

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Обединено научно звено, сформирано от специалисти в катедрите Топлотехника, хидро- и пневмотехника, Земеделска техника, Двигатели с вътрешно горене, Електроснабдяване и електрообзавеждане към Русенския университет „Ангел Кънчев” и катедра Механика на флуидите и хидравлични машини при Техническия университет–София.

Дисертантът работи като главен асистент в Русенския университет „Ангел Кънчев”, катедра „Топлотехника, хидро- и пневмотехника”.

Изследванията са извършени в лабораторията по Механика на флуидите и хидро- и пневмотехника към Русенския университет „Ангел Кънчев” и със съдействието на „Випом АД” гр. Видин.

Дисертационният труд съдържа 146 страници, 50 фигури и 101 литературни източника.

Защитата ще се състои на....2010 год. в зала...на Техническия университет–гр. София, бул. „Климент Охридски”№8, на заседание на СНС по ЕНЕРГИЙНИ ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНИ при ВАК.

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на СНС по Енергийни технологии и машини.

А в т о р: инж. Климент Великов Климентов

Заглавие: ***Изследване на центробежни помпи при работа с водовъздушна смес***

Т и р а ж: 60 броя

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност:

Двуфазните течения от течност и газ са широко разпространени в химическата и хранително-вкусовата промишленост, микробиологията, ядрената енергетика и нефтодобива. За транспорт на такъв вид смеси основно се използват центробежни, диагонални и осови помпи, които имат специално пригодена за целта геометрия на работното колело. Не е достатъчно добре изяснен въпросът до каква степен помпи с общо предназначение биха могли да работят в такова условия. Изясняването на възможността за използване на центробежни помпи, произведени в България за транспорт на двуфазни водо-въздушни смеси повишава значимостта на разработката.

Цел на работата:

Да се изследва влиянието на обемната концентрация на водо-въздушната смес върху показателите на центробежни помпи с общо предназначение със специфична честота на въртене $n_s = 60..90 \text{ min}^{-1}$.

Методи на изследване:

Теоретичното изследване влиянието на обемната концентрация на газовата фаза върху показателите на центробежни помпи е извършено на базата на едномерен двуфлуиден модел за движение на двуфазна смес от вода и въздух. Разработеният математичен модел е приложен върху помпи с общо предназначение като е модифициран един от коефициентите му. Стойностите на този коефициент са определени опитно, след като е съставен пълен баланс на енергията на изследваните центробежни помпи 6E32 и 6E20.

Научна новост:

1. Съставен е математичен модел за пресмятане на показателите на центробежни помпи с общо предназначение при работа с двуфазна смес от вода и въздух, който показва добро съвпадение с опитните резултати.

2. Въведен е модифициран коефициент $R_{\text{imp}} = C_1 + C_2 \cdot \alpha^{C_3}$, отчитащ загубите от триене, от внезапно разширение на изхода, от хомогенизиране на сместа, както и факторите, които не се отчитат от математичния модел.

3. Разработена е методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

4. Установена е степента на влияние на обемната концентрация α върху показателите на изследваните центробежни помпи и е получена критичната ѝ стойност $\alpha_{\text{cr}} = 0,05$.

5. Определени са стойностите на коефициентите на модела C_1 , C_2 и C_3 за произвежданите у нас помпи 6E32 и 6E20. За помпа 6E32: $C_1=0.535$, $C_2=1175.216$, $C_3=1.65$. За помпа 6E20 $C_1=0.496$, $C_2=4850.614$, $C_3=1.65$.

Практическа ценност:

Получените резултати при разработване на дисертационния труд дават практически насоки за експлоатацията на центробежни помпи с $n_s = 60..90 \text{ min}^{-1}$, поризвеждани у нас, при работа с водо-въздушна смес.

Публикации по дисертацията:

Основните моменти от дисертацията са представени в два доклада на научни сесии и три статии в списания: 2 в списание "Механика на машините", 1 в списание "Енергетика" и 1 в списание "Annals of Faculty Engineering Hunedoara".

Обем на дисертацията:

Дисертацията е структурирана в четири глави, заключение, списък на използваната литература и приложения. Основният текст е изложен на 146 страници включително 50 фигури и 101 литературни източника (36 на кирилица и 65 на латиница).

Забележка: Номерациите на формулите и фигурите в автореферата не отговарят на тези в дисертационния труд.

СЪДЪРЖАНИЕ НА РАБОТАТА

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Течения на двуфазна смес от течност и газ широко се използват в различни технологични процеси в химическата, металургичната и хранително-вкусовата промишленост, в микробиологията, при швартоване на корабни винтове и др. При насищане на поливната вода с въздух при напояване се ускорява развитието на аеробните бактерии, които превръщат минералите в усвояеми, а също така при аериране на водата в рибарници и пречиствателни станции, които работят на биологичен принцип.

Транспортирането на двуфазна смес от течност и газ намира широко приложение в ядрената енергетика за охлаждане на ядрените реактори. Към двуфазните смеси интерес се проявява и в петролната промишленост, където той е породен от икономическия ефект, свързан с използването на тръбопровод за транспортирането на двуфазно течение вместо използването на различни тръбопроводи за течност и газ, а също така и от възможностите за транспортиране на суров петрол.

Широкото използване на двуфазните смеси в различните сфери на промишлеността, енергетиката и селското стопанство, налага подробното изучаване на тяхното поведение при транспортирането им. За транспорт на такива смеси в практиката се използват основно центробежни, диагонални и осови помпи. Тези помпи са със специална геометрия на работното колело, което им позволява да работят безотказно при висока концентрация на газовата фаза. С цел увеличаване на критичното количество на газовата фаза, при което настъпва срив в работата на помпата някои автори предлагат използването на работни колела със сдвоени лопатки. При изследването им е установено, че те работят при по-високо газосъдържание от колкото при помпи с единични лопатки. В литературата е разгледана конструкция на винтово-осова помпа, която може да транспортира двуфазна смес от течност и газ с обемна концентрация на газовата фаза от 0 до 97%.

В България центробежни помпи с общо предназначение се произвеждат основно във "Випом" АД, град Видин. Какви са възможностите на тези помпи при работа с водо-въздушна смес е задача на това изследване.

2. АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА ПРОБЛЕМА

В тази глава са дефинирани основните понятия от теорията на двуфазните течения. Направен е обзор на съществуващите в достъпната литература модели за работа на центробежни помпи с двуфазни смеси от течност и газ.

Въз основа на направения литературен обзор и анализа на достъпната литература са направени следните по-важни изводи:

1. В литературата се дават основно математични модели за прогнозиране показателите на центробежни помпи при работа с двуфазни смеси, разработени за помпи със специфична геометрия и предназначение.

2. Не е изяснена приложимостта на моделите за помпи с общо предназначение и различна специфична честота на въртене n_s , работещи с водо-въздушна смес.

3. В разгледаните модели не е отчетено влиянието на разтворимостта на въздуха във водата върху обемната концентрация на газовата фаза.

4. В достъпната литература не е предложена методика за опитно определяне на загубите в отделните елементи на помпата при работа с двуфазна смес от течност и газ.

5. Анализът на разгледаните модели показва, че уравненията, използвани в моделите на Sachdeva и Minemura са идентични и според авторите могат да се приложат върху помпи с различна геометрия, но в достъпната литература няма сведения за приложимостта им за помпи с общо предназначение. Уравненията от модела на Poullikkas може да се използват за определяне на напора на работното колело с получените параметри на двуфазното течение при изхода му.

3. ТЕОРЕТИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

3.1. Предпоставки за съставяне на модел за движение на двуфазна водо-въздушна смес през работното колело на центробежна помпа

Повечето от представените в достъпната литература модели за работа на центробежни помпи с двуфазна смес от течност и газ са приложени за помпи със специфична геометрия. Това налага съставянето на модел, който да бъде приложен върху помпи с общо предназначение. Предпоставките, при които е създаден моделът са следните:

- Работното колело се върти с постоянна ъглова скорост ω и относителното течение на двете фази е установено.
- Теченията на двете фази имат еднакви едномерни токови линии и относителните им скорости са допирателни към тях.
- Налягането на двете фази е едно и също в дадена точка от токовата линия.
- Газовата фаза е идеален газ и състоянието ѝ се променя по адиабатен закон, докато течната фаза е несвиваем флуид.
- Отсъства масо- и топлообмен между двете фази.
- Течението преди работното колело не е предварително завъртяно.
- Поради високата ъглова скорост, масовата сила от земното ускорение е пренебрегната.
- Газовите частици имат сферична форма и радиус, много по-малък от размерите на междупатъчния канал.

Предпоставката за еднаквост на токовите линии на двете фази означава хомогенно мехурчесто течение, без разделение на фазите под действие на кориолисовата сила. Това е възможно при ниска стойност на обемната концентрация на газовата фаза и липса на коалесценция на мехури. Липсата на масообмен между двете фази означава, че е пренебрегната разтворимостта на въздуха във водата.

3.2. Уравнения за движение на сферични газови частици в междупатъчните канали на работното колело на центробежна помпа в относителна координатна система

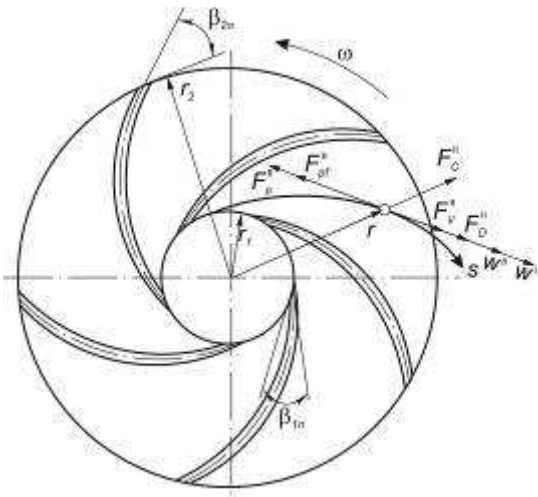
Уравненията на математичния модел са:

- уравнения за непрекъснатост на двете фази:

$$(1) \quad \frac{d(\alpha \cdot \rho'' \cdot w'' \cdot A \cdot \sin\beta)}{ds} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{ds} + \frac{1}{\rho''} \cdot \frac{d\rho''}{ds} + \frac{1}{w''} \cdot \frac{dw''}{ds} + \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = 0,$$

$$(2) \quad \frac{d[(1-\alpha) \cdot \rho' \cdot w' \cdot A \cdot \sin\beta]}{ds} = -\frac{1}{1-\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{ds} + \frac{1}{\rho'} \cdot \frac{d\rho'}{ds} + \frac{1}{w'} \cdot \frac{dw'}{ds} + \frac{1}{A \cdot \sin\beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin\beta)}{ds} = 0,$$

където: $\alpha = \frac{V''}{V}$ е обемната концентрация на газовата фаза (въздух); V'' - обемът, зает от газовата



Фиг. 1. Сили, действащи върху единичен газов мехур

фаза; V - обемът на двуфазната смес; ρ'' - плътността на газовата фаза; ρ' - плътността на течната фаза (вода); w'' - относителната скорост на газовата фаза; w' - относителната скорост на течната фаза; A - лицето на живото сечение на двуфазното течение; β - ъгълът между относителната скорост w и направлението на преносната скорост u ; s - криволинейната координатна ос, съвпадаща с токовете линии на относителното движение на двете фази (фиг. 1).

По-нататък в изложението със степен "прим" се означават величините, характерни за течната фаза, а със "секонд" – тези, които се отнасят за газовата фаза.

- уравнения за движение на двете фази в относителна координатна система:

(3)

$$\begin{aligned} \alpha \cdot \rho'' \cdot w'' \cdot \frac{dw''}{ds} &= -\alpha \cdot \frac{dp}{ds} - \alpha \cdot \frac{dp_f}{ds} + \alpha \cdot \rho'' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} + f_D'' + f_V'', \\ (4) \quad (1-\alpha) \cdot \rho' \cdot w' \cdot \frac{dw'}{ds} &= -(1-\alpha) \cdot \frac{dp}{ds} - (1-\alpha) \cdot \frac{dp_f}{ds} + (1-\alpha) \cdot \rho' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} - f_D' - f_V', \end{aligned}$$

където: $\frac{dp}{ds}$ е градиентът на налягане в работното колело; $\frac{dp_f}{ds}$ е градиентът на загубите на налягане от триене в каналите на работното колело; ω - ъгловата скорост на работното колело; f_D - силата от хидродинамично съпротивление; f_V - силата от присъединена маса.

Всички членове в уравнения (3) и (4) имат смисъла на сили, действащи върху газовата или течната фаза, намираща се в единица обем V от двуфазната смес, т.е сила на единица обем.

Градиентът на загубите от триене $\frac{dp_f}{ds}$ се определя по формулата:

$$(5) \quad \frac{dp_f}{ds} = R_f \cdot \frac{dp_{f,0}}{ds} = -R_f \cdot \frac{c_f}{D_h} \cdot \rho' \cdot w_0'^2,$$

където: $\frac{dp_{f,0}}{ds}$ е градиентът на загубите от триене при движение на чиста вода в каналите на работното колело; c_f - коефициентът на триене в каналните стени при движение на чиста вода в работното колело; D_h - хидравличният диаметър на канала на работното колело;

$w_0' = (1-\alpha) \cdot w' = \frac{Q'}{A \cdot \sin \beta}$ - относителната скорост на течната фаза при движение на чиста вода през работното колело; A - площта на живото сечение на течението, нормално на радиуса r ; R_f - коефициентът, който се определя опитно по отношението:

$$(6) \quad R_f = \frac{\Delta p_f}{\Delta p_{f,0}}.$$

В (6) с Δp_f са означени загубите на налягане при движение на двуфазна смес от течност и газ, а с $\Delta p_{f,0}$ - загубите на налягане при движение на чиста течност.

Коефициентът R_f зависи от обемната концентрация α . За неговото определяне се използва зависимостта:

$$(7) \quad R_f = 30 \cdot \alpha + 1.$$

Силите от хидродинамично съпротивление, действащи върху двете фази, се определят по зависимостите:

$$(8) \quad f_D'' = \frac{\alpha}{V_b} \cdot F_D'' = \alpha \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''|,$$

$$(9) \quad f_D' = \frac{1-\alpha}{V_b} \cdot F_D'' = (1-\alpha) \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''|,$$

където: $F_D'' = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \pi \cdot R_b^2 \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''|$ е сила от хидродинамично съпротивление,

действаща върху единичен газов мехур (фиг. 1); R_b - радиус на газовия мехур; $V_b = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b^3$ - обем на единичен газов мехур; C_D - коефициент на хидродинамично съпротивление.

Стойността на коефициента C_D зависи от числото на Рейнолдс, пресметнато по формулата:

$$(10) \quad Re_b = \frac{2 \cdot R_b \cdot |w' - w''|}{\nu'}$$

където ν' кинематичният вискозитет на течната фаза.

В литературата са предложени множество функционални зависимости от вида $C_D = f(Re_b)$ за определяне коефициента на хидродинамично съпротивление. В настоящата работа са използвани три формули за пресмятане на C_D :

$$(11) \quad C_{D1} = \frac{24}{Re_b} \cdot 10^E, \quad E = 0.261 \cdot Re_b^{0.369} - 0.105 \cdot Re_b^{0.430} - \frac{0.124}{1 + \lg^2 Re_b} \text{ при } Re_b < 3 \cdot 10^5;$$

$$(12) \quad C_{D2} = \frac{24}{Re_b} \cdot (1 + 0.179 \cdot Re_b^{0.5} + 0.013 \cdot Re_b);$$

$$(13) \quad C_{D3} = \max \left[\frac{24}{Re_b} \cdot (1 + 0.15 \cdot Re_b^{0.687}); \frac{8}{3} \cdot \frac{Eo}{Eo + 4} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\alpha}} \right], \quad Eo = \frac{g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot (2 \cdot R_b)^2}{\sigma}.$$

По-нататък с C_{D1} , C_{D2} и C_{D3} са означени коефициентите на хидродинамично съпротивление, определени съответно по формули (11), (12) и (13).

Силите от присъединена маса, действащи върху двете фази, се определят по израза:

$$(14) \quad f_V'' = \frac{\alpha}{V_b} \cdot F_V'' = \alpha \cdot C_V \cdot \rho' \cdot \left(w' \cdot \frac{dw'}{ds} - w'' \cdot \frac{dw''}{ds} \right)$$

Последното уравнение, което затваря диференциално-алгебричната система, е уравнението за промяната на състоянието на газовата фаза:

$$(15) \quad \frac{p}{\rho''^k} = C,$$

където $k = 1.4$ е степенният показател на адиабатата, а C е константа, която описва термодинамичното състояние на газовата фаза преди входа на работното колело.

Получената система от четири диференциални и едно алгебрично уравнения се решава числено в средата на програмата MATLAB.

3.3. Числена процедура

- За да се състави програма за числено решаване на диференциално-алгебричната системата, съставена от уравнения

(1), (2), (3), (4) и (15) в средата на MATLAB, е необходимо тя да се представи по следния начин:

$$(16) \quad M[s, y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)] \cdot dy/ds = F[s, y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)],$$

където: $M[s, y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)]$ е общият вид на т.нар. масова матрица; dy/ds е вектор, съдържащ производните по координатата s на неизвестните величини; $F[s, y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)]$ е общият вид на дясната част на системата, съдържаща функции на координатата s и неизвестните величини $y(1), y(2), y(3), y(4), y(5)$.

В случая $y(1) = \alpha$, $y(2) = w''$, $y(3) = w'$, $y(4) = p$, $y(5) = \rho''$.

За да се определят елементите на масовата матрица M , тя се записва във вида:

$$(17) \quad M = \begin{bmatrix} f_{11}(s, y) & f_{12}(s, y) & f_{13}(s, y) & f_{14}(s, y) & f_{15}(s, y) \\ f_{21}(s, y) & f_{22}(s, y) & f_{23}(s, y) & f_{24}(s, y) & f_{25}(s, y) \\ f_{31}(s, y) & f_{32}(s, y) & f_{33}(s, y) & f_{34}(s, y) & f_{35}(s, y) \\ f_{41}(s, y) & f_{42}(s, y) & f_{43}(s, y) & f_{44}(s, y) & f_{45}(s, y) \\ f_{51}(s, y) & f_{52}(s, y) & f_{53}(s, y) & f_{54}(s, y) & f_{55}(s, y) \end{bmatrix}.$$

В записа (17) функцията $f_{ij}(s, y) = f_{ij}(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$.

Дясната част на системата (16) има вида:

$$(18) \quad F = \begin{bmatrix} F_1(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_2(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_3(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_4(s, w'', w', p, \rho'') \\ F_5(s, w'', w', p, \rho'') \end{bmatrix}.$$

Функциите $f_{ij}(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$ и $F_i(s, w'', w', p, \rho'')$ се намират по следния начин:

След извършване на умножението в (16), за общия вид на системата се получава:

$$(19) \quad \begin{cases} f_{11}(s, y) \cdot \frac{d\alpha}{ds} + f_{12}(s, y) \cdot \frac{dw''}{ds} + f_{13}(s, y) \cdot \frac{dw'}{ds} + f_{14}(s, y) \cdot \frac{dp}{ds} + f_{15}(s, y) \cdot \frac{d\rho''}{ds} = F_1(s, \alpha, w'', w', p, \rho'') \\ f_{21}(s, y) \cdot \frac{d\alpha}{ds} + f_{22}(s, y) \cdot \frac{dw''}{ds} + f_{23}(s, y) \cdot \frac{dw'}{ds} + f_{24}(s, y) \cdot \frac{dp}{ds} + f_{25}(s, y) \cdot \frac{d\rho''}{ds} = F_2(s, \alpha, w'', w', p, \rho'') \\ f_{31}(s, y) \cdot \frac{d\alpha}{ds} + f_{32}(s, y) \cdot \frac{dw''}{ds} + f_{33}(s, y) \cdot \frac{dw'}{ds} + f_{34}(s, y) \cdot \frac{dp}{ds} + f_{35}(s, y) \cdot \frac{d\rho''}{ds} = F_3(s, \alpha, w'', w', p, \rho'') \\ f_{41}(s, y) \cdot \frac{d\alpha}{ds} + f_{42}(s, y) \cdot \frac{dw''}{ds} + f_{43}(s, y) \cdot \frac{dw'}{ds} + f_{44}(s, y) \cdot \frac{dp}{ds} + f_{45}(s, y) \cdot \frac{d\rho''}{ds} = F_4(s, \alpha, w'', w', p, \rho'') \\ f_{51}(s, y) \cdot \frac{d\alpha}{ds} + f_{52}(s, y) \cdot \frac{dw''}{ds} + f_{53}(s, y) \cdot \frac{dw'}{ds} + f_{54}(s, y) \cdot \frac{dp}{ds} + f_{55}(s, y) \cdot \frac{d\rho''}{ds} = F_5(s, \alpha, w'', w', p, \rho'') \end{cases}$$

За да се определят функциите $f_{ij}(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$ и $F_1(s, \alpha, w'', w', p, \rho'')$ е необходимо уравненията

(1), (2), (3), (4) и (15) да се представят във вида (19). Тогава масовата матрица (17) добива вида:

$$(20) \quad M = \begin{bmatrix} [0]_{11} [\alpha \cdot w'' \cdot (\rho'' + C_V \cdot \rho')]_{12} [-\alpha \cdot C_V \cdot \rho' \cdot w']_{13} [\alpha]_{14} [0]_{15} \\ [0]_{21} [-(1-\alpha) \cdot C_V \cdot \rho' \cdot w'']_{22} [(1-\alpha) \cdot \rho' \cdot (1+C_V) \cdot w']_{23} [1-\alpha]_{24} [0]_{25} \\ \left[\frac{1}{\alpha} \right]_{31} \left[\frac{1}{w''} \right]_{32} [0]_{33} [0]_{34} \left[\frac{1}{\rho''} \right]_{35} \\ \left[-\frac{1}{1-\alpha} \right]_{41} [0]_{42} \left[\frac{1}{w'} \right]_{43} [0]_{44} [0]_{45} \\ [0]_{51} [0]_{52} [0]_{53} [0]_{54} [0]_{55} \end{bmatrix},$$

където в средни скоби са заградени отделните елементи на матрицата.

Дясната част (18) е:

$$(21) \quad F = \begin{bmatrix} \left[\alpha \cdot \rho'' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} - \alpha \cdot \frac{dp_f}{ds} + \alpha \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''| \right]_1 \\ \left[(1-\alpha) \cdot \rho' \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{dr}{ds} - (1-\alpha) \cdot \frac{dp_f}{ds} - (1-\alpha) \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_D}{R_b} \cdot \rho' \cdot (w' - w'') \cdot |w' - w''| \right]_2 \\ \left[-\frac{1}{A \cdot \sin \beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin \beta)}{ds} \right]_3 \\ \left[-\frac{1}{A \cdot \sin \beta} \cdot \frac{d(A \cdot \sin \beta)}{ds} \right]_4 \\ [p - \rho''^k \cdot C]_5 \end{bmatrix}.$$

Както се вижда от (20), последният ред на масовата матрица е нулев, т.е матрицата е изродена (детерминантата $\det M = 0$). Диференциално-алгебрични системи от този вид се решават числено в средата на програмата MATLAB с помощта на солвъра ODE15S.

3.4. Резултати от численото решение на уравненията на модела

След решаване на диференциално-алгебричната система (19) се получават стойности за разпределението на обемната концентрация α , скоростите на газовата w'' и течната w' фази, както и за налягането p и плътността на въздуха по дължина на токовата линия s . Численият експеримент е проведен за двете изследвани помпи при работа с номинален дебит на течната фаза и стойности на обемната концентрация в началото на координатата s $\alpha_1 = 0,02; 0,03; 0,04$ и $0,05$. Началните условия, необходими за решаване на системата, са получени въз основа на базата от данни, получена при експерименталното изследване на двете помпи.

Налягането p_1 , измерено при входа на работното колело, запазва постоянна стойност при различни стойности на обемната концентрация до $\alpha \leq 0,05$. От тук следва, че плътността на

газовата фаза ρ_1'' в тази точка също ще остава постоянна. Предполага се, че в началната точка на координатата s няма приплъзване между фазите, т.е. $w' = w''$.

Началните условия, при които е проведен численият експеримент за двете изследвани помпи, са:

За помпа 6E20:

- относителни скорости в началото на координатата s $w_1' = w_1'' = 10,52 \text{ m/s}$;
- абсолютно статично налягане на двуфазната смес $p_1 = 100112 \text{ Pa}$ (от опитни данни);
- плътност на газовата фаза $\rho_1 = 1,17 \text{ kg/m}^3$ (от опитни данни).

За помпа 6E32:

- относителни скорости в началото на координатата s $w_1' = w_1'' = 9,45 \text{ m/s}$;
- абсолютно статично налягане на двуфазната смес $p_1 = 111779 \text{ Pa}$ (от опитни данни);
- плътност на газовата фаза $\rho_1 = 1,2 \text{ kg/m}^3$ (от опитни данни).

На фигури 2, 3 и 4 са представени резултати от числените решения за двете помпи. Те са получени след използване на формула (11) за определяне на коефициента на хидродинамично съпротивление C_{D1} . Величините са в безразмерен вид и са във функция от безразмерния радиус на работното колело ε , определен по формулата:

$$(22) \quad \varepsilon = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1}.$$

Коефициентът на повишаване на налягането $\Delta\Psi_r$ в работното колело се определя по израза:

$$(23) \quad \Delta\Psi_r = \frac{p - p_1}{\rho' \cdot u_2^2}.$$

На фигурите са показани и резултати, получени от Minemura, за помпа със специална геометрия, публикувани в литературата.

Резултатите, представени на фигури 2б, 3б и 4б са получени след заместване в уравненията на модела с радиус на газовия мехур $R_{b1} = 0.15 \text{ mm}$ и за двете помпи.

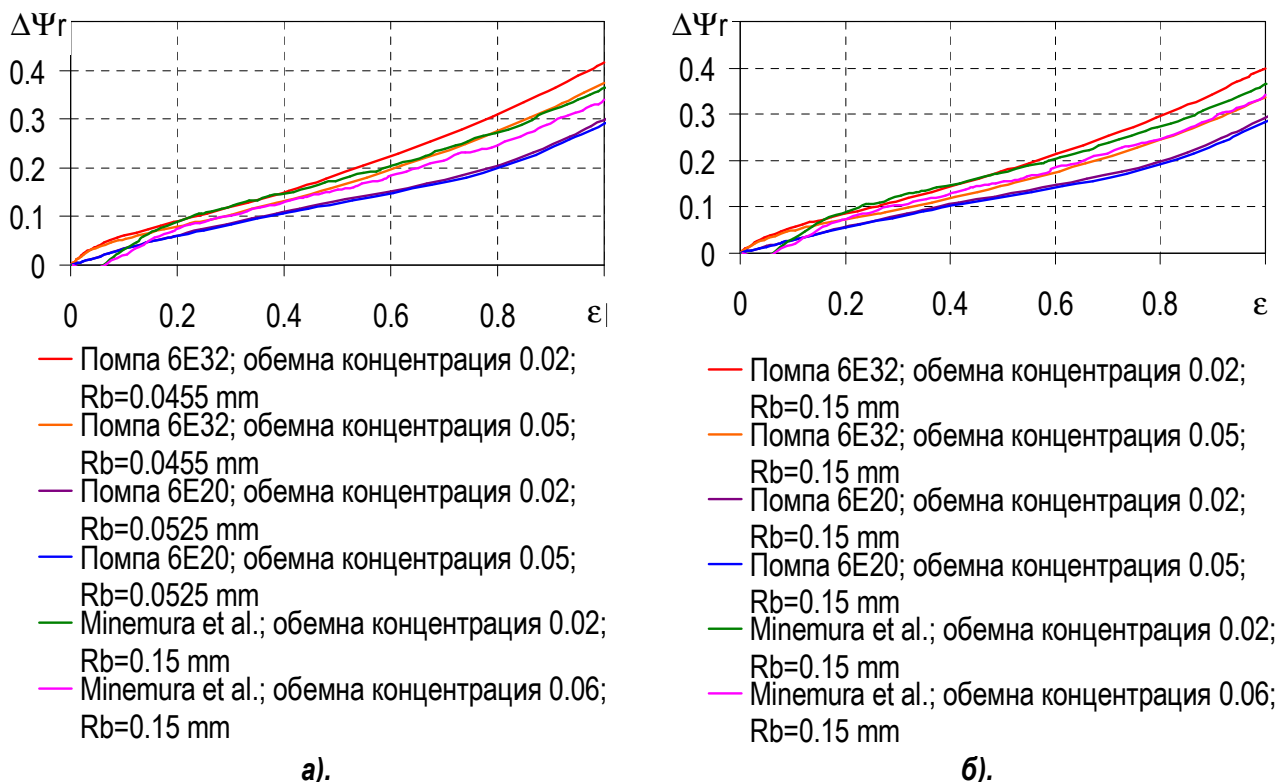
Анализът на графичните зависимости позволява да се направи предварителна сравнителна оценка на поведението на двете помпи при работа с водо-въздушна смес.

Кривите на фигури 2а и 2б показват монотонно нарастване на коефициента на налягането в зависимост от безразмерния радиус на работното колело за двете изследвани помпи. Близки по характер са зависимости, получени от Minemura, показани на фигурите. Вижда се също, че първоначалният радиус на газовия мехур не оказва съществено влияние върху разпределението на налягането в радиално направление.

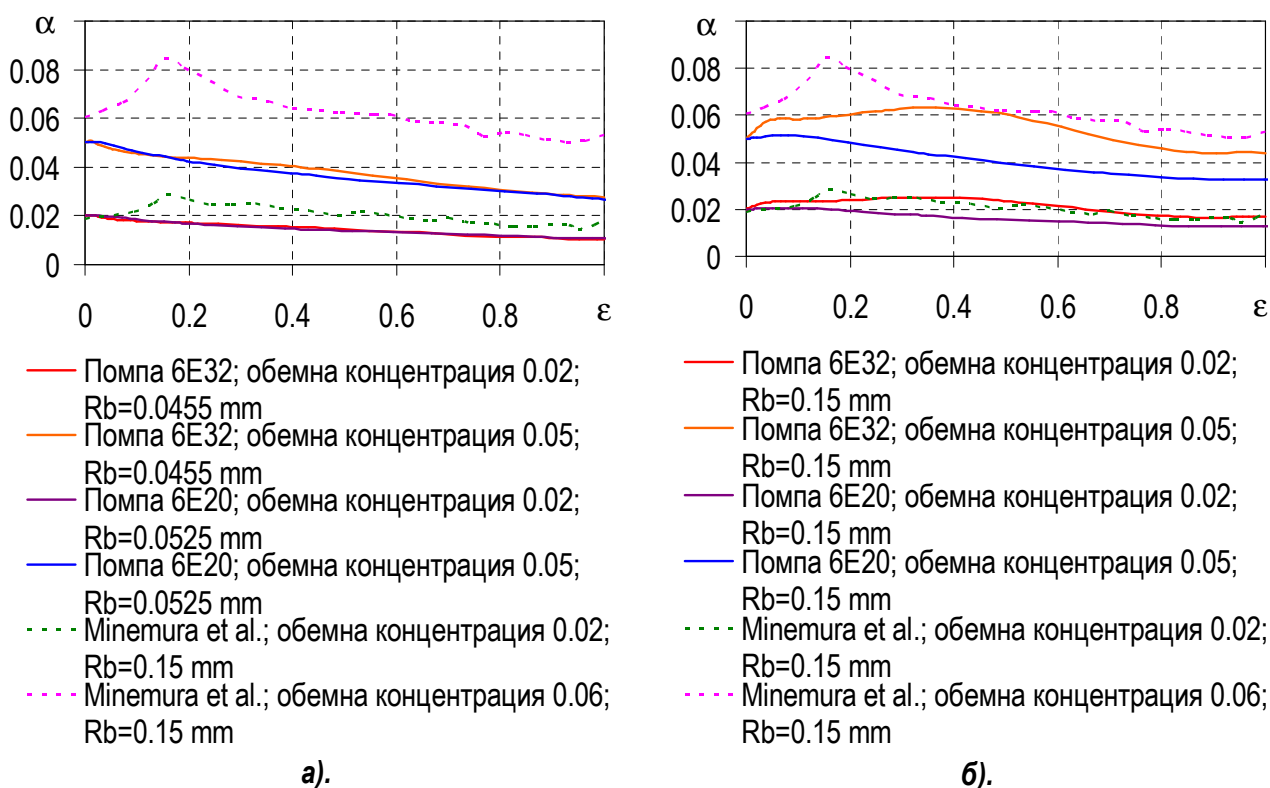
Подобно поведение е установено и за влиянието на обемната концентрация на газовата фаза при входа на работното колело. Обемната концентрация на газовата намалява към изхода на работното колело при двете изследвани помпи, което се дължи на намаляване на обема на мехурите с увеличаване на налягането.

От фиг. 3а се вижда, че кривите $\alpha = f(\varepsilon)$ за помпи 6E20 и 6E32, получени при начален радиус на мехура съответно $R_{b1} = 0,0525 \text{ mm}$ и $R_{b1} = 0,0455 \text{ mm}$, съвпадат при различни стойности на обемната концентрация α_1 при входа. Това не е така при първоначален радиус на мехура $R_{b1} = 0,15 \text{ mm}$, както личи от фиг. 3б. От фигурата се вижда, че кривата $\alpha = f(\varepsilon)$ при $\alpha_1 = 0,05$ за помпа 6E32 има максимум при $\varepsilon = 0,4$. Подобен характер се наблюдава при кривите $\alpha = f(\varepsilon)$, получени за изследваната от Minemura помпа, като максимумът на функцията $\alpha = f(\varepsilon)$ при тази

помпа е при $\varepsilon = 0.15$. Кривата $\alpha = f(\varepsilon)$, получена за помпа 6E20, при $\alpha_1 = 0.05$ има монотонно намаляващ характер.



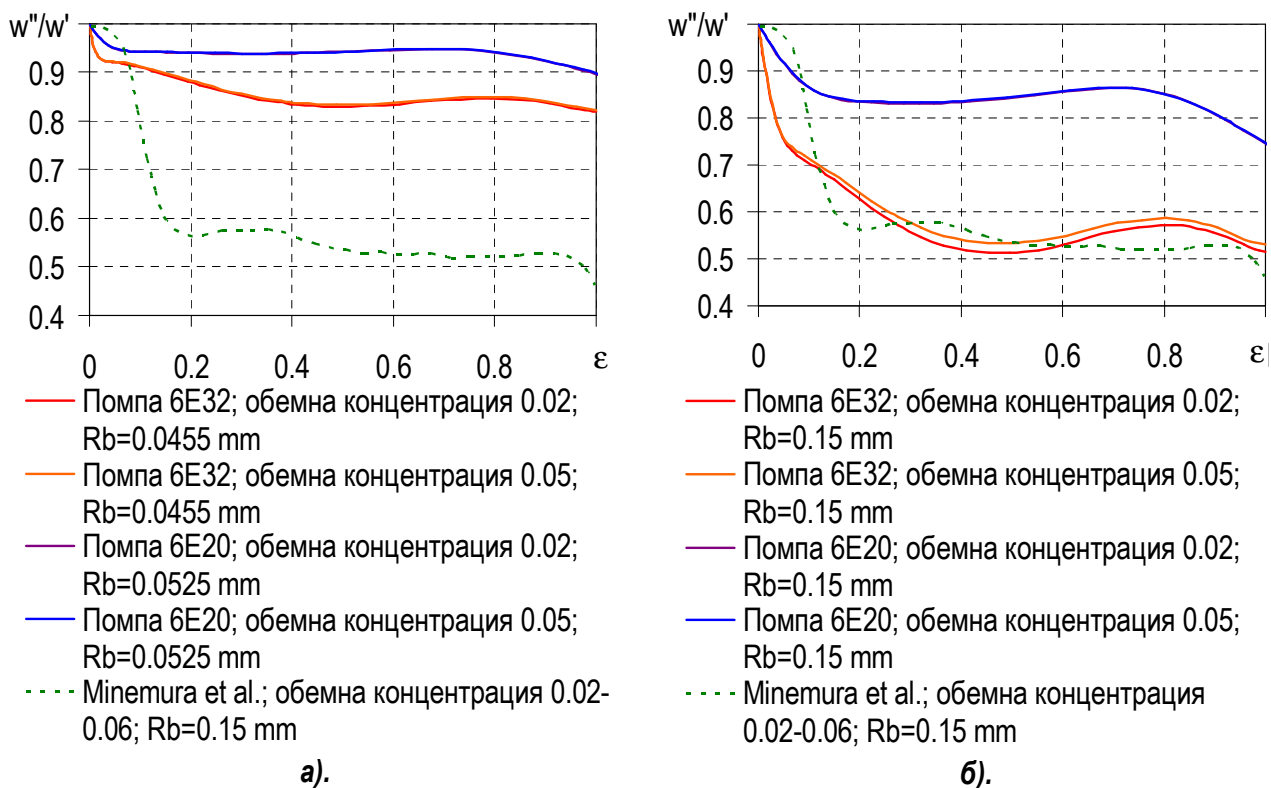
Фиг. 2. Зависимост на коефициента на повишаване на налягането от безразмерния радиус на работното колело



Фиг. 3. Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело
Най-силно влияние има началната стойност R_{bi} на газовия мехур върху зависимостите

$\frac{w''}{w'} = f(\varepsilon)$. Това е ясно изразено от резултатите, показани на фигури 4а и 4б. При заместване с по-

малките стойности за R_{b1} , кривите $\frac{w''}{w'} = f(\epsilon)$ запазват висока стойност от 0.95 при помпа 6E20 и 0.85 при помпа 6E32. При стойност $R_{b1} = 0.15$ mm приплъзването между фазите нараства значително, особено при помпа 6E32. От показаните на фиг. 4б криви се вижда добро съвпадение на резултатите, получени от Minemura, с тези, получени за помпа 6E32.



Фиг. 4. Зависимост на отношението w''/w' от безразмерния радиус на работното колело

3.5. Теоретично определяне на напора на работното колело при работа на центробежни помпи с двуфазна смес от вода и въздух

За определяне напора на работното колело H_{imp} в литературата се предлага формулата:

$$(24) \quad H_{imp} = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot g} - \frac{p_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{(1-x) \cdot (v_3'^2 - v_1'^2)}{2 \cdot g} + \frac{x \cdot (v_3''^2 - v_1''^2)}{2 \cdot g} + x \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1'' \cdot g} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - h_f - h_{sh} - h_{exp} - h_{mix}$$

където: h_f са загубите на напор от триене в каналите на работното колело; h_{sh} - загубите от удар при входа; h_{exp} - загубите от внезапно разширение при изхода на работното колело; h_{mix} - загубите от хомогенизиране на двуфазната смес след изхода на работното колело.

Тъй като в математичния модел загубите от триене в каналите на работното колело са отчетени в диференциално-алгебричната системата с члена $\frac{dp_f}{ds}$, то h_f отпада от уравнение (24).

За определяне на загубите от удар h_{sh} и от внезапно разширение на изхода h_{exp} в литературата се предлагат изрази, при които тези загуби се определят след умножаване на

съответните загуби при работа на помпата с чиста вода с опитния коефициент $R_f = f(\alpha)$. Зависимостите за този коефициент са получени на база опитни данни за движение на двуфазна смес в тръби или прав въртящ се канал с постоянно напречно сечение и отчитат единствено разликата в загубите от триене. Известно е, че загубите от удар и от внезапно разширение имат коренно различна физична същност. При движение на двуфазното течение от вода и въздух в каналите на работното колело протичат процеси, които не се поддават на математическо описание и не са отчетени в приложения математичен модел. Предпоставката за колинеарност на векторите на относителните скорости на течната w' и на газовата w'' фази на практика не може да се осъществи, както показват изследванията на редица автори, наблюдавали процесите в работното колело. Тези фактори оказват значително влияние върху кинематиката на течението в каналите на работното колело, което значително повишава загубите на енергия в него. При определена стойност на обемната концентрация на газовата фаза хомогенният характер на двуфазното течение се нарушава. Започва интензивно обединяване на мехури, което води до натрупване на големи количества газ при входа на работното колело. В един момент това натрупване е такова, че предизвиква блокиране на междупатъчните канали от газова "тапа" и помпата преустановява работата си (настъпва срыв). Тази стойност на обемната концентрация, при която настъпва срыв се нарича критична - $\alpha_{1,cr}$.

Както стана ясно, изразите за определяне на коефициента R_f , предложени в достъпната литература, не отчитат влиянието на изброените по-горе фактори.

Поради посочените по-горе факти в настоящото изследване е потърсен различен подход за определяне на влиянието на обемната концентрация на газовата фаза върху напора на работното колело на помпата. Вслучая всички загуби, влизащи в уравнение (24), се обединяват под общото наименование загуби в работното колело h_{imp} :

$$(25) \quad h_{imp} = h_{sh} + h_f + h_{exp} + h_{mix} + h_{tp}.$$

От уравнение (25) се вижда, че към изброените по-горе загуби е добавен членът h_{tp} . Това са допълнително въведени загуби на енергия в работното колело, дължащи се на факторите, които не са отчетени в модела (разделение на фазите, коалесценция на мехури, локални натрупвания на газ в работното колело).

Загубите h_{imp} се отчитат в теоретичния модел по следния начин. В диференциално

алгебричната система членът $\frac{dp_f}{ds}$ е заменен с нововъведения $\frac{dp_{imp}}{ds}$, като:

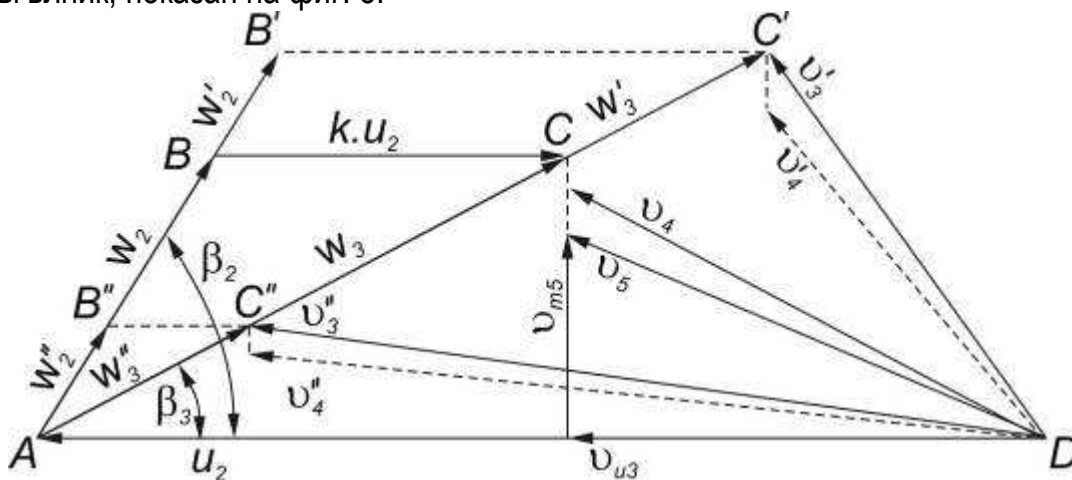
$$(26) \quad \frac{dp_{imp}}{ds} = \frac{d(\rho \cdot g \cdot h_{imp})}{ds} = R_{imp} \cdot \frac{dp_{imp,0}}{ds} \approx R_{imp} \cdot \frac{\Delta p_{imp,0}}{\Delta s},$$

където: $\Delta p_{imp,0} = \rho' \cdot g \cdot h_{imp,0}$ са загубите на налягане в участъка от точка 1 (непосредствено преди входящия ръб на лопатката) до точка 5 (където става изравняване на скоростите на двете фази след изхода на работното колело) при работа на помпата с чиста вода. Тези загуби се определят опитно, чрез балансови изпитвания на помпите при работа с чиста вода, $R_{imp} = f(\alpha_1)$ е неизвестна функция, чието опитно определяне става на базата на резултатите от баланса на енергията на помпите.

Уравнение (24) се свежда до:

$$(27) H_{\text{imp}} = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot g} - \frac{p_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{(1-x) \cdot (v_3'^2 - v_1'^2)}{2 \cdot g} + \frac{x \cdot (v_3''^2 - v_1''^2)}{2 \cdot g} + x \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho'' \cdot g_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

В уравнение (27) с индекс „3” са означени величините, характерни за точка, намираща се непосредствено след изхода на работното колело. Тези величини се определят лесно от скоростния триъгълник, показан на фиг. 5.



Фиг. 5 Скоростен триъгълник при изхода на работното колело при работа на помпата с двуфазна смес

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

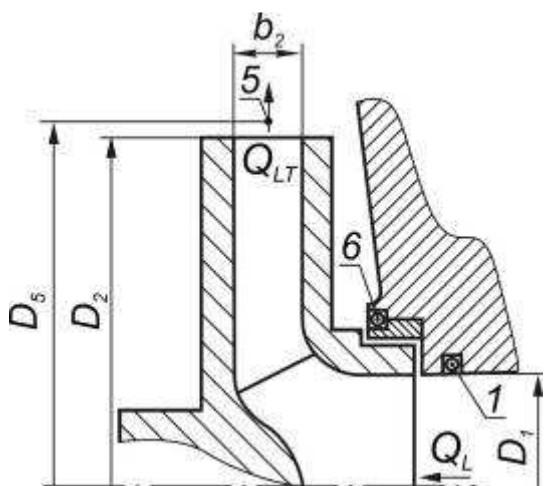
За постигане целта на настоящата работа е необходимо да се решат следните основни задачи чрез експериментални изследвания:

1. Разработване на методика и опитна уредба за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес.
2. Опитно съставяне на енергиен баланс на български едностъпални помпи с $n_s = 60..90 \text{ min}^{-1}$ при работа с водо-въздушна смес.
3. Числено определяне на коефициентите на двуфлуидния модел за изследваните помпи на базата на получените опитни резултати.

4.1. Методика на балансовите изследвания при работа на помпата с двуфазна смес от вода и въздух без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

Методиката за балансовите изследвания на едностъпални центробежни помпи при работа с двуфазна смес от вода и въздух е съставена на базата на баланса на мощността на помпите при работа с чиста вода. Основните величини, участващи в съставянето на мощностния баланс при работа с вода са заменени със съответстващите им такива при работа на помпата с двуфазна водовъздушна смес.

За извършване на енергетичните изследвания е необходимо да се осигури възможност за плавна промяна на дебита както на течната, така и на газовата фаза. Дебитът на течната фаза се регулира от нула до



Фиг. 6. Позиции на точките за измерване на налягане

стойности, превишаващи номиналния режим с повече от 40%. Необходимият режим на работа на помпата се постига чрез дроселиране с помощта на шибър с електрозадвижване, монтиран в нагнетателния тръбопровод. Отварянето на шибъра се установява по такъв начин, че да се получат равномерно разпределени 20-22 режима.

Дебитът на течната фаза Q' се измерва чрез турбинен дебитомер, включен към смукателния тръбопровод на помпата преди мястото за подаване на въздух. Дебитомерът е с константа $k = 7,07 \text{ imp/dm}^3$ и подаваните от него импулси се отчитат от регистриращо устройство CYCLOMETER CMD6-4.

Едновременно с измерването на дебита се определят мощността и честотата на въртене на вала на помпата. За целта се измерва моментът чрез балансиран електродвигател, а честотата на въртене на вала - с помощта на индуктивен преобразувател и свързано с него регистриращо устройство.

За определяне на напора на помпата, както и за съставяне на баланса на мощността, съгласно предложената методика, е необходимо да се измери статичното налягане в определени точки, показани на фиг. 6.

Обемният дебит на въздуха Q''_{rot} се измерва с ротаметър, а след него са включени манометър и термометър.

С помощта на налягането p_{rot} и температурата на въздуха T_{rot} след ротаметъра се определя плътността на въздуха в разглежданото сечение ρ''_{rot} и неговият масов дебит \dot{m}'' , след приемането, че относителната влажност е 0%, тъй като преди редукирания клапан има монтиран влагоуловител. Приема се, че въздухът променя състоянието си по закона $\frac{p}{\rho''^k} = \text{const}$.

При равни скорости на двете фази в разглежданите сечения и липса на масообмен между тях, обемната концентрация в разглежданите сечения се определя по формулите:

$$(28) \quad \alpha_1 = \frac{Q_1''}{Q_1'' + Q'}; \alpha_5 = \frac{Q_5''}{Q_5'' + Q'}; \alpha_d = \frac{Q_d''}{Q_d'' + Q'}$$

При липса на масообмен между фазите, масовата концентрация на сместа x е постоянна величина при даден режим за всяка точка от проточната част на помпата и се пресмята по израза:

$$(29) \quad x_1 = x_5 = x_d = x = \frac{\rho_1'' \cdot Q_1''}{\rho_1'' \cdot Q_1'' + \rho' \cdot Q'}$$

Напорът на помпата при работа с двуфазна смес се определя по формулата:

$$(30) \quad H = (1-x) \cdot H' + x \cdot H''$$

като напорите на течната H' и на газовата H'' фази се определят съответно по формулит:

$$(31) \quad H' = \frac{p_d - p_1}{\rho' \cdot g} + \frac{v_d'^2 - v_1'^2}{2 \cdot g}$$

$$(32) \quad H'' = \int_{p_1}^{p_d} \frac{dp}{\rho'' \cdot g} + \frac{v_d''^2 - v_1''^2}{2 \cdot g}$$

При адиабатно свиване на газа в проточната част на помпата, уравнение (32) приема вида:

$$(33) \quad H'' = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1'' \cdot g} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{v_d''^2 - v_1''^2}{2 \cdot g}$$

където $T' = T''$ е температурата на водата, измерена в точка 1, като се предполага, че тя е равна на температурата на газовата фаза T'' .

При отсъствие на приплъзване между двете фази в сечение 1–1, скоростите v_1'' и v_1' са равни помежду си и се определят по формулата:

$$(34) \quad v_1'' = v_1' = \frac{4 \cdot Q'}{(1 - \alpha_1) \cdot \pi \cdot D_1^2}, \text{ m/s}.$$

Аналогично се определя и скоростта на двуфазната смес при изхода на помпата в сечение d–d:

$$(35) \quad v_d'' = v_d' = v_d = \frac{4 \cdot Q'}{(1 - \alpha_d) \cdot \pi \cdot d_d^2}, \text{ m/s}.$$

Полезната мощност на помпата се определя по предложената от Minemura формула:

$$(36) \quad P_{\text{тп}} = g \cdot \dot{m} \cdot H = g \cdot (\rho_1'' \cdot Q_1'' + \rho' \cdot Q') \cdot H \cdot 10^{-6}, \text{ kW}.$$

Мощността на помпата е:

$$(37) \quad P_{\text{тп}} = \frac{\pi \cdot n \cdot M \cdot g}{30000}, \text{ kW},$$

където M е показанието на циферблатната везна в $\text{kgf} \cdot \text{m}$.

Коефициентът на полезно действие на помпата при работа с двуфазна смес от вода и въздух се пресмята по израза:

$$(38) \quad \eta = \frac{P_{\text{тп}}}{P_{\text{тп}}}$$

Механичните загуби на мощност се определят по същия начин, както при работа на помпата с вода:

$$(39) \quad \Delta P_M = \frac{\pi \cdot n \cdot M_M \cdot g}{30000}, \text{ kW}.$$

Хидравличната мощност, предадена на двуфазната смес от работното колело, се определя с израза:

$$(40) \quad P_{\text{тпН}} = P_{\text{тп}} - \Delta P_M, \text{ kW}.$$

От друга страна тази мощност е произведение между теоретичния напор H_T и масовия дебит на двуфазната смес, която преминава през работното колело:

$$(41) \quad P_{\text{тпН}} = \frac{g \cdot H_T \cdot \dot{m}_T}{1000000}, \text{ kW},$$

където $\dot{m}_T = \rho' \cdot Q_T' + \rho_1'' \cdot Q_1''$.

Тук теоретичният дебит на помпата се определя по израза $Q_T' = Q' + \Delta Q'$, където $\Delta Q'$ е обемната загуба през предното уплътнение на работното колело и се определя както при работа на помпата с чиста вода.

От уравнение (41) се извежда израз за теоретичния напор на помпата при работа с двуфазна смес от вода и въздух:

$$(42) \quad H_T = \frac{10^6 \cdot P_{\text{тпН}}}{g \cdot (\rho' \cdot Q_T' + \rho_1'' \cdot Q_1'')}, \text{ mH}_2\text{O}.$$

С помощта на получения теоретичен напор се пресмятат обемните загуби на мощност по формулата:

$$(43) \quad P_{\text{тпQ}} = \frac{\rho' \cdot g \cdot H_T \cdot \Delta Q'}{1000000}, \text{ kW}.$$

При работа на помпата с двуфазна смес от вода и въздух, загубите на напор между сечения 1–1 и 5–5, определени като загуби в работното колело h_{imp} , включват в себе си загубите от удар h_{sh} , загубите от триене h_f , загубите от внезапно разширение на сечението на потока h_{exp} и загубите от хомогенизиране на сместа h_{mix} . Дефинираните по този начин загуби h_{imp} се определят опитно по формулата:

$$(44) \quad h_{imp} = H_T - H_{imp} = H_T - \left(H_p + \frac{v_5^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \right), mH_2O,$$

където: H_{imp} е напорът, съобщен от работното колело на двуфазната смес; H_p - потенциалният напор на работното колело при работа на помпата с двуфазна смес, който се определя по формулата:

$$(45) \quad H_p = x \cdot H_p'' + (1-x) \cdot H_p',$$

където H_p'' и H_p' са съответно потенциалният напор на газовата и течната фаза.

Те се определят по следните формули:

$$(46) \quad H_p'' = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1'' \cdot g} \cdot \left[\left(\frac{p_5}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], mAir$$

$$(47) \quad H_p' = \frac{p_5 - p_1}{\rho' \cdot g}, mH_2O.$$

При отсъствие на относителна скорост между фазите в точка 1, скоростта $v_1 = v_1'$. Скоростта на двуфазната смес в точка 5 се определя като сума от преносната и меридианната компоненти на двуфазната смес:

$$(48) \quad v_5 = \sqrt{v_{m5}^2 + v_{u5}^2}.$$

Меридианната компонента на скоростта се определя по формулата:

$$(49) \quad v_{m5} = \alpha_5 \cdot v_{m5}'' + (1 - \alpha_5) \cdot v_{m5}'.$$

При отсъствие на приплъзване между фазите скоростта v_{m5} се определя по:

$$(50) \quad v_{m5} = \frac{Q_5'' + Q_T'}{1000 \cdot \pi \cdot D_5 \cdot b_2}, m/s.$$

Преносната компонента се определя по формулата:

$$(51) \quad v_{u5} = x \cdot v_{u5}'' + (1-x) \cdot v_{u5}'.$$

Много често в литературата стойността на масовото газосъдържание се приема за $x = 0$ заради много малката му стойност (от порядъка на 10^{-4}). Тогава за v_{u5} може да се запише:

$$(52) \quad v_{u5} = v_{u5}' = \frac{g \cdot \left(H_T + \frac{\Delta Q'}{\Delta Q' + Q'} \cdot \frac{u_0^2}{2 \cdot g} \right)}{u_2 \cdot \frac{D_5}{D_2}}.$$

Загубите на напор в спиралното тяло се определят по уравнението:

$$(53) \quad h_{vol} = H_T - H - h_{imp}, mH_2O.$$

4.2. Определяне на обемната концентрация α след отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

При движение на вода в участъци с понижено налягане (вакуум) се създават условия за

отделяне на разтворения в нея въздух и увеличаване на обемната концентрация α на двуфазното течение. Обратно, при достигане на места с по-високо налягане, водата има възможност да разтвори още количества въздух, което също оказва влияние върху обемната концентрация на газовата фаза. По-долу е предложен метод за определяне на количеството на отделеният от водата или разтворения в нея въздух в тези два случая, както и определяне на дебита на неразтворения въздух след отчитане на тези количества.

Количеството на разтвореният във водата въздух при свободното ѝ ниво в резервоара е определено след приемането, че разтворът в това сечение е наситен, т.е. водата е разтворила максимално възможното количество въздух при съответните условия – температура и налягане

Тогава отношението на обема на разтворения въздух към обема на водата, в който е разтворен ще бъде:

$$(54) \quad \frac{V_{\text{Air}}^{\text{p atm}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\rho'}{\rho_0} \cdot m'_{\text{Air}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0} \cdot [p_{\text{atm}} - p_{\text{HP}}(T)] \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}, \frac{\text{m}^3 \text{ въздух}}{\text{m}^3 \text{ вода}}.$$

Тук ρ_0'' е плътността на атмосферния въздух при конкретните атмосферни условия.

При определяне на количеството въздух, отделен от водата в сечение с налягане $p < p_{\text{atm}}$ се приема, че температурата $T = \text{const}$. Съгласно уравнение (54) обемът въздух, който водата може да разтвори при това налягане ще бъде:

$$(55) \quad \frac{V_{\text{Air}}^{\text{p} < \text{p atm}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot [p - p_{\text{HP}}(T)] \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

Тогава обемът отделен въздух от единица обем вода се получава, след като от уравнение (54) извадим (55):

$$(56) \quad \frac{V_{\text{Air}}^{\text{p atm}} - V_{\text{Air}}^{\text{p} < \text{p atm}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\Delta V_{\text{Air}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_0''} \cdot (p_{\text{atm}} - p) \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

След умножаване на лявата и дясната части на (56) с $\frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{\Delta t}$, се получава:

$$(57) \quad \frac{\Delta V_{\text{Air}}}{\Delta t} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot p_{\text{B}} \cdot \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{\Delta t},$$

където Δt е периодът от време за преминаване на обемът $V_{\text{H}_2\text{O}}$ през разглежданото сечение.

От (57) се вижда, че дебитът на неразтворения въздух в това сечение ще се увеличи с:

$$(58) \quad \Delta Q'' = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot p_{\text{B}} \cdot Q',$$

където: $p_{\text{B}} = p_{\text{atm}} - p$ е вакуумът в разглежданото сечение; Q' е дебитът на водата.

Аналогично на (55) за обемът въздух, разтворен в единица обем вода в сечение с налягане $p > p_{\text{atm}}$, се получава:

$$(59) \quad \frac{V_{\text{Air}}^{\text{p} > \text{p atm}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot [p - p_{\text{HP}}(T)] \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

Тогава обемът на разтворения допълнително въздух в единица обем вода се получава след изваждане на уравнение (54) от уравнение (59):

$$(60) \quad \frac{V_{\text{Air}}^{\text{p} > \text{p atm}} - V_{\text{Air}}^{\text{p atm}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\Delta V_{\text{Air}}}{V_{\text{H}_2\text{O}}} = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot (p - p_{\text{atm}}) \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

Като се отчетат посочените условия, може да се пресметне намаляването на дебита $\Delta Q''$

на неразтворения въздух в това сечение:

$$(61) \quad \Delta Q'' = \kappa(T) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0''} \cdot \frac{M_{\text{Air}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot p_M \cdot Q',$$

където $p_M = p - p_{\text{atm}}$ е манометричното налягане в разглежданото сечение.

Привеждането на дебита $\Delta Q''$ към условията в точки 1, 5 и d става по следните формули:

$$(62) \quad \Delta Q_1'' = \frac{\rho_0''}{\rho_1''} \cdot \Delta Q''; \quad \Delta Q_5'' = \frac{\rho_0''}{\rho_5''} \cdot \Delta Q''; \quad \Delta Q_d'' = \frac{\rho_0''}{\rho_d''} \cdot \Delta Q''.$$

4.3. Уредба за определяне на механичните и обемните загуби

Опитната уредба за определяне на механичните и обемните загуби е показана на фиг. 7. Уредбата дава възможност за провеждане на изпитвания на три вида центробежни помпи с различна специфична честота на въртене.

Уредбата се състои от следните основни елементи: експериментална помпа 6, която се задвижва от балансирана ел. машина 16, тип МЗ 1713-4 с мощност $P = 20\text{kW}$; спомагателен помпен агрегат 8, чиято честота на въртене се управлява от честотен инвертор 22, тип EDD/B с максимална мощност $P = 11\text{kW}$.

Спомагателната помпа засмуква вода по тръбопровода 9 от открития резервоар 27 и я подава към експерименталната помпа през нагнетателния ѝ отвор. При затворен шибър 24, налягането в корпуса на помпата 6 се регулира, чрез промяна на честотата на въртене на спомагателната помпа 8 посредством честотния инвертор 22. При свалено работно колело и затворен смукателен отвор на опитната помпа се определят загубите от триене в уплътнението на вала, като загубите от триене в лагерите се изключват чрез въртене на външните гривни посредством ремъчната предавка 13 и електродвигателя 11. Честотата на въртене на вала на помпата се измерва с помощта на индукционния преобразувател 3 и регистриращото устройство 1.

При изпитване със запълнено с въздух работно колело се определят механичните загубите на мощност и обемите загуби през предното уплътнение на помпата при различни стойности на налягането в тялото. Обемните загуби ΔQ се определят по масовия метод с помощта на циферблатната везна 32 и мерния съд 33. Едновременно с това се отчита падът на напора в предното уплътнение по показанието на манометрите 19 и 20.

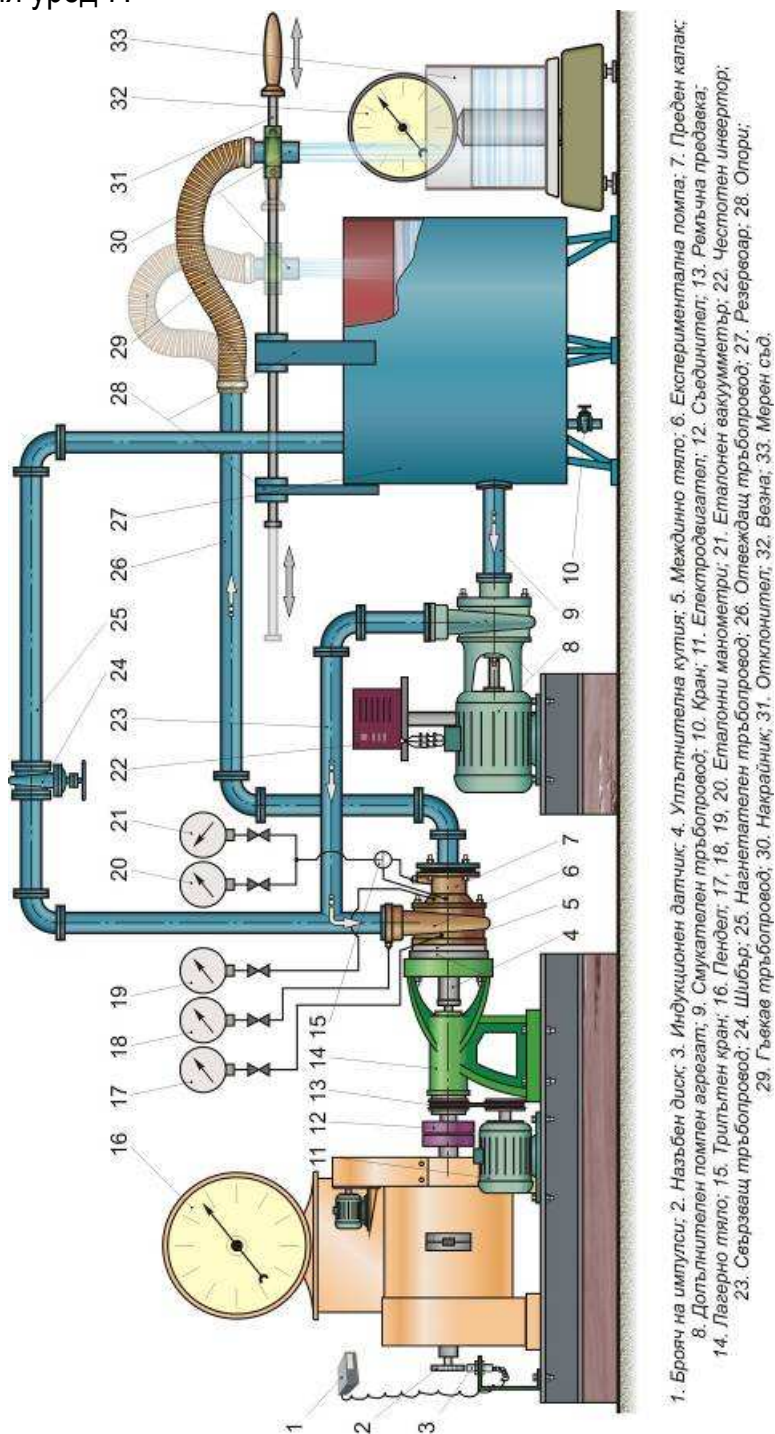
4.4. Уредба за балансирни изпитвания на центробежни помпи при работа с вода и водо-въздушна смес

Опитната уредба е разработена съгласно предложената методика в т. 4.1. Тя има възможност за плавно регулиране честотата на въртене, осигурява дистанционна промяна на режимите на работа, бърза и лесна подмяна на изследваните елементи. Схемата на уредбата е показана на фиг. 8.

Уредбата включва следните основни елементи: експериментална помпа 3; балансирана машина 21, тип МЗ 1713-4 с мощност $P = 20\text{kW}$; резервоар за вода 32; смукателен 5 и нагнетателен 30 тръбопровода; ремъчна предавка 15 и електродвигател 14; шибърен кран 31 с електрозадвижване, телескопично съединение 9, устройство за подаване на въздух 6, уред за измерване на температура 7 и пневмогрупа. Пневмогрупата се състои от компресор 29; масло-влагоуловител 28; редукиционен клапан 27, дросел 20 и включени манометър 33 за измерване налягането на въздуха, постъпващ в ротаметъра 18 и термометър 34 за измерване на температурата му.

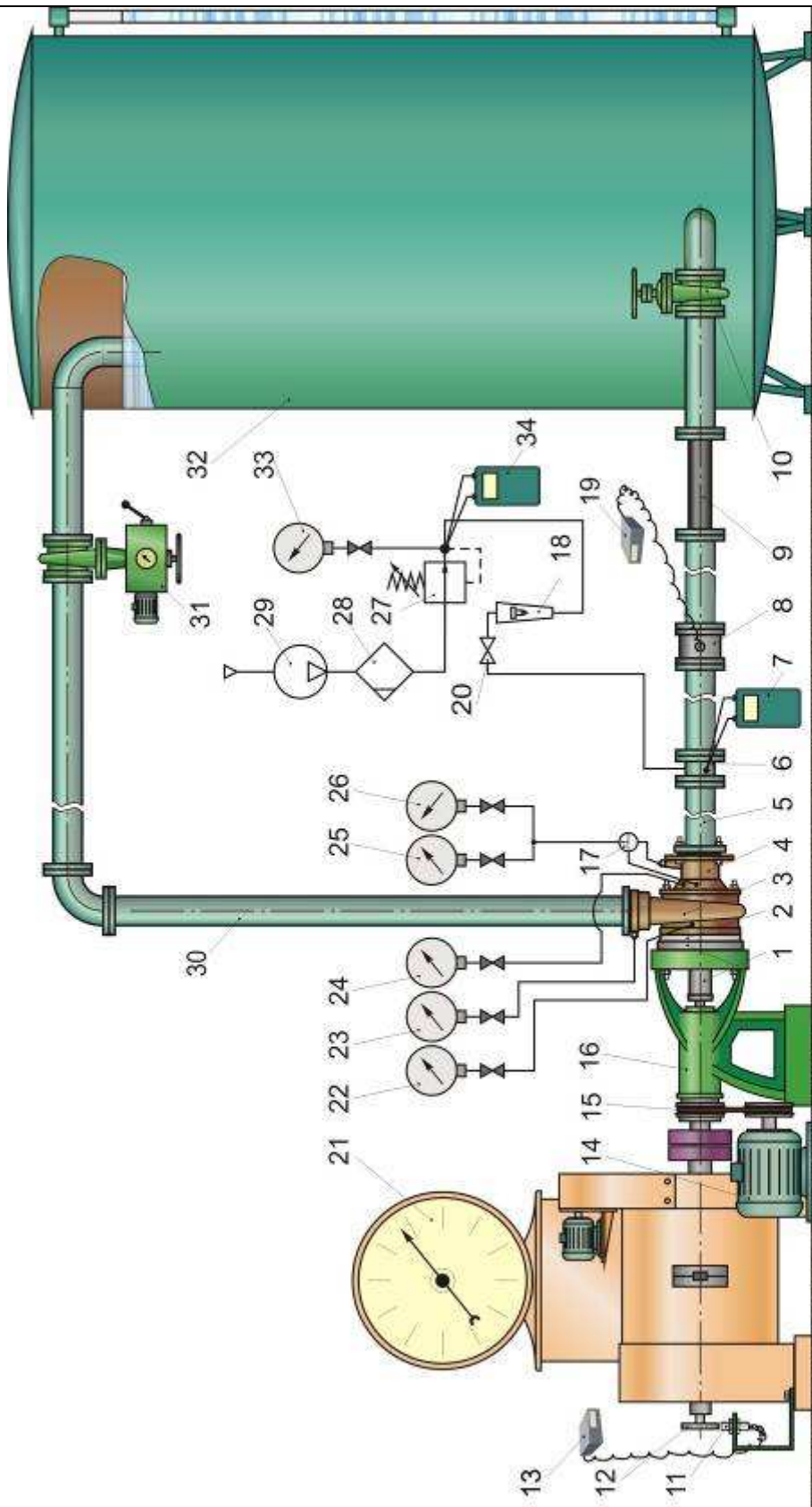
При провеждане на енергетичните изследвания се използва следната измервателна апаратура: турбинен дебитомер 8 тип 01.ГЖ.08 с индуктивен преобразувател и брояч на импулси 19; автоматична циферблатна везна 7 за измерване момента на балансираната пендел машина; индуктивен преобразувател 11, свързан с регистриращо устройство CYCLOMETER CMD6-4 за измерване честотата на въртене на вала на помпата. На входа на помпата се включват пружинен манометър 25 и пружинен вакуумметър, а на изхода и пружинен манометър 23. За измерване на пада на напора в уплътнението на работното колело се използва манометърът 24, а за измерване на статичното налягане след изхода на работното колело – манометърът 22.

За измерване на дебита на газа се използва ротаметър 18 тип LD. За измерване на температурата на течността е монтирана термодвойка в мястото за подаване на въздух, свързана с регистриращия уред 7.



- 1. Брояч на импулси; 2. Налябен диск; 3. Индукционен датчик; 4. Уплътнителна кутия; 5. Междино тяло; 6. Експериментална помпа; 7. Преден капак;
- 8. Допълнителен помпен агрегат; 9. Смакателен тръбопровод; 10. Кран; 11. Електропреобразувател; 12. Съединител; 13. Ремъчна предавка;
- 14. Лагерино тяло; 15. Трипътен кран; 16. Пендел; 17, 18, 19. Еталонни манометри; 20. Еталонен вакуумметър; 21. Еталонен манометър; 22. Честотен инвертор;
- 23. Свързващ тръбопровод; 24. Шибър; 25. Налягателен тръбопровод; 26. Отвеждащ тръбопровод; 27. Резервоар; 28. Огори;
- 29. Гъвкав тръбопровод; 30. Накрайник; 31. Отклонител; 32. Везна; 33. Мерен съд.

Фиг. 7. Уредба за определяне на обемните и механични загуби



1. Уплътнителна кутия; 2. Междинно тяло; 3. Спирално тяло; 4. Смакател; 5. Смакателен тръбопровод; 6. Устройство за подаване на въздух; 7, 34. Термометри; 8. Турбинков дебитомер; 9. Телескопичен компенсатор; 10. Шибър; 11. Индуктивен преобразувател; 12. Назъбен диск; 13. Брояч на импулси; 14. Електродвигател; 15. Ремъчна предавка; 16. Тяло лазерно; 17. Тръптен кран; 18. Ротаметър; 19. Брояч на импулси; 20. Дросел; 21. Пендел двигател с циферблатна везна; 22, 23, 24, 25, 33. Еталонни манометри; 26. Еталонен вакуумметър; 27. Редукционен клапан; 28. Масло-влажгуловител; 29. Компресор; 30. Напорен тръбопровод; 31. Шибър с електро-управление; 32. Резервоар.

Фиг. 8. Уредба за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес

4.5. Сравнителен анализ на работата на помпи 6E20 и 6E32 с двуфазна смес от вода и въздух

ВЪЗДУХ

Опитните изследвания при работа на помпите с двуфазна смес от вода и въздух са проведени по последователността, показана в т.4.1, а данните са обработени съгласно методиката, предложена в същата точка. Резултатите от изследването са представени в безразмерен вид, под формата на безразмерни коефициенти. Дебитът на водата през помпите е представен чрез коефициента на дебита ϕ , определен по формулата:

$$(63) \quad \phi = \frac{10^{-3} \cdot Q'}{A_2 \cdot u_2},$$

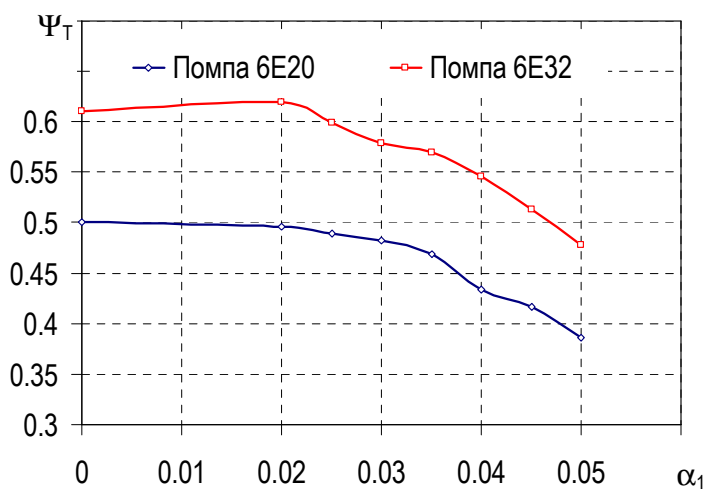
където A_2, m^2 е лицето на сечението на каналите на работното колело при изхода му.

Напорът на помпите е представен чрез коефициента на напора Ψ , получен по израза:

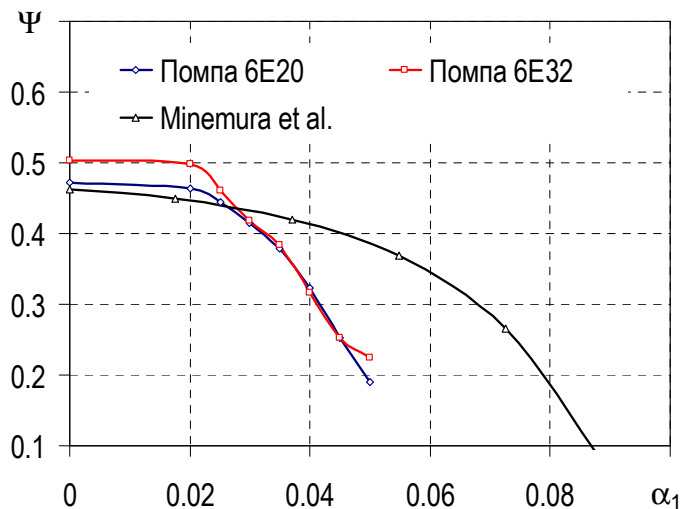
$$(64) \quad \Psi = \frac{g \cdot H}{u_2^2}.$$

По същия начин са обезразмерени теоретичният напор на помпата H_T , хидравличните загуби в работното колело h_{imp} и в спиралното тяло h_{vol} .

На фигури 9, 10, 11 и 12 са показани получените зависимости между безразмерните показатели на помпите и обемната концентрация на двуфазната смес α_1 пред входа на работното колело. Тези зависимости са построени за номиналните режими на работа на помпите по методиката без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

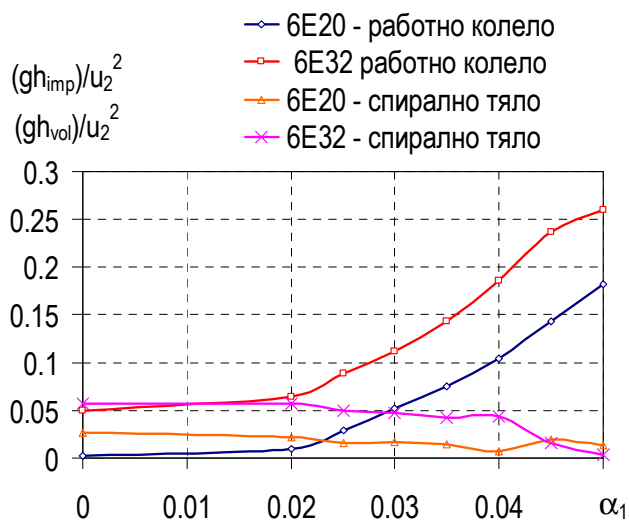


Фиг. 9. Зависимост на коефициента на теоретичния напор от обемната концентрация α

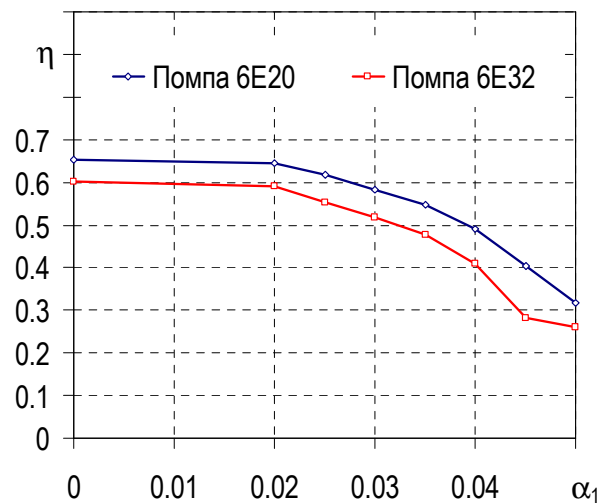


Фиг. 10. Зависимост на коефициента на напора от обемната концентрация α

Резултатите, дадени на фиг. 9 показват, че коефициентите на теоретичните напори при двете помпи се различават в границите около 0,1. На фиг. 10 са показани коефициентите на действителния напор на двете помпи и се вижда, че те почти съвпадат. Това се дължи на по-големите хидравлични загуби в работното колело на помпата с по-ниска η_s - 6E32 при работа с водо-въздушна смес (фиг. 11). Това води и до по-нисък к.п.д. на помпата (фиг. 12). Хидравличните загуби в спиралното тяло на двете помпи са с еднаква ниска стойност и не променят стойността си при увеличаване на газосъдържанието. Това показва, че основна причина за влошаване показателите на машината са процесите, протичащи в работното колело. Увеличаването на загубите на напор в колелото се дължи на натрупване на въздух в близост до входящия ръб на лопатките, което води до влошаване на обтичането им.



Фиг. 11. Безразмерни загуби на напор в работното колело и спиралното тяло в зависимост от обемната концентрация α_1



Фиг. 12. Зависимост на к.п.д. на помпите от обемната концентрация α_1

По-добрите показатели на помпата с по-висока η_s е констатирано от редица автори. Това се дължи на по-благоприятните условия при входа на работното колело поради по-големият му относителен диаметър и по-голямата относителна широчина на междуплъватъчните канали на работното колело.

От фигура 11 се вижда, че загубите в работното колело на двете помпи нарастват бързо след достигане на $\alpha_1 = 0,02$, докато тези в спиралното остават почти постоянни.

Критичната стойност на обемната концентрация α_{cr} , при която настъпва срыв в работата на двете помпи е около 0,05. При стойности, превишаващи α_{cr} , те преустановяват нормалната си работа. От фиг. 12 се вижда и значително намаляване на к.п.д. на двете помпи при достигане на критичното газосъдържание.

4.6. Влияние на разтворимостта на въздуха във водата върху показателите на центробежна помпа при работа с двуфазна смес от вода и въздух

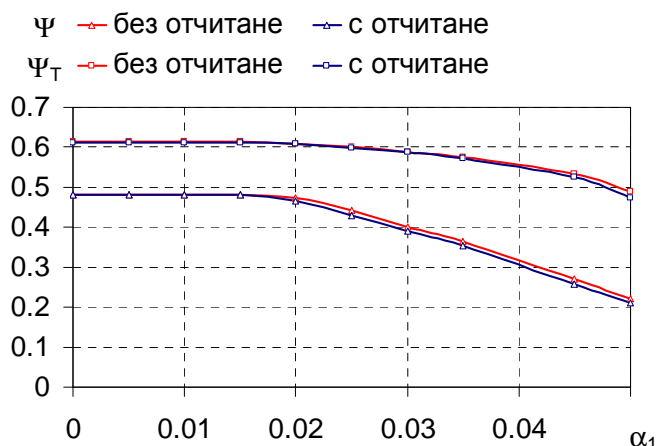
Това влияние е оценено след съставяне баланса на помпа 6E32 по методиките с и без отчитане на разтворимостта. В резултат на това са построени зависимостите $\Psi_T = f(\alpha_1)$ и $\Psi = f(\alpha_1)$, поучени по двете методики. Тези зависимости са показани на фиг. 13.

За по-точна оценка влиянието на разтворимостта върху коефициентите на напора на помпата, е въведен показателят относителна разлика на коефициентите на напор - Δ . Той се пресмята по формулата:

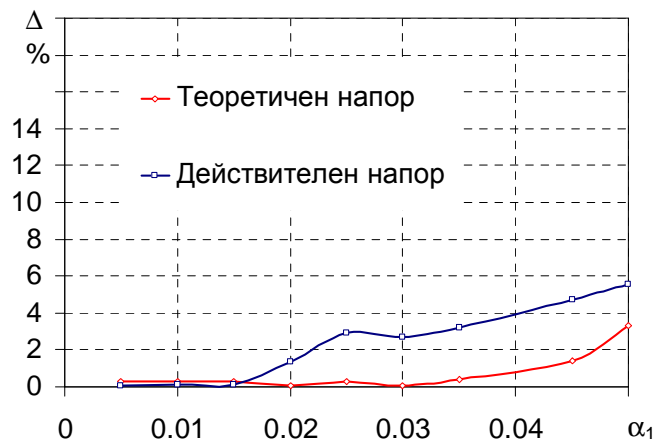
$$(65) \quad \Delta = \left| \frac{\Psi_{\text{без отчитане}} - \Psi_{\text{с отчитане}}}{\Psi_{\text{без отчитане}}} \right| \cdot 100 \% .$$

Зависимостта $\Delta = f(\alpha_1)$ е показана на фиг. 14. Резултатите показват, че с увеличаване на обемната концентрация α_1 , относителната разлика Δ , нараства монотонно. Най-голямата й стойност е около 5 % при $\alpha_1 = 0,05$. Трябва да се отбележи още, че методиката за отчитане на влиянието на разтворимостта е съставена при предпоставката, че във всяка точка на отчитане има достатъчно време водата да разтвори или да отдели определеното количество въздух. На практика обаче, за да протекат тези процеси е необходимо известно време. Имайки в предвид високата скорост, с която двуфазното течение преминава през работното пространство на

помпата, може да се заключи, че разтворимостта на въздуха във водата не оказва съществено влияние при определяне показателите на помпите.



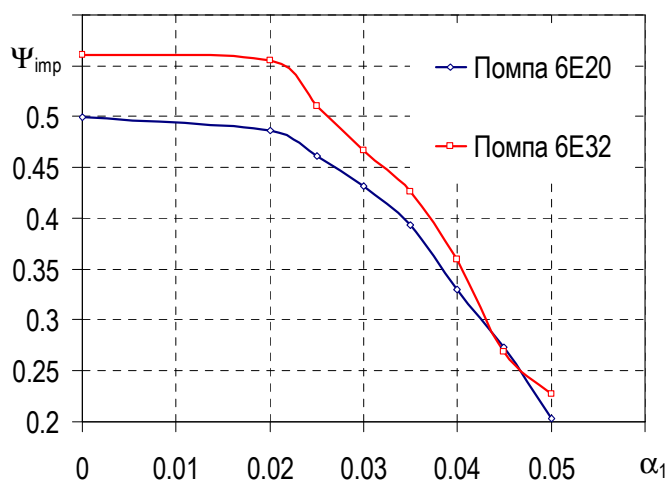
Фиг. 13. Коефициенти на напора на помпа 6E32, пресметнати с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата



Фиг. 14. Относителна разлика Δ между коефициентите на напора на помпа 6E32, пресметнати с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата

4.7. Опитно определяне на коефициента R_{imp} от теоретичния модел

Коефициентът R_{imp} е определен на базата на опитни данни от баланса на енергията на двете помпи при работа с чиста вода и с водо-въздушна смес. Определянето на неизвестната функция $R_{imp} = f(\alpha_1)$ е осъществено след



Фиг. 15. Коефициент на напора на работното колело от обемната концентрация α_1

$R_{b1} = 0.0455 \text{ mm}$.

За функцията $R_{imp} = f(\alpha_1)$ е търсена зависимост от вида:

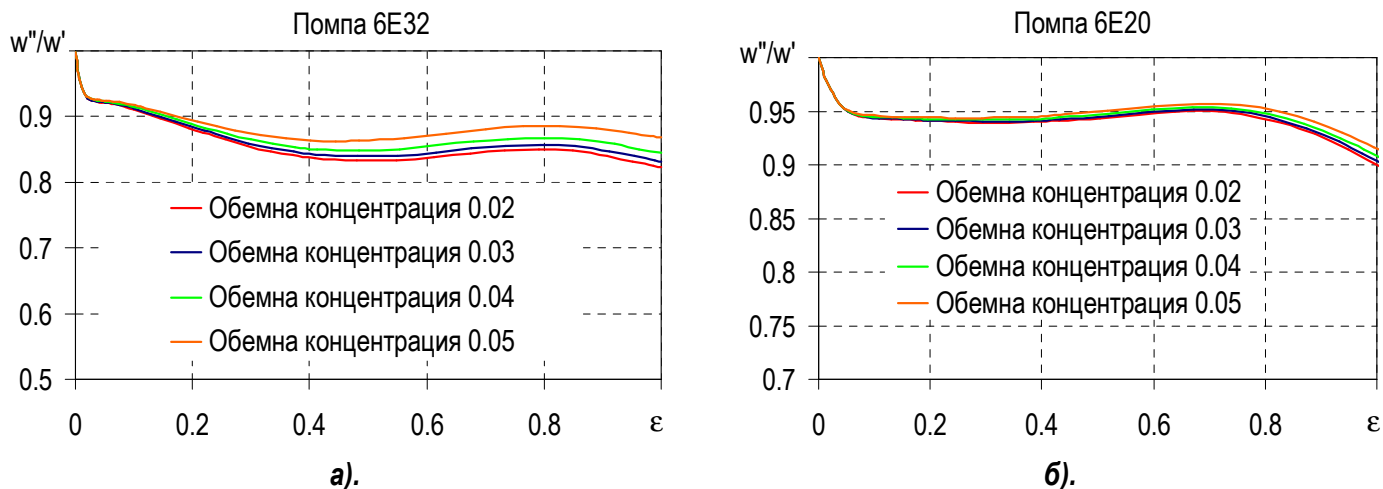
$$(66) \quad R_{imp} = C_1 + C_2 \cdot \alpha_1^{C_3}.$$

Получените в резултат на числения експеримент коефициенти имат следните стойности:

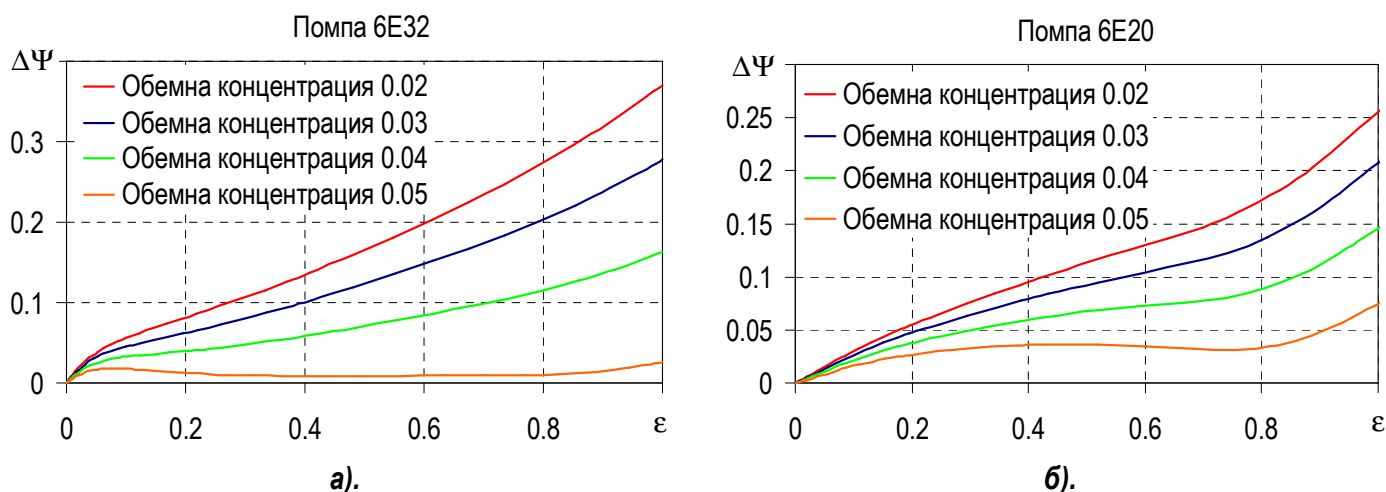
- За помпа 6E20: $C_1 = 0,496$, $C_2 = 4850,614$, $C_3 = 1,65$.
- За помпа 6E32: $C_1 = 0,535$, $C_2 = 1175,216$, $C_3 = 1,65$.

Получените резултати показват, че степенният показател C_3 за двете помпи има еднаква стойност. Това може да се обясни със сходство на процесите, протичащи в тях.

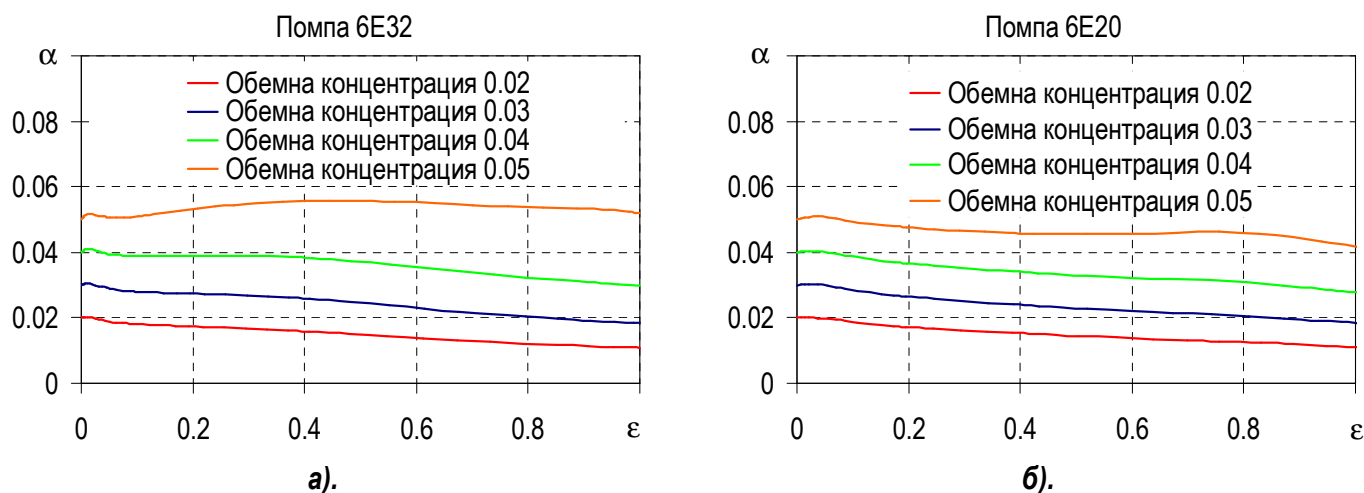
На фигури 16, 17 и 18 са показани зависимостите $\frac{w''}{w'} = f(\varepsilon)$, $\Delta\Psi = f(\varepsilon)$ и $\alpha = f(\varepsilon)$. Тези резултати са получени чрез пресмятане на напора на работното колело посредством математическия модел, който съвпада с опитно получения. Характерът на изменение на тези зависимости е подобен със този, изложен в точка 3.4.



Фиг. 16. Зависимост на отношението w''/w' от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525$ mm; $C_D = C_{D1}$)

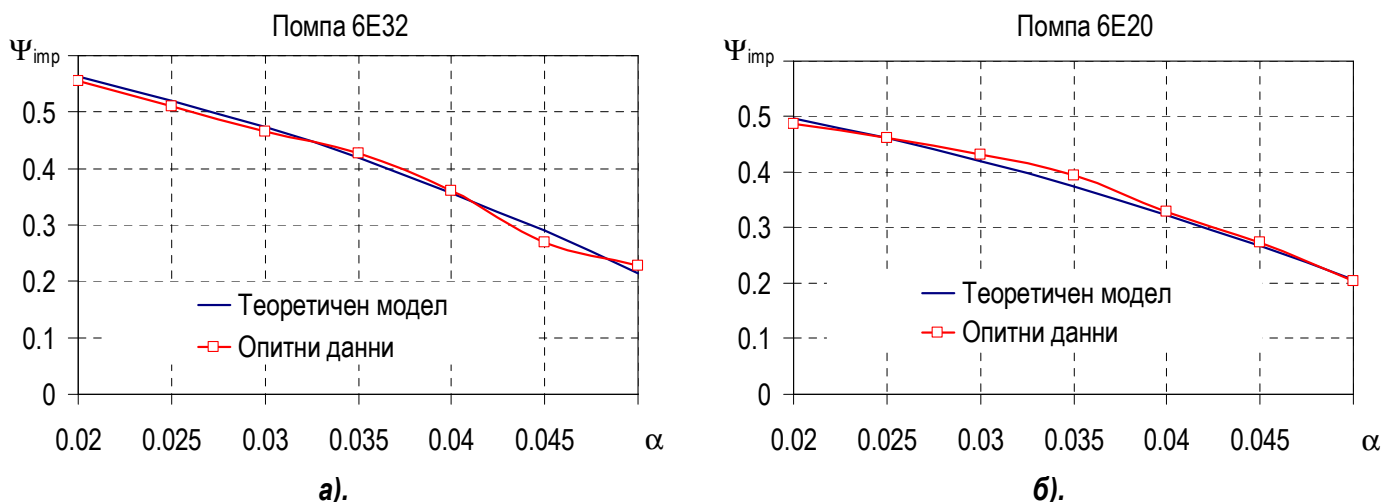


Фиг. 17. Зависимост на коефициента на повишаване на налягането от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525$ mm; $C_D = C_{D1}$)



Фиг. 18. Зависимост на обемната концентрация от безразмерния радиус на работното колело при различни стойности на обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525$ mm; $C_D = C_{D1}$)

На фиг. 19 са показани зависимости на коефициента на напора на работното колело от обемната концентрация при входа за двете изследвани помпи, получени с помощта на математичния модел и от опитните изследвания.

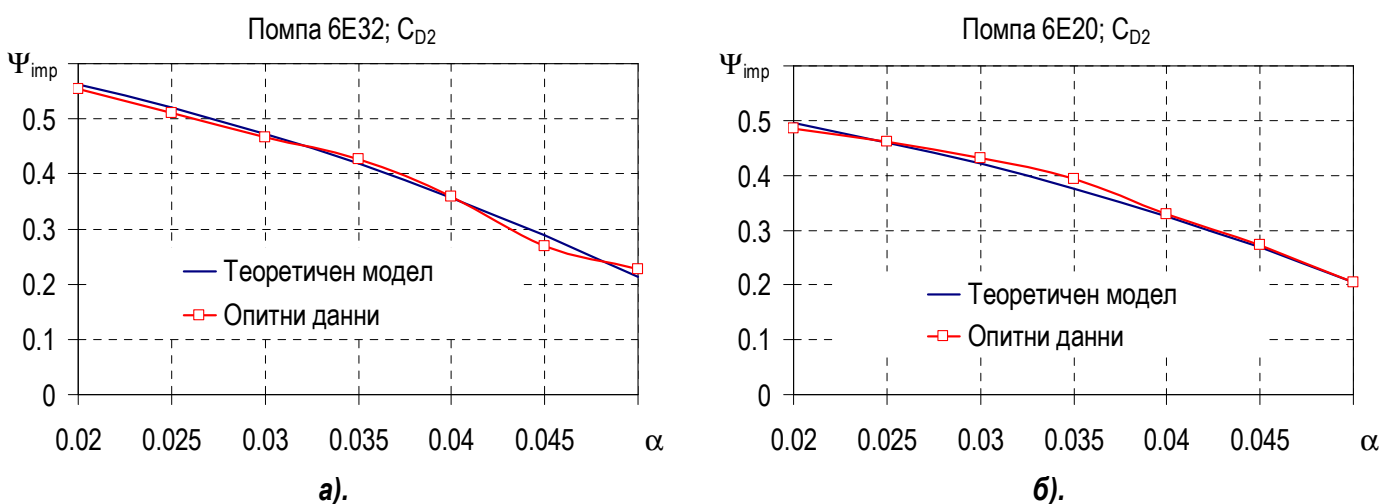


Фиг. 19. Коефициент на напора на работното колело в зависимост от обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525 \text{ mm}; C_D = C_{D1}$)

Проверката за адекватност на модела е извършена чрез F - критерия на Фишер. При ниво на значимост 0,05 и степени на свобода $k_1 = 6$ и $k_2 = 4$ критичната му стойност е $F_{0,05;6;4} = 15,21$.

- За помпа 6E32 $F_0 = 97,18$.
- За помпа 6E20 $F_0 = 86,83$.

Както се вижда и при двете помпи $F_0 > F_{кр}$, което означава, че полученият модел е адекватен и добре описва опитните данни.

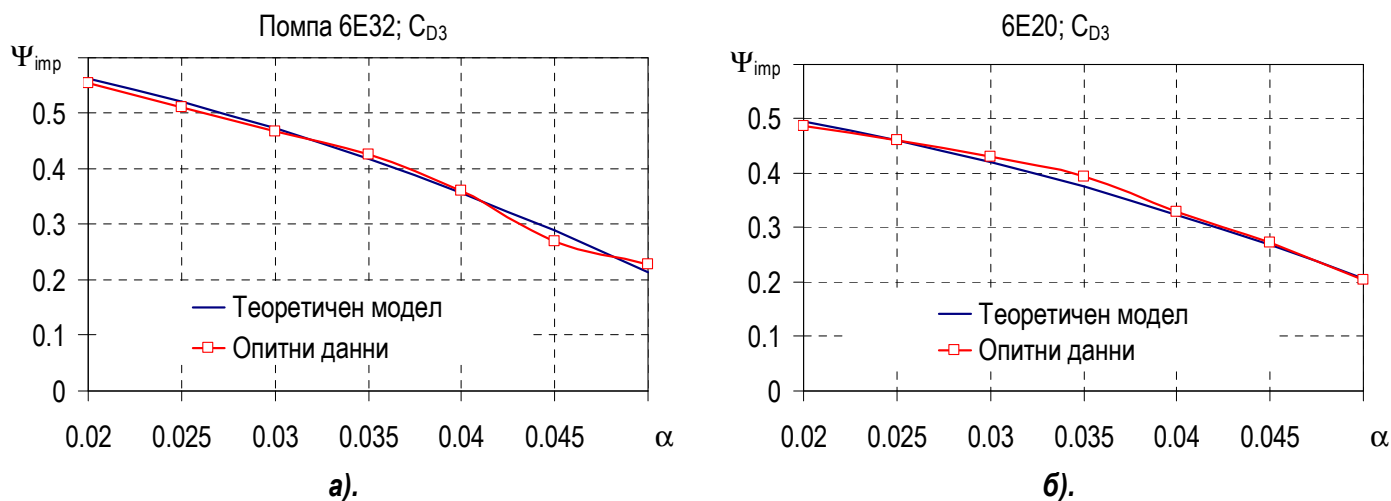


Фиг. 20. Коефициент на напора на работното колело в зависимост от обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525 \text{ mm}; C_D = C_{D2}$)

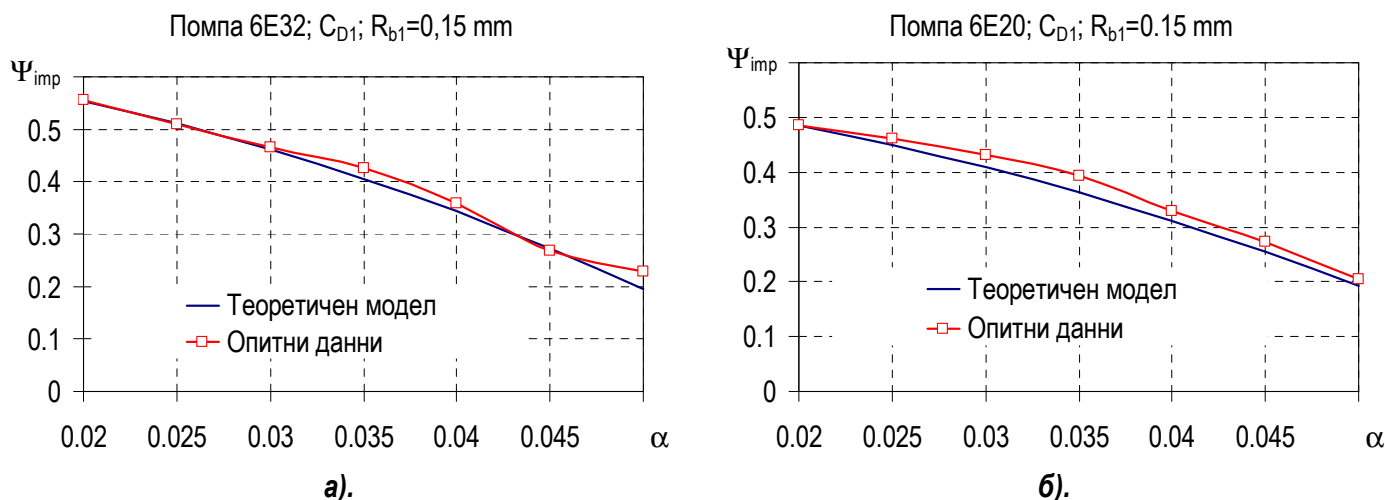
За проверка влиянието на коефициента на хидродинамично съпротивление е проведен числен експеримент, при който силата на хидродинамично съпротивление е пресметната с C_{D2} и C_{D3} . Резултатите от числените решения са показани на фигури 20 и 21. Проверката с помощта на критерия на Фишер показва, че получените модели са адекватни.

За да се установи влиянието на радиуса на газовия мехур R_{b1} е проведен също числен експеримент с $R_{b1} = 0,15 \text{ mm}$ и C_{D1} . Резултатите са дадени на фиг. 22. Проверката за адекватност показва, че при използване на $R_{b1} = 0,15 \text{ mm}$ в комбинация с получените коефициенти C_1 , C_2 и C_3 се получават адекватни модели.

В заключение може да се отбележи, че от изследваните коефициенти най-голямо влияние има нововъведеният R_{imp} , отчитащ всички загуби в работното колело при работа на помпата с водо-въздушна смес. По-незначително е влиянието на радиуса на газовия мехур R_{b1} и на коефициента на хидродинамично съпротивление C_D , пресметнат по формули (11), (12) и (13).



Фиг. 21. Коефициент на напора на работното колело в зависимост от обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.0525$ mm; $C_D= C_{D3}$)



Фиг. 22. Коефициент на напора на работното колело в зависимост от обемната концентрация α_1 ($R_{b1}=0.15$ mm; $C_D= C_{D1}$)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на извършената работа могат да се направят следните основни **ИЗВОДИ**:

1. При обемна концентрация на въздуха до $\alpha_1 = 0,02$ не се наблюдават съществени промени в показателите на помпите при работа с водо-въздушна смес. В диапазона $\alpha_1 = 0,02..0,05$ влиянието е съществено. При $\alpha_1 = 0,05$ напорът на работното колело на помпа 6E32 намалява с 64 % от стойността си при $\alpha_1 = 0$, а к.п.д. с 58 %. При помпа 6E20 напорът на работното колело намалява с 60 %, а к.п.д. с 54 % спрямо стойностите им при $\alpha_1 = 0$. Малко по-добри показатели при работа с водо-въздушна смес се наблюдават при помпата с по-висока η_s поради по-голямата относителна ширина на канала.

2. Критичната стойност на обемната концентрация на газовата фаза при входа за двете изследвани помпи е $\alpha_{cr} = 0,05$.

3. Основно влияние върху хидравличните загуби в центробежна помпа при работа водо-въздушна смес с различна обемна концентрация α_1 имат загубите в работното колело. Загубите в спиралното тяло остават почти постоянни.

4. Разтворимостта на въздуха във водата не оказва съществено влияние върху показателите на помпите при работа с водо-въздушна смес.

5. От коефициентите на модела, най-съществено влияние оказва модифицираният коефициент R_{imp} , отчитащ загубите от триене, от внезапно разширение на изхода, от хомогенизиране на сместа, както и факторите, които не се отчитат от уравненията на математичния модел.

6. Съставеният математичен модел за изследване показателите на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес дава добро съвпадение с получените опитни резултати.

Приноси на дисертационния труд

Научно-приложни приноси:

1. Съставен е математичен модел за пресмятане на показателите на центробежни помпи с общо предназначение при работа с двуфазна смес от вода и въздух, който показва добро съвпадение с опитните резултати.

2. Установена е степента на влияние на обемната концентрация α_1 върху показателите на изследваните центробежни помпи и е получена критичната ѝ стойност $\alpha_{cr} = 0,05$.

Приложни приноси:

1. Разработена е методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес с и без отчитане на разтворимостта на въздуха във водата.

2. Въведен е модифициран коефициент $R_{imp} = C_1 + C_2 \cdot \alpha^{C_3}$, отчитащ загубите от триене, от внезапно разширение на изхода, от хомогенизиране на сместа, както и факторите, които не се отчитат от уравненията на математичния модел.

3. Определени са стойностите на коефициентите C_1 , C_2 и C_3 за произвежданите у нас помпи 6E32 и 6E20. За помпа 6E32: $C_1 = 0,535$, $C_2 = 1175,216$, $C_3 = 1,65$. За помпа 6E20: $C_1 = 0,496$, $C_2 = 4850,614$, $C_3 = 1,65$.

ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИЯТА

1. **Klimentov K.**, Analysis of results from balance investigations of centrifugal pumps 6E20 and 6E32 with air-water two-phase flow performance, Annals of Faculty Engineering Hunedoara, Tome VIII(year 2010), Fascicule 1, (ISSN 1584 – 2665), p.p. 163-166.

2. **Климентов К.**, Методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес, Енергетика, бр. 4' 2006, стр. 55-59.

3. **Климентов К.**, Влияние на разтворимостта на въздуха във водата върху разпределението на енергията на центробежна помпа 6E32 при работа с водо-въздушна смес, Научни трудове на Русенския университет, Том 47, серия 1.2, 2008 г. стр.8-12.

4. **Климентов К.**, Баланс на мощността на центробежна помпа 6E20 при работа с вода и водо-въздушна смес, Научни трудове на Русенския университет, Том 45, серия 1, 2006 г. стр.215-220.

5. **Климентов К.**, П. Русев, К. Тужаров, И. Желева, Анализ на теоретични модели за изследване на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес, Механика на машините, бр. 79, 2008 г.

INVESTIGATION OF CENTRIFUGAL PUMPS PERFORMANCE WITH AIR-WATER TWO-PHASE FLOW

ANNOTATION

Two phase flow systems of liquid and gas are widespread in the chemical and food processing industries, in microbiology work, in the nuclear energy industry and in the petroleum industry. Because of the special geometry of the impeller, centrifugal, diagonal and axial pumps are principally used for this work. The question of whether or not a general purpose centrifugal pump could work in these conditions has not been determined.

The purpose of this work is to investigate the influence of the volumetric concentration of an air-water mixture in a general purpose centrifugal pump with a specific frequency of rotation, $n_s = 60...90 \text{ min}^{-1}$.

The research of the volumetric concentration of the gas phase in a general purpose centrifugal pump is accomplished on the basis of the one-dimensional two-fluid pattern for the movement of a two phase mixture of liquid and gas through the impeller of a centrifugal pump. To accomplish this with these general purpose pumps, one of the coefficients is modified. The values for this coefficient are experimentally found, after creating a full energy balance for the energy of the investigated centrifugal pumps 6E32 and 6E20.

The basic parts of this work are:

- A mathematical model for the calculation of the anticipated operating parameter indices of these pumps for working with a two phase mixture of water and air which matches very well the results obtained from the experimental work.
- A modified coefficient was introduced to read the friction losses caused by adding an extension to the outlet, or by the homogenization of the fluid-gas mixture and finally by losses not anticipated in the mathematical model.
- A method for investigating the energy balance of centrifugal pumps was developed when they work with an air-water mixture and without consideration of the solubility of the air in the water.
- The degree of influence of the volumetric concentration on the indices of the investigated pumps was established and its critical value was found to be, $\alpha_{cr} = 0,005$.
- The values of the coefficients C1, C2 and C3 for pumps produced in Bulgaria 6E32 and 6E20 were found. For a pump 6E32: C1=0.535, C2=1175.216, C3=1.65. For a pump 6E20: C1=0.496, C2=4850.614, C3=1.65.

The results of this dissertation provide practical directions for the exploitation of centrifugal pumps produced in Bulgaria for working with air-water mixture which have a specific frequency of rotation, $n_s = 60...90 \text{ min}^{-1}$.