

ISSN 1311-3321 (print)
ISSN 2535-1028 (CD-ROM)
ISSN 2603-4123 (on-line)

UNIVERSITY OF RUSE “Angel Kanchev”
РУСЕНСКИ УНИВЕРСИТЕТ “АНГЕЛ КЪНЧЕВ”

BSc, MSc and PhD Students & Young Scientists
Студенти, докторанти и млади учени

PROCEEDINGS

Volume 58, book 1.2.

**Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment,
Ecology and Conservation
Agricultural machinery and technologies**

НАУЧНИ ТРУДОВЕ

Том 58, серия 1.2.

**Топлотехника, хидравлика и пневматика,
Екология и опазване на околната среда
Земеделска техника и технологии**

**Ruse
Русе
2019**

Volume 58 of PROCEEDINGS includes the papers presented at the scientific conference RU & SU'19, organized and conducted by University of Ruse "Angel Kanchev" and the Union of Scientists - Ruse. Series 1.2. contains papers reported in the Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment, Ecology and Conservation & Agricultural machinery and Technologies.

Book	Code	Faculty and Section
Agrarian and Industrial Faculty		
1.1	FRI-8.121-1-THPE	Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment
	FRI-8.121-1-EC	Ecology and Conservation
	FRI-8.121-1-AMT	Agricultural Machinery and Technologies
1.2	FRI-SSS-AMT	Agricultural Machinery and Technologies
	FRI-SSS-THPE	Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment
	FRI-SSS-EC	Ecology and Conservation

The papers have been reviewed.

ISSN 1311-3321 (print)

ISSN 2535-1028 (CD-ROM)

ISSN 2603-4123 (on-line) Copyright © authors

The issue was included in the international ISSN database, available at <https://portal.issn.org/>.

The online edition is registered in the portal ROAD scientific resources online open access



PROGRAMME COMMITTEE

- **Prof. Velizara Pencheva, PhD,**
University of Ruse, Bulgaria
- **Prof. Leon Rothkrantz**
Delft University of Technology, Netherlands
- **Assoc. Prof. Antonio Jose Mendes,**
University of Coimbra, Portugal
- **Prof. Ville Leppanen,**
University of Turku, Finland
- **Assoc. Prof. Marco Porta,**
University of Pavia, Italy
- **Prof. Douglas Harms,**
DePauw University, USA
- **Prof. Ismo Hakala, PhD,**
University of Jyväskylä, Finland
- **Prof. Dr. Artur Jutman,**
Tallinn University of Technology, Estonia
- **Prof. RNDr. Vladimír Tvarozek, PhD,**
Slovak University of Technology in Bratislava, Bratislava, Slovakia
- **Doc. Ing. Zuzana Palkova, PhD,**
Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia
- **Andrzej Tutaj, PhD,**
AGH University of Science and Technology, Krakow, Poland
- **Assoc. Prof. Behiç TEKİN, PhD,**
EGE University, Izmir, Turkey,
- **Prof. Valentin NEDEFF Dr. eng. Dr.h.c.,**
“Vasile Alecsandri” University of Bacău, Romania
- **Dr. Cătălin POPA,**
“Mircea cel Bătrân” Naval Academy, Constantza, Romania
- **Prof. dr Larisa Jovanović,**
Alfa University, Belgrade, Serbia
- **Prof. dr hab. Edmund LORENCOWICZ,**
University of Life Sciences in Lublin, Poland
- **Assoc. Prof. Ion MIERLUS - MAZILU, PhD,**
Technical University of Civil Engineering, Bucharest, Romania
- **Prof. Dojčić Vojvodić PhD,**
Faculty of Philosophy, University of Novi Sad, Serbi
- **Assoc. Prof. Alexandrache Carmen, PhD,**
Department of Teacher Training, “Dunarea de Jos”, Galati University, Romania
- **Prof. Alberto Cabada,**
University of Santiago de Compostela, Faculty of Mathematics, Santiago de Compostela, Spain
- **Assoc. Prof. Dr. Mehmet Şahin,**
Necmettin Erbakan University, Ahmet Keleşoğlu Faculty of Education, Konya, Turkey
- **Assoc. Prof. Erika Gyöngyösi Wiersum, PhD,**
Eszterházy Károly University, Comenius Campus in Sárospatak, Institute of Real Sciences, Sárospatak, Hungary
- **Anna Klimentova, PhD,**
Constantine the Philosopher University in Nitra, Slovakia
- **Prof. Igor Kevorkovich Danilov, DSc,**
Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Russia
- **Prof. Aleksander Valentinov Śladkowski, DSc,**
Silesian University of Technology, Poland
- **Prof. Pether Shulte, PhD,**
Institute for European Affairs (INEA), Dusseldorf, Germany
- **Prof. Aslitdin Nizamov, DSc., PhD,**
Bukhara Engineering-Technological Institute, Bukhara, Uzbekistan

- **Prof. Marina Sheresheva, PhD,**
Lomonosov Moscow State University, Russia
- **Prof. Erik Dahlquist, PhD,**
Mälardalen University, Sweden
- **Prof. Erik Lindhult, PhD,**
Mälardalen University, Sweden
- **Prof. Annika Kunasvirta, PhD,**
Turku University of Applied Sciences, Finland
- **Prof. Walter Leal, Dr. (mult.) Dr.h.c. (mult.),**
Hamburg University of Applied Sciences, Germany
- **Prof. Dr. Gerhard Fiolka,**
University of Fribourg, Switzerland
- **Prof. Haluk Kabaalioglu, PhD,**
Yeditepe University, Turkey
- **Prof. Silva Alves, PhD,**
University of Lisbon, Portugal
- **Hanneke van Bruggen,**
Appeldoorn, The Netherlands
- **Nino Žganec,**
President of European Association of Schools of Social Work, Prof. at the Department of Social Work,
University of Zagreb, Croatia
- **Prof. Violeta Jotova,**
Направление „Педиатрия“ в УМБАЛ „Св. Марина“ – Варна, България
- **Prof. Tanya Timeva, MD, PhD,**
Obstetrics and Gynecology Hospital "Dr. Shterev", Sofia, Bulgaria
- **Prof. Kiril Stoychev, PhD,**
Institute of Metal Science, Equipment and Technologies “Acad. A. Balevski” with Hydroaerodynamics centre
– BAS, Bulgaria
- **Assoc. Prof. Mark Shamtsyan, PhD,**
Technical University, Saint Petersburg, Russia
- **Assoc. Prof. Oleksii Gubenia, PhD,**
National University of Food Technology, Kiev, Ukraine
- **Assoc. Prof. Olexandr Zaichuk, DSc,**
Ukrainian State University of Chemical Technology, Dnepropetrovsk, Ukraine
- **Prof. Eugene Stefanski, DSc,**
Samara University, Russia
- **Doc. Dr. Tatiana Strokovskaya,**
International University of Nature “Dubna”, Dubna, Russia
- **Prof. DSc. Petar Sotirow,**
Maria Curie-Skłodowska University of Lublin, Poland
- **Prof. Papken Eghisyan Hovsepian,**
Sheffield Hallam University, Sheffield, UK
- **Assoc. Prof. Krassimir Dochev Dochev, PhD,**
University of Portsmouth School of Engineering, UK
- **Mariana Yordanova Docheva, PhD,**
University of Portsmouth School of Engineering, UK
- **Assoc. Prof. Ivan Antonov Lukanov, PhD,**
University of Botswana, Faculty of Engineering and Technology, Gaborone, Botswana
- **Assoc. Prof. Petko Vladev Petkov, PhD,**
Research Associate Cardiff University, UK
- **Prof. Stepan Terzian DSc,**
Bulgarian Academy of Science, Bulgaria
- **Prof. Dr. Gabriel Negreanu,**
University Politehnica of Bucharest, Romania

ORGANISING COMMITTEE

◆ **ORGANIZED BY: UNIVERSITY OF RUSE (UR) AND
UNION OF SCIENTISTS (US) - RUSE**

◆ **ORGANISING COMMITTEE:**

- **Chairperson:**

COR. MEM Prof. Hristo Beloev, DTSc – Rector of UR, Chairperson of US - Ruse

- **Scientific Secretary:**

Prof. Diana Antonova PhD, Vice-Rector Research,
dantonova@uni-ruse.bg, 082/888 249

- **Members:**

Prof. Veselin Grigorov, DTSc
Prof. Vladimir Chukov, PhD, DSc
Prof. Juliana Popova, PhD
Assoc. Prof. Kaloyan Stoyanov, PhD
Assoc. Prof. Tsvetan Dimitrov, PhD
Assoc. Prof. Nastya Ivanova, PhD
Assoc. Prof. Kiril Sirakov, PhD
Assoc. Prof. Milko Marinov, PhD
Assoc. Prof. Simeon Iliev, PhD
Assoc. Prof. Pavel Vitliemov, PhD
Assoc. Prof. Mimi Kornazheva, PhD
Assoc. Prof. Emilia Velikova, PhD
Assoc. Prof. Juliia Doncheva, PhD
Assoc. Prof. Stefka Mindova, PhD
Assoc. Prof. Sasho Nunev, DSc of SW
Assoc. Prof. Despina Georgieva, PhD
Assoc. Prof. Elitsa Kumanova, PhD
Assoc. Prof. Emil Trifonov, PhD
Pr. Assist. Krasimir Koev, PhD
Pr. Assist. Hristina Sokolova, PhD
Pr. Assist. Magdalena Andreeva, PhD
Pr. Assist. Reneta Zlateva, PhD
Pr. Assist. Velislava Doneva, PhD
Pr. Assist. Elena Ivanova, PhD
Senior Lecturer: Viliyana Raycheva
Assist. Prof. Milen Sapundzhiev, PhD student
Boryana Stancheva, PhD student
Daniela Todorova

◆ **REVIEWERS:**

Prof. Plamen Kangalov, PhD

Assoc. Prof. Krasimir Tujarov, PhD

Assoc. Prof. Atanas Atanasov, PhD

Assoc. Prof. Plamen Manev, PhD

**THERMAL, HYDRO- AND PNEUMATIC EQUIPMENT,
ECOLOGY AND CONSERVATION
AGRICULTURAL MACHINERY AND TECHNOLOGIES**

Content

1.	FRI-SSS-THPE-1 Determination of Heat Convection Coefficients by Numerical Modelling of Heat Transfer Processes <i>Dean Nedkov, Zhivko Kolev</i>	9
2.	FRI-SSS-AMT-1 Method and Device for Conservation and Increase of the Organic Matter in Soil <i>Simeon Marinov, Petar Dimitrov, Kaloyan Stoyanov</i>	14
3.	FRI-SSS-THPE-2 Turbo Pump Investigation Based on Ansys-CFX <i>Alexandar Bozhinov, Salaf Ibrahim, Gencho Popov, Kliment Klimentov</i>	20
4.	FRI-SSS-EC-1 Study of Some of the Modern Methods of Treatment of Hospital Waste <i>Viktoria Angelova, Margarita Filipova</i>	27
5.	FRI-SSS-EC-2 Experimental Study of The Noise, Generated From Hydraulic System With a Centrifugal Fan <i>Katerina Encheva, Nikolay Koachev</i>	31
6.	FRI-SSS-EC-3 Analysis of the Noise Generated at Different Operation Regimes of a Hydraulic System With a Centrifugal Fan <i>Kremena Kostova, Viktoriya Petkova, Nikolay Koachev</i>	37
7.	FRI-SSS-THPE-3 Automated Measuring System for Recording Hydraulic Magnitudes <i>Jenzgiz Husein, Yanko Yankov, Ivailo Nikolaev</i>	42

DETERMINATION OF HEAT CONVECTION COEFFICIENTS BY NUMERICAL MODELLING OF HEAT TRANSFER PROCESSES

Eng. Dean Nedkov – Student

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering
University of Ruse “Angel Kanchev”
E-mail: s172335@stud.uni-ruse.bg

Assist. Zhivko Kolev, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering
University of Ruse “Angel Kanchev”
Tel.: +359 82 888 304
E-mail: zkolev@uni-ruse.bg

Abstract: The paper presents methodics and results for determination of heat convection coefficients by numerical modelling of heat transfer processes. Heat transfer processes between moving air in steel pipe and the ambient air, have been realized and investigated. For determination of the internal and the external heat convection coefficients, CFD simulation of the heat transfer process between the moving in the pipe fluid and the internal pipe's surface, has been implemented in Abaqus.

Keywords: Heat Convection Coefficients, Numerical Modelling, CFD Simulation, Abaqus.

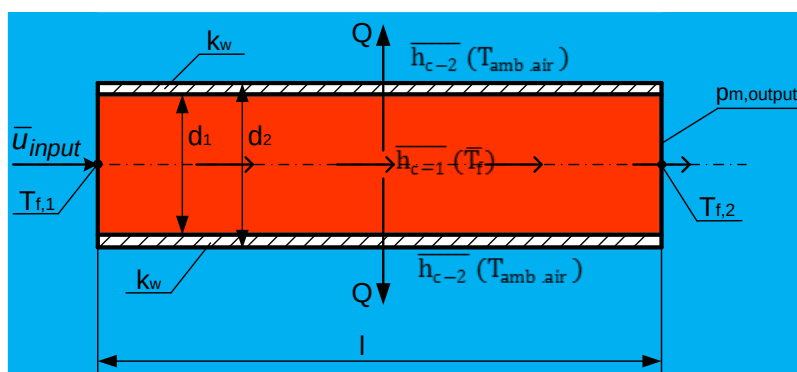
ВЪВЕДЕНИЕ

Коефициентът на топлопредаване е важен топлотехнически параметър, който характеризира процесите на топлообмен между движещ се флуид и топлообменната повърхност на твърдо тяло. Определянето на този коефициент позволява да се анализира и оптимизира съответния топлообменен процес (Илиев, И., Бобилов, В., Генчев, Г., Мушаков, П., Колев, Ж., 2011; Илиев, И., Бобилов, В., Камбурова, В., Колев, Ж., Златев, П., Мушаков, П., 2015). Коефициентът на топлопредаване може да бъде определен по различни методи, в зависимост от наличните входни данни. Един от тези методи е чрез числено моделиране и компютърно симулиране на съответния процес. Една от специализираните компютърни програми за симулиране на топлообменни процеси е Abaqus (Kolev, Zh., Mushakov, P., Zlatev, P., 2018).

ИЗЛОЖЕНИЕ

Обект на изследване

Обект на изследване са процесите на топлообмен между флуид (атмосферен въздух), движещ се принудително в стоманена тръба, и околната среда (фиг.1).



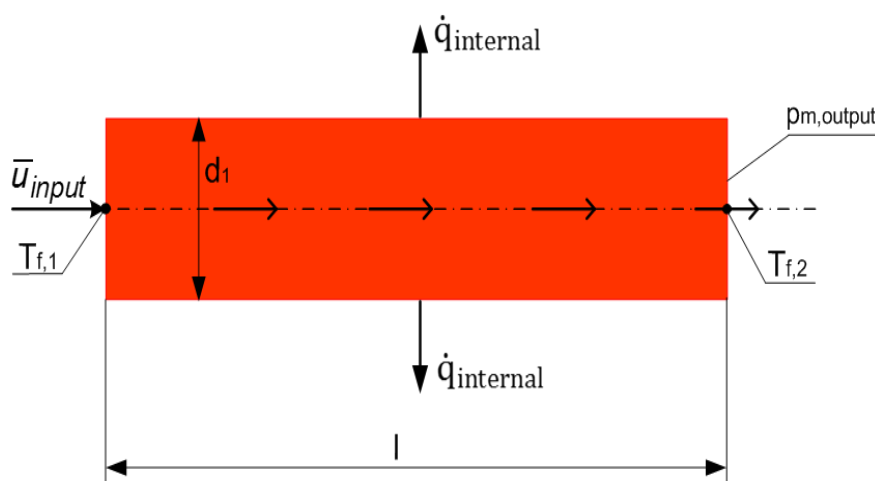
Фиг.1. Обект на изследване

Показаните на фигурата параметри са както следва: T_{f1} - температура на флуида в центъра на входното напречно сечение на тръбата; T_{f2} - температура на флуида в центъра на изходното напречно сечение на тръбата; $\bar{T}_f$ - средна температура на флуида; $T_{amb,air}$ - температура на околната среда (околния въздух); d_1 - вътрешен диаметър на тръбата; d_2 - външен диаметър на тръбата; $\bar{u}_{input}$ - средна скорост на флуида на входното напречно сечение на тръбата; Q - топлинен поток; $p_{m,output}$ - манометрично налягане на флуида в изходното напречно сечение на тръбата; k_w - коефициент на топлопроводност на материала, от който е изработена тръбата; $\bar{h}_{c-1}$ - среден коефициент на топлопредаване между флуида и вътрешната топлообменна повърхност на тръбата; $\bar{h}_{c-2}$ - среден коефициент на топлопредаване между външната топлообменна повърхност на тръбата и околния въздух; l - дължина на тръбата.

Методика за определяне на коефициента на топлопредаване между движещият се в тръбата флуид и вътрешната ѝ топлообменна повърхност

Между движещият се в тръбата флуид и вътрешната ѝ повърхност се осъществява процес на топлопредаване при принудителна конвекция.

На фиг.2 е показан модела за осъществяване на компютърна симулация на процеса на топлопредаване между движещият се в тръбата флуид и нейната вътрешна повърхност.



Фиг.2. Модел на симулацията в тръбата

$\dot{q}_{internal}$ е специфичен топлинен поток, отдаван от флуида към вътрешната топлообменна повърхност на тръбата (изчислява се според стойността на топлинния поток Q и вътрешната топлообменна повърхност на тръбата), W/m^2 .

Топлинният поток Q се изчислява чрез основното калориметрично уравнение, по отношение на движещият се в тръбата флуид, W .

Коефициентът на топлоредане $\bar{h}_{c-1}$ се изчислява по уравнението:

$$\bar{h}_{c-1} = \frac{\dot{q}_{internal}}{\Delta T_{internal}}, W/(m^2 \cdot K) \quad (1)$$

където $\Delta T_{internal}$ е средната температурна разлика в напречно сечение на флуида, по цялата дължина на тръбата, K .

Температурната разлика $\Delta T_{internal}$ се изчислява като средна стойност на температурните разлики, в определен брой напречни сечения на флуида. Тези температурни разлики се определят според полученото сим

улационо температурно поле.

Методика за определяне на коефициента на топлопредаване между външната топлообменна повърхност на тръбата и околния въздух

Между външната топлообменна повърхност на тръбата и околния въздух се осъществява процес на толопредаване при естествена конвекция.

Коефициентът на толопредаване $\overline{h_{c-2}}$ се изчислява по формулата:

$$\overline{h_{c-2}} = \frac{\dot{q}_{\text{external}}}{\Delta T_{\text{external}}}, \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (2)$$

където: $\dot{q}_{\text{external}}$ е специфичен топлинен поток, отдаван от външната топлообменна повърхност на тръбата към околния въздух (изчислява се според топлинния поток Q и външната топлообменна повърхност на тръбата), W/m^2 ;

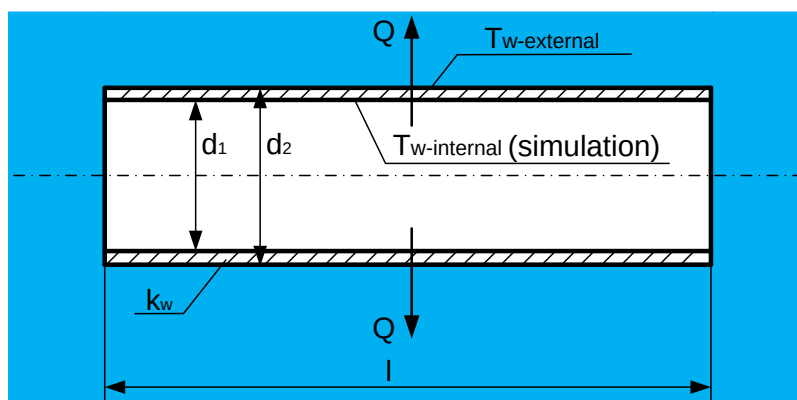
$\Delta T_{\text{external}}$ - температурна разлика между средната температура на външната топлообменна повърхност на тръбата и температурата на околния въздух ($\Delta T_{\text{external}} = T_{w\text{-external}} - T_{\text{amb.air}}$), K ;

$T_{w\text{-external}}$ – средна температура на външната топлообменна повърхност на тръбата, $^{\circ}\text{C}$.

Температурата $T_{w\text{-external}}$ се определя по уравнението на процеса на толопроводност през стената на тръбата (фиг.3):

$$T_{w\text{-external}} = T_{w\text{-internal}} - \frac{Q}{l} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_w} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right), ^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

$T_{w\text{-internal}}$ е средна температура на външната повърхност на флуида (вътрешната топлообменна повърхност на тръбата), $^{\circ}\text{C}$. Изчислява се на база на получените данни за симулационното температурно поле на течащия в тръбата флуид.



Фиг.3. Принципна схема за определяне на температурата $T_{w\text{-external}}$

Входни параметри и получени резултати

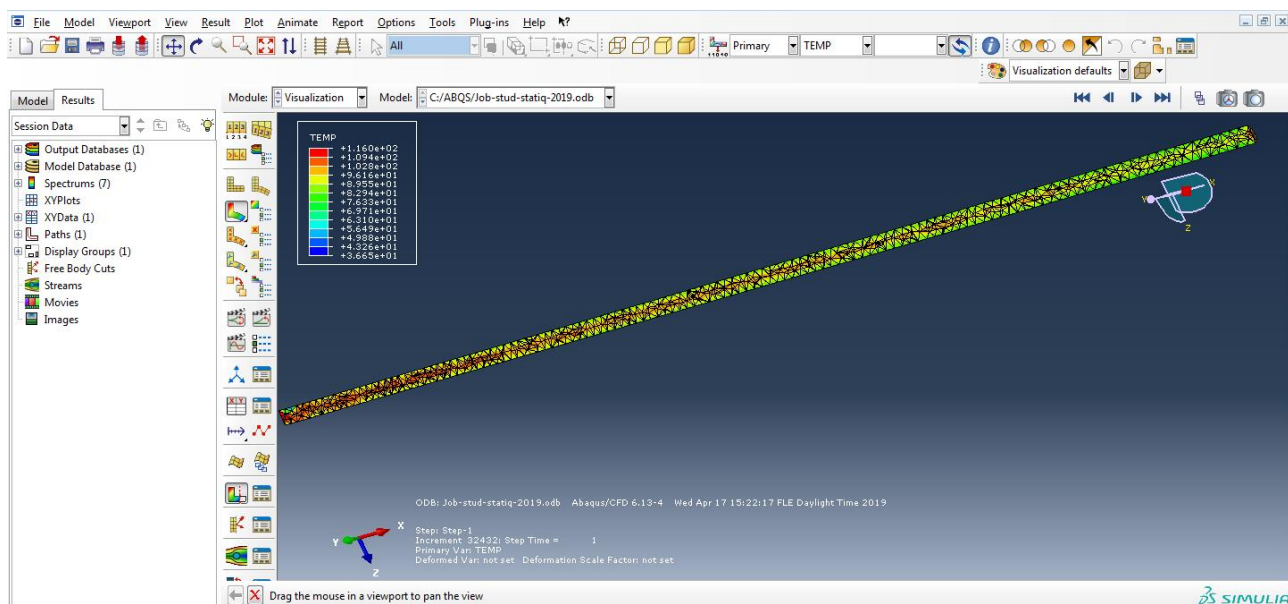
В таблица 1 са показани стойностите на входните параметри и на крайните получени резултати.

Таблица 1. Входни параметри и получени резултати

Входни параметри							Резултати	
$\bar{U}_{\text{input}}$, m/s	Q , W	$T_{f,1}$, $^{\circ}\text{C}$	$T_{f,2}$, $^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{amb.air}}$, $^{\circ}\text{C}$	$p_{m,\text{output}}$, Pa	k_w , W/(m.K)	$\overline{h_{c-1}}$, $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	$\overline{h_{c-2}}$, $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
21,98	272,63	116	105	20	0	45	45,05	16,72

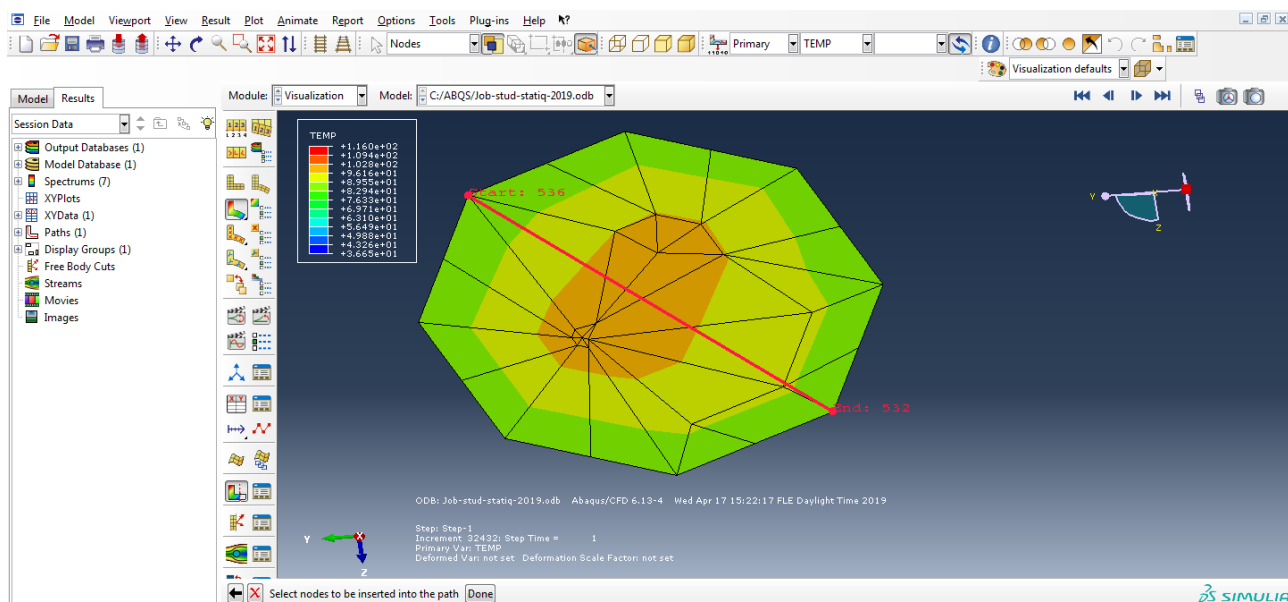
Геометричните размери са следните: $d_1 = 0,038 \text{ m}$; $d_2 = 0,042 \text{ m}$; $l = 1,93 \text{ m}$.

На фиг.4 е показано полученото симулационно температурно поле в надлъжно сечение на флуида.



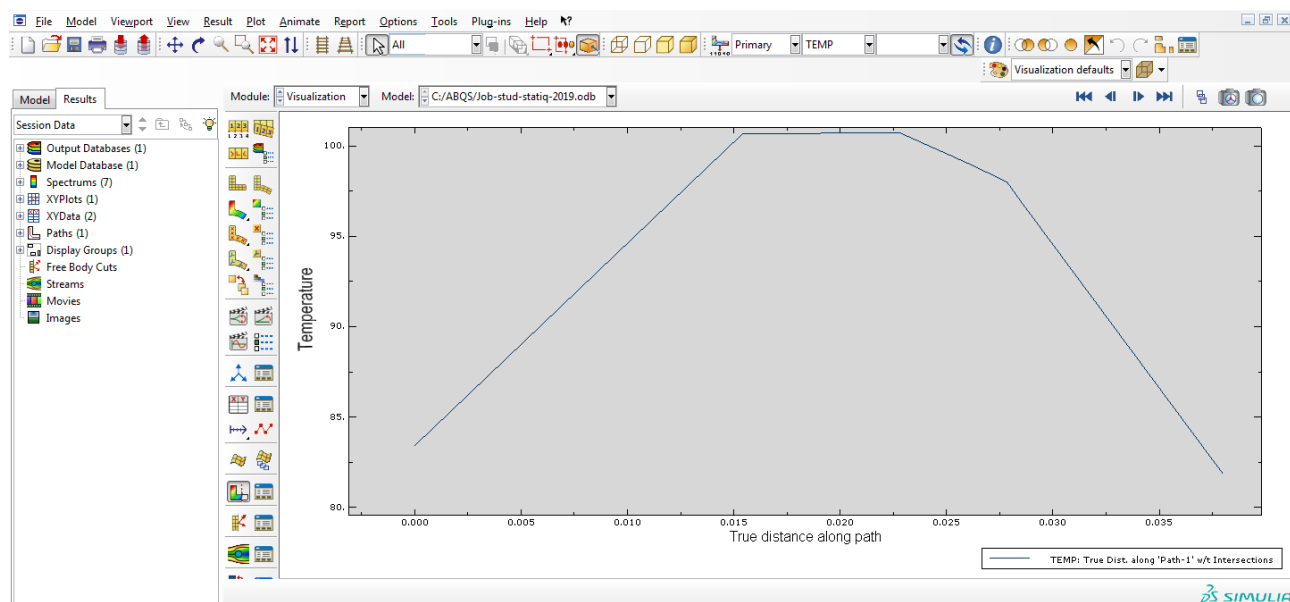
Фиг.4. Температурно поле в надлъжно сечение на флуида

На фиг.5 е показано температурното поле в централното напречно сечение. С цел определяне на температурната разлика в напречно сечение и определяне на температурата по вътрешната повърхност на тръбата, е построена линия между два изчислителни възела.



Фиг.5. Температурно поле в централното напречно сечение на флуида

На фиг.6 е показана получената графична зависимост за изменение на температурата по дължина на построената линия между двата изчислителни възела.



Фиг.6. Изменение на температурата на флуида по дължина на построената линия

ИЗВОДИ

Чрез числено моделиране на процеса на топлообмен между флуида, движещ се в тръбата и нейната вътрешна топлообменна повърхност, са изчислени стойностите на вътрешния и външния коефициенти на топлопредаване.

Поради сравнително малката дебелина на тръбата и предвид материала от който е изработена, термичното съпротивление на стената на тръбата има малка стойност, което е причина за сравнително малката температурна разлика в напречно сечение.

При разглежданите процеси, коефициентът на топлопредаване при принудителна конвекция $\bar{h}_{c-1}$ е около три пъти по-голям по стойност от коефициента на топлопредаване при естествена конвекция $\bar{h}_{c-2}$.

Представената методика дава възможност да бъдат изследвани подобни топлообменни процеси.

REFERENCES

1. Илиев, И., Бобилов, В., Генчев, Г., Мушаков, П., Колев, Ж. (2011). Ръководство за упражнения по топлотехника. Русе, ISBN 978-954-91147-8-2.
2. Илиев, И., Бобилов, В., Камбурова, В., Колев, Ж., Златев, П., Мушаков, П. (2015). Сборник задачи по топлообмен и топлообменни апарати. Русе, Инженеринг и изследвания за земеделието, 2015, стр. 220, ISBN 978-619-7135-07-7.
3. Kolev, Zh., Mushakov, P., Zlatev, P. (2018). Numerical modeling of the heat transfer process at movement of air in tube. *Proceedings of Conference of University of Ruse*, Volume 57, book 1, Ruse, 2018, pp. 100-105, ISSN 1311-3321.

FRI-SSS-AMT-1

METHOD AND DEVICE FOR CONSERVATION AND INCREASE OF THE ORGANIC MATTER IN SOIL¹

Simeon Marinov – PhD Student

Department of “Agricultural Machinery and Technologies”,
University of Ruse “Angel Kanchev”

Tel.: +359

E-mail: s@uni-ruse.bg

Prof. Petar Dimitrov DTS

Department of “Agricultural Machinery and Technologies”,
University of Ruse “Angel Kanchev”

Phone: +359 82 888 542

E-mail: pdimitrov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Kaloyan Stoyanov PhD

Department of “Agricultural Machinery and Technologies”,
University of Ruse “Angel Kanchev”

Phone: +359 82 888 542

E-mail: kes@uni-ruse.bg

Abstract: *In order to increase the organic matter in the soil in order to improve its fertility and in order to counteract the degradation processes it is necessary to develop a more efficient method and device for importing different organic materials therein. Through the process of importing organic materials, utilization of plant and animal waste and plant and livestock waste is rational and expedient..*

Keywords: *soil degradation, soil organic matter decline, method and device for increasing organic matter in the soil*

ВЪВЕДЕНИЕ

Намаляването на почвеното органично вещество в земеделските земи на България е съществен деградационен процес на почвата. То е свързано главно с изнасянето на повърхностния почвен слой вследствие водна и ветрова ерозия, оксидация на органичния въглерод поради висока аерация при интензивни обработки и деградация на почвената структура при уплътняване на почвата. В нашата страна има данни за трайна тенденция към намаляване на запасите на почвеното органично вещество в обработваемите ни земи. Поради тази причина, внасянето на органични материали за намаляване загубата на органичното вещество в почвата е изключително наложителна мярка за запазването на почвата и почвеното плодородие. Към момента, тази мярка се практикува ограничено, поради липса на цялостна концепция по въпроса и достатъчно ефективни устройства, даващи възможност за по-висок биологичен, технологичен и икономически ефект от прилагането им. Разхвърлянето на органични материали от растителен и животински произход по повърхността на почвата, което се практикува в редки случаи на този етап, води до замърсяването на почвата и затрудняване развитието на кореновата система на културните видове.

Това наложи създаването в Русенски университет на метод и устройство за увеличаване на органичното вещество в почвата, което ще доведе до значително повишаване на плодородието ѝ и до ефективна борба с деградационните процеси.

¹ Докладът е представен на студентската научна сесия на 24.април 2019 в секция 1.1 с оригинално заглавие на български език: МЕТОД И УСТРОЙСТВО ЗА ЗАПАЗВАНЕ И УВЕЛИЧАВАНЕ НА ОРГАНИЧНОТО ВЕЩЕСТВО В ПОЧВАТА.

Целта на разработката е да се посочат характерните особености и начина на приложение на метода и устройството, при конкретни почвени, климатични и теренни условия в нашата страна.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Новосъздадения метод за внасяне на органично вещество или мулч в почвата включва почвозащитните технологични операции прорязване, разширяване на прорезите и запълването им с органично вещество или мулч. Процеса протича като първоначално се осъществява прорязване, което се извършва по цялата обработваема площ, на нейната повърхност и в дълбочина равна на дебелината на обработваемия почвен пласт. Едновременно с това, прорезите се разширяват и веднага се запълват дозирано с готов компост или оборски тор, като може да се използва и мулч от друго естество. С цел намаляване интензивното изпаряване на влага от прорезите в почвата се осъществява и последваща повърхностна почвообработка (дискуване). Предимствата на този метод са:

- Запълването на прорезите с органичното вещество (готов компост или оборски тор) или мулч на подходяща дълбочина и последващото им покриване създава оптимални условия за по-нататъшно разграждане на органичното вещество от почвените микроорганизми и с това пълното им усвояване.
- Оформените прорези са със сравнително дълготраен почвозащитен и влагозапасяващ ефект.
- Извършената обработка на почвата не е в противоречие с останалите агротехнически практики.
- Методът е подходящ за органично торене при безотвална обработка на почвата в биологичното и почвозащитното земеделие.
- Методът осигурява равномерно разпределение на органичното вещество по цялата обработана площ.
- Методът е високоефективен и в съответствие с тенденциите за минимизиране на почвените обработки.
- Методът е подходящ за използването му като надеждна агротехническа практика за защита на почвата от ерозия.

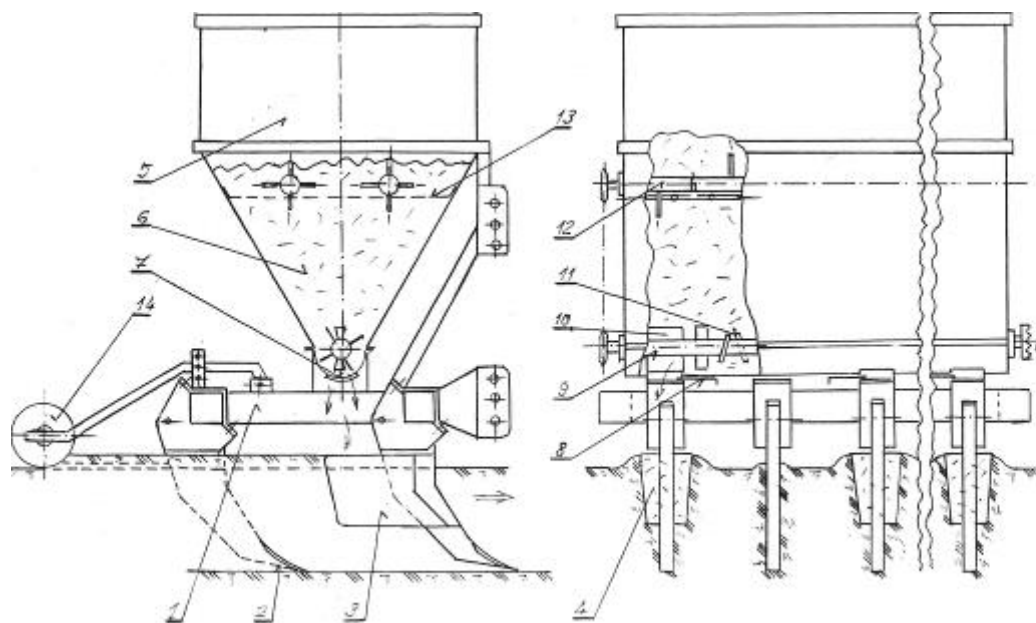
Този метод се осъществява със специално създадено устройство, което е признато, заедно с метода, за изобретение от Патентното ведомство на Република България. Устройството за внасяне на органично вещество в почвата дава възможности за работа във всякакъв вид почва, при оптимална влажност и с всякакъв произход предварително наситнено органично вещество с размери на частиците до 0,10 m и влажност по отношение на суха маса до 70%. То е необходимо да дава възможност дори и за внасяне на мулч от неорганичен произход. Дълбочината на работа на неговите прорязващи работни органи (прорезвачите) да е до 0,42 m (съответстваща на дебелината на орния слой), а запълването на прорезите да е на по-малко от половината от тази дълбочината. Разстоянието между запълнените прорези (прорезвачите с уширение) да е по-малка от дълбочината на работа.

Наред с това, проектираното устройство трябва да съдържа и механизъм за дозиране, осигуряващ норми на внесено органично вещество от $0,1 \text{ m}^3/\text{da}$ до $3 \text{ m}^3/\text{da}$ с напречна и надлъжна равномерност $\pm 10..15\%$ от средната стойност на съответната норма. Работната ширина на устройството е приета да е 2,5 m. При такава работна ширина и максимална норма следва за да има запас от движение в стандартите 200 m, от които следва устройството да е снабдено с бункер с обем от $2,5 \text{ m}^3$.

При така определените параметри, в резултат на теоретични изчисления, се налага устройството за внасяне на органично вещество в почвата да се агрегатира с трактор с най-малко 120 kN мощност на двигателя.

За осъществяване на всички тези изисквания, са използвани в подходящо съчетание конструктивни решения с основни елементи доказали се в практиката.

Общия вид на устройството за внасяне на органично вещество в почвата е показано на фиг.1.



Фиг.1. Общ вид на устройство за внасяне на органично вещество в почвата

То съдържа носеща рама 1, напречно на движението на която по цялата ѝ ширина в един или няколко реда са разположени прорезвачи 2, като на прорезвачите от първия ред от двете страни отзад са закрепени уширяващи прорезите плоскости 3, между които са оформени улеи 4, над които, върху рамата 1 е разположен бункер 5 с материал 6 за внасяне с определен обем и с отвори 7 в долната част, разположени непосредствено над улеите 4 и затваряни с шибъри 8. Над тях, вътре в долната част на бункера 5, по цялата му дължина, на лагери е разположен ротор 9, върху който, срещу отворите 7, радиално, в плоскост по оста на ротора, неподвижно са закрепени подаващи лопатки 10, а в страни от тях, върху ротора 9 по двупосочна винтова линия радиално са закрепени разпределящи лопатки 11. На известно разстояние над ротора 9 по цялата дължина на бункера 5 на лагери са разположени бъркалки с палци 12, а под тях, хоризонтално и неподвижно към бункера 5 е разположена прътвата решетка 13 с ориентиране на прътите ѝ напречно на оста на бъркалката с палци 12, така, че палците ѝ да са разположени между прътите на прътвата решетка 13. Зад прорезвачите 2, към рамата 1, по цялата ѝ ширина е закрепен поне един повърхностно обработващ почвата работен орган 14.

Задаването на желаната норма внесен материал на единица площ се извършва чрез степента на отваряне на отворите 7 чрез шибърите 8 и в зависимост от честотата на въртене на ротора 9 и постъпателната скорост на движение на устройството. За всеки вид материал с определени физико-механични свойства (плътност, влажност и др.) регулиращите параметри имат различни стойности.

Действието на устройството е следното. Носещата рама 1 се присъединява чрез триточкова окачна система към трактор, а роторът 9 и бъркалката с палци 12, с механизъм за задвижване се присъединяват към силовата уредба на трактора, като по такъв начин им се придава въртеливо движение. При постъпателно движение на така формирания агрегат с включени прорезвачи 2 на определена дълбочина се образуват прорези, част от които се разширяват от уширяващите прорезите плоскости 3 и през улеите 4, от отворите 7, при определено положение на шибърите 8, се запълват с материал 6 от бункера 5.

Дозирането на постъпващия в прорезите материал се осъществява от подаващите лопатки 10 на ротора 9, като пространството между тях постоянно се запълва от намиращия се над тях материал 6 и от разпределящите лопатки 11, които изтласкват материала 6 от пространството между отворите 7 в две противоположни посоки.

Нормалната работа на ротора 9 се осъществява от прътовата решетка 13, която задържа материала намиращ се над нея и в резултат на действието на бъркалката с палци 12 се пропуска необходимото количество. Освен това прътовата решетка 13 не позволява преминаването на едри, предимно нежелани предмети, а бъркалката с палци 12, образуването на свод, като едновременно разместват и раздробяват материала 6 и по такъв начин го правят по-сипкав. Броят на запълнените прорези може да се изменя чрез пълно затваряне на някои от шиберите 8.

След формирането на всички прорези, чрез повърхностно обработващия почвата работен орган 14 се извършва цялостното ѝ обработване и подравняване, подходящо за последващите технологични операции.

Разработената конструктивна документация на устройството за внасяне на органично вещество в почвата е осъществима без специализирано технологично оборудване както се вижда на фиг.2. на която е показан общия вид на устройството за внасяне на органично вещество в почвата.





Фиг. 2. Общ вид на устройството за внасяне на органично вещество в почвата

Предимствата на устройството за внасяне на органично вещество в почвата се състоят в това, че:

- Запълването на прорезите с органичното вещество или мулч на подходяща дълбочина и последващото им покриване създава оптимални условия за по-нататъшно разграждане на органичното вещество от почвените микроорганизми и с това пълното им усвояване.

- Оформените прорези са със сравнително дълготраен почвозащитен и влагозапасаващ ефект.
- Извършената обработка на почвата не е в противоречие с останалите агротехнически практики.
- Устройството е подходящо за органично торене при безотвална обработка на почвата в биологичното и почвозащитното земеделие.
- Устройството осигурява равномерно разпределение на органичното вещество по цялата обработена площ.
- Устройството е високоефективно и в съответствие с тенденциите за минимализиране на почвените обработки.

ИЗВОДИ

1. Метода за увеличаване на органичното вещество в почвата е добро и надеждно средство за осъществяване на почвозащитните методи компостиране и вертикално мулчиране в условията на България. Той е високоефективен, лесноосъществим и е подходящ за органично торене при безотвална обработка на почвата в биологичното и почвозащитното земеделие и гарантира работа при различни варианти на използване.
2. Устройството за увеличаване на органичното вещество в почвата има добри технически и технологични показатели, може да работи с успех по предложения метод, както и за осъществяване на почвозащитните методи компостиране и вертикално мулчиране в условията на нашата страна. То е с опростена конструкция, лесна експлоатация, дава възможност за задно навесване и гарантира работа при различни варианти на използване.

REFERENCES

- 1 Белоев Х, и др. Използване на органични остатъци в земеделието Печатна база при РУ „А.Кънчев”, Русе, 2011.
- 2 Белоев Х., П.Радулов, А.Атанасов, П.Димитров, К.Стоянов, С.Енчев, И.Цонев. Метод и устройство за внасяне на органично вещество в почвата. Патент за изобретение на Република България, № 66773В1, София, 2018.
- 3 Димитров П.Д., Технологии и система машини за почвозащитно земеделие. Дисертация за присъждане на научна степен „доктор на науките“, РУ „А.Кънчев“, Русе, 2016.
- 4 Димитров П.Д., и др. Усъвършенствани почвозащитни технологии за минимална и нетрадиционна обработка на почвата на наклонени терени. Селскостопанска академия, София, 2016.

TURBO PUMP INVESTIGATION BASED ON ANSYS-CFX²

Engineer Alexandar Bozhinov, PhD Student

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
“Angel Kanchev” University of Ruse
E-mail: a.bozhinov90@gmail.com

Salaf Ibrahim – Student

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
University of Ruse “Angel Kanchev”

Prof. Gencho Popov, PhD

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
“Angel Kanchev” University of Ruse
E-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Kliment Klimentov, PhD

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
“Angel Kanchev” University of Ruse
E-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

Abstract: In this work a given number of computational meshes of the centrifugal pump's (6E32) impeller, established by using the software product ICEM CF, have been presented. For the accomplishment of the numerical simulations it has been used two turbulent models: $k - \epsilon$ and SST, and different roughness of the flowed surfaces of the solid body. Based on the final results, the most appropriate model of simulation has been selected. This model can be used for the accomplishment of new numerical investigations through ANSYS CFX, concerning different types of centrifugal pumps, which has to guarantee the obtaining of accurate results.

Keywords: Centrifugal pump impeller, CFD analysis, ANSYS CFX.

ВЪВЕДЕНИЕ

През последните години, с развитието на изчислителната техника, възникнаха множество програмни продукти за числено моделиране и изследване на процеси от областта на флуидната динамика и в частност на турбомашините. Един от най-мощните съвременни пакети, предлагащ множество изчислителни инструменти от този вид, е пакетът ANSYS. Русенският университет разполага с лицензирана версия на пакета, даваща възможност за научни изследвания и за учебни на студенти и докторанти. В настоящата работа е поставено началото на едно числено изследване на работна турбомашина, с помощта на инструмента ANSYS-CFX.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Цел на работата

Целта на настоящата работа е създаването на модел на работно колело на центробежна помпа в средата на ANSYS-CFX, който да послужи за бъдещи числени изследвания на центробежни помпи с помощта на пакета ANSYS.

За постигане на поставената цел е необходимо да се решат следните задачи:

² Докладът е представен на студентската научна сесия на Русенски университет 2019 в секция 1.1. с оригинално заглавие на български език: ЧИСЛЕНО МОДЕЛИРАНЕ НА РАБОТНО КОЛЕЛО НА ЦЕНТРОБЕЖНА ПОМПА В СРЕДАТА НА ANSYS CFX.

1. Изграждане на геометричен модел на работното колело в средата на Solidworks.
2. Интегриране на модела в средата на универсалния генератор за мрежи ICEM CFD и генериране на изчислителна мрежа.
3. Задаване на изчислителните и гранични условия на модела в програмния комплекс ANSYS CFX и провеждане на изчисленията.

Обект на изследване е работно колело от центробежна помпа 6E32, произведена в „ВИПОМ“ АД, град Видин. При честота на въртене $n = 2900 \text{ min}^{-1}$ и работа с вода с температура $t = 25^\circ\text{C}$, помпата създава дебит $Q = 6 \text{ l/s}$ и напор $H = 32 \text{ mH}_2\text{O}$. Работното колело на помпата е 6 броя лопатки, а специфичната честота на въртене на помпата е $n_q = nQ^{0.5}H^{-0.75} = 16,7 \text{ min}^{-1}$.

Изграждане на геометричен модел на работното колело в средата на Solidworks

Размерите на работно колело са предоставени от завода-производител, на Русенския университет, за научни изследвания. За целта на работата е необходимо да се изгради геометричен модел на междупатъчното пространство на работното колело, където се осъществява енергообменът между работния орган на машината и преминаващата течност. На фиг. 1 е показан изграденият модел.

За да може да се интегрира в средата на ANSYS, файлът с модела на междупатъчния канал се записва във формат parasolid (*.x_t).

Генериране на изчислителна мрежа

За генериране на изчислителната мрежа е използван генераторът ICEM CFD. Преди да се създаде мрежата е необходимо да се раздели повърхността на изчислителната област на части, в зависимост от граничните условия, които ще им бъдат зададени. След това е важно да се определи размерът Δy на първия контролен обем, който се намира до твърдата стена. Големината му се определя по зависимостта (Pugachev, 2016):

$$\Delta y = D_0 y^+ \sqrt{74} Re^{-\frac{13}{14}}, \quad (1)$$

където: $D_0 = 0,0536 \text{ m}$ е диаметърът на входящия отвор на работното колело; y^+ - безразмерно разстояние от стената, което се определя по формулата:

$$y^+ = \frac{y v^*}{\nu}. \quad (2)$$

Величината y от зависимост (2) представлява действителното разстояние от твърдата стена, $\nu = 1.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ е кинематичният вискозитет на течността, в случая вода, а динамичната скорост v^* се дефинира със зависимостта:

$$v^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}. \quad (3)$$

В (3) τ е тангенциално напрежение от триене, ρ е плътността на течността.

За турбомашини се препоръчва на първо приближение да се приеме $y^+ = 30$.

Числото на Рейнолдс от формула (1) се премята по зависимостта:

$$Re = \frac{w_1 D_0}{\nu}, \quad (4)$$

където относителната скорост при входа на работното колело се определя по формулата:

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2}. \quad (5)$$

Преносната скорост u_1 от (5) е:

$$u_1 = \frac{\pi n D_0}{60} = \frac{\pi \cdot 2900 \cdot 0,0536}{60} = 8,14 \text{ m/s}. \quad (6)$$

Абсолютната скорост v_1 при входа на работното колело се определя от уранението за непрекъснатост, с използване на теоретичния дебит на помпата, който при номинален режим на работа е $Q_T = 0,0065 \text{ m}^3/\text{s}$:

$$v_1 = \frac{4Q_T}{\pi D_0^2} = \frac{4 \cdot 0,0065}{\pi D_0^2} = 2,88 \text{ m/s}. \quad (7)$$

За относителната скорост w_1 се получава:

$$w_1 = \sqrt{8,14^2 + 2,88^2} = 8,63 \text{ m/s}.$$

Числото на Рейнолдс, изчислено по (4), е:

$$Re = \frac{8,63 \cdot 0,0563}{1,10^{-6}} = 462819.$$

За размерът Δy на първия контролен обем се получава:

$$\Delta y = 0,0563 \cdot 30 \cdot \sqrt{74} \cdot 462819^{-\frac{13}{14}} = 0,000076 \text{ m}.$$

За създаване на мрежа от тетраедърни елементи е необходимо да се зададе максималният размер на елементите (global max element). На първо приближение се препоръчва (Pugachev, 2016) стойността на max element да е $0,01 D_2$, където $D_2 = 166 \text{ mm}$ е външният диаметър на работното колело.

За получаване на по-точни резултати е необходимо мрежата около работната повърхност на лопатките да се сгъсти. Препоръчва се максималният размер на контролния обем в този случай да не по-малък от 0,5 от максималния размер max element на основната тетраедърна мрежа (Pugachev, 2016).

В настоящата работа са изследвани няколко модела с различни комбинации от величините Δy и global max element, данните за които са дадени в таблица 1.

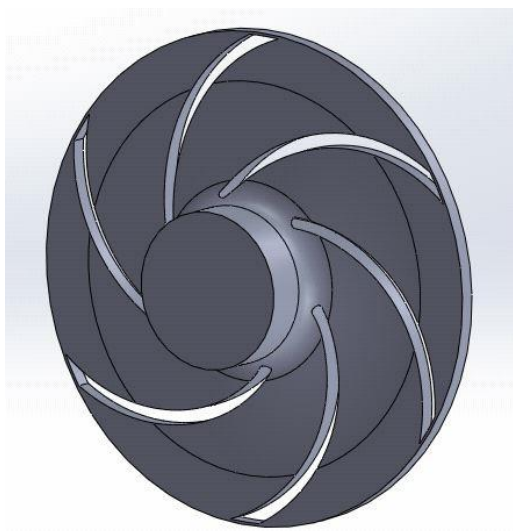
Получената изчислителна мрежа на модела KE_0 е показана на фиг. 3.

При моделите KE_0, KE_005(1), KE_01, KE_03, KO_0, KO_005(1), KO_01 и KO_03, при $\Delta y = 0,08 \text{ mm}$ и global max element = 1,61 mm, броят на контролните обеми е 1331079. При KE_005(2) и KO_005(2) $\Delta y = 0,08 \text{ mm}$, global max element = 1,02 mm, броят на контролните обеми е 3730751. При моделите KE_005(3) и KO_005(3) $\Delta y = 0,04 \text{ mm}$, global max element = 0,71 mm, а броят на контролните обеми е 9787861. В литературата (Pugachev, 2016) се препоръчва броят на контролните обеми за един междуплатъчен канал да бъде между 500 000 и 2 000 000. По-нататък в работата ще се покаже влиянието на броят на контролните обеми върху резултатите от симулационните изследвания.

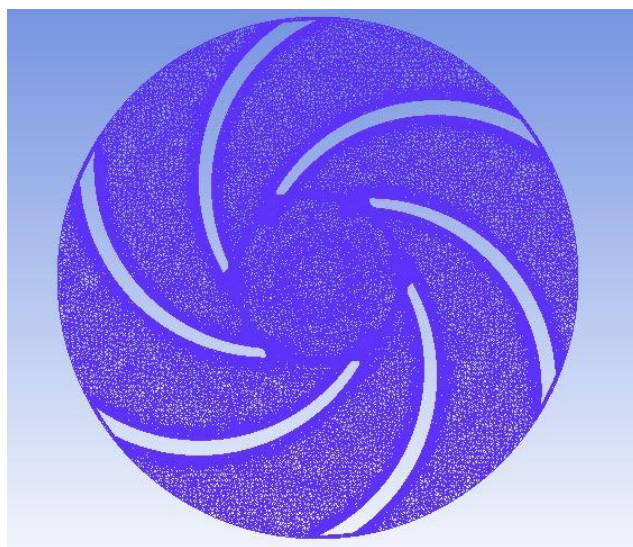
Задаване на изчислителните и гранични условия на модела в програмния комплекс ANSYS CFX 14 и провеждане на изчисленията

Изчислителните и гранични условия се задават в програмния комплекс ANSYS CFX 14. Тук се посочва вида на турбомашината – помпа, задава се ос на въртене, честота на въртене, вид и свойства на работния флуид – вода, определят се вход, изход и стени на изчислителната област, еквивалентна грапавост на повърхнините, както и вида на използвания турбулентен модел.

В настоящата работа като гранични условия са зададени масовият дебит при входа на работното колело и манометричното статичното налягане при изхода му. Те са определени на базата на опитни данни от (Klimentov, 2010). Стойността на теоретичният обемен дебит на помпата при номиналния режим е $Q_T = 0,0065 \text{ m}^3/\text{s}$. Масовият дебит през работното колело, при плътност на водата $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$, е $q_T = 6,4805 \text{ kg/s}$.



Фиг.1. Геометричен модел на междупатъчното пространство на работното колело в средата на Solidworks.



Фиг.2. Изчислителна мрежа на модела KE_0 в средата на ICFM CFD.

Манометричното статичното налягане, измерено след изхода на работното колело при изчислителния режим, е $p_M = 356148 \text{ Pa}$.

Еквивалентната грапавост Δ_e на повърхнините на работното колело не е известна. В (Gulich, 2010) се препоръчват стойности на от 0,3 до 1 mm за чугунените елементи на турбопомпи. В (Lipej, 2017) са публикувани изследвания относно влиянието на грапавостта на повърхнините на центробежна помпа върху нейния коефициент на полезно действие. Числените експерименти в посочената работа са проведени с грапавости 0, 50 и 100 μm . В настоящата работа са проведени симулации с еквивалентна грапавост на работното колело 0, 50, 100 и 300 μm .

За моделиране на турбулентността в съвременните програмни продукти широко се използва $k - \epsilon$ моделът. При използване на този модел системата уравнения за движение на флуида (Рейнолдсови уравнения) се допълва от две уравнения, описващи преноса на кинетичната енергия на турбулентността k и скоростта на дисипация ϵ . Недостатък на $k - \epsilon$ модела се явява ниската точност при моделиране обтична с откъсване на течението от гладката повърхност (Pugachev, 2016).

Разреботеният от Уилкокс $k - \omega$ модел също е често използван в съвременните програмни продукти. В този модел вместо ϵ се използва честотата на турбулентните пулсации ω (Pugachev, 2016). Той дава добри резултати при моделиране на движение с откъсване на течението, каквото се наблюдава при режими, различни от номиналния, при турбомашините. Недостатък на $k - \omega$ модела е силната зависимост на резултатите от началната стойност на ω във входното сечение (Pugachev, 2016).

Таблица 1. Изходни данни за изследваните варианти и резултати от числените симулации.

Означение на варианта	KE_0	KE_005(1)	KE_005(2)	KE_005(3)	KE_01	KE_03	SST_0	SST_005(1)	SST_005(2)	SST_005(3)	SST_01	SST_03
Турбулентен модел	k-ε						SST					
Δε, mm	0	0.05	0.05	0.05	0.1	0.3	0	0.05	0.05	0.05	0.1	0.3
Брой клетки	1331079	1331079	3730751	9787861	1331079	1331079	1331079	1331079	3730751	9787861	1331079	1331079
Δy, mm	0.08	0.08	0.08	0.04	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.04	0.08	0.08
Global max element, mm	1.61	1.61	1.02	0.71	1.61	1.61	1.61	1.61	1.02	0.71	1.61	1.61
y ⁺ _{max} (симулация)	95.8	186.4	201.2	200.3	377	1021	70.8	116.1	127.2	77.1	136.9	1020.6
p _{in} , Pa (измерено)	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779	111779
p _{in} , Pa (симулация)	107298	111473	110992	109800	112558	113744	106866	110938	110330	110408	112783	115037
Грешка, %	4.01	0.27	0.70	1.77	0.70	1.76	4.40	0.75	1.30	1.23	0.90	2.91
p _{out} , Pa (измерено)	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00	356148.00
p _{out} , Pa (симулация)	356367	356200	356190	356219	356124	356014	356356	356124	356131	356153	356021	355974
Грешка, %	0.06	0.01	0.01	0.02	0.01	0.04	0.06	0.01	0.00	0.00	0.04	0.05
Δp, Pa (измерено)	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369	244369
Δp, Pa (симулация)	249069	244727	245198	246419	243566	242270	249490	245186	245801	245745	243238	240937
Грешка, %	1.92	0.15	0.34	0.84	0.33	0.86	2.10	0.33	0.59	0.56	0.46	1.40
p _{in,tot} , Pa (симулация)	111445	115632	115143	113945	116713	117894	111010	115085	114473	114552	116933	119188
p _{out,tot} , Pa (симулация)	471863	477542	477388	478057	479904	484211	471205	477146	477266	479029	480295	484877
H _{imp} , m (симулация)	36.74	36.89	36.93	37.12	37.02	37.34	36.72	36.91	36.98	37.15	37.04	37.28

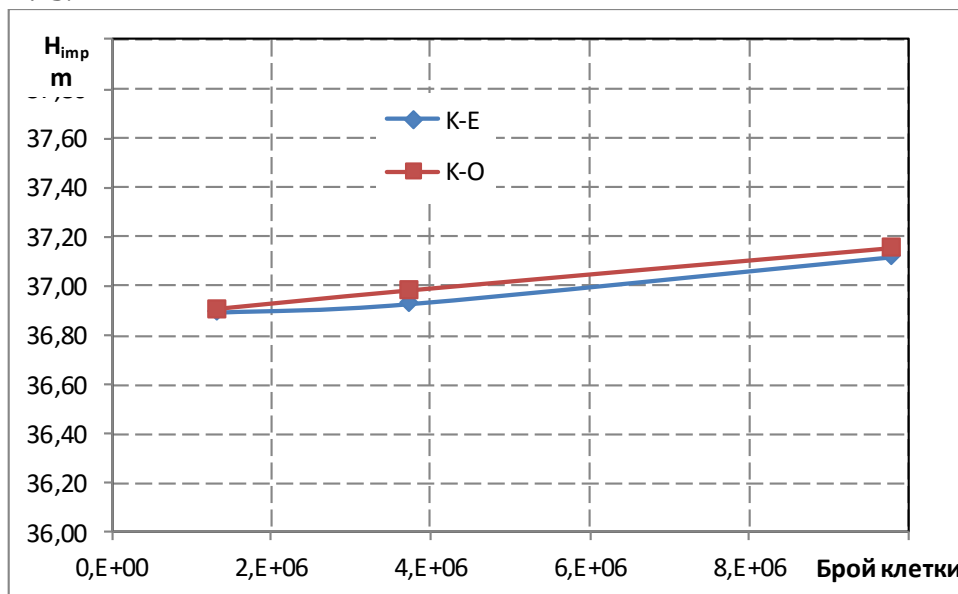
За да се обединят достоинства на двата модела, Ментер е предложил нов модел, наречен Shear Stress Transport (SST). Характерно за този модел е плавно превключване от $k - \epsilon$ модел, добре работещ в ядрото на течението, към $k - \omega$ модел, добре работещ в близост до стените (Pugachev, 2016).

В настоящата работа са проведени симулации с помощта на двата разгледани модела. Комбинациите от входни величини и резултатите от изчисленията са дадени в таблица 1.

РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

След провеждане на изчисленията трябва да се провери стойността на параметъра y^+ . За целта се създава поле на разпределение на y^+ по лопатката и стените на междуплатъчния канал. В литературните източници (Pugachev, 2016) се препоръчват стойности от 10 до 60 (най-много до 100). От резултатите, представени в таблица 1, се вижда, че на горното условие отговарят вариантите KE_0, SST_0 и SST_005(3).

За оценка качеството на изградените изчислителни мрежи са построени зависимости от напора на работното колело H_{imp} от броя контролни обеми на мрежата. Зависимостите са показани на фиг. 3.



Фиг.3. Зависимост на напора на работното колело от броя изчислителни клетки на мрежата.

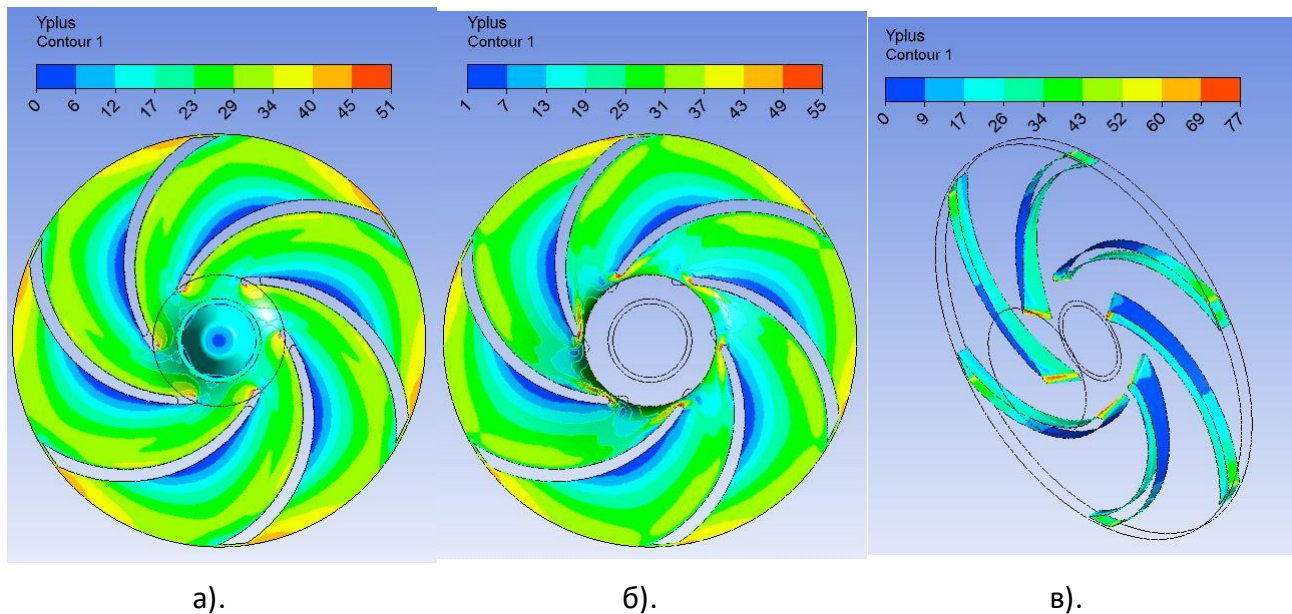
От фигурата става ясно, че при увеличаване на броя на клетките от 1331079 до 9787861, изчисленият напор на работното колело се увеличава от 36,89 m до 37,12 m при използване на $k - \epsilon$ модел, и от 36,89 m до 37,12 m при използване на SST модел. В първия случай напорът нараства с 0,6% в сравнение с първоначалния, а във втория – с 0,67%, докато броят на клетките нараства над седем пъти, което води до увеличаване на времето за изчисление. Установено е, че за работно колело, увеличаването на клетките няколко пъти над 10^6 води до увеличаване на напора с 0,5..1% (Pugachev, 2016). От тук следва, че вариантът SST_005(3) е с достатъчно гъста мрежа и не е необходимо допълнително увеличаване броят на изчислителните клетки, които са 1 631 310 на един междуплатъчен канал (препоръчва се между 500 000 и 2 000 000 (Pugachev, 2016)).

За валидиране на получените числени резултати, последните са сравнени с опитни данни от (Klimentov, 2010). Резултатите са показани в таблица 1. Величините, дадени в таблицата са: статично налягане при входа на работното колело p_{in} ; статично налягане при изхода на работното колело p_{out} ; повишаване на налягането в работното колело $\Delta p = p_{out} - p_{in}$. За

всяка от изброените величини са дадени оптично получени стойности, както и стойности, получени в резултат на симулационните изчисления. Относителна грешка на всяка от величините е пресметната по формулата:

$$\text{Грешка} = \frac{\Delta p_{\text{измерено}} - \Delta p_{\text{симулация}}}{\Delta p_{\text{измерено}}} \cdot 100\%. \quad (7)$$

Най-малка грешка се получава при варианта KE_005(1) - 0,15%. При него величината y^+ достига до $y^+ = 186,4$. Най-благоприятна комбинация между относителна грешка на Δp (0,56%) и стойност на y^+ (77,1), от гледна точка на изискванията, се наблюдава при варианта SST_005(3). От тук следва, че този вариант може да се използва за следващи симулационни изследвания на помпа 6E32. На фиг. 4 е показано разпределение на величината y^+ върху работните повърхнини на работното колело, получено при варианта SST_005(3).



Фиг. 4. Разпределение на величината y^+ върху работните повърхнини на работното колело, получено при варианта SST_005(3): а). върху основния диск; б). върху покривния диск; в). върху лопатките.

ИЗВОДИ

Разпределението на величината y^+ върху работните повърхнини на работното колело при варианта SST_005(1) ($y_{max}^+ = 77,1$) и получената относителната грешка на налягането Δp (0,56%) показват, че параметрите на изчислителна мрежа са коректно подбрани и изграденият модел може да се използва за бъдещи изследвания в средата на ANSYS CFX.

REFERENCES

1. Batunin, O. B., Kolomakova, D. A., Matveev, V. N., Popov, G. M., Shabliy, L. S. (2011). Calculation of the spatial structure of the flow in the stage of axial compressor in ANSYS CFX software package. Samara University.
2. Gulich, J. F., (2010) Centrifugal pumps. Second edition. Springer.
3. Lipej, A., Mitrevski, D. (2017). Wall Roughness Influence on the Efficiency Characteristics of Centrifugal Pump. Journal of Mechanical Engineering.
4. Klimentov, K. V. (2010) Investigation of centrifugal pumps performance with air-water two-phase flow. PhD dissertation. University of Ruse.
5. Pugachev, P. V., Svoboda, D. G. & Zharkovskiy, A. A. (2016). Calculation and design of turbomachines. Calculation of viscous flow in turbomachines using ANSYS CFX. University of Sankt-Peterburg.

FRI-SSS-EC-1

STUDY OF SOME OF THE MODERN METHODS OF TREATMENT OF HOSPITAL WASTE³

Viktoria Angelova – Student

Department of Technical and Natural Sciences,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Tel.: +3578198824
E-mail:viktor.angelova96@abv.bg

Assoc. prof. PhD Margarita Filipova

Department of Technical and Natural Sciences,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Phone: +35982444418
E-mail:mfilipoiva@uni-ruse.bg

Abstract: Abstract: The report discusses modern methods of hospital waste treatment. A high percentage of these concern hazardous waste. The quantities and the possibilities for their treatment have been studied at the University Hospital in Rousse.

Keywords: hazardous waste, hospital waste, waste treatment.

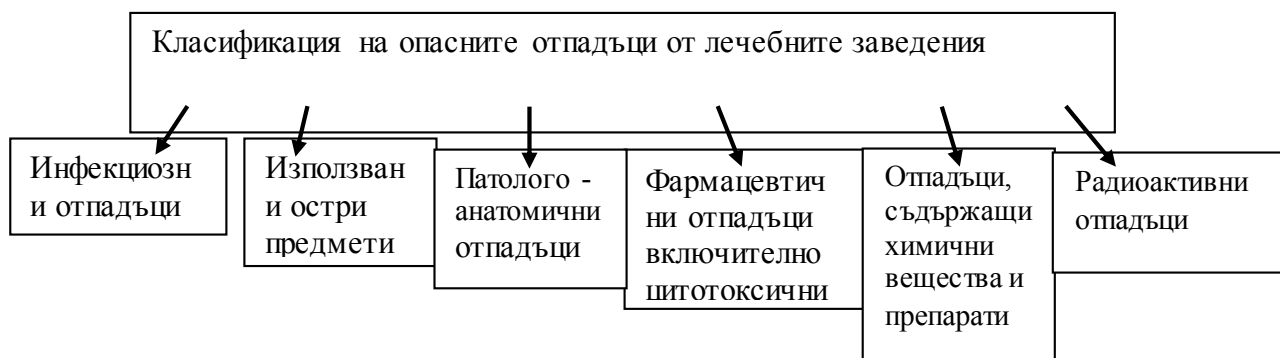
ВЪВЕДЕНИЕ

Устойчивото управление на непрестанно растящите количества отпадъци е едно от най-сериозните предизвикателства пред съвременното общество. Паралелно с нарастването на обема генерирани отпадъци, нарастват и тяхното разнообразие, сложност, токсичност и свързаните с това трудности и разходи по обезвреждането им.

Към тях се причисляват отпадъците от болничните заведения, които притежават много различни и специфични свойства.

Традиционните методи и технологии като депониране или изгаряне на този тип отпадъци се оказват скъпи, неефективни, неустойчиви и доста често - опасни за човешкото здраве, което налага търсенето на алтернативни подходи за решаване на проблема. То трябва да започне с изграждането на инсталации за съвременно третиране на болничните отпадъци.

Болничните отпадъци, подобно на всички останали, със своето количество и опасни свойства застрашават равновесието на естествените системи.



³ Докладът е представен на студентската научна сесия на 19 април 2019 в секция 1.1. среда с оригинално заглавие на български език: ОТПАДЪЦИ ОТ БОЛНИЧНИ ЗАВЕДЕНИЯ

Фиг. 1. Класификация на опасните отпадъци от лечебните заведения

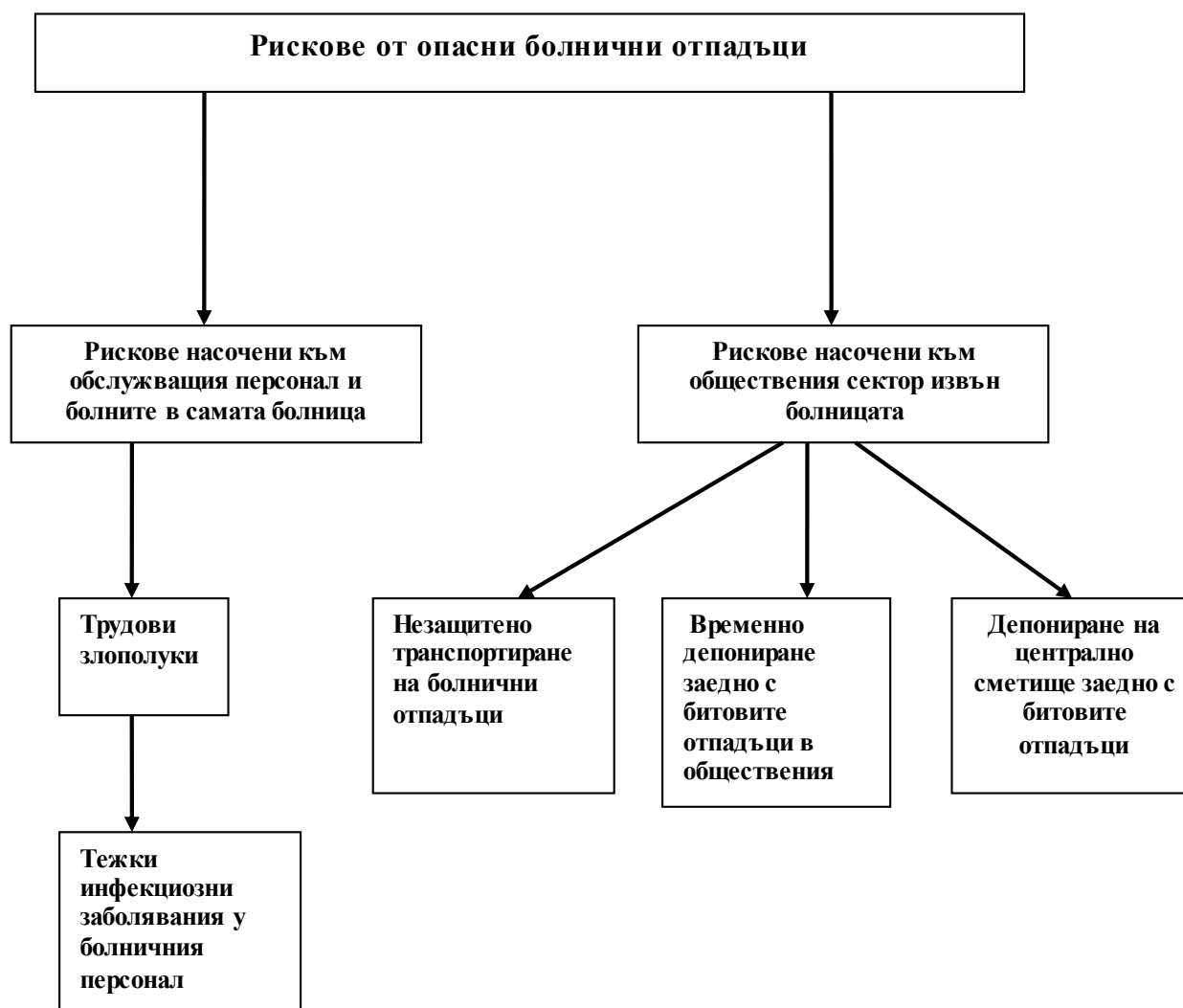
Отпадъците от лечебните заведения се класифицират като опасни въз основа на едно или на комбинация от следните свойства: съдържание на инфекциозни микроорганизми; цитотоксичност или генотоксичност, свързани със свойствата мутагенност, токсично за репродукция съдържание на токсични химикали, притежаващи оксидиращи, дразнещи, корозивни, запалими свойства и т.н.; радиоактивност; и съдържание на остри предмети.[1]

ИЗЛОЖЕНИЕ

Защо са опасни болничните отпадъци

Около 85 % от отпадъците на болниците са от общ характер, докато останалите 15 % са заразени с инфекциозни агенти (например микробиологични изследвания, кръв и кръвни продукти, отпадъци от пациенти със заразени болести, патологични видове).

Предмет на изследване са отпадъците от болничните заведения като заплаха за човешкото здраве и околната среда, а обект на изследването е проблемът с тяхното обеззаразяване и ликвидиране и екологичната ефективност на тези процеси.



Нормативна база за опасните отпадъци

България е приела комплексен подход към опазването на околната среда и управлението на отпадъците, залегнал в Закона за опазването на околната среда, Закона за управлението на отпадъците и редица подзаконови нормативни актове. Страната ни е поела редица ангажименти във връзка с прилагането на Европейското законодателство за отпадъците (Директива 94/67/ЕС), свързана с изграждането на инсталации за изгаряне опасни отпадъци, генерирани в страната и минимизиране на отпадъците, постъпващи в сметищата.[2]

№	Нормативни документи	
1.	Закон за управление на отпадъци	Този закон урежда екологосъобразното управление на отпадъците като съвкупност от права и задължения, решения, дейности свързани с образуването им и третирането им.
2.	НАРЕДБА № 12 от 6.11.1998 г. за изискванията, на които трябва да отговарят площадките за разполагане на съоръжения за третиране на отпадъци	С тази наредба се определят изискванията, на които трябва да отговарят площадките за разполагане на съоръжения за третиране на отпадъци.
3.	НАРЕДБА № 13 от 6.11.1998 г. за условията и изискванията за изграждане и експлоатация на депа за отпадъци.	С тази наредба се определят изискванията за изграждане и експлоатация на депа за депониране на битови, строителни, производствени и опасни отпадъци по смисъла на Закона за ограничаване на вредното въздействие на отпадъците върху околната среда (ЗОВВООС),
3.	Наредбата за разделно събиране на биоотпадъците, приета с Постановление № 275 на Министерския съвет от 2013 г. (ДВ, бр. 107 от 2013 г.).	С наредбата се определят: изискванията към дейностите по разделно събиране на биоотпадъците; подходящите за оползотворяване биоотпадъци и други биоразградими отпадъци; условията, при които компостът и ферментационният продукт, получени от дейности по оползотворяване на биоотпадъци.

Методи за третиране на опасни отпадъци

Най-голям дял в потока генерирани болнични отпадъци имат неопасните битови отпадъци, със средно като количество около 85-90% от всички образувани болнични отпадъци, които могат да са обект на третиране и обезвреждане според стандартните методи за управление на неопасни отпадъци.

Поради това, първата стъпка при третиране и обезвреждане на болнични отпадъци е да се гарантира, че частта от отпадъците от здравното заведение с характер на битовите са депонирани на депа за твърди битови отпадъци, рециклирани или изгорени в съоръжения за битови отпадъци. Оставащата фракция от опасни болнични отпадъци е около 10-15 %. Нейното третиране и обезвреждане има следните цели:

- унищожаване на живите микроорганизми;

- разрушаване, трансформиране на използвани фармацевтични продукти и лекарствени средства до безопасни форми на отпадъци;
- унищожаване на остри и други видове материали, които могат да причинят физическо нараняване;
- крайно обезвреждане / разрушаване на телесни части органи, кръв и други органични материали;
- предотвратяване и минимизиране на вторичните влияния причинени от методите за обезвреждане;

Основните методи, които се използват са изгаряне, автоклавиране, микровълнова дезинфекция и химична дезинфекция. В повечето случай изгарянето се приема като основен метод за ликвидиране на този тип отпадъци.

След пълното изгаряне на медицински отпадъци теглото и обема на отпадъците намалява до 95 %.

Основните предимства на инсинераторите за опасни болнични отпадъци се заключават в следното:

- Този метод за изгаряне на отпадъци е подходящ за широк кръг от опасни отпадъци, като силно запалими, летливи, токсични и инфекциозни отпадъчни потоци, които не трябва да се депонират;
- Инсинератори са проектирани да бъдат напълно в съответствие с изискваните емисионни норми;
- Съдържанието на влага в отпадъците не причинява никакъв проблем;
- Произвежда се чиста пепел в малки обеми;
- Не се образуват диоксини, дори с добавяне на хлор;
- Замърсители като хлор и сяра, се свеждат до киселинна форма;
- Възможност за възстановяване на енергията.
- Много ниски разходи за инвестиции и експлоатационна поддръжка.
- Намаляване на теглото и обема на отпадъците
- Генериране на значителни атмосферни емисии на замърсители и необходимост от периодично отстраняване на шлака и пепел; тъй като температурата е под 800° C, методът е неефективен за разрушаване на термоустойчиви химикали и препарати (в частност цитотоксични препарати).

При прилагането на тези методи трябва да се спазват процедурите за потвърждаване на ефективността и за мониторинг на компонентите на околната среда.

ИЗВОДИ

Управлението на отпадъците се осъществява с регламентирана йерархия, като първи приоритет е предотвратяване образуването на отпадъците и окончателно обезвреждане на отпадъците, които не могат да бъдат предотвратени или оползотворени.

Основният метод за обезвреждане на опасни отпадъци е изгарянето. Инсинераторите като големи, модерни съоръжения, са добър вариант за изграждане на едно централизирано съоръжение обслужващо множество генератори на болнични отпадъци в даден район, за да се намали до минимум риска за замърсяване на околната среда и за опазване на общественото здраве.

REFERENCES

1. Василева М., Трети инсинератор за болнични отпадъци откриха в София, Строителство, 2016
2. Вълкова П., Болница пуска автоклава за опасните отпадъци, Бряг, Русе
3. Закон за управление на отпадъците.

4. Национална програма за управление на дейностите по отпадъците, За чиста околна среда, Министерство на околната среда и водите, 2014

5. Спасов Ал., Методични подходи за определяне на свойство „инфекциозни“ на опасни болнични отпадъци при третирането им с алтернативни методи, С., 2005

FRI-SSS-EC-2

EXPERIMENTAL STUDY OF THE NOISE, GENERATED FROM HYDRAULIC SYSTEM WITH A CENTRIFUGAL FAN⁴

Katerina Encheva – Student

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,

University of Ruse “Angel Kanchev”

Tel.: +359 82 888 766

E-mail: katrin.encheva@gmail.com

Main assistant Nikolay Koachev, PhD

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,

University of Ruse “Angel Kanchev”

Phone: 082-888498

E-mail: nkovachev@uni-ruse.bg

Abstract: *The paper develops a methodology for conducting experimental studies of the noise from a centrifugal fan system. Experimental research has been done. The parameters that are tracked are the A-weighted sound pressure level and the sound pressure levels in the individual octal bands. The time-amplitude and frequency characteristics of the noise were obtained for 60 seconds. Statistical analysis were performed and a histogram of distribution of the sound pressure levels obtained under normal distribution law was obtained. The work shows the relationship between operating modes of the hydraulic system and the levels of emitted noise. It is important to realise the link between noise and operation and to prevent the health of the workers.*

Keywords: *noise, spectrum, octave bands, centrifugal fan, noise measurements, sound pressure levels*

ВЪВЕДЕНИЕ

Шумът, като безразборно съчетание на звуци с различна честота и амплитуда, съдържа полезна информация, която може да се анализира. На базата на подобен род изследвания може да се определят хигиенните показатели на емитирания шум, както и да се установи изправността на системите и устройствата, които генерират шум (Томов, В., 2003, Drosig, M., 2007, European Commission, 2005).

Цел на настоящото изследване е установяване влиянието на метода на регулиране на дебита върху емитираният шум на вентилационна уредба.

За изпълнението ѝ трябва да се решат следните основни задачи:

- Определяне на целевите параметри на шума, които да бъдат изследвани;
- Създаване на методика за оценка на шума при работа на вентилационна уредба;
- Провеждане на експериментално изследване на шума при регулиране на дебита по два начина: чрез промяна на ъгъла на лопатките на осов направляващ апарат и чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя;
- Анализ и оценка на получените резултати.

⁴ Докладът е представен на студентската научна сесия на 24.04.2018 в секция 1.1. с оригинално заглавие на български език: ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ШУМА, ГЕНЕРИРАН ОТ ХИДРАВЛИЧНА УРЕДБА С ЦЕНТРОБЕЖЕН ВЕНТИЛАТОР

ИЗЛОЖЕНИЕ

Методика за провеждане на експериментално изпитване на шума на хидравлична уредба с центробежен вентилатор.

За извършване на експериментални изследвания е използвана хидравлична уредба, в която основен елемент е центробежен вентилатор. Тя е от нагнетателен тип. Разположена е в лаборатория за изпитване на хидравлични и пневматични уредби в 9 корпус на Русенски Университет. Устройството на уредбата включва центробежен вентилатор за високо налягане, монтиран неподвижно върху стойка. Той засмуква въздух от атмосферата посредством направляващ апарат, като го подава в нагнетателен въздухопровод, съставен от четири участъка. Лопатките на входящия направляващ апарат се установяват на определен ъгъл посредством механизъм за управление. Върху изходящия фланец на вентилатора, който има правоъгълна форма, е присъединен преходен участък, който завършва с кръгло напречно сечение. Между правите тръбни участъци е монтирана стандартна бленда с диаметър на отвора $d=0,14$ m. За отвеждане на статичното налягане във всяко от сеченията са монтирани по четири щупера, свързани в общи колектори. Вентилаторът се задвижва от асинхронен електродвигател 29 тип 4AM100L2-0M2 с мощност 5,5 kW, номинална честота на въртене 2880 min^{-1} и коефициент на полезно действие 87,5 %. Електродвигателят е монтиран фланшово върху спиралното тяло, а въртящият момент от вала му се предава на работното колело посредством шпонково съединение.

Според Климентов и Стоянов, за определяне показателите на вентилатора при различните видове изпитвания към опитната уредба са свързани пиезометър за измерване на статичното манометрично налягане в отделните сечения на нагнетателния въздухопровод; термодвойка с отчитащо устройство за отчитане температурата на въздуха; диференциален манометър за определяне разликата между наляганията между две сеченията; индуктивен преобразувател, свързан с отчитащо устройство за измерване честотата на въртене на вентилатора; ватметър за определяне на електрическата мощност при входа на честотния инвертор или електродвигателя. Освен изброените уреди, в помещението където се провежда изпитването е необходимо да има: уред за определяне на атмосферното налягане (барометър), термометър за определяне температурата на атмосферния въздух и уред за определяне относителната влажност на въздуха (психометър) (Климентов, К., С. Стоянов, К. Стоев, 2017).

За измерване на шума е използван шумомер SVANTEK 971 (фигура 1)⁵, монтиран на трипод. Шумомерът притежава вграден октавен филтър, с който са направени спектралните анализи на шума от вентилатора. Извършени са измервания на нивото на звуковото налягане по скала А на шумомера и в отделните октавни ленти. Продължителността на всяко измерване е 60 секунди, с цел намаляване на неопределеността на измерването. Зададени са 5 режима на дебита от минимален до максимален. Регулирането на дебита е извършено посредством честотен инвертор, с който се захранва електродвигателя на вентилатора. Честотата на въртене на вала на електродвигателя се регулира в границите от 700 min⁻¹ до 2880 min⁻¹. В резултат на това дебитът се променя от 0 до 0,8 m³/s (Ковачев, Н., 2008, Мирчев, П., В. Овчаров, 1981).

За всяко нарастване на дебите с 0,2 m³/s е измерен шума в продължение на 1 min. Резултатите се съхраняват във вградената памет на устройството, след което са свалени на компютър, където е извършена обработка и са получени и анализирани резултатите от измерването.

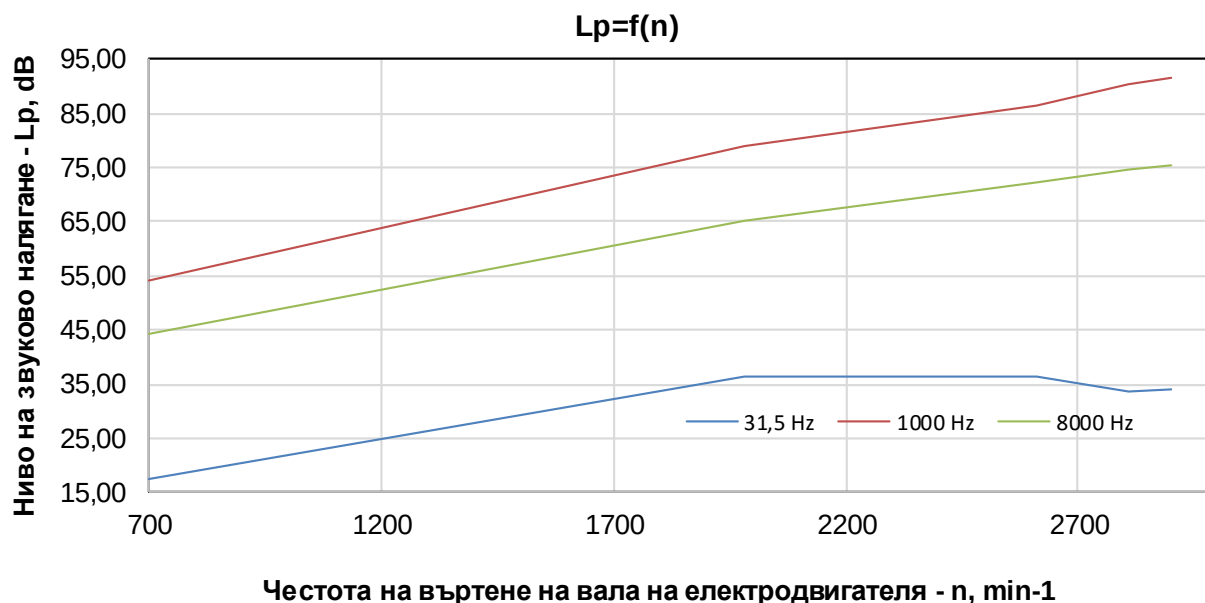


Фиг. 1 Шумомер Svantek 971²

Анализ на получените резултати

За обработка на резултатите са използвани софтуерните продукти EXCELL и STATISTIKA 10.

На фигура 2 е представена зависимостта на нивото на звуково налягане от честотата на въртене на вала на електродвигателя. Избрани са 3 октавни честотни ленти. Съответно - ниска, средна и висока честотна лента – 31,5, 1000 и 8000 Hz.

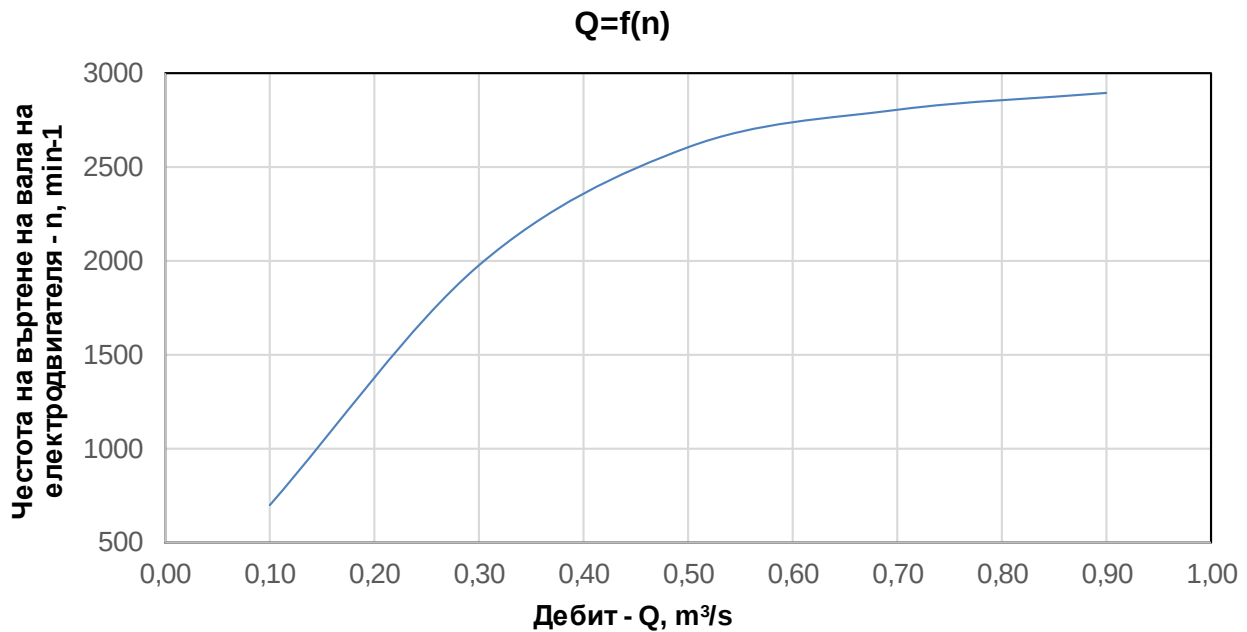


Фиг. 2 Зависимост на нивото на звуково налягане от честотата на въртене на вала на електродвигателя за ниска, средна и висока честота на шума

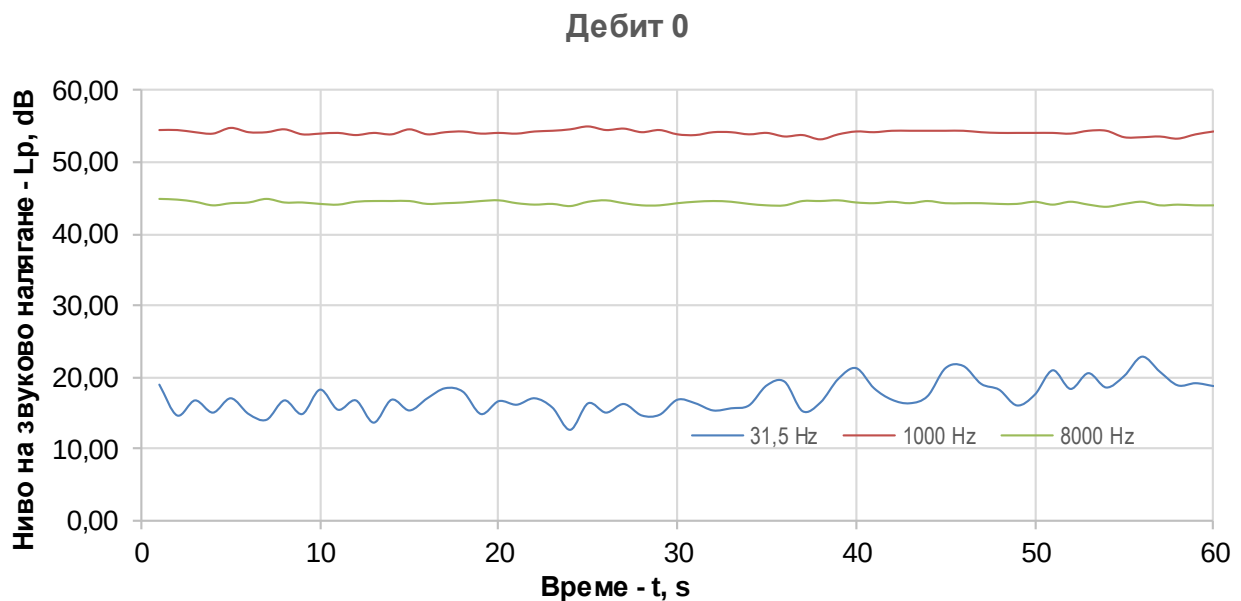
Анализът на графиките показва нарастване на шума с увеличаване на честотата на въртене. Очаквано, най-високи са нивата на звуково налягане в средните честоти, към които и

⁵ <http://www.healthandsafetyevents.co.uk/HtmlEditor/Assets/HealthSafety/svan%20971.jpg>

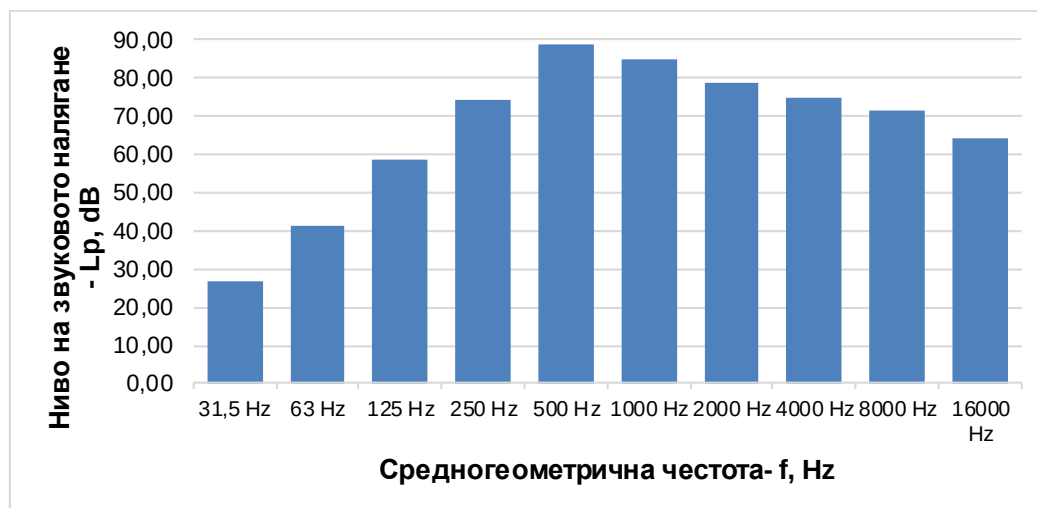
човашкото ухо е най-чувствително. Нивата на звуково налягане при 1000 Hz варираят от 55 dB до 89 dB. При високите честоти нарастването е почти по права линия, като стойностите са от 45 dB до 75 dB. В октавна честотна лента със средногеометрична честота 31,5 Hz нивата са най-ниски от 17 dB до 35,5 dB, като се отчита намаляване на стойностите към 2900 min⁻¹.



Фиг. 3 Зависимост на дебита от честотата на въртене на вала на електродвигателя



Фиг. 4 Динамика на нивото на звуково налягане в измервателния интервал от време при дебит 0



Фиг. 5 Спектрално разпределение на нивата на звуково налягане в октавни честотни ленти при дебит 0,2 m³/s

Таблица 1. Нива на звуково налягане в октавни ленти при различни дебита

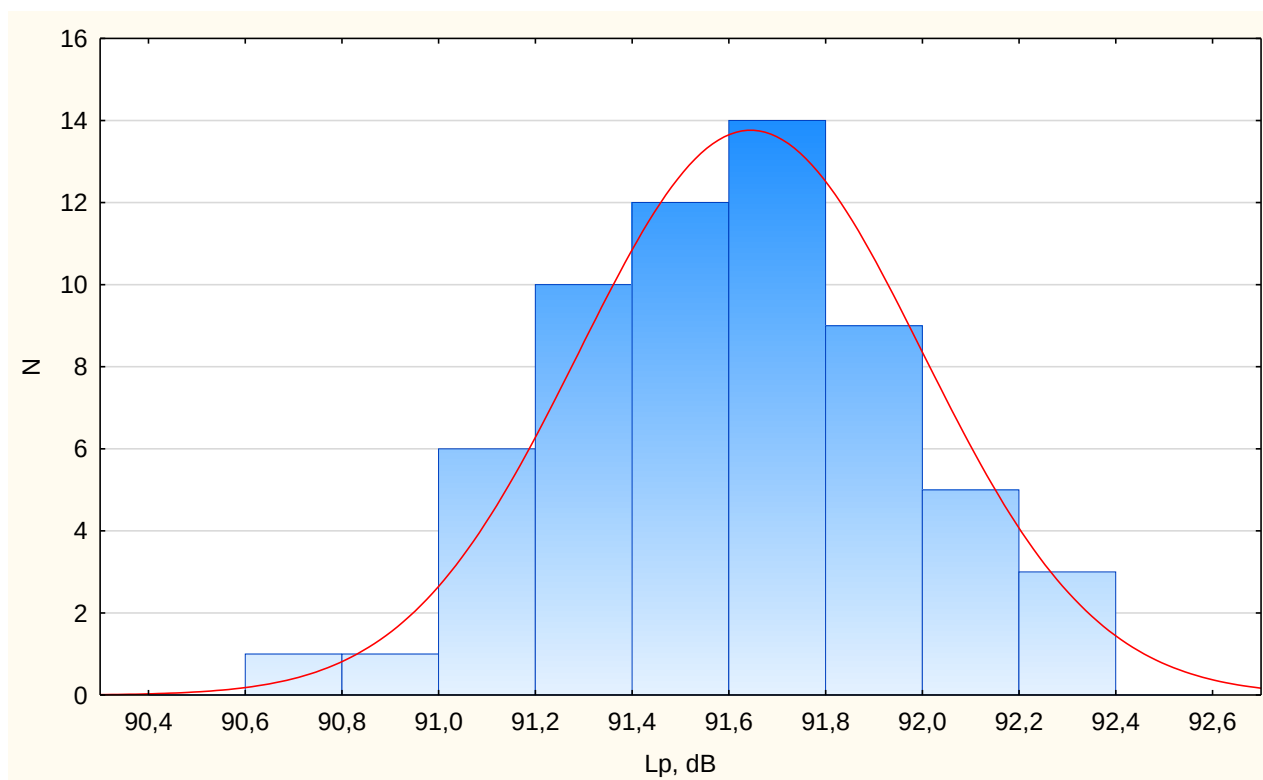
Честота min ⁻¹	Октавна честотна лента със средногеометрична честота										Total A
	31,5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	16 kHz	
700	17,31	33,35	49,04	46,87	58,09	54,15	52,69	45,27	44,34	45,53	61,16
1980	36,27	48,04	61,91	72,03	83,64	79,11	74,10	69,84	65,00	54,64	85,60
2610	36,58	52,17	65,65	76,20	87,98	86,58	81,39	77,42	72,40	61,77	91,23
2810	33,78	52,55	66,01	77,88	100,67	90,37	83,44	79,53	74,56	64,51	101,15
2900	34,07	52,56	65,89	78,31	97,09	91,64	84,37	80,30	75,30	65,42	98,44

На фигура 3 зависимостта на дебита от честотата на въртене на вала на електродвигателя нараства по логаритмичен закон. Като в интервала от 0,1 до 0,4 m³/s, характеристиката е много стръмна.

При избран дебит 0,2 m³/s, с минимални нива на звуково налягане е получена динамиката на нивото на звуково налягане в измервателния интервал от време, посочена на Фигура 4. Това е направено за 3 октавни честотни ленти, за да се визуализира значителната дисперсия на нивата при ниските честоти. При октавна честотна лента със средногеометрична честота 8000 Hz линията е почти права линия, което показва стабилност при измерените във времето резултати.

При избран дебит 0,2 m³/s на Фигура 5 е спектралното разпределение на нивата на звуково налягане в октавни честотни ленти, а в Таблица 1 са показани стойностите на нивата на звуково налягане при останалите дебита, съответно при различни честотина въртене на вала на електродвигателя на центробежния вентилатор.

С използване на програма за статистическа обработка STATISTIKA 10 е получена хистограмата на Фигура 6. Те показва разпределението на нивата на звуково налягане по нормален закон. Избрана е точката, отговаряща на дебит 0,2 m³/s. При измервана на шума с продължителност 60 секунди, са получени 60 стойности, разпределени по начин, посочен на фигурата, като максимумът на стойностите е между 91,6 и 91,8 dB.



Фиг. 6 Хистограма на разпределение на нивата на звуково налягане по нормален закон

На базата на извършените измервания са направени изводите, посочени по-долу.

ИЗВОДИ

- Установено е нарастване на нивото на звуково налягане с увеличаване на честотата на шума при постоянна честота на въртене на вала на електродвигателя;
- Установена е логаритмична зависимост на нарастване на дебита в увеличаване на честотата на въртене на вала;
- При високите честоти нарастването е почти по права линия, като стойностите са от 45 dB до 75 dB. В октавна честотна лента със средногеметрична честота 31,5 Hz нивата са най-ниски от 17 dB до 35,5 dB, като се отчита намаляване на стойностите към 2900 min⁻¹;
- Дисперсията на стойностите на нивата на звуково налягане намалява с увеличаване на честотата на шума и дебита;
- Статистическата обработка на резултатите от 60 стойности показва разпределение на нивата по нормален закон;
- При нормалния закон на разпределение максимумът на стойностите е между 91,6 и 91,8 dB.

REFERENCES

1. Kovachev, N., 2008 Comparable measurement and analyses of the noise, generated by fan Sozopol, International scientific-technical conference, trans & motauto, IX. 2008. с.102-105. (**Оригинално заглавие:** Ковачев Н. Сравнително измерване и анализ на шума на вентилационна уредба. Созопол. XV Международна научно-техническа конференция, trans & motauto, IX. 2008. с.102-105).
2. Mirchev, P., V. Ovtcharov. 1981 Noise from machines and the machine manufacture. Sofia. SE "Techniques" (**Оригинално заглавие:** Мирчев, П. Т., В. Г. Овчаров. Шумът в машините и машиностроителното производство. София, ДИ "Техника", 1981.)
3. Klimentov, K, S. Stoyanov, S. Stoev, (2017), Laboratory equipment for energetic measurements of a centrifugal fan, in accordance with ISO 5801:2007, University of Ruse, Student

conference SSC 2016, ISSN 1311-3321. (**Оригинално заглавие:** Станислав С., К. Стоев, научни ръководители: доц. д-р Климент Климентов, гл.ас.д-р Борис Костов, Лабораторна уредба за енергетични изпитвания на центробежен вентилатор съгласно ISO 5801:2007, ISSN 1311-3321, Сборник доклади на студентска научна сесия – ЧНС'16, Русе, 2017)

4. Tomov, V., 2003 Risk Theory. Analises and risk ratings in the manufacture. Monogrphy. Ruse. University of Ruse. (**Оригинално заглавие:** Томов, В. Теория на риска. Анализ и оценка на риска в производството. Монография. Русе, Русенски университет "Ангел Кънчев", 2003. 440 с.)

5. Drosch, M. (2007) Dealing with Uncertainties. A Guide to Error Analysis. Springer, Wien, Austria.

6. European Commission Reducing the risks from occupational noise Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities 2005.

FRI-SSS-EC-3

ANALYSIS OF THE NOISE GENERATED AT DIFFERENT OPERATION REGIMES OF A HYDRAULIC SYSTEM WITH A CENTRIFUGAL FAN⁶

Kremena Kostova, Viktoriya Petkova – Students

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Tel.: +359 82 888 766
E-mail: k.kostovaa@abv.bg

Main assistant Nikolay Koachev, PhD

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Phone: +359 82 888 498
E-mail: nkovachev@uni-ruse.bg

Abstract: The paper develops a methodology for conducting experimental studies of the noise from a centrifugal fan system. It was controlled using 2 methods – variation of the rotational speed of the fan's shaft and with variable inlet vanes. Experimental research has been done. The parameters that are tracked are the A-weighted sound pressure level and the sound pressure levels in the individual octave bands. The time-amplitude and frequency characteristics of the noise were obtained for 60 seconds. The work shows the relationship between operating modes of the hydraulic system and the levels of emitted noise under different control methods.

Keywords: fan regulation, noise, spectrum, octave bands, centrifugal fan, noise measurements, sound pressure levels

ВЪВЕДЕНИЕ

В опазването на околната среда, използването на хидравлични и пневматични системи и устройства е изключително важно. Това се дължи отчасти на факта, че компонентите на околната среда, които са най-уязвими на поява и разпространение на замърсителите имат флуиден характер – вода и въздух. При използване на познатите схеми на третиране възниква въпросът за тяхното актуализиране и оптимизиране на работата им, с цел редуциране на енергийното потребление и намаляване на шума. Това прави актуална темата на едно такова изследване и анализ (Томов, В., 2003, Drosig, M., 2007, European Commission, 2005).

Разработките, свързани с анализ на шума, могат да намерят редица приложения в практиката. В настоящата работа е извършено изследване на шума, генериран от пневматична уредба с центробежен вентилатор, като са сравнени 2 метода на регулиране на дебита, по отношение на генерирания шум

Целта на работата е да се извърши експериментално изследване на шума и при регулиране дебита на уредба с центробежен вентилатор

Задачи, които следва да се решат са следните:

- Разработване на методика за експериментално изследване на шума;
- Провеждане на измерване на шума;
- Анализ на получените резултати и изводи.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Методика за извършване на експериментално сравнително изследване на шума от хидравлична уредба с центробежен вентилатор

⁶ Докладът е представен на студентската научна сесия на 19.04.2018 в секция 1.1., с оригинално заглавие на български език: СРАВНИТЕЛНО ИЗМЕРВАНЕ НА ШУМА, ГЕНЕРИРАН ОТ ХИДРАВЛИЧНА УРЕДБА С ЦЕНТРОБЕЖЕН ВЕНТИЛАТОР, ПРИ ДВА МЕТОДА НА РЕГУЛИРАНЕ НА УРЕДБАТА

За провеждане на изпитванията е използвана уредбата, посочена при (Климентов, К., С. Стоянов, К. Стоев, 2017). За измерване на шума е използван шумомер SVANTEK 971 (фигура 1)⁷, монтиран на трипод. Шумомерът притежава вграден октавен филтър, с който са направени спектралните анализи на шума от вентилатора. Извършени са измервания на нивото на звуковото налягане по скала А на шумомера, както и в отделните октавни ленти. Продължителността на всяко измерване е 60 секунди, с цел намаляване на неопределеността на измерването. Зададени са 5 режима на дебита - от минимален до максимален. Регулирането на дебита е извършено по два начина: посредством честотен инвертор, с който се захранва електродвигателя на вентилатора и чрез входящ направляващ апарат. При първият начин на регулиране, честотата на въртене на вала на електродвигателя се регулира в границите от 700 min⁻¹ до 2880 min⁻¹. В резултат на това дебитът се променя от 0 до 0,8 m³/s. Лопатките на входящия направляващ апарат при вторият метод на регулиране се установяват на определен ъгъл посредством механизма за управление. Върху изходящия фланец на вентилатора, който има правоъгълна форма, е присъединен преходния участък, който завършва с кръгло напречно сечение (Климентов, К., С. Стоянов, К. Стоев, 2017).



Фиг. 1 Шумомер Svantek 971²

Принципът на методът за измерване на дебита се основава в инсталирането на дроселиращо устройство (бленда, тръба на Вентури) в тръбопровода, през който преминава цялото количество флуид. Дроселиращото устройство създава разлика между статичните налягания преди и след себе си. Дебитът може да бъде определен след измерване на тази разлика, ако е известна зависимостта между нея и дебита на флуида. Тази зависимост се нарича още тарировъчна характеристика на дебитомера. Приема се, че дроселиращото устройство е геометрично подобно на устройство с известна тарировъчна характеристика, получена опитно в същите условия на работа

Грешката на дебита се определя съгласно **ISO 5167** (Климентов, К., С. Стоянов, К. Стоев, 2017).

За всяко нарастване на дебитите с 0,2 m³/s е измерен шума в продължение на 1 min. Резултатите се съхраняват във вградената памет на устройството, след което са свалени на компютър, където е извършена обработка и са получени и анализирани резултатите от измерването.

Извършват се измервания на шума по скала А и в честотния спектър с ширина една октава. За провеждане на измерванията на шума е избрана една точка на разстояние 1 m от контура на уредбата (Ковачев, Н., 2008, Мирчев, П., В. Овчаров, 1981).

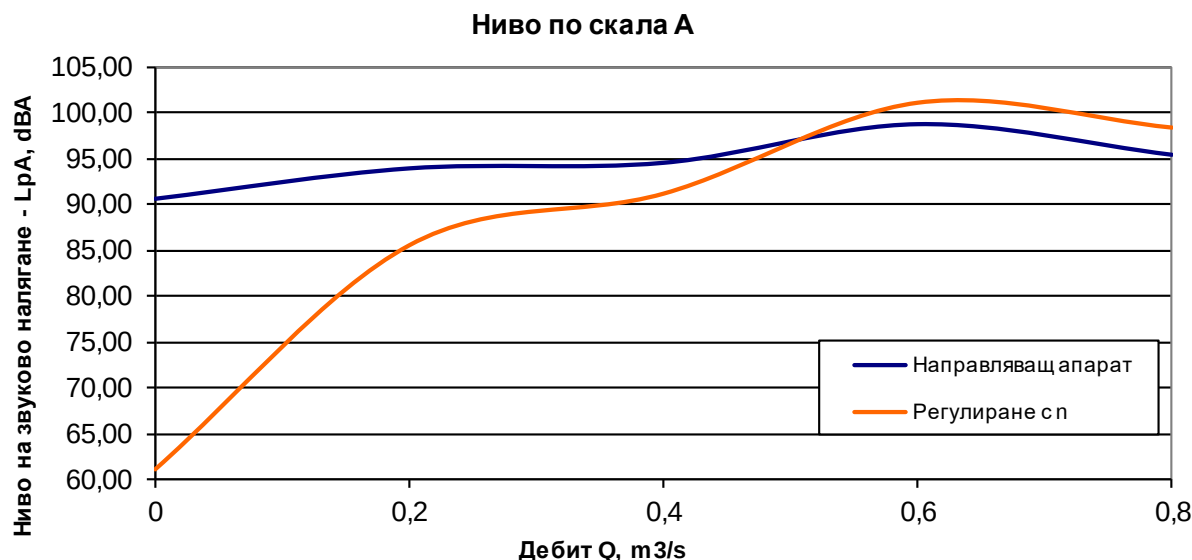
Провеждане на експериментално изследване и анализ на получените резултати

Чрез провеждане на измерванията по методиката, описана по-горе, са получени, които са представени графично на следващите фигури. На фигура нивото на звуковото налягане по скала А, е представено във функция на дебита, на шума, измерен при регулиране на дебита по 2 метода – чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя и посредством входа направляващ апарат при входа на вентилатора. Вижда се значителната разлика при ниските дебити, която намалява с увеличаване на дебита, като при максималните дебити, шумът при регулиране чрез промяна на честотата на вала в по-висок от този, при регулиране с направляващ апарат. Шумът който при регулиране чрез направляващ апарат при входа на уредбата има стойност 90, 67 dBA при 0 m³/s, нараства до максималната си стойност при 0,6

⁷ <http://www.healthandsafetyevents.co.uk/HtmlEditor/Assets/HealthSafety/svan%20971.jpg>

m^3/s – нивото на звуково налягане L_p нараства до 98,81 dBA. При максималния дебит нивото на звуково налягане пада до 95,47 dBA. Шумът остава висок, а разликата между минималната и максималната стойност е едва 4,81 dBA.

При регулиране на дебита чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя, стойностите показват значителна димика. Разликата тук е над 37 dBA. И при този начин на регулиране, минималните нива съвпадат с минималния дебит на уредбата – 61,16 dBA. Следва значително повишаване на нивата на звуково налягане, като разликата в стойностите става отрицателна и при дебити над $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ те се запазва в полза на регулирането посредством направляващ апарат.



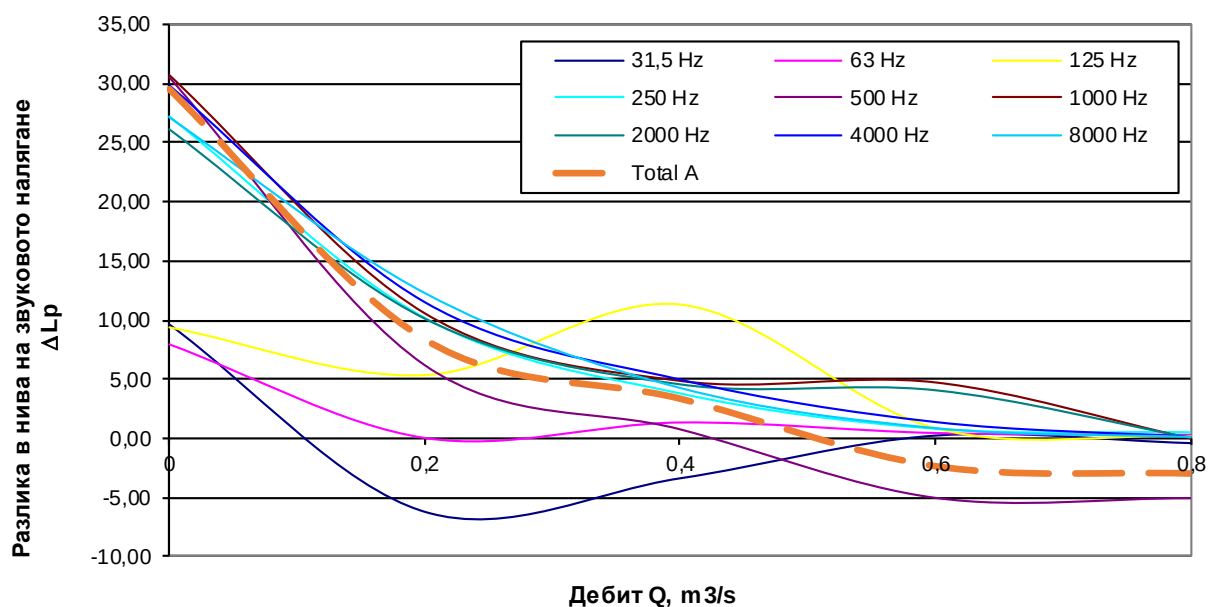
Фиг. 2. Ниво на звуковото налягане по скала A, във функция на дебита, на шума, измерен при регулиране на дебита по 2 метода – чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя и посредством входящ направляващ апарат при входа на вентилатора.

На следващата фигура 3, разликите в получените стойности за нивата на звуково налягане във всяка октавна честотна лента, както и по скала A, са представени във функция от дебита. Като цяло има сходни тенденции на кривите. При ниските честоти разликата е значителна, в полза на шума при регулиране с честотата на въртене. Докато при повишаване на честотата разликата става отрицателна. Интересно поведение има кривата при 125 Hz. Тя следва останалите криви, но при дебит $0,4 \text{ m}^3/\text{s}$ показва локален максимум и разлика 11,7 dB.

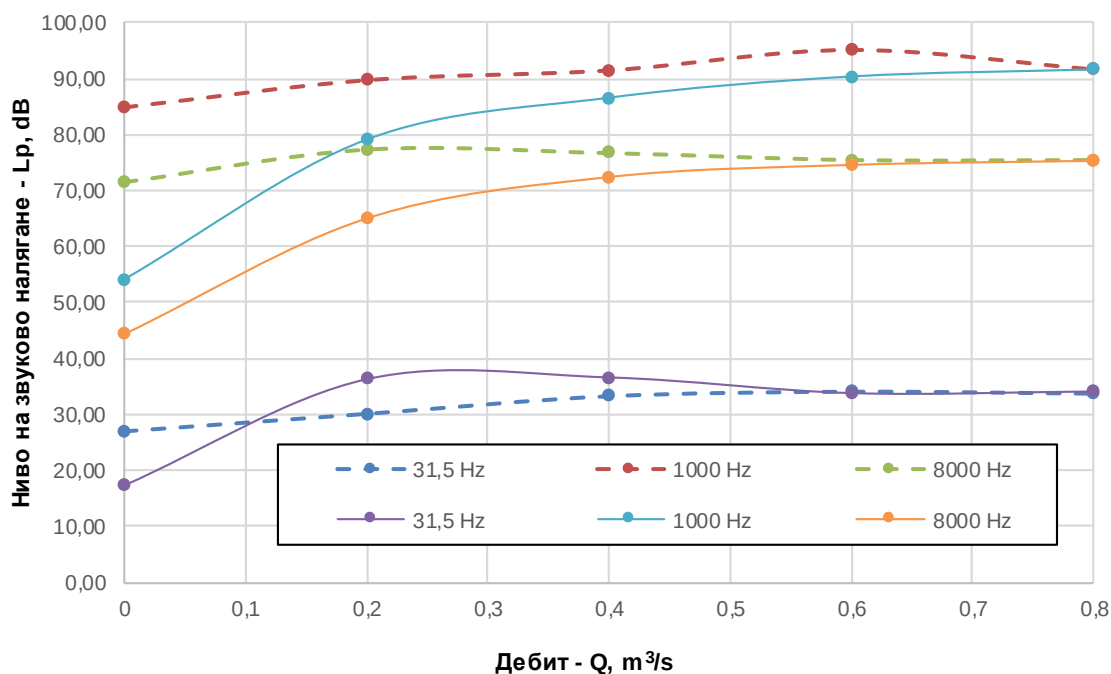
Таблица 1. Разлика в нивата на звуковото налягане в отделните октавни ленти, както и на нивото по скала A във функция от дебита на уредбата.

Дебит Q, m^3/s	LpA, dBA		Разлика Δ , dB								
	ОНА	чрез п	31,5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz z
0	90,67	61,16	9,63	7,95	9,38	27,21	30,51	30,71	26,12	29,83	27,14
0,2	93,99	85,60	-6,20	0,04	5,35	10,19	6,20	10,59	10,13	11,53	12,30
0,4	94,60	91,23	-3,37	1,35	11,32	3,81	0,78	4,87	4,57	4,98	4,27
0,6	98,81	101,15	0,24	0,46	0,87	0,82	-5,02	4,74	4,08	1,39	0,88
0,8	95,47	98,44	-0,39	0,31	0,19	0,52	-5,04	0,00	0,07	0,13	0,12

Анализът на фигурата показва минимална разлика от -5 dB при октавна лента със средногеометрична честота 31,5 Hz при дебит $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$.



Фиг. 3. Ниво на звуковото налягане по скала А, във функция на дебита, на шума, измерен при регулиране на дебита по 2 метода – чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя и посредством входящ направляващ апарат при входа на вентилатора.



Фиг. 4. Ниво на звуковото налягане в отделни октавни ленти, във функция на дебита, на шума, измерен при регулиране на дебита по 2 метода – чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя (непрекъсната линия) и посредством входящ направляващ апарат при входа на вентилатора (прекъсната линия).

Стойностите на разликите са представени в табличен вид в Таблица 1. За всяка стойност на дебита е показана точната стойност на нивото на звуково налягане във всяка октавна честотна лента. За общото ниво на шума, измерен по скала А на шумомера, са представени нивата при регулиране на дебита чрез осов направляващ апарат на входа – ОНА и чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя, посредством честотен инвертор. От

таблицата се вижда, че разликите при ниските честоти са значителни, като най-голямата измерена разлика е 30,51 dB при октавна лента 500 Hz и дебит 0.

На фигура 4 с непрекъсната линия са представени зависимостите на нивата на звуково налягане от дебита за ниски, средни и високи честоти при регулиране чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя. С прекъсната линия са показани същите зависимости при регулиране на дебита посредством входящ направляващ апарат при входа на вентилатора. Очевидни са максималните нива на шума при октавна честотна лента 1000 Hz.

ИЗВОДИ

- При увеличаване на дебита значително намалява разликата в емитирания шум при двата метода на измерване;
- Разликите при ниските честоти са значителни, като най-голямата измерена разлика е 30,51 dB при октавна лента 500 Hz и дебит 0
- При регулиране на дебита чрез промяна на честотата на въртене на вала на електродвигателя, стойностите показват значителна димика
- При ниски честоти се наблюдава значителна разлика в шума, като той е по-висок при регулиране с осов направляващ апарат;
- Шумът като цяло е най-висок при честота 1000 Hz;
- При ниски честоти изследвания вентилатор има минимални стойности на шума

REFERENCES

1. Kovachev, N., (2008) Comparable measurement and analyses of the noise, generated by fan Sozopol, International scientific-technical conference, trans & motauto, IX. 2008. с.102-105. (**Оригинално заглавие:** Ковачев Н. Сравнително измерване и анализ на шума на вентилационна уредба. Созопол. XV Международна научно-техническа конференция, trans & motauto, IX. 2008. с.102-105).
2. Mirchev, P., V. Ovtcharov. (1981) Noise from machines and the machine manufacture. Sofia. SE "Techniques" (**Оригинално заглавие:** Мирчев, П. Т., В. Г. Овчаров. Шумът в машините и машиностроителното производство. София, ДИ "Техника", 1981.)
3. Klimentov, K, S. Stoyanov, S. Stoev, (2017), Laboratory equipment for energetic measurements of a centrifugal fan, in accordance with ISO 5801:2007, University of Ruse, Student conference SSC 2016, ISSN 1311-3321. (**Оригинално заглавие:** Станислав С., К. Стоев, научни ръководители: доц. д-р Климент Климентов, гл.ас.д-р Борис Костов, Лабораторна уредба за енергетични изпитвания на центробежен вентилатор съгласно ISO 5801:2007, ISSN 1311-3321, Сборник доклади на студентска научна сесия – ЧНС'16, Русе, 2017)
4. Tomov, V., (2003) Risk Theory. Analyses and risk ratings in the manufacture. Monography. Ruse. University of Ruse. (**Оригинално заглавие:** Томов, В. Теория на риска. Анализ и оценка на риска в производството. Монография. Русе, Русенски университет "Ангел Кънчев", 2003. 440 с.)
5. Drosig, M. (2007) Dealing with Uncertainties. A Guide to Error Analysis. Springer, Wien, Austria.
6. European Commission Reducing the risks from occupational noise Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities 2005.

FRI-SSS-THPE-3

AUTOMATED MEASURING SYSTEM FOR RECORDING HYDRAULIC MAGNITUDES⁸

Jenzgiz Husein – Student

Department of Technical and Natural Sciences,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Tel.: +359 88 792 1134
E-mail: just_1998@abv.bg

Yanko Yankov – Student

Department of Technical and Natural Sciences,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Tel.: +359 89 730 1477
E-mail: qnko_55@abv.bg

Assoc. Prof. Ivailo Nikolaev, PhD

Department of Heat, hydraulics and environmental engineering,
University of Ruse “Angel Kanchev”
Phone: +359 82 888 766
E-mail: nikolaev@uni-ruse.bg

Abstract: The aim of the present work is to design and create an automated measuring system that records the changing hydraulic variables - pressure and flow rate and record them in a file. A hydrophore installation with cycling variable flow and pressure and automated measuring system for it, was designed and built to achieve this goal. The system enables to measure and record over time the following hydraulic magnitude: pressure in the hydrophore vessel, pump pressure and flow rate in the pressure line. In addition to the measurement, it also serves for control, that accomplishes the cyclic mode of operation of the hydrophore installation. With reference to automated reporting and recording of the measured quantities, a special program for the programmable logic controller (PLC) of the measuring system has been created. With its help, the numerical values obtained from the transducers of the flow and pressure are cyclically averaged, functionally converted to a flow rate Q_x and the Push and P_{nx} pressures, and recorded in the controller's independent memory. Benefits of the system are: the excluding the subjective human factor in the reading of the magnitudes; recording them for one and the same time interval; the possibility, that measuring system to be used for measuring other physical magnitudes by the possibility for introducing the coefficients of the transformation functions; the autonomous operation of the measuring system.

Keywords: Hydrophore installation, hydrophore vessel, recording measuring system, hydraulic quantities, flow rate, pressure converter, pressure transducer, flow converter transducer

ВЪВЕДЕНИЕ

За измерване на дебита Q и налягането p се използват различни методи и уреди. Измерваните величини може да са установени или да са функция на времето. Поради тази причина измервателните устройства се делят на отчитащи и регистриращи. С отчитащите измерваната величина може да бъде отчетена само в даден момент от време, докато регистриращото устройство може да регистрира величината във времето върху носител – лента, диск, лист и др. Целта на настоящата работа е да се проектира и създаде автоматизирана измервателна система, която да регистрира изменящи се хидравлични величини – налягане и

⁸ Докладът е представен на студентската научна сесия на 19 април 2019 в секция 1.1 с оригинално заглавие на български език: АВТОМАТИЗИРАНА ИЗМЕРВАТЕЛНА СИСТЕМА ЗА РЕГИСТРИРАНЕ НА ХИДРАВЛИЧНИ ВЕЛИЧИНИ.

дебит и да ги записва във файл. За постигане на тази цел е необходимо да се изпълнят следните задачи:

1. Да се създаде хидравлична система с променящи се величини – дебит и налягане;
2. Да се проектира автоматизирана измервателната система с програмируем логически контролер (PLC);
3. Да се създаде програма за контролера за циклични измервания, която едновременно да измерва моментен обемен дебит и манометрично налягане през равни интервали от време и да ги записва в паметта на контролера.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Описание и принцип на действие на хидрофорната опитна уредба

За хидравлична система с променящи се хидравлични величини е избрана хидрофорна инсталация, тъй като дебитът и налягането в нея се променят циклично. Схема на уредбата е показана на фиг. 1 и има следната конструкция: центробежната помпа (4), задвижвана от електродвигателя (6), засмуква вода от открития резервоар (1) през смукателния кош (2) по смукателния тръбопровод (3) и по нагнетателния тръбопровод (13) я връща в резервоара. На изхода на помпата след обратния клапан (5) паралелно е свързан хидрофорния съд (12). С помощта на крана K_2 дроселно се регулира налягането и дебита на помпата (4), както и дебита към хидрофорния съд (12). Хидрофорния съд предварително е „зареден“ с въздух с начално налягане p_0 . Ако налягането на входа на хидрофора p_y е по-малко от p_0 , към съда не постъпва вода (той не се пълни), а уредбата работи в установен, нецикличен режим. В обратния случай част от дебита на помпата постъпва към хидрофора. Обемът на въздуха се свива и това довежда до увеличаване на налягането p_y в съда, а от там и до промяна на режим на работа на помпата и дебита към главния нагнетателен тръбопровод (13) и хидрофора (12).

Най-честият режим на работа на този тип уредби е цикличният с периодично включване и изключване на помпата и непрекъснато подаване на вода по нагнетателния тръбопровод (13). Проектираната автоматизирана измервателна система към уредбата освен за измерване служи и за управление, което да осъществи цикличния режим на работа на хидрофорната инсталация. В програмируеия логически контролер (10, PLC) предварително са зададени граничните управляващи налягания p_{y1} и p_{y2} , по-големи от p_0 и съответстващи на граничните нива A1 и A2 на водата в хидрофорния съд. Налягането в хидрофора p_y (текущото ниво A) се следи от PLC. При ниво на водата A под долното гранично ниво A1 ($p_y < p_{y1}$) PLC подава електрически сигнал Out 1 към управляващия електрически блок (8), а при ниво A над горното гранично ниво A2 ($p_y > p_{y2}$) – подава електрическия сигнал Out 2. Управляващият блок (8) при наличие на сигнал Out 1 включва помпата и тя работи до и подаване на сигнал Out 2 (достигане на ниво A2), след което управляващият блок спира помпата и не я включва докато не се подаде отново сигнал Out 1. През времето, в което помпата е изключена акумулираната енергия от свития въздух в хидрофора (12) се използва за подаване на вода от него към главния нагнетателен тръбопровод (13), т.к. обратният клапан (5) сработва и не допуска връщане на вода през помпата. По този начин се постига цикличен режим на работа и непрекъснато водоподаване по тръбопровод (13).

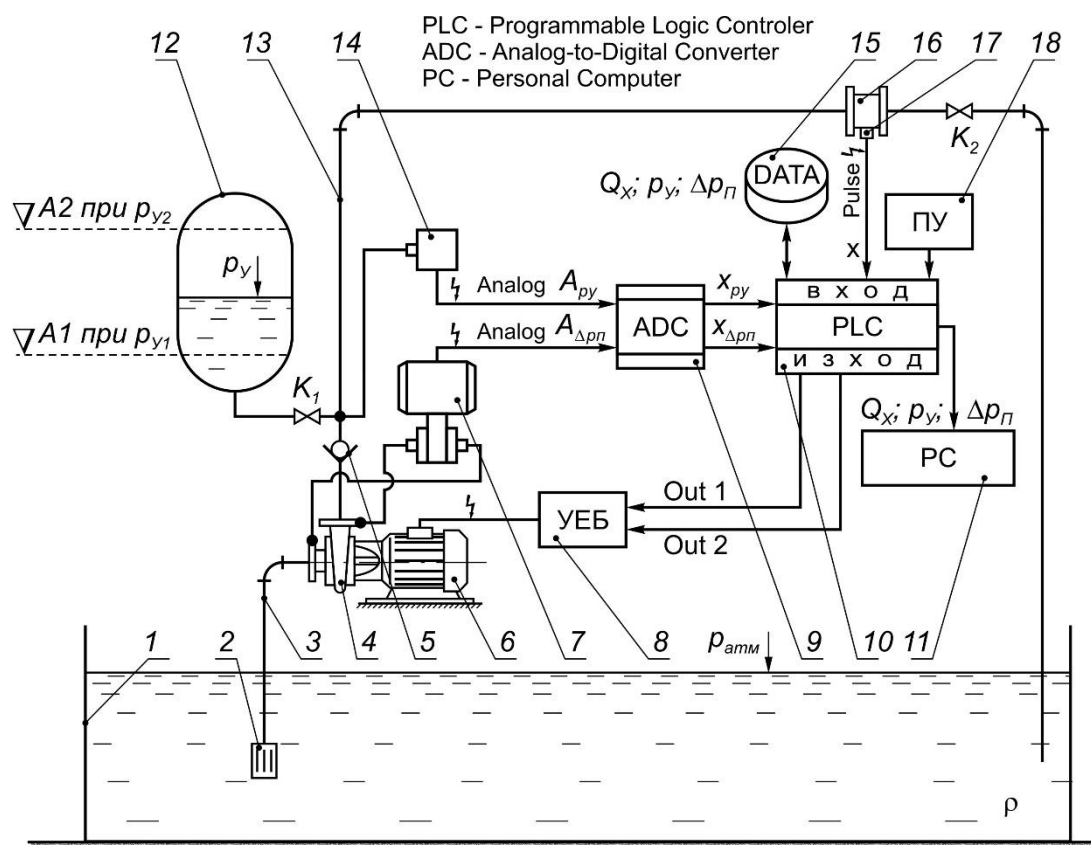
Ако кранът K_2 не е притворен достатъчно, налягането p_y в хидрофорния съд може да не достигне горната граница на налягане p_{y2} . В този случай също се установява постоянен режим на работа, а хидрофора остава частично запълнен. Кран K_1 служи за изолиране на хидрофорния съд от помпената система.

Описание и принцип на действие на автоматизираната измервателната система

Проектираната автоматизирана измервателна система дава възможност да се измерват и да се регистрират във времето следните хидравлични величини: налягането p_y в хидрофорния съд, налягането на помпата Δp_n и дебитът Q в нагнетателния тръбопровод (13). Налягането Δp_n представлява разликата между наляганията на изхода и входа на помпата.

Схемата на измервателната система също е показана на фиг. 1. Налягането p_y посредством тензометричния преобразовател на налягане (14) се преобразува в аналогов електрически сигнал A_{py} , а диференциалния тензопреобразовател (7) преобразува налягането Δp_{Π} в аналогов сигнал $A_{\Delta p_{\Pi}}$. И двата сигнала постъпват в аналоговия цифров преобразовател (9, ADC), който ги преобразува и дискретизира в цифрови стойности x_{py} и $x_{\Delta p_{\Pi}}$ и ги подава към контролера (10). Аналоговите сигнали представляват стойности на електрическия ток от 4 до 20 mA, а преобразуваните цифрови стойности – 12 битови цели числа от 0 до 4095.

Дебитът Q се измерва с помощта на монтирания на тръбопровод (13) тахометричен турбинен дебитомер (16), в който дебитът се преобразува в честота на въртене на турбинката. Честотата с помощта на индукционния преобразувател (17) се преобразува в импулсен електрически сигнал (x , Pulse) и се подава към цифровите входове на PLC за отчитане.



Фиг. 1. Принципна схема на уредба за измерване на автоматизирана регистрираща система на хидравлични величини

1 – открит резервоар, 2 – смукателен кош, 3 – смукателен тръбопровод, 4 – центробежна помпа, 5 – обратен клапан, 6 – електродвигател, 7 – диференциален тензопреобразовател на налягане, 8 – управляващ електрически блок, 9 – аналоговоцифров преобразувател, 10 – програмируем логически контролер, 11 – персонален компютър, 12 – хидрофорен съд, 13 – нагнетателен тръбопровод, 14 – тензометричен преобразувател на налягане, 15 – независима памет на PLC, 16 – тахометричен турбинен дебитомер, 17 – индукционен преобразувател, 18 – пулт за управление, K_1 – изолиращ кран, K_2 – регулиращ кран.

Свързаният към контролера пулт за управление (18) се използва за настройване на програмата за измерване, нулиране на независимата памет (15) на контролера и провеждане на циклични измервания, а персоналният компютър (11, PC) – за въвеждане параметрите на програмата, следене на измерването и извеждане на получените експериментални данни от паметта.

Описание на програмата за циклични измервания

Във връзка с автоматизираното отчитане и регистриране на измерваните величини е създадена специална програма. С нейна помощ се отчитат числови стойности, получени от преобразувателите на дебит и налягане, циклично се усредняват, функционално се преобразуват в дебит Q_x и налягания p_{yx} и $\Delta p_{пх}$ и се записват в независимата памет (15) на контролера.

Програмата дава възможност:

- Периодично, за едини същ интервал от време да се отчитат и натрупват числовите стойности x_{py} и $x_{\Delta pп}$, съответстващи на наляганията p_y и $\Delta p_{п}$. В контролера програмата работи с тактова честота 150 Hz и съответно отчитането на стойностите става с тази честота.

- За същия интервал от време да се преброяват импулсите x , съответстващи на дебита Q ;
- В края на всеки интервал на измерване $t_{изм}$ натрупаните стойности на x_{py} и $x_{\Delta pп}$ да се осредняват по време и да се определя средната честота n_x на импулсите x за интервала;
- Средните числови стойности на x_{py} , $x_{\Delta pп}$ и n_x от всеки интервал да се преобразуват в налягания p_{yx} и $\Delta p_{пх}$, и дебит Q_x с преобразуващи функции от типа:

- за налягането на хидрофора

$$p_{yx} = k_{py} * x_{py} + \text{offset}_{py}$$

- за налягането на помпата

$$\Delta p_{пх} = k_{\Delta pп} * x_{\Delta pп} + \text{offset}_{\Delta pп}$$

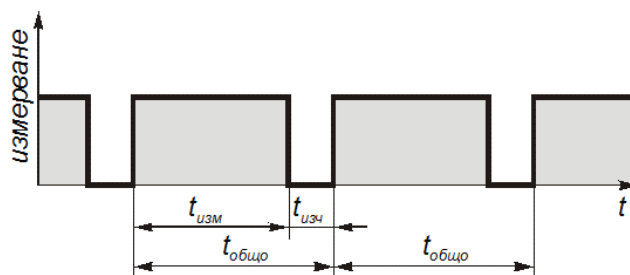
- за дебита

$$Q_x = k * n_x$$

и да се записват в независимата памет на контролера. Паметта на контролера е достатъчна за снемане на хидравличните величини от 279 цикъла на измерване;

- Да могат да се въвеждат коефициентите на преобразуващите функции: k_{py} , offset_{py} , $k_{\Delta pп}$, $\text{offset}_{\Delta pп}$ и k ;

- Да се задава от пулта за управление (18) времето за периода на циклично измерване $t_{общо}$, интервала на измерване $t_{изм}$ и интервала за изчакване $t_{изч}$ в рамките на един цикъл (фиг.2)



Фиг. 2. Времеви цикли на измерване

Така създадената и заредена в контролера (10) програма дава възможност той да работи автономно.

Методика за провеждане на измерванията и примерни резултати

Подготовка

Подготовката на уредбата преди пристъпване към измервания включва:

- стартиране на контролера (10), компютъра (11);
- стартиране на приложение STEP 7 MicroWIN в компютъра (11) и зареждане на изходния файл с програмата за циклични измервания;
- прехвърляне на програмата в контролера (10) (download) с помощта на STEP 7 MicroWIN (паметта на контролера е електрически независима и не е необходимо прехвърляне на програмата при всяко стартиране на контролера);

- въвеждане в контролера (10) на граничните налягания p_{y1} и p_{y2} , коефициентите на преобразуващите функции k_{py} , $offset_{py}$, $k_{\Delta p_n}$, $offset_{\Delta p_n}$ и k с помощта на STEP 7 MicroWIN (ако е необходимо);

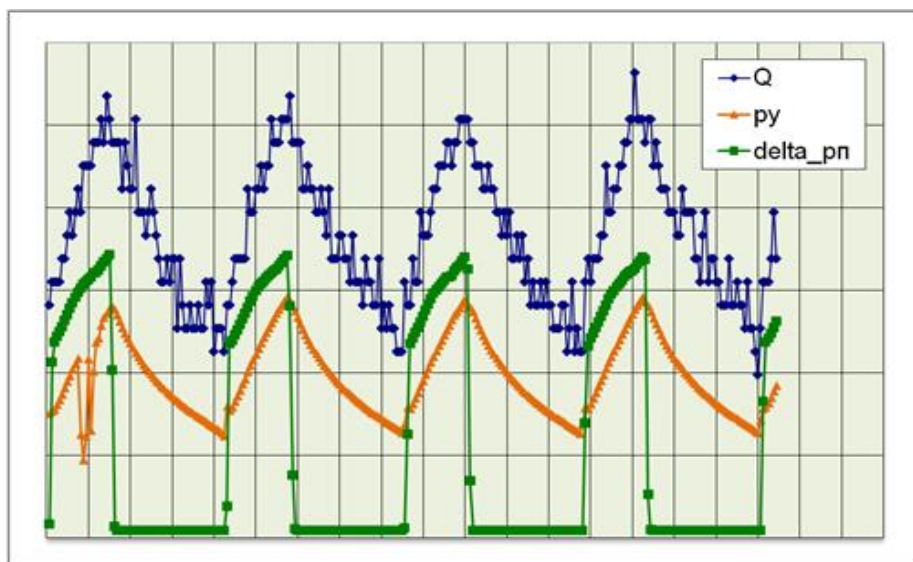
- настройване на времената $t_{общо}$, $t_{изм}$ и $t_{изч}$, от пулта за управление (18);
- при затворени кранове K_1 и K_2 се пускат електродвигателя (6) и центробежната помпа (4).

- отваря се кран K_1 и с помощта на кран K_2 дроселно се настройва цикличен режим на работа на хидрофорната инсталация.

Времето за измерване $t_{изм}$ трябва да бъде подбрано така, че колебанията в режима на работа на помпата 5 да не оказват влияние върху измерените стойности – да има повторемост на опитите, а времето за изчакване $t_{изч}$ да бъде достатъчно за да може да се опише изменението на величините за един цикъл с 30...60 отчетени величини и в същото време да се опишат 3...4 цикъла на работа на хидрофора.

Измервания

В произволно избран момент чрез пулта (18) се стартира програмата за измерване. Изчаква се докато се извършат $n = 279$ циклични измервания. С помощта на компютъра (11), измерените данни се прехвърлят в EXCEL и с негова помощ се представят графично времевите характеристики на проведените измервания:



Фиг. 3. Времевите характеристики на циклична работа на хидрофорна инсталация

- $Q = f(t)$;
- $p_y = f(t)$;
- $\Delta p_n = f(t)$,

с обща скала на времето t .

Примерна графика на времевите характеристики е показана на фиг. 2.

ИЗВОДИ

В заключение може да се каже, че създадената опитна уредба и измервателна система за регистриране на хидравличните величини дебит и налягане има следните предимства:

- изключва влиянието на субективния човешки фактор върху точността на измерванията;
- отчитането на величините става за един и същ интервал от време;
- намалява случайната грешка от колебанията в режима на работа на помпата и времето за измерване;

- позволява измерителната система да се използва и за измерване на други физични величини чрез възможността за въвеждане на коефициентите на преобразуващите функции;
- измервателната система работи автономно.

REFERENCES

1. Раичков Г. *Измерване и уреди в топлотехниката*. Академично издателство на УХТ, Пловдив, 2012.
2. Савчук, В. *Обработка резултатов измервания*. Физика, Одеса, 2002

UNIVERSITY OF RUSE „ANGEL KANCHEV“

UNION OF SCIENTISTS - RUSE



**58-TH ANNUAL SCIENTIFIC CONFERENCE
OF UNIVERSITY OF RUSE „ANGEL KANCHEV“
AND UNION OF SCIENTISTS - RUSE**

24-25 OCTOBER 2019

I N V I T A T I O N

**Ruse, 8 Studentska str.
University of Ruse
Bulgaria**

PROCEEDINGS
Volume 58, Series 1.2.

**Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment,
Ecology and Conservation
Agricultural machinery and technologies**

**Under the general editing of:
Assoc. Prof. Kaloyan Stoyanov, PhD**

**Editor of Volume 58:
Prof. Diana Antonova, PhD**

**Bulgarian Nationality
First Edition**

**Printing format: A5
Number of copies: on-line**

**ISSN 1311-3321 (print)
ISSN 2535-1028 (CD-ROM)
ISSN 2603-4123 (on-line)**

The issue was included in the international ISSN database, available at <https://portal.issn.org/>.
The online edition is registered in the portal ROAD scientific resources online open access



**PUBLISHING HOUSE
University of Ruse "Angel Kanchev"**