

БЪЛГАРСКА АКАДЕМИЯ НА НАУКИТЕ  
ИНСТИТУТ ПО ИНЖЕНЕРНА ХИМИЯ

*Добрин Петров Георгиев*

---

Числено изследване на енергоспестяващи разбъркващи  
устройства

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за присъждане на образователна и научна степен „ДОКТОР“  
по научна специалност „Процеси и апарати в химичната и биохимичната  
технологии“, шифър 02.10.09

**Научен ръководител: проф. д-н Серафим Влаев**

София, 2011г.

Дисертационният труд е написан на 141 печатни страници и съдържа 80 фигури и 11 таблици. Цитирани са 130 литературни източника.

Дисертационният труд е обсъден на заседание от Колоквиума по Инженерна химия състояло се на 31.11.2011г. и предложен за защита пред Научно жури от Научния съвет на Института по електрохимия и енергийни системи при Българска академия на науките.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на ..... г. от .....ч. в залата на Института по Инженерна химия към Българска Академия на науките на открито заседание пред Научно жури в следния състав:

проф. дн Венко Бешков (ИИХ-БАН) – рецензент

проф. дн Петър Станков (ТУ) – рецензент

проф. дн Андрей Минчев (prof. emeritus)

проф. дн Румен Даракчиев (prof. emeritus)

проф. дн Серафим Влаев (ИИХ-БАН)

проф. дн Венко Бешков – Председател на Научното жури

Авторът изказва своята сърдечна благодарност на научния си ръководител проф. дтн Серафим Влаев и на ръководството на Национален военен университет „Васил Левски“.

Материалите по защитата са публикувани на интернет страницата на ИИХ-БАН: <http://www.iche.bas.bg/>

# СЪДЪРЖАНИЕ

Използвани означения .....	4
Въведение .....	5
1. Литературен обзор и изводи.....	7
2. Цели и задачи на дисертационния труд.....	9
3. Използвани методи.....	10
4. Основни резултати.....	15
4.1. Прави лопатки.....	15
4.2. Наклонени лопатки.....	27
4.2.1. Конструкции с две лопатки.....	27
4.2.2. Конструкции с четири лопатки.....	32
5. Заключение и изводи.....	36
Списък на публикациите на докторанта.....	39

## ИЗПОЛЗВАНИ ОЗНАЧЕНИЯ

<i>означение</i>	<i>физичен смисъл</i>	<i>SI</i>
A	повърхност	m <sup>2</sup>
C <sub>p</sub>	коэффициент на налягането	
D	диаметър на разбъркващото устройство	m
e <sub>v</sub>	специфична мощност	W.dm <sup>-3</sup>
F	сила	N
F <sub>l</sub>	циркуляционен коэффициент	
H	височина на слой течност	m
k	турбулентна кинетична енергия	m <sup>2</sup> .s <sup>-2</sup>
K <sub>L</sub>	коэффициент на масопренос	m.s <sup>-1</sup>
N	ъглова скорост	s <sup>-1</sup>
N <sub>b</sub>	брой лопатки	
P <sub>0</sub>	критерий на мощност	
p	статично налягане	Pa
Q	обемна скорост	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
T	диаметър на съда	m
T <sub>q</sub>	момент на сила	N.m
t	време	s
U	линейна скорост	m.s <sup>-1</sup>
u <sub>i</sub>	линейна скорост по компонента i	m.s <sup>-1</sup>
$\overline{u_i u_j}$	привидни турбулентни напрежения на деформация	N
V	обем	m <sup>3</sup>
Re	критерий на Рейнлодс	
ε	скорост на дисипация на турбулентната кинетична енергия	m <sup>2</sup> .s <sup>-3</sup>
γ̇	скорост на тангенциална деформация	s <sup>-1</sup>
μ	динамичен вискозитет	Pa.s
μ <sub>t</sub>	турбулентен привиден вискозитет	Pa.s
θ	време на хомогенизация	s
ρ	плътност	kg.m <sup>-3</sup>
CFD	изчислителна хидродинамика	
MRF	модел на мулти-референтните рамки	
RANS	усреднени Рейнолдсови уравнения на Навие - Стокс	

## ВЪВЕДЕНИЕ

Използването на съдове с разбъркване е широко застъпено в редица отрасли на химичната и биохимичната технологии. За да се анализира спецификата на процеса разбъркване в етапите на проектиране, контрол и оптимизация е нужно неговото детайлно познаване. От друга страна, поради сложният му характер е необходимо използването на гъвкави и прецизни методи за охарактеризирането му.

Разбъркването може да се дефинира като процес на редуциране на нехомогенността, с цел постигане на даден технологичен резултат. Нехомогенността може да бъде по отношение на концентрацията, фазовото разпределение или температурата. Ефекта от хомогенизирането обикновено дава отклик върху масообмена, химичната реакция или свойствата на разбъркваната система.

Лошото разбъркване често означава недостатъчна продукцията, лошо качество или свойства на крайния продукт, излишно оскъпяване и дори неконкурентна способност при пазарни условия. Разходите при разрешаването на тези проблеми са неимоверно по-големи в сравнение с разходите за подобряване показателите на разбъркването. Например през 1998 загубите в резултат на лошо разбъркване само за химическата промишленост в САЩ възлизат между 1-10 билиона долара. Загубите като количество продукция в резултата на лошо разбъркване обикновено са около 5%. Подобно е положението и във фармацевтичната и целулозно-хартиената промишлености. За да се избегне това, трябва да се вземат под внимание редица фактори, като особености на процеса, физични свойства на разбъркваните среди, хидродинамични ефекти, стабилност на продуктите и не на последно място спецификата във формата на лопатките на разбъркващите устройства. Последната е основна предпоставка за ефективността на разбъркването в химичните реактори и като такава е важен обект за оптимизация.

На фона на последните тенденции по отношение на лимитирането на парниковите газове (GHG) и зачестилите напоследък, дебати във връзка с климатичните изменения, добрият дизайн на разбъркващите устройства е изключително важен фактор, влияещ върху техния потенциал да пестят енергия. От друга страна развитието на технологиите направи възможно изработването на устройства с все по-сложен вид и отпадането на ограниченията във формата.

Формата на лопатките на разбъркващите устройства е обект на многобройни изследвания, някои от тях съвсем съвременни. Въпреки това, систематично описание на връзката между геометрията на бъркачката и характеристиките на разбъркване, които тя

обуславя е оскъдно. Нужна е още информация, за да се разграничи, как измененията на формата ще повлияят върху ефективността на разбъркването.

Използвайки потенциала на съвременните локални методи за анализ, като например изчислителната хидродинамика (CFD), измененията в хидродинамичното поле причинени от различният дизайн на лопатките биха могли да се идентифицират и опишат в една по-подробна форма. Подобен анализ би трябвало да се съобрази с оформените вече типове разбъркващи устройства: такива с прави лопатки, наклонени лопатки, хидрообтекаеми (хидрофойлни) лопатки и т.н.

В хода на един първоначален опит на такава класификация на ефектите, породени от изменения във формата на лопатките, настоящият труд има за цел да разкрие основните характеристики на някои разбъркващи устройства с прави и наклонени лопатки при конструктивни изменения насочени към енергоспестяване.

## 1. ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР И ИЗВОДИ

В литературния обзор са проучени тенденциите в търсенето на подобрения в конструкциите на разбъркващите устройства. Установено е, че в повечето случаи стремежите са насочени към енергоспестяване при запазване на съществуващите нива на характеристиките на разбъркване (напр. коефициенти на мощност, коефициенти на циркулация и др.), чрез въздействие върху характера на потоците, вариации в ъгъла на атака, придаване на обтекаемост, огъване на лопатките, редуциране или разширяване на атакуващата повърхност и прочее. Обзорните данни подсказват актуалност на проблема, но трябва да бъде отчетена и известната хаотичност в търсенето на оптимизационни или иновативни решения, което свидетелства за нуждата от още приноси към познанието на природата на обекта.

Поради разнопосочността на съпротивленията и движещите сили е трудно да се даде предварителна оценка или да се предскаже коя форма ще създаде условия за по-висока ефективност (оценена, като запазване или подобряване на ефекта на разбъркване при запазване или намаляване разхода на енергия). Например, очакванията за подобряване на енергийната ефективност на бъркачките се основават на избиране на такава структура на потока, при която ще се намалят хидродинамичните загуби от явления на сепарация, характерни за течения около потопени тела. Това означава да се предвиди, каква форма би довела до поток, при който ротационните структури зад лопатката ще са с такова поведение и структура, че да не действат съпротивляващо на движението на турбината в следствие на обратните скоростни градиенти (респ. зони на ниско налягане по задната повърхност на лопатките), които създават. При неравномерно разпределение на налягането, не само се губи височина за полезна работа, но еднопосочно се явява възникване и формиране на кавитачни кухини (газови възглавници) зад лопатките, които отново в зависимост от формата на лопатката блокират работната ѝ повърхност, което се явява форма на патология на потока.

Във връзка с това може да се възприеме, че мерките за намаляване на разхода на енергия при разбъркване са еднопосочни с мерките за уравнивяване на налягането в посоката на изхвърляне.

В обзора са разгледани и съвременните методи за анализ на хидродинамиката в реакторите с разбъркване. Отчетени са редица предимства на локалните методи пред класическите интегрални методи с акцент върху изчислителната хидродинамика (CFD), като нов подход с големи възможности, чрез който една хидродинамична система може да бъде охарактеризирана при произволни условия на произволни нива, като по този начин се достига

до точна предварителна информация с помощта на която се дава ориентация за следващите етапи при решаването на проблема.

Въз основа на направените проучвания се стигна до следните изводи:

- Съвременното развитие на изследванията на разбъркващите устройства продължава да включва работи върху конструктивните форми и се концентрира върху усъвършенстване на работните елементи. В повечето случаи изследванията са насочени към енергоспестяване при запазване на съществуващите нива на характеристики на разбъркване;
- Известни са опити за обосновка на работните характеристики на конструкциите от гл.т. на хидродинамиката на обтичане, но трудностите по определяне на хидродинамиката в близост до лопатките са затруднявали анализа на тяхната работа и не са позволили изясняване на закономерностите;
- Влиянието върху характеристиките на разбъркващите устройства, чрез промяна на формата на течение, предизвикана от геометрията на лопатката, е разнопосочно, поради различното въздействие на съпротивленията и движещите сили; трудно е отнапред да се даде оценка или предскаже коя форма ще създаде условия за по-висока ефективност (напр. оценена като запазване или подобряване на ефекта на разбъркване при намаляване разхода на енергия). Поради това конструкциите се определят въз основа на по-общи, интуитивни съображения за очакваната хидродинамика и едва след това, чрез изследване се разкрива фактичката характеристика на хидродинамичното поле с помощта на експериментални методи.
- Съвременното изследване на влиянието на геометричната форма върху хидродинамика на разбъркващите устройства предполага локално изследване на хидродинамиката на съставни елементи - например лопатките, техните повърхности, водещите ръбове, входните и изходните сектори на тези устройства и др. Достъпно и надеждно средство за изследване напоследък е изчислителната хидродинамика (CFD) върху изчислителна платформа, което се заключава в пряко моделиране на хидродинамиката, основано на точни геометрични модели на анализирания обект, съчетано с решаване на уравненията на движението на реален флуид.



- От анализа на хидродинамичното поле около елементите на разбъркване може да се възприеме, че мерките за намаляване на разхода на енергия при разбъркване са еднопосочни с мерките за намаляване на хидравличните загуби, респ. мерките за уравнивяване на противоналягането (pressure recovery) в посоката на изхвърляне.

## 2. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

В рамките на общия проблем за енергоразхода на разбъркващите устройства и като се имат предвид изводите от литературния анализ, настоящия труд си поставя, като основна **цел** да изследва различни варианти на предполагаемо благоприятни, но и нови конструктивни изменения във формата на разбъркващи устройства, като разкрие закономерностите в тяхното поведение под формата на характеристики, корелирани с локалните изменения на хидродинамичните характеристики в близост до лопатките.

Задачите могат да се конкретизира, както следва:

- Чрез методите на изчислителната хидродинамика (CFD) да се формулират и охарактеризират системи с механично разбъркване при различни конструкции разбъркващи устройства с последващо валидизиране на получените данни, чрез лабораторни експерименти;
- Да се потърси връзка между геометричната специфика на разбъркващите елементи и характеристиките на хидродинамичното поле, като полета на скорост и налягане, енергийна ефективност, циркулация, време на хомогенизация, турбулентни характеристики, скорости на срязване, масопренос и др.
- Да се направи опит за систематично описание на получените данни с акцент върху функцията на благоприятните хидродинамични ефекти от модифицирането на формата на конвенционалните разбъркващи устройства.

Разглеждайки информацията в литературата, отнесена към обезпечаване на варианти за енергоспестяване и като се има предвид липсата на отговори на редица въпроси, бяха предположени следните конструктивни изменения във формата на лопатките на разбъркващите устройства с очакване за подобрене:

- повишаване на кинетичната енергия на потока зад лопатката, съпроводено с намаляване на обратния градиент на налягане – осъществимо чрез осигуряване на **отвори, прорези и канали**;
- изменение на профила на работната повърхност – водещо до друг профил на течение и поле на скоростите и статичното налягане – чрез осигуряване на външна **обтекаемост**.
- изменение на **ЪГЪЛА** на активната повърхност на лопатките.

Заедно с това бяха очертани следните очаквания от предлаганите конструктивни изменения, които бяха изведени като **работна хипотеза**, подлежаща на проверка: предполага се, че въведените конструктивни изменения водят до увеличаване на полезната мощност при намаляване на общата мощност, регистрирано чрез полезен ефект върху работата на бъркачките – запазване или усилване на хомогенизацията, запазване или подобряване на масообмена.

В резюме, дисертационният труд си поставя за цел да изследва влиянието на геометрията върху характеристиките на разбъркващи устройства, като по-специално изследва, как влияят перфорации, направляващи ребра, ъгъл на разполагане и овалност, приложени към лопатки на конвенционални турбинни бъркачки.

В контекста на една по-обща задача, а именно – да се създаде един експресен експериментално-методичен подход за синтез на разбъркващи устройства – си поставихме за цел, да се провери възможността за определяне на перспективност на дадена конструкция чрез експресно локализиране на разпределението на статичното налягане откъм “сянката на лопатките на ротора” /”следата на разбъркване”/.

### 3. ИЗПОЛЗВАНИ МЕТОДИ

В настоящият дисертационен труд, поставените задачи бяха решени с използването на методи организирани в два изследователски етапа (еднотипни за всички анализирани модификации): първоначален етап на числен експеримент за придобиване на детайлна информация за хидродинамичното поле и неговите характеристики (на локално и глобално ниво); лабораторен етап с провеждането на реални експерименти с някои от демонстриралите подобрения разбъркващи устройства (за валидизиране на числения експеримент и за намиране на други характеристики на разбъркването).

Поставените цели и задачи бяха решавани, чрез числени експерименти за локално изследване на конструкциите с приложение на софтуерния пакет FLUENT (понастоящем разпространяван от ANSYS Inc.). Централният модул на FLUENT решава транспортните уравнения на Навие-Стокс (1) по зададени гранични условия и генерира информация за хидродинамичното поле в лицето на широк диапазон хидродинамични променливи за всяка клетка от анализирания обем.

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] + \rho g_i + F_i \quad (1)$$

За да се отчете наличието на турбулентност в горното уравнение, скоростта се представя, като сума от средната скорост и флукуациите  $U_i + u_i'$ , като осредняването ги видоизменя в т.нар. осреднени уравнения на Навие-Стокс (RANS) (2).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\overline{\rho u_i' u_j'} \right) \rho g_i + F_i \end{aligned} \quad (2)$$

Получените нови членове  $\overline{u_i' u_j'}$  имат характер на привидни турбулентни напрежения на деформация (напрежения на Рейнолдс), отчитащи флукуациите на скоростта. Новите неизвестни в уравнения (2) се определят чрез въвеждане на допълнителни уравнения, произтичащи от възприетия турбулентен модел.

В настоящия труд бе възприет т.нар. "k- ε" турбулентен модел, в неговата R (realizable) форма, както е мотивирано в пълния текст на труда. Допуска се (хипотеза на Босинеск), че напреженията на Рейнолдс могат да се изразят, чрез средните градиенти на скоростта (3).

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \left[ \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (3)$$

Константата  $\mu_t$  се означава като турбулентен (привиден) вискозитет. При заместване на уравнение (3) в уравнение (2), членовете съдържащи частни диференциали се комбинират в нова величина  $\mu_{eff}$  - ефективен вискозитет, който може да се изрази като сума от динамичния и турбулентния вискозитет:

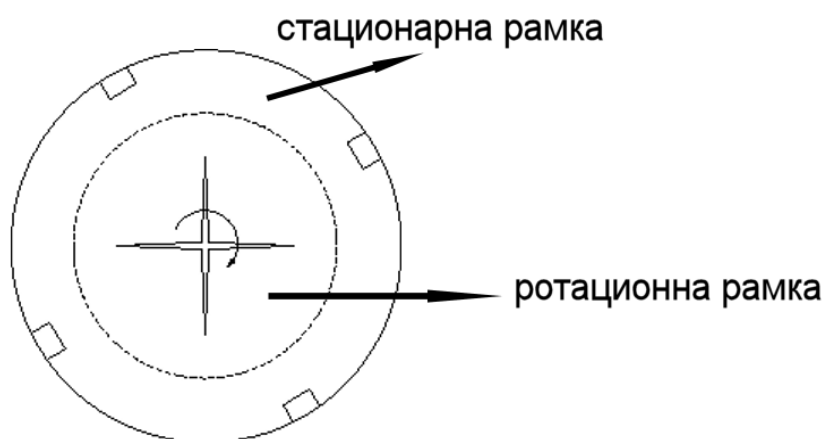
$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad (4)$$

Използвания Rk-ε модел (realizable k-ε), имат вида:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon U_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (5)$$

CFD методиката за симулиране и анализ бе използвана за решаване на болшинството от задачите свързани с поставените цели, а именно изясняване зависимостта на хидродинамичното поле в съд с разбъркване от формата на разбъркващото устройство. Работната процедура включваше: /1/ изготвяне на точен геометричен макет на разбъркващото устройство и съда в който е поместено, /2/ дискретизация на обема посредством изчислителна мрежа от клетки, /3/ провеждане на изчислителна итерационна процедура за намиране променливите в транспортните уравнения, /4/ аналитична обработка на получената хидродинамична информация.

Наборът от хидродинамични характеристики, за които бе получавана информация след итерациите е представен в таблица 1. За пълния 3D-анализ на реактора с разбъркващото устройство в нашите изследвания бе прилаган модела на мулти-референтните рамки (MRF): обекта бе разделян на ротираща и стационарна зона.



Фиг. 1 Разделяне обема на съда на референтни рамки (зони).

Таблица 1 Характеристики на хидродинамичното поле, отнасящи се до разбъркването.

Хидродинамична величина	Описание
Циркулационен коефициент	$Fl = \frac{Q}{ND^3}$
Коефициент на налягането	Безизмерна величина дефинирана с отношението: $C_p = \frac{(P_{\text{статично}} - P_{\text{относително}})}{q_{\text{относително}}}; q_{\text{относително}} = \frac{\rho_{\text{относително}} U_{\text{относително}}^2}{2};$
Осева скорост	Компонент на скоростта в осево направление
Радиална скорост	Компонент на скоростта в радиално направление
Тангенциална скорост	Компонент на скоростта в тангенциално направление
Турбулентна кинетична енергия	Турбулентната кинетична енергия дефинирана за единица маса: $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_j}; \text{ m}^2/\text{s}^2$
Дисипацията на турбулентната кинетична енергия	В случая на възприетия турбулентен модел: $\varepsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu} \left( \frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1}$
Скорост на тангенциална деформация (скорост на срязване, скорост на ъглова деформация).	Отношението на напрежението на тангенциална деформация и вискозитета. За триизмерно декартово пространство FLUENT изчислява скоростта на срязване по израза: $S^2 = \left[ \frac{\partial u}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial u}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial u}{\partial z} \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] +$ $\left[ \frac{\partial v}{\partial x} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial v}{\partial y} \left( \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial v}{\partial z} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] +$ $\left[ \frac{\partial w}{\partial x} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial w}{\partial y} \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial w}{\partial z} \left( \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right]$

При втория етап на лабораторен експеримент, разбъркващите устройства, обект на анализа бяха изработени в работилницата на института от стоманени плоскости по точно зададен размер и пропорции с възможност за монтиране към вал. Използваният диаметър за всички конструкции бе  $D = T / 3$ , където  $T = H$ . Всички модификации бяха изследвани при  $Re > 10^4$  при ъглова скорост  $N = 600 \text{ rpm}$  за изчисленията и при скорости 300, 400, 500 и 600 rpm за лабораторният експеримент.

Лабораторният съд в който бяха проведени експериментите представляваше прозрачен цилиндричен съд с надлъжни прегради (фиг.2), работен обем  $0,05 \text{ m}^3$ ,  $0,4 \text{ m}$  височина и  $0,4 \text{ m}$

диаметър. Работният флуид използван по време на експериментите бе вода при нормални условия.

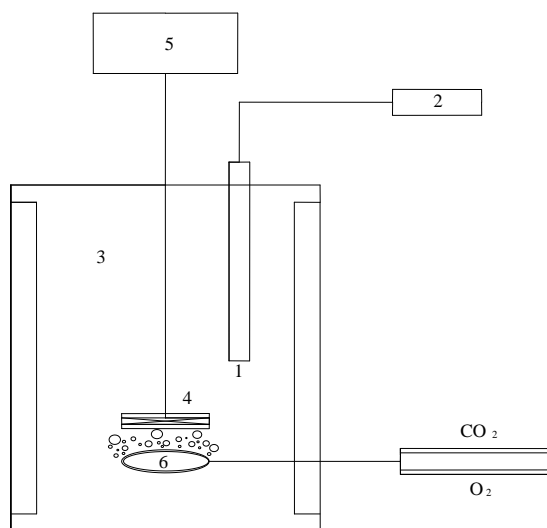
Параметрите на разбъркването, които бяха определяни лабораторно са:

- *Мощност:* За експерименталното определяне на мощността бе използвана автоматизираната измервателна система Electroinvent. Тя се базира на телеметрично сензорно отчитане на момента на силата в съчетание с електронно управление. Числото на мощността бе определяно посредством зависимостта:

$$P_0 = \frac{2\pi NT_q}{\rho N^3 D^5}, \quad (6)$$

където  $T_q$  е момента на силата на въртене на вала.

- *Време на хомогенизация:* Този параметър бе определян кондуктометрично по трейсерния метод, като време от момента на инжектиране на трейсер (концентрирана HCl) до момента на достигане на равновесие. Сондата бе поставена в долната 1/3 на съда в близост до стената. Трейсерът бе добавян на повърхността на флуида в средата на радиалния отсег.
- *Масообменен коефициент  $K_L a$ :* Използван бе динамичния метод. Концентрацията на разтваряния по време на експеримента кислород, бе измервана с кислородна сонда *Ingold*. Първоначално работният флуид бе продухван с  $CO_2$  с цел изгонване на наличният разтворен  $O_2$ . След това с помощта на вентили бе подаван въздух – стъпаловидно с рязко превключване. Динамичната реакция в течната фаза бе оценявана посредством модела идеално смесване на двете фази - ММ модел:  $D_R = (R_t - R_0)/(R_s - R_0)$ , където  $R$  е реакцията на сондата при равновесие ( $R_s$ ), при  $t=0$  ( $R_0$ ) и към момент  $t$  ( $R_t$ ). Масообменният коефициент  $K_L a$  бе определян като ъглов коефициент на зависимостта  $\ln(1 - D_R)$  спрямо  $t$ . Средна грешка при определянето на  $K_L a$  – 8,5%.



Фиг. 2 Схема на работната инсталация за измерване на  $K_{La}$ : 1 - кислородна сонда; 2 -  $O_2$  метър; 3 - лабораторен съд за разбъркване с разбъркващо устройство – 4; 5 – електромотор с регулатор и 6 – газове потоци идващи от газова бутилка с въглероден диоксид и компресор нагнетяващ въздух.

#### 4. ОСНОВНИ РЕЗУЛТАТИ

Във връзка с принципните различия между типовете схеми на течение - преобладаващо радиални или преобладаващо осеви, насоките на работа бяха обособени в две направления: (1) изследване хидродинамичните характеристики при разбъркване с дискови турбинни бъркачки и (2) изследване на турбинни бъркачки с наклонени лопатки; и двата типа са широко използвани в практиката, основно за диспергиране на газовата фаза при разбъркване. Всяка група бе представена чрез предполагаемо благоприятни модификации на формата, като желаните изменения бяха внесени с цел обезпечаване на хидродинамична ефективност на разбъркване и енергоспестяване.

Получените резултати са обособени паралелно в същите две основни групи: разбъркващи устройства с модифицирани прави лопатки; разбъркващи устройства с модифицирани наклонени лопатки.

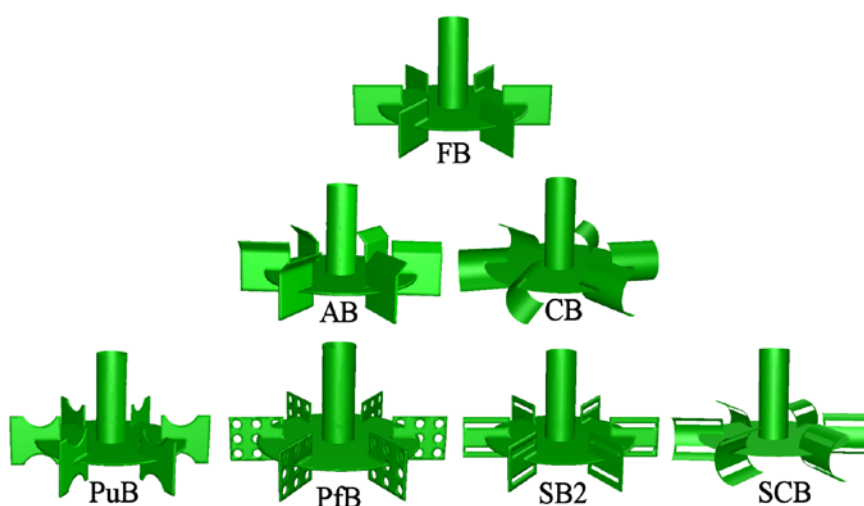
##### 4.1 Конструкции с прави лопатки

Първата група резултати се отнася до разбъркващите устройства тип дискова турбина с монтирани прави модифицирани лопатки.

Като изходна конструкция, на базата на която бяха въведени измененията във формата, бе използвана турбинна бъркачка тип Ръштън (FB), която представлява плосък диск с 6 вертикално монтирани през  $60^\circ$  прави (плоски) лопатки.

Тъй като перфорирането, изрязването на част от ръба или огъването му не е априорно известно и в литературата и няма достатъчно систематизирана информация до какви локални хидродинамични промени ще доведат тези изменения във формата на лопатките, за обект на анализ бяха избрани следните образци разбъркващи устройства (фиг.3):

- FB (от flat blades): изходен стандартен тип турбина Rushton;
- AB (от angled blade): модифицирани прави лопатки с водещ горен ръб подвит под ъгъл  $45^\circ$  и 20% по голяма проектирана обща повърхност (без данни в литературата);
- CB (от concave blade): дъгообразно огъната лопатки тип „полу-тръба“ (прототип на турбинната лопатка на Smith) (за сравнение);
- PuB (от punched blade): симетрично щанцовани (изрязани) лопатки тип „опашка на риба“ (без данни в литературата);
- PfB (от perforated blade): симетрично перфорирани с осем кръгли отвора лопатки (недостатъчна информация в литературата);
- SB2 (от slotted blade with 2 slots): права лопатка със симетрично перфорирани два правоъгълни прореза (без данни в литературата);
- SCB (от slotted concave blade): дъгообразно огъната лопатка тип „полу тръба“ с два симетрични правоъгълни прореза (без данни в литературата).



Фиг. 3 Общ изглед на обектите за анализ тип дискова турбина с модифицирани лопатки.



Изборът на тези модификации бе наложен, от една страна за да се намали съпротивлението на формата с цел енегоспестяване, и от друга – за да се осигури предполагаемо преразпределяне на обтичащите лопатката потоци и редуциране на разликите в налягането пред и зад лопатката, причинени от характера на вихрообразуването.

За охарактеризиране хидродинамичното поле на изложените на фиг.3 модификации бяха изпълнени следните процедури:

(1) Изготвен бе точен геометричен макет (реален и виртуален) и изчислителна 3D мрежа от клетки за CFD с общ брой крайни обеми възлизащ на  $8 \cdot 10^5$ ;

(2) Формулирани бяха транспортните уравнения в RANS моделът с използването на турбулентен модел *Realizable k-ε*;

(3) Зададена бе хидродинамична спецификация по геометричната структура вкл. гранични условия;

(4) Приложен бе подход за третиране на изчислителната мрежа чрез организиране на референтни рамки (MRF модел);

(5) Проведени бяха изчислителни итеративни процедури, за определяне на: полетата на скоростта и налягането за целия обем от съда, вкл. по и около разбъркващото устройство; областите по повърхността на лопатката с отрицателни градиенти на налягане; мощностните характеристики (критерий на мощността и специфична мощност); помпения капацитет на разбъркващите устройства, охарактеризиран чрез циркуляционни коефициенти.

(6) В лабораторен експеримент отделно бяха определяни някои величини за валидизиране на изчислителните данни, както и за установяване на някои други показатели: критерий на мощност (експериментален), време на хомогенизация; динамични коефициенти на масообмен при аерация.

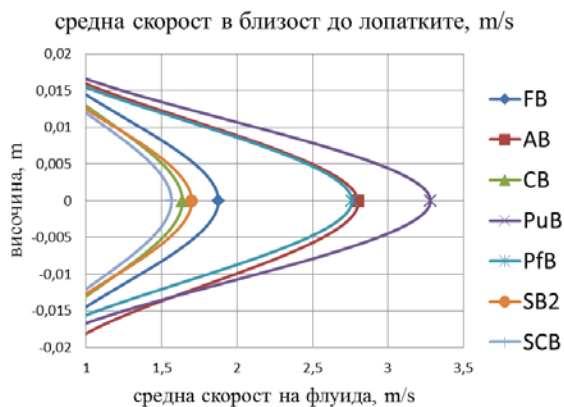
(7) Сравнена бе ефективността на различните модификации.

Тъй като валидността на RANS модела е доказана от редица автори, като особено за целите на дизайн на нови разбъркващи устройства е сочен, като най-удачният, то валидизацията в настоящата работа касае по скоро изчислителните мрежи построени с GAMBIT, а не моделите с които са извършени изчисленията. Получените данни за числото на мощността ( $P_o$ ), циркуляционния коефициент ( $F_l$ ) и тангенциалната деформация, бяха сравнени с наличните литературни данни за известните вече разбъркващи устройства. Например стойността  $P_o = 5.67$  получена по изчислителен път за класическата турбина с прави лопатки FB за вода и  $P_o = 3.15$  за СВ се препокриват много добре с експерименталните

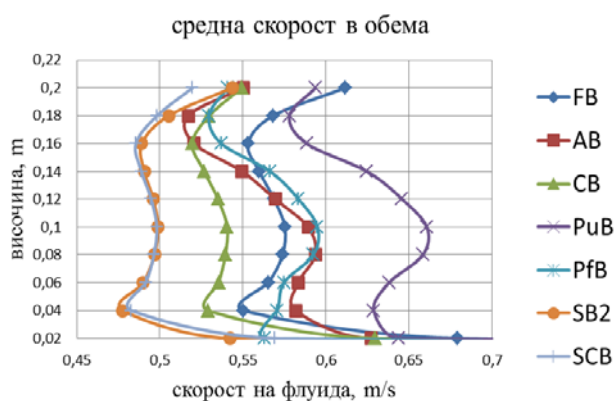
литературни данни:  $5.5 \pm 0.5$  за турбината FB и  $3 \pm 0.3$  за турбината на Smith. Аналогично, изчислените данни за  $Fl = 0.86$  при FB и  $Fl = 0.77$  за CB са в унисон с литературните  $Fl = 0.75 \pm 0.15$  докладванг за турбина Rushton и  $Fl = 0.76$  за турбината на Smith (полу-тръба). Подобно сравнение бе направено и със скоростта на деформация която за FB имаше стойност  $6600s^{-1}$  измерена по рано от Wichterle и сътр. -  $7000 s^{-1}$ .

Анализа на генерираната хидродинамична информация от решенията за модифицираните плоски лопатки започна със сравняване на скоростните профили в близост до ротора (показани на фиг.4А за 600 грм, флуид вода) и в обема на съда (фиг.4В). На диаграмата са нанесени осреднени по напречни сечения стойности на скоростта за 10 равнини разпределени по височината на съда, с начало равнината на разбъркващото устройство нагоре и със стъпка 0.05 m.

Установено е, че в зоната близо до разбъркващото устройство, пиковия диапазон варира в интервал от 2m/s (между 1,5m/s и 3,5m/s респ. за SCB и PuB). Най-ниска скорост има потокът генериран от перфорираният овален образец SCB. Максимална скорост на изхвърляне се наблюдава при щанцованите лопатки тип „опашка на риба“, където водещите горен и долен ръб са изрязани симетрично. Образците с перфорации (PFB) и наклонен горен водещ ръб (AB), демонстрират сходни скорости, надвишаващи с 1m/s скоростта на класическия вариант FB.



4 А)



4 В)

Фиг.4 Вертикално изменение на средната скорост в: А) в зоната на бъркачката, В) в зоната извън разбъркващото устройство.

В останалата част от обема, скоростта на флуида варира в рамките на 0,15 m/s, като преобладаващо максимални скорости на флуида се наблюдават отново при PuB, PfB и AB. Класическата права лопатка FB, заема междинно положение, следвана от овалните образци.

Като следващ етап бяха изследвани два основни макро-параметъра – критерият на мощността ( $P_o$ ) - за сравняване на енергоразхода и коефициентът на циркулация ( $F_l$ ) - за сравнение на конвективния капацитет (помпеното действие) на различните модификации. Табл.2 и фиг.5 обединяват получените резултати. Критерият на мощност показва изменение в интервала 2.5 – 6. Очаквано, класическата турбина FB има най-голяма стойност за  $P_o$ , без това да обезпечава максимални скорости в данните по-горе. Минимален критерий на мощност се наблюдава при перфорираната овална лопатка SCB, което е в унисон със сравнително ниските средни скорости на флуида, показани при нея. Двата перфорирани варианта PfB и SB2 се характеризират с най-нисък критерий на мощност от групата на правите лопатки. Циркулационните коефициенти варират в тесен интервал. Резултатите сочат, че загубите на полезна мощност, могат да се редуцират с изменение във формата на лопатките, така че да се обезпечи същата динамика на флуида в обема на съда, като при това намаляването на хидравличните загуби води до енергоспестяване. Демонстрирано е близо 35% икономисване на енергията спрямо конвенционалния тип, при относително запазени циркулационни коефициенти. Липсата на съществени различия по отношение на  $F_l$  гарантира, че ниския енергоразход, не е за сметка на конвективния капацитет/изпомпващата способност на разгледаните модификации.



Фиг.5 Разпределение на  $P_o$  и  $F_l$  по конструктивни модификации на правата лопатка.

Таблица 2 Стойности на критерия на мощност и коефициент на циркулация в съпоставка с литературни данни.

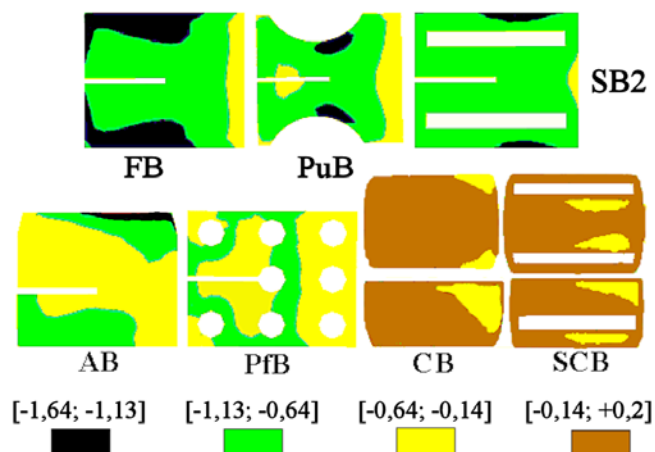
<b>У-во</b>	<b>FB</b>	<b>AB</b>	<b>PuB</b>	<b>CB</b>	<b>SB2</b>	<b>PfB</b>	<b>CSB</b>
$P_o$	5.67	4.18	5.02	3.16	3.51	3.54	2.64
$P_o$ (exp)	5.5 ± 0.5			3 ± 0.3			
$F_l$	0.86	0.81	0.85	0.77	0.71	0.74	0.70
$F_l$ (exp)	0.75±0.15			0.76			
$P_o/F_l$	6.59	6.37	5.9	4.1	4.94	4.78	3.77
$F_l/P_o$	0.15	0.19	0.17	0.16	0.2	0.2	0.26

Графата  $P_o/F_l > 2.5$  в табл.2 показва, че всички анализирани разбъркващи устройства остават деформационен тип и следователно конструктивните модификации не променят основното им предназначение във възприетия класификатор, а само тяхната хидродинамична ефективност. Реципрочната стойност на това отношение  $F_l/P_o$ , а именно циркуляционния поток излизащ от зоната на бъркачката за единица вложена мощност, като критерий за ефективно консумиране на мощността сочи, че най-неефективно енергията се оползотворява при стандартния тип FB. Максимални стойности се наблюдават при трите перфорирани образеца PfB, SB2 и CSB.

За да се изясни хидродинамичната природа на този ефект, по нататък в труда бе направено локално изследване на налягането от задната страна на лопатките при различните модификации. За еднозначност бе използван безизмерния коефициент на налягане  $C_p$ , дефиниран от израза:  $C_p = \frac{2\Delta p}{\rho U^2}$  където  $\Delta p$  е разликата между локалното статично налягане по повърхността на лопатката и референтното нулево налягане в близост до оста на диска. Относителната скорост  $\bar{U}$  между лопатките и флуида е приравнена на периферната скорост на въртене.

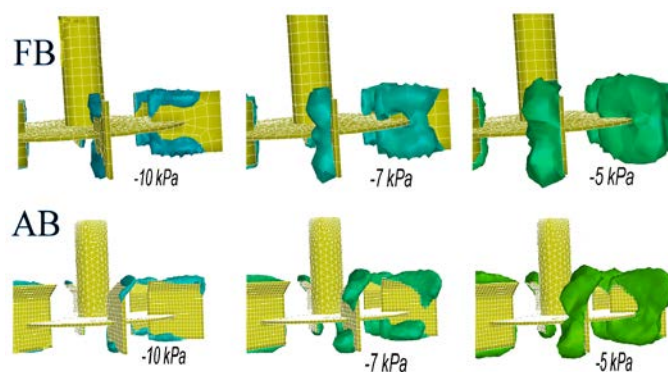
Резултатите за различните конструктивни модификации са представени с контурни диаграми на фиг.6. Демонстрирана е една благоприятна тенденция на намаляване до изчезване на черните зони (съответстващи на най-ниски коефициенти на налягане), което може да се разгледа като резултат от въведените модификации във формата, а именно перфорации, прорези или огъвания. Например, там където при FB се наблюдава най-широка зона на ниско налягане, при PuB този участък е щанцован. При SB2 и AB зони с коефициенти

на налягане в интервала (-1,64 до -1,13) почти липсват. Ефекта на перфорациите е още по добре изразен при образеца PFB, където екстремалния диапазон от стойности не се наблюдава. Последните две хидро-обтекаеми форми (CB и SCB) са с положителни градиенти на налягане върху сянката, като ефекта на перфорациите при SCB е запазен.



Фиг. 6 Разпределение на контурите на коефициентите на налягане от задната страна на лопатката

Ефектът може да се демонстрира и в три-измерно изображение, например при сравнението на повърхнините с еднакви под-налягания при FB и AB (фиг.7).

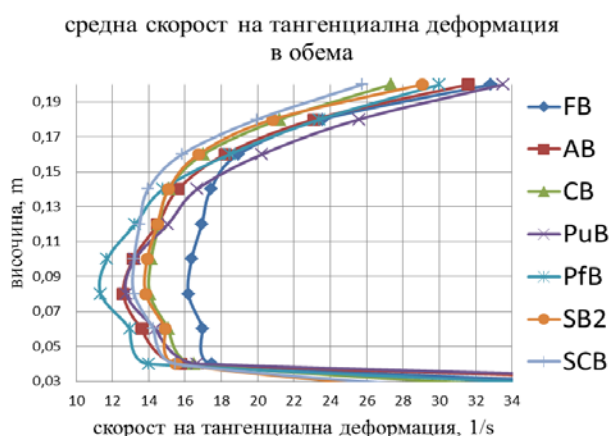


Фиг. 7 Изо-повърхнини за -10 kPa, -7 kPa -5 kPa от задната страна на лопатките при FB и AB.

На фиг.7, ефектът от огъване на горния водещ ръб изменя формата на полето на налягането, така че изо-повърхнините му са с видимо редуцирана форма и различно разпределение.

По-нататък в изследването бе анализирана друга важна за разбъркването хидродинамична величина – скоростта на тангенциална деформация. На фиг.8 е изобразена средната скорост на срязване в обема с отдалечаване от разбъркващото устройство.

Предвид деформационния тип на всички разбъркващи устройства анализирани в тази група, средните стойности на скоростта на срязване в обема на съда са близки и варират е интервала (11 - 33) 1/s. Конвенционалния тип устройство демонстрира маргинален превес в средната 1/3 от обема в съда. В останалите 2/3 от обема, стойностите при FB се изравняват с тези на останалите разбъркващи устройства.



Фиг.8 Средна скорост на тангенциална деформация в обема на флуида.

Данните сочат, че внесените модификации не влияят съществено в макро-аспект извън централната зона на разбъркване върху скоростта на срязваща деформация. Влиянието им обаче на ниво на микро-смесване може да се види в следващата таблица 3, която съдържа средно-интегрални скорости на срязване  $\dot{\gamma}_i$  и  $\dot{\gamma}_b$  съответно за вътрешния */inner/* обем на разбъркващото устройство и за външния обем на флуида */bulk/*.

Таблица 3 Средни скорости на тангенциална деформация

разбъркващо устройство	$\dot{\gamma}_i, s^{-1}$	$\dot{\gamma}_b, s^{-1}$
FB	368	21
AB	348	20
CB	213	18
PuB	327	21
PfB	389	19
SB2	453	18
SCB	266	17

Очаквано най-ниски стойности се наблюдават при образците с овална форма на лопатката, като от сравнението между тях следва, че перфорациите (при SCB) повишават с около 20% скоростта на срязване (спрямо CB). Същата разликата е допринесена и между FB и

SB2 различаващи се с две правоъгълни перфорации. Варианта с кръгли перфорации PfB отбелязва по-малко повишение – с около 9%, а огънатия горен ръб (AB) и шанцованите външни ръбове (PuB) леко понижение с 7-8% спрямо конвенционалния тип FB.

Скоростта на срязване отнесена към мощността за единица обем, би могла да послужи като оценка за енергийната ефективност на модификациите, по отношение на деформационните им свойства, т.е. каква деформация се получава за единица заложенa мощност. Таблица 4 съдържа мощност  $e_v$  за единица обем и отнесените към нея средно-интегрални стойности на тангенциалната деформация за зоната около бъркачките  $\dot{\gamma}_i / e_v$  и в останалия обем  $\dot{\gamma}_b / e_v$ .

Таблица 4 Енергийна ефективност по тангенциална деформация.

разбъркващо устройство	Мощност за единица обем $e_v, Wdm^{-3}$	$\dot{\gamma}_i / e_v$ $J^{-1}dm^3$	$\dot{\gamma}_b / e_v$ $J^{-1}dm^3$
FB	4.71	78.1	4.45
AB	3.50	99.4	5.71
CB	2.62	81.3	6.87
PuB	4.17	78.4	5.03
PfB	2.94	122	6.46
SB2	2.92	155	6.16
SCB	2.19	121	7.76

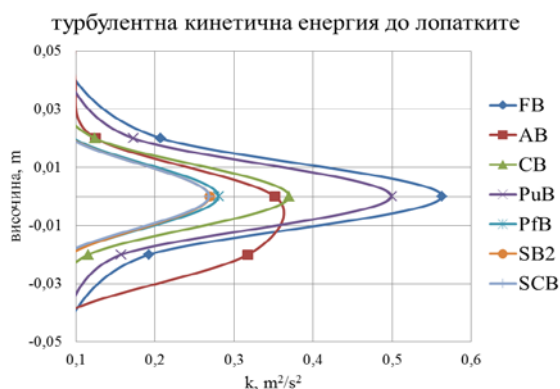
Разглеждайки резултатите, най-висока енергийна ефективност във вътрешния обем съответно 121(SCB), 122(PfB) и 155(SB2)  $J^{-1}dm^3$  се наблюдава при трите перфорирани образци. Ефективността в зоната на външния обем спрямо тази на класическата турбина с прави лопатки FB също е значително повишена (близо 30% при SB2 и PfB), като максимална стойност тя регистрира при перфорираната хидро-обтекаема турбина SCB (42% по голяма ефективност спрямо FB). Турбината без перфорации с огънат горен ръб AB показва междинни стойности.

При работа в турбулентни условия, удобна хидродинамична величина, имаща отношение към процесите на разбъркване е турбулентната кинетична енергия  $k$ , която средствата на CFD-методиката позволяват да бъде анализирана. Дефинирана за единица маса:

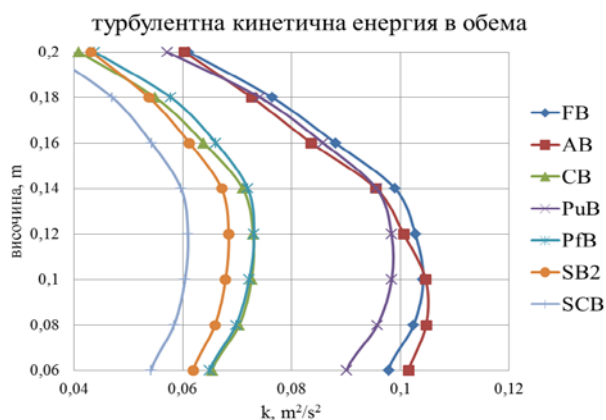
$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_j}, m^2s^{-2}, \quad (7)$$

Известно е, че максимална турбулентна кинетична енергия имат потоците влизаци в непосредствен контакт с разбъркващото устройство. Там в зависимост от направлението, което те предават на потока, зоните с висока турбулентна кинетична енергия се насочват в радиална или осева посока и бързо дисипират. До толкова до колкото интензивността на ротиращите течения са пряко зависими от турбулентната кинетична енергия, тя би могла да послужи, като сравнителен критерий за хидродинамична оценка на разглежданите в настоящия труд модификации на разбъркващи устройства.

На графиката (фиг.9) в зоната на лопатките, максимални стойности на  $k$  отбелязват класическия вариант FB и щанцованите лопатки PuB. Като цяло вариационния интервал за  $k$  е в рамките на  $0,2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ . В зоната извън разбъркващото устройство (фиг. 10) на диаграмата ясно се групират перфорираните и неперфорираните модификации. Изглежда, че перфорациите не водят до промяна (повишаване) на турбулентната кинетична енергия, но не водят и до значимо понижаване. Също така е възможно, причината за характера на тези резултати да се дължи на RANS моделът, който разглежда всички ротационни структури като изотропни.



Фиг.9 Турбулентна кинетична енергия в зоната на лопатките.

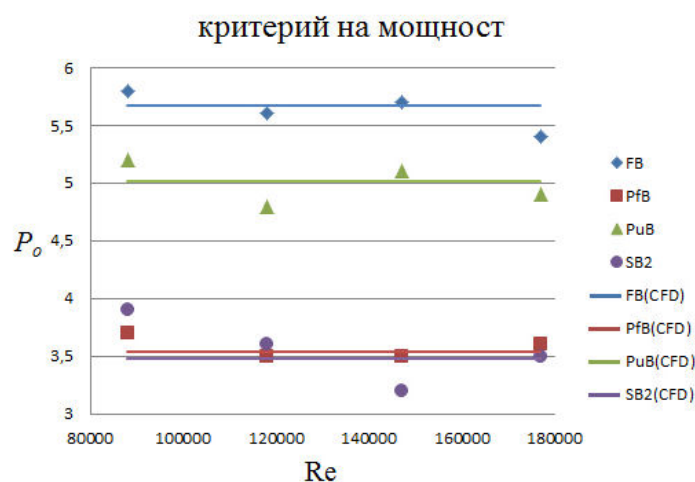


Фиг.10 Турбулентна кинетична енергия в обема на флуида.



С цел валидизиране на изчислителните данни, лабораторно изследване на характеристиките за мощност и деформация, както и за определяне на някои масообменни характеристики, като масообменни коефициенти, образците SB2, PfB и PuB, показали най-добри резултати от числения експеримент CFD, бяха дадени за реална изработка.

Фиг.11 съпоставя мощностната характеристика ( $P_o/Re$ ) на изследваните бъркачки получена по експериментален и изчислителен път. Отчетено е добро съвпадение (предвид грешка от порядъка на 5% при лабораторния експеримент) между предсказаните чрез CFD числа на мощността и лабораторно намерените такива.



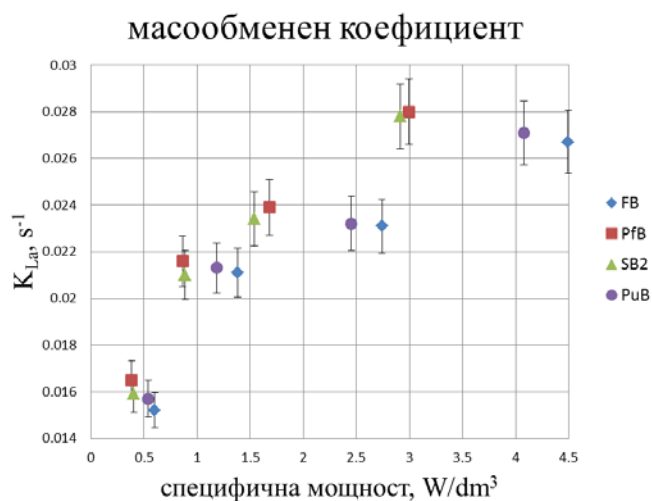
Фиг.11 Лабораторни и изчислителни критерии на мощност при различен режим на потока

Тенденцията на енергоспестяване се запазва – перфорациите (при PfB и SB2) значително намаляват високото енергийното потребление характерно за класическата турбина (FB) с прави лопатки, което ги прави енерго-спестяващи устройства. Спрямо FB, за лопатките PfB и SB2 е отчетена около 37%, а за лопатките PuB - около 10% по-ниска стойност на безизмерна мощност, в съчетание със запазени и в някои случаи подобрени хидродинамични показатели.

Лабораторните изследвания включваха определяне на времето за хомогенизация. Както обаче се очакваше, поради близките циркуляционни коефициенти, особени различия не бяха установени. Модификациите демонстрират приблизително еднаква бързина с която хомогенизират системата в сравнение с класическия образец. Този факт е благоприятен, предвид ниското енергийно потребление и показва по-ефективно оползотворяване на вложената мощност.

Финалният етап от изследването на турбините с прави лопатки бе тестването им в двуфазна система вода-въздух с цел определяне и сравнителна оценка на масообменните

коэффициенти, характерни за различните модификации. Средна грешка при определянето на този параметър бе 8,5%. Резултата е онагледен на фиг.12, на която обемният коэффициент на масопренасяне газ-течност,  $K_{La}$ , е корелиран със специфичната мощност  $P/V$ . Конвенционалният образец отчита най-ниски стойности на масообменния коэффициент, при това при най-голяма консумирана специфична мощност. Известно подобрене се наблюдава при модификацията с изрязани горни ръбове PuB. Най-високи масообменни коэффициенти при значително по-малък енергоразход се наблюдава при перфорираните модификации PfB и SB2. Данните са в потвърждение на заложената идея за намаляване кавитачния ефект наблюдаван при FB, чрез въвеждане на перфорации, който да променят характера на потока около лопатката с цел редукция на зоните с ниски налягания, както и предотвратяване задавянето на турбината с газови възглавници.



Фиг.12 Съпоставка между масообменните коэффициенти и специфичната мощност.

В резюме за прави лопатки: разкрити са различията в хидродинамичното поле породени от малки изменения в геометрията на разбъркващи устройства с прави лопатки. Енергийните изисквания, помпният ефект, срязващата деформация и турбулентната кинетична енергия са определени и сравнени. Данните са валидизирани лабораторно, чрез измерване критерия на мощност и скоростта на срязване. Открити са доказателства в полза на подобряването на работните характеристики на перфорираните разбъркващи устройства. От изследваните седем модификации със сходен циркуляционен коэффициент, перфорираните от тях демонстрират 35% по ниска консумирана мощност и 20% по-висока скорост на деформация спрямо класическата турбина с прави лопатки. Открита е корелация между подобренията в работните характеристики и разпределението на налягането от задната страна на лопатката в посока

намаляване зоните с локално ниско налягане. Ефекта е потвърден с лабораторно установен по-ефективен масообмен при понижен енергоразход.

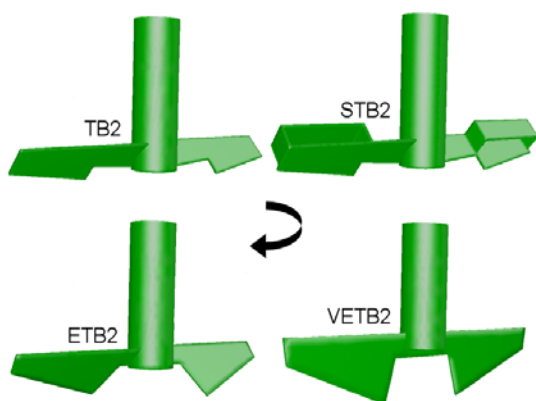
## 4.2 Наклонени лопатки

Заимствайки идеи от съвременната аеродинамиката на самолетните крила, в този раздел са разгледани варианти на формата, реализирани в няколко конструкции, модифициращи известната турбинна бъркачка с наклонени лопатки. Изследвани са две групи: с две и с четири лопатки, като са използвани елементи на екраниране на водещия ръб чрез оформяне на правоъгълен канал (тунел) и вариране на основната работната повърхност. Използван е сравнителен подход, основан на анализа на редица параметри характеризирани хидродинамичната картина, наблюдавана при отделните модификации с използването на изчислителни и лабораторни техники.

### 4.2.1 Конструкции с две лопатки.

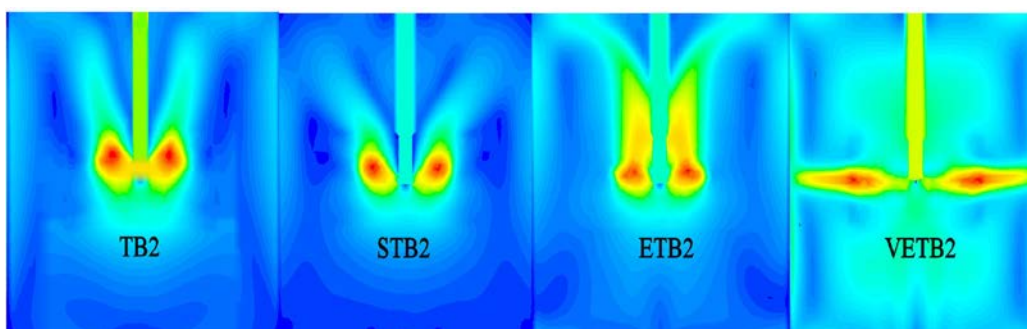
Изследвани бяха три образци двулопаткови разбъркващи устройства с наклонени лопатки. Основните модификации бяха в две направления: редуцирана обща площ чрез специфична трапецовидна форма и екраниране на водещия ръб чрез „надкрилка“ с цел изграждане на ускоряващ потока правоъгълен канал между лопатката и шлюза монтиран над нея. Лопатките бяха наклонени на  $45^\circ$  спрямо хоризонталната равнина подобно на конвенционалната бъркачка. Всички разбъркващи устройства бяха тип "възходящ поток" */upflow/*. Конструкциите са показани на фиг.13. Валидни са следните съкращения:

- TB2 – трапецовидна наклонена лопатка;
- STB2 – трапецовидна наклонена лопатка с „надкрилка“ над водещия ръб оформяща правоъгълен канал (*S:slot*) *prototip* на *EKATO Interprop*<sup>®</sup> (без данни в литературата);
- ETB2 – трапецовидна наклонена лопатка с увеличена (*E: extended*) контактна повърхност *prototip* на *EKATO Viscoprop*<sup>®</sup> (без данни в литературата);
- VETB2 – трапецовидна лопатка с увеличена контактна повърхност и вертикално (*V:vertical*) разположение на лопатките (добавена с цел сравнение).



Фиг. 13 Схема на анализираниите конструкции с две лопатки.

Първоначално бяха анализирани скоростните профили (при 600 rpm за вода) съответстващи на вертикална равнина, минаваща през средата на съда и между надлъжните прегради – фиг. 14.

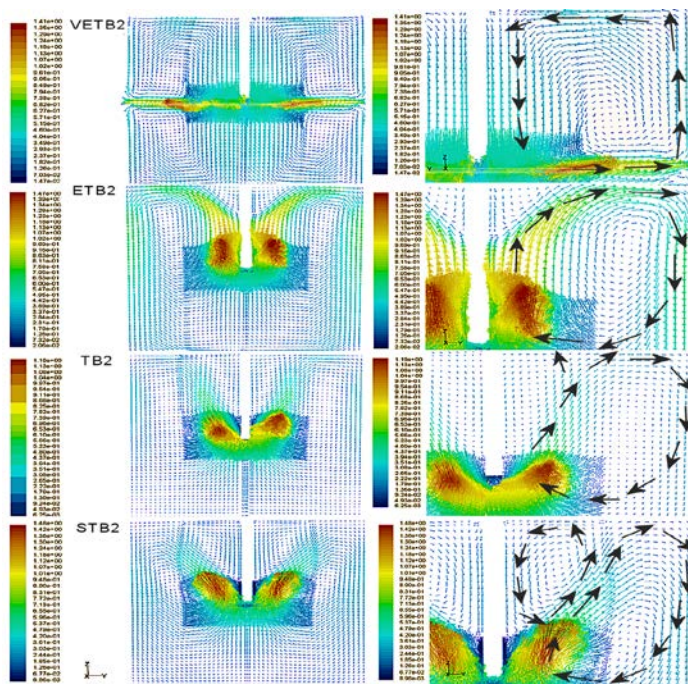


Фиг. 14. Контури на скоростта в надлъжно сечение на съда

Приемайки TB2 за база на сравнението, двете модификации STB2 и ETB2 показват значителни изменения спрямо изходния тип: типичният за огънатите под  $45^\circ$  лопатки осев поток е видимо по-висок и по-интензивен при образца с разширена обща повърхност ETB2, а при STB2 оформеният над основната лопатка тунел поражда изменение на осевия поток в смесен радиално-осев поток, като се наблюдава оформянето на втори циркуляционен кръг от към вала. Вертикалният VETB2, както се очаква формира типично радиално разпределение на потоците.

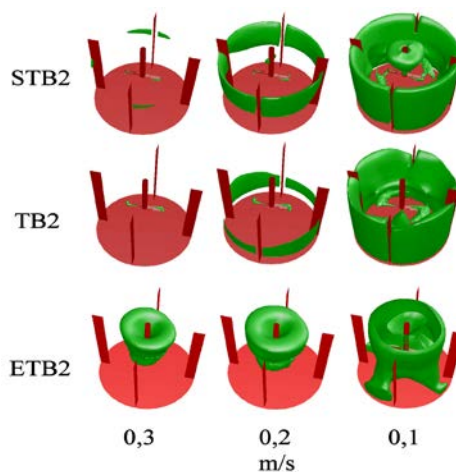
Интересният ефект при STB2 най-вероятно се дължи на насочващият канал между крилото и самата лопатка. Преминавайки през него, потокът придобива ускорение, при което се изменя характера на изтласкването и в горната 1/3 от обема потоците се разделят /"разцепват"/ в два циркуляционни контура. Това е добре онагледено на фиг.15, представляваща скоростните вектори във вертикална равнина. ETB2 и VETB2 формират

еднокръгова осева (в единият случай) и радиална (в другия) циркулация, докато ТВ2 показва зараждане на втори циркуляционен кръг, който при STB2 е вече ясно очертан и добре оформен.



Фиг. 15 Скоростни вектори – пълен и увеличен вариант на циркуляционните кръгове: централизирани надлъжни сечения.

Данните от скоростните профили и векторните диаграми насочват към един по-детайлен поглед върху скоростните слагаеми и по-специално осевата скорост. За целта бяха намерени визуализирани повърхнините на постоянна осева скорост 0,1 m/s; 0,2 m/s и 0,3 m/s (фиг.16). Паралелно бе изчислена и тяхната повърхност. Информацията е представена в таблица 5.



Фиг.16 Форма и разположение на повърхнините с постоянна осева скорост.

Таблица 5 Площ на зоните с постоянна осева скорост

Конструкция	Площ на зоните с постоянна осева скорост, m <sup>2</sup>		
	0.3 m/s	0.2 m/s	0.1 m/s
TB2	0.51	0.76	1.16
ETB2	0.66	0.89	1.36
STB2	0.98	1.13	1.68

Резултатите сочат, че модифицираният образец STB2, благодарение на конструктивно оформенния тунел върху горната си повърхност, предизвиква по-равномерно разпределение на скоростите в обема и дава 60% по-голямо разпространение на осевия компонент на скоростта.

По-нататъшният анализ бе насочен към намиране и сравняване на макро параметрите на разбъркване. На табл. 6 са представени критерият на мощност ( $P_o$ ) и коефициентите на циркулация ( $F_l$ ) за отделните модификации. Таблицата включва и две отношения –  $P_o/F_l$  (като индикатор за типа на разбъркващото устройство) и  $F_l/P_o$  (като показател за интензитета на осевата циркулация за единица безизмерна мощност).

Трябва да се отбележи, че изчислените чрез методите на изчислителната хидродинамика (CFD) критерии на мощност са изключително точни за разлика от експериментално установените такива, при които грешката често е значителна.  $P_o$  варира в интервал 0.49 – 1.07, като минималната му стойност съответства на TB2, а максималната - на радиалният VETB2. За сравнение един обикновен пропелер се характеризира с  $P_o = 0.66$ . Разглеждайки съотношението  $P_o/F_l$  вертикалната модификация VETB2 се идентифицира, като деформационен тип бъркачка ( $P_o/F_l > 2.5$ ), докато останалите три модификации, могат да бъдат окачествени, като циркуляционен тип. По отношение на реципрочната стойност  $F_l/P_o$ , която може да служи, като оценка на ефективност на осевата циркулация, стойността 0.55 получена при STB2 е 60% по висока от останалите. Това, обединено с вече установената по-горе осева равномерност, дава основание да се твърди, че при екранираните лопатки се постига значително подобрене на работните характеристики. Следователно STB2 би могъл да бъде успешно приложен при процеси на диспергиране.

Таблица 6 Критерий на мощността и циркуляционен коефициент.

Конструкция	$P_0$	$F_1$	$P_0/F_1$	$F_1/P_0$
Осеви:				
TB2	0.49	0.16	3.06	0.33
ETB2	0.59	0.23	2.56	0.39
STB2	0.69	0.42	1.82	0.55
Радиални:				
VETB2	1.07	0.31	3.45	0.29

Представява интерес сравнение на нашите резултати за наклонени лопатки с тези на Patwardhan и сътр. Тези автори изследват изменението на отношението  $F_1/P_0$  за лопатки, наклонени под различен ъгъл до  $45^\circ$  вкл. по опитен път с LDA. Докладваната от тях стойност  $F_1/P_0$  за правоъгълни лопатки наклонени под  $45^\circ$  е 0,23 с повишение над това ниво на 0,3 – 0,4 при промяна на ъгъла на атака; нашите резултати, очевидно, са съпоставими с резултатите от това изследване.

По-нататък, на базата на скоростните градиенти, бе определена скоростта на деформация, съответно за вътрешната зона около бъркачката ( $\dot{\gamma}_i$ ) и за зоната обхващаща останалият обем ( $\dot{\gamma}_b$ ) – Таблица 7. На практика всички модификации поддържат еднаква скорост на деформация в зоната извън бъркачката  $\dot{\gamma}_b \sim 11-14 \text{ s}^{-1}$ . Това обаче не важи за вътрешната зона, където крилото над водещият ръб повишава този параметър близо 30%. От гледна точка на вложената мощност е установена различна ефективност  $e_v$  по отношение на скоростта на деформация - най-висока при TB2 и STB2.

Таблица 7 Тангенциална деформация и енергийна ефективност .

Конструкция	$e_v$	$\dot{\gamma}_i$	$\dot{\gamma}_i/e_v$	$\dot{\gamma}_b$	$\dot{\gamma}_b/e_v$
	$\text{W/m}^3$	$\text{s}^{-1}$		$\text{s}^{-1}$	
Осеви					
TB2	415	53	0.13	11	0.027
ETB2	490	44	0.09	11	0.022
STB2	578	69	0.12	14	0.024
Радиални					
VETB2	892	74	0.083	19	0.023

В резюме за дву-лопаткови наклонени конструкции: анализирани са измененията в хидродинамичното поле породени в резултат на малки модификации във формата при конструкции с две наклонени лопатки с възходяща осева циркулация. Определени и сравнени са: полето на скоростите (характерен тип циркулация), мощността, конвективен (циркуляционен) капацитет и скоростта на деформация. Установени са подобрени характеристики на работата при екранираните лопатки. За единица вложена мощност STB дава около 60% по-високи осева циркулация и 30% по-висока скорост на деформация спрямо изходната конструкция.

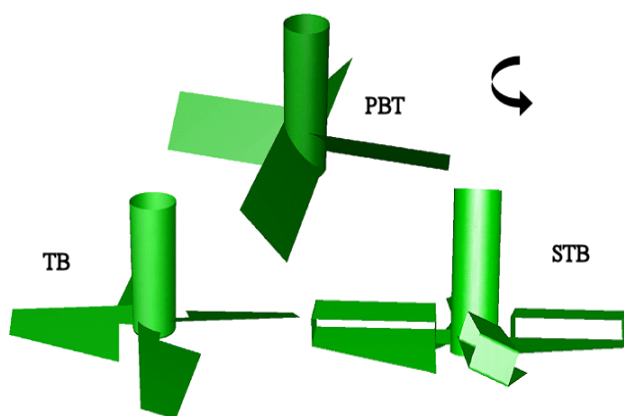
#### 4.2.2 Конструкции с четири лопатки

Изследвани бяха три образци 4-лопаткови разбъркващи устройства с наклонени лопатки. Конструкциите (подобно на т.4.2.1), обхващаха модификации със специфична трапецовидна форма, изменена площ, ъгъл и екраниране на водещия ръб чрез „надкрилка” с цел изграждане на ускоряващ потока правоъгълен канал между лопатката и шлюза монтиран над нея. Всички устройства бяха тип "възходящ поток" /*upflow*/. Конструкциите са показани на фиг.17. Валидни са следните съкращения:

**PBT** – класически тип четири-лопаткова турбина бъркачка с лопатки, наклонени под ъгъл  $45^\circ$  (изследвана с цел сравнение);

**TB** – четири-лопаткова турбинна бъркачка с *трапецовидна* форма на лопатката, редуцирана повърхност и малък ъгъл на атака -  $20^\circ$ ;

**STB** - представлява екранирана четири-лопаткова TB с „надкрилка” оформяща канал (*слот*) над водещия ръб на лопатката (прототип на ЕКАТО Interprop<sup>®</sup>).

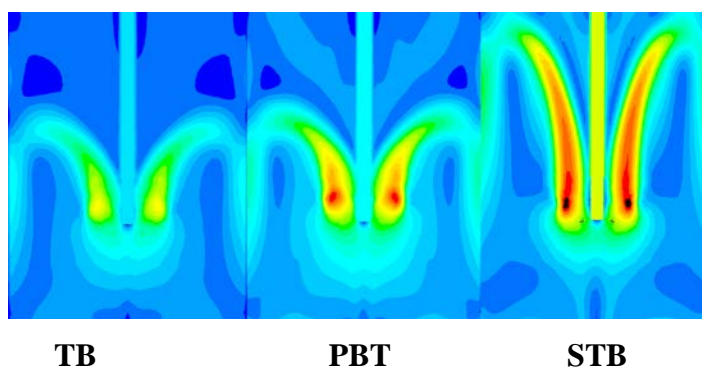


Фиг.17 Общ изглед на анализираниите образци.



Направените конструктивни модификации бяха инициирани от анализ на докладваните тенденции в специализираната литература, като преследваха главно две цели, както следва: 1) намаляване на общата контактна повърхност и ъгъл на атака с цел понижаване на необходимата мощност с очакване за намаляване на съпротивлението чрез редуциране на обратния градиент на налягане от задната страна на лопатката; 2) оформяне на правоъгълен канал (тунел) за предполагаемо допълнително ускоряване на потока в осево направление и изследването на ефекта от неговото въвеждане.

Скоростните контури в централно надлъжно сечение (фиг.18) показват основните качествени различия в разпределението на потоците. Прави впечатление ясно изразения осев поток достигащ до повърхността на съда при образца STB предизвикан от ускоряването на флуида в канала между лопатката и надкрилката, което доказва първоначалната хипотеза.

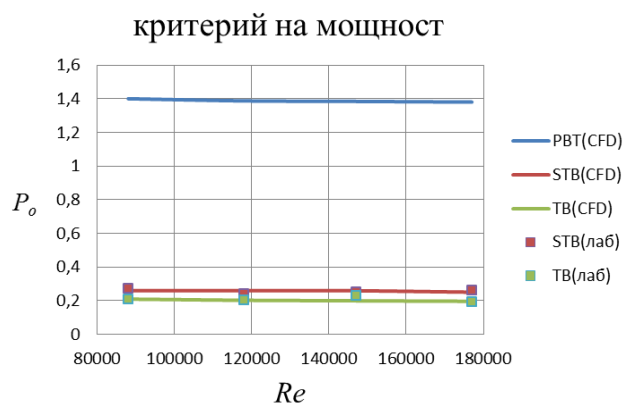


Фиг.18 Контури на скоростта в централизирано надлъжно сечение

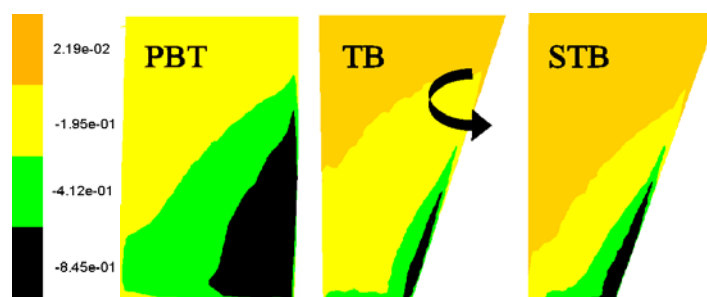
При останалите разбъркващи устройства също се наблюдава добре оформен осев поток предвид ъгъла на атака, но с по-малка височина достигаща едва до горната 1/3 от съда. На база горната фигура може да се предположи, че в резултат на интензификацията на движението на потоците може да се очакват подобрения при масообмена, което се проверява по-нататък в труда.

Критериите на мощността, като мярка за енергийното потребление на трите модификации е представено на следващата фиг.19. Получените по числен път данни за  $P_o$  при PBT съвпадат с литературните. За останалите две модификации освен числен експеримент бе проведен и лабораторен с цел потвърждаване на численото решение.  $P_o$  бе установено да варира от 0.2 при TB до 1.4 при PBT. В съпоставка с класическата турбина PBT модификациите дават значително понижение на  $P_o$  (седем пъти). Това може да се обясни от една страна с редуцираната форма на лопатката (от правоъгълна към трапецовидна) и от друга с двойно по-малкият ъгъл на атака (от  $45^\circ$  на  $20^\circ$ ).

Резултатите получени за  $P_o$  биха могли да се обяснят и с анализ на съпротивителната сила която оказва обратните градиенти на налягане от задната страна на лопатката. Подобно на подхода в т.4.1 от тази глава, бяха намерени контурите на безизмерните коефициенти на налягането по задната повърхност на лопатките, показани на фиг.20.



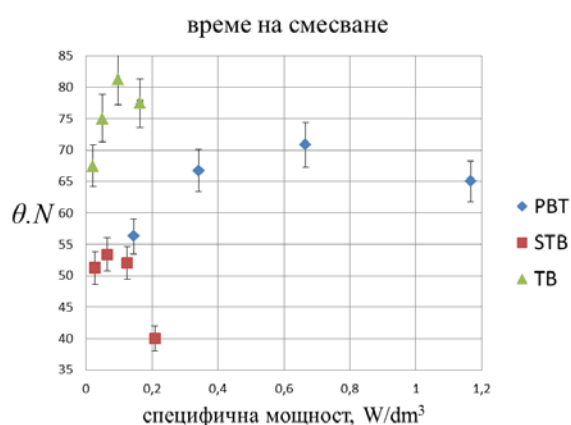
Фиг.19 Критерий на мощност (числено и лабораторно намерен) в съпоставка с  $Re$



Фиг. 20 Контури на коефициентите на налягане от задната страна на лопатката

Черните зони съответстват на тези части от повърхността, където съпротивителното действие на ротиращите течения е най-голямо, т.е. наблюдава се най-неблагоприятен механизъм на вихрообразуване от задната страна на лопатката. Сравнението между трите типа конструкции с наклонени лопатки показва, че зоните с най-ниски стойности на коефициента на налягането заемат повече от половината задна повърхност при конвенционалния образец турбина PBT. При двата модифицирани варианта се наблюдава тенденция към значителното им редуциране, вероятно поради изменение на механизма на обтичане на лопатката. Това създава едно по-равномерно разпределение на подналягането от задната страна на лопатката и от там едно по-малко съпротивление, което довежда и до по малки числа на мощността.

Важен момент от настоящия анализ е проверката, дали понижените енергийни разходи на модификациите не влошават разбъркването по отношение на времето на хомогенизация. За целта бяха проведени експерименти при различни обороти на въртене на разбъркващите устройства по кондуктометричния метод. Резултатите, получени за трите образеца са сравнени на фиг.21. Прави впечатление че STB не само, че не е с влошено време на хомогенизация, а дава най-добри резултати. Това е в потвърждение и на показаното разпределение на потоците с ясно изразен висок осев поток наблюдаван при екранираните лопатки.

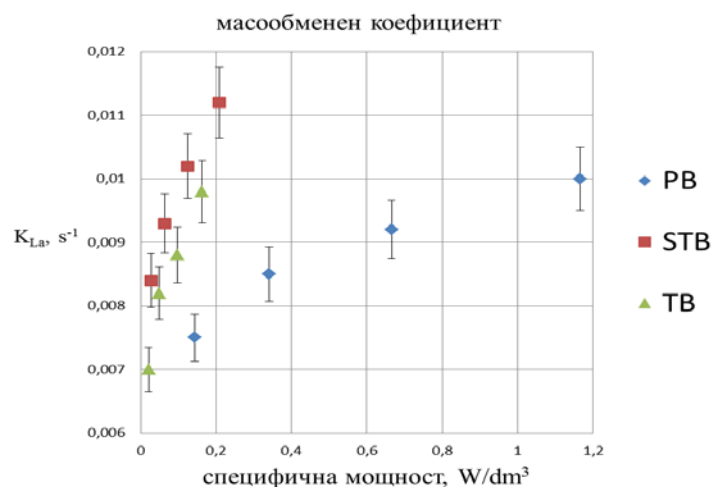


Фиг.21 Изменение на безизмерното време на хомогенизация в зависимост от специфичната мощност, P/V

Последният експеримент при 4-лопатковите конструкции бе направен с цел да се провери дали тенденцията за подобряване на работните характеристики при STB се запазва и при масообмена газ-течност. Той бе охарактеризиран количествено, чрез обменния коефициент на масопренасяне  $K_{La}$  по динамичния метод. Резултатите под форма на съпоставка  $K_{La}$  спрямо специфичната мощност (P/V) са представени на фиг.22. Най-висок масообменен коефициент при минимална специфична мощност се наблюдава при STB. При същата специфична мощност при която STB достига максимални стойности за  $K_{La}$ , класическата турбина демонстрира 40% по-нисък коефициент на масопренасяне.

В резюме за 4-лопаткови разбъркващи устройства: анализирани са измененията в хидродинамичното поле породени в резултат на малки модификации във формата; определени и сравнени са: полето на скоростите (характерен тип циркулация), мощността, време на хомогенизация и масообменни коефициенти. Установени са подобрени характеристики на работата при екранираните лопатки, изразени в интензификация на осевия

поток, редуциране на зоните с ниско налягане в близост до задната повърхност на лопатките с 20% понижение на консумираната мощност. Отчетено е понижение на времето на хомогенизация (30%) и повишаване на масообмена за единица вложена мощност с 40%.



Фиг.22 Масообменен коефициент газ-течност сравнен със специфичната мощност

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ИЗВОДИ

Предложени са системи за разбъркване с най-голяма вероятност за подобрена работна характеристика – изследвани са конструктивни изменения предложени в литературата, но и нови системи в различни варианти с прорези и перфорации, надкрилки/оребряване и променена овалност на лопатките. Създадени са геометрични компютърни модели на тези устройства. Установени са основни закономерности на разбъркване при тези системи (за 14 различни вида модификации, тяхното поведение, под формата на характеристики корелирани с локалните хидродинамични изменения в близост до лопатките). За някои от перспективните форми са поставени лабораторни експерименти за проверка на закономерностите, получени по числен път. Проверен е числено-експериментален подход на синтез на разбъркващи устройства чрез определяне на коефициенти на налягане на ротиращите елементи. Установено е, че конструктивното постигане на обтекаемост чрез малки модификации във формата, води до положителни изменения на всички характеристики с икономически значим ефект на енергоспестяване, осъществен, чрез намаляване на консумираната мощност при по-ефективното ѝ оползотворяване. Установено е, че отворите, прорезите и надкрилките повишават ефективността чрез осигуряване преразпределяне на налягането, елиминиране на зони на силно подналягане, повишаване на относителният дял на триене в общото съпротивление, което се реализира като повишаване на скоростта на

деформация. Този резултат ни дава основание да го представим, като начало за формулиране на числено-експериментален подход за синтез на разбъркващи устройства чрез определяне на коефициенти на подналягане на ротиращите елементи.

Въз основа на резултатите от изследванията са направени някои по-конкретни **ИЗВОДИ** относно влиянието на конкретни конструктивни изменения върху ефективността на разбъркващите устройства, както следва:

#### **Прави лопатки:**

- От изследваните седем модификации, перфорираните от тях демонстрират 35% по ниска консумирана мощност при запазено ниво на циркулация.
- Открита е корелация между подобренията в работните характеристики и разпределението на налягането в близост до задната страна на лопатките, като при перфорираните образци, зоните с локални ниски налягания са видимо редуцирани и различно разпределени спрямо конвенционалния тип.
- Установена е 30% по-висока енергийна ефективност по скоростта на тангенциална деформация спрямо класическата турбинна бъркачка.
- Най-високи масообменни коефициенти при значително по-малък енергоразход са наблюдавани при перфорираните модификации PfB и SB2. Данните са в потвърждение на заложената идея за намаляване кавитачния ефект наблюдаван при FB, чрез въвеждане на перфорации, който да променят характера на потока около лопатката с цел редукация на зоните с ниски налягания, както и предотвратяване задавянето на турбината с газови възглавници.

#### **Наклонени лопатки:**

- Редуцирането на повърхността чрез изменение на формата, както и намаляването на ъгъла на атака водят до значително понижение на енергийните разходи с 20% спрямо конвенционалния тип;
- Въвеждането на канал чрез екраниране на водещия ръб влияе благоприятно на хидродинамичните показатели, като генерира вторичен циркуляционен горен контур и повишава с 60% разпространението на осевата скоростна компонента във флуида;

- Времето на хомогенизация при екранираната модификация е понижено при минимална специфична мощност с 30%;
- Зоните с ниско локално налягане в близост до задната повърхност на лопатките са редуцирани спрямо конвенционалния тип;
- Крилото над водещият ръб повишава скоростта на срязване с близо 30%, което от гледна точка на вложената мощност е установена различна ефективност, най-висока при модификацията с надкрилка;
- Отчетено е повишаване на масообмена за единица вложена мощност с 40% при модификацията с надкрилка над водещия ръб.

**Работата представлява интерес за приложение** в случаи на преоборудване и адаптация на бъркащи устройства в реактори, с оглед постигане на повишаване на хидродинамичната ефективност и спестяване на енергия.

## Дисертацията е отразена в следните публикации:

### Публикации:

1. Georgiev D, Vlaev SD, *Flow field variation by minor modification of impeller blades*, Proc. 12<sup>th</sup> European Conference on Mixing, Bologna, (Editors: F.Magelli, G.Baldi, A.Brucato), 41-48, **2006**
2. Vlaev SD, Georgiev D, Nikov I, Elqotbi M, *Shear analysis of mixing reactors –verification of the CFD approach*, Proc. 12<sup>th</sup> European Conference on Mixing, Bologna, (Editors: F.Magelli, G.Baldi, A.Brucato), 479-486, **2006**
3. Georgiev D, Vlaev SD, *Flow field characteristics of modified inclined-blade mixing impellers*, Journal of the University of Chemical Technology and Metallurgy 41, 45-50, **2006**
4. Vlaev SD, Georgiev D, Nikov I, Elqotbi M, *The CFD approach for shear analysis of mixing reactor: verification and example of use*, Journal of Engineering Science and Technology 2(2), 177-187, **2007**
5. Georgiev D, Vlaev SD, *Effect of inclined-blade impeller design on mixing and aeration in stirred vessels*, Bulgarian Chemical Communications 40(2), 173-177, **2008**
6. Georgiev D, Vlaev SD, *Flow field properties of slotted flat- and hollow-blade impellers*, Chemical & Biochemical Engineering Quarterly 22(3), 267-272, **2008**
7. Георгиев Д, Изчислително - симулативен подход при охарактеризиране хидродинамиката на съдове с разбъркване на еднофазни течни системи, Научна конференция на НВУ „В.Левски“ с международно участие, Том 6, 242-251, В.Търново, **2009**
8. Georgiev D, Vlaev SD, *Bioprocess improvement by design-modified bioreactor flow properties*, Biotechnol. & Biotechnol. Eq, **2012**

### Доклади:

1. Georgiev D, *An example of CFD application in mixing impeller design*, First International Course – Computational Engineering under the patronage of a DAAD project in the framework of the Stability Pact for South-Eastern Europe, Pamporovo, Bulgaria, Proc. 26-29, **2005**
2. Георгиев Д, Влаев СД, *Изменение на някои хидродинамични характеристики при разбъркване в зависимост от формата на лопатките*, Научна конференция с международно участие – 60 години катедра неорганична химия, София, **2005**
3. Vlaev SD, Georgiev D, Nikov I, Elqotbi M, *Shear analysis of mixing reactors –The CFD approach*, South-Eastern Europe Fluent Event, Greece, Proc. Full texts CD, SimTec Ltd, **2005**

### Постери:

1. Georgiev D, Vlaev SD, *CFD Characterization of the flow field of an impeller with flat blades with focus on shear*, 10-th International Summer School of Chemical Engineering & International Workshop Bioreactors, Varna, **2004**
2. Georgiev D, Vlaev SD, *Flow Field Characteristics of Modified Flat-Blade Mixing Impellers*, Proc. 1<sup>st</sup> South East European Congress of Chemical Engineering, Serbia and Montenegro, **2005**
3. Georgiev D, Vlaev SD, *Flow Field Modification by Minor Changes of Impeller Blades*, South-Eastern Europe Fluent Event, Greece, Proc. Full texts CD, SimTec Ltd, **2005**