$  maximális terhelőnyomaték hat. Az üresjárat motorfordulatszámánál a hidromotor terhelése zérus,  $M_t = 0$ . A 11. ábra *b*, megmutatja, hogy a hidromotor fordulatszáma a terhelőnyomatéknak lineáris függvénye. A maximális terhelőnyomaték, a VHG fordulatszám változtatásától függetlenül állandó [ $e = \text{állandó}$ ].

## 2.2. Villamos analógia

Georg Simon Ohm német fizikus 1826-ban felismerte, hogy az elektromos ellenállás, a feszültség és az áramerősség egymással összefüggésben van. Ezt az összefüggést, amely érvényes bármely vezetős szakaszra és fogyasztóra is, Ohm törvényének nevezzük:

$$U = RI . \quad (2.4)$$

A hidraulikában a súrlódásból származó nyomásesés jelenségét súrlódási nyomásesésnek nevezzük. A nyomásesés nem függ az áramlás irányától. Amennyiben az áramlás lamináris az alábbi összefüggés adódik a folyadékáram és annak nyomása között:

$$\Delta p_r = R_H Q , \quad (2.5)$$

ahol

- $\Delta p_r$  a súrlódásból származó nyomásesés,
- $R_H$  a hidraulikus ellenállás és
- $Q$  a folyadékáram.

A folyadékáram és a nyomás között az  $R_H$  súrlódási ellenállás teremti meg a függvénykapcsolatot.

Ezt az összefüggést szokás hidraulikus Ohm törvénynek is nevezni, ugyanis alakja a villamos Ohm-törvénnyel megegyezik.

A váltakozó áramú hidraulikus hajtások a villamos analógia alapján két csoportba sorolhatók:

- a szinkron hajtások és
- az aszinkron hajtások.

A szinkron hajtásokra igaz, hogy a hidrogenerátor bemenő tengelyének fordulatszáma megegyezik a hidromotor kimenő tengelyének a fordulatszámával, tehát az alábbi összefüggések érvényesülnek:

$$n_{generátor} = n_{motor} , \quad (2.6)$$

és

$$M_{\text{generátor}} = M_{\text{motor}} . \quad (2.7)$$

Az aszinkron váltakozó áramú hajtásokra a következő egyenlőtlenség teljesül:

$$n_m \leq n_g . \quad (2.8)$$

Ebből adódik, hogy a hajtás nyomatékváltóként is alkalmazható, ugyanis, ha a bemeneti fordulatszám ( $n_g$ ), és a kimeneti fordulatszám ( $n_m$ ) nem egyezik meg, akkor a  $P = M \omega$  összefüggés alapján a bemeneti ( $M_g$ ) és kimeneti nyomaték ( $M_m$ ) eltérő értékű lesz.

### 2.3. Folyadékáram

A gyakorlatban az egyenáramú hidraulikus berendezéseknél, a hidraulikus közeg adott időegység alatti, adott mérési felületen való átáramlását térfogatáramnak nevezik. A váltakozó áramú rendszereknél az egy fordulatra (generátor) való folyadékáramlást tudjuk vizsgálni, így a folyadékáram elnevezést használjuk. Váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitelnél a forgó tömítések kiküszöbölhetők, így a nyomás értéke megnövelhető. Emellett a váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitelnél megvalósítható a folyadékáram és nyomás transzformálása, lehetővé téve az energiaátvitel távolságának növelését. Az energiaforrásból nagy nyomással továbbítjuk az energiafelhasználó felé a folyadékáramot, majd közvetlenül a felhasználó előtt a szükséges nyomásértékre transzformáljuk vissza.

A váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál a hidrogenerátor és a hidromotor között a folyadék a fázisvezetékben alternáló mozgást végez. Az időegység alatt átáramlott folyadék térfogata egyenlő a cső keresztmetszetének és a folyadék sebességének szorzatával.

$$Q = \frac{dV}{dt} = A \cdot v . \quad (2.9)$$

A csővezetékben áramló folyadék sebessége függ a cső keresztmetszetének nagyságától (átmérő), a folyadék viszkozitásától, de a térfogatáram nem. A kontinuitási egyenlet alapján ismeretes, hogy a folyadék sebességének és az áramlási cső keresztmetszetének szorzata

állandó a csővezeték teljes hosszán. Ebből következik, hogy a térfogatáram a fázisvezeték mentén állandó:

$$Q = A \cdot v = \text{áll.} \quad (2.10)$$

Az átáramlott folyadék mennyisége a térfogatáram időbeli alakulásának ismeretében számítható, de a gyakorlatban speciális eszközzel meg is mérhető, a pontosabb adatok meghatározása érdekében.

A szakirodalom az egyenáramú hidraulikus hajtások elemzésére rövid csőhosszak esetén alkalmazza a villamos analógiát. Ez kiterjeszhető a hidraulikus váltakozó folyadékáramra is. Az összefüggések alkalmasak a váltakozó áramú hidraulikus rendszerek átviteli tulajdonságának vizsgálatára.

A három fázisvezetékben lévő folyadékáramok előjeles összegére az alábbi összefüggés érvényes:

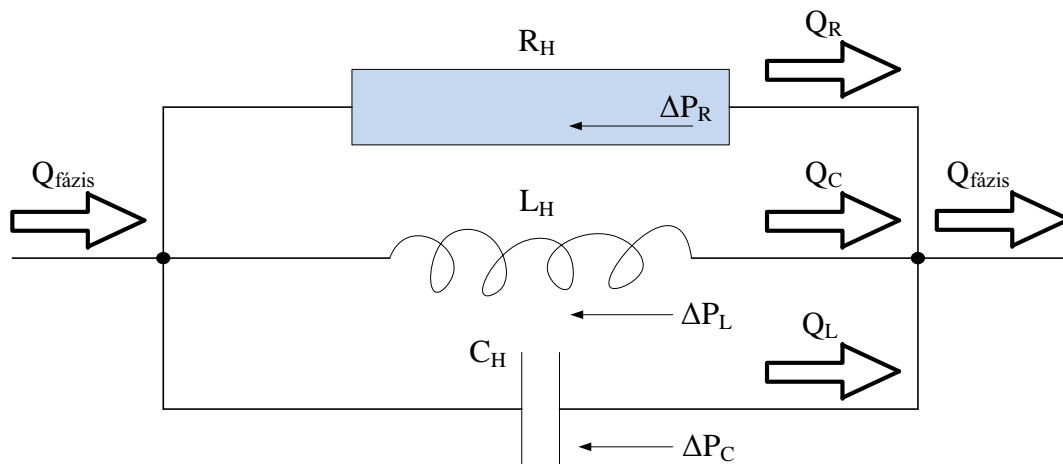
$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0, \quad (2.11)$$

ugyanis minden időpillanatban fenn kell állnia a forrás-nyelő egyensúlynak.

## 2.4. A szinkron, váltakozó áramú hidraulikus hajtás hidraulikus áramkörének ellenállás típusai

A hidraulikában is megtalálhatóak a különböző típusú ellenállások épp úgy, mint az elektrotechnika váltakozó áramú áramkörében. A váltakozó áramú hidraulikus áramkör működési elvének részletes leírásakor a villamos analógia alapján, a súrlódási nyomásváltozást: ohmos-, a tehetetlenségi nyomásváltozást: induktív-, még a folyadékoszlop összenyomhatóságából keletkező nyomásváltozást: kapacitív hidraulikus nyomásváltozásnak nevezzük [18].

Legáltalánosabb esetben a fázisvezetékben keletkező ellenállások a 12. ábra alapján szemléltetett módon helyettesíthetőek.



12. ábra. A fázisvezetékben fellépő ellenállások

### 2.4.1. Az Ohmos hidraulikus ellenállás

Az elektrotechnikában tiszta ohmos ellenállásnak azt a passzív áramköri elemet hívjuk (nem generátor és nem is áramforrás), amely mind egyen-, mind váltakozó áram esetén is ugyanakkora ellenállást mutat. Az áramerősség értékét oly módon befolyásolja, hogy akadályozza áramlását, amelynek egy részét hővé alakítja. Ilyen ellenállás lehet maga a vezeték az áramkörben, vagy akár egy fogyasztó (pl. izzó). A hidraulikus rendszerekben ezzel szemben a felhasznált, különbözőféle hidraulikus fojtások (keresztmetszeti szűkület, bővület vagy akár egy csőív), a csővezeték fala és a hidraulikus közeg között, illetve a közeg belső súrlódásából adódó hidraulikus veszteségeket soroljuk ide. Ezek az ellenállások okoznak hőveszteséget és mint veszteség jelenik meg a rendszer működése szempontjából. A váltakozó áramú rendszerek energiaátviteli szempontból történő szabályozását a frekvencia ill. az amplitúdó változtatásával tehetjük meg. A fojtások, mint a teljesítményszabályozás eszközei nem játszanak szerepet. Így

a váltakozó áramú hidraulikus rendszereknél az ohmos ellenállások fő típusai közül meghatározó a csővezeték és a hidraulikus közeg, illetve a folyadékreszecskek egymásközi súrlódásából keletkező, nyomásesésből és a csővezetéken keresztül folyó folyadékáram hányadosából adódik:

$$R_L = \frac{\Delta p}{Q} \text{ és} \quad (2.12)$$

$$R_T = \frac{\Delta p}{Q^2}, \quad (2.13)$$

ahol

- $R_L$ , lamináris áramlás esetén az ellenállás,
- $R_T$ , turbulens áramlás esetén az ellenállás.

#### 2.4.2. Az induktív hidraulikus ellenállás

Az elektrotechnikában induktív ellenállásnak nevezzük az áramkörben lévő tekercsnek, a váltakozó árammal szembeni ellenállását. A hidraulikában az energiaközvetítő szerepet betöltő vezetékben lévő folyadékoszlopok tömegének gyorsításához energiára van szükség. Ez az energia nem a hasznos munkavégzésre irányuló energia részét képezi, hanem abból kerül levonásra. A hidraulikus tömeg ezt mozgási energia formájában tárolja, majd, amikor az energiatovábbító közeg lelassul, akkor a mozgási energia, nyomási energiává alakul át. A hidraulikus induktív ellenállást az alábbi összefüggéssel lehet meghatározni:

$$L_h = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}}. \quad (2.14)$$

#### 2.4.3. A kapacitív hidraulikus ellenállás

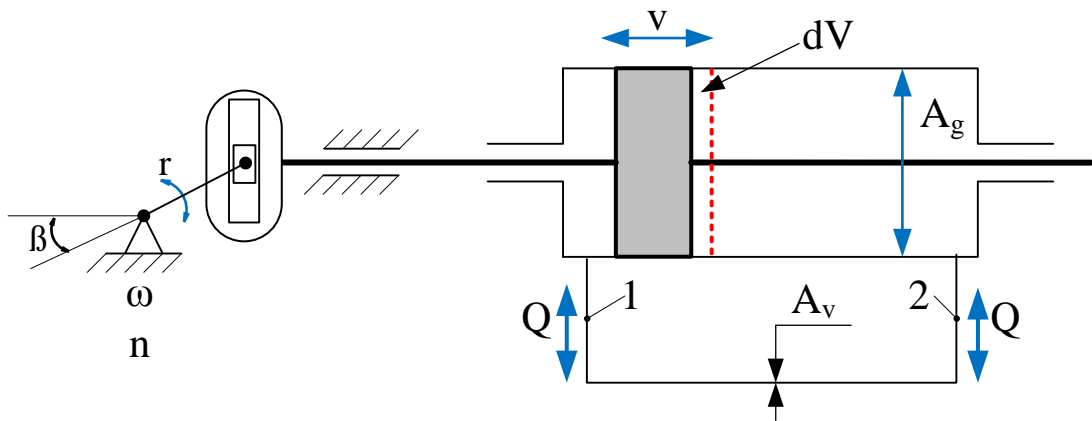
Az elektrotechnikában, hogy ha egy egyenáramú körfolyam kondenzátort tartalmaz, akkor, miután a kondenzátor feltöltődött, utána nem folyik tovább rajta keresztül áram, így az áramkör megszakad. Amennyiben váltakozó áramú rendszer kondenzátort tartalmaz, nem valósul meg az áramkör megszakadása, ugyanis a periódusidő első negyed részében a kondenzátor feltöltődik, a második negyedben kisül, a harmadik negyedben újra feltöltődik, de ellentétes polaritással, majd az utolsó negyedben ismét kisül. A hidraulikában az energiaközvetítést szolgáló hidraulikus folyadék, a hidraulikus körfolyamban, a hidraulikus energia egy részét

tárolja összenyomhatósága miatt, majd a terhelés megszűnésével egyidejűleg visszaszolgáltatja a rendszer számára, ezért nem tekinthető tisztán veszteségnek. Ennek ellenére ez az energialengés is levonásra kerül a hasznos munkavégzésből, látens veszteségként jelentkezik. A hidraulikus kapacitív ellenállást az alábbi összefüggéssel lehet meghatározni:

$$C_h = \frac{\Delta V}{\Delta p} . \quad (2.15)$$

### 3. A váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitel berendezései

Az egyenáramú hidraulikus rendszerek vizsgálata estén felmerül a kérdés, hogy a szállítóképességet hogyan lehetne úgy megnövelni, hogy a generátor és az energiaközvetítő csatorna méretei ne növekedjenek. A fizikai törvényszerűségek miatt a folyadékáram sebessége  $v_{\max} = 1,5 \frac{m}{s}$  értékű lehet, hiszen ez a szivattyú nem képes nagyobb sebességű térfogatáram előállítására. Ezt az elméleti határt kiküszöbölhetjük, amennyiben a hidraulikus közeg egyirányú áramoltatása helyett, a hidrogenerátor által, a hidraulikus közeg váltakozó irányú gerjesztésével továbbítjuk az energiát. Ennek az elvnek az alkalmazásával egy adott méretű generátornál a hajtóteljesítmény függvénye a szállított térfogatáram (13. ábra) [18].



13. ábra. Váltakozó folyadékáram előállítása ([18] 12. o. alapján).

A 13. ábra alapján felírható az  $A_v$  keresztmetszetű vezetéken szállított térfogatáram:

$$Q = \frac{dV}{dt}, \quad (3.1)$$

ahol

$$V = A_g \cdot r \cdot \cos \omega t, \quad (3.2)$$

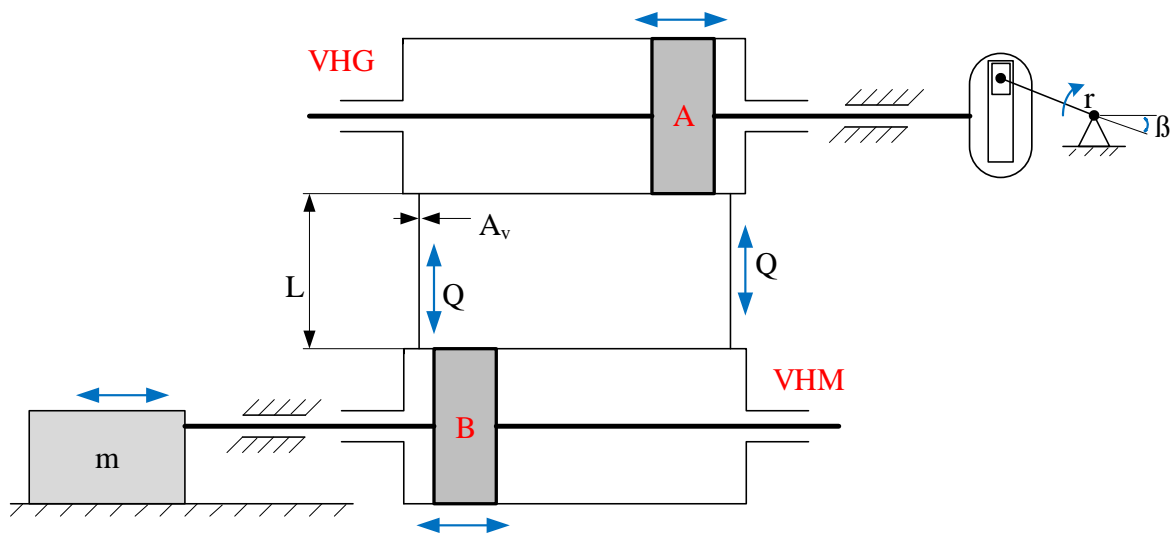
amit a képletbe behelyettesítve kapjuk:

$$Q = -A_g \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \omega t. \quad (3.3)$$

Mindkét irányba is azonos nagyságú térfogatáram folyik adott fáziskéséssel. A 13. ábra 1 és 2 keresztmetszetei között a váltakozó térfogatáram energiaátvitelére tehetjük alkalmassá kinematikai ábránkat, amennyiben az 1 és 2 keresztmetszetek között a csővezeték



megszakítjuk, és ezeket egy másik, kétoldali működtetésű munkahenger két végére csatlakoztatjuk (14. ábra).



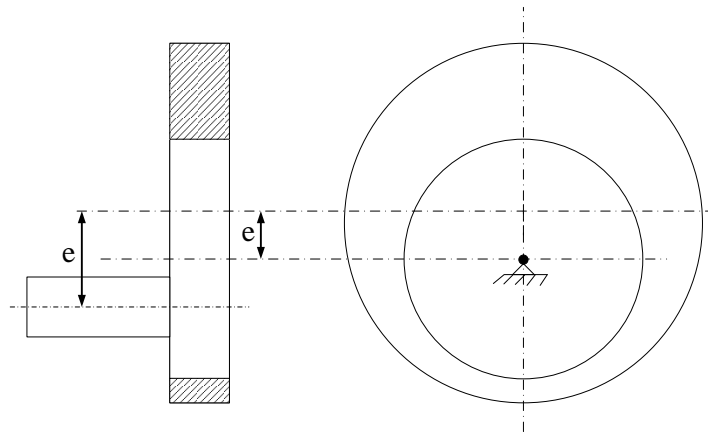
14. ábra. Váltakozó térfogatáram létrehozása két munkahengerrel (Forrás: [18] 13. o. alapján).

A „B” dugattyú egyenes vonalú mozgása már ebben az esetben is alkalmas mechanikai munkavégzésre (pl. tömegmozgatás, fűrészelés stb.), de különböző mechanizmusok segítségével ez forgómozgássá is átalakítható.

### 3.1. A fázisdugattyúk mozgástörvénye

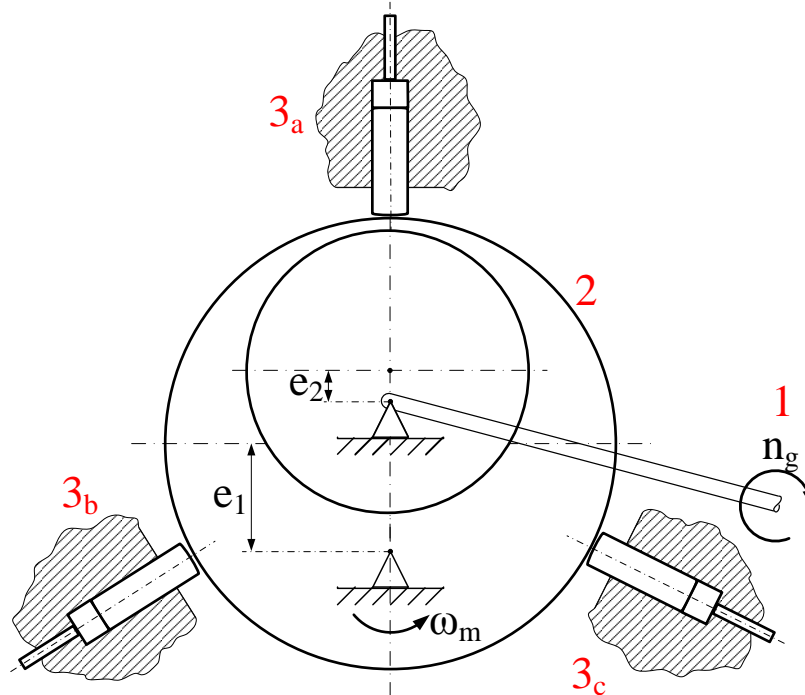
A következőkben bemutatásra kerül a szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtást felépítő szerkezeti elemek kinematikai vázlatai és a rendszer mozgástörvényeinek egyenletei [FT 6].

A hidrogenerátor fázistereiben található dugattyúkat kettős excenter tárcsával hajtjuk meg (15. ábra).



15. ábra. A kettős excenter kialakítása.

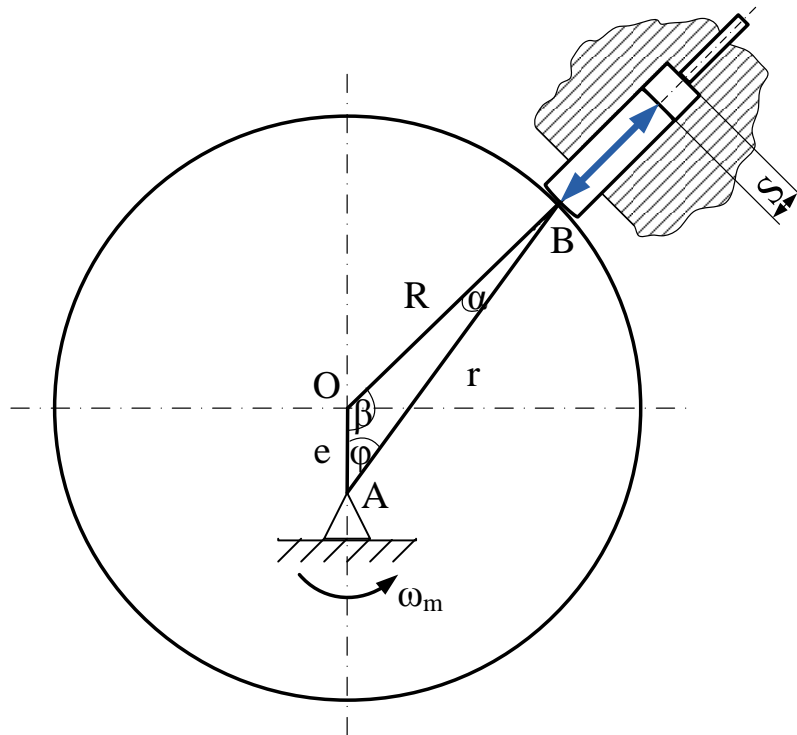
A kettős excenter lényege, hogy két excenter van egybeépítve, és egymáson el lehet őket forgatni, ill. bármely közbülső helyzetében rögzíteni tudjuk az egymáshoz viszonyított helyzetüket (16. ábra). Ennek előnye, hogy fokozatmentesen tudjuk állítani az excentricitás értékét „ $e$ ” és „ $2e$ ” érték között. A kettős excenter tárcsát egy egyenáramú hidromotorral (lásd az 1-es behajtási helyzetet) hozzuk mozgásba. A hidrogenerátor kimenő tengelyének egy teljes körülfordulása során a hidromotor kimenő tengelye is egyszer megfordul.



16. ábra. A szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás hidrogenerátor egysége.

Ennek hatására a kettős excenter tárcsa egy körbefordulása alatt a fázisdugattyúkat elmozdulásra kényszeríti – az excentricitási állásától függően – a beállított löketének nagyságával.

Vizsgáljuk meg, hogy az excenter tárcsa elfordulási szögének függvényében, a fázisdugattyúknak mekkora az elmozdulása. Az excenter tárcsát a geometriai középpontjától az  $e$  excentricitási értékkel eltolt szimmetriatengelyén elhelyezkedő pont körül forgatjuk, amit a 17. ábra mutat. A dugattyú elmozdulása függ a  $\varphi$  szögértékétől, ami hatással van az  $r$  szakasz nagyságára.



17. ábra. Egy dugattyú egy excenterrel történő működtetése.

Az  $(OAB)$  háromszögre felírható a Szinusztétel alapján az alábbi összefüggés:

$$\sin \alpha = \frac{e \cdot \sin \varphi}{R};$$

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right).$$
(3.4)

Mivel

$$\beta = \pi - \alpha - \varphi,$$
(3.5)

így  $\alpha$  -t behelyettesítve kapjuk, hogy

$$\beta = \pi - \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right) - \varphi$$
(3.6)

Ezek után felírom a Koszinusztételt:

$$r^2 = R^2 + e^2 - 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \beta, \quad (3.7)$$

amelybe behelyettesítem (3.6)-ot, így

$$r^2 = R^2 + e^2 - 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \varphi \right) - \varphi \right). \quad (3.8)$$

Vezessük be  $\lambda$  változót, ami a tárcsa sugara ( $R$ ) és az excentricitás ( $e$ ) hányadosa:

$$\lambda = \frac{e}{R} \rightarrow e = \lambda R \quad (3.9)$$

Behelyettesítve (3.7)-be kapjuk, hogy

$$r^2 = R^2 + \lambda^2 R^2 + 2 \cdot R^2 \cdot \lambda \cdot \cos \beta \quad \text{és} \quad (3.10)$$

$$r^2 = 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \varphi + e^2 \cos^2 \varphi + e^2 \sin^2 \varphi. \quad (3.11)$$

Így a fázisdugattyú mozgástörvénye az átalakítások, egyszerűsítések után:

$$r = R + e \cdot \cos \varphi. \quad (3.12)$$

Háromfázisú rendszer esetén a fázisterek egymáshoz képest  $120^\circ$ -ra helyezkednek el, így:

$$r_i(\varphi) = R + e \cos \left( \varphi + (i-1) \frac{2\pi}{3} \right), \quad i = 1 \dots 3. \quad (3.13)$$

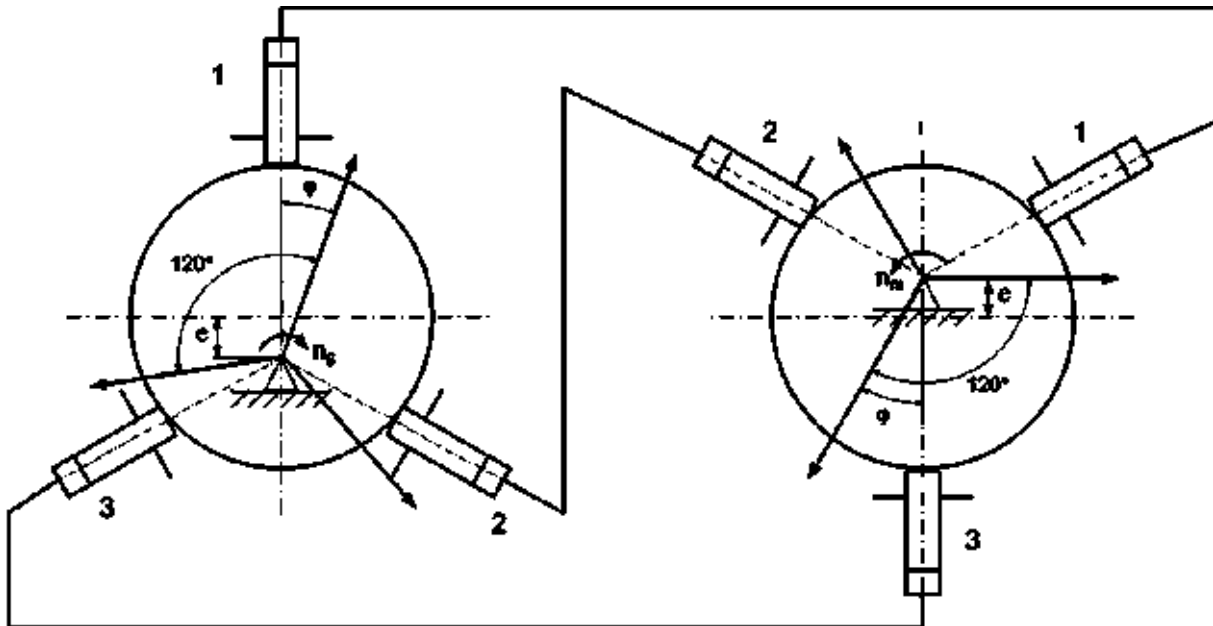
Az egyenlet alapján a fázisdugattyúk elmozdulása:

$$s_i(\varphi) = e - e \cdot \cos \left( \omega t + (i-1) \frac{2\pi}{3} \right), \quad i = 1 \dots 3, \quad (3.14)$$

adódik, majd rendezve az egyenletet:

$$s_i(\varphi) = e \left[ 1 - \cos \left( \omega t + (i-1) \frac{2\pi}{3} \right) \right], \quad i = 1 \dots 3. \quad (3.15)$$

A váltakozó áramú hidraulikus hajtást üresjárásban is érik terhelések. Ezek a terhelések a már előzőekben megemlített és részletesebben megtárgyalt ohmos, induktív és kapacitív hidraulikus ellenállások. Az egyszerűbb tárgyalásmód kedvéért most ezektől tekintünk el.



18. ábra. Szinkronhelyzetben lévő szinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtás.

A 18. ábra a szinkronhelyzetben lévő hajtást mutatja. A szinkronhelyzetnek azt az állapotot nevezzük, amikor a hidrogenerátor folyadékáramát a kapcsolódó hidromotor hengertér képes teljes egészében elnyelni. A generátor excenter tárcsáját forgassuk el  $\varphi$  szöggel. Az összefüggések tekintetében a generátor fázistereinek dugattyúi az alaphelyzethez képest  $\Delta s_{gi}$  értékkel mozdulnak el:

$$\Delta s_{gi}(\varphi) = e \left[ \cos\left((i-1)\frac{2\pi}{3}\right) - \cos\left(\varphi_g - (i-1)\frac{2\pi}{3}\right) \right], i = 1..3 \quad (3.16)$$

Ahhoz, hogy a generátor által gerjesztett folyadéktérfogatokat  $A_g \Delta s_{g1}$ ,  $A_g \Delta s_{g2}$  és  $A_g \Delta s_{g3}$  a motor fázishengerei akadálymentesen befogadják, a megegyező dugattyú keresztmetszeteken kívül a motoregység fázisdugattyúinak:

$$\Delta s_{gi} = -\Delta s_{mi}, i = 1..3 \quad (3.17)$$

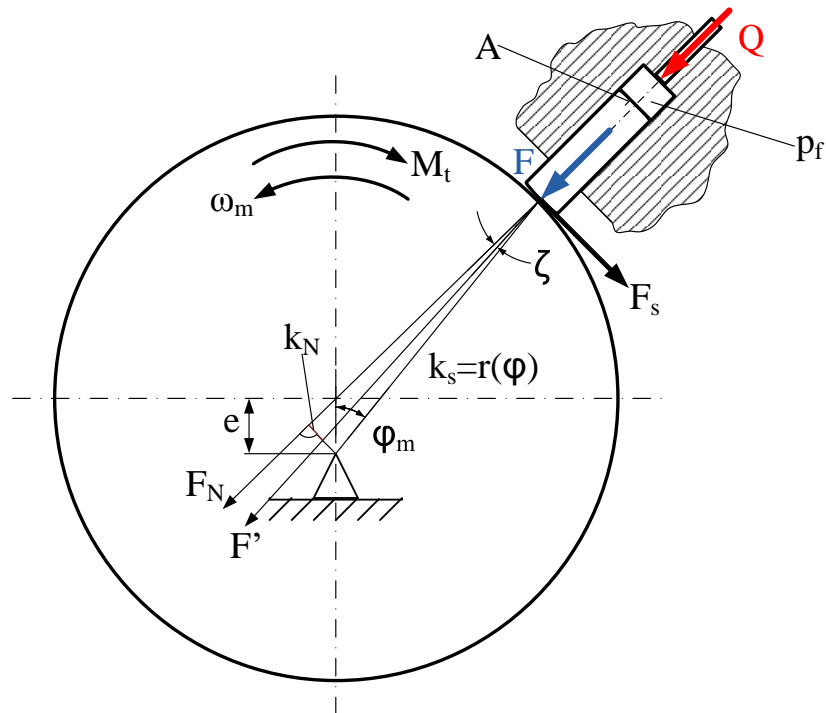
elmozdulásokat kell végezniük.

Az elmozdulásból következik, hogy az üresjárás alapegyenlete azonos keresztmetszet esetén:

$$\Delta s_{gi} + \Delta s_{mi} = 0. \quad (3.18)$$

### 3.2. A hidromotor terhelése

A hidromotor kimenő tengelyéhez rögzített terhelőmodul hatására meg kellett vizsgálnom a hidromotor fázisdugattyúira ható erőket, és az ebből származó erők nyomatékát. A hidromotor tengelyét  $M$  nyomaték terheli. Meg kell határozni, hogy a hidromotor fázisdugattyúira ható erők mekkora nyomatékot fejtenek ki. Ez a nyomaték tart egyensúlyt a terhelőnyomatékkal. A számítást a 19. ábra alapján végeztem el.



19. ábra. A motoregység tengelyterhelésének erőrendszere egy fázisdugattyú esetén.

A 19. ábra alapján felírható a hajtónyomaték:

$$M_h = F_N k_N - F_s k_s, \quad (3.19)$$

ahol

- $F_s$  : súrlódási erő,
- $F_N$  : normálerő.

Működés során (de nem konstans terhelés esetén) megállapítható, hogy

$$F_N \gg F_s, \quad (3.20)$$

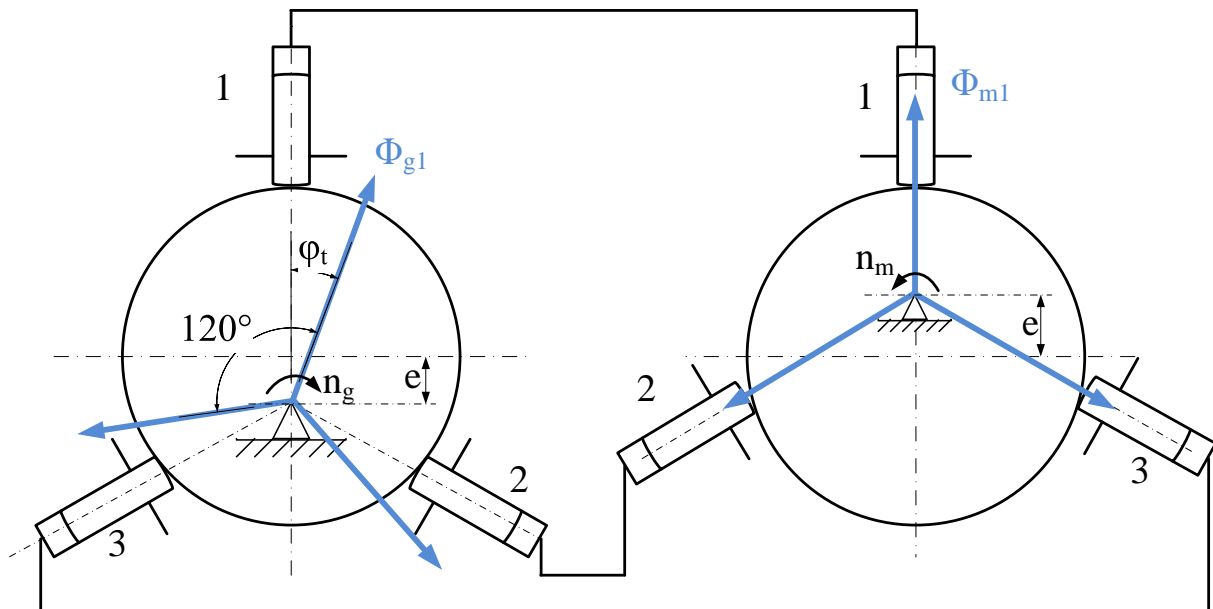
Ebből következik, hogy

$$F_N \approx F \quad (3.21)$$

és

$$k_N = -e \sin \varphi_m \quad (3.22)$$

Az előzőekben megállapított közelítésekkel a hidromotor excenterével közvetlenül érintkező fázisdugattyúk a motoregység tengelyén  $M_h$  eredő hajtónyomatékokat állítanak elő. A kinematikai modellt a 20. ábra mutatja.



20. ábra.  $M_h$  eredő hajtónyomaték létrehozása.

A 20. ábra az indítási szakasznak azon időpillanatát mutatja, amikor a generátoregység excentertárcsájának elforgatása következtében a motoregység fázisdugattyúira ható fázisnyomások eredőjeként létrejött hajtónyomaték, a terhelőnyomatékkal egyensúlyba kerülve, ( $M_h = M_t$ ) a motoregység tengelye megmozdul.

Az  $M_h$  eredő hajtónyomaték így az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$M_h = \sum_1^3 F_{Ni} k_{Ni} \quad (3.23)$$

A hidromotor egység elindulásához szükséges szög a terhelőnyomatékhoz tartozó  $\varphi_t$  terhelési szögnek nevezzük. Ez a jelenség azért alakul ki, mert terhelés következtében a hidrogenerátor és a hidromotor szinkronhelyzete megszűnik. A motoregység excentertárcsája  $\varphi_t$  terhelési szögértékkel lemarad a generátoregység excentertárcsájához képest.

A 20. ábra alapján, a motoregység tengelyén:

$$M_h = F_1 k_1 + F_2 k_2 + F_3 k_3, \quad (3.24)$$

hajtónyomaték lép fel. Az  $F_1$ ,  $F_2$  és  $F_3$  erők forrása a fázistérben fellépő fázisnyomások. A fázisnyomásokat a fázisterekben fellépő kapacitív folyadékáramokból lehet meghatározni.

Az így keletkezett  $M_h$  hajtónyomaték hatására a fázisvezetékekben (egyben vagy kettőben) nyomásnövekedés keletkezik. A nyomás növekedésének mértéke a terhelés nagyságától függ, ugyanis minél nagyobb a terhelés, annál nagyobb hajtónyomatékot kell kifejteniük a fázisdugattyúknak a hidromotor tengelyére.

A már korábban meghatározott összefüggésből a generátoregység folyadékáramai:

$$Q_{gi} = A \frac{dx_i}{dt} = Ae\omega_g \sin\left((i-1)\left(\omega_g t - \frac{2\pi}{3}\right)\right), \quad i = 1 \dots 3 \quad (3.25)$$

A terhelés következtében a generátor és a motoregységek szinkronhelyzete megszűnik. A motoregység excenter tárcsája  $\varphi_t$  terhelési szögértékkel lemarad a generátoregység excenter tárcsája mögött. Ennek következtében az összefüggés [18]:

$$\Delta s_{gi} + \Delta s_{mi} = \Delta s_{Ci} \quad (3.26)$$



alakú lesz. A kapacitív folyadékáramok  $\Delta s_{Ci}A$  hidraulikus töltéseket halmoznak fel a fázisterekben. A hidraulikus töltésekből a fázisterek kapacitív nyomásváltozása a hidraulikus Hook törvény alapján [18]:

$$\Delta p_{Ci} = -\frac{A\Delta x_{Ci}}{V_0} E = -\frac{A\Delta x_{Ci}}{C_H}, \quad (3.27)$$

ahol

- $\Delta x_{Ci}$ : a hidraulikus ellenállás kapacitív összetevőjének megváltozása,
- $V_0$ : fázistér kiindulási térfogata,
- $A$ : a fázistér (tömlő) keresztmetszete.

Terhelés esetén a generátor és a motoregységek fázistereiben a folyadékáramok összege nem zérus. A generátor és a motor folyadékáramok különbsége a kapacitív folyadékáram, amelyből a fázistér nyomása meghatározható [18]:

$$Q_{Ci} = Q_{gi} + Q_{mi}, \quad (3.28)$$

ahol

$$Q_{gi} = \frac{d}{d\varphi} Ae(1 - \cos \varphi_g), \quad (3.29)$$

és

$$Q_{mi} = \frac{d}{d\varphi} Ae[1 - \cos(\varphi_{gi} - \varphi_t)]. \quad (3.30)$$

A (3.28)-be helyettesítve és rendezve azt a kapacitív folyadékáramokra [18]:

$$Q_{Ci} = Ae[\sin \varphi_{gi} - \sin(\varphi_{gi} - \varphi_t)], \quad (3.31)$$

adódik. Az összefüggés két összetevőjének eredője meghatározható. Az összefüggést átalakítva, amelyből az egyenlő együtthatók módszerével a kapacitív folyadékáram adódik a szinusz és koszinusz függvények lineáris kombinációjával [18]:

$$\begin{aligned} Ae \sin \varphi_{gi} (1 - \cos \varphi_t) + Ae \cos \varphi_{gi} \sin \varphi_t &= a \sin(\varphi_{gi} + \psi), \\ Q_{Ci} &= a \sin(\varphi_{gi} + \psi), \end{aligned} \quad (3.32)$$

a (3.32)-ben az eredő amplitúdó:

$$a = \sqrt{\left[ Ae(1 - \cos \varphi_i) \right]^2 + \left[ Ae \sin \varphi_i \right]^2} = 1,41Ae\sqrt{1 - \cos \varphi_i}, \quad (3.33)$$

és a fázisszög:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\sin \varphi_i}{1 - \cos \varphi_i} \quad (3.34)$$

meghatározható.

Az egyes fázisterekben a kapacitív nyomásváltozások a (3.33)-ból meghatározhatók [18]:

$$\Delta p_i = -\frac{1}{C_H} \int \omega_g a \sin \left( \omega_g t + \psi - (i-1) \frac{2\pi}{3} \right) dt, \quad i = 1 \dots 3. \quad (3.35)$$

A fázisnyomások nem lehetnek zérus érték alatt. Ezért a nyomásváltozásokat olyan konstans nyomásokra kell szuperponálni, hogy a fázisnyomás ne lehessen zérusnál kisebb érték (a fázistereket elő kell feszíteni, hogy a hidrogenerátor fázisdugattyúinak elmozdulása esetén az képes legyen a hidromotor fázisdugattyúit elmozdulásra kényszeríteni). A fázisnyomások és a nyomatéki karok ismeretében a hajtónyomaték számítható [18].

$$p_{ci} = \frac{a}{2} \left[ 1 + \cos \left( \varphi_g + \psi - (i-1) \frac{2\pi}{3} \right) \right], \quad i = 1 \dots 3, \quad (3.36)$$

és

$$k_i = -e \sin \left( \varphi_m + (i-1) \frac{2\pi}{3} \right), \quad i = 1 \dots 3. \quad (3.37)$$

A (3.36) és (3.37) egyenletek ismeretében a hajtónyomaték meghatározható [18]:

$$M_h = Ap_{C1}k_1 + Ap_{C2}k_2 + Ap_{C3}k_3. \quad (3.38)$$

A helyettesítések rendezése után a háromfázisú szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás elméleti hajtónyomatékára [18]:

$$M_h = 1,5 \frac{Aae}{C_H} \sin(\varphi_i + \psi) \quad (3.39)$$

összefüggés adódik.

A különböző veszteségek miatt a tényleges hajtónyomaték [18]:

$$M_h = k_v 1,5 \frac{Aae}{C_H} \sin(\varphi_t + \psi), \quad (3.40)$$

ahol  $k_v = 0,7 \sim 0,8$ .

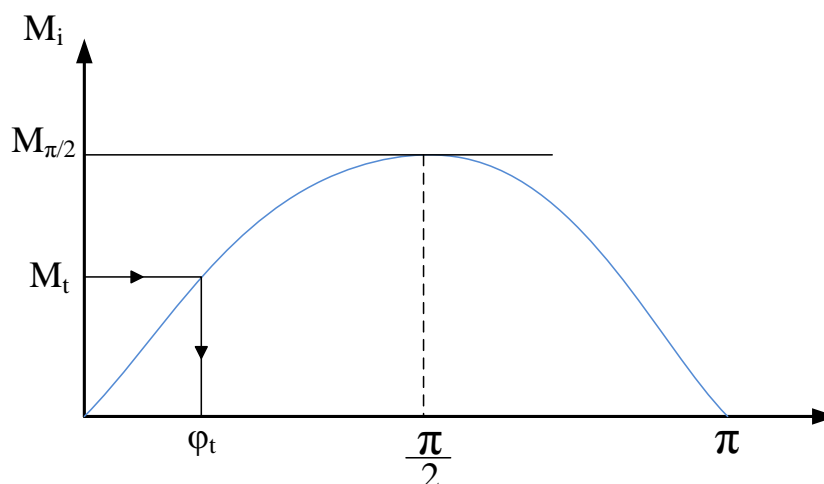
Az összefüggésben a  $\varphi_t$  terhelési szög a terhelés függvénye. A  $\varphi_t$  a hajtás  $M(\varphi_t)$  diagramjából meghatározható. A  $M(\varphi_t)$  diagram meghatározásához a szinkron helyzetben álló (éppen induló) motoregység tengelyére fel kell írni a nyomatéki egyenletet annak ismeretében, hogy a motoregység áll, ezért ebben az időpillanatban nincs folyadékáram, így a generátor folyadékárama ( $Q_{gi} = Q_{Ci}$ ) tiszta kapacitív áram,  $\varphi = \varphi_g$  szögelfordulás a  $\varphi_t$  terhelési szög értéke. A  $k_1$  nyomatéki kar értéke zérus, a  $k_2 = -k_3$ -mal. Az előzőek figyelembevételével az indítónyomaték [18]:

$$M_i = Ap_{\max} \left\{ \left[ 1 + \cos\left(\varphi_t - \frac{2\pi}{3}\right) \right] k_2 - \left[ 1 + \cos\left(\varphi_t - \frac{4\pi}{3}\right) \right] k_2 \right\}. \quad (3.41)$$

A rendezések helyettesítések után [18],

$$M_i = 1,3Ap_{\max} e \sin \varphi_t. \quad (3.42)$$

A függvényt ábrázolva:



21. ábra. Az indítónyomaték függvénye.

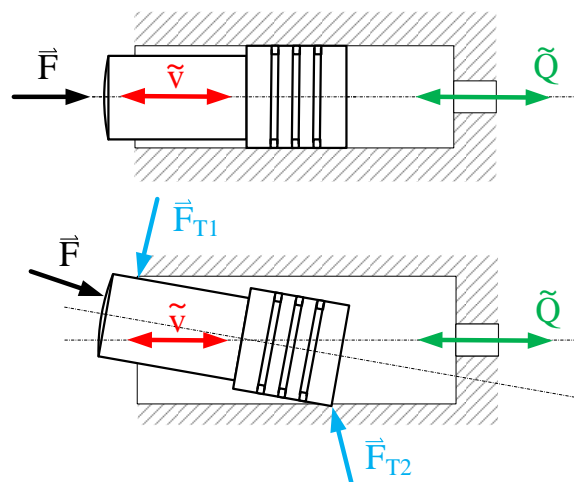
a terhelő nyomaték ismeretében a  $\varphi_t$  meghatározható. Ha a  $\varphi_t > \varphi_{t\_krit}$ , akkor a hajtás kiesik a szinkronból a motoregység tengelye pedig megáll, vagy enyhe szögelfordulással oda-vissza elfordul. A terhelés csökkentésével a szinkron helyzet helyreállítható, amikor is a hidromotor tengelye felveszi a hidrogenerátor fordulatszámát. A terhelési szög, a veszteségek figyelembevételével közelítően meghatározható az alábbi összefüggésből [18]:

$$M_i \approx \frac{(Ae)^2}{C_H} \sin \varphi_t \cdot \quad (3.43)$$

### 3.3. A szinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtás fázisdugattyúi berágódásának csökkentése

A doktori munkában elkészített kísérleti szinkron, váltakozó áramú hidraulikus hajtás fázisdugattyúi – az első konstrukció esetében – rövid idő után (néhány üzemóra) kopásnak indultak. Ismeretes, hogy karbantartás során gépelemek esetében az egyik legnagyobb gondot a kopás jelenti [55][56]. A gépelem hosszú élettartamának szempontjából elengedhetetlen feltétel a kopás hatásának minimalizálása. Ezt a veszélyes keresztmetszetet leggyakrabban megfelelő kenéstechnikával, védelemmel és rendszeres ellenőrzéssel lehet megelőzni. Természetesen már a hajtás konstrukciós fázisában is szükség van a kopás káros következményeinek megelőzésére. A gépészeti tudományok tribológia címszó alatt tárgyalja a súrlódásra, kopásra és kenésre vonatkozó ismeretanyagot [56][57].

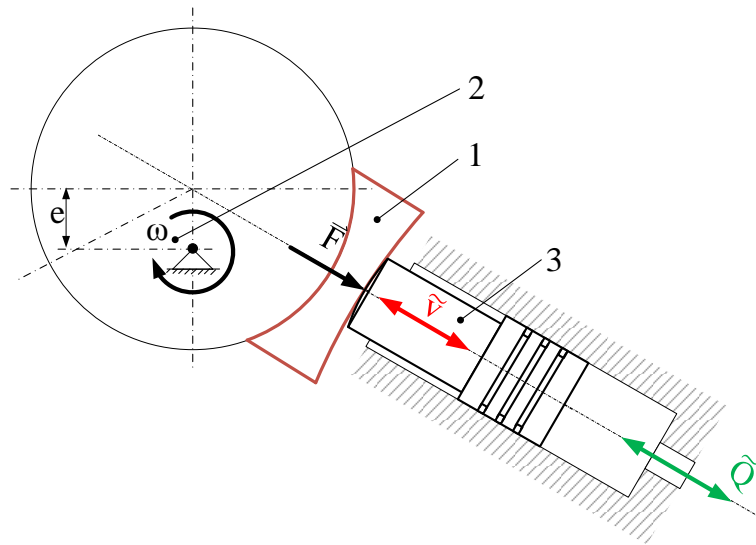
A doktori munkában használt kísérleti berendezésnél a jelentős mértékű kopás (berágódás) jelensége arra volt elsősorban visszavezethető, hogy a fázisdugattyúkat mozgásba hozó excenter tárcsa erejének hatásvonalára a működtetés során, nem mindig esik egybe a fázisdugattyú középvonalával, és így egy olyan eredő erő keletkezik, amely a dugattyú palástfelületét a henger falához kényszeríti.



22. ábra. A fázisdugattyú hengervonalával egybeeső, és szögben eltérő erővel történő elmozdulásra kényszerítése.

A fázisdugattyú ily módon való működtetése helyenként oly mértékű kopást fog eredményezni, hogy számottevően megnő a résolaj mennyisége. A résolaj egyre növekvő mértékű megjelenése kezdetben nem kívánt nyomásesést okoz a rendszerben, majd a hajtás működésképtelenségéhez vezet.

Ennek megakadályozása céljából az excentertárcsa és a dugattyúrúd közé nyomóerő központosító betéteket helyeztünk el. Az elvi elrendezést a 23. ábra mutatja.



23. ábra. Nyomóerő központosító betét (1) elhelyezése a fázisdugattyú (3) és az excenter (2) tárcsa közé.

A betét úgy van kialakítva, hogy az excenter tárcsa és az ahhoz kapcsolódó palást azonos sugarú hengeres felülettel rendelkezzen. A betét dugattyúval érintkező palástja gömbfelülettel rendelkezik. A dugattyúrúd vége hengeres felületű. A betét alkalmazása (24. ábra) mellett az excenter által kifejtett működtető erő, a dugattyút középvonala és a hengercső középvonala egy vonalba fog esni, így a kopás mértékét jelentősen csökkentettük, az élettartamát pedig ezzel egyidejűleg megnöveltük.



24. ábra. A nyomóerő központosító elem a kísérleti berendezésben.

A kopások megelőzését úgyis elősegíthetjük, hogy a használatnak megfelelő hidraulika olajat választunk (üzemi hőmérséklet), ill. a dugattyú hengercsővel érintkező palástfelületét megnöveljük. Az érintkező felületek megfelelő hőkezelésére és illesztésére is nagy gondot kell fordítani.

Kutatómunkám során több szett dugattyút is legyártottam. Az első szett viszonylag hamar berágódott, gyakorlatilag néhány üresjárat után annyira megkopott, hogy a kopásból eredő megnövekedett résolaj ellehetetlenítette a kísérleti berendezés működését (25. ábra).



25. ábra. *Az elkészült dugattyúk első verziója.*

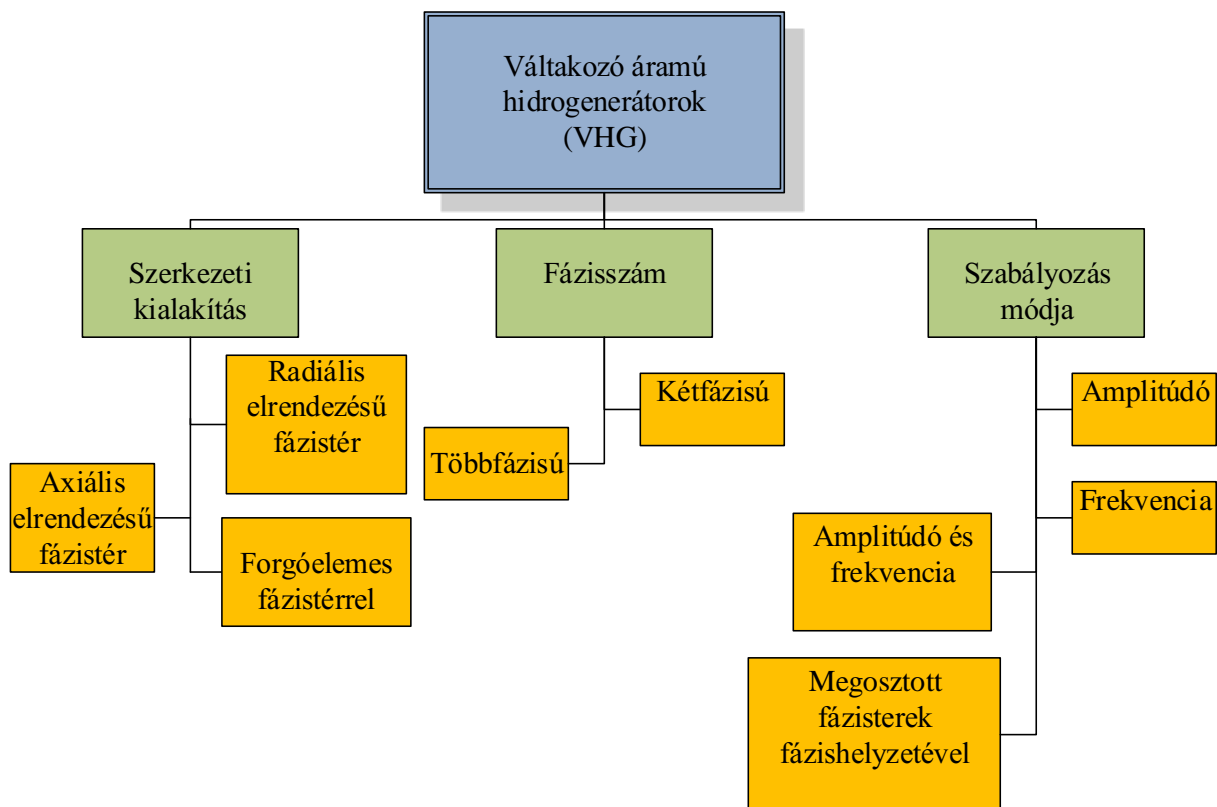
A következő szett esetén megnöveltem a felfekvő felületet 15mm-ről 20mm-re, de ez sem növelte kellőképpen az élettartamot. Az utolsó szett esetében elkészítettem a nyomóerő központosító betéteket, 30mm-re növeltem a felfekvő felület magasságát, 51CrV4-es nyersanyagot használtam, H6/h5 illesztéssel.

A szakirodalomban olvasható, hogy a választott anyag kopásállósága nagyban javítható: hőkezelésekkel vagy nitrálással [60]. Az empirikus tapasztalataim alapján a hőkezelések közül csak a cementálás vált be a nitrálás mellett. A két lehetséges opcióból a cementálást választottam, mivel költséghatékonysága mellett a blokk anyag tulajdonságai is jobbnak bizonyultak (Pl.:  $\geq 60HRC$ ). Végül ezekkel a dugattyúkkal már el tudtam végezni a kísérleteket. A kísérletek elvégzése után a kiszerezelt dugattyúkon kopás jelei szabad szemmel nem voltak láthatóak, ellentétben az előző szettekkel.

### 3.4. A váltakozó áramú hidrogenerátorok és hidromotorok konstrukciós változatai

A hidrogenerátor fő feladata a hidraulikus rendszerben a mechanikai energia hidraulikus energiává való átalakítása és továbbítása a hidromotor számára. A váltakozó áramú hidraulikus generátorok, a fázisvezetékekben, a hidromotor számára szinuszosan változó, pulzáló fázis-folyadékáramot állítanak elő. A hidrogenerátor fázisdugattyút mozgásra kényszerítő elem kialakítására sokféle lehetőség áll a rendelkezésünkre (pl.: periodikus tárcsával, ami lehet excenter, ill. ferdetárcsa, vagy forgattyús tengellyel). A hidromotor fő feladata a hidraulikus rendszerben a hidrogenerátor által létrehozott hidraulikus energiának a mechanikus energiává való átalakítása. A szinkron, váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál a hidrogenerátor és a hidromotor felépítése azonos.

A váltakozó áramú hidrogenerátorokat többféleképpen is csoportosíthatjuk. Egyik lehetséges módját a 26. ábra mutatja.



26. ábra. A váltakozó áramú hidrogenerátorok lehetséges csoportosítási módjai.



### 3.4.1. A hidrogenerátorok (VHG) szerkezeti kialakítása

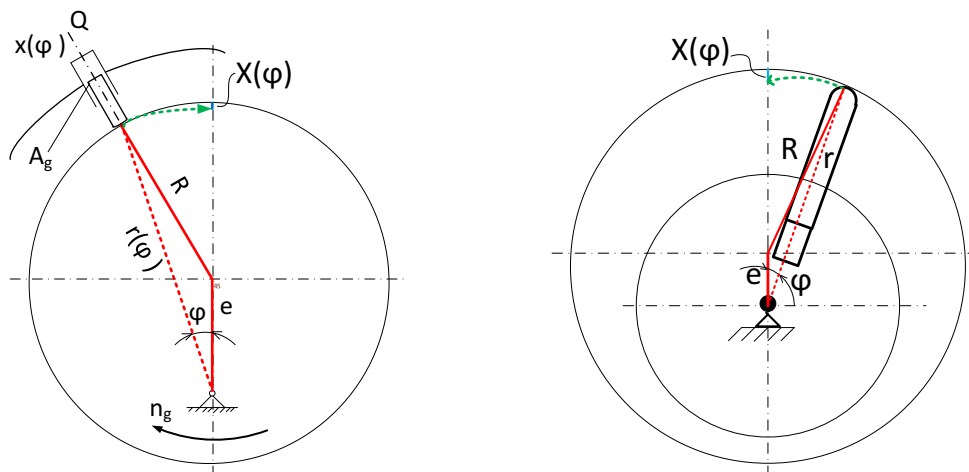
A hidrogenerátorok szerkezeti kialakítása a dugattyúk elhelyezkedésének és működtetésének szempontjából többféle is lehet.

A hidrogenerátorok a fázisdugattyúk elhelyezkedésének és működtetésének szempontjából három nagyobb csoportra bonthatók:

- radiális elrendezésű fázistérrel;
- axiális elrendezésű fázistérrel és
- forgóelemes fázistérrel rendelkező.

#### 3.4.1.1. Hidrogenerátorok radiális elrendezésű fázistérrel

A fázisdugattyúkat mozgó excenter tárcsa külső vagy belső elhelyezkedésű lehet. Ez az elrendezés történhet a 27. ábra által mutatott elhelyezkedés szerint is.



27. ábra. A fázisdugattyúkat működtető elem külső vagy belső excenter.

A 27. ábra első rajzán a külső excenter tárcsa forog a fázisterek pedig egyhelyben állnak. A második rajzon a belső excenter tárcsa áll, és a fázistereket is magába foglaló gépelem forog.

A 27. ábra alapján a fázisdugattyúk elmozdulása felírható:

$$x = e(1 - \cos \varphi) . \quad (3.44)$$

Az összefüggésből meg tudjuk határozni a fázisdugattyúk mozgásának sebességét és a fázis-folyadékáramot:

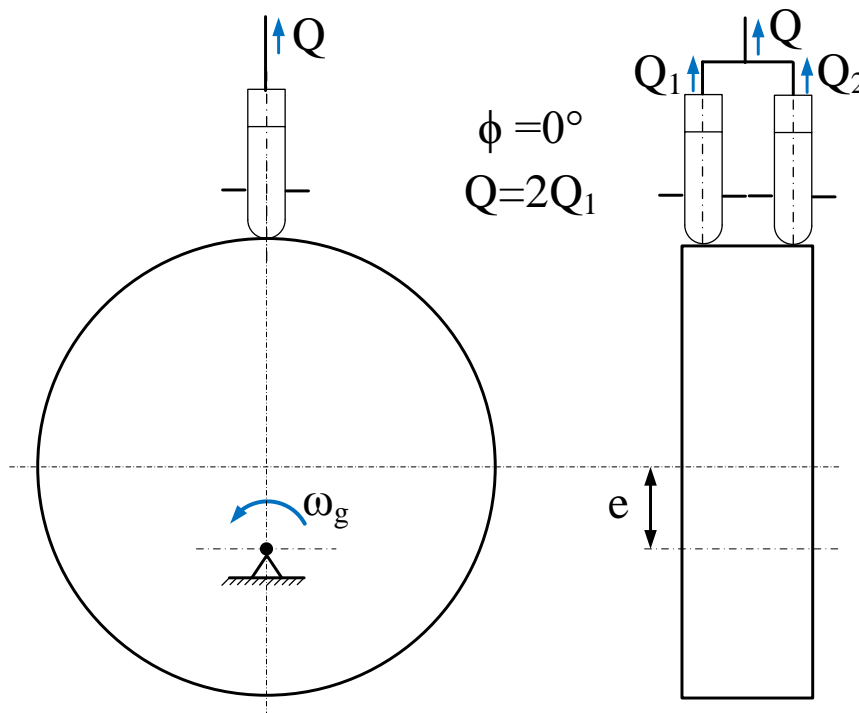
$$Q = A_g \frac{dx}{dt} = A_g e \cdot \omega_g \sin(\omega_g t) , \quad (3.45)$$

$$Q_0 = A_g \cdot e \cdot \omega_g . \quad (3.46)$$

Végül a helyettesítéssel:

$$Q = Q_0 \sin(\omega_g t) . \quad (3.47)$$

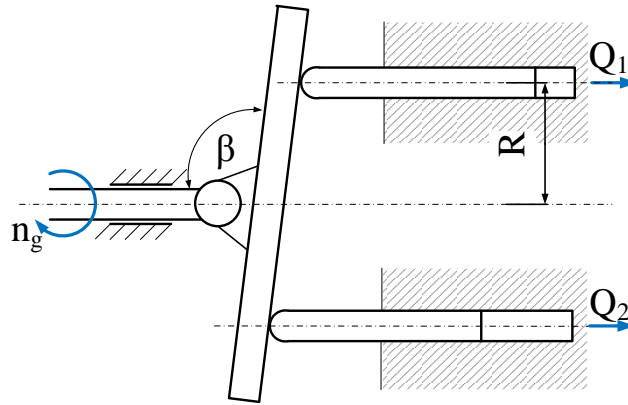
A radiális elrendezésű fázistereknél a fázisdugattyúkat a 28. ábra alapján vázolt módon is elhelyezhetjük, így a fázisdugattyúk egymás mögött helyezkednek el (jobb oldali ábra), hogy mozgásuk azonos időben azonos mértékben történhessen.



28. ábra. Radiális elrendezésű fázisterek.

### 3.4.1.2. Hidrogenerátorok axiális elrendezésű fázisterek

Az axiális elrendezésű fázistereknél (29. ábra) a fázisterek a dugattyúkat mozgató tárcsát hajtó tengellyel párhuzamosan helyezkednek el. A dugattyúk löketét állítható dőlésszögű ferdetárcsa segítségével tudjuk szabályozni.



29. ábra. Axiális elrendezésű fázisterek.

A 29. ábra alapján az  $x(\varphi)$  fázisdugattyú elmozdulása meghatározható:

$$X = R(1 - \cos \varphi) \operatorname{tg} \beta \quad (3.48)$$

Az összefüggésből a fázisdugattyúk sebességét meghatározhatjuk, majd a folyadékáramot is:

$$Q = A_g \frac{dx}{dt} = A_g \cdot R \cdot \omega_g \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin(\omega_g t) , \quad (3.49)$$

ahol

$$Q_0 = A_g \cdot R \cdot \omega_g \cdot \operatorname{tg} \beta , \quad (3.50)$$

így ebből adódik, hogy

$$Q = Q_0 \cdot \sin(\omega_g t) . \quad (3.51)$$

Természetesen az axiális elrendezésű konstrukcióknál is kivitelezhetőek a forgó vagy álló fázisterű rendszerek. A ferde tárcsa szögének megváltoztatása az álló fázistér esetében bonyolultabb mechanizmus alkalmazását teszi szükségessé.

### 3.4.1.3. Hidrogenerátorok forgóelemes fázistérrel

A forgóelemes fázistérrel rendelkező hidrogenerátor gyakorlati megvalósítását a 30. ábra mutatja. A kísérleti berendezésben a kutatás során hidromotorként volt üzemeltetve, de az energiaátalakítás irányának megváltoztatásával hidrogenerátorként is lehetne működtetni. A fázisok fogaskerekes kapcsolaton keresztül kapcsolódnak a hidrogenerátor bemenő tengelyéhez. A hidrogenerátor egység egy fázisát egymással kapcsolódó fogazott elempárok (jelen esetben fogaskerekek) alkotják. A kapcsolódó elempárokat egyirányú forgómozgásra kényszeríti a hidrogenerátor bemenő tengelye.



30. ábra. *Forgóelemes fázistér [22].*

### 3.4.2. A váltakozó áramú, hidraulikus hajtások fázistere

A váltakozó áramú, hidraulikus rendszerek esetén a hidromotor és a hidrogenerátor közötti kapcsolatról a fázistér gondoskodik. A fázistér feladata a hidrogenerátor által előállított hidraulikus energia továbbítása a hidromotor felé.

#### 3.4.2.1. A hidrogenerátorok fázisainak száma

A hidrogenerátor egy fázisterét a fázishenger és a benne mozgó fázisdugattyú határolja. A generátor fázisszáma a generátorban lévő egymástól jól elkülönített fázisterek számával egyezik meg. A fázisterek kialakításánál ügyelni kell arra, hogy érvényesüljön a csomóponti törvény, tehát bármely időpontban vizsgálva, a fázisáramok előjeles összegének zérusnak kell lennie. A fázisok számának lehetséges értékei kettő, három, illetve ezek egészszámú

többszörösei. A fázisterek számának függvényében megkülönböztetünk kettő, három, illetve többfázisú szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat.

Szinuszos folyadékáramok esetében az alábbi összefüggések szerint teljesül az előzőekben megfogalmazott szabály:

- amennyiben a fázisok száma maradéktalanul osztható hárommal:

$$\frac{3 \cdot 360}{f} = [\text{egész} \cdot \text{szám}], \quad (3.52)$$

- amennyiben a fázisok száma maradéktalanul osztható kettővel:

$$\frac{2 \cdot 360}{f} = [\text{egész} \cdot \text{szám}], \quad (3.53)$$

ahol

$f$  a fázisok számát jelenti.

Amennyiben a fázistér túl nagy, akkor meg lehet osztani több azonos szöghelyzetű kisebb fázistérre. Az így megosztásra került fázisterek egymással állandó kapcsolatban vannak, így ezek nem több, hanem egy fázist jelentenek.

### 3.4.2.2. A hidrogenerátorok fázisfolyadékáram szabályozásának módjai

A váltakozó áramú, hidraulikus hajtás fordulatszámát fokozatmentesen tudjuk állítani a hidrogenerátor frekvenciájának és/vagy amplitúdójának a megváltoztatásával.

A fázisfolyadékáram

$$Q = Q_0 \sin \omega_g t, \quad (3.54)$$

összefüggéséből kiindulva megállapítható, hogy a folyadékáram nagyságának állítása a folyadékáram ( $Q_0$ ) abszolút értékének, vagy a szögsebesség ( $\omega_g$ ) megváltoztatásával lehetséges (amplitúdó, illetve frekvenciaszabályozással).

Radiális kialakítású hidrogenerátornál a folyadékáram szabályozása az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$Q_0 = A_g e \omega_g, \quad (3.55)$$

amelyből belátható, hogy a  $Q_0$  értékét az  $e$  excentricitás nagyságának állításával változtathatjuk meg.

Axiális kialakítású hidrogenerátornál a folyadékáram szabályozása az alábbi összefüggéssel határozható meg:

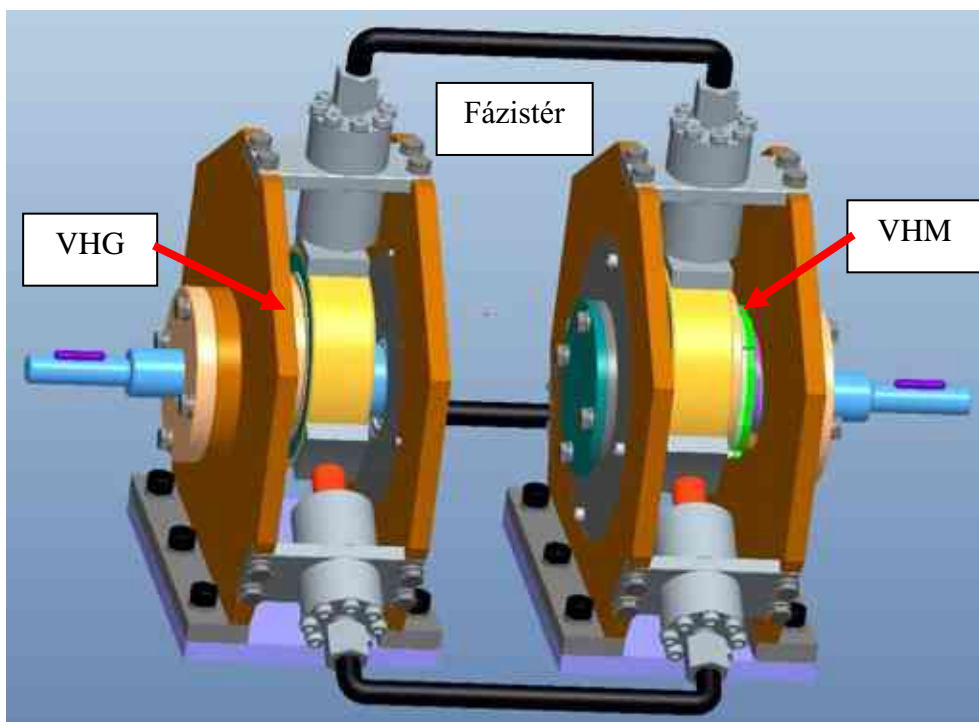
$$Q_0 = A_g R \omega_g \operatorname{tg} \beta. \quad (3.56)$$

Az így kapott összefüggés alapján beláthatjuk, hogy a ferdetárcsa szögének állításával érhetjük el az áramamplitúdó [ $Q_0$ ] megváltoztatását.

A kísérleti berendezésben alkalmazott hidrogenerátor kiválasztása során a korábban vizsgált konstrukciókat vettük alapul. Mivel teljesebb képet szeretnénk volna kapni a hajtás működéséről, így a legutóbbi doktoranduszi kísérleti berendezés hidrogenerátorának elméleti konstrukcióját követtük.

#### 4. Szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtás vizsgálatára készült kísérleti berendezés

Ahhoz, hogy a szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtás működési feltételeit és tulajdonságait meg tudjam mérni, egy kísérleti berendezést kellett létrehoznom. A 31. ábra a kutatómunkám során megtervezett kísérleti berendezés 3D-s CAD modelljét mutatja. A hidrogenerátor (és jelen esetben a hidromotor) szerkezeti kialakítását tekintve radiális elrendezésű fázistérrel rendelkező konstrukcióját választottam, mert gyárthatóság szempontjából ezt tudtuk megvalósítani a legpontosabban a műhelyünkben.



31. ábra. A szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtás 3D-s modellje a PTC Creo 3.0 verziójában.

A modell megrajzolása után a műhelyrajzokat is elkészítettem, amelyek alapján elkészültek az egyes alkatrészek. A szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtás vizsgálatához szükséges kísérleti berendezést a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékének műhelycsarnokában készítettem el. Az alkatrészek legyártásának néhány mozzanatát a 32. ábra mutatja.



32. ábra. *A kísérleti berendezés alkatrészeinek gyártása a tanszékünkön.*

A szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtások kialakítása többféle is lehet. A tervezésnél az egyik legfőbb szempont, amit figyelembe vettem az, hogy a váltakozó áramú folyadékáram, milyen módon valósítható meg. A váltakozó áramú rendszereknél a folyadékoszlop mozgását (pulzálását) kellett előállítanom, mert ennek segítségével adódik át a hidraulikus energia a hidrogenerátor és a hidromotor között. Mivel a hidrogenerátor és a hidromotor dugattyújára azonos nagyságú erő hat, így együtt lehet vizsgálni a szinkron rendszer esetében.

#### ***4.1.A kivitelezett szinkron, váltakozó áramú hidraulikus hajtás konstrukciója***

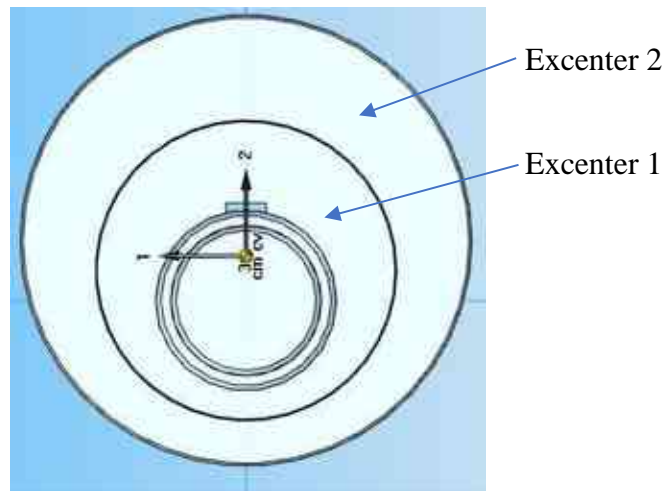
A kutatómunkámban megvalósított szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtásnál a hidrogenerátor és a hidromotor felépítése megegyezik. A kísérleti berendezés hidrogenerátorának gerjesztő eleme kettős excenter tárcsa (33. ábra), amelynek mozgástörvényét korábban ismertettem.



33. ábra. *A kísérleti berendezés kettős excenter tárcsája.*

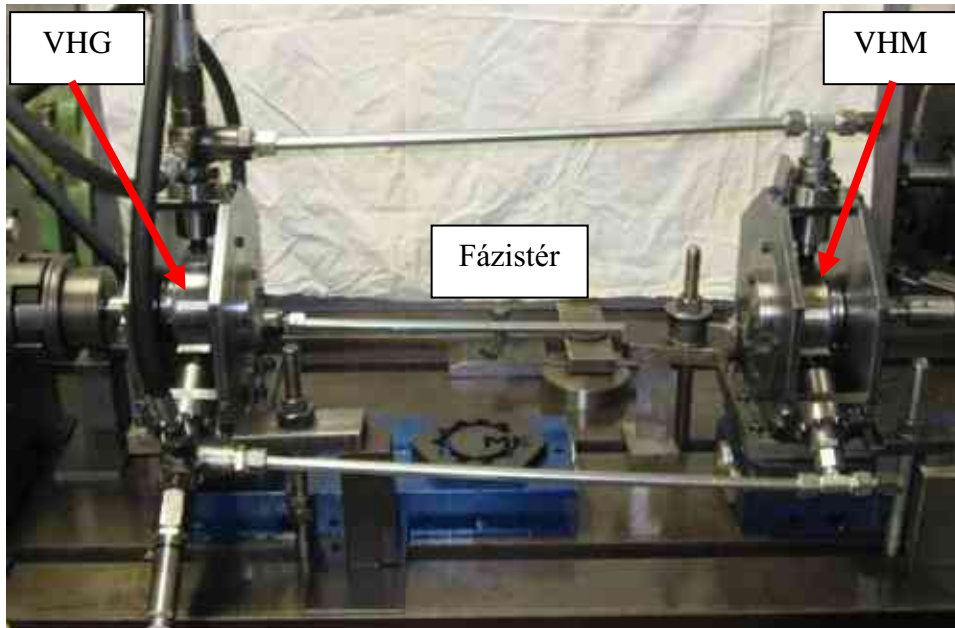


Az excentricitási érték beállítását úgy valósítottam meg, hogy a tengelyen lévő „Excenter 1” (retesszel került rögzítésre a hidrogenerátor ható tengelyéhez) körül az „Excenter 2”-t elforgattam (34. ábra). Az excentricitási érték nagyságát egy indikátoróra segítségével tudtam megmérni. Amikor sikerült beállítani a kívánt értéket, a két excenter egymáshoz viszonyított helyzetét egy rögzítő anyával és a kontraanyával biztosítottam.



34. ábra. *A kettős excenter excentricitásának beállítása.*

A megvalósított kísérleti berendezés hidrogenerátorának, bemenő tengelyének meghajtásáról egy egyenáramú hidromotor gondoskodik. A váltakozó fázis-folyadékáram frekvenciáját, a hidrogenerátort hajtó egyenáramú hidromotor fordulatszámának fokozatmentes állításával diszkrétan változtathatjuk egy fojtás segítségével. A váltakozó fázis-folyadékáram amplitúdóját a hajtás nyugalmi állapotában, a hidrogenerátor és a hidromotor kettős excenterének excentricitásának különböző értékű állításával változtathatjuk meg. Az egyensúly fenntartása érdekében a kísérleti berendezés VHG és VHM egységének egymáshoz viszonyított excentricitási értékének meg kell egyeznie. A kutatómunkám során felhasznált fázisvezetékek egyik mérési elrendezésében merev acél csövekkel, míg a másik mérési elrendezésben flexibilis hidraulika tömlőkkel rendelkeztek. A kivitelezésre került berendezés fényképét a 35. ábra mutatja.



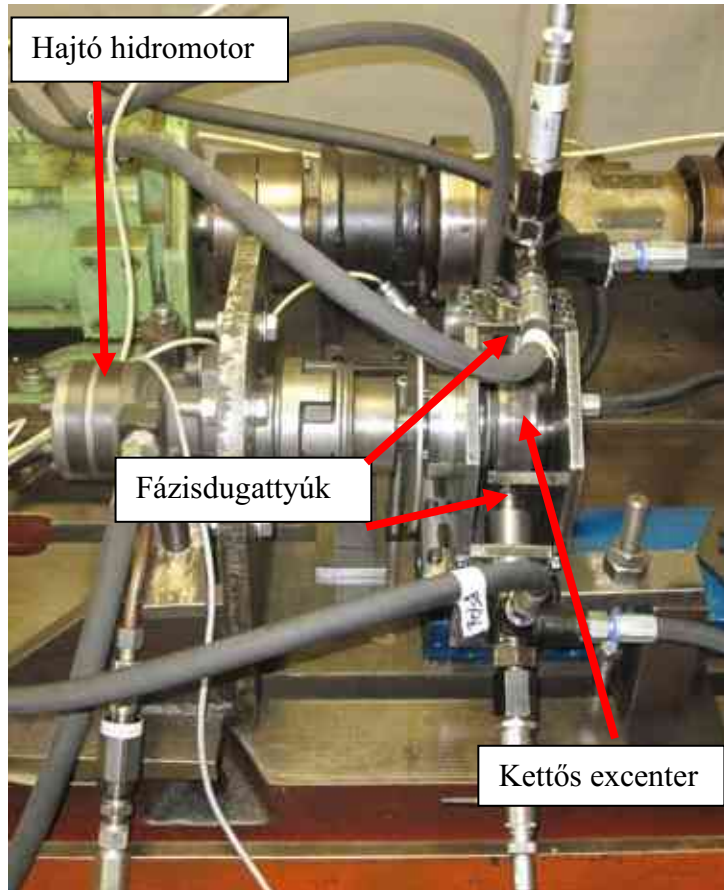
35. ábra. *A szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtás kísérleti berendezése merev fázisvezetékekkel.*

Ezt a hajtásformát lehet rugalmas tengelynek is nevezni (ez az elnevezés független a fázistér anyagától), ugyanis a hidrogenerátor és a hidromotor egysége egymáshoz viszonylag közel, a térben tetszőleges módon elhelyezett tengelyek összekapcsolását teszi lehetővé nyomaték és fordulatszámváltás nélkül.

Az általam elkészített kísérleti berendezés három fő szerkezeti egységből épül fel:

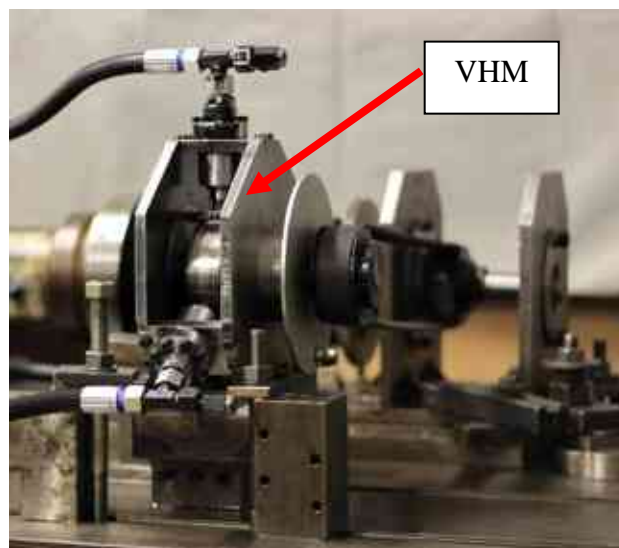
- 1, hidrogenerátor (VHG, 36. ábra),
- 2, hidromotor (VHM, 37. ábra), és
- 3, a fázisokat összekötő fázisvezetékek (fázistér).

A kísérleti berendezés hidrogenerátor egysége és a meghajtására szolgáló egyenáramú hidromotor, egy körmös tengelykapcsolóval van összekapcsolva (36. ábra). Az egyenáramú hidromotort más hajtóegységgel is lehetne helyettesíteni, mint például villanymotorral, belső égésű motorral vagy más forgómozgás létrehozására szolgáló megfelelő eszközzel. A kísérleti berendezésnél a dugattyúk mozgása kettős excenterrel történik.



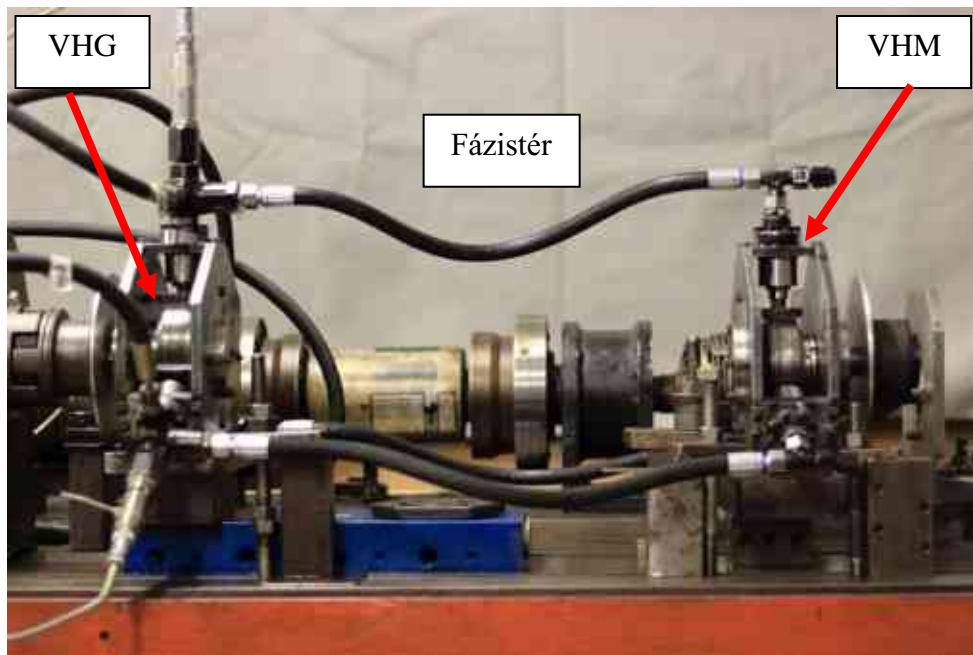
36. ábra. *A kísérleti berendezés hidrogenerátor egysége (VHG).*

A kísérleti berendezésnél a VHM egység azonos konstrukció a VHG-val. A lényeges különbség nem a konstrukciós kialakításban, hanem a felhasználásban nyilvánult meg, hiszen a VHM kimenő tengelye a VHG-val ellentétben nem volt meghajtva. A VHM kimenő tengelyével kapcsoltuk össze a terhelőmodult (37. ábra).



37. ábra. *A kísérleti berendezés hidromotor egysége.*

A kísérleti berendezésnél a merev fázisvezetéseket helyettesíthetjük flexibilis, hidraulikus vezetékekkel is. Flexibilis vezeték használata esetén eltérő tulajdonságokkal rendelkező hajtást kapunk, ugyanis a rugalmas fázisvezetékek használata hatással van a rendszer működésére. A kísérleti méréseket a 38. ábra által mutatott rugalmas fázisvezetékekkel rendelkező kísérleti berendezésen, és a 35. ábra által szemléltetett merev tömlőkkel felszerelt változatokon végeztem el.

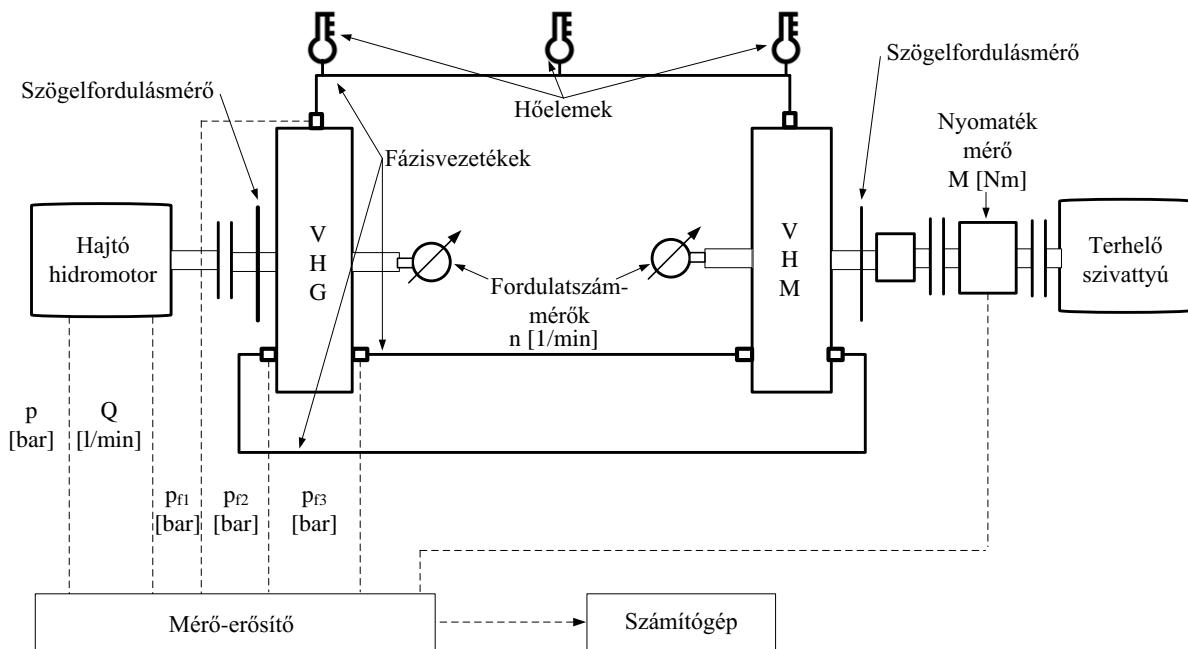


38. ábra. *A szinkron rendszerű, váltakozó áramú hajtás kivitelezett kísérleti berendezése rugalmas fázisvezetékekkel.*

## 5. A szinkron, váltakozó áramú, hidraulikus hajtás átviteli tulajdonságainak a vizsgálata

Az általam kivitelezett kísérleti berendezésen végzett méréseim célja, hogy alaposan megismerjem a szinkron, váltakozó áramú, hidraulikus hajtás működési tulajdonságait, az elméleti nyomaték és a fordulatszám karakterisztikák összefüggéseit, mind merev és rugalmas fázisterek esetében.

Az előző fejezetben ismertetett mérésösszeállítással meghatározhattam a hajtómű fontosabb jellemzőit, a hidromotor fordulatszámát és terhelhetőségét, illetve ezek összefüggéseit a megfelelő mérőműszerek segítségével. A mérőműszerek elrendezését a 39. ábra mutatja.



39. ábra. A kísérleti berendezéshez használt mérő berendezések elhelyezése.

A mérések pontos elvégzéséhez professzionális mérőműszerekre volt szükség. A mérőműszerek egy részét a Szerszámgépek Tanszékének laboratóriumából, a többit a Miskolci Egyetem különböző tanszékeitől szereztem be.

A mérések elvégzésekor meg tudtam állapítani a hidrogenerátort hajtó egyenáramú hidromotor térfogatáramát és az ehhez kapcsolódó nyomásértéket (40. ábra).



40. ábra. *Nyomástávadók elhelyezkedése a fázistérben.*

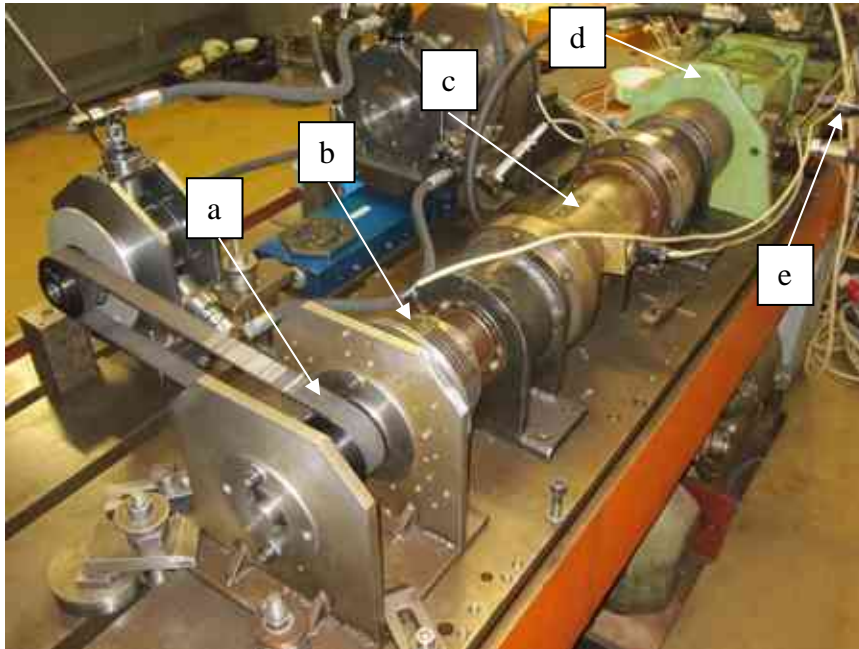
A hidrogenerátor fordulatszámának megváltoztatásáról fojtószeleppel gondoskodtam.



41. ábra. *Egyenáramú, hajtó hidromotor frekvencia szabályozója.*

A váltakozó áramú hidromotor terhelését úgynevezett terhelőmodullal oldottam meg. Üzemi körülmények során a hidromotor változó terheléseknek van kitéve, így fontos szempont volt az, hogy a terhelőmodul nagyságát változtatni tudjam. Ezt egy fojtószeleppel oldottam meg, ami a terhelőmodul szivattyújának nyomóoldalára került beépítésre az olajtartály és a szivattyú közé. A hajtás működése során a fázistérben lévő nyomásértékeket rögzítettem ( $p_{f1,2,3}$ ). A

hidromotor fordulatszámát a hidrogenerátort hajtó, egyenáramú hidromotor fokozatmentes állításával valósítottam meg. A terhelőmodul és a hidromotor közé fordulatszámérőt ( $n$ ) és nyomaték mérőt ( $M$ ) helyeztem el, amelyek segítségével meg tudtam állapítani az adott nyomaték esetén fellépő fordulatszámot. A terhelőmodul felépítését a 42. ábra mutatja.



42. ábra. *A terhelőmodul.*

A váltakozó áramú hidraulikus hajtás hidrogenerátor egységének kimenő tengelyét fogazott szíj segítségével (a) kötöttem össze a terhelőmodullal. A hidromotor terheléses, illetve üresjáratú állapota közötti váltását lamellás elektromos tengelykapcsoló (b) segítségével oldottam meg. A terhelés értékét nyomaték mérővel (c) határoztam meg. A terhelés változtatását egyenáramú szivattyú (d) nyomóágának fojtásával (e) oldottam meg.

A hidrogenerátor és a hidromotor tengelyeire egy-egy tárcsát helyeztem el, amelyek induktív jeladókon keresztül kommunikáltak a mérő-erősítő egységgel. Ennek segítségével a hidrogenerátor és a hidromotor közötti szögeltérést tudtam vizsgálni (terhelési szög) különböző terhelések esetén. Minél nagyobb nyomatékkal terheltem a hidromotort, annál nagyobb lett a két egység közötti szögeltérés, mígnem egy határértéknél kiestt a hajtás a szinkronból, és a hidromotor forgó mozgása megszűnt. Minden egyes mérőműszer a mérő-erősítőn keresztül küldte az adatokat a számítógépre, amelyeket táblázatban tudtam a mérés végeztével tárolni. Ezekből a mérési adatokból lehetett a jelleggörbéket, karakterisztikákat megrajzolni.

A mérések során felhasznált mérőműszerek listáját és főbb paramétereit a 2. táblázat mutatja.

**2. táblázat.** A mérésekhez felhasznált mérőműszerek típusai.

Mérendő fizikai jellemző	Használt mérőberendezés típusa	Osztálypontosság	Mérési intervallum
Nyomás a fázisterekben	Hottinger Baldwin Messtechnik K-P8AP	0,30%	0-500 [bar]
Mérőerősítő	Hottinger Baldwin Messtechnik Spider 8 (szoftver: HBM Catman)	-	-
Hidrogenerátor és hidromotor fordulatszáma	X-Viber	0,30%	30-120.000 [rpm] (0.5-200 Hz)
Nyomaték	Hottinger Baldwin Messtechnik Torque Transducers T1	0,20%	0-100 [kpm]
Hőmérséklet (fázistérben)	hőelem	± 2 %	-40 – 375 [°C]
Hőmérséklet (teljes kísérleti berendezésen)	Jenoptik VarioCAM HD research 680	± 1,5 %	-40 - 1200 [°C]
Hidrogenerátor és hidromotor szögelfordulása	E2E-X3T1 induktív jeladó	-	-

A mérési eredményekre hatással van a mérőeszközök pontossága. Amennyiben egy  $F$  változót a közvetlenül mért  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_r$  értékekből számítunk ki

$$F = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_r), \quad (5.1)$$

amelynek bizonytalanságát a hibaterjedési törvény alapján határozhatjuk meg:

$$\sigma_F^2 = \left(\frac{\partial F}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_{x_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_r}\right)^2 \sigma_{x_r}^2, \quad (5.2)$$

ahol  $\sigma_{x_j}^2$  a  $j$ -edik mért változó ( $x_j$ ) mérésének bizonytalanságát kifejező szórásnégyzet [59]. Az egyes műszerek értékeinek ismételt leolvasása során szóródást tapasztalhatunk, még akkor is, ha a mérendő mennyiség állandónak tekinthető. Ez azt jelenti, hogy a műszerek többszöri



leolvasása után nyert értékekből korigált tapasztalati szórásnégyzetet tudunk meghatározni [59], amely alapján alkalmas  $\sigma_{x_j}^2$ -nek:

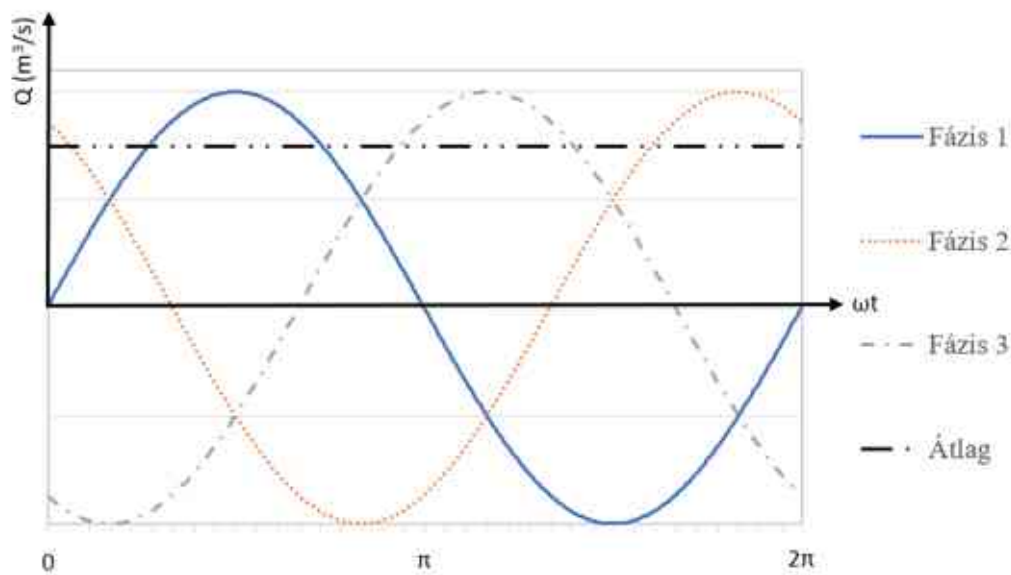
$$s^2 = \frac{\sum_i^n (x_{ji} - \bar{x}_j)^2}{n-1}. \quad (5.3)$$

Az általam használt műszereket úgy tervezték, hogy leolvashatóságuk összhangban legyen a mérési pontosságukkal, így a mérés véletlen hibája okozta szóródás nem befolyásolta a hajtás karakterisztikájának meghatározását. Az egyes műszereket úgy szereztem be, hogy a mérendő paraméterek a gyártó által ajánlott optimális méréshatárokon belül helyezkedjenek el.

### 5.1. A merev és a rugalmas hajtás összehasonlítása

A két hajtás paramétereit mind üresjárásban, mind terhelés esetén megvizsgáltam. A mérések tervezésénél (Desig of Experiments - DoE) az excentricitási értéket és a fordulatszám beállítását úgy választottam meg, hogy ezek alapján teljes körű képet kapjak a hajtás működtethetőségét illetően. A beállított terhelőnyomatékokat úgy határoztam meg, hogy kísérletekkel meghatároztam a kísérleti berendezés maximális terhelőnyomatékát, és ezen tartományon belül vettem fel különböző értékeket, amelyek alapján a berendezés karakterisztikája meghatározható. A konkrét értékeket a 3. táblázat és a 44. ábra - 51. ábra mutatják. A mérési eredmények egyes részleteit a 8 fejezet mutatja. Üresjáráskor az ohmos hidraulikus ellenállás nagysága a meghatározó. Terheléskor vizsgáltnál a terhelés mértéke és módja határozza meg a hajtás karakterisztikáját.

A váltakozó áramú, hidraulikus hajtásoknál, legyen szó szinkron vagy aszinkron rendszerről, az idő függvényében a fázis-folyadékáramok karakterisztikája közel szinuszos jellegű. A 43. ábra mutatja a fázis-folyadékáramok elméleti alakulásait az idő függvényében.



43. ábra. Az idő függvényében a fázis-folyadékáramok elméleti alakulása.

Ahhoz, hogy teljesebb képet kapjak a hidraulikus hajtás paramétereiről, több mérést is el kellett végeznem. Mivel gyakorlatilag két különböző hajtást kellett vizsgálnom (merev, rugalmas), így az egyes mérésorozatokot mindkét esetben meg kellett ismételnem. A 3. táblázat mutatja, hogy

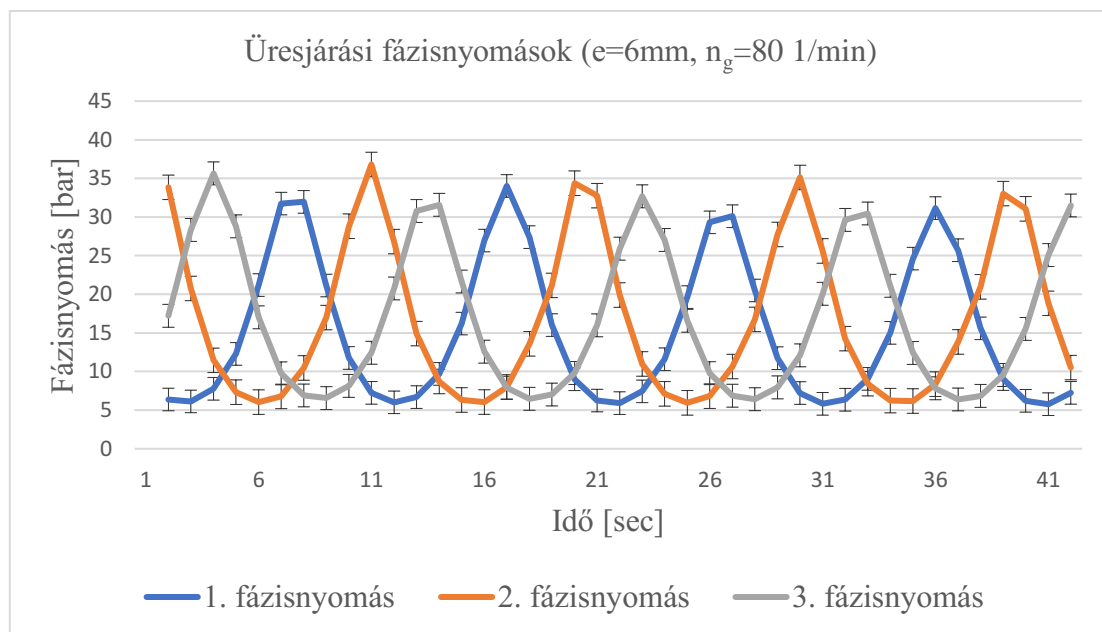
milyen excentricitási értékek mellett mértük a fázisnyomásokat merev és rugalmas fázisterek esetén.

A mérések során használt vezetékek pontos adatait az 5.2 fejezet tárgyalja részletesen.

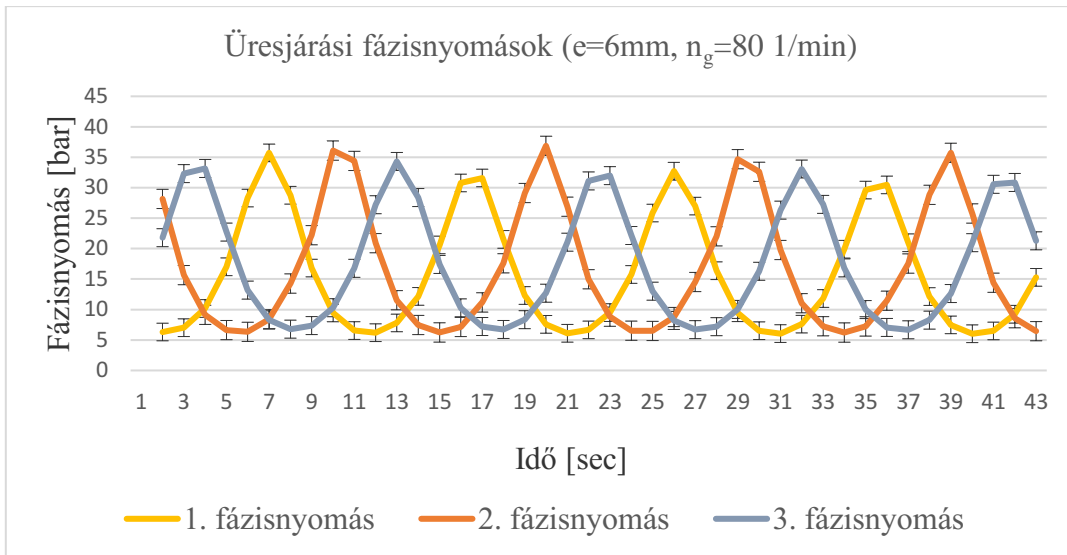
**3. táblázat.** Az üresjárási mérések beállításai

Amplitúdó [mm]	Hidrogenerátor fordulatszáma [1/min]			
6	80	160	260	310
10	80	160	260	310
14	80	160	260	310

Változatlan fordulatszámú hidrogenerátor melletti fázisnyomásokat mutatja a 44. ábra merev- és a 45. ábra rugalmas fázistér esetén.



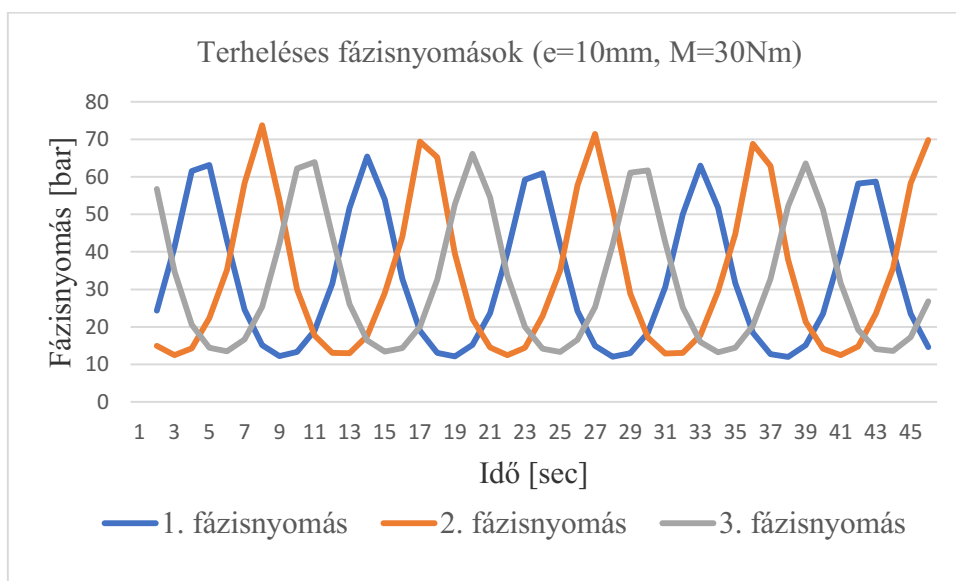
44. ábra. Üresjárási fázisnyomások értékei merev fázistér esetén. [M1.]



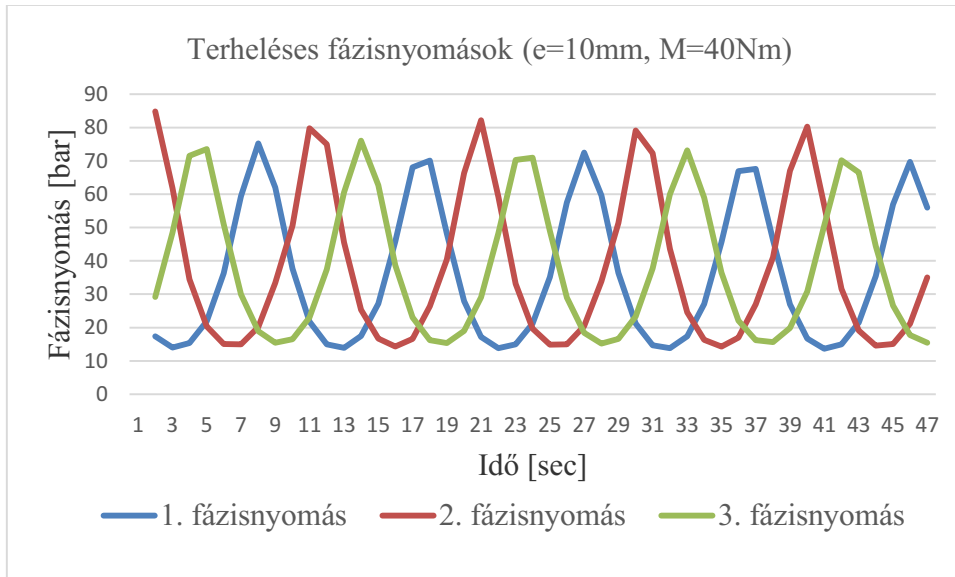
45. ábra. Üresjárási fázisnyomások értékei rugalmas fázistér esetén. [M2.]

A 44. ábra és a 45. ábra igazolja, hogy a fázisokban keletkező nyomásértékek periodikusan váltakoznak, ahogy azt a 43. ábra elméleti alakulása is megmutatja. A fázisnyomások alsó értékeit a résvesztés pótló szivattyún beállított nyomásérték határozza meg, amely esetemben körülbelül 8 bar volt, míg a maximális értékét az üresjárásból adódó terhelések határozzák meg. A következő méréseknél azt vizsgáltam, hogy a merev és rugalmas hajtás karakterisztikája, hogyan függ a terhelés nagyságától.

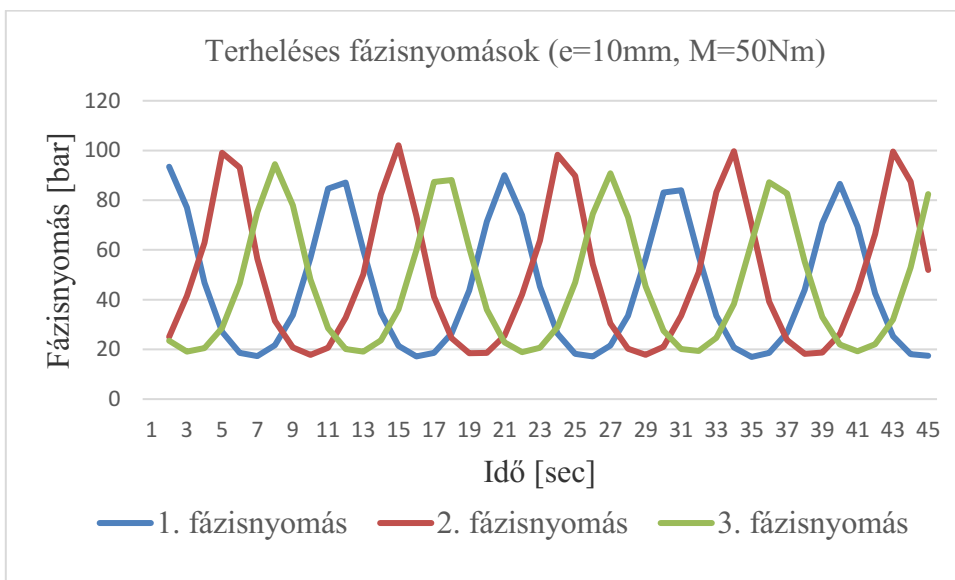
A 46. ábra, a 47. ábra és a 48. ábra a fázisnyomások értékeit mutatja merev fázisvezetékek esetén, különböző nagyságú terhelések fennállásánál, állandó fordulatszámnál ( $160\frac{1}{\text{min}}$ ).



46. ábra. 30 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M3.]

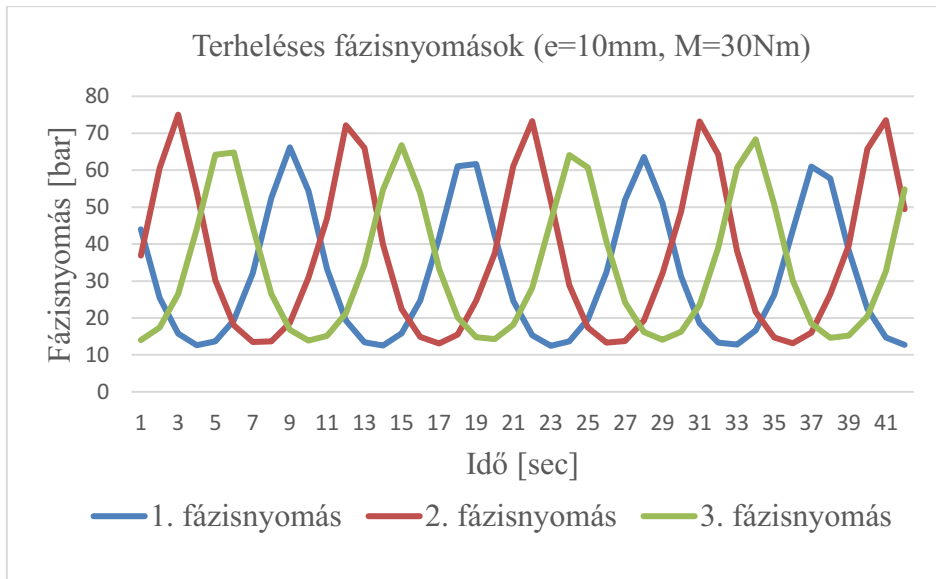


47. ábra. 40 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M4.]

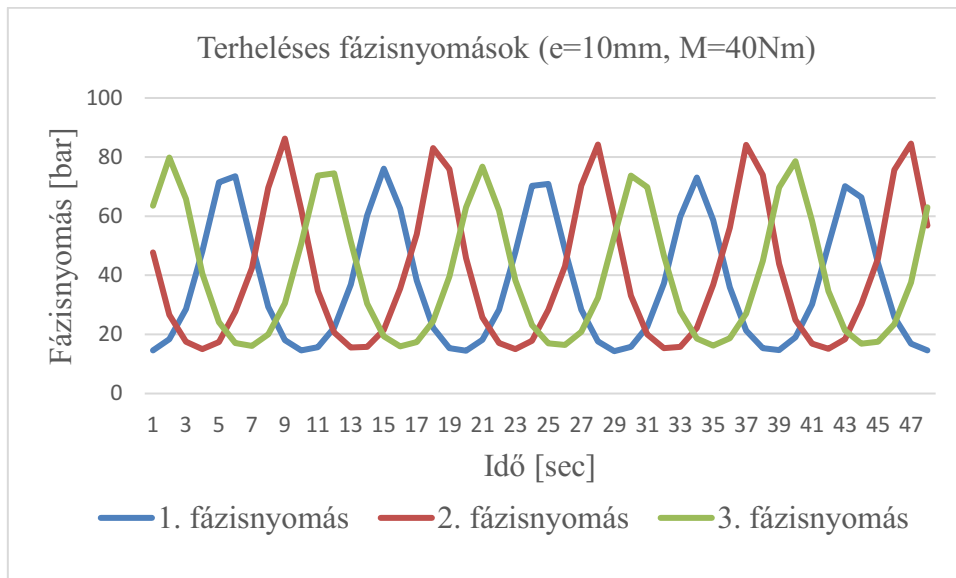


48. ábra. 50 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M5.]

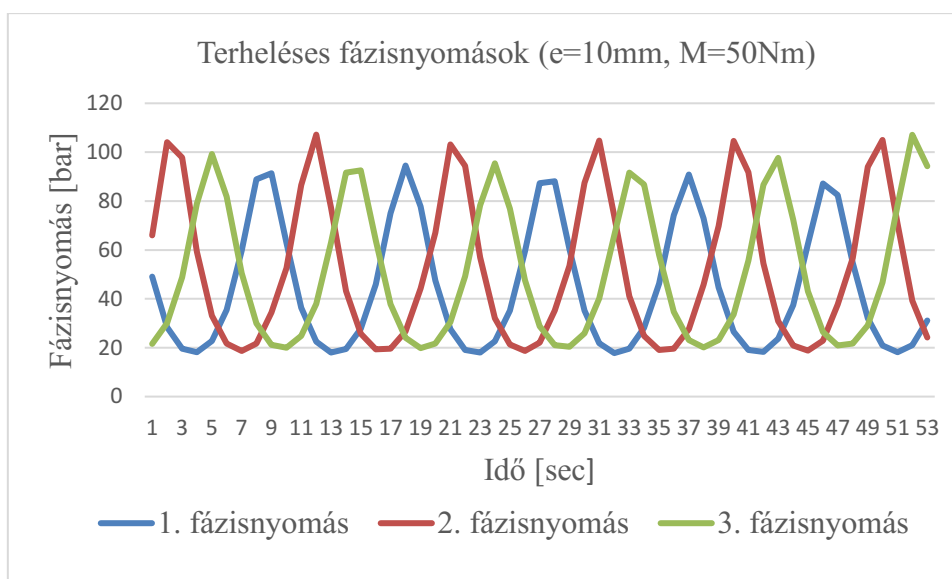
A következő méréseknél azt szerettem volna megvizsgálni, hogy azonos paraméterek (e, n, M) esetén a merev rendszerhez képest, hogyan alakulnak a fázisnyomások, rugalmas fázisvezetékek használatával. A 49. ábra, a 50. ábra és a 51. ábra a fázisnyomások értékeit mutatja rugalmas fázisvezetékek esetén, különböző nagyságú terhelések fennállásánál, állandó fordulatszámnál ( $160 \frac{1}{\text{min}}$ ).



49. ábra. 30 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M6.]



50. ábra. 40 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M7.]



51. ábra. 50 Nm-es terhelésnél a fázisnyomások értékei. [M8.]

A grafikonokat megvizsgálva beláthatjuk, hogy a szinkron rendszerű, váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál a fázistérben lévő nyomás értéke a terhelés nagyságának a függvénye. Növekedő terhelés esetén, növekedő fázisnyomásra van szükség ahhoz, hogy a hajtás továbbra is üzemképes maradjon. Kijelenthető, hogy a fázistérben lévő nyomás a terhelés hatására alakul ki. A mérési eredmények alapján megállapítható, hogy a kísérleti berendezésen végzett rugalmas hajtás esetében kicsit nagyobb volt a nyomás maximális értéke a fázisvezetékben, mint a merev hajtásnál. Ezt úgy állapítottam meg, hogy a HBM spider 8 mérőerősítő által rögzített paraméterek maximális értékeit szoftver (Microsoft Excel) segítségével kiválasztottam, ennek átlagértékét meghatároztam a merev, ill. rugalmas hajtás esetében és a következtetést ez alapján vontam le. A két érték összevetése során a flexibilis tömlőkkel rendelkező hajtás esetén azonos paraméterek mellett, a nyomás jó közelítéssel 15%-kal volt nagyobb. A kísérleti berendezés maximális terhelhetősége a mérések alapján megközelítőleg 55Nm volt.

## 5.2. A váltakozó áramú hidraulikus hajtások fázistere

A váltakozó áramú hidraulikus rendszerek hidromotorját a hidrogenerátorral a fázistér köti össze. A fázistér feladata a hidrogenerátor által előállított hidraulikus energia továbbítása a hidromotor felé. A kutatómunka során a kísérleti berendezés átviteli tulajdonságait két különböző anyagú fázistérrel is megvizsgáltam. Az egyik esetben a fázisvezetékek merev falú acélcsövekkel, míg a másik esetben rugalmas falú flexibilis csövekkel (adatait az 52. ábra mutatja) voltak ellátva.

**4. táblázat.** A hidegen húzott hidraulikus varratmentes cső főbb paraméterei (DIN2391/C).

Belső átmérő	Fal vastagsága	Maximális üzemi nyomás	Anyaga	Hajlítási sugár	Tömeg
10 mm	1,5 mm	414 bar	acél	125 mm	0,2 kg/m

A hidegen húzott acélcső metrikus méretei finom szemcseminőségű (RR) anyagból, ST37.4 - DIN 1630 NBK. DIN 2391/C-re gyártott. Szakítószilárdság RM legalább  $340 \frac{N}{mm^2}$ .

Az reH folyáshatár minimum  $235 \frac{N}{mm^2}$ . Az A5-ös (hosszú) kapacitás legalább 25%. A

hőmérsékleti tartomány (nyomáscsökkentés nélkül)  $-40^{\circ}C - +120^{\circ}C$ .

A különböző anyagból készült fázisterek hatással vannak a rendszer átviteli tulajdonságaira. Ha a merev falú fázisvezetéseket rugalmas falú flexibilis fázisvezetékekkel helyettesítem, megváltozik a rendszer kapacitív ellenállása. Ez a két mérésorozat eredményeivel igazolható. A kísérleti berendezésen a második esetben mindössze a fázistérben található vezetéseket cseréltem ki. Ez a változás a kapacitás növekedését eredményezte. A jelenség a térfogatváltozással magyarázható, ugyanis a merev falú fázisvezeték geometriai méretei változatlanok (üzemi körülmények között gyakorlatilag nem változik az átmérője), ellentétben a rugalmas falú fázisvezetékekkel. A méréseknél használt flexibilis fázisvezeték kialakítását az 52. ábra mutatja.





52. ábra. A Semperit DIN EN 853 2SN DN10 típusú flexibilis hidraulikus vezeték.

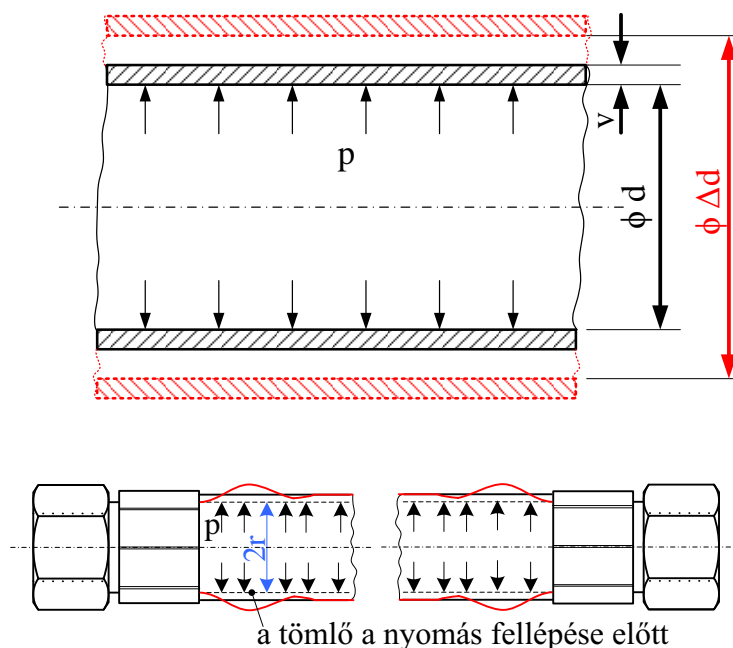
A kísérleti berendezésnél felhasznált flexibilis fázisvezeték fizikai jellemzőit az 5. táblázat tartalmazza.

5. táblázat. A Semperit DIN EN 2SN DN10 vezeték főbb paraméterei.

Belső átmérő	Külső átmérő	Munkanyomás s	Repszési nyomás	Hajlítási sugár	Tömeg
9,9 mm	18,4 mm	330 bar	1320 bar	125 mm	0,44 kg/m

A rugalmas fázisvezeték alkalmazása esetén a növekedő belső nyomás hatására a cső átmérője megnő. Ez nem tekinthető tisztán ohmos ellenállásnak, ugyanis az ebből keletkező veszteséget a későbbiekben (a nyomás csökkenése során) a rendszer visszanyeri, így energiatároló (akkumulátor) szerepet tölt be a rendszerben.

Szilárdságtani szempontból a cső üzemi nyomásra történő alakváltozása a legfontosabb tényező, hiszen szoros összefüggésben van a rendszer kapacitásával. A kísérleti berendezés hidraulikus vezetékei minden esetben forgásfelületek voltak.



53. ábra. A fázisvezetékben keletkező nyomás hatására fellépő elméleti alakváltozás.

Ebből adódóan a továbbiakban csak a belső nyomással terhelt forgásfelületekkel foglalkoztam. Azt feltételeztem, hogy a folyadék halmazállapotú közeg nyugalomban van, valamint azt, hogy a közeg ideális, tehát belső súrlódása nincs (csúsztató feszültség nem ébred benne), így a nyomás akadálymentesen terjed a fluidumban, s az edény falára merőlegesen hat.

A szakirodalom az alábbi megállapításokat teszi [53]:

- $A \frac{v}{r}$  (ahol  $v$  -a cső falvastagsága,  $r$  – a cső közepes sugara) hányados az egység mellett elhanyagolható;
- az alakváltozások kicsik;
- az alakváltozások előtt a közepes felületre merőleges egyenesek az alakváltozások közben merőlegesek maradnak a megváltozott közepes felületre;
- a nyíró igénybevétel (a  $\tau$  feszültségek) az egyensúlyi egyenlettől eltekintve, figyelmen kívül hagyhatóak.

Az általam alkalmazott rugalmas (kompozit gumi és fémháló) fázisvezeték a szakirodalomban említett rugalmas-képlékeny testnek tekinthető, ugyanis a benne lévő fémháló az általam használt maximális nyomásérték ( $p_{\max} = 200\text{bar}$ ) esetén sem közelíti meg a munkanyomást (330bar), és így a repesztési nyomást (1320bar) sem.

Az alakváltozási állapotot az  $\overline{\varepsilon}_x$ ,  $\overline{\varepsilon}_y$  és  $\overline{\varepsilon}_z$  fajlagos nyúlások határozzák meg. A fenti feltevések alapján:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{z}{\rho} + X = kz + X \\ \varepsilon_y &= \frac{u}{r+z} = \frac{u}{r} \left[ 1 - \frac{z}{r} + (\dots) \right] \approx \frac{u}{r}, \\ \gamma_{xy} &= \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0\end{aligned}\tag{5.4}$$

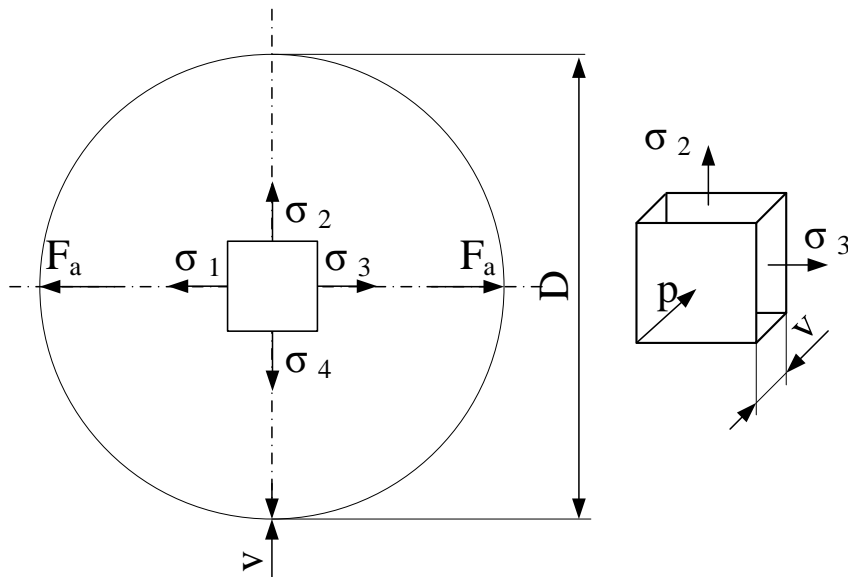
illetve

$$\overline{\varepsilon}_x = \chi\zeta + \overline{X}, \tag{5.5}$$

$$\varepsilon_y = \varepsilon. \tag{5.6}$$

A feltevésekből az következik tehát, hogy az  $\overline{\varepsilon}_y$  tangenciális nyúlás a falvastagság mentén közelítően állandó, az  $\overline{\varepsilon}_x$  hosszirányú nyúlás pedig lineárisan változik.

Amennyiben a készülék (tartály) zárt, akkor hosszirányú, axiális feszültség is keletkezik a forgásfelületben.



54. ábra. Belső nyomással terhelt fázisvezeték.

A 54. ábra jelöléseivel a  $p$  belső nyomással terhelt hengeres tartály véglapjaira ható axiális irányú erő:

$$F_a = \frac{D^2 \pi}{4} p \cdot \quad (5.7)$$

A keresztirányú méretváltozás esetén ismeretes, hogy a húzott rúd a húzóerő irányában megnyúlik, ugyanakkor keresztirányban rövidül. A próbapálcákkal végzett kísérletek tanúsága szerint a hosszirányú és keresztirányú méretváltozások (fajlagos nyúlások) aránya állandó:

$$\left| \frac{\varepsilon_k}{\varepsilon} \right| = \nu = \text{áll.}, \quad (5.8)$$

ahol

- a  $\nu$  arányszám, a Poisson-tényező egyazon anyagminőség mellett állandó, tehát anyagjellemző. Értéke a gyakorlatban 0,25 és 0,4 közötti dimenzió nélküli szám.

A hosszanti és keresztirányú fajlagos nyúlások egymással ellentétesek, ezért:

$$\varepsilon_k = -\nu\varepsilon . \quad (5.9)$$

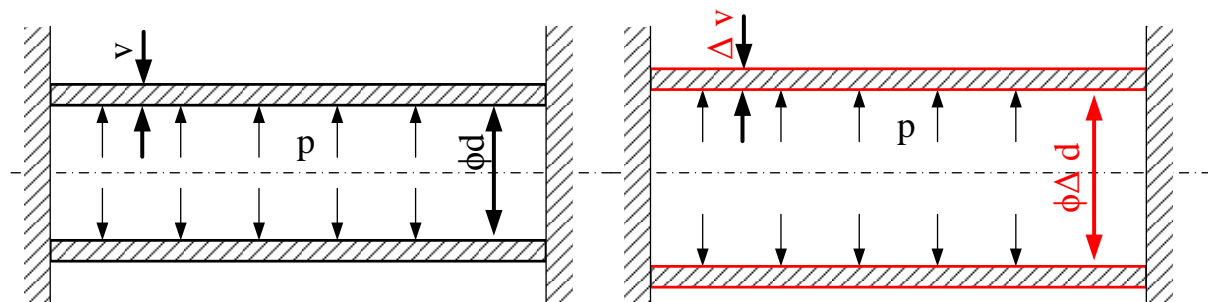
Belátható, hogy a Poisson-tényező nagyságára – a rugalmas tartományon belül – egy felső maximális korláttal rendelkezik. Tekintsünk egy egységnyi oldalélekkel rendelkező elemi kockát, és két szembenálló lapja mentén húzzuk meg. Az elemi kocka a húzás irányában megnyúlik, a rá merőleges két irányban összezsugorodik. Így térfogatváltozására érvényes, hogy:

$$\Delta v \cong \varepsilon - 2\varepsilon_k = \varepsilon(1 - 2\nu) . \quad (5.10)$$

Közelítésként felhasználtam, hogy a fajlagos nyúlások kis értéke következtében azok szorzata elhanyagolható. Mivel a húzás miatt a kocka térfogat növekedéssel jár ( $\Delta v > 0$ ), az egyenlet jobb oldalának pozitív értéket kell felvennie, ami csak  $\nu_{\max} < 0,5$  esetén lehetséges.

A kísérleti berendezésnél felhasznált fázisvezetékek esetében a hosszirányú (tengellyel párhuzamos) alakváltozás zérusnak vesszük, ugyanis a vezetékek mindkét vége meg van fogva, így kényszer szempontjából úgy kell rá tekinteni, mintha mindkét vége be lenne falazva.

A fázisvezeték alakváltozását az 55. ábra mutatja.



55. ábra. A mindkét végén befalazott fázisvezeték alakváltozásának vázlata.

A keresztirányú alakváltozás mértéke a tehermentes állapothoz képest az üzemi nyomás hatására megnő, ezért csak a keresztirányú méretváltozást kell figyelembe venni. A keresztirányú alakváltozás térfogatváltozással jár, így arra az alábbi összefüggés írható fel:

$$\Delta V = V_0 \chi_k \Delta p , \quad (5.11)$$

ahol

- $\Delta V$ , a térfogatváltozás  $[m^3]$ ,
- $V_0$ , a kiindulási térfogat  $[m^3]$ ,
- $\chi_k$ , rugalmassági modulus reciproka  $\left[\frac{1}{GPa}\right]$  és
- $\Delta p$ , a nyomásváltozás  $[bar]$ .

A fázisvezeték jó közelítéssel hengernek tekinthető, így annak térfogata:

$$V = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \pi h, \quad (5.12)$$

ahol

- $D$ , a hidraulikus tömlő átmérője és
- $h$ , a hidraulikus tömlő hossza.

Tehát ebből adódik, hogy

$$\left. \begin{aligned} V_0 &= \left(\frac{D_0}{2}\right)^2 \pi h \\ \Delta V &= \left(\frac{\Delta D}{2}\right)^2 \pi h \end{aligned} \right\}, \quad (5.13)$$

mert a hidraulikus tömlő hosszát változatlanak tekintjük, ugyanis mindkét vége meg van fogva.

Az

$$\chi_k = \frac{1}{E}, \quad (5.14)$$

ahol

- $E$ , rugalmassági modulus, vagy Young-modulus  $[GPa]$ .

Így a nyomásváltozás hatására a térfogatváltozás az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$\begin{aligned} \Delta V &= \Delta p (V_0 \chi_k) \\ \left(\frac{\Delta D}{2}\right)^2 \pi h &= \Delta p \left( \left(\frac{D_0}{2}\right)^2 \pi h \cdot \chi_k \right). \end{aligned} \quad (5.15)$$

Majd végül a henger átmérőjének a megváltozása az alábbi képlettel meghatározható:

$$\Delta D = 2 \sqrt{\frac{\Delta p \left( \left( \frac{D_0}{2} \right)^2 \pi h \chi_k \right)}{\pi h}}. \quad (5.16)$$

Az elméleti vizsgálat után az alakváltozásának mértékét kísérleti úton kétféleképpen is megvizsgáltam. A vizsgálat során három különböző fázisvezetéken végeztem el a méréseket. Ebből kettő azonos típusú tömlő, míg a harmadik egy másik féle, de a kialakítását tekintve azonos felépítéssel rendelkezett. A vizsgálat célja, hogy megállapítsam, hogy milyen hatással van a nyomásnövekedés a flexibilis fázisvezeték átmérőjének nagyságára.

Az első mérési elrendezést a 57. ábra mutatja. Az egyes mérési pontok helyét a piros pontok jelzik a fehér jelölő szalagokon. A kísérlet elvégzéséhez egy BOSCH Rexroth szervo próbapadot használtunk, amelynek képét az 56. ábra mutatja. A méréseket statikus állapotban végeztem el, azaz a kívánt nyomásérték beállítása után, egy elzárószelep segítségével biztosítottam a tömlő állandó nyomásértéken tartását. A hidraulikus tömlőn tizenegy pontot jelöltem ki, és egy adott nyomásérték esetén minden egyes vizsgálati ponton ötször ellenőriztem az átmérő nagyságát. A nyomásértékeket a közel atmoszférikus nyomástól egészen 200 bar-ig változtattam, és így tíz különböző nyomáson végeztem el a kísérletet.



56. ábra. BOSCH Rexroth szervo próbapad.

A 56. ábra látható szervo próbapad kimeneti oldalára csatlakoztattuk az 57. ábra látható mérési elrendezést.



57. ábra. A fázisvezeték vizsgálatának első mérési elrendezése.

A három méréssorozat értékeit a 6. táblázat, 7. táblázat és a 8. táblázat tartalmazzák (a táblázatok egyes celláiban lévő értékek öt mérés átlagértékeit mutatják). A mérés zárt rendszerben történt, így nem volt résolajvesztés.

**6. táblázat.** A hidraulikus tömlő kapacitásának első méréssorozata.

A hidraulikus tömlő kapacitás vizsgálatának átlagértékei 5 ismétlés alapján											
Nyomás [bar]	1. pont	2. pont	3. pont	4. pont	5. pont	6. pont	7. pont	8. pont	9. pont	10. pont	11. pont
"1"	18,542	18,493	18,486	18,444	18,481	18,491	18,508	18,561	18,502	18,390	18,399
10	18,552	18,493	18,500	18,439	18,498	18,460	18,601	18,561	18,591	18,430	18,429
30	18,532	18,500	18,470	18,447	18,466	18,456	18,522	18,565	18,571	18,432	18,434
50	18,529	18,502	18,488	18,443	18,485	18,461	18,559	18,637	18,608	18,499	18,452
70	18,563	18,552	18,494	18,493	18,495	18,487	18,510	18,579	18,583	18,486	18,494
100	18,651	18,553	18,537	18,507	18,508	18,502	18,534	18,605	18,560	18,515	18,465
120	18,548	18,623	18,519	18,412	18,516	18,518	18,596	18,638	18,598	18,508	18,494
150	18,591	18,517	18,517	18,454	18,501	18,562	18,611	18,569	18,580	18,526	18,485
170	18,611	18,516	18,526	18,461	18,526	18,534	18,617	18,598	18,539	18,569	18,486
200	18,569	18,519	18,526	18,434	18,522	18,504	18,580	18,571	18,607	18,508	18,484

**7. táblázat.** A hidraulikus tömlő kapacitásának második méréssorozata.

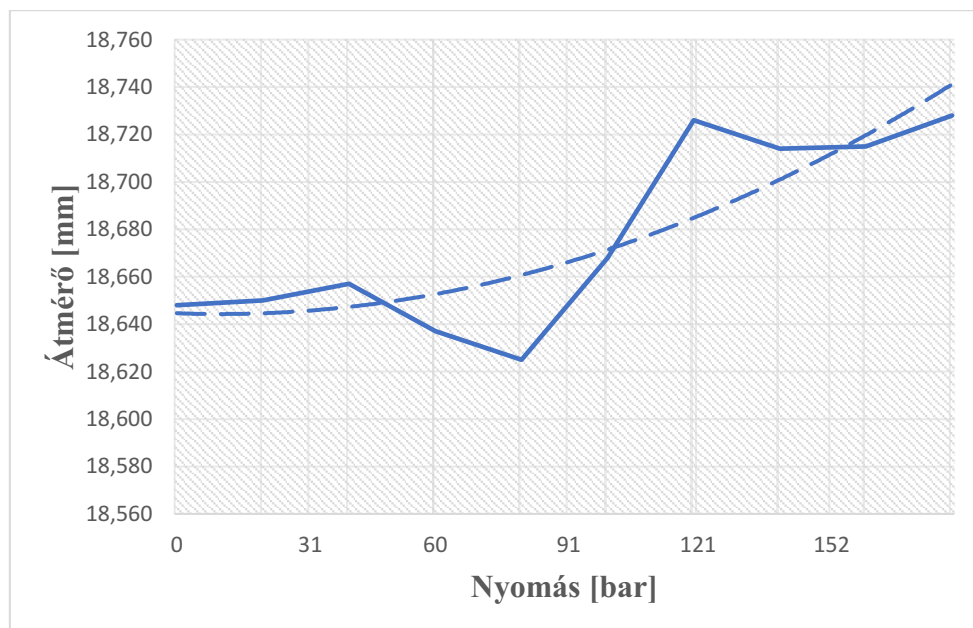
A hidraulikus tömlő kapacitás vizsgálatának átlagértékei 5 ismétlés alapján											
Nyomás [bar]	1. pont	2. pont	3. pont	4. pont	5. pont	6. pont	7. pont	8. pont	9. pont	10. pont	11. pont
"1"	18,639	18,697	18,690	18,658	18,748	18,696	18,705	18,766	18,687	18,683	18,677
10	18,639	18,655	18,698	18,672	18,753	18,747	18,711	18,746	18,691	18,666	18,594
30	18,665	18,701	18,732	18,666	18,756	17,819	18,666	18,711	18,590	18,622	18,577
50	18,662	18,658	18,634	18,651	18,726	18,729	18,773	18,725	18,696	18,538	18,532
70	18,618	18,676	18,707	18,654	18,747	18,753	18,701	18,705	18,654	18,650	18,627
100	18,692	18,721	18,787	18,705	18,747	18,667	18,684	18,670	18,681	18,658	18,497
120	18,663	18,685	18,697	18,703	18,806	18,809	18,711	18,722	18,734	18,698	18,623
150	18,689	18,689	18,702	18,667	18,764	18,799	18,720	18,705	18,697	18,675	18,645
170	18,651	18,630	18,691	18,700	18,733	18,760	18,680	18,719	18,702	18,689	18,625
200	18,671	18,632	18,679	18,677	18,728	18,818	18,692	18,734	18,735	18,703	18,641

A 6. táblázat és 7. táblázat azonos anyagú és szerkezeti tulajdonságú (egy hosszú tömlőből vágunk le kettő azonos hosszúságú csövet) hidraulikus tömlőn végzett kísérlet értékeit mutatja.

**8. táblázat.** A hidraulikus tömlő kapacitásának harmadik mérésorozata (eltérő típusú fázisvezetékkel).

A hidraulikus tömlő kapacitás vizsgálatának átlagértékei (új tömlő)											
Nyomás [bar]	1. pont	2. pont	3. pont	4. pont	5. pont	6. pont	7. pont	8. pont	9. pont	10. pont	11. pont
"1"	18,703	18,653	18,647	18,703	18,722	18,648	18,660	18,714	18,707	18,657	18,634
10	18,692	18,644	18,643	18,692	18,654	18,650	18,658	18,727	18,614	18,649	18,645
30	18,680	18,660	18,652	18,715	18,654	18,657	18,642	18,731	18,663	18,649	18,694
50	18,668	18,644	18,643	18,695	18,745	18,637	18,677	18,730	18,634	18,689	18,649
70	18,686	18,652	18,663	18,665	18,698	18,625	18,645	18,745	18,618	18,677	18,654
100	18,680	18,664	18,685	18,711	18,681	18,668	18,694	18,729	18,618	18,660	18,641
120	18,681	18,653	18,655	18,751	18,705	18,726	18,680	18,744	18,628	18,728	18,668
150	18,671	18,680	18,661	18,702	18,741	18,714	18,667	18,735	18,637	18,669	18,724
170	18,685	18,663	18,666	18,730	18,741	18,715	18,715	18,760	18,655	18,686	18,717
200	18,696	18,676	18,700	18,710	18,738	18,728	18,693	18,739	18,619	18,687	18,658

A 8. táblázatban szereplő értékek egy eltérő típusú hidraulikus tömlőből készített kísérlet eredményét mutatja. Az egyes értékek szórásaitól eltekintve megfigyelhető, hogy a legnagyobb alakváltozást a rugalmas fázisvezeték a két végpont között félúton szenved el (6. pont). Ezt szemlélteti az 58. ábra. A szaggatott vonal a mért görbére fektetett közelítő görbe.



58. ábra. A hidraulikus tömlő középső keresztmetszete (6. pont) átmérőjének változása a nyomás függvényében.



A második mérési elrendezést a 59. ábra mutatja. A második mérési elrendezésre azért volt szükség, hogy a fázisvezeték átmérőjének esetleges mérési pontatlanságát kiküszöböljük. Ezen elrendezésben a kapacitást úgy mértem meg, hogy készítettem egy csapot, amelyen keresztül feltöltöttem adott nyomással, majd a kívánt nyomásérték elérése után a csapot elzártam. Ezzel biztosítottam, hogy a kellő nyomás eléréséhez szükséges többlet olajmennyiség bent maradjon az elkülönített rendszerben. Ezek után a csap nyomásmentesítő ágát megnyitottam, majd a többletnyomás eléréséhez szükséges olajmennyiséget egy csövön keresztül kiengedtem az elkülönített rendszerből egy mérőedénybe. Majd a mérőedény tömegét egy precíziós mérleg segítségével megmértem. Ezt követően a hidraulikaolaj ismert sűrűsége alapján meg tudtam határozni a mennyiségét.



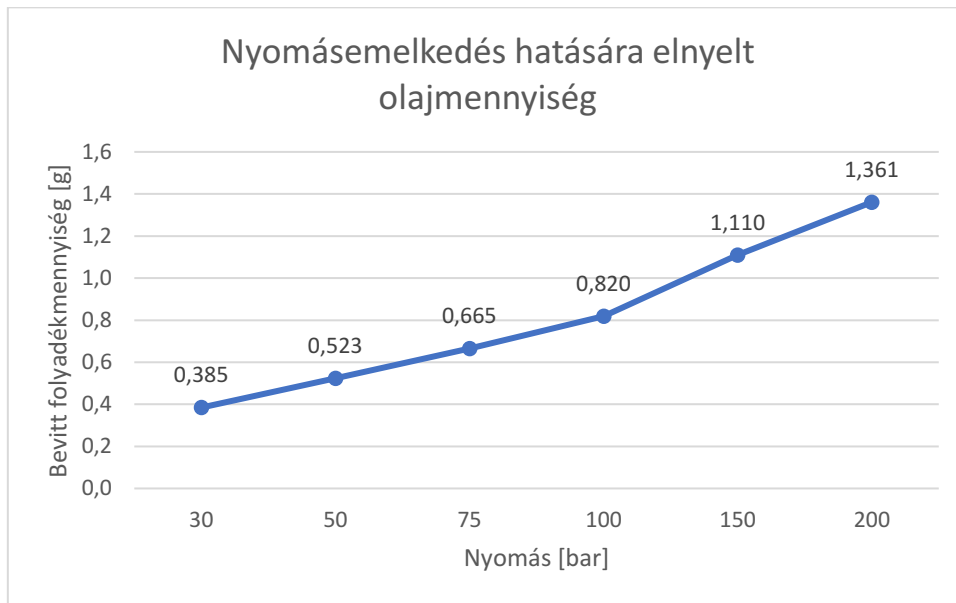
59. ábra. A fázisvezeték vizsgálatának második mérési elrendezése.

A fázisvezeték különböző nyomásokhoz társuló folyadékmennyiségének tömegeit a 9. táblázat mutatja.

9. táblázat. Az egyes nyomásértékeknél mért többlet folyadékmennyiség.

Nyomás [bar]	Többletnyomást okozó olajmennyiség tömege [g]					
	1. eset	2. eset	3. eset	4. eset	5. eset	Átlag
30	0,407	0,342	0,344	0,453	0,377	<b>0,385</b>
50	0,503	0,532	0,536	0,529	0,517	<b>0,523</b>
75	0,687	0,657	0,652	0,686	0,643	<b>0,665</b>
100	0,820	0,800	0,834	0,827	0,818	<b>0,820</b>
150	1,142	1,129	1,130	1,088	1,061	<b>1,110</b>
200	1,359	1,374	1,330	1,361	1,380	<b>1,361</b>

Az egyes folyadékmennyiségek tendenciáját a 60. ábra mutatja.



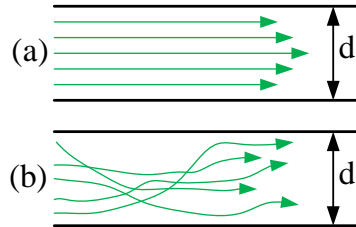
60. ábra. *Nyomásemelkedés hatására elnyelt olajmennyiség.*

A fázistér elméleti mechanikai vizsgálata és a kísérleti berendezés fázisvezetékein elvégzett mérések alapján egyértelműen megállapítottam, hogy terhelés hatására a fázisvezetékben fellépő nyomásnövekedés, a rugalmas tömlők alakváltozásával jár együtt. A mérési eredmények azt igazolták, hogy a rugalmas tömlő alakváltozása a hossz tengely mentén nem egyenletes, hanem a két megfogási pont között félúton a legnagyobb mértékű. A két módszer összehasonlítása során az eltérő alakváltozás ellenére, az elméleti számítások és a gyakorlati mérések eredményei közel azonos mértékű térfogatváltozást mutattak.

### ***5.3. A hajtás fázisvezetékeiben keletkező hő vizsgálata***

Egyik legfontosabb szempont a viszkozus folyadékok mozgási törvényeinek vizsgálatánál a mozgó folyadék nyomásvesztésének meghatározása. Számos kísérleti és elméleti vizsgálat kimutatta, hogy a veszteségek mértékében döntő szerepet játszik a folyadék mozgásának módja. A különböző áramlási módok létezését 1883-ban bizonyította be O. Reynolds. Tapasztalatai megmutatták, hogy kettő áramlási mód létezik: lamináris és turbulens áramlás. Lamináris (réteges) áramlás esetén a csőben a folyadékreszkek a főáram irányába mozognak, miközben nincsenek az áramlásra merőleges sebességkomponenseik. A folyadékreszkek rendezetten mozognak, bár van saját pörgésük, mert az áramlás metszetén a sebességek nem egyenletesen

oszlanak meg egy viszkózus folyadék esetén. A lamináris olyan áramlási mód, amelyben a viszkózus kölcsönhatás miatt a folyadék rétegei elmozdulnak egymáshoz képest, miközben a rétegek között nem történik keveredés.



61. ábra. A lamináris (a) és a turbulens (b) áramlás.

Lamináris áramlás alacsony Reynolds-szám ( $Re$ ) mellett alakul ki, következésképpen alacsony sebességek mellett. Az áramlási sebesség növelésével megnőnek a sebességgradiensek a fal közelében, amely növeli a belső súrlódási feszültségeket és a folyadékrészek felpörgéseinek tendenciáját. Az áramlások hasonlóságának mérőszámaként vezették be a Reynolds-számot, amely segít megítélni azt is, hogy a szóban forgó áramlás lamináris-e. Képlettel:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (5.17)$$

ahol

- $v$  az áramlás karakterisztikus sebessége,
- $d$  a cső egyenátmérője,
- $\nu$  a kinematikus viszkozitás,
- $\mu$  a dinamikus viszkozitás,
- $\rho$  az áramló folyadék sűrűsége.

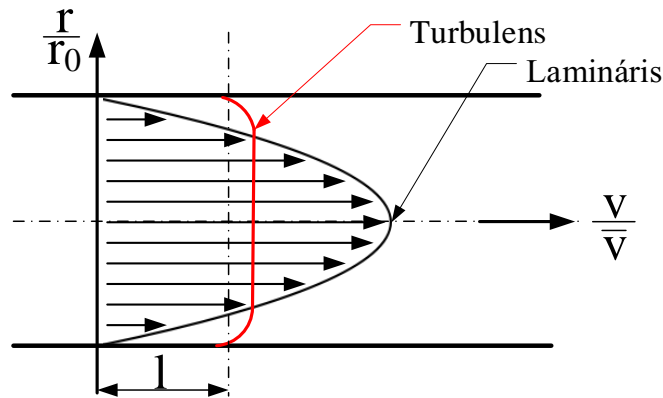
Egy empirikusan meghatározható, kritikus  $Re_{krit}$  számtól a lamináris áramlás instabillá válik a zavaró hatásokkal szemben. Ez az érték csőben áramló folyadék esetén:

$$Re_{krit} = \frac{v_m \cdot d}{\nu} \approx 2320, \quad (5.18)$$

ahol

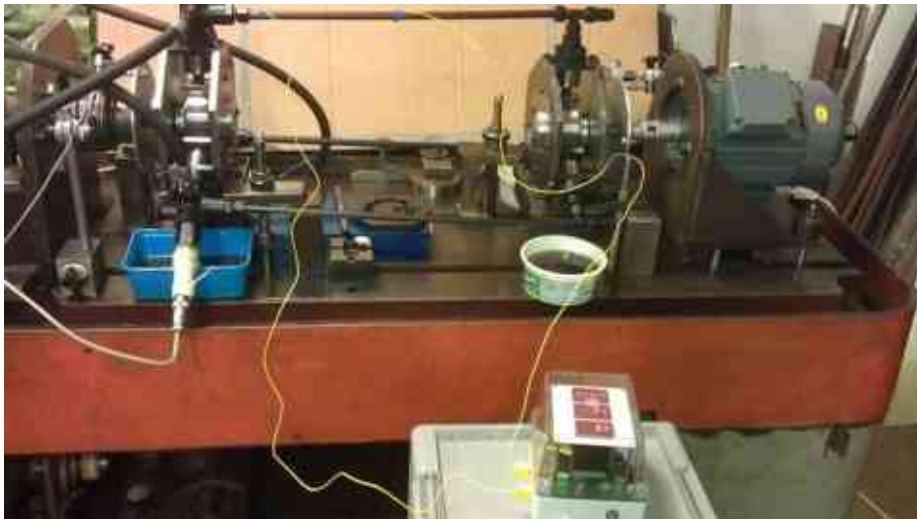
- $v_m$  az áramlás átlagsebessége,
- $d$  a fázisvezeték átmérője.

Számos kísérlettel megállapították, hogy a csőben zajló turbulens áramlás két részből áll: falhoz simuló vékony rétegből, amelynek mozgása lamináris karakterisztikát mutat (lamináris alapréteg, vagy viszkózus alapréteg), és magából a turbulens áramlásból, ahol a sebesség szinte nem változik (turbulens mag).



62. ábra. *Sebességprofil lamináris és turbulens áramlásban.*

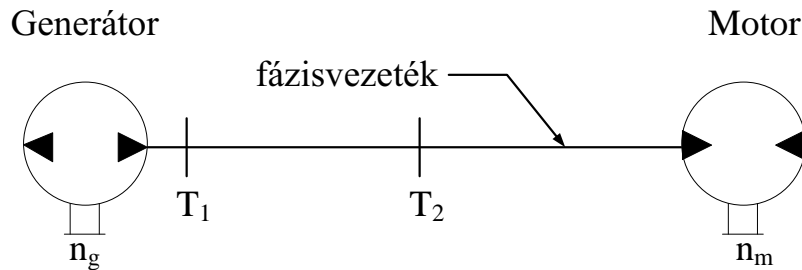
A fázisvezetékben az olaj hőmérsékletét kétféleképpen vizsgáltuk meg. Az egyik mérésorozathoz az eltelt idő függvényében a fázisvezeték elején és közepén lett regisztrálva a pillanatnyi hőmérséklet. A mért értékeket a cső felszínéhez rögzített hőmérséklet-érzékelőkkel regisztráltuk, melynek elrendezését a 63. ábra mutatja.



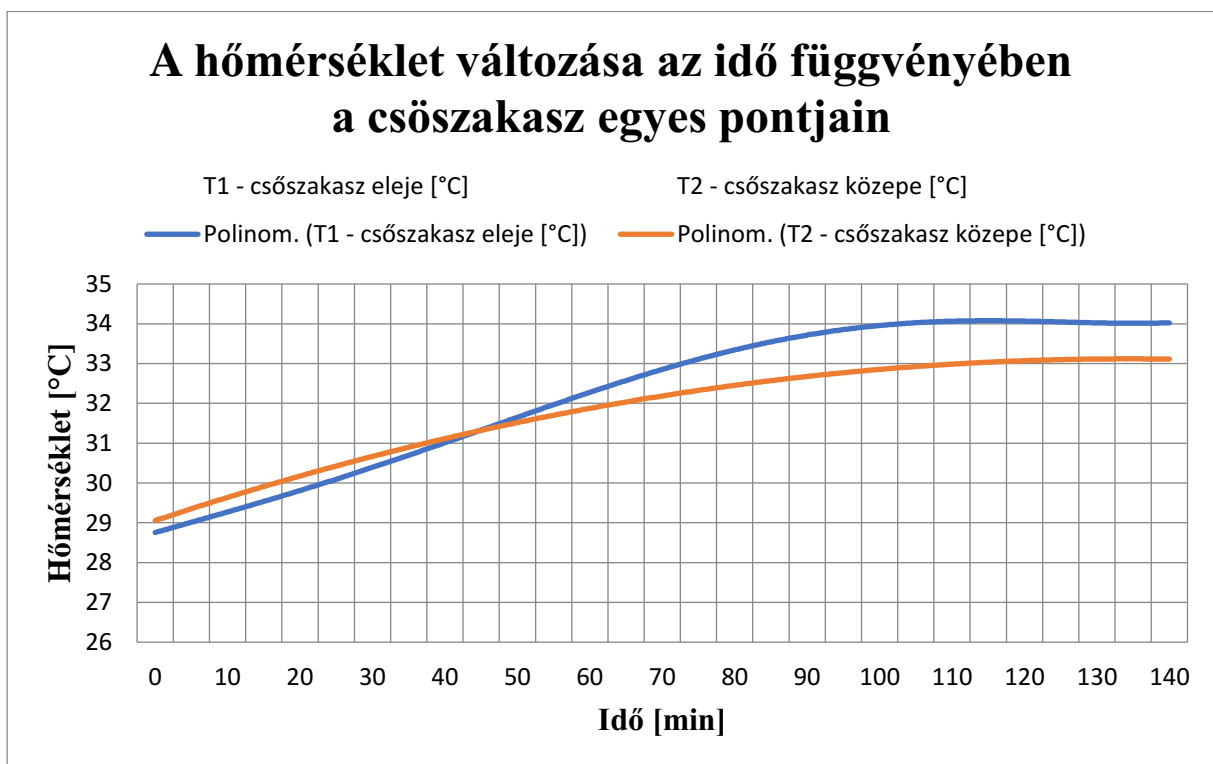
63. ábra. *A fázisvezeték mentén keletkező hőmérséklet mérése.*

A vizsgálat elején a fázisokban található hidraulikaolaj hőmérséklete egységesen 29 °C volt a csőszakaszok teljes hosszán, majd 5 perccel később a fázisvezeték elején emelkedni kezdett a folyadék hőmérséklete. Az idő elteltével a fázisvezeték elején – közvetlenül a csatlakozási pont

után - 1-2 °C-kal magasabb értéket mutatott a hőmérő, a fázisvezeték közepéhez képest. Az így elvégzett mérés hőmérőinek elrendezését a 64. ábra, és eredményét a 65. ábra mutatja.

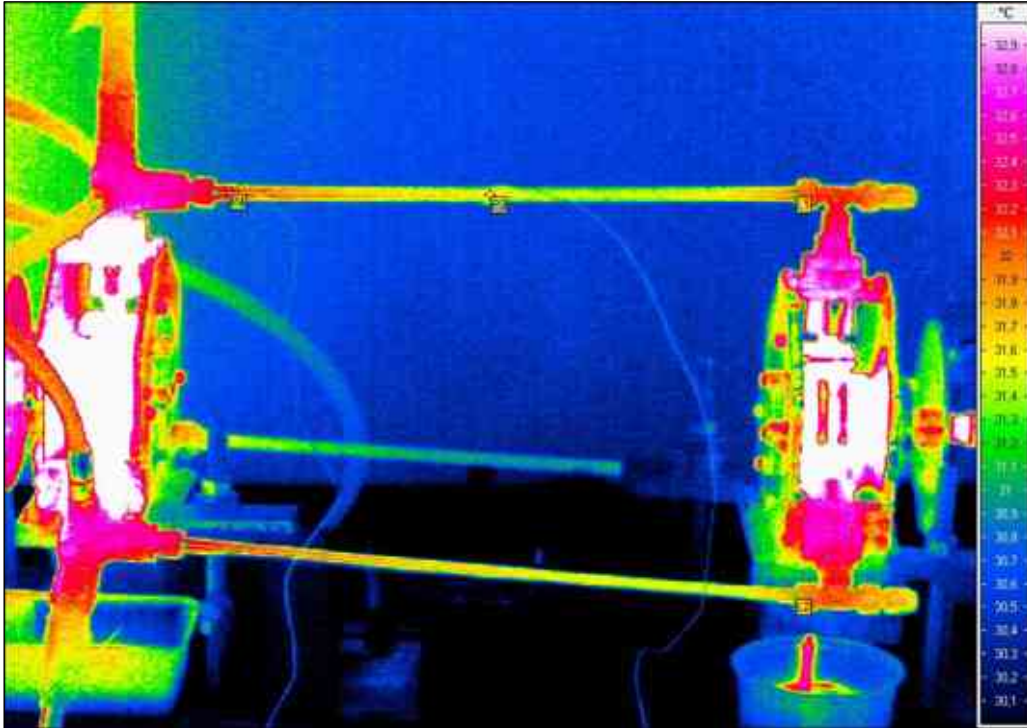


64. ábra. A fázisvezetéken elhelyezett hőelemek helyzete.



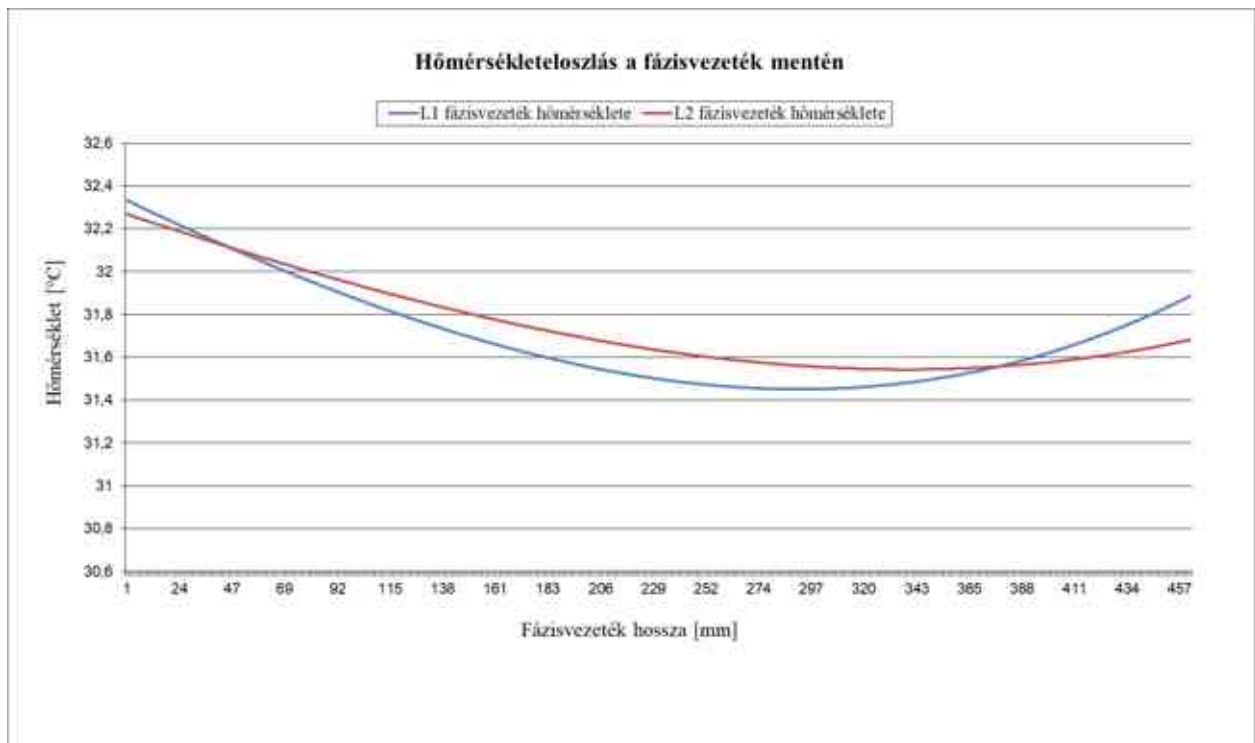
65. ábra. A hőmérséklet változása az idő függvényében.

A másik mérési módszer alkalmazásával egy pillanatnyi, hőkamerás felvétel segítségével állapítottuk meg a hőmérséklet eloszlását a fázisvezetékek teljes hosszán. A hőkamerás kép az első méréssorozat 55. percében készült. Jól látható, hogy a mért értékek közel azonosak. Az előző méréseknél a kiértékelő műszerünk csak egész számok kijelzésére volt alkalmas, de számunkra - első megközelítésben - csak az eltérés mértéke volt a fontos, illetve, hogy az idő elteltével mekkora léptékben emelkedik a hidraulikaolaj hőmérséklete. A szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásról készült hőkamerás felvételt a 66. ábra mutatja.



66. ábra. A hőmérséklet eloszlása a fázisvezetékben.

A 66. ábra alapján elkészítettük az L1 (felső) és L2 (alsó) fázisvezeték hőmérséklet alakulásának diagramját, amelyet a 67. ábra mutat.



67. ábra. A fázisvezeték teljes hosszán kialakuló pillanatnyi hőkép.

A 67. ábra alapján megállapíthatjuk, hogy a csőszakasz elején (VHG-hez legközelebb eső rész) és végén (VHM-hez legközelebb eső rész) magasabb a hőmérséklet, mint a két pont által meghatározott egyenes felezőpontjában. Ez a jelenség egyrészt annak köszönhető, hogy ez a szakasz átveszi a hidraulikus dugattyú és a hengercső fala közötti súrlódásból származó hőmennyiséget, másrészt a fázisvezeték két végén nagyobb a folyadékrészecskék elmozdulása (közel van a pulzáló mozgást végző hidraulikus dugattyúhoz), mint a fázisvezeték közepén. A jelenség magyarázatához az alábbiakra van szükségünk.

Viszkózus folyadék áramlásánál, amelyben a folyadékrészek alakváltozást szenvednek el, az áramlás fenntartásához folyamatosan energia-bevezetésre van szükség. Másképp fogalmazva, az ilyen áramlásban az energia egy része, a deformáció-sebességekkel arányos feszültségek által végzett deformáció-munka állandóan hővé alakul. Ezt a folyamatot nevezzük disszipációnak [25].

A rendszerben felhasznált hidraulikaolaj típusa: MOL Hydro HM 46. A nagy terhelés mellett működő hidraulikus berendezések általános célú munkafolyadék, ahol az üzemi hőmérséklet közepesen magas. Kifejezetten előnyös régebbi tervezésű hidraulikus rendszerekhez, ahol a szivárgás problémát jelent és ahol megfelelő átfogó védelemre van szükség. A MOL Hydro HM 46 hidraulikaolaj minden olyan berendezésben alkalmazható, ahol a gépkönyvi előírás korróziógátló-, oxidációgátló és/vagy kopáscsökkentő hatású ásványolajat ír elő. Az általános kopáscsökkentő hatású hidraulikaolaj, az ipari és mobil hidraulikus rendszerek széles köre számára nyújt megbízható működést. Nagy finomítási fokú alapolajokból és kiegyensúlyozott összetételű, oxidáció-, kopás-, korrózió és habzásgátló hatású adalékokkal előállított hidraulikaolaj. Jó hő- és hidrolitikus stabilitással rendelkezik, ennek következtében kevesebb lerakódás és hosszabb ideig tartó zavartalan üzemvitel érhető el. Úgy került kifejlesztésre, hogy kiváló kopásgátló hatása révén védje a dugattyús, lapátos és fogaskerék szivattyúkat. A gondosan megválasztott adalékok gyors levegőelválást és alacsony habzási hajlamot eredményeznek. A MOL Hydro HM 46 acél és színesfémekkel, valamint a hidraulikus rendszerekben általánosan használt tömítőanyagokkal összeférhető.

Főbb paramétereit a 10. táblázat és a 11. táblázat mutatja.

**10. táblázat.** A MOL Hydro HM 46 minőségi jellemzői.

<i>Minőségi jellemzők</i>	<i>Tipikus értékek</i>
Sűrűség 15°C [g/cm <sup>3</sup> ]	0,875
Kinematikai viszkozitás 40°C-on [mm <sup>2</sup> /s]	44,5
Kinematikai viszkozitás 100°C-on [mm <sup>2</sup> /s]	6,5
Viszkozitási index	94
Folyáspont [°C]	-27
Lobbanáspont (Cleveland) [°C]	225

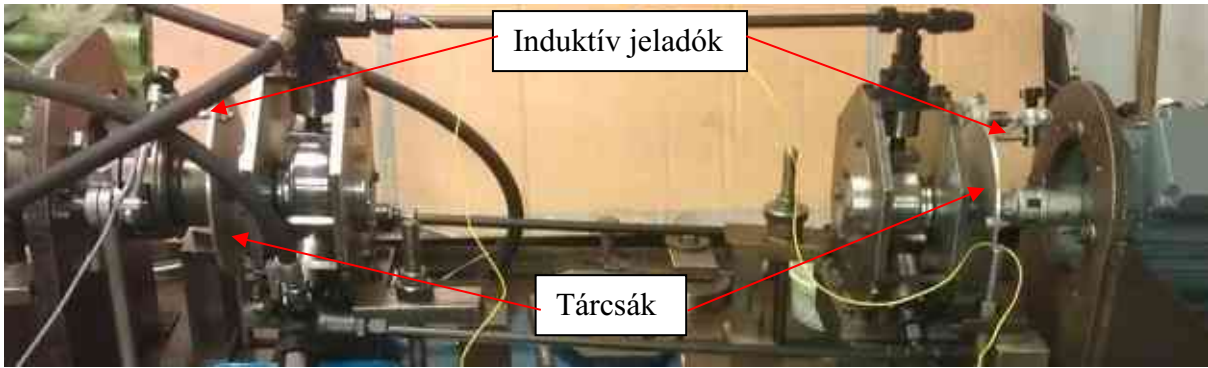
**11. táblázat.** A MOL Hydro HM 46 hidraulikaolaj fizikai és kémiai tulajdonságai.

<b>Megjelenés:</b>	
Halmazállapot	folyékony
Szín	sárga, fényes, tiszta
Szag	jellemző, nem kellemetlen szagú ásványolaj
<b>Állapotváltozás:</b>	
Folyáspont (ISO 2176):	jell. érték -27°C
<b>További jellemzők:</b>	
Lobbanáspont (COC) (EN ISO 2592)	225°C
Robbanási tulajdonságok	nem robbanásveszélyes
Oxidálási tulajdonságok	nem oxidál
Gőznyomás 20°C	elhanyagolható
Sűrűség 15°C (EN ISO 12185)	0.865–0.885g/cm <sup>3</sup>
Fűtési érték	inf. 38 000 kJ/kg

#### 5.4. Terhelési szög mérése

A váltakozó áramú hidraulikus hajtásoknál, amikor a hidrogenerátort meghajtjuk, a hidromotor üresjárásban is kis késéssel indul el. Ezt a jelenséget terhelési szögnek nevezzük. Ez azért van, mert üresjárásban is fellépnek terhelések, amelyhez fel kell épülnie az indításhoz szükséges megfelelő nagyságú nyomatékknak, amely a nyomás növekedésével tud kialakulni. Ezt a késést úgy lehet megvizsgálni, hogy a hidrogenerátor és hidromotor egymáshoz képest viszonyított szöghelyzetét megmérjük. Minél nagyobb a terhelés, annál nagyobb lesz a szögeltérés a hidrogenerátor és a hidromotor tengelyei között. Ennek az eltérésnek a mértékét úgy tudtam meghatározni, hogy a hidrogenerátor és a hidromotor tengelyeire egy tárcsát helyeztem el egy-egy induktív jeladóval (68. ábra). A két jel közötti időeltérésekből meg tudtam határozni a terhelési szöget.



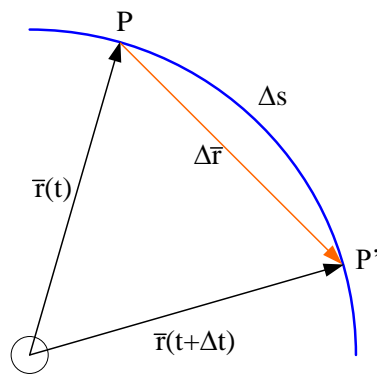


68. ábra. Az induktív jeladók elhelyezése a kísérleti berendezésen.

Az induktív jeladó  $\Delta t$  idő alatt P pontból a körív mentén P' pontba jut (69. ábra).

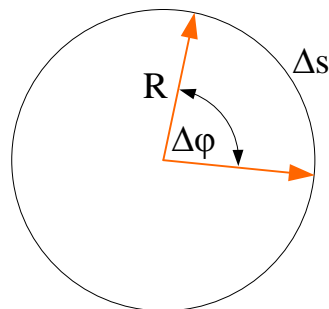
A  $\Delta s$  - a megtett út (körív),

$\Delta \vec{r}$  - az elmozdulás vektor (húr).



69. ábra. Az induktív jeladó elmozdulása.

Egyenletes körmozgás esetén a szögelfordulás egyenletesen változik az idővel (periodikus mozgás). A  $\Delta t$  időhöz tartozó szögelfordulás:  $\Delta \varphi$  (70. ábra).



70. ábra. Induktív jeladó egyenletes körmozgása.

A hozzátartozó körív (út):  $\Delta s = R\Delta \varphi$ . Az egyenletes körmozgás miatt:  $\Delta \varphi \sim \Delta t$ .

Így a  $t$  idő alatti szögelfordulás:

$$\Delta\varphi = \varphi_0 + \omega t. \quad (5.19)$$

A teljes körülforduláshoz szükséges idő  $\varphi = 2\pi$ . Így adódik, hogy

$$T = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (5.20)$$

A kísérlet során három paramétert tudtam megmérni, egyik a hidrogenerátor és a hidromotor tengelyének fordulatszám (frekvenciája), az induktív jeladó és a tengely középvonalának távolsága (sugár), és a két induktív jeladó által kibocsátott jel közötti időeltérés. A mérési eredményeket a 12. táblázat mutatja.

**12. táblázat.** Különböző terhelések estén a terhelési szög nagyságának átlagértéke merev és rugalmas fázisvezetékek esetén.

Fordulatszám [1/min]	60	120	240
Terhelés [Nm]	30	40	50
Terhelési szög [°] merev fázistér	19	26	36
Terhelési szög [°] rugalmas fázistér	17	26	34
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] merev fázistér esetén	27	38	54
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] rugalmas fázistér esetén	24	38	51
Excentricitás [mm]	6	6	6

Fordulatszám [1/min]	60	120	240
Terhelés [Nm]	30	40	50
Terhelési szög [°] merev fázistér	14	22	30
Terhelési szög [°] rugalmas fázistér	13	20	29
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] merev fázistér esetén	20	32	45
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] rugalmas fázistér esetén	18	29	44
Excentricitás [mm]	10	10	10

Fordulatszám [1/min]	60	120	240
Terhelés [Nm]	30	40	50
Terhelési szög [°] merev fázistér	10	17	26
Terhelési szög [°] rugalmas fázistér	8	15	25
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] merev fázistér esetén	14	25	39
Kiesés a szinkronhelyzetből [°] rugalmas fázistér esetén	11	22	38
Excentricitás [mm]	14	14	14

A mérések alapján megállapítottam, hogy a terhelési szögek a különböző excentricitási értékektől, pontosabban az  $\frac{R}{e}$  viszonyszámtól is függenek. Megfigyelhető, hogy a rugalmas fázisvezetékekkel a rendszerbe bevitt kapacitív ellenállás hatására a terhelési szög mértéke csökkent az azonos paraméterek ellenére. A terhelési szög, a veszteségek figyelembevételével a már korábban említett összefüggéssel jó közelítéssel is kiszámítható. A mért és a számított értékek közötti csekély eltérést az összefüggésben lévő, kapacitás értékében szereplő, számítást könnyítő elhanyagolások és a váltakozó áramú olajáramlásból származó, állandóan változó nyomásértékek és térfogatáramok okozzák.

## 6. Tézisek

### 1. Tézis

Elméleti számításokkal bebizonyítottam és mérési eredményekkel is igazoltam, hogy az egyenlőtlen terhelés a váltakozó áramú szinkron hajtás működését instabillá, majd pedig működésképtelenné teszi. A szinkron hajtás egy olyan speciális eset, ahol a hidrogenerátor és hidromotor fordulatszáma megegyezik, azaz  $n_g = n_m$ . Ebből adódóan rugalmas tengelynek is nevezhetjük.

### 2. Tézis

Kísérleti berendezésen végzett mérésekkel bebizonyítottam, hogy a merev (acél csővezeték) fázistérrel rendelkező, váltakozó áramú, szinkron rendszerű hidraulikus hajtással ellentétben, a flexibilis ( hidraulikus tömlő) fázistérrel rendelkező váltakozó áramú, szinkron rendszerű, hidraulikus hajtás azonos beállítások esetén (azonos a hajtó egyenáramú hidromotor fordulatszáma és a fázisdugattyúk löketének hossza), előbb esik ki a szinkronból, azaz a terhelési szöge (a hidrogenerátor és hidromotor egymáshoz viszonyított szöge) kisebb.

### 3. Tézis

Elméleti úton bebizonyítottam, majd kétféle mérési elrendezéssel igazoltam, hogy a fázisvezetékek a rendszerben, mint kapacitív ellenállások vannak jelen. Azaz nyomásnövekedéssel energiát tárolnak, amelyet nyomáscsökkenés esetén (az adott fázis nyelő helyzete esetén) a rendszer számára visszaszolgáltatnak. Az egyes elrendezések többször megismételt mérések esetében is megegyező értéket mutattak.

### 4. Tézis

Mérési eredményekkel bebizonyítottam, hogy a váltakozó áramú, szinkron rendszerű, hidraulikus hajtásnál a fázistérben lévő olaj nem melegszik fel számottevően, terhelés hatására sem. Ennek az az oka, hogy az olaj nagyfokú felmelegedését elsősorban a folyadéksúrlódás okozza, viszont a váltakozó áramú rendszereknél az olaj kismértékű elmozdulása miatt, nem tud kialakulni az egyenáramú rendszerre jellemző parabolikus áramlási kép.

## **7. Fejlesztési lehetőségek a szinkron rendszerű, váltakozó áramú, hidraulikus hajtásnál**

A váltakozó áramú, szinkron rendszerű, hidraulikus rendszereknél - mint bármely más technikai vívmánynál - számos lehetőség van a rendszer továbbfejlesztésére.

Az egyik ilyen lehetőség az, amikor azt szeretnénk elérni, hogy a hidrogenerátor és a hidromotor fordulatszáma ne egyezzen meg. Ebben az esetben hidromotor excenterének geometriai tulajdonságait célszerűen meg lehet változtatni és ennek hatására lassító és gyorsító „áttételt” is létre tudunk hozni.

Az általam kivitelezett rendszer hátrányának tekinthető a résolaj megjelenése a dugattyúk és a hengerfal között. Ezt oly módon lehetne kiküszöbölni, hogy a jelenlegi dugattyúk helyett membránt alkalmaznánk, ami megoldást kínálna a tömítetlenségből származó résolajra. A membrán legnagyobb hátránya, hogy nem képes akkora elmozdulásra (maradó alakváltozás, roncsolódás nélkül), mint a dugattyú.

A váltakozó áramú hajtásoknál is lehet energia-átalakítókat alkalmazni. Amennyiben a hidrogenerátor és a hidromotor technikai paraméterei nem esnek egy nagyságrendbe, akkor hidraulikus transzformátorok közbeiktatása válik szükségessé ugyanis, ha nincs kielégítve a folyadékáram forrás és nyelő egyensúlya, úgy a rendszer az egyenetlenségből származó törvényszerűségek miatt, nem képes az üzemszerű működésre.

## 8. Mérési Mellékletek

[M1.] Üresjárás mérési adatok merev fázisvezetékek esetén  $\left( e = 6\text{mm}, n_g = 80 \frac{1}{\text{min}} \right)$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
6,37664	33,8464	17,2112
6,12608	20,752	28,328
7,76864	11,4496	35,6432
12,27872	7,3216	28,7888
21,18752	6,0352	17,0096
31,73888	6,7744	9,752
31,9616	10,4608	6,9008
21,13184	16,9792	6,5552
11,74976	28,8064	8,1392
7,23968	36,8032	12,4304
6,01472	26,8192	20,7536
6,68288	14,9056	30,776
9,6896	8,704	31,5824
16,20416	6,3136	21,6464
26,9504	6,0448	12,5744
34,02176	7,9936	7,9088
27,39584	13,5904	6,4688
16,00928	21,1456	7,016
8,9936	34,3744	9,8096
6,23744	32,7616	15,9728
5,90336	19,8976	25,9088
7,43456	10,9792	32,6768
11,58272	7,1104	27,032
19,62848	5,9488	16,5776
29,3168	6,8032	9,7808
30,09632	10,6432	6,872
20,49152	16,7488	6,4112
11,72192	27,7408	7,9376
7,21184	35,1232	12,0848
5,81984	25,6096	20,0624
6,3488	14,2528	29,624
9,04928	8,416	30,4592
15,00704	6,2272	21,0992

[M2.] Üresjárás mérési adatok rugalmas fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 6\text{mm}, n_g = 80 \frac{1}{\text{min}} \right)$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
6,315456	28,16016	21,79128
7,017024	15,65088	32,3148
10,17408	9,1392	33,16152
17,014368	6,62928	22,72872
28,29792	6,34704	13,20312
35,722848	8,39328	8,30424
28,765632	14,26992	6,79224
16,809744	22,20288	7,3668
9,44328	36,09312	10,30008
6,549312	34,39968	16,77144
6,198528	20,89248	27,20424
7,806288	11,52816	34,31064
12,161856	7,46592	28,3836
20,609904	6,24624	17,40648
30,78264	7,14336	10,26984
31,601136	11,17536	7,2156
21,516096	17,58624	6,73176
12,308016	29,12784	8,33448
7,572432	36,87936	12,68904
6,110832	26,89008	21,06552
6,66624	14,96544	31,1052
9,501744	8,8368	31,98216
15,757392	6,53856	22,15416
25,842432	6,48816	13,02168
32,711952	8,77632	8,21352
26,98248	14,52192	6,70152
16,371264	22,01136	7,18536
9,472512	34,68192	10,02792
6,52008	32,61552	16,2876
6,052368	19,7736	26,32728
7,601664	11,03424	33,0708
11,811072	7,25424	27,26472
19,908336	6,22608	16,83192

[M3.] Terheléses mérési adatok merev fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 30\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
24,323712	14,93184	56,7672
41,219808	12,49248	34,81296
61,56528	14,28672	20,53968
63,202272	22,35072	14,4312
43,032192	35,17248	13,46352
24,616032	58,25568	16,66896
15,144864	73,75872	25,37808
12,221664	53,78016	42,13104
13,33248	29,93088	62,2104
19,003488	17,6736	63,96432
31,514784	13,07712	44,30832
51,684864	12,97632	26,04336
65,423904	17,55264	16,42704
53,96496	29,04384	13,40304
32,742528	44,02272	14,37072
18,945024	69,36384	20,05584
13,04016	65,23104	32,5752
12,104736	39,5472	52,65456
15,203328	22,06848	66,1416
23,622144	14,50848	54,52944
39,816672	12,45216	33,66384
59,22672	14,46816	19,99536
60,922176	22,9152	14,1288
41,921376	35,112	13,34256
24,265248	57,67104	16,548
14,969472	71,46048	25,25712
12,046272	51,5424	41,9496
12,981696	28,82208	61,12176
18,477312	17,14944	61,72656
30,57936	12,89568	42,5544
49,989408	13,0368	25,19664
63,02688	17,79456	16,00368
51,801792	29,44704	13,2216
31,631712	44,688	14,4312
18,418848	68,75904	20,29776



[M4.] Terheléses mérési adatok merev fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 40\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
17,4165936	84,822528	29,184792
14,0549136	61,847184	48,450696
15,332352	34,420512	71,54196
21,8540112	20,32464	73,558968
36,2420016	15,038688	50,954568
59,4375936	14,922768	29,949864
75,2374896	20,185536	18,891096
62,059704	33,400416	15,413496
37,6539072	50,626128	16,526328
21,7867776	79,768416	23,064216
14,996184	75,015696	37,46148
13,9204464	45,47928	60,552744
17,4838272	25,378752	76,06284
27,1654656	16,684752	62,708856
45,7891728	14,319984	38,713416
68,110728	16,638384	22,994664
70,0605024	26,35248	16,24812
48,2095824	40,3788	15,343944
27,9050352	66,321696	19,0302
17,2148928	82,179552	29,045688
13,8532128	59,27376	48,24204
14,9289504	33,145392	70,290024
21,2489088	19,721856	70,985544
35,166264	14,830032	48,93756
57,4878192	14,99232	28,976136
72,480912	20,463744	18,404232
59,5720608	33,864096	15,20484
36,3764688	51,3912	16,59588
21,1816752	79,072896	23,342424
14,660016	72,326352	37,739688
13,7859792	43,62456	59,996328
17,34936	24,544128	73,141656
27,0309984	16,290624	58,953048
45,587472	14,343168	36,487752
66,9005232	16,986144	22,090488

[M5.] Terheléses mérési adatok merev fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 50\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
93,46272	25,0752	23,4672
77,0928	41,4912	19,1472
46,77504	62,8896	20,5296
27,06432	99,0912	28,6512
18,6288	93,1872	46,536
17,29248	56,496	75,2208
21,71904	31,5264	94,488
33,74592	20,7264	77,8992
56,88096	17,7888	48,0912
84,6096	20,6688	28,5648
87,03168	32,736	20,184
59,88768	50,16	19,0608
34,66464	82,3872	23,64
21,38496	102,0864	36,0816
17,20896	73,632	59,928
18,54528	41,1744	87,3168
26,39616	24,4992	88,1808
43,6848	18,4224	60,792
71,41344	18,624	35,9952
90,0384	25,4208	22,8624
74,00256	42,0672	18,888
45,18816	63,84	20,616
26,31264	98,2272	28,9968
18,2112	89,8464	46,8816
17,12544	54,192	74,5296
21,552	30,4896	90,8592
33,57888	20,2368	73,2336
56,6304	17,8176	45,3264
83,10624	21,1008	27,4416
83,94144	33,5424	20,0976
57,4656	50,9952	19,4064
33,49536	83,2512	24,6768
20,80032	99,7248	38,2416
16,9584	70,32	62,8656
18,6288	39,1872	87,2304

[M6.] Terheléses mérési adatok flexibilis fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 30\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
44,0174448	36,8676	14,009688
25,4785104	60,554592	17,3754
15,7179456	75,033504	26,519976
12,6485856	54,11952	44,04708
13,6307808	30,263184	64,177848
19,4011776	18,006912	64,812888
32,108328	13,540464	44,68212
52,4888784	13,68864	26,456472
66,178224	18,684288	16,803864
54,3918816	30,919392	13,88268
33,2132976	46,9224	15,15276
19,3397904	72,196992	21,312648
13,385232	66,037104	34,457976
12,5871984	39,83112	54,779256
15,84072	22,409856	66,781512
24,6804768	14,874048	53,826696
41,623344	13,095936	33,314904
61,0830864	15,509088	20,169576
61,6969584	24,653664	14,771736
42,237216	37,481472	14,263704
24,6190896	61,189632	18,137448
15,2882352	73,297728	28,107576
12,464424	51,6852	46,206216
13,692168	28,802592	64,114344
19,6467264	17,414208	60,748632
32,3538768	13,349952	40,617864
51,9977808	13,752144	24,233832
63,5999616	19,276992	16,168824
51,0769728	32,020128	14,136696
31,2489072	48,806352	16,232328
18,5417568	73,213056	23,535288
13,3238448	64,28016	38,96676
12,8327472	38,13768	60,621624
16,5773664	21,62664	68,369112
26,2151568	14,683536	50,715

[M7.] Terheléses mérési adatok flexibilis fázisvezetékek esetén

$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 40\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
14,6121456	47,73912	63,561576
18,3525888	26,639808	79,84236
28,5153024	17,513808	65,824824
48,0644112	15,031536	40,637064
71,495112	17,465136	24,137256
73,5417696	27,66192	17,05548
50,6050896	42,3852	16,106376
29,2916208	69,617184	19,9758
18,0702912	86,263008	30,488952
14,5415712	62,21904	50,63916
15,6707616	34,792368	73,782696
22,3047552	20,701824	74,512776
36,913656	15,566928	51,36924
60,3443568	15,73728	30,415944
76,082448	21,480576	19,318728
62,5321632	35,546784	15,96036
38,1839952	53,9448	17,42052
22,2341808	83,001984	24,502296
15,388464	75,920208	39,614952
14,4709968	45,79224	62,977512
18,21144	25,763712	76,776024
28,3741536	17,100096	61,882392
47,852688	15,055872	38,300808
70,2247728	17,830176	23,188152
70,9305168	28,343328	16,982472
48,558432	43,090944	16,398408
28,3035792	70,347264	20,851896
17,5762704	84,267456	32,314152
14,329848	59,4204	53,121432
15,741336	33,113184	73,709688
22,5870528	20,020416	69,840264
37,1959536	15,347904	46,696728
59,7797616	15,810288	27,860664
73,1183232	22,161984	18,588648
58,7211456	36,812256	16,252392

[M8.] Terheléses mérési adatok flexibilis fázisvezetékek esetén

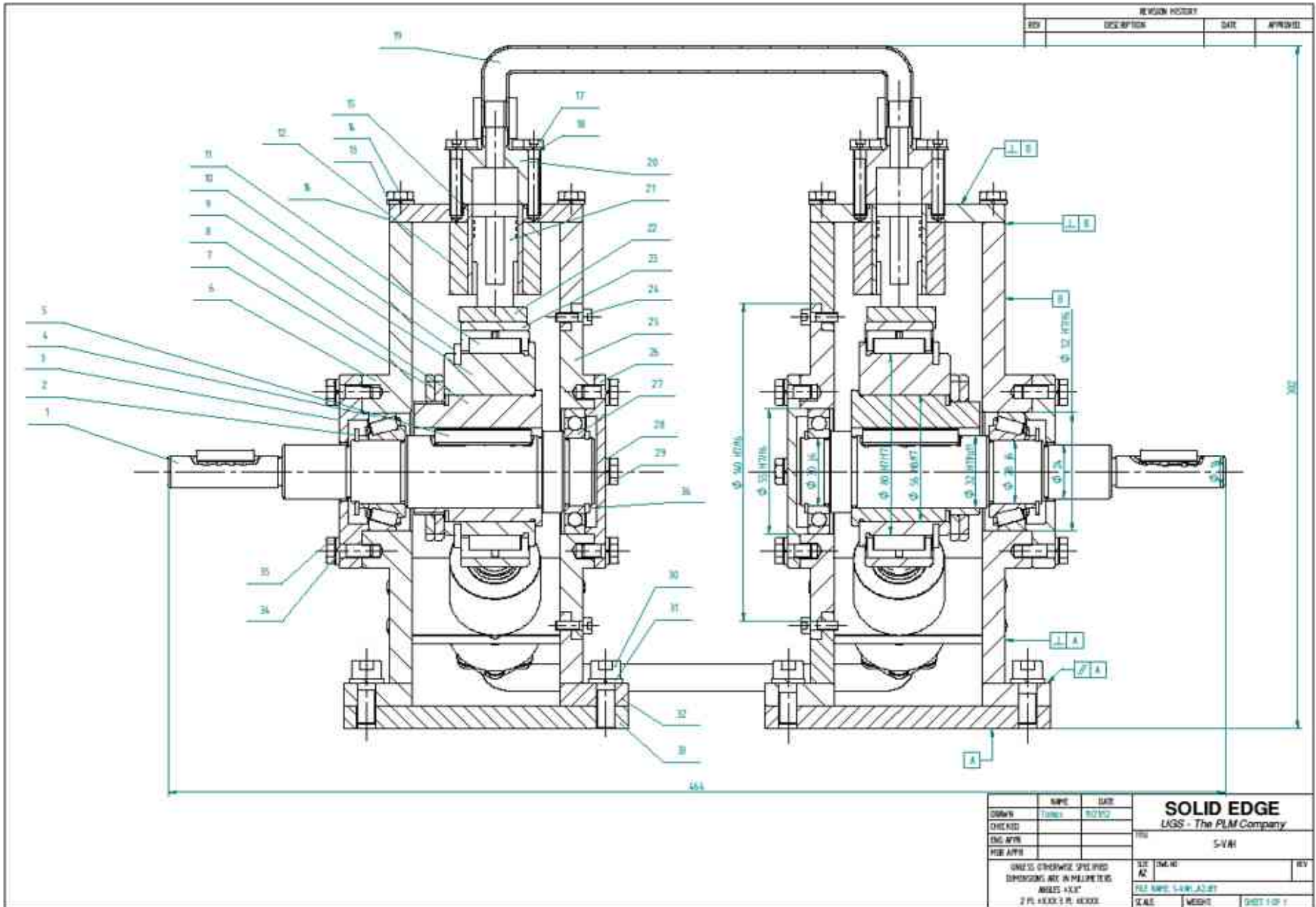
$$\left( e = 10\text{mm}, n_g = 160 \frac{1}{\text{min}}, M = 50\text{NM} \right).$$

File comment:		
S-VAH_100_1FNY	S-VAH_100_2FNY	S-VAH_100_3FNY
[bar]	[bar]	[bar]
1. fázisnyomás	2. fázisnyomás	3. fázisnyomás
49,113792	66,03408	21,55608
28,417536	104,04576	30,08376
19,56024	97,84656	48,8628
18,157104	59,3208	78,98184
22,804992	33,10272	99,2124
35,433216	21,76272	81,79416
59,725008	18,67824	50,49576
88,84008	21,70224	29,99304
91,383264	34,3728	21,1932
62,882064	52,668	20,01384
36,397872	86,50656	24,822
22,454208	107,19072	37,88568
18,069408	77,3136	62,9244
19,472544	43,23312	91,68264
27,715968	25,72416	92,58984
45,86904	19,34352	63,8316
74,984112	19,5552	37,79496
94,54032	26,69184	24,00552
77,702688	44,17056	19,8324
47,447568	67,032	21,6468
27,628272	103,13856	30,44664
19,12176	94,33872	49,22568
17,981712	56,9016	78,25608
22,6296	32,01408	95,40216
35,257824	21,24864	76,89528
59,46192	18,70848	47,59272
87,261552	22,15584	28,81368
88,138512	35,21952	21,10248
60,33888	53,54496	20,37672
35,170128	87,41376	25,91064
21,840336	104,71104	40,15368
17,80632	73,836	66,00888
19,56024	41,14656	91,59192
28,066752	24,87744	86,78376
46,219824	19,07136	58,02552

## 8.1.A kísérleti berendezés darabjegyzéke és összeállítási rajza

19	3	Hidr. cső										
18		Rugós alátét										
17		Belső k.h.f.cs.										
16	2	Dug ház vész										
15	2	Persely			51CrV4							
14	24	Hatlapfejű cs.	M 6 x 15									
13	24	Rugós alátét	Ø 6									
12	2	Henger										
11	2	SKF RNA 4914	Ø100 x 30									
10	2	Rögzítőgy. 2	Ø80-hoz									
9	2	Excenter 2	Ø90 x 40		42CrMo4							
8	2	Excenter 1	Ø60 x 56									
7	2	Rögzítőanya	Ø80 x 4									
6	2	Ház bal	212 x 22		S235							
5	2	Retes közép			E335							
4	2	SKF 320/28X	Ø52 x 16									
3	2	Bal csap. fed.	Ø85 x 13		S235JR							
2	2	Rögzítőgy. 1	Ø28-hoz									
1	2	Tengely	Ø36 x 185		C45	2,28	4,54					
Tételszám	Db	Megnevezés	Méret	Rajzszám v. szabványszám	Anyag	Db tömeg	Össz. tömeg	Megjegyzés				
Vetési mód:					Méret arány:		Anyag:		Tömeg:		Magnevezés:	
Nem jelölt ráírások:					Név:		Neptun:		Rajzszám:		A-VAH	
ISO 2768-m szerint					Fekete Tamás				2012/1			
1												

38	2	Távtartó	Ø32 x 4					
37	2	Papíralátét						
36	2	Rögzítőgy. 3						
35	8	Hatlapfejű Cs.	M 6 x 15					
34	8	Rugós alátét	Ø 6					
33	2	Talapzat	164 x 125 x 10					
32	4	Ház talp	164 x 30 x 10					
31	12	Rugós alátét	Ø 8					
30	12	Belső k.h.f.cs.	M 8					
29		Csavar						
28		Alátét						
27	2	SKF 16006	Ø55 x 9					
26	2	Ház jobb cs.f.	Ø85 x 9		S235			
25	2	Ház jobb betét	Ø148 x 10(?)		S235			
24	8	Belső k.h.f.cs.	M 4					
23	2	Csapágygyűrű	Ø108 x 30					
22	6	Papucs						
21	6	Dugattyú	Ø20 x 40		51CrV4			
20	2	Hengerfej						
<b>Tételszám</b>	<b>Db</b>	<b>Megnevezés</b>	<b>Méret</b>	<b>Rajzszám v. szabványszám</b>	<b>Anyag</b>	<b>Db tömeg</b>	<b>Össz. tömeg</b>	<b>Megjegyzés</b>
Vetési mód:		Méret arány:	Anyag	Tömeg:	Megnevezés:			
					<b>A-VAH</b>			
Nem jelölt türesek:			Név:	Neptun:	Rajzszám:			
<b>ISO 2768-m szerint</b>			<b>Fekete Tamás</b>		<b>2012/1</b>			
2								



DATE	NAME	DATE	SOLID EDGE	
02/04/23	Tommy	02/01/23	LGS - The PLM Company	
02/04/23			5-VH	
02/04/23			SIZE: 5/8" H	REV
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES IN DEGREES			FILE NAME: LGS-ASSET	
2 PL. XXXXX.R. XXXXX			SCALE	WEIGHT
				SHEET 1 OF 1



## 9. Irodalomjegyzék

- [1] Bergeron, L.: Du comp de belier en hydraulique. An comp de fondre electricité. Paris, 1950.
- [2] Constantinescu, G.: Theory of wave Transmission. England, 1922Constantinescu G.: Sonics. Trans. Soc. of Engineers, London, June 1959.
- [3] Petrescu, R. V. V.; Aversa, R.; Apicella, A.; Mirsayar, M.; Kozaitis, S.; Lebdeh, T.; Petrescu, F. I. T.: George (Gogu) Constantinescu. American Journal of Engineering and Applied Sciences. ISSN Print: 1941-7020, p. 965-979, 2017.
- [4] Lukács J.; Fűrész F.; Harkay G.; Kröell Dulay I.: Hidraulikus rendszerek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1977., ISBN: 9631017109.
- [5] Kröell Dulay I., Lukács J.: Fundamentals of Hydraulic Power Transmission (Studies in Industrial Engineering). North-Holland (August 1, 1988), ISBN-10: 0444989730
- [6] Schlösser W. M. J.: Hydraulische werktuigen in de techniek. Dutch, Waltman, 1959.
- [7] Péter József: Géptervezés alapjai. Miskolc: Miskolci Egyetemi Kiadó, 402 p. dokumentum típusa: Könyv/Szakkönyv, 2008
- [8] Czupy, I.; Horváth, B.; Lukács, J.: Talaj-gyökér kapcsolat lazítása váltóáramú hidraulikus kísérleti berendezéssel. PNEU-HIDRO konferencia kiadványa. Miskolc, 2004. p. 67-71.
- [9] Czupy, I.; Lukács, J.: A váltakozó áramú hidraulikus hajtás alkalmazása rezgőmozgás létrehozására. Pneumatika, hidraulika, hajtástechnika, automatizálás. 2005. p. 57-59.
- [10] Czupy, I.; Váltakozó áramú hidraulikák elméleti és konstrukciós kérdései: Constructional and Theoretical Issues of Alternating-current Hydraulic Drives. XXXII. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás. Gödöllő 2008: p. 60-64.
- [11] Czupy, I.: Váltakozó áramú hidraulikus tuskólazító berendezés elméleti és konstrukciós kérdései. Doktori (PhD) értekezés. Sopron-Miskolc 2006.
- [12] Czupy I., Lukács J.: Tuskólazítás váltakozó áramú hidraulikus berendezéssel. MTA Agrár Műszaki Bizottsága Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás. Nr. 28. Gödöllő, 2004. pp. 255-258.
- [13] Czupy I., Horváth B., Lukács J.: Application of alternating-current hydraulics to develop stumplifting machinery. Hungarian Agricultural Engineering 14/2001. p 64-66.
- [14] Czupy I., Horváth B., Lukács J.: Development research of AC hydraulic energy transfer. Hungarian Agricultural Engineering 13/2000. p 74-75.
- [15] Czupy I. - Dr. Horváth B., Eine forstliche Anwendung des hydraulischen Antriebes mit Wechselströmung der Flüssigkeit. Treffen der Sektion Forsttechnik des Verbandes Deutscher Forstlicher Versuchsanstalten Sopron, 2002. március 6-8. Tagungsbericht S. 140-144.

- [16] Czupy I., Horváth B., Lukács J.: Konstruktions- und theoretische Fragen des forstlichen Wurzelstockziehers mit hydraulischem Antrieb. Trends of wood working, forest and environmental technology development and their applications in manufacturing process. International Science Conference Zvolen, 2001. Section 1. pp 287-291.
- [17] Kröell Dulay, I.: Hidraulika, pneumatika a XX. században Magyarországon, Szocio Produkt Kft., Miskolc, 2001.
- [18] Lukács, J.: Váltakozó áramú hidraulikus hajtások elméleti és konstrukciós kérdései. Kandidátusi értekezés. Miskolc, 1976.
- [19] Lukács, J.; Erdélyi, J.: Váltakozó áramú hidrogenerátorok (VHG) elméleti és konstrukciós kérdései, Tavaszi Szél, Kaposvár, 2006.
- [20] Lukács, J.; Erdélyi, J.: A váltakozó áramú hidrogenerátor fázisdugattyúinak működtetési és konstrukciós kérdései. Pneumatika, hidraulika, hajtástechnika, automatizálás IX. Évfolyam, 2005. 60-63 oldal.
- [21] Erdélyi, J.: Váltakozó áramú hidraulikus aszinkron (A-VAH) hajtás (p. 113-116), OGÉT 2006. XIV. Nemzetközi Gépész Találkozó. Marosvásárhely. Románia.
- [22] Erdélyi, J.: Ph.D. értekezés – Váltakozó áramú hidraulikus aszinkron hajtások tervezési és konstrukciós kérdései, teljesítmény illetve mozgás átviteli tulajdonságainak vizsgálata, Miskolc, 2012
- [23] Lukács J., Erdélyi J.: Váltakozó áramú hidrogenerátor (VHG) működtető excenter tárcsáinak kiegyensúlyozási módszerei. GÉP Műszaki folyóirat LVII. 2006/8-9. Géptervezők és Termékfejlesztők XXII. Országos szemináriuma. (p. 54-57)
- [24] Erdélyi J.: Váltakozó áramú hidraulikus aszinkron (A-VAH) hajtás. OGÉT 2006. XIV. Nemzetközi Gépész Találkozó. Marosvásárhely. Románia. (p. 113-116)
- [25] Lukács J., Erdélyi J.: A fázisdugattyúk berágódásának kérdése, váltakozó áramú hidrogenerátoroknál. Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma. 2005. november 10-11.
- [26] Gruber, J.; Blahó, M.: Folyadékok mechanikája, 7. javított kiadás, Tankönyvkiadó, Budapest, 1971.
- [27] Hibi, A.: Three phase Altemating Current Hydraulic Automatic Power Transmission Part2. Power. October 1979, p. 435-439.
- [28] Hibi, A.: Three phase Altemating Current Hydraulic Automatic Power Transmission Part3. Power. November 1979, p. 481-482.
- [29] Hibi, A.: Three phase Altemating Current Hydraulic Automatic Power Transmission Part4. Power. December 1979, p. 521-526.
- [30] Hibi, A.: Three phase Altematmg Current Hydraulic Automatic Power Transmission Part1. Power. September 1979, p. 411-413.

- [31] Lukács, J.; Breznai, A.: Háromfázisú váltakozóáramú szinkron rendszerű hidrosztatikus hajtások dinamikai vizsgálata és szimulációja. MicroCAD. Miskolci Egyetem, 1996.
- [32] Lukács, J.; Breznai, A.: Synchronized Alternating Current Hydrostatic Power Transmission Internationala a Specialistilor in Domeniul hidropneumaticii, Nagybánya, Románia, 7-8. 07. 1995.
- [33] Lukács, J.; Smadi, R.: Váltakozó áramú hidraulikus tengelykapcsoló. XIII. Szerszámgép Konferencia és Kiállítás, 1998.
- [34] Lukács, J.; Smadi, R.: Váltakozó áramú hidrosztatikus tengelykapcsoló nyomásgerjesztő és nyomásvevő elemeinek szinkronhelyzete és annak kísérleti mérése. Magyar Tudomány Napja, Doktori Fórum, Miskolci Egyetem 1998.
- [35] Lukács, J.: Váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitel berendezéseinek illesztése hidraulikus transzformátor segítségével. Pneu-Hidro '84 Konferencia, Győr, 1984. 94
- [36] Lukács, J.: Szabadalom; lajstromszám: 3148.
- [37] Fekete Gy.: Egyszerű hidrosztatikus hajtások építése. Mezőgazdasági kiadó, Budapest 1982. ISBN: 963-231-442-5
- [38] Fekete Gy.: Háromfázisú váltóáramú hidrosztatikus energiaátvitel. Gépgyártástechnológia 19. évf. 10. sz., Miskolc 1979 (o. 434-435)
- [39] Pattantyús, Á. G.: Gyakorlati Áramlástan. Tankönyvkiadó, Budapest, 1951.
- [40] Ponomarjov, Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben c. kötet. Rezgések Ütések. Budapest, Műszaki Könyvkiadó 1966.
- [41] Prikryl, I.: Hibrid váltakozó áramlású hidraulikus mechanizmusok és alkalmazási területük. Pneu-Hidro '84 Konferencia, Győr, 1984., p. 259-269.
- [42] Prikryl, I.: Hybride hydraulische Mechanismen mit Wechselstrom der Flüssigkeit. Hydraulika, 1982/1. S. 14. Bratislava, 1982.
- [43] Prokes, J.: Fázisvezérlés, új módszer a váltakozó áramú hidraulikában Pneu-Hidro '84, Kollokvium, Győr, 1984, p. 268-279.
- [44] Prokes, J.: Néhány probléma a váltakozó áramú hidraulika fejlesztése és alkalmazása terén, Pneu-Hidro '75 Konferencia, Győr, 1975.
- [45] Prokes, J.: Der hydrostatische Antrieb als System für die Informationsübertragung. Ölhydraulik und Pneumatik. 7,8, 1969.
- [46] Prokes, J.: Hydrostatische Antriebe mit Standardelementen. Mainz, Krausskopf-Verlag GmbH., 1968
- [47] Smadi, R.: Váltakozó áramú hidrosztatikus tengelykapcsoló elméleti és konstrukciós kérdései. Miskolci Egyetem Doktori Fórum. Miskolc 1997.

- [48] Smadi, R.: Self-locking phenomenon of the alternating-current hydraulic driver clutch engine unit phase pistons and their compression receiver disks interlocking with them, 6th International Scientific Conference “Achievements in the Mechanical and Materials Engineering”, Miskolc, 1-3 December 1997, pp. 238-242.
- [49] Smadi R.: Váltakozó áramú hidraulikus tengelykapcsoló konstrukció és elméleti kérdései. Doktori (PhD) értekezés. Miskolc 1998.
- [50] Smadi, R., Lukács, J.: Konsequenzen der Abweichung des theoretischen Sinuscharakters der Flüssigkeit – Induktions-scheibe auf den Phasendruck bei hydraulischen Wechselstromantrieben, Anlagen, Miskolci Egyetem Közleményei, 1998.
- [51] Smadi, R.: Váltakozó áramú hidraulikus tengelykapcsoló, XIII. Szerszámgép Konferencia, Miskolc, 1998. október 26-27., pp. 189-192.
- [52] Wikipédia – Perachora kerék; Armilláris gömb
- [53] Kozák, I.: Vékony falú cső korlátozott rugalmas-képlékeny alakváltoása belső nyomás hatására. Kandidátusi értekezés. Miskolc 1960.
- [54] Kármán, T., Maurice, A., B.: Matematikai módszerek, műszaki feladatok megoldására. 2. kiadás. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1967.
- [55] Valasek, I.: Tribológiai kézikönyv. Tribotechnik Kft., Budapest, 1996.
- [56] Valasek, I.: A tribológia alapjai. Tribotechnika Kft., Budapest, 2002.
- [57] Budinszki. J.: Gépelemek kenése. Tribotechnika Kft., Budapest 2003.
- [58] Gál, P.: Járműtribológia. Tribotechnika Kft., Budapest, 2003.
- [59] Székely, E.: Mérések pontosságának megítélése. BME jegyzet, Budapest, 2011.
- [60] Kosolev, V.: Metallográfiai táblázatok - Metallográfiae Tabulki. 2. javított kiadás. Prága, 1991.

## 10. Fontosabb publikációk az értekezés témájában

### Külföldi folyóiratban megjelent lektorált szakcikk

- [FT 1] Fekete, T.: The alternating current synchronous hydraulic drive. ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara - International Journal of Engineering, Tome XII [2014] - Fascicule 2 [May], ISSN: 1584-2665 [print]; ISSN: 1584-2673 [online], 2014.
- [FT 2] Fekete, T.: Alternating Current Hydraulic Drive the Possibility of Applying in the Automotive Industry - Vehicle and Automotive Engineering, page:49-57, Springer International Publishing AG, ISBN: 978-3-319-51188-7, 2017.
- [FT 3] Fekete, T., Czupy, I.: Exercise stress test of a synchronous alternating current hydraulic drive. International Journal of engineering and technology (2319-8613 0975-4024), 2020.
- [FT 4] Fekete, T.: Analysis of flexible hose of hydraulic capacity. Mechanics and mechanical engineering lodz technical university. (1428-1511), 2020.

### Magyar nyelvű folyóiratban megjelent lektorált szakcikk

- [FT 5] Erdélyi J.; Fekete T.; Lukács J.: A kontrakciós henger konstrukciós és működési tulajdonságai. (p.3-5) Pneumatika, hidraulika, hajtástechnika, automatizálás XII. évf. 2008.
- [FT 6] Fekete T.: Szinkron váltakozó áramú hidraulikus hajtás és az excenter működési elve. GÉP – A gépipari tudományos egyesület műszaki folyóirata, LXIV. évfolyam, oldal: 43-46, Miskolc 2013/5.
- [FT 7] Fekete, T.: Szinkron váltakozó áramú hajtás paramétereinek vizsgálata. Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye, ISSN: 2062-9737, Miskolc 2020.
- [FT 8] Fekete, T.: A flexibilis hidraulikus tömlő kapacitásának vizsgálata. Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye, ISSN: 2062-9737, oldal:371-381, Miskolc 2021.

### Tudományos közlemény, idegen nyelvű konferencia kiadványban

- [FT 9] Fekete T.: Three-phase alternating current (ACH) hydraulic motor. XXX. OTDK, page: 280, Baja 2011.
- [FT 10] Fekete T.: Applying diaphragms in the alternating current synchronous hydraulic drives. XXVI. microCAD International Scientific Conference, page: 35-40, Miskolc 2012.
- [FT 11] Fekete T.: The alternating current synchronous hydraulic drive. XXVII. microCAD International Scientific Conference DVD, Miskolc 2013.

Tudományos közlemény, lektorált, magyar nyelvű konferencia kiadványban

- [FT 12] Fekete T.: Háromfázisú váltakozó áramú hidromotor -forgóelemes fázistér kialakítással-. XXV. microCAD International Scientific Conference, oldal: 17-22, Miskolc 2011.

Tudományos közlemény, magyar nyelvű konferencia kiadványban

- [FT 13] Fekete T.: Váltakozó áramú hidraulikus hajtások. Doktoranduszok fóruma, Miskolc 2010.
- [FT 14] Fekete T.: Háromfázisú váltakozó áramú hidromotor fázistereinek csillag- és delta kapcsolása és ennek konstrukciós kérdései. XXX. OTDK, oldal: 324, Baja 2011.

Szakmai tudományos előadás idegen nyelven

- [FT 15] Fekete T.: Háromfázisú váltakozó áramú hidromotor csillag- és delta kapcsolása és ennek konstrukciós megoldásai. XXIV. microCAD International Scientific Conference, Miskolc 2010.
- [FT 16] Fekete T.: The alternating current hydraulic drive (ACH). MMaMS 2012 Modelling of mechanical and mechatronic systems, Zemplínska Sírava 2012.

Szakmai tudományos előadás magyar nyelven

- [FT 17] Fekete T.: Szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás. XXI. Nemzetközi gépészeti találkozó OGÉT, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, Arad 2013.

Megjelenés alatt lévő külföldi folyóiratban megjelenő idegennyelvű szócikk

- [FT 18] Fekete, T.: Load testing of alternating current hydraulic drive - Vehicle and Automotive Engineering, Springer International Publishing AG, ISBN: 978-3-319-51188-7, 2022

## 11. Összefoglaló

Magyarországon a szinkron és az aszinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtásokat az 1970-es években kezdték el kutatni a Miskolci Egyetemen. A szakirodalom, általában véve a hidraulikus rendszerek alatt az egyenáramú hidrosztatikus hajtásokat érti, amelynek terjedelme széleskörű, de ennek egy speciális ága a váltakozó áramú hidraulikus hajtás, amelynek irodalma meglehetősen szűkös. Ezt kevesen vizsgálták, ezért én összekötő anyagot biztosítok ehhez.

Kutatómunkám során az elsődleges feladatomban az volt, hogy egy szinkron rendszerű, váltakozó áramú, hidraulikus hajtás kísérleti berendezését megtervezzem, elkészítsem és működtessem. Erre elsődlegesen azért volt szükség, mert a témában kevés berendezés került kivitelezésre és ennek megfelelően sok kérdésre nem kaptunk még kielégítő választ. A váltakozó áramú kísérleti hajtások többségében a fázisterekben a hidraulikus energia továbbítása merev fázisvezetékek felhasználásával került kivitelezésre, és szerepük nem került részletes tárgyalásra. Az új szinkron rendszerű kísérleti berendezésem fázistereiben – miután dugattyúkkal is működtettem – kísérleti jelleggel membránokat is alkalmaztam, hogy ezáltal a résveszteségeket meg tudjam szüntetni, ugyanis a henger és a dugattyú között számottevő volt. Következő vizsgálandó feladatomban az volt, hogy hogyan befolyásolja a rendszer működését, ha a merev fázisvezetőket rugalmas (flexibilis) csövekkel helyettesítem. Az eddigi kutatómunkák során kérdésként merült fel, hogy az olaj hőmérséklete, milyen mértékben változik meg működés közben, de méréseket előttem nem végeztek ezzel kapcsolatban. Munkásságom alatt ezeket a kérdéseket igyekeztem alaposan megvizsgálni, hogy a hajtás tulajdonságairól részletes képet kaphassunk, és az eddigi váltakozó áramú hajtásokkal foglalkozó kutatások során felmerült, de nem vizsgált pontokat megválaszoljam. A cél elérése érdekében a következőkben taglalt lépéseket végeztem el.

A külföldi és hazai szakirodalmat alaposan áttekintettem, különös figyelmet fordítva a váltakozó áramú hidraulika tárgykörére. A váltakozó áramú hidraulikus hajtások elhelyezése a gépészeti tudományokban, mint kutatási terület. Kísérleti berendezés tervezése és kivitelezése, az eddigi konstrukciók hibáinak figyelembevételével, amely merev és flexibilis elemekkel egyaránt működtethető. Hőmérséklet, kapacitás, nyomaték és nyomásértékek mérésének lehetővé tétele a kísérleti berendezésen (a hajtás üresjáratú és terheléses állapotában), hogy a legfontosabb

paramétereket egyidőben tudjam megvizsgálni. Végezetül a mérési eredmények kiértékelése és összegzése volt a cél, összehasonlítva az előzetesen meghatározott összefüggésekkel való összevetése majd a szinkron rendszerű váltakozó áramú hidraulikus hajtás továbbfejlesztési lehetőségeinek a vizsgálata.



## 12. Summary

In Hungary, research on synchronous and asynchronous alternating current hydraulic drives began at the University of Miskolc in the 1970s. The literature generally refers to direct current hydrostatic drives, which are wide in scope, but a special branch of this is the alternating current hydraulic drive, which has a rather limited literature. This has been little studied, so I provide a link to it.

In the course of my research, my primary task was to design, fabricate, and operate an experimental equipment for a synchronous alternating current hydraulic drive. This was necessary primarily because little equipment was implemented on the subject and, accordingly, many questions were not yet satisfactorily answered. In most alternating current experimental drives, the transmission of hydraulic energy in the phase spaces was performed using rigid phase lines and their role was not discussed in detail. In the phase chambers of my new synchronous experimental equipment, after I also operated with pistons, I also used diaphragms on an experimental basis to eliminate the gap losses, as there was considerable gap between the cylinder and the piston. My next task was how to replace the rigid phase wires with flexible pipes. In the course of my research so far, the question has arisen as to what extent the temperature of the oil changes during operation, but no measurements have been performed before me in this regard. During my work, I have tried to examine these questions thoroughly in order to get a detailed picture of the properties of the drive, and to answer points that have arisen in previous research on alternating current drives but have not been examined. To achieve this goal, I took the steps outlined below.

I have thoroughly reviewed the foreign and domestic literature, paying special attention to the subject of alternating current hydraulics. Placement of alternating current hydraulic drives in the mechanical sciences as a field of research. Design and construction of experimental equipment, taking into account the shortcomings of previous designs, which can be operated with both rigid and flexible elements. Allowing the measurement of temperature, capacity, torque and pressure values on the experimental equipment (at idle and load conditions of the drive) so that I can examine the most important parameters simultaneously. Finally, the aim was to evaluate and summarize the measurement results, to compare them with the predefined correlations and to investigate the possibilities of further development of the synchronous alternating current hydraulic drive.