

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
ÉPÜLETGÉPÉSZETI ÉS GÉPÉSZETI ELJÁRÁSTECHNIKA TANSZÉK



CSÁNYI MILÁN
TDK DOLGOZAT
Keverős készülék hőátadási folyamatainak és teljesítményfel-
vételének vizsgálata

Témavezető:

Dr. Varju Evelin
adjunktus

Budapest, 2024

TARTALOMJEGYZÉK

Jelölések jegyzéke	iii
Bevezetés.....	1
1. Szakirodalmi áttekintés	2
1.1. Keverős készülékek	2
1.1.1. Keverős készülék kialakítása	2
1.1.2. Keverő típusok	4
1.1.3. Fűtési lehetőségek.....	8
1.2. Dimenzió nélküli számok	10
1.3. Hőátadási folyamatok	10
1.4. Műveleti jellemzők.....	12
1.4.1. Keverési teljesítményfelvétel és keverési ellenállás-tényező.....	12
1.4.2. Nusselt-egyenlet.....	15
2. Mérőberendezés és mérési módszer	18
2.1. Mérőberendezés	18
2.2. Mérési módszer	21
2.2.1. Felfűtési mérések	21
2.2.2. Hűtési mérések.....	23
2.3. Kiértékelési módszer	25
2.3.1. Keverési ellenállás-tényező	25
2.3.2. Hőátadási tényező meghatározása fűtés esetén.....	26
2.3.3. Hőátadási tényező meghatározása hűtés esetén.....	28
2.3.4. Nusselt-egyenlet létrehozása	30
3. Mérési eredmények	32
3.1. Műveleti idő.....	32
3.2. Teljesítményfelvétel és keverési ellenállás-tényező.....	34
3.3. Hőátbocsátás és hőátadási tényező	37
3.4. Nusselt-egyenlet.....	40
3.5. Mérésekkel kapcsolatos tapasztalatok.....	46
4. Összefoglalás.....	47
5. Summary.....	48
6. Felhasznált források	49
7. Melléklet.....	50
7.1. Olaj anyagjellemzői	50
7.2. Mérési eredmények	52

JELÖLÉSEK JEGYZÉKE

A táblázatban a többször előforduló jelölések magyar és *angol* nyelvű elnevezése, valamint a fizikai mennyiségek esetén annak mértékegysége található. Az egyes mennyiségek jelölése – ahol lehetséges – megegyezik hazai és a nemzetközi szakirodalomban elfogadott jelölésekkel. A ritkán alkalmazott jelölések magyarázata első előfordulási helyüknél található.

Latin betűk		
Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
A	felület	m^2
c	fajhő	$\frac{J}{kgK}$
d	keverőelem átmérője	m
D	tartályátmérő	m
Eu	Euler-szám	1
Fr	Froude-szám	1
g	gravitációs gyorsulás	$\frac{m}{s^2}$
h_{csk}	csőkígyó magassága	m
h_1	keverőelem elhelyezési magassága	m
h_2	csőkígyó elhelyezési magassága	m
H	olajsint magasság	m
k	hőátbocsátási tényező	$\frac{W}{m^2K}$
L	hossz	m
m	tömeg	kg
$\dot{m}$	tömegáram	$\frac{kg}{s}$
M	forgatónyomaték	Nm
n	fordulatszám	$\frac{1}{min}$
Nu	Nusselt-szám	1
p	nyomás	Pa
P	teljesítmény	W
Pr	Prandtl-szám	1
$\dot{Q}$	hőáram	W
R	hőellenállás	$\frac{m^2K}{W}$
Re	Reynolds-szám	1
s	falvastagság	m
t	idő	s
T	hőmérséklet	$^{\circ}C$
T_s	telítési hőmérséklet	$^{\circ}C$

U	feszültségérték	V
U_0	feszültségmérés állandó hibája	V
v	sebesség	$\frac{m}{s}L$
V	térfogat	m^3
$\dot{V}$	térfogatáram	$\frac{m^3}{s}$
w	keverőelem magassága	m
Y	dimenzió nélküli számokból alkotott tényező	1

Görög betűk

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
α	hőátadási tényező	$\frac{W}{m^2K}$
ζ	keverési ellenállás-tényező	1
λ	hővezetési tényező	$\frac{W}{mK}$
μ	dinamikai viszkozitás	Pas
ν	kinematikai viszkozitás	$\frac{m^2}{s}$
ρ	sűrűség	$\frac{kg}{m^3}$
ω	szögsebesség	$\frac{1}{s}$

Indexek, kitevők

Jelölés	Megnevezés, értelmezés
b	belső
be	belépő
csk	csőkígyóra vonatkozó
$dupl$	duplikatúrára vonatkozó
fal	falra vonatkozó
$foly$	folyadékra vonatkozó
$gőz$	gőzre vonatkozó
$hőátadó$	hőátadó felületre vonatkozó
i	futóindex
k	külső
ki	kilépő
$krit$	kritikus értékre vonatkozó
$kond$	kondenzátumra/kondenzációra vonatkozó
$olaj$	olajra vonatkozó
$víz$	vízre vonatkozó

BEVEZETÉS

A keverés egy olyan művelet, mellyel mi magunk is könnyen találkozhatunk a hétköznapi életben. Nem is gondolnánk, de a folyamat látszólagos egyszerűsége ellenére a keverés sok nagy iparág esetében nélkülözhetetlen folyamat. Legyen szó élelmiszeripari termékek előállításáról, vegyipari folyamatokról vagy kőolaj feldolgozásról, a keverési műveletek rengeteg technológia alapkövét képezik. Széleskörű alkalmazása nem véletlen, ugyanis a keverésnek számos célja lehet. Különböző közegek egymásban történő elkeverésétől a hő- és anyagtranszport elősegítésén át, egészen a kémiai reakciók gyorsításáig, számtalan alkalmazás lehetséges. A keverés tehát egy alapvető és gyakran használt művelet, így fontos annak optimális és céltudatos alkalmazása.

Jelen TDK dolgozat célja a keverési művelet jellemzőinek vizsgálata. Szakirodalmi források segítségével a keverős készülékek kialakításának és alkalmazásának átfogó bemutatását követően ismertetem a különböző berendezések hasonlóságának feltételeit. Bemutatom a geometriailag hasonló berendezések üzemi működésének jellemzésére alkalmas dimenzió nélküli egyenleteket és alkalmazásukat.

Különböző hőmérséklet szabályozási módszerekkel vizsgálom a Stokes Laboratóriumban található, csőkígyóval felszerelt duplikatúrás keverőberendezés üzemi jellemzőit. Különböző fordulatszámú méréseket végzek a csőkígyó, illetve a duplikatúra segítségével fűtést és hűtést egyaránt vizsgálva. Meghatározom a keverési teljesítmény szükségletet és a keverési ellenállás-tényező értékét. A megfelelő mérési módszer implementálásával vizsgálom a berendezésben lejátszódó hőközlési folyamatokat, valamint a keverési folyamat jellemzőinek alakulását a keverési fordulatszám függvényében. Létrehozom a tartályban lejátszódó hőátadási folyamatok jellemzésére alkalmas dimenzió nélküli Nusselt-egyenleteket.

1. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

1.1. Keverős készülékek

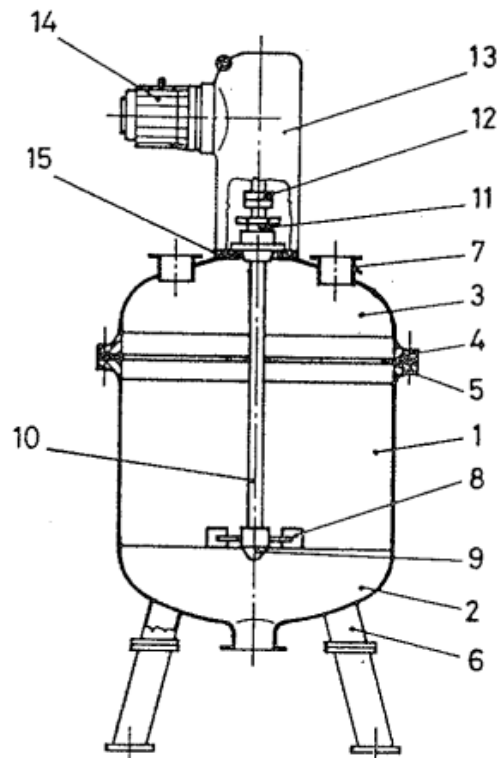
A keverés legtöbbször egy kiegészítő művelet és célja alkalmazásonként eltérő. Abban az esetben, ha több különböző közeg vagy fázis van jelen a kényszerített áramlást azért hozzuk létre, hogy az egyes alkotórészek eloszlása a meghatározott legkisebb térfogategységben a kívánt keverési aránynak megfelelő legyen [1]. Amennyiben egymásban oldódó fázisokat keverünk el, úgy homogenizálásról beszélünk. A szemcsés anyagok folyadékban történő elkeverését szuszpendálásnak, míg a gázok folyadékban való elkeverését diszpergálásnak nevezzük. Továbbá beszélhetünk emulgeálásról, abban az esetben, ha egymásban nem oldódó folyadékokat keverünk össze.

A keverési művelet alkalmazásának másik fő célja a hőátvitel és/vagy anyagátvitel meggyorsítása, valamint a kémiai reakciók elősegítése [1]. Keverés hatására nőnek a transzporttényezők, így a közeg gyorsabb hűtése vagy fűtése válik lehetségessé. Mind-eközben a megfelelő keverés mellett biztosítható a hőmérsékletkülönbségek kiegyenlítése a kevert közegben.

1.1.1. KEVERŐS KÉSZÜLÉK KIALAKÍTÁSA

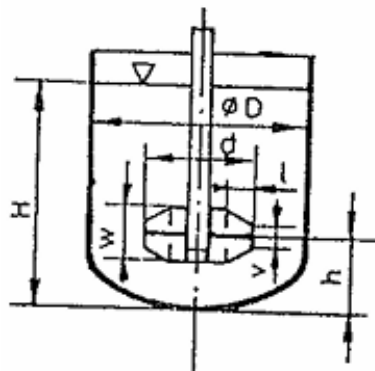
A folyadékokat leggyakrabban valamilyen tartályban vagy edényben keverik, amely legtöbbször hengeres alakú és függőleges tengelyű. A tartály alja általában domború, nem pedig lapos, ezzel elkerülve a pangó zónákat és elősegítve a megfelelő áramlást. Egyes folyamatoknál a tartály teteje nyitott, míg máskor zárt [2]. A tartály arányai a keverési probléma jellegétől függően széles skálán mozognak.

Általában a folyadék szintje a tartályban körülbelül megegyezik a tartály átmérőjével. A keverőelem felülről belógatott, hajtott tengelyre van rögzítve. A tengelyt közvetlenül, vagy lassító áttétel alkalmazásával villanymotor hajtja [2]. Egy általános kialakítást szemléltet a 1.1. ábra.



1.1. ábra: A folyadékkeverős készülék általános felépítése [3]
 (1 hengeres köpeny; 2 fenék; 3 fedél; 4 készülékkarima; 5 tömítés; 6; alátámasztás;
 7 csomk; 8 keverőelem; 9 keverőelem-rögzítés; 10 tengely; 11 tömszelence;
 12 tengelykapcsoló; 13 hajtómű; 14 motor; 15 hajtóműtámasz)

A keverős készülékeket főbb méreteikkel jellemezzük, melyeket a 1.2. ábra szemléltet. Főbb méret például az edény belső átmérője (D), az edényben lévő folyadék magassága (H), a keverőelem átmérője (d), a keverőelem magassága (w), a fenéktől a keverőelem aljáig mért távolság (h) [1]. Amennyiben a keverőtérbe a keverőelemen kívül például torlólapokat vagy csőkígyót helyezünk, úgy ezen elemek geometriai jellemzői tovább bővíthetik ezt a listát. Fontos jellemző lehet például a csőkígyó tekerceselési átmérője, elhelyezése, vagy például torlólap esetén annak magassága és szélessége.

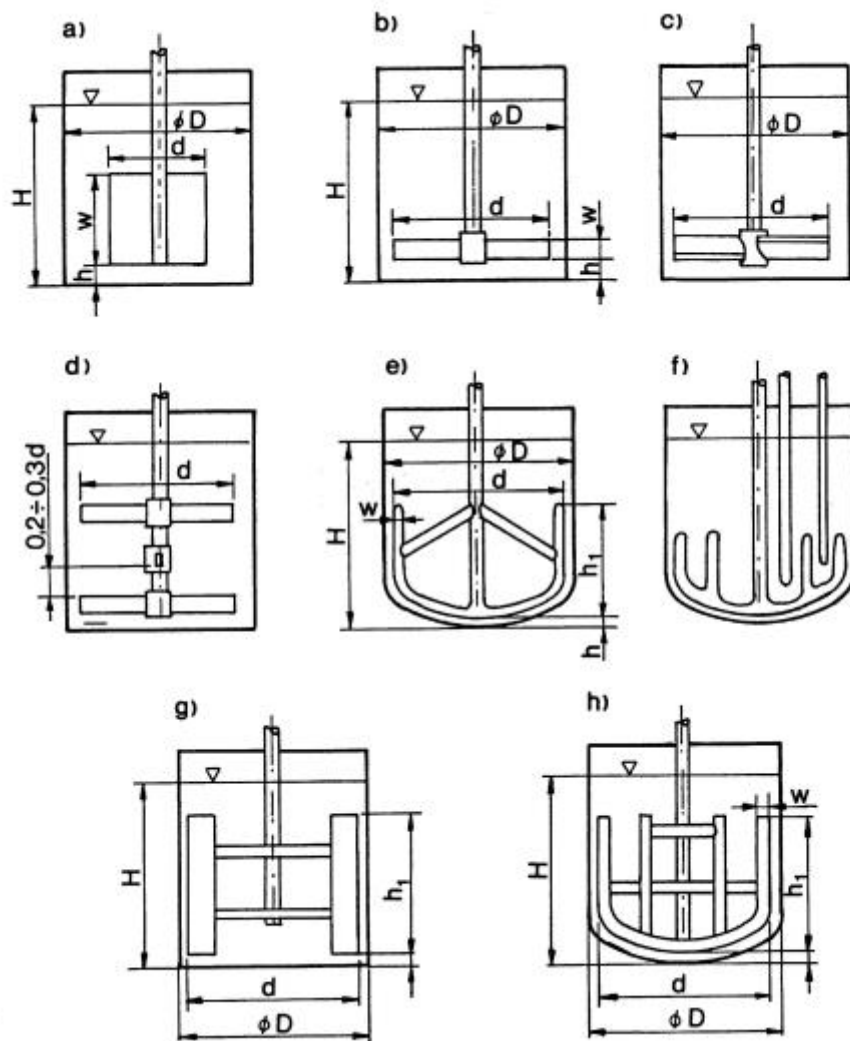


1.2. ábra: Keverős készülék fő méretei [3]

A berendezés főbb méreteinek segítségével fontos geometriai arányszámokat definiálunk, melyek alapján az egyes készülékek összehasonlíthatók. Ezen arányszámokat úgy kapjuk, ha a készülék többi fő méretét elosztjuk a keverőelem átmérőjével. Amennyiben két készülék geometriai arányszámai megegyeznek, úgy a berendezések geometriai hasonlósága áll fenn. Ez a hasonlóság egyik fontos feltétele annak, hogy a két különböző készülékben lejátszódó folyamatokat ugyanazon dimenziótlan egyenletekkel jellemezhessük. Ennek felismerése nagyon hasznos, mivel a kisminta kísérletek hatékony alkalmazását eredményezi. A geometriai hasonlóság szükséges, de nem elégséges feltétele annak, hogy két különböző keverőberendezésben lejátszódó folyamatokat ugyanazon dimenzió nélküli egyenletekkel jellemezhessük.

1.1.2. KEVERŐ TÍPUSOK

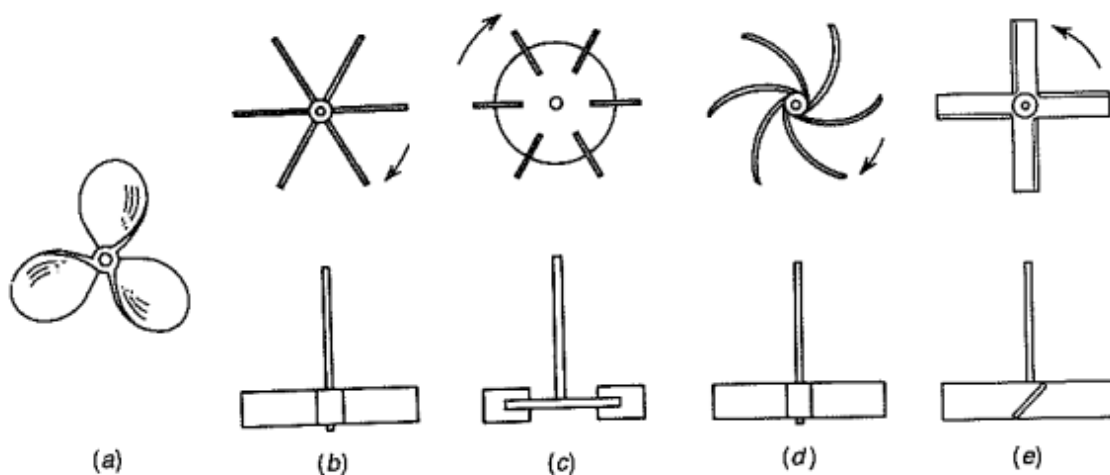
Az iparban sok különböző keverőelem típust használnak és sokféle specifikus kialakítás létezik. A keverőelemek alapvetően két nagy csoportra bonthatók. Vannak lassú és gyors keverők. A lassú keverők jellemzője, hogy nagy viszkozitású közegek keverésére alkalmasak és átmérőjük megközelíti a keverőtartály átmérőjét. Jellemzően alacsony fordulatszámon üzemelnek a rájuk ható jelentős keverési ellenállás miatt. Alacsony fordulatszám esetén jelentős keveredést nem okoznak, azonban elősegítik a hőtranszportot és megakadályozzák a kevert közeg ráégését a fűtőfelületre. [2] A lassú keverők közé tartozik például a lapkeverő, a szalagos keverő, a horgony keverő és a kalodás keverő, melyeket más egyéb kialakítások mellett a 1.3. ábra szemléltet.



1.3. ábra: Lapátos keverőtípusok [1]

- a) – lapkeverő, b) – karos keverő, c) döntött lapátú karos keverő,
d) – többkarú karos keverő, e) – horgony keverő, f) – ujjkeverő,
g) – kalodás keverő sík fenekű edényben, h) – kalodás keverő)

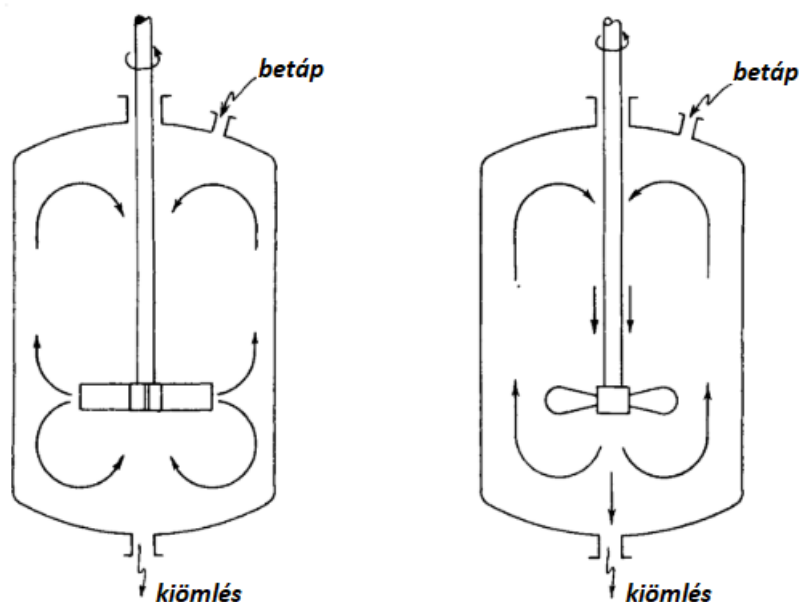
A gyorskeverők átmérője a lassú keverőkkel szemben kicsi, kis viszkozitású közegek esetén használandók és jellemzően magas fordulatszámon üzemelnek. Gyorskeverők többek között a propellerkeverő és a számos kialakításban alkalmazott turbinakeverő. Gyakran alkalmazott gyorskeverő típusokra a 1.4. ábra mutat példákat.



1.4. ábra: Keverőelemek [2]

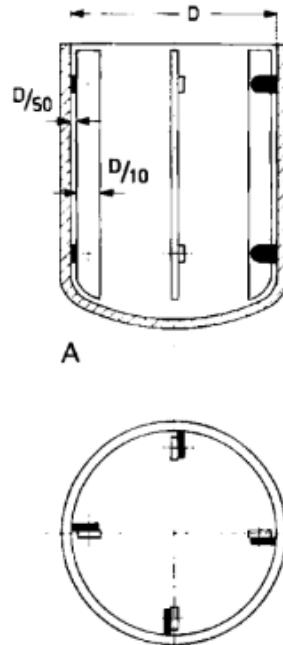
- a) három-lapátos propeller keverő; b) nyitott egyenes lapátos turbínakeverő;
 c) hatlapos tárcsás lapátos keverő; d) hajlított lapátos turbínakeverő;
 e) ferde lapátos turbínakeverő

A különböző keverőelemek eltérő áramlási képeket hoznak létre. A kialakult áramlás függ a keverőelemtől, a kevert folyadék jellemzőitől, a tartály geometriai méreteitől, valamint egyéb, a tartály belsejébe szerelhető, a folyadék útját befolyásoló elemektől [2]. Ilyen elemek lehetnek a torlólapok, vagy a közeg fűtésére/hűtésére szolgáló csőkiágazó, melyek növelik a keverési ellenállást. Keverőelemek által létrehozott áramlásokra az 1.5. ábra mutat példát. Ipari folyamatokban kiemelkedő fontosságú az adott célra legmegfelelőbb keverőelem kiválasztása. Egy keverős készülékben akár több keverőelem is elhelyezésre kerülhet, amennyiben a technológia megkívánja azt.



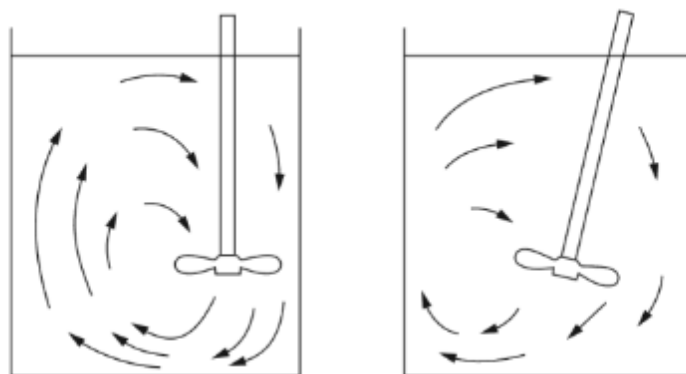
1.5. ábra: Turbínakeverő és propellerkeverő hatására kialakuló áramlási irányok [4]

Fontos továbbá a megfelelő keverési sebesség beállítása. Amennyiben a keverőelem fordulatszáma túl alacsony, úgy nem érjük el a megfelelő keveredést, vagy hőtranszport esetén nem valósul meg a homogén hőmérséklet eloszlás, valamint nem javul kellő mértékben a hőátadás. Túl magas fordulatszám esetén tölcsérképződés lép fel. Adott fordulatszám mellett a tölcsér elérheti a keverőelemet, és ilyenkor nem kívánatosan levegőt diszpergálhatunk a kevert folyadékba [2]. A tölcsérképződés veszélye a viszkozitás csökkenésével nő. A tölcsérképződés megakadályozása érdekében legtöbb esetben torlólapokkal látják el a tartályt [2]. A torlólapokkal ellátott keverőberendezés leggyakoribb kialakítása a 1.6. ábrán látható.



1.6. ábra: Torlólapokkal ellátott keverőtartály [5]

A tölcsérképződés elkerülése érdekében továbbá lehetőség van a keverőtengelyt a tartály középtengelyétől eltolva rögzíteni, vagy ferdén behelyezni a kevert közegbe. Az így kialakuló áramlásokat a 1.7. ábra szemlélteti.



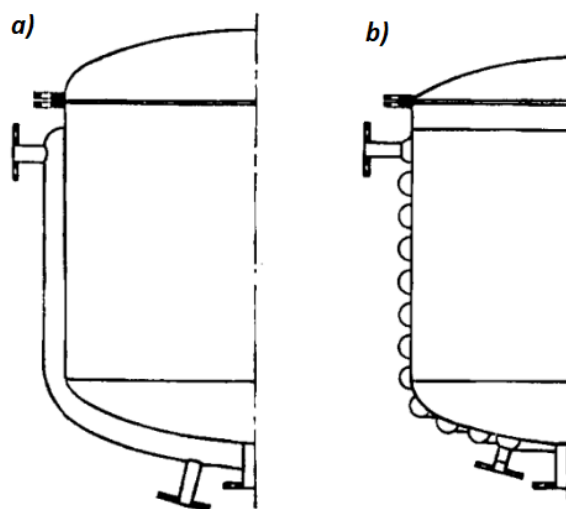
1.7. ábra: Kevert közeg áramlása aszimmetrikusan és ferdén behelyezett keverőtengellyel [6]

1.1.3. FŰTÉSI LEHETŐSÉGEK

A kevert közegek hőmérsékletének szabályozása sok esetben elengedhetetlen a folyamatok során, így a keverős készülékek fűtésére és hűtésére számos kialakítás létezik.

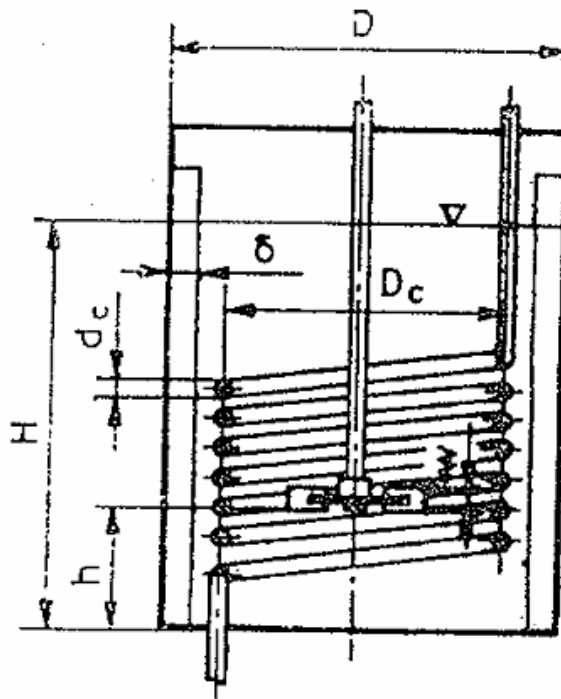
A megfelelő fűtéshez és hűtéshez a tartály külsejére rögzített, vagy belül elhelyezett hőcserélő elemek szolgálhatnak. Gyakran alkalmazott módszer, hogy a készülékfal köré egy külső burkolólemezzel köpenyteret hozunk létre [1]. Az ilyen kialakítású berendezéseket duplikatúrás készülékeknek nevezzük. A duplikatúrás kialakítást a 1.8. ábra *a* rajza szemlélteti. A kialakítás elterjedt, könnyen és gazdaságosan megvalósítható. A közeg be- és kilépésének biztosítására csonkokat kell kialakítani a köpenyen. Fűtőgáz alkalmazása esetén érdemes több bevezetési csontot elhelyezni a megfelelő eloszlítás és a nagy gőztérfogatáram fűtőtérbe való bejuttatása érdekében. A duplikátoros kialakítás hátránya, hogy rossz a hőátadási tényező, valamint a hőátadó felület nagysága kötött a tartály fő méretei miatt, így a felfűtés esetenként lassú, nagy a tartály termikus tehetetlensége [1]. Ipari alkalmazás szempontjából kiemelt odafigyelést igényel a köpenyben történő gőz kondenzációja okozta horpadásveszély miatt.

Alkalmazhatunk külső fűtőcsatornát is, ahol a csatornák hegesztési varratokkal kerülnek rögzítésre a tartály külső palástjára, ahogy azt a 1.8. ábra *b* rajza mutatja. Ennek a kialakításnak jelentős szilárdsági merevítő hatása van, így nem áll fenn a duplikátoros kialakítás okozta horpadásveszély. A pontos hőmérsékletszabályozás érdekében fűtő- és hűtőcsatorna egyaránt szerelhető a készülékre, ezzel a hőtehetetlenség minimalisra csökkenthető. A hőveszteség elkerülése érdekében nagyon fontos a megfelelő hőszigetelés [1]. A külső csatornázással ellátott keverőberendezések anyag- és munkaköltsége egyaránt magas.



1.8. ábra: Keverős készülék falának kialakítási lehetőségei fűtés vagy hűtés megvalósítására [5]

A hő közlésének másik módja csőkígyó beszerelése. A csőkígyó a tartály belsejében helyezkedik el, így anyaga közvetlenül érintkezik a kevert közeggel. Csőkígyóval ellátott keverőberendezést szemléltet a 1.9. ábra. A kivitelezés drágább, mint a duplikátoros kialakítás esetén, azonban kisebb a termikus tehetetlensége. A csőkígyó alkalmazása jobb hőátadást, így gyorsabb felfűtést eredményez. Ennek oka egyrészt az, hogy csőkígyó esetén a hőátadó felület a keverőelemhez közelebb helyezkedik el. Ez azt eredményezi, hogy a csőkígyó külső felülete mentén nagyobb az áramlási sebesség, valamint a turbulencia, így jobb a hőátadási tényező. Másrészt nincsen hővesztés, mivel a cső teljesen elmerül a folyadéktérben [7]. Hátránya, hogy a csőkígyó folyadéktérben belüli elhelyezkedése miatt növeli a keverési ellenállást és rosszabb keveredést eredményezhet [7]. A csőkígyó károsodása esetén a fűtőközeg érintkezik a tartályban kevert közeggel, így a töltet károsodik. A csőkígyó lengéseinek elkerülése érdekében méretétől és a keverési jellemzőktől függően érdemes valamilyen módon rögzíteni a tartály belső falához.



1.9. ábra: Csőkígyóval ellátott keverős készülék [3]

Meg kell említeni továbbá a paplanos kialakítást, ahol vékony lemez ponthegeztéssel való rögzítése történik a tartály külsejére. A paplanos berendezések szilárdsága rossz, nem viselnek el túlnyomást, így az iparban kevesebb területen terjedt el és többnyire hűtésre alkalmazzák.

1.2. Dimenzió nélküli számok

A 1.1.1 fejezetben bemutatam a geometriai arányszámokat és ezek fontosságát a keverős készülékek hasonlóságának vizsgálatában. Ahhoz, hogy a keverési folyamatot jellemző dimenzió nélküli egyenleteket alkalmazhassák a geometriai arányszámok egyezése mellett, fontos, hogy bizonyos dimenzió nélküli számok is azonos tartományba essenek. Áramlások és hőátadási folyamatok esetében egyaránt gyakran alkalmaznak dimenzió nélküli számokat a folyamatok hasonlóságának vizsgálatára. A következőkben áttekintésre kerülnek a jelen TDK dolgozat szempontjából legfontosabb dimenzió nélküli számok keverésre vonatkoztatott formában.

A Reynolds-szám az áramlások jellemzésére, azon belül a turbulencia mértékének kifejezésére gyakran alkalmazott dimenzió nélküli mennyiség. A tehetetlenségi erők és a súrlódási erők hányadosa, amely keverési folyamatra módosított összefüggése:

$$Re = \frac{nd^2\rho}{\mu} . \quad (1.1)$$

A Froude-szám a tehetetlenségi és a nehézségi erők hányadosa, alkalmazási területei többek között nyíltfelszíni csatornaáramlás, hajók körüli áramlás jellemzése vagy mint jelen esetben, a keverési folyamat közben fellépő felszíni hullámképzés, azaz tölcséresedés hatásának jellemzése. Számítása keverési művelet esetén az alábbi egyenlet alapján történik:

$$Fr = \frac{n^2 d}{g} . \quad (1.2)$$

Az Euler-szám a nyomásból származó erő és a tehetetlenségi erő hányadosa, mely keverésnél az ún. keverési ellenállás-tényezővel egyezik meg. Az Euler-szám keverési művelet esetére:

$$Eu = \zeta = \frac{P}{d^5 n^3 \rho} . \quad (1.3)$$

Másik alkalmazott dimenzió nélküli szám a Prandtl-szám, amely az anyag fizikai jellemzőiből képezett mennyiség:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c\mu}{\lambda} . \quad (1.4)$$

A hőátadási folyamatoknál alkalmazott fontos dimenzió nélküli szám a Nusselt-szám, melyet gyakran alkalmaznak folyamatok hasonlósági vizsgálataikhoz. A Nusselt-szám meghatározása az alábbi összefüggés alapján történik:

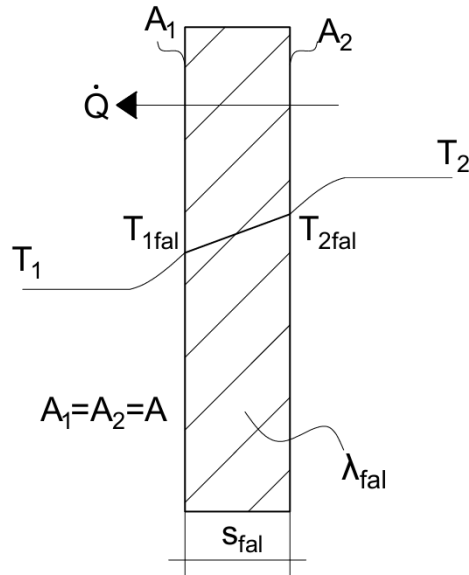
$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} . \quad (1.5)$$

1.3. Hőátadási folyamatok

A különböző hőátviteli műveletek, a gépészeti folyamatok során kiemelkedő fontossággal bírnak. A hőenergia átadással járó közegérintkeztetés jelen dolgozatnak is központi témakörét képezi.

Az összetett hőátadási folyamatok esetén meghatározható egy, a folyamatot jellemző hőátbocsátási tényező. Vegyünk egy szilárd sík falat, amely két állandó hőmérsékletű

közeget határol el egymástól. A melegebb közeg felől a hidegebb felé hőáram indukálódik. A melegebb közeg és a fal felszínén hőátadás, a falban hővezetés, a fal felszíne és a hidegebb közeg határán ismét hőátadás történik. Ezt az összetett folyamatot hőátvitelnek nevezzük [8]. A folyamatról készült vázlatot a 1.9. ábra szemlélteti.



1.10. ábra: Hőátvitel sík falon keresztül

Felírhatjuk a hőáramokat a három folyamatra. A melegebb közeg és a fal felszíne közötti hőátadás hatására létrejövő hőáram:

$$\dot{Q} = \alpha_2 (T_2 - T_{2fal}) A, \quad (1.6)$$

ahol α_2 a magasabb hőmérsékletű közeg hőátadási tényezője.

A falban lejátszódó hővezetésre az alábbi összefüggés írható fel:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_{fal}}{s_{fal}} (T_{2fal} - T_{1fal}) A, \quad (1.7)$$

mely egyenlet alapján számítható az adott falvastagságú és hővezetési tényezőjű sík falban kialakuló hőáram a fal felszíni hőmérsékleteinek ismeretében. Az egyenletben λ_{fal} a fal hővezetési tényezője.

A fal felszíne és a hidegebb közeg között kialakuló hőátadást az alábbi összefüggéssel írható le:

$$\dot{Q} = \alpha_1 (T_{1fal} - T_1) A, \quad (1.8)$$

ahol α_1 az alacsonyabb hőmérsékletű közeg hőátadási tényezője.

A hőellenállások a rendszerben sorosan kapcsolandók, így három művelet összevonásával az együttes hőátvitelre az alábbi egyenlet írható fel:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{s}\right)_{fal}} (T_2 - T_1) A. \quad (1.9)$$

Definiálható a k hőátbocsátási tényező tiszta, szennyezés mentes „A” felületre értelmezve:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{s}\right)_{fal}}} = R_1 + R_2 + R_{fal} . \quad (1.10)$$

A hőátbocsátási tényező a termikus ellenállásokból tevődik össze. A hőátvitel a hőátbocsátási tényezővel jellemezhető és a hőáram az alábbi egyenlettel számítható:

$$\dot{Q} = k(T_2 - T_1)A . \quad (1.11)$$

Az egyenlet alapján látható, hogy a hőmérsékletkülönbség növelésével, a hőátbocsátási tényező javításával, vagy nagyobb hőátadó felület biztosításával javítható a hőátvitel.

A kutatásom során egy keverős berendezésben lejátszódó hőátadási folyamatot vizsgálom. Vegyünk egy zárt tartályt, melyben tetszőleges folyadék található. Nincs ki- vagy beáramlás a tartályba, továbbá nem játszódnak le kémiai reakciók. A folyadékkal hőt közlünk adott hőátadó felületen. Ebben az esetben tudjuk, hogy a közeg hőenergiájának megváltozása megegyezik a vele közölt és a tőle elvont hő összegével [2]. A kevert közeg nem esik át fázisváltozáson, hőmérséklete folyamatosan nő, így a hőáram felírható a fűtött közeg oldaláról az alábbi egyenlettel:

$$\dot{Q} = mc \frac{dT}{dt} . \quad (1.12)$$

Ez az összefüggés azt mondja ki, hogy a hőáram megegyezik adott tömegű és fajhőjű közeg időegység alatti hőmérsékletváltozásával. Feltételezzük, hogy a folyamat során nincs hővesztés, így a fűtőközeg által leadott hőt teljes egészében felveszi a fűtendő közeg, tehát a (1.11) és (1.12) egyenletek alapján felírható az alábbi egyenlőség [2]:

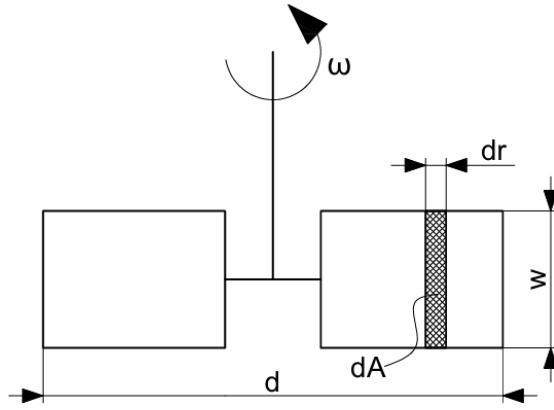
$$mc \frac{dT}{dt} = k(T_2 - T_1)A . \quad (1.13)$$

1.4. Műveleti jellemzők

Ebben a fejezetben ismertetem a keverési teljesítmény és a keverési ellenállás-tényező meghatározására szolgáló egyenleteket. Felírom a készülékben lejátszódó folyamatok jellemzésére alkalmas dimenzió nélküli Nusselt-egyenletet, valamint korábbi szakirodalmi eredményeket mutatok be.

1.4.1. KEVERÉSI TELJESÍTMÉNYFELVÉTEL ÉS KEVERÉSI ELLENÁLLÁS-TÉNYEZŐ

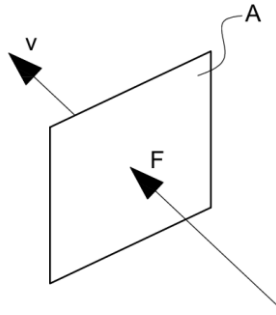
Cél a keverési teljesítményfelvétel bemutatása a keverőelem geometriájának és a kevert közeg anyagjellemzőinek ismeretében. Az egyenletek felírásához hatlapos turbínakeverőt vizsgáltam, melyet a 1.11. ábra szemléltet a használt geometriai méretek feltüntetésével. A keverési ellenállás-tényező fontos műveleti jellemző, meghatározásához fel kell írni a keverési teljesítményszükségletet.



1.11. ábra: Keverőelem geometria a teljesítményszükséglet számításához

A keverőelem geometriájából indulunk ki a levezetés során. A keverőelem lapjára ható erő hatására a felület adott sebességgel halad a közegben, ahogy ezt a 1.12. ábra szemlélteti. Ekkor a teljesítményszükséglet:

$$P = Fv . \quad (1.14)$$



1.12. ábra: Keverőelemre ható erő

A lapát átlagos kerületi sebessége:

$$v = r\omega = 2r\pi n . \quad (1.15)$$

Keveréskor az adott sűrűségű folyadékban adott fordulatszámmal forgó keverőelem felületére erő hat. A lapát felületére ható erő:

$$F = c_f \frac{\rho_F}{2} v^2 A , \quad (1.16)$$

ahol c_f egy ellenállási tényező.

A keverőelem lapátjának felületelemére ható erő:

$$dF = c_f \frac{\rho_F}{2} (2r\pi n)^2 dA . \quad (1.17)$$

A felületelem definiálása az 1.11. ábra alapján:

$$dA = w dr . \quad (1.18)$$

A (1.17) egyenlet mindkét oldalát a kerületi sebességgel szorozva:

$$dP = c_f \frac{\rho_F}{2} (2r\pi n)^2 w dr (2r\pi n) . \quad (1.19)$$

Az egyenlet mindkét oldalát integrálva írható:

$$\int_0^P dP = c_f \frac{\rho_F}{2} (2\pi n)^3 w \int_0^{\frac{d}{2}} r^3 dr . \quad (1.20)$$

Az integrálás elvégzését követően a keverési teljesítményre az alábbi egyenlet adódik:

$$P = c_f \frac{\rho_F}{2} (2\pi n)^3 w \left(\frac{d}{2}\right)^4 \frac{1}{4} . \quad (1.21)$$

A keverőelem magasságát az átmérőhöz viszonyítva szokás megadni:

$$w = ad \quad (1.22)$$

A keverési teljesítmény tehát:

$$P = c_f \frac{1}{2} (2\pi)^3 a \left(\frac{1}{2}\right)^4 \frac{1}{4} d^5 n^3 \rho_F . \quad (1.23)$$

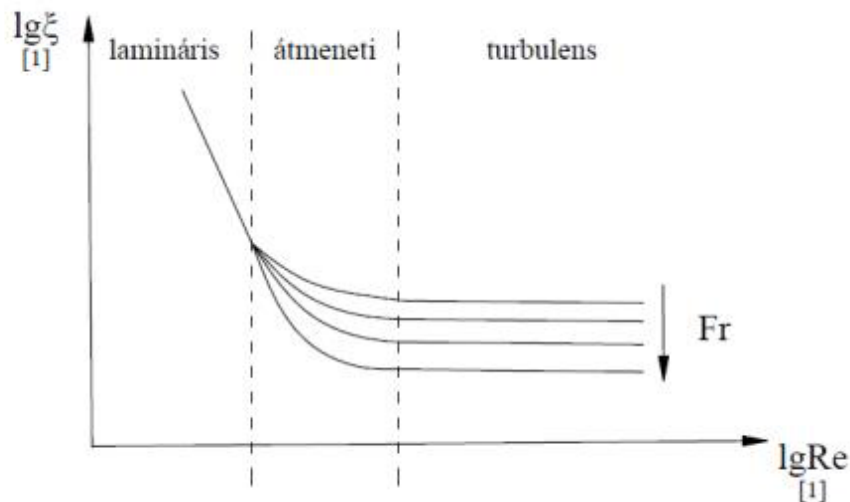
Az egyenlet egyes tagjainak összevonásával megkapjuk a keverési Euler-számot, azaz az ellenállás-tényezőt (ζ). Így a keverési teljesítmény:

$$P = \zeta d^5 n^3 \rho_F . \quad (1.24)$$

A levezetett összefüggés alapján látható, hogy a keverési teljesítmény nagymértékben függ a keverőelem átmérőjétől, valamint az alkalmazott keverési fordulatszámtól [1]. Az arányossági szám az Euler-szám, vagy keverési ellenállás-tényező, ami kifejezve a (1.24) egyenletből:

$$\zeta = \frac{P}{d^5 n^3 \rho_F} \quad (1.25)$$

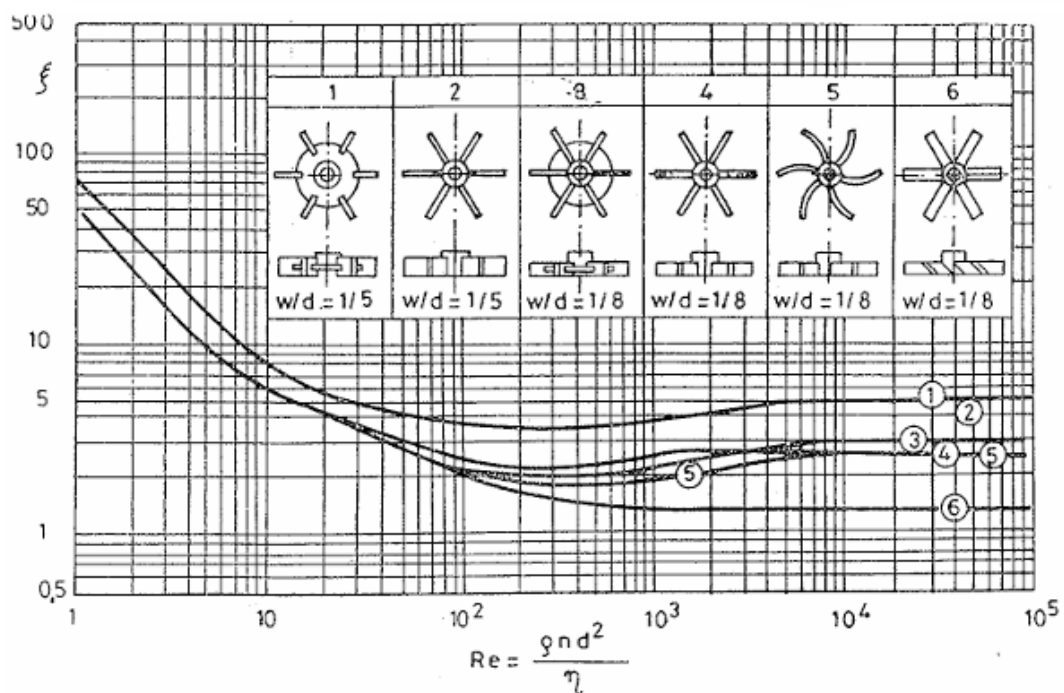
A keverési ellenállás-tényező a művelet fontos jellemzője. A keverési Re -szám függvényében ábrázolva a keverési ellenállás-tényezőt, megkapjuk a 1.13. ábrán látható diagramot. A Re -szám nagyságától függően a kevert közeg áramlása lehet lamináris, átmeneti vagy turbulens. A diagram így három tartományra bontható. A lamináris tartományban az ellenállás-tényező csak a Re -számtól függ, míg az átmeneti és turbulens tartományokban fontos szerepe van a Fr -számnak. A Fr -szám növekedésével az ellenállás-tényező csökken, így ennek hatását is figyelembe véve görbesereg ábrázolható. Az átmeneti tartományban az ellenállás-tényező folyamatosan csökken, míg a turbulens tartományban közel állandónak tekinthető a Re -szám függvényében.



1.13. ábra: Keverési ellenállás-tényező a Re -szám függvényében [9]

A kísérlet szempontjából előnyös, ha minél szélesebb Re -szám tartományban ki tudjuk mérni a keverési ellenállás-tényezőt. Ennek céljából, kísérleti és kisminta mérések esetén ideális különböző olajokat alkalmazni, mert ezek viszkozitása erősen hőmérsékletfüggő. Az olajok dinamikai viszkozitása jelentősen csökken a hőmérséklet növekedésével. A Re -szám fordítottan arányos a dinamikai viszkozitással, így az a hőmérséklet növelésével állandó keverési sebesség mellett is jelentősen megnő.

A keverési ellenállás-tényező kimért értékeire a 1.14. ábra mutat példát. Ebben az esetben kisminta kísérletek segítségével határozták meg az ellenállás-tényező alakulását. A mérések láthatóan mind a lamináris, mind az átmeneti, mind pedig a turbulens tartományt lefedik. Az ilyen és ehhez hasonló diagramok felhasználhatók más keverőberendezés keverési ellenállás-tényezőjének meghatározásához a keverési Re -szám ismeretében. Ehhez szükséges az 1.1.1 fejezetben ismertetett hasonlósági arányszámok fennállása a kisminta, valamint a valós berendezés között.



1.14. ábra: Különböző nyitott turbinakeverők ellenállás-tényezői [3]

1.4.2. NUSSELT-EGYENLET

Számos összefüggés létezik a különböző keverőberendezésekben lejátszódó hőátviteli folyamatok leírására. Ezen folyamatok és a kialakuló áramlások teljes ismeretének hiányában, szinte kivétel nélkül empirikus összefüggések állnak rendelkezésre. A tapasztalatok azt mutatják, hogy a jelenség karakterisztikájának leírására az alábbi egyenlet alkalmas, melyet Nusselt-egyenletnek nevezünk:

$$Nu = K Re^a Pr^b \left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}} \right)^c \quad (1.26)$$

Adott Nusselt-egyenlet akkor alkalmazható, ha geometriai hasonlóság áll fenn, valamint hasonló a hőátadási folyamat. Továbbá az összefüggések csak a megadott dimenzió nélküli számokra vonatkozó korlátok között érvényesek. Helyes alkalmazásuk is viszonylag nagy hibát eredményezhet, a hőátadási tényezőben $\pm 25\%$ hiba is lehetséges.

Számtalan eddig elvégzett mérés eredményei alapján a Pr -szám kitevőjének $1/3$, a viszkozitási hányados kitevőjének pedig $0,14$ érték felvétele javasolt [7]. A gyakorlatban a Pr -szám értéke $0,24$ - $0,33$ vehető fel, míg a viszkozitási hányados általában $0,14$ - $0,24$ között választandó [10]. Ezt követően K és a paraméterek értékei mérés alapján görbe illesztésével határozhatók meg. A K konstans értéke legtöbb esetben $0,3$ és $1,5$ közé adódik.

A keverési folyamatot jellemző Nusselt-egyenletet tehát kísérleti mérések alapján határozhatjuk meg. Általánosságban a Nusselt-egyenlet a már sokszorosan igazolt (1.26) összefüggés formájában keresendő. Egyes esetekben az egyenletet további tagokkal bővítik, mely tagok legtöbb esetben geometriai arányokat tartalmaznak. Kutatók által meghatározott Nusselt-egyenletekre az 1. táblázat mutat példákat.

1. táblázat: Korábbi eredmények keverős tartályban lezajló hőátadás leírására

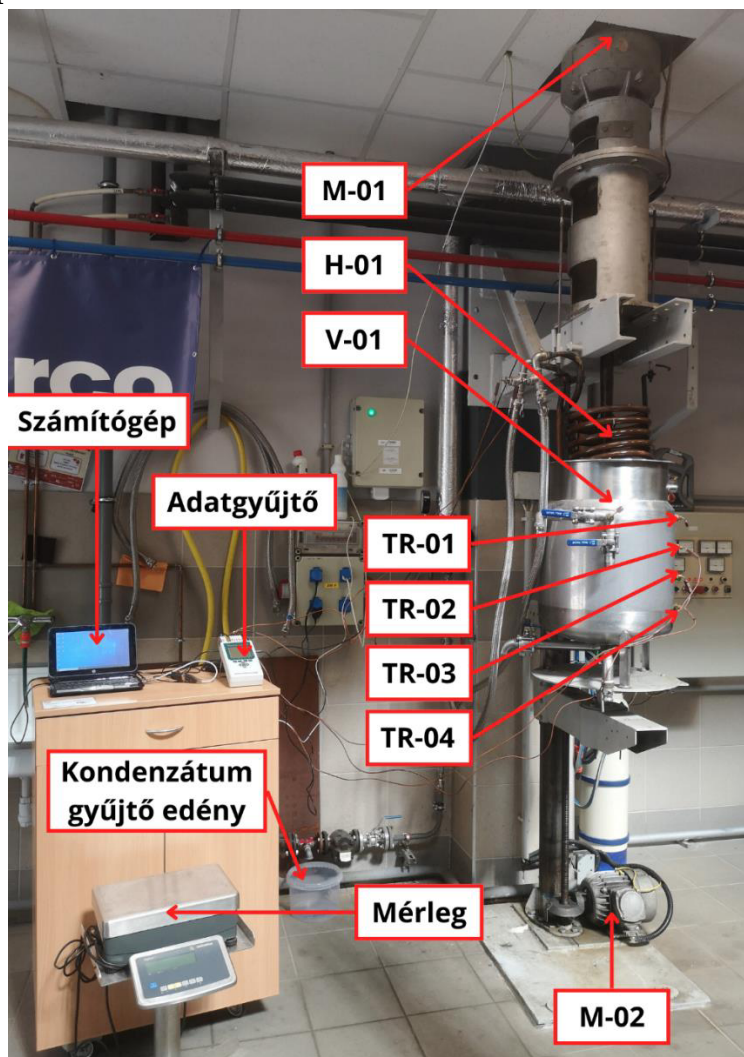
Forrás	Keverőelem és berendezés	Nusselt-egyenlet
Cummings és West [11]	hatlapú turbina-keverő csőkígyóval	$Nu = 1,01Re^{0,62}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
Rao és Murti [12]	hatlapú turbina-keverő csőkígyóval	$Nu = 0,87Re^{0,64}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}Fr^{-0,1}$
Silva Rosa et al. [13]	hatlapú turbina-keverő fűtőcsövekkel	$Nu = 25,03Re^{0,38}Pr^{0,11}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,20}$
Havas et al. [14]	turbinakeverő csőkígyóval	$Nu = 0,187Re^{0,688}Pr^{0,36}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,11}\left(\frac{d}{D}\right)^{0,62}$
Barasso [15]	többféle keverőelem fűtőcsővel	$Nu = 4,3Re^{0,47}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
Silva Rosa et al.[16]	radiális keverőelem csőkígyóval	$Nu = 0,10Re^{0,83}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
Brooks és Su [10]	hatlapú tárcsás turbinakeverő duplikatúrával	$Nu = 0,54Re^{2/3}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
	hatlapú tárcsás turbinakeverő duplikatúrával	$Nu = 0,74Re^{2/3}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
Chapman és Holland [10]	hatlapú tárcsás turbinakeverő duplikatúrával	$Nu = 0,73Re^{0,65}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,24}$
Oldshue és Gretton [10]	tárcsás turbinakeverő, csőkígyóval	$Nu = 0,17Re^{0,67}Pr^{0,37}$
Chilton, Drew és Jebens [10]	síklapátos nyitott turbina, duplikatúra	$Nu = 0,36Re^{0,67}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,14}$
Uhl [10]	síklapátos nyitott turbina, duplikatúra	$Nu = 0,415Re^{2/3}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}}\right)^{0,24}$

2. MÉRŐBERENDEZÉS ÉS MÉRÉSI MÓDSZER

A keverési művelet célja a turbulencia növelésével a hőátadási folyamat javítása a gyorsabb felfűtés érdekében, valamint a hőmérséklet eloszlás folyamatos homogenizálása. A mérés során folyamatosan rögzítésre kerültek a főbb üzemeltetési paraméterek, majd ezen adatok alapján történt a kiértékelés.

2.1. Mérőberendezés

A méréseket a BME Stokes Laboratóriumában található keverőberendezésen végeztük, melynek képe a 2.1. ábrán látható.



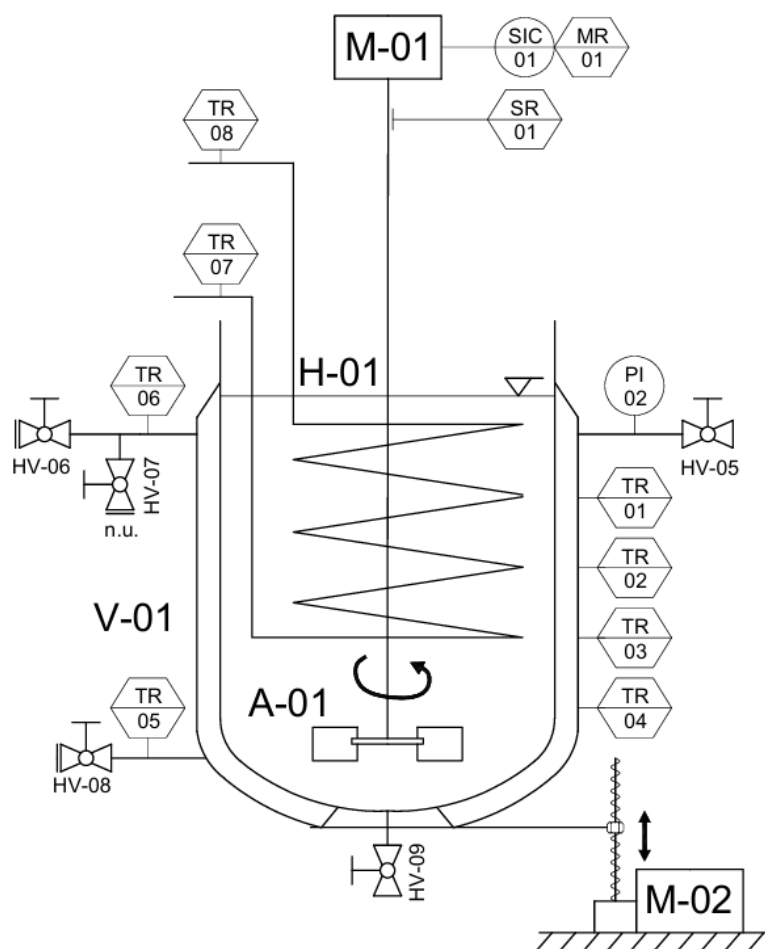
2.1. ábra: A mérőberendezés és főbb részei

A műszerezett mérőberendezés rajzát a 2.3. ábra szemlélteti. A mérőberendezés fő része a V-01 jelű, csőkígyóval felszerelt, duplikatúrával ellátott tartály, amiben SAE 10W-40-es olaj található. Az olaj keverését a keverőtengelyre szerelt A-01 jelű hatlapú tárcsás turbinakeverő végzi, mely a 2.2. ábrán látható. A H-01 jelű csőkígyó a tartályból be- és kihelyezhető, helyzete menetes száruk segítségével kerül rögzítésre.



2.2. ábra: Hatlapú tárcsás turbinakeverő

A keverőtartályon 4 csomópont található. A duplikatúra külső palástján elhelyezett HV-06, HV-07, illetve HV-08 jelű gömbcsapokkal zárható csomópontok a fűtő vagy hűtőközeg áramoltatását teszik lehetővé. A duplikatúra légtelenítése a HV-05 jelű gömbcsap segítségével történik. A tartály a fenékre szerelt csomóponton keresztül a HV-09 jelű szelep nyitásával üríthető.

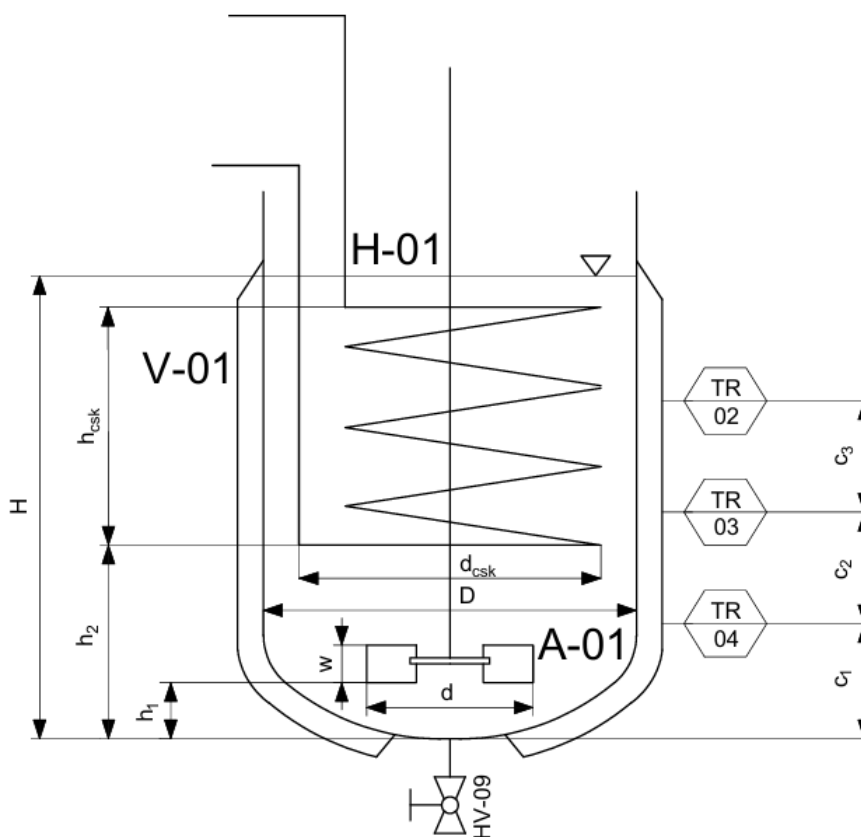


2.3. ábra: Műszerezett mérőberendezés

A tartály magassága az M-02 jelű szintállító motorral állítható be. A keverőtengelyt az M-01 jelű villanymotor hajtja, melynek fordulatszámát a hajtásszabályozón potenciométerrel lehet beállítani (SIC-01). A fordulatszám hozzávetőleges értékét százalékos skálájú kijelző mutatja. A keverőelem fordulatszámának mérése az SR-01 jelű optikai fordulatszámmérő segítségével történik, ami egy, a tengelyre felfestett nagyobb reflexiójú csík időegység alatti körbefordulásait méri. A hajtómotor által leadott forgatónyomaték az MR-01 jelű nyomatéktávadó segítségével mérhető a motor és a keverőtengely közötti elfordulás különbségéből. A mért jel feszültségértékként kerül rögzítésre.

A tartályban kevert olaj hőmérséklete 4 különböző magasságban, a TR-01, TR-02, TR-03, valamint a TR-04 jelű, Cu-CuNi termoelemekkel mérhető. A fűtésre vagy hűtésre alkalmazott közeg be- és kilépő hőmérséklete duplikatúra esetén rendre a TR-06 és TR-05 jelű, míg csőkígyó használatakor rendre a TR-08 és TR-07 jelű termoelemekkel mérhető. A mért adatokat adatgyűjtő segítségével számítógépes szoftver gyűjti.

A V-01 jelű duplafalú olajtartály, a H-01 jelű réz csőkígyó, valamint a A-01 jelű keverőelem fő méreteit és mérési elrendezését a 2.4. ábra és a 2. táblázat mutatja. A tartályban lévő SAE 10W-40-es olaj tömege 46,4kg.



2.4. ábra: A keverős készülék fő méretei és az olajtartály falába szerelt termoelemek elhelyezkedése

2. táblázat: A berendezés fő méretei

d [mm]	D [mm]	D_{csk} [mm]	H [mm]	h_1 [mm]
150	400	260	496	110
h_2 [mm]	h_{csk} [mm]	w [mm]	c_1 [mm]	c_2 [mm]
290	200	30	128	101
c_3 [mm]	L_{csk} [mm]	$d_{csk,b}$ [mm]	$d_{csk,k}$ [mm]	
101	4400	18	20	

A fő méretek alapján definiált geometriai hasonlósági számok:

$$\begin{array}{llll} \frac{D}{d} = 2,67 & \frac{D_{csk}}{d} = 1,73 & \frac{H}{d} = 3,31 & \frac{h_1}{d} = 0,73 \\ \frac{h_2}{d} = 1,93 & \frac{h_{csk}}{d} = 1,33 & \frac{w}{d} = 0,2 & \end{array}$$

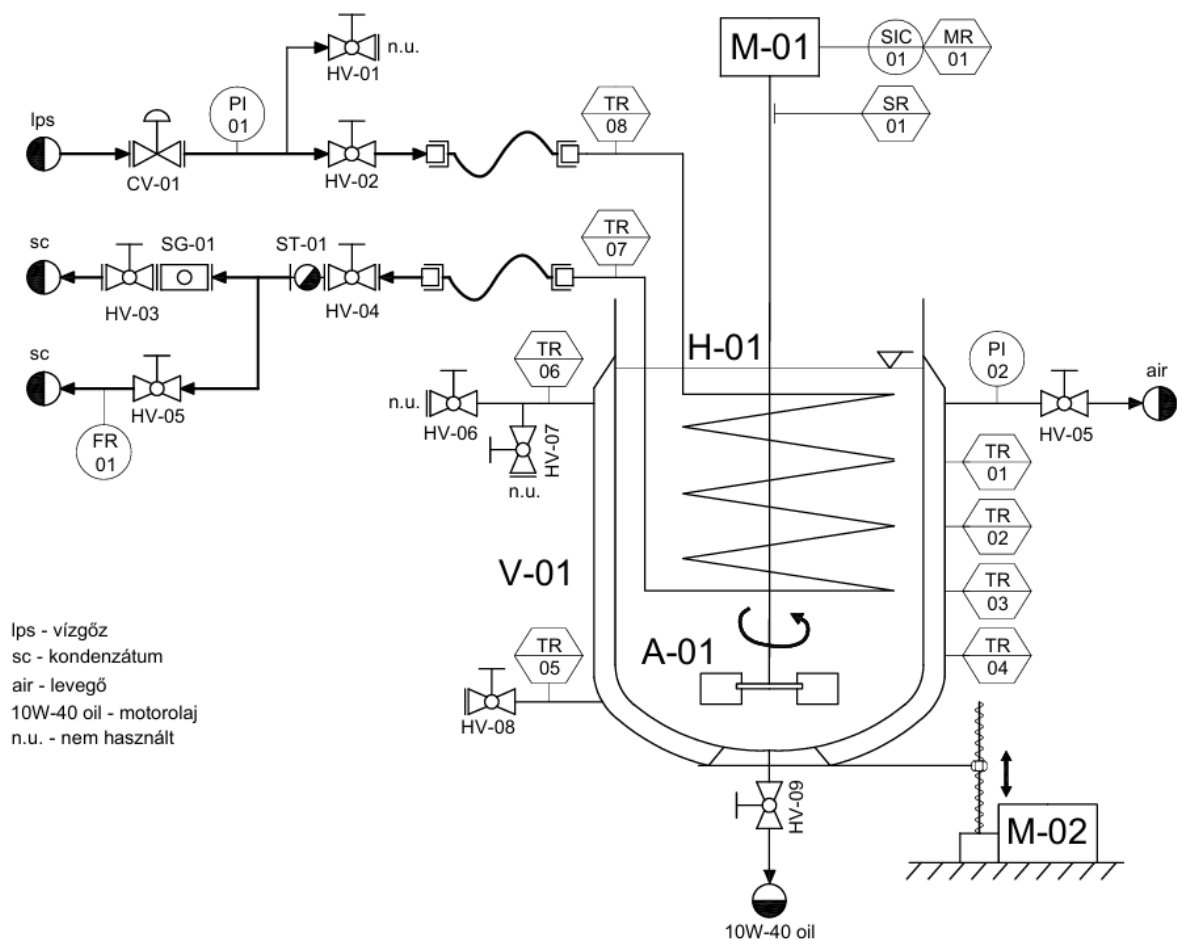
2.2. Mérési módszer

A kutatásom során 3 különböző mérést végeztem el a laboratóriumban található mérőberendezésen, amely során a hőátadást és a teljesítményfelvételt vizsgáltam:

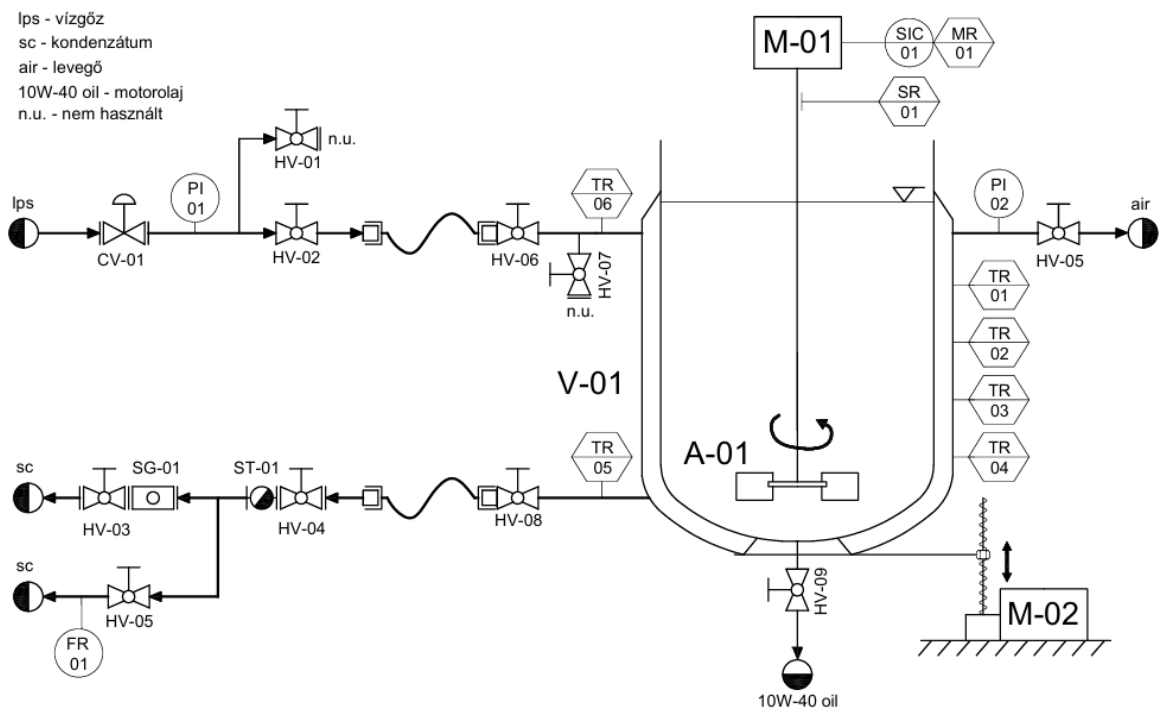
1. Felfűtési mérés csőkígyó segítségével,
2. Felfűtési mérés duplikatúra segítségével,
3. Hűtési mérés csőkígyó segítségével.

2.2.1. FELFŰTÉSI MÉRÉSEK

A csőkígyóval és a duplikatúrával végzett felfűtési mérésekhez tartozó elrendezés műszerezett csőkapcsolási ábráit a 2.5. ábra, illetve a 2.6. ábra szemlélteti. A mérés elején a tartály magasságát az M-02 motor segítségével a megfelelő magasságba (szintjelző vonal) kell állítani. A csőkígyóval végzett felfűtési mérés esetén a menetes száraz segítségével a H-01 jelű csőkígyót teljesen bele kell engedni a tartályba és rögzíteni. A duplikatúrával végzett felfűtési mérés esetén a csőkígyó ki van emelve a tartályból. A gőzvezetékéről a csőkígyó vagy a duplikatúra belépő ágára rugalmas tömlővel történik a csatlakozás. A kondenzátum elvezetése mindkét mérés esetén a kondenzsoron keresztül, szintén rugalmas tömlő csatlakoztatásával történik. A kondenzsor a HV-04-es és a HV-03-as gömbcsapok segítségével kiszakaszolható. Az ST-01 jelű úszógolyós kondenzedény gondoskodik arról, hogy a további csővezetékben csak kondenzátum áramoljon. A kondenzedény megfelelő működésének ellenőrzése érdekében egy SG-01 jelű nézőüveg került beépítésre. A HV-05 jelű gömbcsap segítségével köbözés valószínűsíthető meg a kondenzsoron.



2.5. ábra: Csőkégyós fűtés műszerezett csőkapcsolási rajza



2.6. ábra: Duplikatúrás fűtés műszerezett csőkapcsolási rajza

Az A-01 jelű keverőelem fordulatszámát az adott vizsgálatnak megfelelő értékre kell állítani a SIC-01 jelű potenciométer segítségével. Ezt követően az CV-01 jelű szabályozó szelep nyitásával be kell állítani a csőkipyóba/duplikatúrába áramló fűtőgőz nyomását 1,5 *bar*-ra, amely a PI-01 manométeren ellenőrizhető. A mérések időtartama alatt köbözést kell végezni a felhasznált gőz tömegáramának meghatározására. A köbözés a fűtés megkezdésével indítható, a HV-03 jelű gömbcsap elzárásával és a HV-05 jelű gömbcsap egyidejű nyitásával, mely során a kondenzátum edényben felfogható (FR-01) és tömege mérhető. A köbözés 40 *mp*-es mintavételezési idő mellett történik.

A mérések során rögzítésre kerül az olaj hőmérséklete a TR-02, TR-03 és a TR-04 termoelemek segítségével. Ezen felül a keverőelem fordulatszáma az SR-01 jelű optikai fordulatszám-mérővel, illetve a keverés során ébredő nyomaték értéke az MR-01 jelű nyomaték-mérő segítségével. A csőkipyóval végzett mérés esetén a gőz belépő hőmérséklete a TR-08 jelű, míg a kondenzátum kilépő hőmérséklete a TR-07 jelű termoelem segítségével mérhető. A duplikatúrával végzett mérés esetén a gőz belépő hőmérséklete a TR-06 jelű, míg a kondenzátum kilépő hőmérséklete a TR-05 jelű termoelem segítségével mérhető. A műszerek a mérés során ALMEMO 2590-9 adatgyűjtőhöz vannak csatlakoztatva, és az adatok az Apollo adatgyűjtő szoftver segítségével 5 *mp*-es mintavételezési idővel rögzítésre kerülnek.

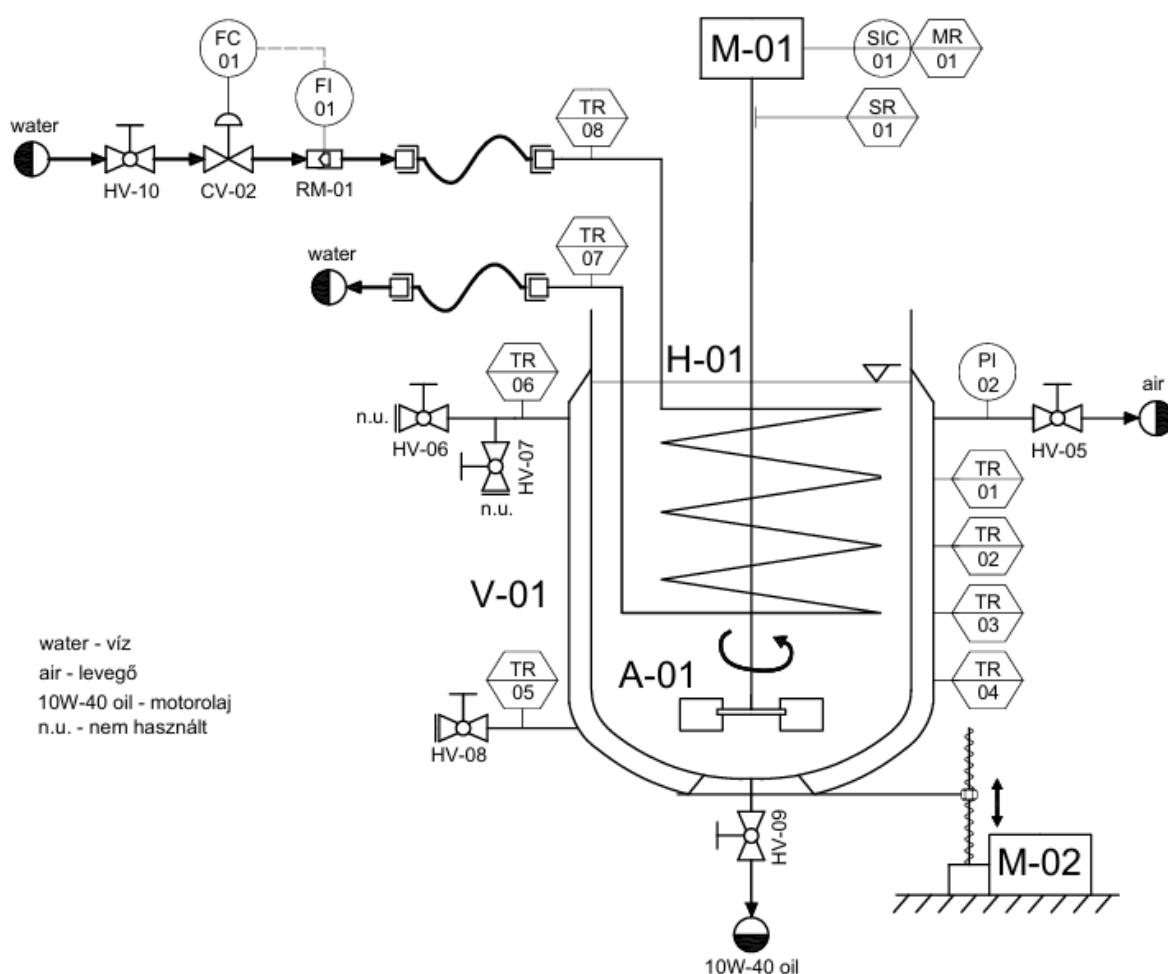
A kívánt olajhőmérséklet elérésekor, a köbözés a HV-05 jelű gömbcsap zárásával és a HV-03 jelű gömbcsap nyitásával fejezhető be. A fűtőgőzt a CV-01 jelű gömbcsappal el kell zárni. A keverőmotor fordulatszámát 0 *1/min* értékre kell állítani a SIC-01 jelű fordulatszám szabályozóval. A rendszer alaphelyzetbe állításához, csőkipyó felfűtési mérés esetén ki kell emelni a H-01 jelű csőkipyót a tartályból. Végezetül a keverőtartályt le kell engedni az eredeti helyzetébe.

2.2.2. HŰTÉSI MÉRÉSEK

A csőkipyóval végzett hűtési mérésekhez tartozó elrendezés műszerezett csőkapcsolási ábráját a 2.7. ábra szemlélteti. A mérés elején a tartály magasságát az M-02 motor segítségével a megfelelő magasságba (szintjelző vonal) kell állítani. A mérés elején a menetes száraz segítségével a H-01 jelű csőkipyót teljesen bele kell engedni a tartályba és rögzíteni. Ezután a 2.2.1 fejezetben ismertetett módon a tartályban található olajat a megfelelő hőmérsékletre fel kell melegíteni adott keverési fordulatszám mellett. Amint a felfűtés megtörtént, a rugalmas tömlőket le kell csatlakoztatni a gőzhálózatról és a kondenzsorról. A hűtés során a hűtőközeg hálózati víz, ezért a csőkipyó belépő ágát a vízhálózatra kell kötni a rugalmas tömlő segítségével. A hűtéshez alkalmazott hűtővíz a csőkipyó kilépő ágáról egyenesen csatornára vezethető.

Az A-01 jelű keverőelem fordulatszámát az adott vizsgálatnak megfelelő értékre kell állítani a SIC-01 jelű potenciométer segítségével. A HV-10 jelű gömbcsap nyitott állapota mellett, a CV-02 jelű szabályozó szeleppel kell beállítani a hűtővíz megfelelő térfogatáramát (FC-01). A térfogatáram értéke (FI-01) az RM-01 jelű rotaméterrel ellenőrizhető.

A kívánt olajhőmérséklet elérésekor, a hűtővizet a HV-10 jelű gömbcsappal el kell zárni. A keverőmotor fordulatszámát $0\ 1/min$ értékre kell állítani a SIC-01 jelű fordulatszám szabályozóval. A rendszer alaphelyzetbe állításához ki kell emelni a H-01 jelű csőkígyót a tartályból. Végezetül a keverőtartályt le kell engedni az eredeti helyzetébe.



2.7. ábra: Csőkígyós hűtés műszerezett csőkapcsolási rajza

2.3. Kiértékelési módszer

A felfűtési mérések során az olajat csőkígyó vagy duplikatúra segítségével 30°C-ról 80°C-ra melegítettem fel, míg a hűtési mérések esetén az olajat 80°C-ról 30°C-ra hűtöttem le. A méréseket különböző fordulatszámok ($n = 200, 300, 400$ és 500 1/min) mellett végeztem el. Az egyes mérési pontokban rögzített, a kiértékeléshez szükséges mért paraméterek:

- Kevert olaj hőmérséklete ($T_1; T_2; T_3$),
- Fűtőközeg be- és kilépő hőmérséklete ($T_{gőz,be}; T_{gőz,ki}$),
- Hűtőközeg be- és kilépő hőmérséklete ($T_{víz,be}; T_{víz,ki}$),
- Víz térfogatáram ($\dot{V}_{víz}$)
- Nyomatékmérési feszültségérték és annak állandó hibája (U, U_0),
- Keverési fordulatszám (n),
- Kondenzátum átlagos tömegárama ($\dot{m}_{kond}$).

2.3.1. KEVERÉSI ELLENÁLLÁS-TÉNYEZŐ

Az átlagos olajhőmérséklet a három elhelyezett termoelem mért értékei alapján:

$$\bar{T}_i = \frac{T_{1,i} + T_{2,i} + T_{3,i}}{3} = T_i . \quad (2.1)$$

A forgatónyomaték az adatgyűjtő által gyűjtött feszültségértékből számítható. A nyomatéktávadó által regisztrált feszültség értékek esetében a mérésnek állandó hibája van, így a mért értékeket a nulla fordulatszám mellett mért feszültséggel kell kompenzálni [9]:

$$M = 10(U - U_0). \quad (2.2)$$

A meghatározott forgatónyomaték, valamint a mért fordulatszám ismeretében a teljesítmény számítható:

$$P = M\omega = M2\pi n . \quad (2.3)$$

A további számítások során szükség van az olaj hőmérsékletfüggő anyagjellemzőinek ismeretére. Az egyes mérési pontokban az olaj

- sűrűségét (ρ_{olaj}),
- dinamikai viszkozitását (μ_{olaj}),
- hővezetési tényezőjét (λ_{olaj}),
- fajhőjét (c_{olaj})

a mellékletben található diagramok illesztett görbéinek egyenletei alapján határoztam meg a hőmérséklet ismeretében.

Az anyagjellemzők ismeretében a keverési Re -szám az (1.1) egyenlet alapján számítható:

$$Re = \frac{d^2 n \rho_{olaj}}{\mu_{olaj}} . \quad (2.4)$$

A Fr -szám keverésre definíció szerint az (1.2) egyenlettel számítható:

$$Fr = \frac{dn^2}{g} . \quad (2.5)$$

A keverési ellenállás-tényező az (1.25) összefüggés alapján:

$$\zeta = \frac{P}{d^5 n^3 \rho_{olaj}} . \quad (2.6)$$

A keverési ellenállás-tényezőt a Re -szám függvényében logaritmikus tengelyeken ábrázolva megkapunk egy, a keverésre jellemző diagramot, melyet az 1.13. ábra szemléltet az 1.4.1-es fejezetben. Hatványfüggvény illesztésével megadható a keverési ellenállás-tényező számítási módja és az összefüggés alkalmazhatósági tartománya.

2.3.2. HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA FŰTÉS ESETÉN

A hőátadást leíró Nusselt-egyenlet meghatározásához szükség van az olajoldali hőátadási tényezőre, mely az (1.10) egyenletből kifejezhető:

$$\alpha_{olaj} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{\frac{\lambda_{fal}}{s_{fal}} - \frac{1}{\alpha_{kond}}}} . \quad (2.7)$$

A fenti összefüggésben minden tag számítható. A hőátbocsátási tényező a (1.13)-es egyenletből kifejezhető:

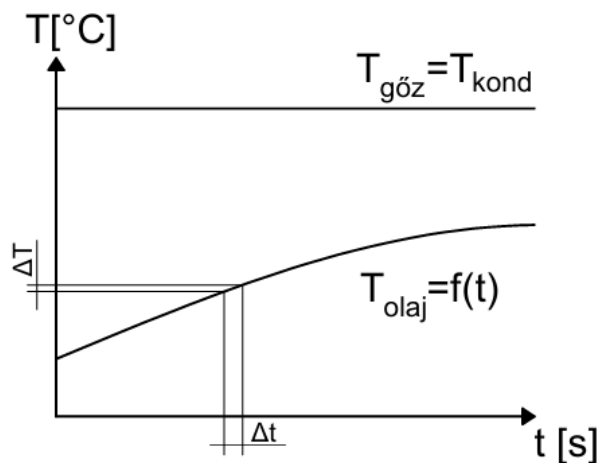
$$k = \frac{m_{olaj} c_{olaj} \frac{\Delta T_{olaj}}{\Delta t}}{(T_{gőz} - T_{olaj}) A_{hőátadó}} , \quad (2.8)$$

ahol a fűtött olaj időegység alatt vett hőmérsékletváltozása a 2.8. ábra alapján érthető. A hőátadó felület az összefüggésben változik aszerint, hogy milyen módszerrel történt a fűtés. A csőkígyó geometriájából adódóan a hőátadó felület:

$$A_{csk} = d_{csk,k} \pi L_{csk} = 0,276 \text{ m}^2 . \quad (2.9)$$

A hőátadó felület közelítése duplikatúra alkalmazása esetén:

$$A_{dupl} = D \pi H_{dupl} = 0,565 \text{ m}^2 . \quad (2.10)$$



2.8. ábra: Az olaj időegység alatt vett hőmérsékletváltozása fűtés esetén

A (2.7)-es egyenletben szereplő kondenzációs hőátadási tényező meghatározása attól függ, hogy a tartályban lévő olaj fűtése milyen módszerrel történt.

A csőkígyóval történt felfűtés esetén a kondenzációs hőátadási tényező értékét az alábbi empirikus összefüggés segítségével határoztam meg, vízszintes cső belső felületén történő filmkondenzációt feltételezve [17]:

$$\alpha_{kond} = 0,555 \left[\frac{g \rho_{foly} (\rho_{foly} - \rho_{göz}) \lambda_{foly}}{\mu_{foly} (T_s - T_{fal})} \left(r + \frac{3}{8} c_{p,foly} (T_s - T_{fal}) \right) \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (2.11)$$

ahol T_s a gőz telítési hőmérséklete, 1,5 bar nyomáson.

Az összefüggés alkalmazhatósági feltétele az alacsony gőzsebesség, így az csak megadott Re -szám tartományban alkalmazható. A gőzárám Re -számának meghatározása a gőzsebesség, a csőkígyó belső átmérője, valamint a gőz kinematikai viszkozitásának ismeretében az alábbi módon történt:

$$Re_{göz,be} = \frac{v_{göz} d_{csk,b}}{\nu_{göz}} < 35000, \quad (2.12)$$

ahol a gőzsebesség a köbözéssel meghatározott átlagos kondenzátum tömegáram segítségével számítandó. A kontinuitás alapján felírható:

$$\dot{m}_{göz} = A_{göz} \rho_{göz} v_{göz} = A_{kond} \rho_{kond} v_{kond} = \dot{m}_{kond}. \quad (2.13)$$

Felhasználva, hogy az áramlási keresztmetszetek megegyeznek, majd az egyenletet rendezve, a gőz térfogatárama számítható:

$$\dot{V}_{göz} = \frac{\dot{m}_{kond}}{\rho_{göz}}. \quad (2.14)$$

A gőz térfogatáramát az áramlási keresztmetszettel leosztva számítható az áramlási sebesség:

$$v_{göz} = \frac{\dot{V}_{göz}}{A_{göz}} = \frac{\dot{V}_{göz}}{\frac{d_{csk,b}^2 \pi}{4}}. \quad (2.15)$$

A duplikatúrával végzett felfűtési mérésnél a kondenzációs hőátadási tényező értékét az alábbi empirikus összefüggés segítségével határoztam meg, egyedülálló függőleges cső külső felületén történő filmkondenzációt feltételezve [17]:

$$\alpha_{kond} = \bar{\alpha}_{függőleges} = 1,29 \left(\frac{D}{H_{dupl}} \right)^{0,25} \bar{\alpha}_{vízszintes}, \quad (2.16)$$

ahol

$$\bar{\alpha}_{vízszintes} = 0,729 \left[\frac{\lambda_{foly}^3 \rho_{foly} (\rho_{foly} - \rho_{göz}) g r}{\mu_{foly} (T_s - T_{fal}) D} \right]^{\frac{1}{4}}. \quad (2.17)$$

Az olajoldali hőátadási tényező a (2.8) és (2.16) összefüggések által kapott eredmények (2.7) összefüggésbe történő behelyettesítésével számítható.

2.3.3. HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA HŰTÉS ESETÉN

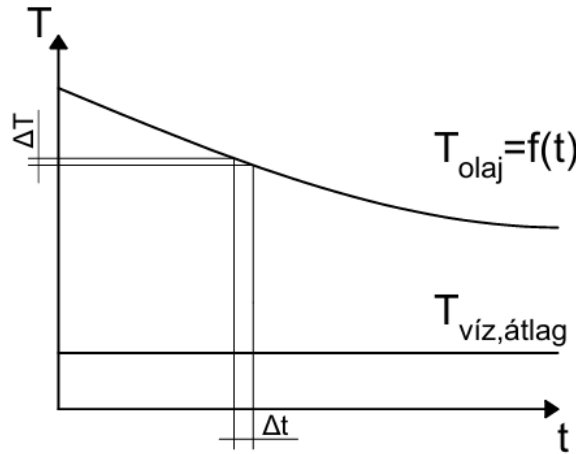
A hőátadást leíró Nusselt-egyenlet meghatározásához szükség van az olajoldali hőátadási tényezőre, amit hűtés esetén is az (1.10) egyenlet átrendezésével keressük:

$$\alpha_{olaj} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{\frac{\lambda_{fal}}{s_{fal}}} - \frac{1}{\alpha_{víz}}} . \quad (2.18)$$

A fenti összefüggésben minden tag számítható. A hőátbocsátási tényező az (1.13)-as egyenletből kifejezhető:

$$k = \frac{m_{olaj} c_{olaj} \frac{\Delta T_{olaj}}{\Delta t}}{(T_{olaj} - T_{víz}) A_{hőátadó}} , \quad (2.19)$$

ahol a hűtött olaj időegység alatt vett hőmérsékletváltozása a 2.9. ábra alapján értendő. A csőigényő hőátadó felületének meghatározása a (2.9)-es összefüggés alapján történt.

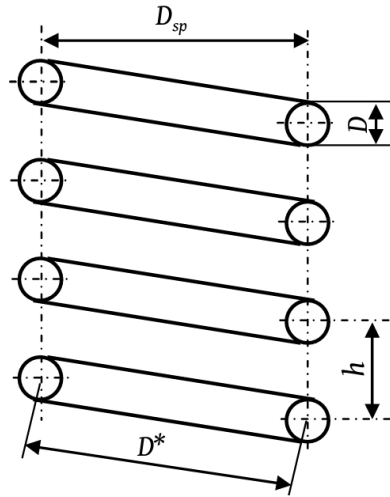


2.9. ábra: Az olaj időegység alatt vett hőmérséklet változása hűtés esetén

A víz oldali hőátadási tényező meghatározása az alábbi képlet alapján történik:

$$\alpha_{víz} = \frac{Nu \lambda_{víz}}{d_{csk,b}} . \quad (2.20)$$

Az áramlást jellemző Nu -szám meghatározása simafalú csőspirálban történő átmeneti áramlást feltételezve a [17]-es forrás alapján történik. A számítás során alkalmazott jelölések a csőspirálra vonatkozóan a 2.10. ábrán láthatók.



2.10. ábra: Vízoldali hőátadási tényező számításakor alkalmazott jelölések geometriai jelentése [17]

Az átlagos Nu -szám a következő összefüggéssel számítható a lamináris és turbulens áramlást jellemző Nu -számokból:

$$Nu = \varphi Nu_{lam} + (1 - \varphi) Nu_{turb} , \quad (2.21)$$

ami az alábbi tartományban érvényes:

$$Re_{kr} \leq Re \leq 22000 \quad \frac{D}{D^*} \leq 0,2 \quad 2 \leq Pr \leq 200$$

A csőspirál közepes görbületi átmérője:

$$D^* = D_{sp} \left[1 + \left(\frac{h}{D_{sp}\pi} \right)^2 \right]. \quad (2.22)$$

A kritikus Re -szám:

$$Re_{kr} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{D}{D^*} \right)^{0,45} \right]. \quad (2.23)$$

Az áramlás Re -száma:

$$Re = \frac{v_{v\acute{z}} d_{csk,b}}{\nu_{v\acute{z}}} , \quad (2.24)$$

ahol a víz áramlási sebessége a rotaméter által mért tömegáram és az áramlási keresztmetszet alapján:

$$v_{g\acute{o}z} = \frac{\dot{V}_{v\acute{z}}}{A_{v\acute{z}}} = \frac{\dot{V}_{v\acute{z}}}{\frac{d_{csk,b}^2 \pi}{4}}. \quad (2.25)$$

A Pr -szám a víz anyagjellemzőivel számítandó a hűtővíz hőmérsékletén vett anyagjellemzőkkel.

A (2.21) összefüggésben található φ együttható, mely az áramlás jellegéhez köthető hányados az alábbi módon számítható:

$$\varphi = \frac{22000 - Re}{22000 - Re_{kr}}. \quad (2.26)$$

A lamináris áramlásra vonatkozó Nu -szám az alábbi összefüggéssel számítható:

$$Nu_{lam} = \left\{ 3,66 + 0,08 \left[1 + 0,8 \left(\frac{D}{D^*} \right)^{0,9} \right] Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \right\} \left(\frac{Pr}{Pr_{fal}} \right)^{0,14}, \quad (2.27)$$

ahol az m tényező meghatározható az alábbi kifejezéssel:

$$m = 0,5 + 0,2903 \left(\frac{D}{D^*} \right)^{0,194}. \quad (2.28)$$

A turbulens áramlásra vonatkozó Nu -szám az alábbi összefüggéssel számítható:

$$Nu_{turb} = \frac{\left(\frac{\zeta}{8} \right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left(\frac{Pr}{Pr_{fal}} \right)^{0,14}, \quad (2.29)$$

ahol a ζ tényező meghatározható az alábbi kifejezéssel:

$$\zeta = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} + 0,03 \sqrt{\frac{D}{D^*}}. \quad (2.30)$$

A Pr_{fal} értékét a víz falhőmérsékleten vett anyagjellemzőivel kell meghatározni.

Az olajoldali hőátadási tényező a (2.19) és (2.20) összefüggések által kapott eredmények (2.18) összefüggésbe történő behelyettesítésével számítható.

2.3.4. NUSSELT-EGYENLET LÉTREHOZÁSA

A hőátadási folyamatot leíró Nusselt-egyenlet felírásához meg kell határozni az egyenletben szereplő együtthatók és kitevők értékét. Ezek meghatározása az (1.26) egyenlet átrendezését és Y -nal való egyenlővé tételét követően az alábbi összefüggés alapján történik:

$$Y = \frac{Nu}{Pr^b \left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}} \right)^c} = K Re^a, \quad (2.31)$$

ahol:

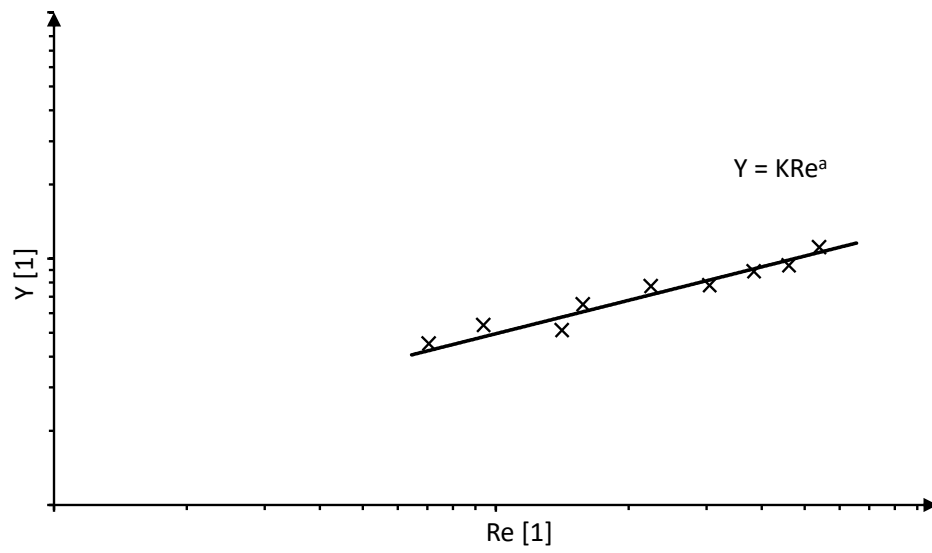
- a Nu -szám az (1.5)-ös egyenlet alapján az olaj anyagjellemzőivel a keverőtartály átmérőjére vonatkoztatva:

$$Nu = \frac{\alpha_{olaj} D}{\lambda_{olaj}}, \quad (2.32)$$

- a Pr -szám az (1.4)-es összefüggés alapján a kevert közeg anyagjellemzőiből számítható:

$$Pr = \frac{c_{olaj} \mu_{olaj}}{\lambda_{olaj}}. \quad (2.33)$$

A számított Y értékek a Re -szám függvényében, logaritmikus skálán ábrázolhatók, majd az így kapott pontokra hatványfüggvény illeszthető a 2.11. ábra alapján. Az illesztett hatványfüggvény egyenletének ismeretében K és a paraméterek értékei meghatározhatók. Ezt követően felírható a hőátadási folyamatot jellemző Nusselt-egyenlet és annak értelmezési tartománya.



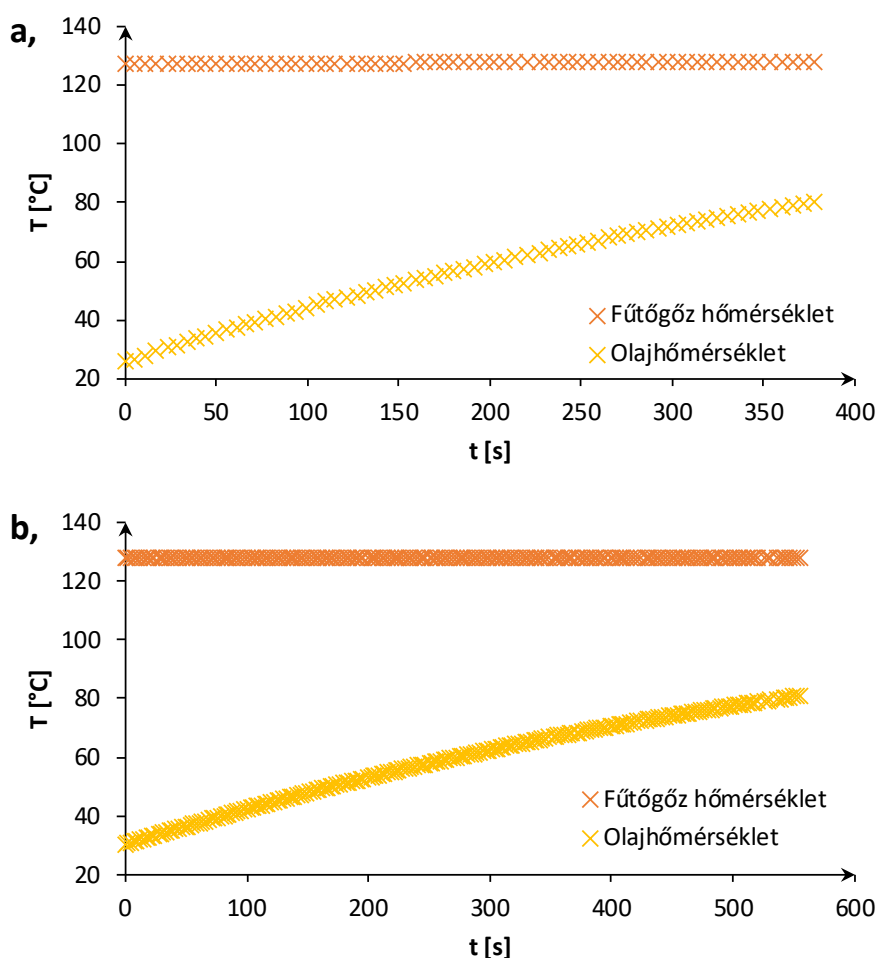
2.11. ábra. Az $Y - Re$ egyenlet létrehozása a mérési pontokra illesztett hatványfüggvény segítségével

3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A 200, 300, 400 és 500 1/min fordulatszámokon végzett fűtési és hűtési mérések alapján meghatároztam a folyamatokra jellemző műveleti időt. A hidromechanikai jellemzők alapján kiszámítottam a teljesítményszükségletet, valamint a keverési ellenállás-tényezőt. Vizsgáltam a folyamat során lejátszódó hőátadást, amely során meghatároztam a hőátbocsátási tényezőt és az olajoldali hőátadási tényezőt. A csőkígyós és duplikátoros műveletek jellemzőit összehasonlítottam, majd felírtam a műveletekhez tartozó Nusselt-egyenleteket. Az egyes fűtési/hűtési folyamatok számított műveleti jellemzői a melléklet 3. táblázatában szerepelnek.

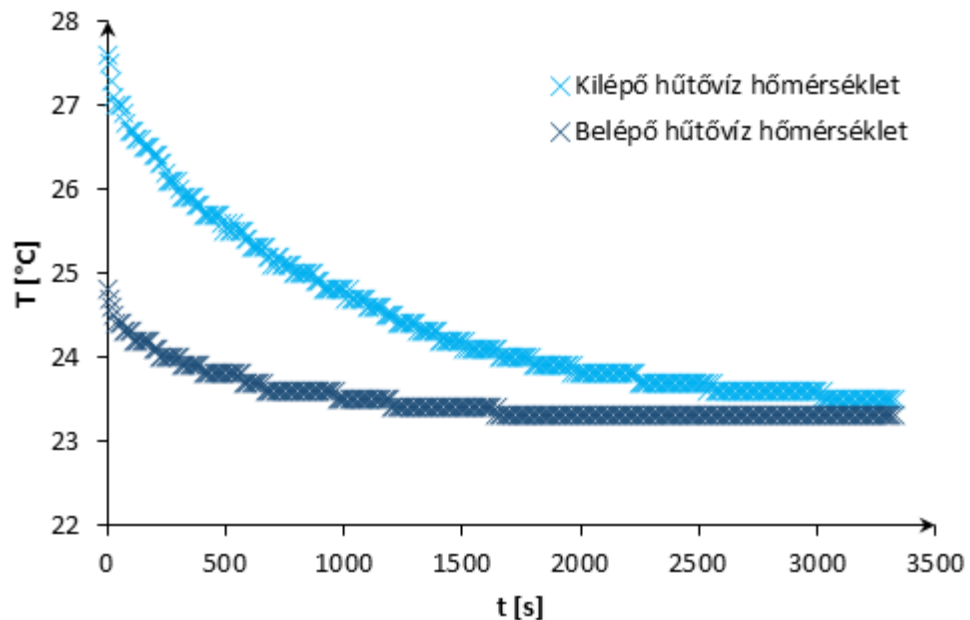
3.1. Műveleti idő

A felfűtési mérések esetében 30 °C-ról melegítettem az olajat 80 °C-ra. A fűtőgőz hőmérsékletét és az átlagos olajhőmérsékletet közös diagramon ábrázolva előállítottam a felfűtési diagramot. A csőkígyós és duplikátoros mérésekhez tartozó 400 1/min fordulatszámon mért felfűtési görbéket a 3.1. ábra szemlélteti. A művelet során a fűtőközeg izoterm kondenzációját feltételeztem, amit a mérési eredmények megerősítettek. A felfűtési görbék alapján látható, hogy a fűtőgőz hőmérséklete jó közelítéssel állandó volt a mérések során.



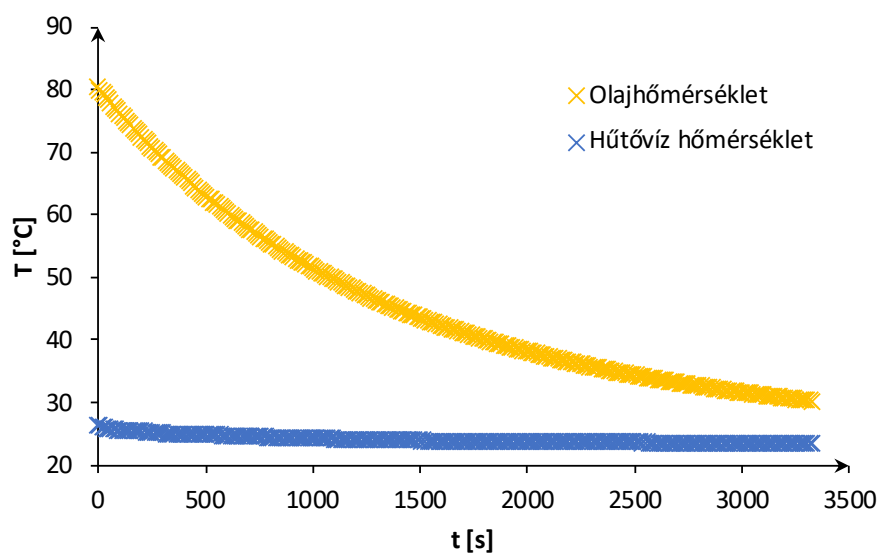
3.1. ábra: Felfűtési görbék 400 1/min fordulatszámon

Csőkígyóval történő hűtés esetén az olaj kiindulási hőmérséklete $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, vég hőmérséklete $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt. A hűtés vég hőmérsékletét az alkalmazott hűtővíz hőmérséklete korlátozta. A hűtőközeg ki- és belépő hőmérsékletét a 400 1/min mérés alatt a 3.2. ábra szemlélteti. Látható, hogy a hűtés végére a hőmérséklet-különbségből származó hajtóerő lecsökkent, így a folyamat lelassult. A hűtővíz belépő hőmérséklete nem volt állandó, a mérés időtartama alatt pár Celsius-fokot csökkent, mert az épület vízhálózata át volt melegedve és csak később érkezett meg a hidegebb vízáram.



3.2. ábra: Hűtővíz be- és kilépő hőmérséklete csőkégyós hűtés esetén 400 1/min fordulatszámon

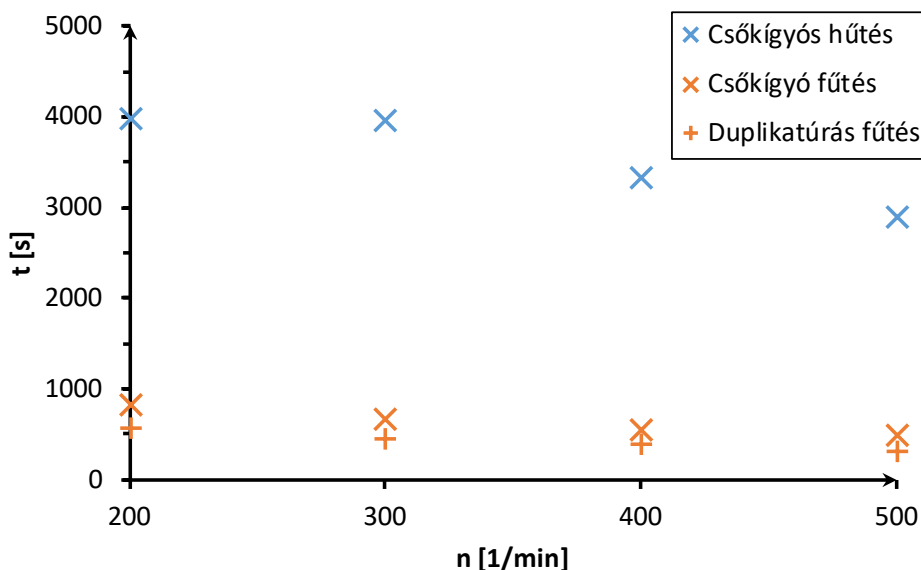
Az olajhőmérsékletet a belépő és kilépő víz átlaghőmérsékletével közösen ábrázoltam az idő függvényében, így megkaptam a hűtési görbét, amely a 3.3. ábrán látható.



3.3. ábra: Hűtési görbe 400 1/min fordulatszámon

A többi fordulatszámhoz tartozó fűtési és hűtési görbék megtalálhatóak a mellékletben. A műveleti idők a felfűtési mérések során a 30°C-ról 80°C-ra történő felfűtés idejével, míg a hűtési mérések során a 80°C-ról 30°C-ra történő lehűtés idejével adhatók meg. Az egyes műveletek esetében a különböző mérési fordulatszámokhoz tartozó műveleti időket a 3.4. ábra szemlélteti.

A fordulatszám növelésével a műveleti idő csökkent. A műveleti idő hűtés esetén jelentősen megnőtt a fűtési mérésekhez képest. A mérőberendezés felépítése és az alkalmazott mérési beállítások mellett a duplikatúrával gyorsabb felfűtés volt elérhető a vizsgált fordulatszám-tartományban, mint csőkígyó használata esetén.

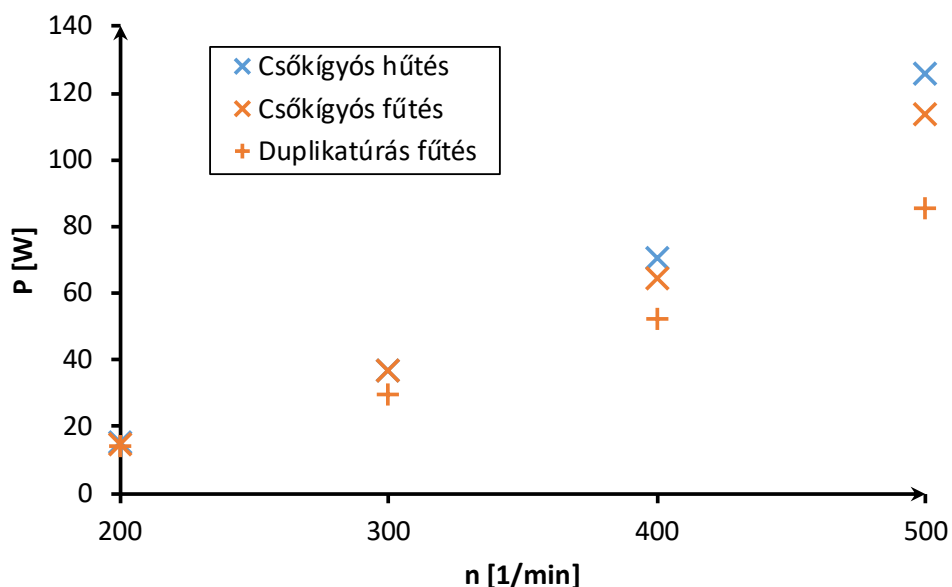


3.4. ábra: Műveleti idő a különböző fordulatszámú fűtési és hűtési mérések esetében

3.2. Teljesítményfelvétel és keverési ellenállás-tényező

Az egyes mérési pontokban a teljesítményszükségletet és a keverési ellenállás-tényező értékét a 2.3.1-es fejezetben bemutatott számítások alapján határoztam meg. Az egyes fordulatszámokon mért átlagos teljesítményfelvételi értékek a 3.5. ábrán láthatók.

A fordulatszám növelésével a szükséges keverési teljesítmény jelentősen megnőtt. Alacsony keverési fordulatszám esetében a különböző mérési módszerekhez tartozó átlagos keverési teljesítményszükséglet hasonló értéket adott. A fordulatszám növelésével a duplikatúra alkalmazásához képest a csőkígyó használata esetén a teljesítményfelvétel jelentősebben megnőtt. Ennek az az oka, hogy a folyadékba helyezett test jelentős többletellenállást jelent a keverés szempontjából. Csőkígyóval végzett hűtés esetén a folyamat végéhez érve a hűtési sebesség csökkent. Ez azt eredményezte, hogy magas viszkozitás mellett huzamosabb ideig végeztük a keverést, mint alacsony viszkozitáson, ami nagyobb átlagos teljesítményszükségletet eredményezett.

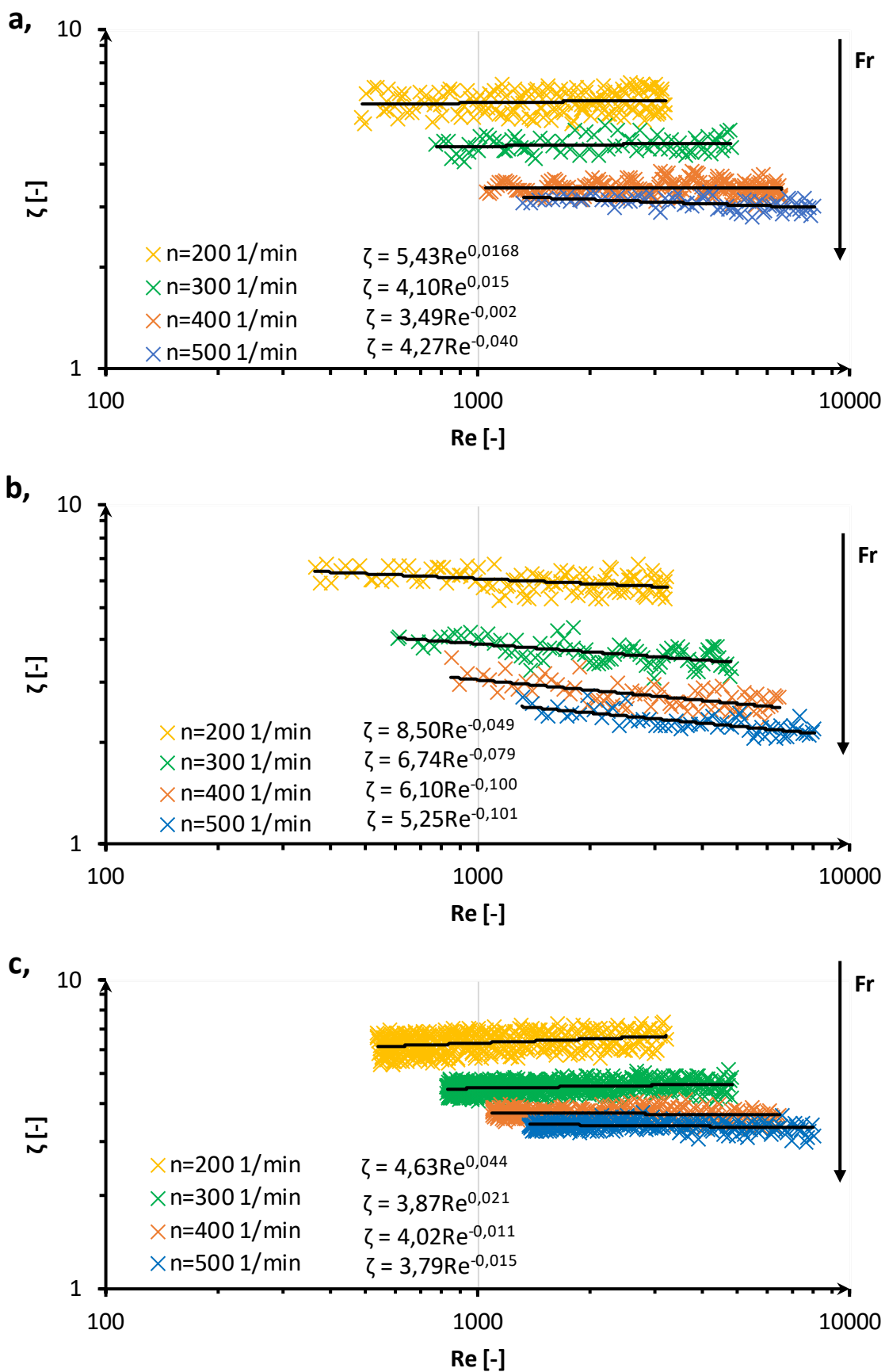


3.5. ábra: Átlagos keverési teljesítményszükséglet a különböző műveletek során a vizsgált fordulatszámokon

A keverési ellenállás-tényező értéke a Re -szám függvényében logaritmikus tengelyeken ábrázolható. A kapott pontpárookra hatványfüggvények illeszthetők, melyek segítségével felírhatók a keverési ellenállás-tényező számítására alkalmas összefüggések. A mérésekhez tartozó $\zeta - Re$ párokat, valamint az illesztéssel meghatározott egyenleteket a 3.6. ábra szemlélteti. A létrehozott egyenletek a 2.1-es fejezetben definiált geometriai arányszámok fennállása esetén a mérések által meghatározott Re -szám tartományban, a Fr -szám egyezése esetén alkalmazhatók. A vizsgált fordulatszámokhoz tartozó Fr -számok:

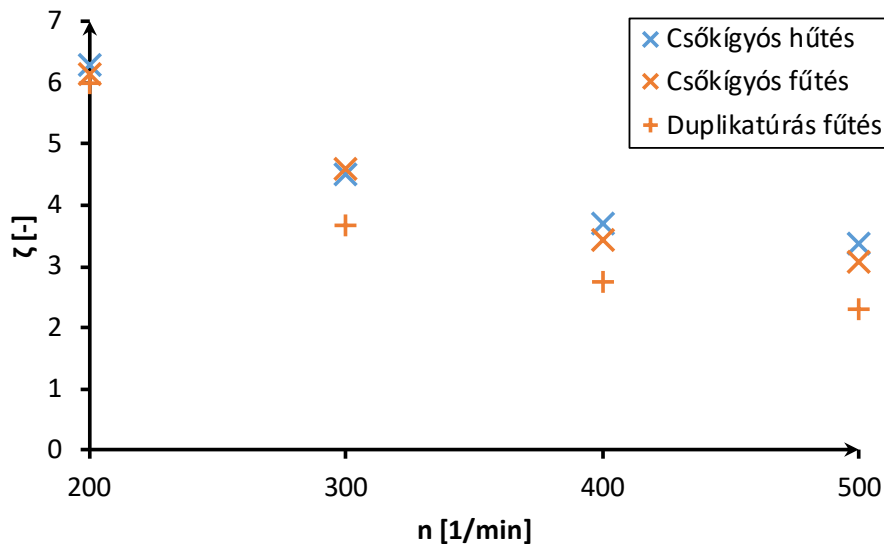
n [1/min]	Fr [–]
200	0,17
300	0,38
400	0,68
500	1,06

Turbulens tartományban a $\zeta - Re$ pontpárookra illesztett hatványfüggvény vízszintes görbét eredményez az 1.4.1-es fejezetben lévő 1.13. ábrán bemutatott elméleti görbe alapján. A turbulens tartományban a Fr -számnak meghatározó szerepe van, míg a Re -számtól szinte függetlenné válik a keverési ellenállás-tényező értéke. A csőkígyóval végzett mérések esetén a mérések a turbulens tartományba estek, mivel az illesztett egyenesek közel vízszintesek voltak a logaritmikus skála esetén. Duplikatúrás fűtésnél azonban az illesztett hatványfüggvények negatív meredekségűek, a keverési ellenállás-tényező csökkenést mutat a tartományon. Valószínűleg a mérési eredmények az átmeneti tartományba estek.



3.6. ábra: A keverési ellenállás-tényező a Re -szám függvényében a vizsgált fordulatszámokon a) csőkígyós fűtés b) duplikátoros fűtés c) csőkígyós hűtés esetén

A különböző mérési módszerek mellett végzett mérésekből számított ellenállás-tényező értékek számtani átlagát vettem a mérés teljes időtartamára vonatkozóan a vizsgált fordulatszámokon. Az átlagos keverési ellenállás-tényezőket a 3.7. ábra szemlélteti a különböző fordulatszámok esetén. A fordulatszám növelésével a keverési ellenállás-tényező jellemző értéke csökkent. Duplikatúra alkalmazása esetén az ellenállás-tényező értéke alacsonyabb volt a csőkígyóval végzett mérésekhez képest. Ennek oka, mint azt már a teljesítményszükséglet vizsgálatánál megjegyeztem, hogy a folyadékba helyezett csőkígyó többletellenállást jelent a keverés szempontjából.



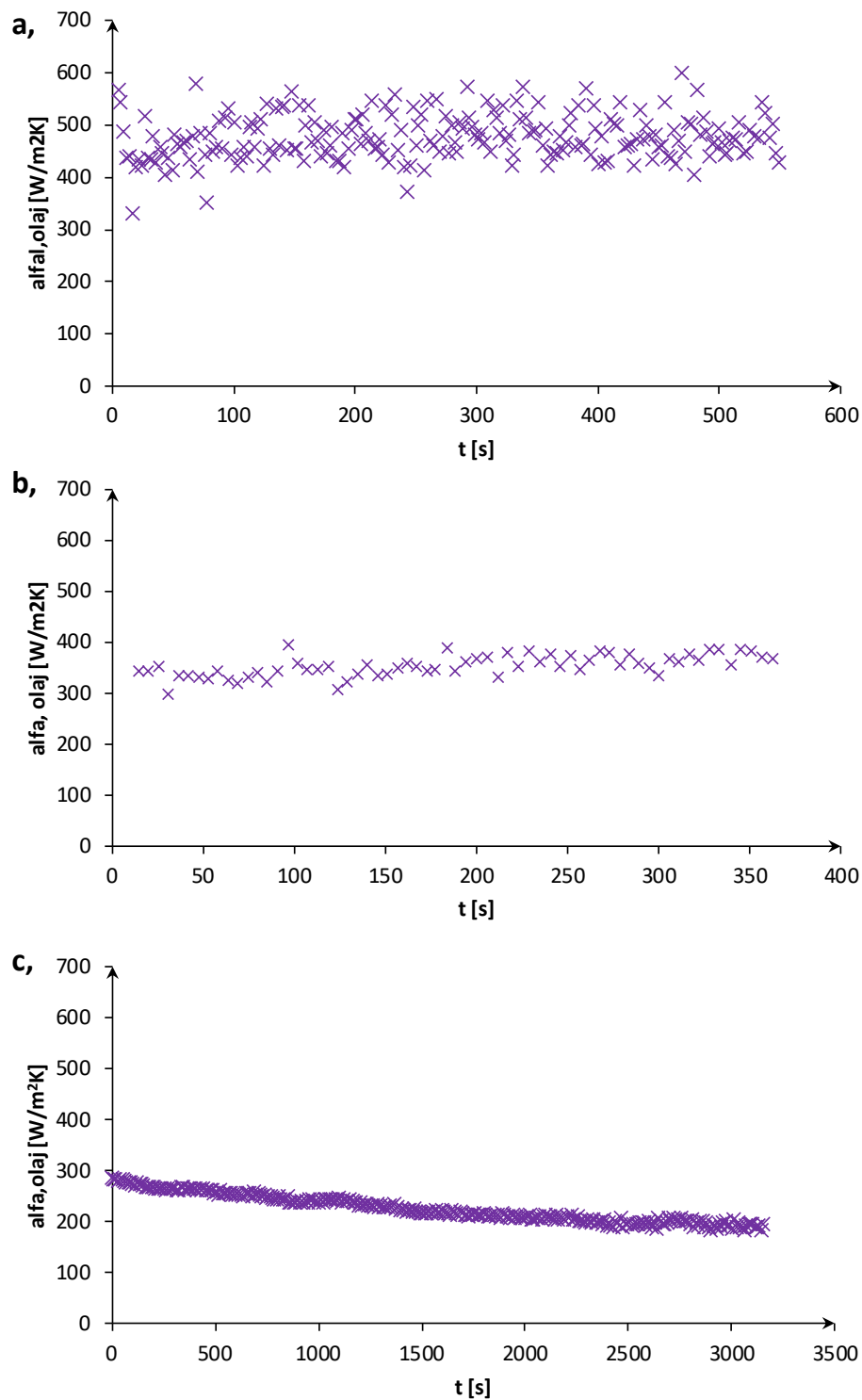
3.7. ábra: Átlagos keverési ellenállás-tényező a különböző műveletek során a vizsgált fordulatszámokon

3.3. Hőátbocsátás és hőátadási tényező

A vizsgált értékeket a 2.3.2 és a 2.3.3 fejezetben leírtak alapján számítottam. Az olajoldali hőátadási tényező alakulását az idő függvényében a különböző műveletek esetére, 400 1/min fordulatszámon a 3.8. ábra szemlélteti. A 3.8. ábra alapján látható, hogy a fűtési mérések során az olajoldali hőátadási tényező értéke közel azonos, míg hűtés esetén egyértelmű csökkenő tendencia figyelhető meg. Ez utóbbi okai a hőátbocsátási tényező összefüggésében szereplő $\frac{\Delta T_{olaj}}{\Delta t}$ és $T_{olaj} - T_{viz}$ tagok. A két paraméter változása adja ki az eltérő meredekségek miatt a csökkenő tendenciát, ami a fűtési méréseknél nem volt megfigyelhető. Ennek a részletesebb magyarázata azonban további vizsgálatokat igényelne.

Ezen felül a csőkígyós fűtés esetében volt a legmagasabb a hőátadási tényező értéke. Ez látszólagos ellentmondásba ütközik a 3.1-es fejezetben vizsgált műveleti idővel, hiszen megállapítottam, hogy duplikatúra esetén gyorsabb a felfűtés. A magyarázat az, hogy az olajoldali hőátadási tényezőt dominánsan a hőátbocsátási tényező határozza meg, melynek már korábban bemutatott számítási egyenlete fűtés esetén a következő:

$$k = \frac{m_{olaj} c_{olaj} \frac{\Delta T_{olaj}}{\Delta t}}{(T_{gőz} - T_{olaj}) A_{hőátadó}}$$



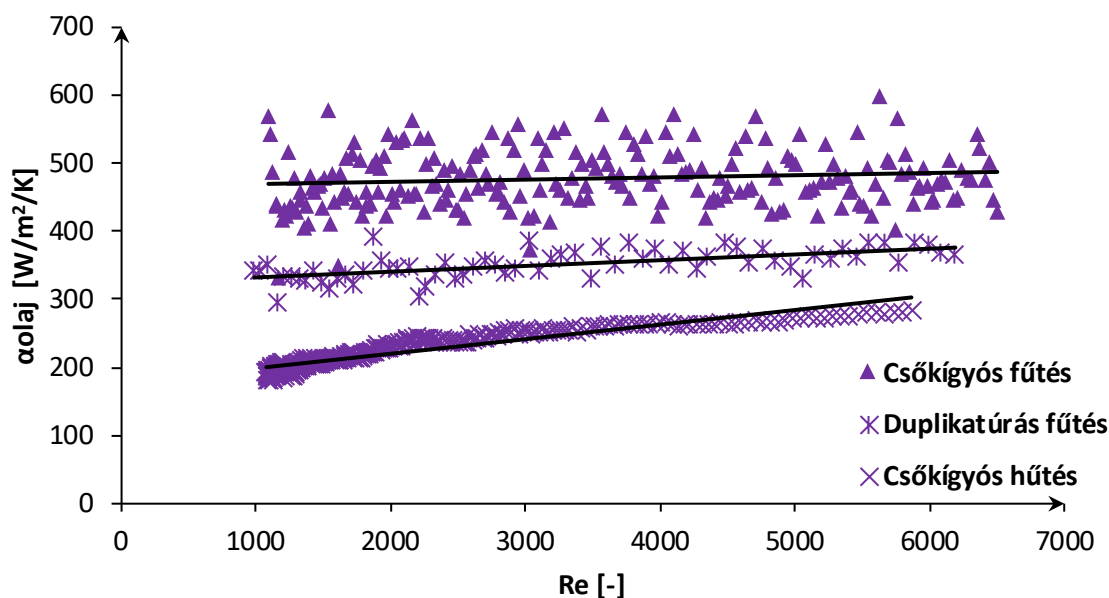
3.8. ábra: Az olajoldali hőátadási tényező alakulása 400 1/min fordulatszám esetén
a) csőkígyós fűtés b) duplikátoros fűtés c) csőkígyós hűtés esetén

A közeg jellemzői nem változnak, így a kevert olaj tömege és fajhője megegyezik a két felfűtés esetében. Az összefüggésben szereplő hőmérséklet-különbség a mért pontokban közel azonos. Azonban a duplikatúra által biztosított hőátadó felület kétsze-

rese a csőkigyóénak ($A_{csk} = 0,276 \text{ m}^2$; $A_{dupl} = 0,565 \text{ m}^2$). Megállapítható, hogy csőki-gyó esetén valóban jobbak a hőátadási viszonyok, azonban a duplikatúra nagyobb hő-átadó felülete összességében így is gyorsabb felfűtést eredményezett.

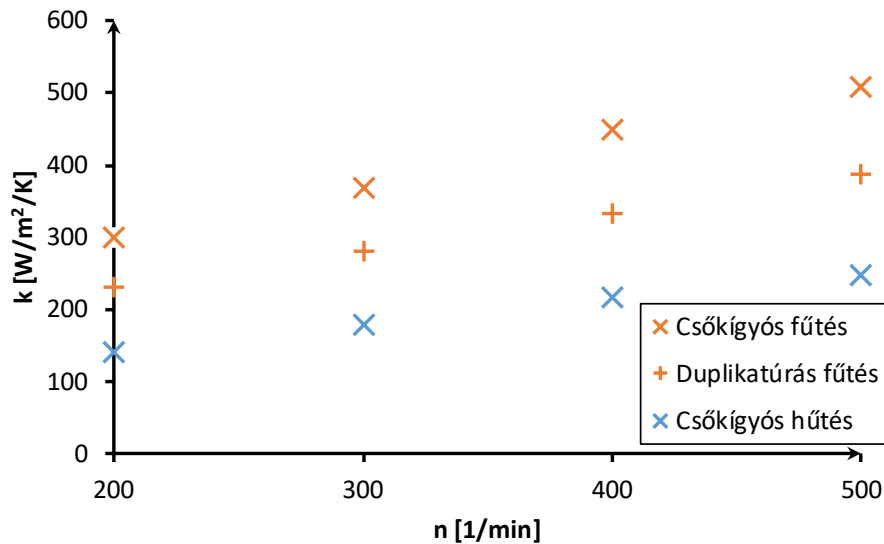
Az olajoldali hőátadási tényező alakulását az idő függvényében minden vizsgált for-dulatszám esetére a melléklet tartalmazza.

Az olajoldali hőátadási tényezőt a Re -szám függvényében ábrázolva az eredmények megjeleníthetők közös diagramban is. A csőkigyóval és duplikatúrával végzett méré-sek alapján 400 1/min fordulatszámon az olajoldali hőátadási tényező értékét a Re -szám függvényében a 3.9. ábra szemlélteti. Állandó fordulatszám mellett a Re -szám növekedését az olaj viszkozitásának megváltozása eredményezi, ugyanis az olaj visz-kozitása jelentősen hőmérsékletfüggő, értéke a hőmérséklet növelésével nagy mérték-ben csökken. Látható, hogy fűtés esetén az állandó fordulatszámon történő Re -szám változás, ami a viszkozitás megváltozásából adódik, nincs jelentős hatással az olajol-dali hőátadási tényezőre. Ezzel szemben hűtés esetén, a Re -szám növekedésével az olajoldali hőátadási tényező is látható módon nő. A megfigyelt érdekes jelenség to-vábbi vizsgálatokat igényel.

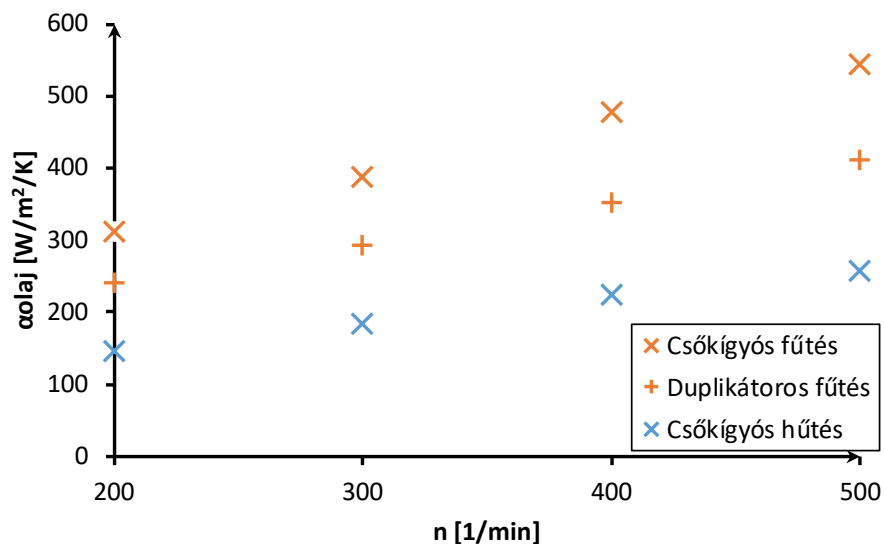


3.9. ábra: Olajoldali hőátadási tényező a Re -szám függvényében a különböző művele-tek során 400 1/min fordulatszámon

A hőátadási és hőátbocsátási tényező átlagos értékeit rendre a 3.10. ábra és a 3.11. ábra szemlélteti a különböző műveletek esetén. A fordulatszám növelésével jelentős javulást lehet elérni az olajoldali hőátadási tényezőben. A hőátadás javulásának oka, hogy a keverési fordulatszámmal együtt a keverési Re -szám is nőtt. Minél turbulen-sebb a tartályban a folyadék áramlása, annál jobbak a hőátadási viszonyok. Ebből az is következik, hogy amennyiben a többi befolyásoló érték állandó, úgy a fordulatszám növelésével gyorsabban elérhető a kívánt olajhőmérséklet, azaz rövidebb a műveleti idő.



3.10. ábra: Átlagos hőátbocsátási tényező a különböző műveletek során a vizsgált fordulatszámokon



3.11. ábra: Átlagos olajoldali hőátadási tényező a különböző műveletek során a vizsgált fordulatszámokon

3.4. Nusselt-egyenlet

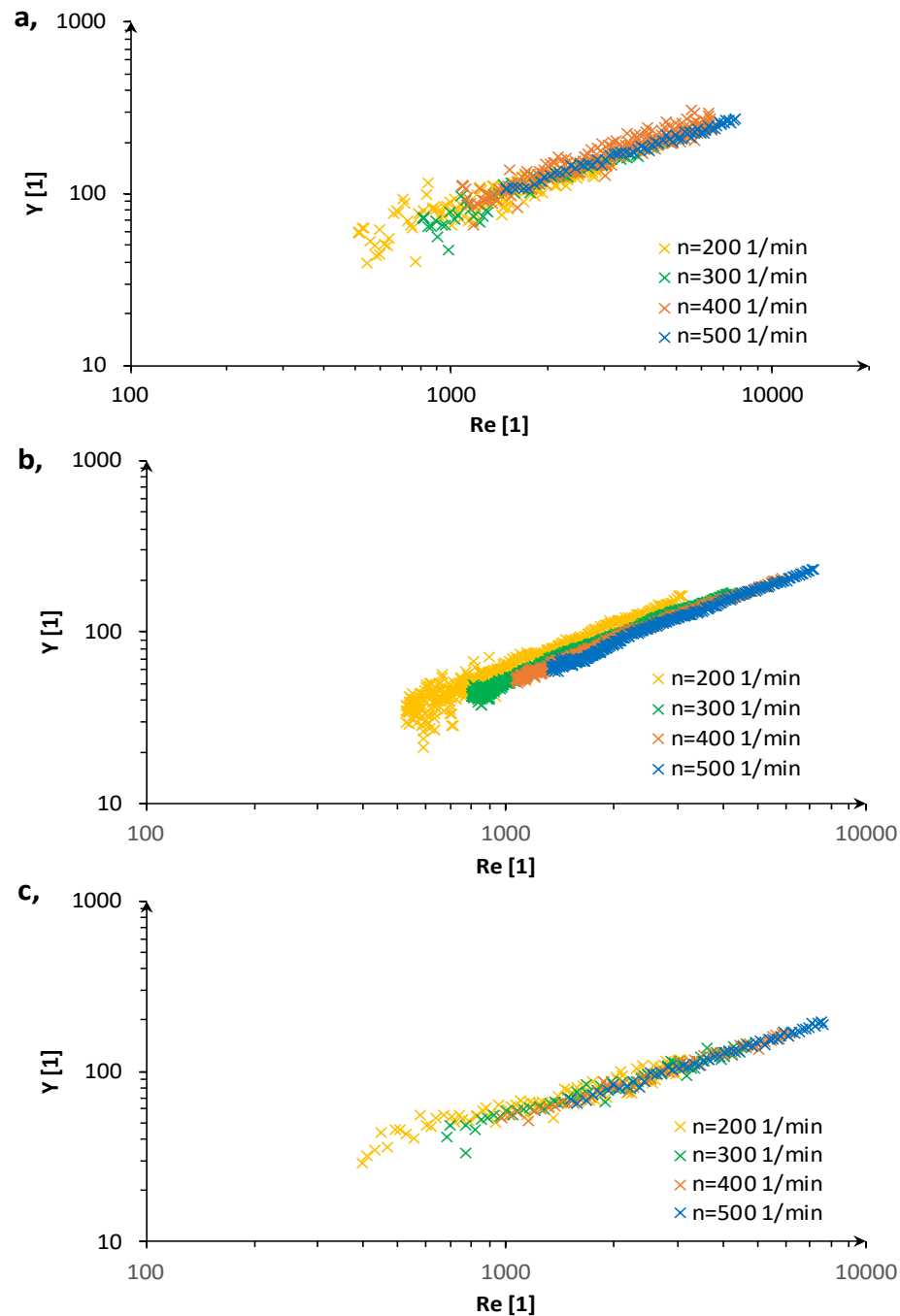
A Nusselt-egyenlet létrehozásához a 2.3.4-es fejezetben ismertetett egyenleteket és összefüggéseket használtam. A Re -számokat az egyes mérésekre az (1.1) egyenlettel számítottam ki, míg az Y értékek meghatározásához a (2.31) összefüggést használtam fel, mely a következő:

$$Y = \frac{Nu}{Pr^b \left(\frac{\mu_{olaj}}{\mu_{fal}} \right)^c},$$

ahol b és c paraméterek értékeit szakirodalmi eredmények alapján vettem fel [3,10]:

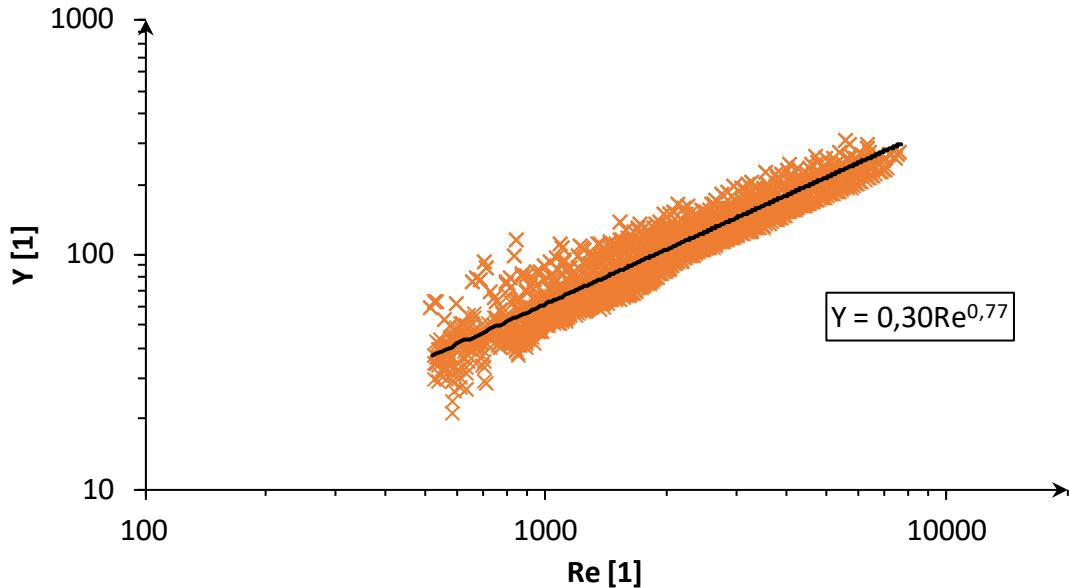
$$b = 0,33; c = 0,24$$

A 2.3.4-es fejezetben ismertetett 2.11. ábra alapján ábrázoltam az $Y - Re$ adatpárokat logaritmikus tengelyeken. A különböző műveletek esetére a mérési fordulatszámokhoz tartozó pontpárokat a 3.12. ábra tartalmazza. Adott művelet esetén a mérés során lefedett viszkozitás-tartomány megegyezik, azonban a fordulatszám növekedésével a Re -szám értéke nő. Ennek megfelelően a fordulatszám növelésével a pontpárokhoz tartozó Re -számok nagyobbak. Eközben a fordulatszám növelésével az olajoldali hőátadási tényező is nő, ami magasabb Y értékeket eredményez. Ebből adódóan a diagramon a magasabb fordulatszámhoz tartozó mérési pontok jobbra és felfelé tolódnak el.



3.12. ábra: $Y - Re$ értékpárok a vizsgált fordulatszámokon a) csőkígyós fűtés b) csőkígyós hűtés c) duplikatúrás fűtés esetén

A csőkígyós fűtési és hűtési mérések $Y - Re$ pontpárjait összevonva, közös diagramon ábrázoltam a 3.13. ábrán. A duplikatúrás mérésekhez tartozó $Y - Re$ pontpárok a 3.14. ábrán láthatók. Az egyes diagramokon lévő mérési pontok összességére hatványfüggvényt illesztettem.



3.13. ábra: $Y - Re$ értékpárok csőkígyóval végzett műveletek esetére

A csőkígyóval végzett mérések esetén az illesztéssel kapott a és K paramétereket a hatványfüggvény egyenletéből lehet meghatározni:

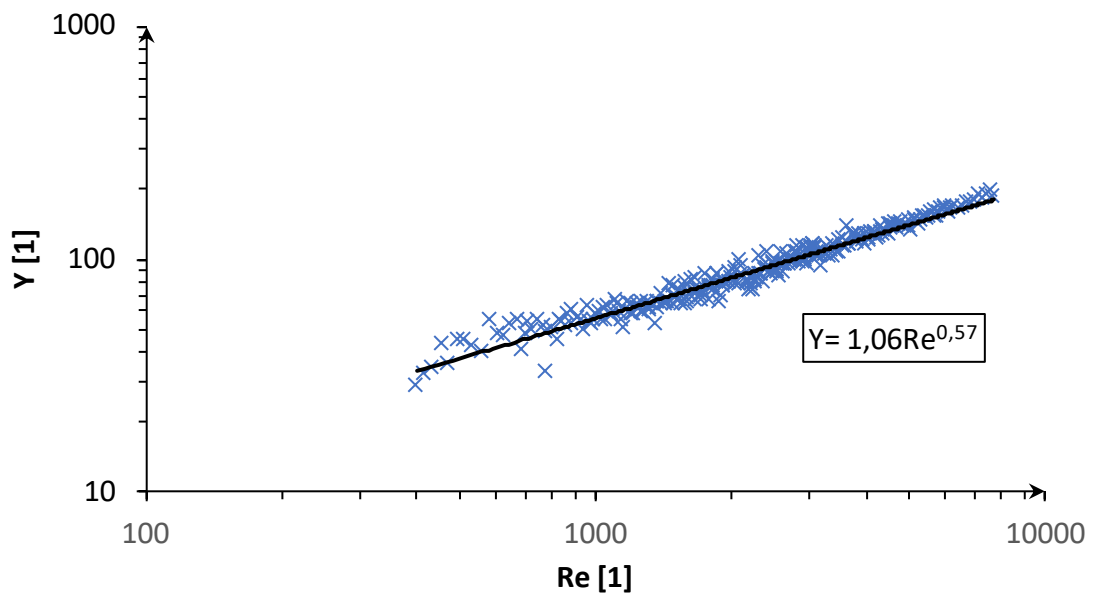
$$Y = KRe^a = 0,3Re^{0,77} . \quad (3.1)$$

A Nusselt-egyenlet a csőkígyóval végzett mérések esetén a teljes vizsgált tartományra az (1.26) egyenlet alapján:

$$Nu = 0,3Re^{0,77}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24} . \quad (3.2)$$

A Nusselt-egyenlet felírását követően fontos megadni annak értelmezési tartományát. A mérések alapján meghatározott Nusselt-egyenlet csak definiált geometriai arányok esetén, meghatározott Re -szám és Pr -szám tartományban alkalmazható. Az egyenlet a 2.1-es fejezetben bemutatott geometriai arányok esetén használható. Az alkalmazhatóság Re -szám és Pr -szám tartománya a mérések során lefedett dimenzió nélküli számok minimális és maximális értéke szabja meg. A (3.2)-es egyenlet alkalmazhatósági tartománya:

$$\begin{aligned} 520 &\leq Re \leq 7700 \\ 320 &\leq Pr \leq 1800 \end{aligned}$$



3.14. ábra Y-Re értékpárok duplikatúrával végzett művelet esetére

A duplikatúrával végzett mérések esetén az illesztéssel kapott a és K paramétereket az illesztett hatványfüggvény egyenletéből lehet meghatározni:

$$Y = KRe^a = 1,06Re^{0,57}. \quad (3.3)$$

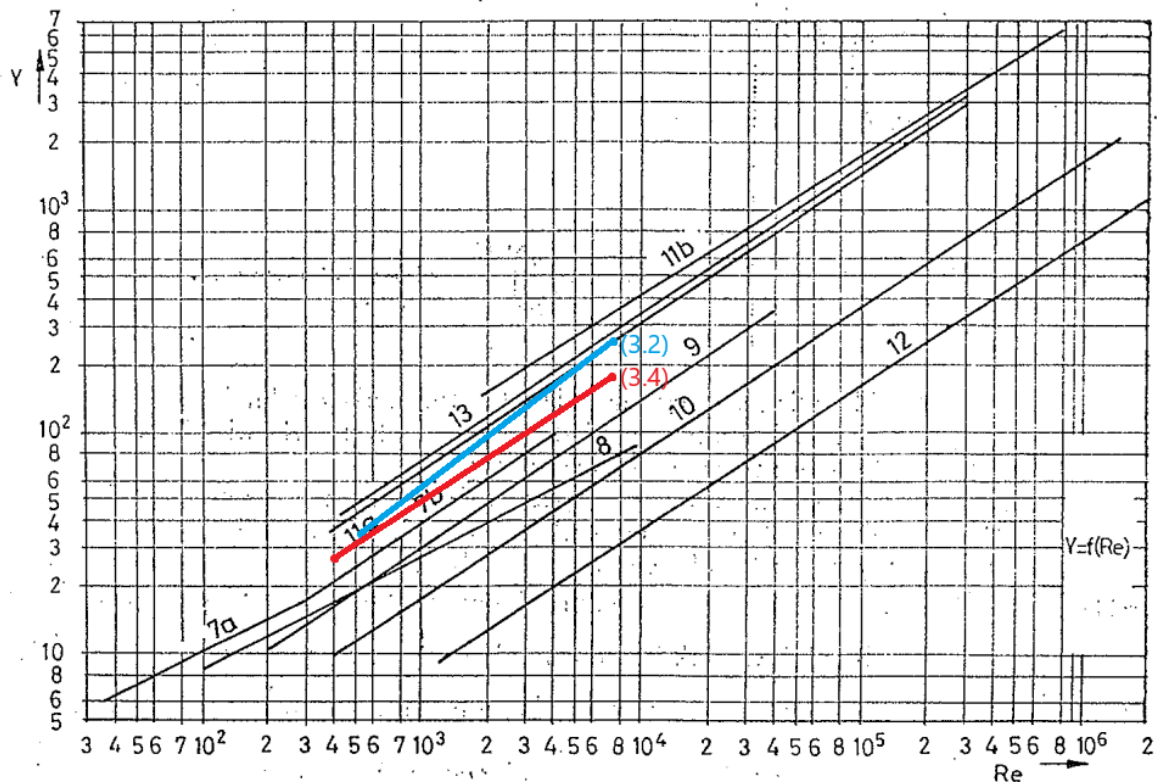
A Nusselt-egyenlet a duplikatúrával végzett mérések esetén a teljes vizsgált tartományra:

$$Nu = 1,06Re^{0,57}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24}, \quad (3.4)$$

mely alkalmazhatósági tartománya:

$$\begin{aligned} 400 &\leq Re \leq 7600 \\ 320 &\leq Pr \leq 2300 \end{aligned}$$

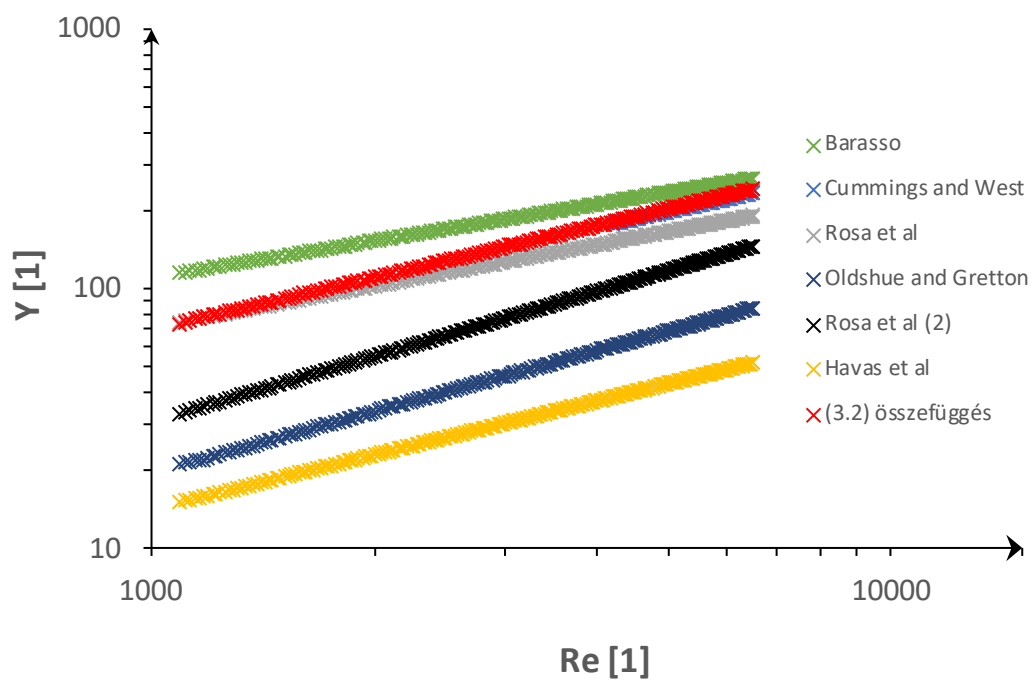
A létrehozott egyenleteket összevettem a szakirodalomban található korábbi eredményeket bemutató diagrammal. A 3.15. ábrán a színnel jelölt egyenesek a Stokes Laboratóriumban található keverőberendezésre érvényes $Y - Re$ összefüggéseit mutatják. Látható, hogy a mérési eredmények értelmezhetők, megfelelő tartományba esnek, valamint a többi görbéhez hasonló tendenciát mutatnak.



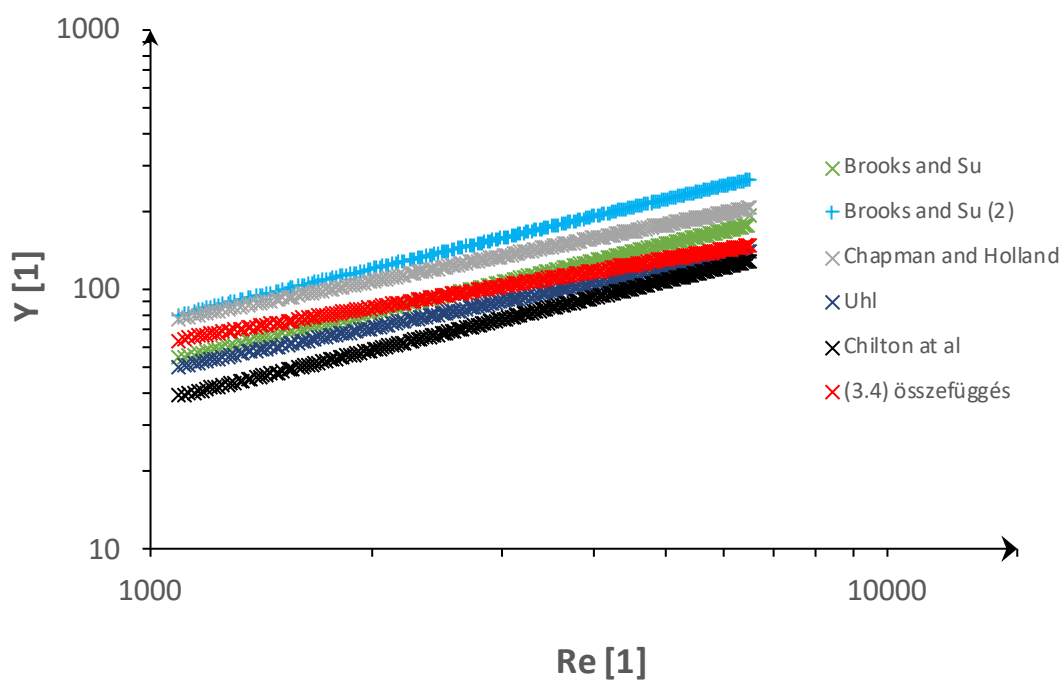
3.15. ábra: Y értékek a Re -szám függvényében különböző keverőberendezés kialakításokra, valamint a (3.2) és (3.4) egyenletekre. [3]

- (7a, Horgonykeverő; 7b, Horgonykeverő, 8 Propellerkeverő;
 9, Propellerkeverő diffúzorral; 10, Turbókeverő csőkígyóval, torlólappal;
 11a, Turbókeverő csőkígyóval; 11b, Turbókeverő csőkígyóval;
 12, Turbókeverő függőleges, egyenes csövekkel; 13, Turbókeverő torlólappal)

A létrehozott egyenleteket továbbá a 1.4.2 fejezetben összegyűjtött Nusselt-egyenletekkel is összevettem. A csőkígyóra meghatározott (3.2) egyenletet szintén csőkígyót alkalmazó szakirodalmi eredményekkel ábrázoltam a 3.16. ábrán. A duplikatúra esetén felírt (3.4) egyenletet szintén megegyező fűtési módszerrel kapott Nusselt-egyenletekkel a 3.17. ábrán hasonlítottam össze. Itt is elmondható, hogy a kapott görbék értelmezhetők és a szakirodalmi eredményekhez hasonló tendenciát mutatnak.



3.16. ábra: Y értékek a Re -szám függvényében csőkígyóval végzett műveletek esetén



3.17. ábra: Y értékek a Re -szám függvényében duplikatúrával végzett műveletek esetén

3.5. Mérésekkel kapcsolatos tapasztalatok

A felfűtési méréseket 100, 200, 300 és 400 1/min fordulatszámokon szerettem volna elvégezni, azonban a 100-as fordulatszám helyett végül 500 1/min-es fordulatszámon mértem. Ennek oka, hogy 100 1/min fordulatszámon az alkalmazott keverőtípus adott geometriai elrendezés mellett nem volt képes a szükséges mértékű keveredést biztosítani. A fűtés során egyes folyadékrétegek között nagy hőmérsékletkülönbségek alakulnak ki, a leadott kondenzációs hőt a folyadéknak csak egy adott része veszi fel. Az olaj relatív rossz hővezetési tényezője miatt egyes méréseknél akár 40°C-os hőmérsékletkülönbség alakult ki a folyadékon belül. A homogén hőmérsékletmező kialakulása nélkül megváltozik a számított hőátbocsátás, hibásak a köbözési értékek, így az eredmények nem értékelhetők. Továbbá nem lehet meghatározni felfűtési időt sem.

A különböző fordulatszámokon további megfigyeléseket végeztem. A 200 1/min fordulatszámon már homogén hőmérsékleteloszlást mértem az olajban, ami azt jelenti, hogy a szükséges keveredés biztosításához tartozó minimális fordulatszám valahol 100 és 200 1/min fordulatszámok között keresendő. 400 1/min fordulatszámon, 20°C hőmérsékleten kezdetleges tölcsérképződés figyelhető meg. 400 1/min fordulatszámon, 80°C hőmérsékleten már jelentős a tölcsérképződés. 500 1/min fordulatszámon, 80°C hőmérsékleten már mély, nagy átmérőjű tölcsér alakul ki és az olaj a művelet végére kissé felhabosodik. Keveréskor a tölcsér létrehozásához és fenntartásához többletenergia szükséges, ami a folyamat szemszögéből veszteséget jelent. Emellett, mint már említettem, az intenzív tölcsérképződés levegő bekeverést eredményezhet. Ezen okokból az 500 1/min fordulatszám kerülendő. Amennyiben szükséges kisebb viszkozitású anyag 400 – 500 1/min fordulatszámon történő keverése, úgy a művelet elvégzése csőkígyó jelenléte nélkül, a tartály lefedésével célszerű a fröcskölés elkerülése érdekében.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen TDK dolgozat célja a keverős berendezések működési jellemzőinek vizsgálata volt. A szakirodalmi áttekintés keretei között bemutattam a keverési művelet alkalmazásának céljait, a keverős berendezések felépítését és a jellemzésükre használt geometriai arányszámokat. Ismertettem a leggyakrabban alkalmazott keverőelemeket, azok csoportosítását és alkalmazását, illetve kiemeltam a keverős készülékek hőmérséklet szabályozásának fontosságát és bemutattam az erre kínákozó kialakítási lehetőségeket. Ismertettem a keverés szempontjából fontos dimenzió nélküli számokat és használatuk előnyeit. Bemutattam a keverős készülékekben lejátszódó hőközlési folyamatokat.

A Stokes Laboratóriumban található duplikatúrával és csőkígyóval felszerelt keverős tartály működési jellemzőit vizsgáltam. Ennek érdekében különböző fordulatszámokon végeztem felfűtési és hűtési méréseket duplikatúra és csőkígyó segítségével. Vizsgáltam a művelet szempontjából fontos jellemzők változását, amely során megállapítottam többek között, hogy a fordulatszám növelésével a teljesítményszükséglet jelentősen megnőtt, illetve a keverési ellenállástényező értéke csökkent. A csőkígyó alkalmazása esetén a keverési teljesítményszükséglet, valamint a keverési ellenállástényező értéke is magasabb volt, mint a duplikatúrák mérések esetén.

A fordulatszám növelésével a tartályban kevert közeg turbulenciája nő, ami javítja a hőátadást. Ezért a hőátbocsátási tényező, valamint az olajoldali hőátadási tényező értéke a fordulatszám növelésével nőtt. A jobb hőátadás pedig gyorsabb felfűtést/hűtést eredményezett. A műveleti idő gőzfűtés esetén sokkal rövidebb volt, mint vízhűtésnél. A leggyorsabb felfűtés minden fordulatszám esetén duplikatúrával volt elérhető. Az olajoldali hőátadási tényező értéke csőkígyós hűtés esetén a legalacsonyabb, duplikatúra esetén ennél magasabb, míg értéke csőkígyós fűtés esetén a legmagasabb. Alapvetően a csőkígyó jobb hőátadást biztosít, ám kisebb felülete miatt amennyiben a kevert közeg mihamarabbi felfűtése fontos szempont, úgy duplikatúrák gőzfűtés javasolt ezen berendezés esetén.

Az olajoldali hőátadási tényező meghatározását követően létrehoztam a hőátadási folyamatokat jellemző Nusselt-egyenleteket és azok alkalmazási tartományát. Megadtam továbbá az egyenletek használatakor figyelembe veendő geometriai hasonlósági számokat. Csőkígyó használatára az alábbi Nusselt-egyenletet határoztam meg:

$$Nu = 0,3Re^{0,77}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24},$$
$$520 \leq Re \leq 7700$$
$$320 \leq Pr \leq 1800$$

Duplikatúra esetére a következő egyenletet hoztam létre:

$$Nu = 1,06Re^{0,57}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24},$$
$$400 \leq Re \leq 7600$$
$$320 \leq Pr \leq 2300$$

5. SUMMARY

The aim of this study was to investigate the operational characteristics of mixing equipment. Through the literature review, I presented the objectives of the application of the mixing operation. I described the general construction of mixing equipment and the geometric ratios used for characterization. I presented the most commonly used mixing elements and their applications. I introduced the dimensionless numbers important in the field of mixing and the advantage of their usage.

I investigated the working characteristics of the jacketed mixing equipment equipped with a heating coil in the Stokes laboratory. I carried out heating and cooling measurements at different rotational speeds using the jacket of the vessel and heating coil. I investigated the changing of the main characteristics relevant to the operation. I found that increasing the rotational speed increases the power consumption while decreases the value of the mixing resistance-factor. Both the power consumption and the resistance-factor are higher in the case of using the coil.

Increasing the rotational speed means that the fluid flow in the tank is more turbulent, which facilitates heat transfer. For this reason, at higher rotational speeds the values of the overall heat transfer coefficient and the oil side heat transfer coefficient have increased. Better heat transfer resulted in faster operating time. Steam heating presented much faster operating time than water cooling. Using the given equipment, in case of every rotational speed a more rapid heating can be achieved with the jacket. The oil side heat transfer coefficient showed the lowest values in the case of cooling with the coil, was higher when heating with the jacket, and presented the highest values in the case of coil heating. The coil provides better heat transfer; however, using this equipment due to the smaller area of the coil, jacket heating is recommended if rapid heating of the mixed medium is important.

After the calculation of the oil side heat transfer coefficient, I determined the Nusselt-equations that characterize each operation. I also provided the range of application of the equations and the geometric similarity ratios to be considered. In the case of using the heating coil, I constructed the following equation:

$$Nu = 0,3Re^{0,77}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24}$$
$$520 \leq Re \leq 7700$$
$$320 \leq Pr \leq 1800$$

For the operations using the jacket the following equation was determined:

$$Nu = 1,06Re^{0,57}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{fal}}\right)^{0,24}$$
$$400 \leq Re \leq 7600$$
$$320 \leq Pr \leq 2300$$

Keywords: *mixing, heat transfer, jacketed vessel, heating coil, turbine mixer, power consumption, resistance factor, Nusselt-equation*

6. FELHASZNÁLT FORRÁSOK

- [1] Dr. Fonyó Zsolt és Dr. Fábry György, *Vegyipari művelettani alapismeretek*. Budapest: Nemzeti Tankönyvkiadó Rt, 2004.
- [2] Warren L. McCabe, Julian C. Smith, és Peter Harriott, *Unit Operations of Chemical Engineering*. Singapore: McGraw-Hill Book Co., 1993.
- [3] Dr. Krekács Sándor, Dr. Magassy Zoltán, Dr. Pálfi Zoltán, és Dr. Rátkai György, *VEGYIPARI KÉSZÜLÉKEK Szerkesztési atlasz*. Budapest: Műszaki Könyvkiadó, 1986.
- [4] Joseph B. Gray, *Flow Patterns, Fluid Velocities, and Mixing in Agitated Vessels*. E. I. du Pont de Nemours and Company, Inc.
- [5] Marko Zlokarnik, *Stirring: Theory and Practice*. John Wiley & Sons, 2008.
- [6] Raj Chhabra és V. Shankar, *Coulson and Richardson's Chemical Engineering*. Elsevier, 2018.
- [7] P. Mohan, A. Nicholas Emery, és T. Al-Hassan, „Review heat transfer to Newtonian fluids in mechanically agitated vessels”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, köt. 5, sz. 6, o. 861–883, nov. 1992, doi: 10.1016/0894-1777(92)90130-W.
- [8] Bihari Péter, *Műszaki hőtan*. Edutus Főiskola, 2011.
- [9] Hégely László, „Folyadék keverés mérési segédlet”. 2020. november 30.
- [10] Fejes Gábor, *Ipari Keverőberendezések*. Műszaki Könyvkiadó, 1970.
- [11] G. H. Cummings és A. S. West, „Heat Transfer Data for Kettles with Jackets and Coils”. 1950.
- [12] K. B. Rao és P. S. Murti, „Heat Transfer in Mechanically Agitated Gas-Liquid Systems”. 1973.
- [13] Vitor da Silva Rosa, Marlene Silva de Moraes, Juliana Tofano de Campos Leite Toneli, és Deovaldo de Moraes Junior, „External Heat Transfer in Agitated Vessels Using a Radial Impeller and Vertical Tube Baffles”. 2014.
- [14] G. Havas, A. Deák, és J. Sawinsky, „Heat Transfer to Helical Coils in Agitated Vessels”. 1986.
- [15] Edward Joseph Barrasso, „Heat transfer coefficients in an agitated vessel using verticle-tube buffles”. 1956.
- [16] Vitor da Silva Rosa, Maria Elena Santos Taqueda, José Luis de Paiva, Marlene Silva de Moraes, és Deovaldo de Moraes Júnior, „Nusselt's correlations in agitated tanks using the spiral coil with Rushton turbine and PBT 45 impeller. Comparison with tanks containing vertical tube baffles”. 2017.
- [17] Bihari Péter, Both Soma, Dobai Attila, Györke Gábor, „Hőtan Segédlet”. 2020.
- [18] „Olaj anyagi jellemzői”, https://mol.hu/images/content/LUB_repo/TDS_MOL%20Thermol%2046_HU.pdf letöltve: 2024.05.03.