

The AC usually frequency is 50 – 60 Hz, so the result obtained by the generator is good, 60, 86 Hz. The pulsed signal voltage of 13,4V is the one that the transformer will increase.

To increase the voltage of the transformer, can be associated a Cockcroft Watson Generator, which consists of capacitors and diodes arranged in such geometry that stages can be added. As more stages grater is the output voltage, but bigger is the impedance, so the optimal number of stages should be selected [4].

**Conclusion.** Provided simulation showed the distribution of the flow parameters inside the model of the ignition system. Future step an be the one-dimensional analysis of the flow with combustion in non-commercial or commercial software. Use of the SolidWorks showed problems of the simulation algorithms, such as extremely long simulation time of the compressible non-viscous flows. It hopefully will stimulate student's research of the non-commercial simulation software with higher performance and possibilities.

Although the study of the ignition system seems show good results, is unknown its behavior on the space environment, then space conditions tests are required.

### References

1. **Dobrovolsky, M.V.** Liquid propelled rocket engines [Text] / M.V. Dobrovolsky. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 396 p.
2. **Jain, S.R.** Self-igniting Fuel-oxidizer Systems and Hybrid Rockets [Text] / S.R. Jain S.R. // NISCAIR-CSIR. – 2003. – Vol. 62. – P. 293–310.
3. **Judson, Jr.** Direct Electrical Arc Ignition of Hybrid rocket motors [Text] / Jr. Judson, I. Michael. – Utah State University, 2015. – 90 p.
4. **Dwivedi, C. K.** Multi-purpose low cost DC high voltage generator (60 kV output), using Cockcroft-Walton voltage multiplier circuit [Electronic resource] / C. K. Dwivedi, M. B. Daigavane.–Access mode: [http://www.academicjournals.org/article/article1379584824\\_Dwived%20and%20Daigva.05/20/2015](http://www.academicjournals.org/article/article1379584824_Dwived%20and%20Daigva.05/20/2015).–Title from screen.
5. **McAllister, S.** Fundamentals of Combustion Processes, Springer [Text] / S. McAllister, Jyh-Yuan Chen, A. Carlos Fernandez-Pello. – 2011.–302 p.
6. **Tian, H.** Ignition theory investigation and experimental research on hybrid rocket motor [Text] / H. Tian, X. Li, G. Cai // Aerospace Science and Technology. – 2014. – V. 42.– P. 334–341.
7. UFMG. Dielétricos e Capacitores, Capítulo 5. [Electronic resource]. – Access mode: <http://www13.fisica.ufmg.br/~feletr/NEMES/capitulo-5.pdf>. Date of visualization: April 28<sup>th</sup>. 2015. – Title from the screen.
8. **Welland, H.M.** Future Igniter Technologies. Aerospace Propulsion Products [Text] / H. M. Welland, M.J. Brauers, E.J. Vermeulen. – 2010. – 8 p.

*Надійшла до редколегії 04.06.2015*

УДК 629.7.036:621.452.022(075.8)

**О. П. Бадун, Г. А. Горбенко, С. О. Дешевих, О. Ю. Стрельченко, П. П. Філіппенко**  
*Державне підприємство «Конструкторське бюро “Південне” ім. М. К. Янгеля»*

### ВПЛИВ ВІЛЬНОГО ГАЗУ НА АНТИКАВІТАЦІЙНІ ЯКОСТІ ШНЕКО-ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

**Наведено результати аналізу отриманих експериментальних даних кавітаційних характеристик насосів, спроектованих в ДП КБ «Південне». Надано рекоменда-**

**ції щодо проектування шнеко-відцентрових насосів, до роботи яких висувають особливі вимоги, а саме робота на рідині з вільними газовими включеннями.**

*Ключові слова:* рідинний ракетний двигун, турбонасосний агрегат, шнеко-відцентровий насос, шнек, кавітація.

**Представлены результаты анализа полученных экспериментальных данных кавитационных характеристик насосов, спроектированных в ГП КБ «Южное». Даны рекомендации по проектированию шнеко-центробежных насосов, к которым предъявляют особые требования, а именно их работа на жидкости со свободными газовыми включениями.**

*Ключевые слова:* жидкостный ракетный двигатель, турбонасосный агрегат, шнеко-центробежный насос, шнек, кавитация.

**The given results of the experimental data analysis of cavitation characteristics of pumps designed in SDO «Yuzhnoe». Recommendations for the design of the screw-rotary pumps which have special requirements of its exploitation exactly as its operating on a fluid with free gas inclusions.**

*Key words:* liquid rocket engine, turbopump unit, screw centrifugal pump, screw, cavitation.

**Вступ.** У зв'язку із специфікою застосування рідинного ракетного двигуна до умов роботи агрегатів живлення висувають спеціальні вимоги, а саме стабільна робота насоса на рідині з вільними газовими включеннями. Дана вимога зумовлена тим, що для створення необхідного тиску компонентів на вході в двигун у більшості випадків використовують наддув баків інертними газами, що частково розчиняються в рідині. До того ж деякі двигуни працюють в умовах відсутності гравітації, при цьому компонент може вільно переміщуватися в просторі баку, що суттєво ускладнює його забір. У таких випадках застосовують капілярну систему забору, не здатну гарантувати 100% забір рідини.

За таких обставин на вході в насос РРД можуть бути гази, вивільнені у разі газорозрідження компонента, та вільні гази через недосконалість системи забору компонента в умовах відсутності гравітації. Як відомо, газ знижує кавітаційні властивості насоса, а велика його кількість може взагалі призвести до зриву роботи насоса. Найбільш прийнятним рішенням щодо даного питання є підвищення тиску компонентів на вході шляхом підвищення тиску в баках РН або використання бустерних насосів. Однак даний спосіб призводить або до погіршення масових характеристик ракети, або до ускладнення конструкції агрегатів системи подачі.

Найбільш прийнятними відносно вимог до насосів РРД, а тому й найбільш поширеними в ракетній техніці, є шнеко-відцентрові насоси.

Відпрацювання агрегатів системи подачі нового двигуна відбувається поетапно.

Як правило, автономні випробування насоса, працюючого на рідині з вільними газовими включеннями, проводять на вже обраній конструкції відносно забезпечення енерго-масових характеристик, тому суттєво змінити проточну частину насоса за результатами даних випробувань досить складно. До того ж важливо, щоб конструктор на всіх етапах відпрацювання насоса міг досить чітко спрогнозувати його кавітаційні властивості у разі роботи на рідині з вільними газовими включеннями.

**Ціль роботи** – аналіз можливості збільшення антикавітаційних якостей шнеко-відцентрових насосів, що перекачують рідини з вільними газовими включеннями.

**Постановка питання.** Аналізуючи кавітаційні якості насосів, найчастіше використовують поняття безрозмірного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C_{kp} = \frac{5,62 \cdot \sqrt{Q/n}}{(\Delta h_{kp}/n^2)^{3/4}},$$

де  $Q$  – об’ємна витрата насоса;

$n$  – число обертів вала;

$\Delta h_{kp}$  – критичний кавітаційний запас насоса, його розраховують як

$$\Delta h_{kp} = \frac{(p_{zp} - p_s)}{\rho g} + \frac{C_{вх}^2}{2g},$$

де  $p_{zp}$  – тиск зриву насоса під час випробування;

$p_s$  – тиск насиченої пари робочої рідини;

$\rho$  – густина робочої рідини.

Методи проектування проточної частини шнеків та відцентрових насосів з метою отримання заданих антикавітаційних якостей описані досить широко й нині існує багато літератури на цю тему. В даній роботі йдеться мова про вплив фізичних властивостей робочого тіла, а саме наявності газу в рідині, на кавітаційні характеристики насоса.

У процесі відпрацювання нового шнеко-відцентрового насоса для перевірки розрахункових даних і працеспроможності проводять гідравлічні випробування зі зняттям напірних та кавітаційних характеристик. Як правило, для забезпечення техніки безпеки випробування проводять на воді, з подальшим перерахунком отриманих результатів випробування на робочу рідину насоса.

Виділяють п’ять основних характеристик робочої рідини, що впливають на кавітаційну характеристику насоса, а саме:

- густина;
- тиск насиченої пари;
- теплофізичні якості;
- в’язкість;
- наявність вільних газових включень.

Для врахування перших чотирьох факторів у літературі можна знайти чіткі формули перерахунку, щодо останнього, то тут виникає ряд ускладнень.

Даним питанням займались Боровський Б. Й., Петров В. І., Чабаєвський В. Ф. та Овсянников Б. В. У своїх працях перші три автори [1; 3] пропонують емпіричну залежність зміни безрозмірного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від відносного вмісту газу в рідині, оскільки залежність емпірична не має гарантій того, що вона підходить і для насосів РРД, працюючих в дуже складних умовах.

Овсянников Б. В в своїй книзі [2] запропонував використовувати припущення про ідентичність механізму виникнення зривного кавітаційного режиму насоса, що перекачує однофазну та двофазну суміші, але незрозуміло, до якої саме величини вмісту газу та за яких умов роботи насоса можна використовувати дане припущення.

З вищенаведених причин питання вивчення зміни кавітаційних якостей насосів, працюючих на двофазних сумішах досить актуальне.

**Застосовані методи.** По-перше, для досягнення поставленої мети були проведені гідравлічні випробування для перевірки припущення про ідентичність механізму виникнення зривного кавітаційного режиму насоса, що перекачує однофазну та двофазну суміші. Для цього на різних режимах були зняті кавітаційні характеристики насоса окиснювача РД861К під час роботи насоса на воді з вдювом в його вхідні магістралі газу та за збільшеної витрати. Режими випробувань наведені в табл. 1.

По-друге, був проведений аналіз статистики експериментальних даних випробувань насосів в КБ-4 ДП КБ «Південне». В КБ-4 спроектовано та відпрацьовано декілька двигунів, у технічному завданні до яких була вимога щодо їх працеспроможності на рідині з вільними газовими включеннями. Кожен із даних двигунів має насосну систему подачі компонентів палива.

Під час відпрацювання агрегатів систем подачі були проведені їх автономні випробування зі зняттям кавітаційних характеристик як на деаерованій рідині, так і газорідній суміші. За результатами випробувань були побудовані залежності зміни відносного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності ( $C_{крr}/C_{кр_{НОМ.Р}}$ ) від відносного вмісту газу в рідині ( $Q_r/Q_{НОМ.Р}$ ), що перекачує насос. Отримані залежності були порівняні з двома емпіричними залежностями, запропонованими Петровим В. І. й Чабаєвським В. Ф. [3]. Першу автори рекомендують використовувати у разі узгодження між параметрами шнека і відцентрового колеса. За цієї умови зниження антикавітаційних якостей насоса відбувається за рахунок зниження напору шнека, а другу – за неузгодження, коли тиск зриву насоса залежить лише від відцентрового колеса.

Таблиця 1

**Режими випробувань насоса, працюючого із збільшеною витратою й на рідині з вільними газовими включеннями**

№ режиму	Кавітаційні характеристики насоса на рідині з вільними газовими включеннями	Кавітаційні характеристики насоса зі збільшеною витратою
1	$Q_r(0,03 \times Q_{НОМ.Р}) + Q_{НОМ.Р}$	$1,03 \times Q_{НОМ.Р}$
2	$Q_r(0,05 \times Q_{НОМ.Р}) + Q_{НОМ.Р}$	$1,05 \times Q_{НОМ.Р}$
3	$Q_r(0,07 \times Q_{НОМ.Р}) + Q_{НОМ.Р}$	$1,07 \times Q_{НОМ.Р}$
4	$Q_r(0,09 \times Q_{НОМ.Р}) + Q_{НОМ.Р}$	$1,09 \times Q_{НОМ.Р}$

Примітка:  
 1.  $Q_r$  – об’ємна витрата газу ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  
 2.  $Q_{НОМ.Р}$  – об’ємна витрата рідини насоса на номінальному режимі ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

**Отримані результати.** Проведені гідравлічні випробування насоса окиснювача РД861К показали, що зрив роботи насоса за збільшеної витрати настає у випадку менших тисків на вході в насос, ніж за наявності газу в рідині. Зі зростанням кількості відносного газового вмісту різниця між тиском зриву насоса, працюючого на збільшеній витраті й на рідині з вільними газовими включеннями, збільшується.

Отримані кавітаційні характеристики насоса, працюючого із збільшеною витратою й на рідині з вільними газовими включеннями, наведені на Рис. 1, 2, а величини тисків зриву – в табл. 2.

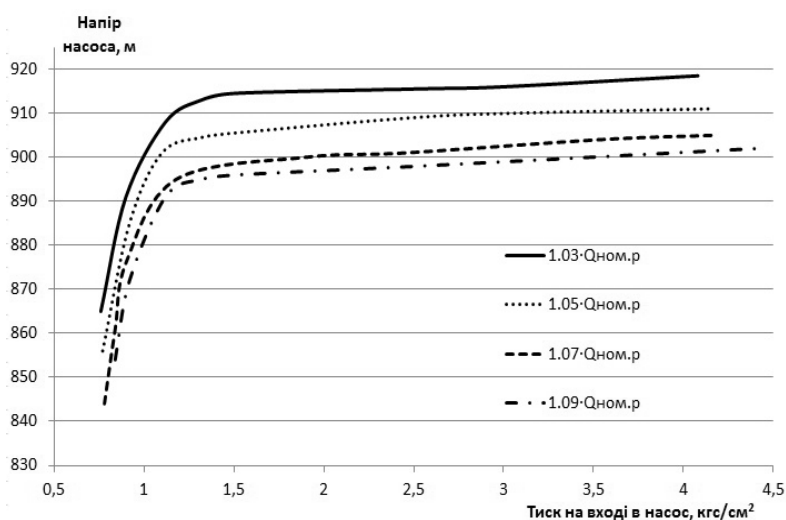


Рис. 1. Кавітаційні характеристики насоса зі збільшеною витратою

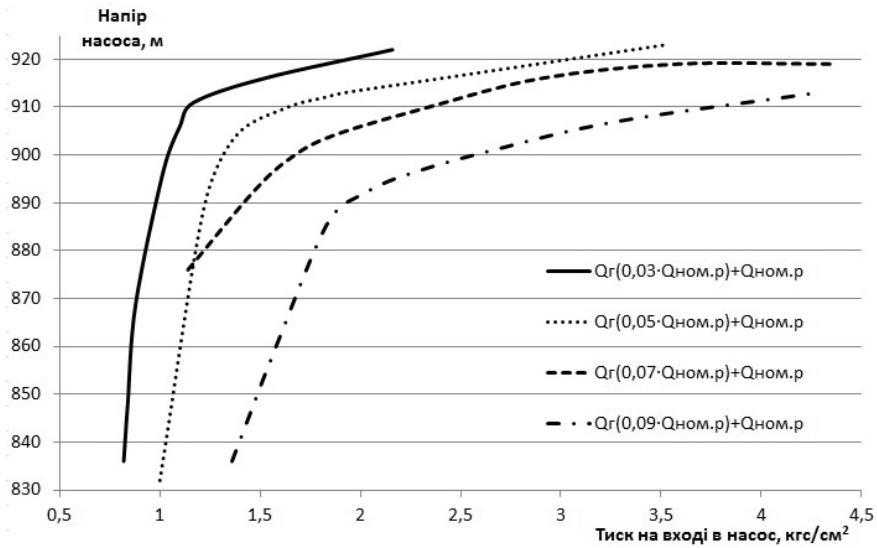


Рис. 2. Кавітаційні характеристики насоса на рідині з вільними газовими включеннями

Таблиця 2

Порівняння величин тисків зриву насоса, працюючого із збільшеною витратою й на рідині з вільними газовими включеннями

№ режиму	Тиск зриву насоса на рідині з вільними газовими включеннями (кгс/см <sup>2</sup> )	Тиск зриву насоса зі збільшеною витратою (кгс/см <sup>2</sup> )	Різниця тисків зриву (кгс/см <sup>2</sup> )
1	1,075	0,99	0,085
2	1,33	1,01	0,32
3	1,7	1,02	0,68
4	1,9	1,033	0,867

Примітка:  
 1. Об'ємні витрати на рідині з вільними газовими включеннями й на чистій рідині збігаються;  
 2. Випробування проведені за режимного параметра  $Q/n=3,4 \cdot 10^{-4}$  ((л/с)/(об/хв))

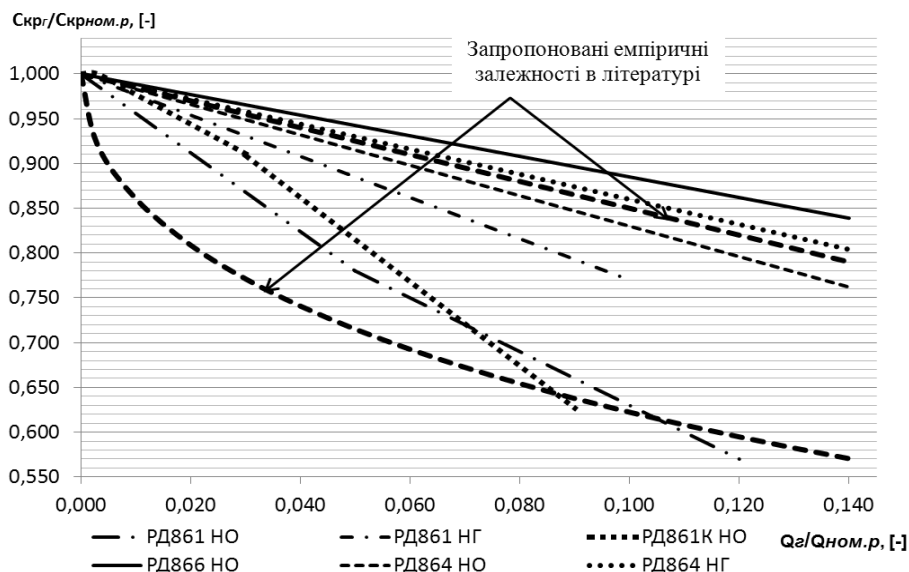
Це можна пояснити тим, що неузгодження параметрів шнека та відцентрового колеса за наявності газу в робочій рідині відбувається раніше.

Під час роботи шнеко-відцентрового насоса кавітація виникає завжди, але за номінальних умов роботи її рівень низький. Вільний або вивільнений у результаті кавітації газ під дією сил тиску, що створює шнек, частково розчиняється та стискається до малих об'ємів і, потрапляючи на вхід у відцентрове колесо, не впливає на його роботу. Зі збільшенням витрати вільного газу рівень кавітації в шнеку збільшується, а напір падає. На вхід у відцентрове колесо потрапляють відносно великі об'єми газу. При цьому значення тиску зриву насоса залежатиме вже не від якостей шнека, а від відцентрового колеса. Оскільки антикавітаційні якості шнеків вищі порівняно з відцентровими колесами, то тиск зриву насоса у разі неузгодження нижчий.

Проведений розрахунок узгодженості роботи відцентрового колеса та шнека насоса окиснювача РД861К, порядок якого можна знайти у книгах Боровського Б.Й., Петрова В.І. й Чабаєвського В.Ф., показав, що неузгодженість у даному насосі настає у разі витрати  $0,65 \cdot Q_{ном}$ , що підтверджує ймовірність висушеного припущення.

Порівнюючи погіршення кавітаційних характеристик насосів КБ-4 через газові включення з двома емпіричними залежностями, запропонованими

Петровим В.І. й Чабаєвським В.Ф. вдалося виявити, що залежності кожного насоса суттєво відрізняються одна від одної (Рис. 3).



**Рис. 3.** Зміна відносного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від відносного вмісту газу в рідині

Як видно з Рис. 3, кавітаційні характеристики насосів окиснювача РД861 та РД861К мають найгірші результати, але ще одна особливість полягає в тому, що їх залежності описуються двома рівняннями, між якими мають місце чіткі точки зміни кавітаційних якостей. Результати розрахунку цих насосів на узгодженість роботи шнека та відцентрового колеса відповідно до вимоги, запропонованої Чабаєвським В.Ф., показали, що в насосах може відбутися неузгодженість навіть у випадку їх роботи на розрахунковому режимі. Оскільки зі збільшенням витрати ймовірність зростає, можна припустити, що характерні точки зміни кривих відповідають зриву роботи шнека.

Найменший вплив газових включень у робочій рідині на роботу насоса показала кавітаційна характеристика насоса окиснювача РД866. Це можна пояснити тим, що на відміну від інших відцентрове колесо даного насоса відкритого типу. Як відомо, за рахунок зворотних потоків робочої рідини тиск перед насосом збільшується. У насосах відкритого типу величина зворотних потоків істотно вища, що позитивно впливає на антикавітаційні якості насоса.

До того ж було помічено, що для деяких насосів значення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності  $C_{кр}$  на рідині майже однакове, натомість за наявності газу в рідині їх кавітаційні характеристики досить різняться. Для прикладу, у табл. 3 наведено розрахункові дані  $C_{кр}$  під час роботи на «чистій» рідині та рідині з вільними газовими включеннями.

Таблиця 3

**Розрахункові дані  $C_{кр}$  деяких насосів, спроектованих в КБ-4**

Насос	РД861 НП	РД861К НО	РД866 НО
Параметр			
Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності на «чистій» рідині	4027	4190	4200



Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за вмісту газу 5 %	3564	3541	3690
Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за вмісту газу 10 %	3100	2849	3720

Щоб з'ясувати, від яких параметрів залежить характер кавітаційної характеристики насоса, працюючого на рідині з вільними газовими включеннями, був проведений подальший аналіз роботи лише трьох насосів, а саме насоса пального РД861 та обох насосів РД864. Інші не досліджувалися, оскільки характер їх характеристик в більшості залежав або від втрати узгодженості між шнеком та відцентровим колесом, або зумовлювався використанням насоса іншого типу. Параметри, що розглядались, наведені в табл. 4.

Таблиця 4

**Основні геометричні параметри, теоретичні кавітаційні коефіцієнти швидкохідності та напори досліджуваних шнеків**

Насос		РД861 НІ	РД864 НО	РД864 НІ
Параметр	Позн.			
Крок лопатки	$S_{ш}$	0,024	0,0168	0,016
Середній діаметр	$D_{срш}$	0,045	0,0234	0,0234
Витратний параметр	$q$	0,52	0,463	0,268
Густина решітки	$\tau_{ср}$	2,85	4,3	4,5
Товщина вхідних кромок	$\delta$	0,0002	0,0002	0,0002
Відносна довжина лопатки	$l_{ш}/D_{ш}$	4,52	6,62	7,04
Теоретичний напір шнека	$H_t$	1486	675,74	921,8
Коефіцієнт зовнішнього діаметра шнека	$K_{ди}$	6,8	6,82	8,3

У результаті було встановлено, що зі збільшенням значення як густоти решітки, так і відносної довжини лопатки величина  $C_{кр}$  також збільшується. Параметр густоти решітки у подальшому не розглядали, оскільки він покращує антикавітаційні якості насоса як на «чистій» рідині, так і на рідині з вільними газовими включеннями. Водночас, як було зазначено вище, високе значення  $C_{кр}$  насоса, працюючого на робочій рідині без газових включень, не гарантує такі ж високі показники антикавітаційних якостей у разі роботи на двофазній суміші.

Щодо відносної довжини лопатки ( $l_{ш}/D_{ш}$ ), то рекомендовані значення, які можна знайти в літературі перебувають у межах 2,3-3, але, як видно з Рис. 3, коли до насоса висувається вимога його роботи на рідині з вільними газовими включеннями, дану величину необхідно збільшувати. Звичайно, що зі збільшенням довжини лопатки шнека його гідравлічні витрати зростають, але, оскільки відсоток у створенні напору шнеком відносно відцентрового колеса невисокий, то і зниження ККД насоса буде незначним, тому для досягнення високих антикавітаційних якостей цим можна знехтувати.

Фізичний процес покращення антикавітаційних якостей можна пояснити таким чином. У шнеках збільшення напору відбувається при повороті потоку, тому за постійного кроку шнека епіюра тиску в міжлопатевому каналі постійна по довжині, але змінна по радіусу. Вільний газ, потрапляючи до шнека й рухаючись уздовж нього за рахунок радіального перепаду тиску, переміщується до втулки шнека. Чим більша відносна довжина лопатки шнека тим більше наявного газу в робочій рідині буде переміщено.

Чому це позитивно впливає на антикавітаційні якості насоса? Річ у тім, що на тильному боці лопатей на вході з боку переднього диска відцентрового колеса за рахунок великої колової швидкості вхідних кромek та в результаті повороту потоку від осевого до радіального напрямку статичний тиск найменший. Ця зона відцентрового колеса розміщена безпосередньо біля периферії шнека. Газ, потрапляючи в цю зону, розширюється, частково перекриваючи прохідний переріз колеса настільки, що може призвести до зриву його роботи.

Зміна  $C_{кр}$  залежно від вмісту газу здебільшого лінійна й являє собою рівняння типу

$$C_{кр,г}/C_{кр,НОМ.Р.} = k \cdot Q_g/Q_{НОМ.Р.} + 1.$$

З огляду на це була отримана емпірична залежність зміни кутового коефіцієнта в рівнянні прямої від значення відносної довжини лопатки для насосів, що розглядалися (Рис. 4).

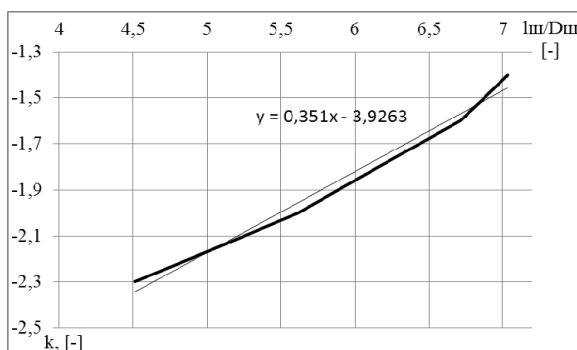


Рис. 4. Емпірична залежність зміни кутового коефіцієнта в рівнянні прямої від значення відносної довжини лопатки

Відповідно до отриманої залежності на етапі проектування шнеко-відцентрового насоса можна попередньо оцінити його антикавітаційні якості у випадку роботи на рідині з вільними газовими включеннями.

Необхідно зазначити, що залежність отримана на насосах з такими режимним параметром  $Q/n$ : насос пального РД861 –  $3,3 \cdot 10^{-4}$  ((л/с)/(об/хв)); насос пального РД864 –  $0,43 \cdot 10^{-4}$  ((л/с)/(об/хв)); насос окиснювача РД864 –  $0,79 \cdot 10^{-4}$  ((л/с)/(об/хв)).

**Висновки.** Кавітаційні якості насоса зі збільшеною витратою не збігаються з кавітаційними якостями насоса, що перекачує рідину з вільними газовими включеннями. За збільшення відносного вмісту газу ця різниця зростає.

У разі профілювання шнеко-відцентрового насоса необхідно достатньо уваги приділяти вимозі узгодженості роботи шнека та відцентрового колеса.

Згідно з отриманими експериментальними даними серед спроектованих та відпрацьованих шнеко-відцентрових насосів РРД в ДП КБ «Південне» найкращі антикавітаційні властивості у випадку роботи на рідині з вільними газовими включеннями мали насоси з високими значеннями відносної довжини лопатки.

### Бібліографічні посилання

1. **Боровський, Б. И.** Высокооборотные лопаточные насосы [Текст] / Б. И. Боровский, Н. С. Ершов, Б. В. Овсянников, В. И. Петров. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
2. **Овсянников, Б. В.** Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
3. **Петров, В. И.** Кавитация в высокооборотных лопаточных насосах [Текст] / В. И. Петров, В. Ф. Чабаевский. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.

Надійшла до редколегії 29.05.2015