
EUROPEAN Journal of Technology and Design

Has been issued since 2013.
ISSN 2308-6505. E-ISSN 2310-3450
2015. Vol.(8). Is. 2. Issued 4 times a year

EDITORIAL BOARD

Dr. Kuvshinov Gennady – Sochi State University, Sochi, Russia (Editor-in-Chief)
Dr. Ariwa Ezendu – University of Bedfordshire, UK (Associate Editor-in-Chief)
PhD Petrochenkov Anton – Perm National Research Politechnic University, Perm, Russia
PhD Volkov Aleksandr – Sochi State University, Sochi, Russia
Dr. Jose K Jacob – Calicut University, Kerala, India
Dr. Coolen Frank – Durham University, Durham, United Kingdom
Dr. Ojovan Michael – Imperial College London, London, UK
Dr. Md Azree Othuman Mydin – University Sains Malaysia, Penang, Malaysia
Dr. Zaridze Revaz – Ivane Javakhishvili Tbilisi State University, Tbilisi, Georgia
Dr. Tsvetkov Viktor – Moscow State University of Geodesy and Cartography, Moscow, Russia
Dr. Utkin Lev – Saint-Petersburg Forestry University, Saint-Petersburg, Russia
Dr. Zhuk Yulia – Saint-Petersburg Forestry University, Saint-Petersburg, Russia

The journal is registered by Federal Service for Supervision of Mass Media, Communications and Protection of Cultural Heritage (Russia). Registration Certificate **ПМ № ФЦ 77 – 54155** 17.05.2013.

Journal is indexed by: **CrossRef** (UK), **EBSCOhost Electronic Journals Service** (USA), **Electronic scientific library** (Russia), **Global Impact Factor** (Australia), **Open Academic Journals Index** (Russia), **ULRICH's WEB** (USA).

All manuscripts are peer reviewed by experts in the respective field. Authors of the manuscripts bear responsibility for their content, credibility and reliability.

Editorial board doesn't expect the manuscripts' authors to always agree with its opinion.

Postal Address: 26/2 Konstitutcii, Office 6
354000 Sochi, Russia

Website: <http://ejournal4.com/>
E-mail: ejtd2013@mail.ru

Founder and Editor: Academic Publishing
House *Researcher*

Passed for printing 16.06.15.
Format 21 × 29,7/4.
Enamel-paper. Print screen.
Headset Georgia.
Ych. Izd. l. 4,5. Ysl. pech. l. 4,2.

Circulation 500 copies. Order № 8.

European Journal of Technology and Design

2015

Is.

2

Издается с 2013 г. ISSN 2308-6505. E-ISSN 2310-3450
2015. № 2 (8). Выходит 4 раза в год.

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Кувшинов Геннадий – Сочинский государственный университет, Сочи, Россия
(Гл. редактор)
Арива Эзенду – Университет Бедворшира, Великобритания (Зам. гл. редактора)
Волков Александр – Сочинский государственный университет, Сочи, Россия
Петrochenков Антон – Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия
Жук Юлия – Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова, Санкт-Петербург, Россия
Заридзе Реваз – Тбилисский государственный университет, Тбилиси, Грузия
Коолен Франк – Университет г. Дарем, Дарем, Великобритания
Мд Азри Отхуман Мудин – Университет Малайзии, Пенанг, Малайзия
Ожован Михаил – Имперский колледж Лондона, г. Лондон, Великобритания
Уткин Лев – Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова, Санкт-Петербург, Россия
Цветков Виктор – Московский государственный университет геодезии и картографии, Москва, Россия
Хосе К Якоб – Каликутский университет, Керала, Индия

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере массовых коммуникаций, связи и охраны культурного наследия (Российская Федерация). Свидетельство о регистрации средства массовой информации **ПИ № ФС 77 – 54155** 17.05.2013.

Журнал индексируется в: **CrossRef** (Соединенной королевство), **EBSCOhost Electronic Journals Service** (США), **Global Impact Factor** (Австралия), **Научная электронная библиотека** (Россия), **Open Academic Journals Index** (Россия), **ULRICH's WEB** (США).

Статьи, поступившие в редакцию, рецензируются. За достоверность сведений, изложенных в статьях, ответственность несут авторы публикаций.
Мнение редакции может не совпадать с мнением авторов материалов.

Адрес редакции: 354000, Россия, г. Сочи,
ул. Конституции, д. 26/2, оф. 6
Сайт журнала: <http://ejournal4.com/>
E-mail: ejtd2013@mail.ru

Учредитель и издатель: ООО «Научный
издательский дом "Исследователь"» -
Academic Publishing House *Researcher*

Подписано в печать 16.06.15.
Формат 21 × 29,7/4.
Бумага офсетная.
Печать трафаретная.
Гарнитура Georgia.
Уч.-изд. л. 4,5. Усл. печ. л. 4,2.
Тираж 500 экз. Заказ № 8.

C O N T E N T S

Investigation of Dynamics of Nano Fluid Abbas Salimi Fard, Farshad Farahbod	52
The Effect of Basic Parameters on the Quality of Effluent Waste Water Farshad Farahbod, Asieh Bahrami, Alison Zamanpour	56
On-Line Hydrogenerator Rotor Winding Condition Assessment Anastasiya B. Khorun	61
Mathematical Modeling of Dynamics Floating Bell E.A. Kuznetsova, S.S. Makarov	66
Modeling of Diagnostic System for Detectoin Torn-To-Turn Short Sircuits of Rotors Windings Turbogenerator Based on the Analysis of the Signal's by Measurements Standard Transducers Olga V. Liasova	72
Mathematical Modeling of Fluid Outflow from the Reservoir L.A. Mihalchenko, S.S. Makarov	79
Effect of Engine Oil in the Aftercooler of a 2HA4TERS Horizontally Balanced Opposed Air Compressor N.B. Sigimon, Jose K Jacob, A. Surendran	86

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 52-55, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.52

www.ejournal4.com



UDC 621

Investigation of Dynamics of Nano Fluid

¹ Abbas Salimi Fard

^{2*} Farshad Farahbod

¹ Islamic Azad University, Sirjan, Iran
Department of Chemical Engineering, Sirjan Branch
E-mail: abbas.salimifard@yahoo.com

² Islamic Azad University, Firoozabad, Fars, Iran
Department of Chemical Engineering, Firoozabad branch

*E-mail: mf_fcbe@iauf.ac.ir

Abstract

Experimental work is held to investigate how nanoparticle affects the hydrodynamic properties of the fluid. Nano zinc oxide particles with different diameters using different time duration with ultrasonic method are produced. Thermal conductivity enhancement, changes in viscosity, heat capacity, shear rate and density of nanofluid are compared with those in water base fluid.

Keywords: dynamics, nano fluid, density, viscosity.

Introduction

In recent years, development in the miniaturization technologies results in fabrication of micro-scale electronic devices which is used in various industries such as aerospace and automotive. For maximum performance of these micro devices which is known as MEMS (Micro Electromechanical Systems), the temperatures should be in a certain range. Microchannel [1] as Compact and efficient cooling devices have been developed for the thermal control of MEMS. Utilizing nanofluid as working fluid could improve the cooling and heating performance. Because of more stable nature of nanofluid compared with its pioneer generation (including micro and millimeter particles) and exceptional thermal conductivity of nanoparticles, it could considerably enhance the convective heat transfer coefficient in microchannel. During the last decade, many studies on convective heat transfer with nanofluids have been considered [2-6]. Pak and Cho [2] revealed that the heat transfer coefficients of the nanofluids increase with increasing the volume fraction of nanoparticles and the Reynolds number. Mirmasoumi and Behzadmehr [7] studied the laminar mixed convection of an Al₂O₃/water nanofluid in a horizontal tube numerically using a two-phase mixture model. They showed that the nanoparticle concentration did not have significant effects on the hydrodynamics parameters, but its effects on the thermal parameters were important for the fully developed region. Izadi et al. [8] considered the laminar forced convection of an Al₂O₃ /water nanofluid flowing in an annulus. Their results indicate that the friction coefficient depends on the nanoparticle concentration when the order of magnitude of heating energy is much higher than the momentum energy. Thermal transport of nanofluid flow in microchannels has also attracted a few investigators [9-15] due to its promising applications. In a

study by Jang et al [11] the cooling performance of the microchannel was significantly improved by the significant reduction in the temperature difference between the heated wall and the nanofluids. Ho et al. [12] experimentally assessed forced convective cooling and heating performance of a copper microchannel heat sink with Al_2O_3 /water nanofluid as a coolant. Their results show that the nanofluid cooled heat sink outperforms the water-cooled one, having significantly higher average heat transfer coefficient and thereby markedly lower thermal resistance and wall temperature at high pumping power, in particular. Meanwhile, in an experiment [14] using SiO_2 -water nanofluids in an aluminum heat sink consisted of an array of 4 mm diameter circular channels with a length of 40 mm. The experimental results showed that dispersing Al_2O_3 and SiO_2 nanoparticles in water significantly increased the overall heat transfer coefficient while thermal resistance of heat sink was decreased up to 10%. Also they numerically investigated corresponding configuration. The results revealed that channel diameter, as well as heat sink height and number of channels in a heat sink have significant effects on the maximum temperature of heat sink. Regarding numerical aspects, Kosar [16] demonstrated when the commonly used assumption of constant heat flux boundary condition is applicable in heat and fluid flow analysis in microfluidic systems. Also a general Nusselt number correlation for fully developed laminar flow was developed as a function of two dimensionless parameters, namely, Biot number and relative conductivity, to take the conduction effects of the solid substrate on heat transfer into account. Kalteh et al. [17] numerically and experimentally studied the thermal characteristics of an alumina-water nanofluid flow inside a wide rectangular microchannel. In their study, a two-phase method was adopted. Their comparison shows that two-phase modeling results have better concordance with experimental data than the homogeneous (single-phase) approach. Few researches on characteristics of nanofluids which experimentally behave as non-Newtonian have been performed. For example Hojjat et al. [18] prepared three kinds of nanofluids by dispersing gAl_2O_3 , CuO , ZnO and TiO_2 nanoparticles in a solution of carboxymethyl cellulose (CMC). They proposed a new correlation to predict successfully the Nusselt number of non-Newtonian nanofluids as a function of the Reynolds and the Prandtl numbers. In most of the cases, heat transfer in microchannels is connected with conduction effects of substrate. Most of researches are performed regardless the substrate material and thickness under the assumption of constant heat flux boundary condition. For cases where thick and low thermal conductivity (such as polymers) substrates are utilized commonly used constant heat flux boundary condition may not be valid. Thus many researchers have been performed studies on single-phase flow in micro-heat sinks to investigate their thermal performances and the conjugate effects [19]. This paper aims to consider the hydrodynamic and thermal properties of the Al_2O_3 and ZnO nano fluid in a channel. According to the literature [20–25], in micro scale systems, large channel length to hydraulic diameter ratios brings about large velocity and as a result thermal energy generation due to viscous dissipation effects. Thus, this paper studied some attributes of nanofluids flow performance in the above described configuration.

Experimental set up

After preparing nanoparticle in two steps process, the determined amount of nano particle is fed into the experimental set up to prepare nanofluid and experiments running.

Results and Discussion

The effect of the time of ultra-sonic on the synthesized nano particles

Figure 1 illustrates the size of produced nano particles versus time of ultra-sonic. According to this Figure the size of produced nano particles is decreasing versus increasing the time of ultra-sonic. The increasing the time can broke the structure of macro molecule.

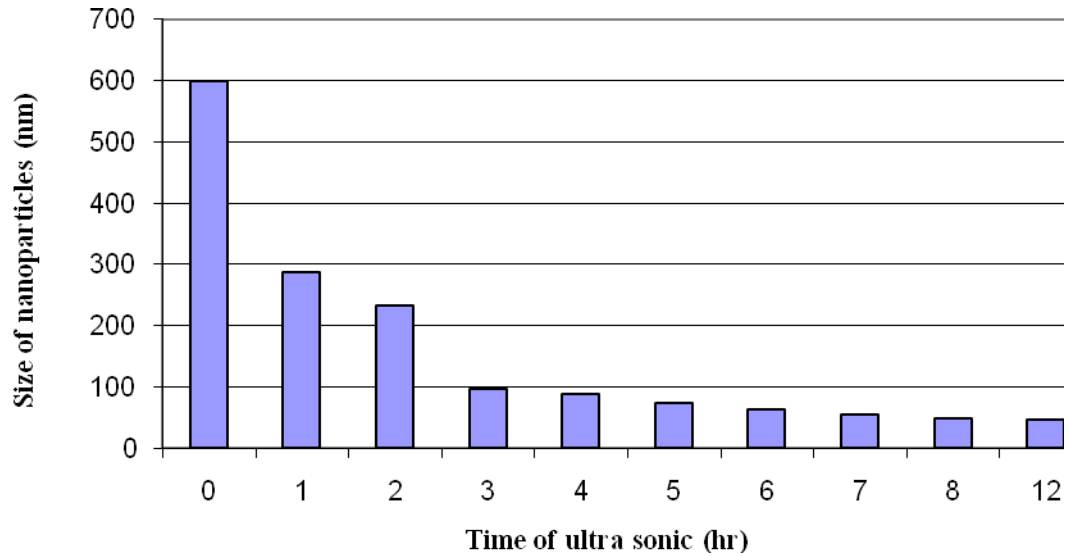


Figure 1. Size of particle versus time of ultrasonic.

Average Temperature and average velocity distribution

Figure 2 shows the temperature changes through the pipe with different amounts of nanoparticles. Also, this Figure compares the experimental data with the calculated data from the mathematical model. The increase in the amount of nanoparticle increases the average temperature of nanofluid at the constant heat flux. This is clearly due to the increase in the amount of thermal conductivity and also heat of capacity of the fluid. The decreasing trend of temperature is obtained through the non adiabatic tube.

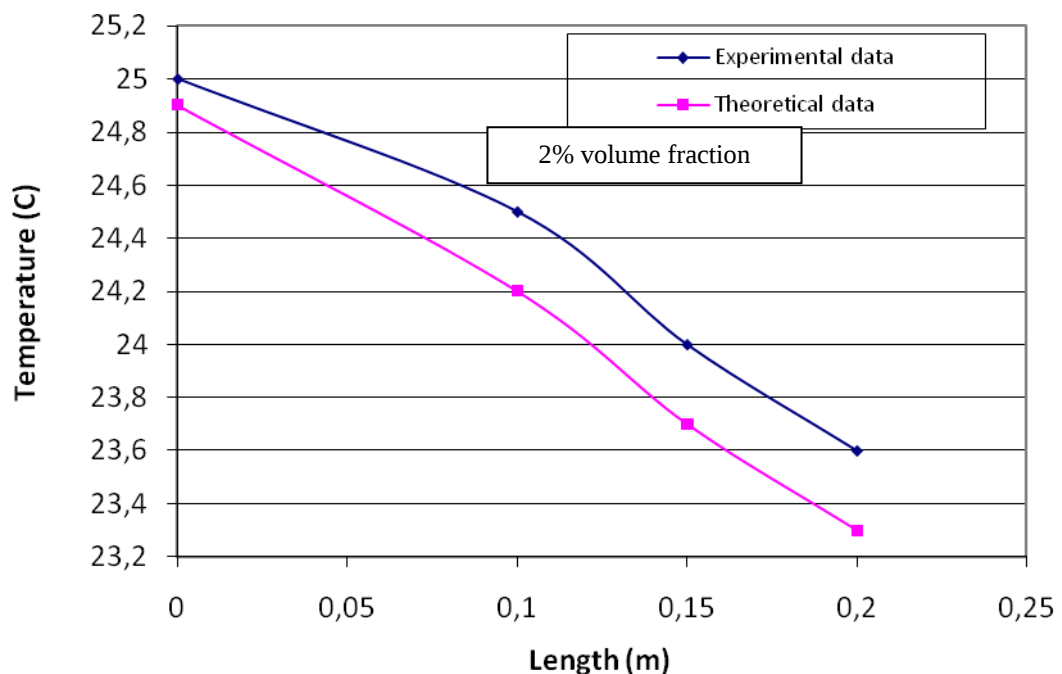


Figure 2. Average temperature versus length (2 % volume fraction nanoparticle).

Conclusions

This work investigates the effect of nanoparticles on the rheological parameters of fluid, experimentally and mathematically. Experiments are held to measure the viscosity, shear rate, shear stress, heat of capacity, density and enhancement in amount of thermal conductivity of nano fluid in a pipe with 0.025 m and 0.2 m in diameter and length, respectively.

References:

1. N. Bhuwakietkumjohn, S. Rittidech, Internal flow patterns on heat transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves using ethanol and a silver nano-ethanol mixture, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 34 (2010) 1000-1007.
2. T. Cho, I. Baek, J. Lee, S. Park, Preparation of nano-fluids containing suspended silver particles for enhancing fluid thermal conductivity of fluids, *J. Industrial Eng. Chem.* 11 (2005) 400-406.
3. Pavel Ferkl, Richard Pokorný, Marek Bobák, Juraj Kosek, Heat transfer in one-dimensional micro- and nano-cellular foams, *Chem. Eng. Sci.* 97 (2013) 50-58.
4. S.P. Jang, S.U.S. Choi, Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids, *Appl. Phys. Letter.* 84 (2004) 4316-4318.
5. A.E. Kabeel, El. Maaty T. Abou, Y.El. Samadony, The effect of using nano-particles on corrugated plate heat exchanger performance, *Appl. Therm. Eng.* 52 (2013) 221-229.
6. S. Nadeem, Rashid Mehmood, Noreen Sher Akbar, Non-orthogonal stagnation point flow of a nano non-Newtonian fluid towards a stretching surface with heat transfer International, *J. Heat Mass Trans.* 57 (2013) 679-689.
7. Hamid Reza Taghiyari, Effects of Nano-Silver and Nano-Zycosil on Mechanical Strength of Heat, Vapor, and Dry-Ice-Treated Biscuit and Dovetail Medium-Density Fiberboard Miter Joints, *Mat. Des.* 51 (2013) 695-700.
8. X. Wang, J. Xian, L. Hai, L. Xin, W. Fang, F. Zhou, L. Fang, Stability of TiO₂ and Al₂O₃ nanofluids, *Chin. Phys. Letter.* 28 (2011) 086601.
9. W.C. Wei, S.H. Tsai, S.Y. Yang, S.W. Kang, Effect of nano-fluid on heat pipe thermal performance, in: *Proceedings of the 3rd IASME/ WSEAS International Conference on Heat Transfer, Therm. Eng. Environ.* 2 (2005a) 115-117.
10. W.C. Wei, S.H. Tsai, S.Y. Yang, S.W. Kang, Effect of nano-fluid concentration on heat pipe thermal performance, *IASME Trans.* 2 (2005b) 1432-1439.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 56-60, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.56

www.ejournal4.com

UDC 621

The Effect of Basic Parameters on the Quality of Effluent Waste Water

¹ Farshad Farahbod² Asieh Bahrami³ Alison Zamanpour

¹⁻³ Islamic Azad University, Firoozabad, Fars, Iran
Department of Chemical Engineering, Firoozabad Branch

¹ E-mail: mf_fcbe@iauf.ac.ir² E-mail: bahrami_elah90@yahoo.com³ E-mail: zamanpour.a@gmail.com

Abstract

The effect of the shape of impellers on the wastewater treatment process is investigated in this research. Wastewater from the desalination unit of petrochemical industry is used in treatment tanks. Experiments are held with three different types of impellers in the treatment tanks and the amounts of chemical oxygen demands, biological oxygen demands.

Keywords: wastewater; type; biological; oxygen demand.

Introduction

One of the famous treatment methods to reduce suspended solids and turbidity is the coagulation and flocculation. Coagulation uses salts such as aluminum sulfate (alum) or ferrous of ferric (iron) salts, which bond to the suspended particles, making them less stable in suspension, i.e., more likely to settle out. Flocculation is the binding or physical enmeshment of these destabilized particles, and results in flocs that is heavier than water, which settles out in a clarifier [1].

Scientifics stated that removal of very small particles by gravity sedimentation requires excessively long retention periods [2]. Typically these solids are bacteria, viruses, colloidal organic and fine mineral. Chemical treatment of wastewater containing these solids results in the precipitation of chemical agents which cause flocculation and rapid settling [3].

In addition to solids removal, chemical treatment can help the reduction of organic pollution [4]. A study was made to determine the effectiveness of various mixers on the removal of organic pollutants [5].

Scientifics studied mixing, coagulation and flocculation process with a standard jar test procedure with rapid and slow mixing of a kaolin suspension (aluminum silicate), at 150 rotate per minute and 30 rpm, respectively, in which a cation Al (3+), acts as a coagulant and pectin acts as the flocculent and found that maximum flocculating activity and turbidity reduction are in the region of pH greater than 3, cation concentration greater than 0.5 mM, and pectin dosage greater than 20 mg/L, using synthetic turbid wastewater within the range [6]. The flocculating activity for pectin and turbidity reduction in wastewater is at 99% [7].

Researchers investigated the feasibility of mixing rate and ferric coagulant recovery from chemical sludge and its recycle in chemically enhanced primary treatment (CEPT) and found that the efficiency of coagulant recovery had a linear relationship with sludge reduction [8]. Experiments verify that it would be a sustainable and cost-effective way to recover ferric coagulant from coagulation sludge in water treatment and chemical wastewater treatment and then recycle it to CEPT, as well as reduce sludge volume [9 and 10].

Materials and Methods

In the field of water treatment, mixing and contacting are important unit operations having a fundamental influence on the performance of individual process stages or even on the results of the complete process itself. The ever increasing demands on water quality call for continuous improvement of the cleansing processes. This has led to a marked increase in the general use of mixers for mixing and contacting operations in the treatment units.

Two reactors were used in the laboratory experiment. The procedures included two minutes for rapid mixing, followed by eight minutes of slow mixing and half minutes settling, approximately. Supernatant was taken for determination of turbidity test. Turbidity was measured by turbidity meter. Raw samples, chemically precipitated samples and aerated samples have been analyzed for transmittance (turbidity) and COD. COD was measured using Velp instrument and according to the Standard Method for the Examination of Water and Wastewater, 1992 using the closed reflux, titrimetric method. Table 1 shows analysis for samples from MED of Mobin petrochemical complex.

Table 1.

Composition	Unit	Brine outlet line
Ca ⁺⁺	ppm as CaCO ₃	14616.3
Mg ⁺⁺	ppm as CaCO ₃	36080
Fe ⁺⁺	ppm	Trace
Ba ⁺⁺	ppm	Trace
SO ₄ ⁻⁻	g/l	5.25
HCO ₃ ⁻	g/l	0.185
Total hardness	ppm as CaCO ₃	453
Salinity	Percent	20
Conductivity	ms/cm	58666
Silica	ppm	0.1
Specific Gravity at 15 c		1.25
pH		10.11
Viscosity (Kinematic)	mm ² /s	1.2
TSS	g/l	Trace

Results and Discussion

A submersible mixer is a mechanical device that is used to mix sludge tanks and other liquid volumes. Submersible mixers are often used in sewage treatment plants to keep solids in suspension in the various process tanks and/or sludge holding tanks. The submersible mixer is operated by an electric motor, which is coupled to the mixer's propeller, either direct-coupled or via a planetary gear-reducer. The propeller rotates and creates liquid flow in the tank, which in turn keeps the solids in suspension. The submersible mixer is typically installed on a guide rail system, which enables the mixer to be retrieved for periodic inspection and preventive maintenance.

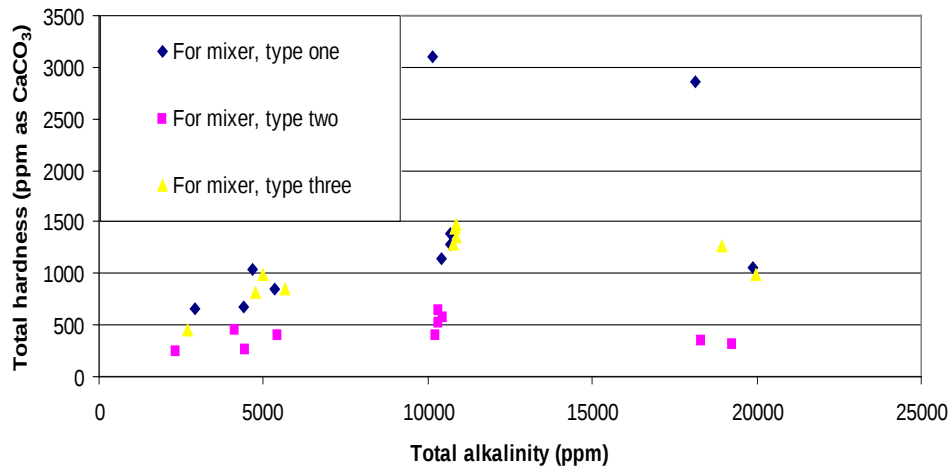


Figure 1. Total hardness versus total alkalinity.

The effect of three types of mixers on the total alkalinity and total hardness is illustrated in Figure 1. All types present relatively poor elimination of total hardness at amount of 10000 of alkalinity. Type two shows the effective elimination in the amount of total hardness in the range of different alkalinity.

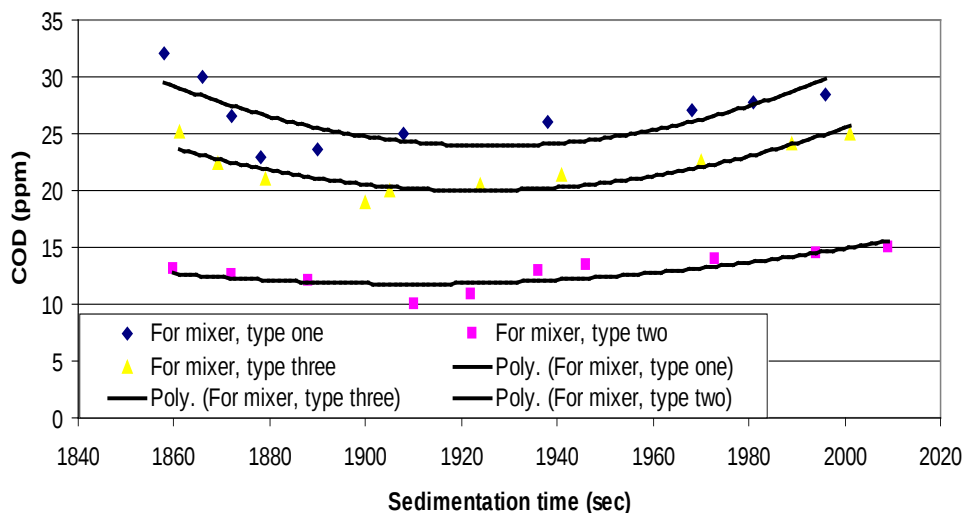


Figure 2. The effect of sedimentation time on the COD.

The mixer type 2 shows the lowest amounts of chemical oxygen demands (in the range of 10 ppm to 15 ppm) in all related sedimentation times. This may be since of the best effect of mixer blades in flocculation mechanism. So, the organic compounds which react with oxygen are trapped between flocs and sediments.

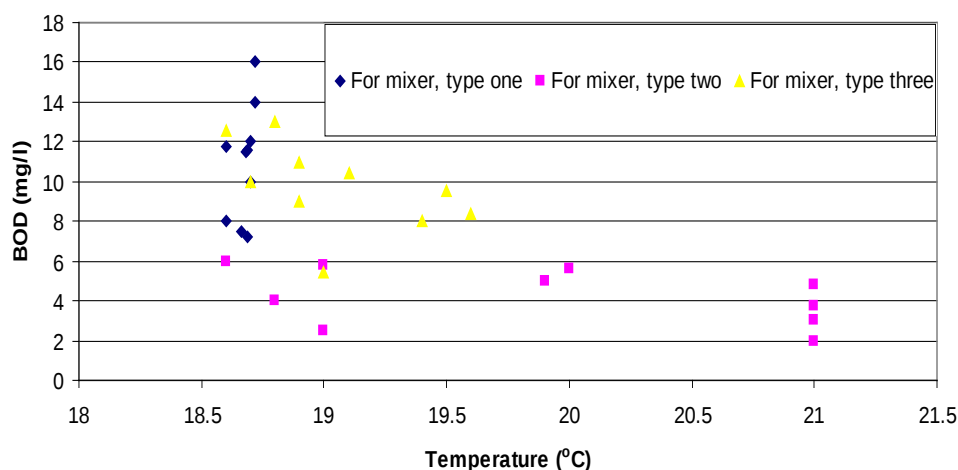


Figure 3. The effect of temperature and mixer shapes on the amount of BOD.

The effect of temperature and mixer shapes on the amount of BOD is investigated in Figure 3. Biological oxygen demand is the major criteria in wastewater treatment. The mixing phenomenon by mixer type 2 increases the temperature of reactor to 21°C. The range of BOD values between 18.5°C to 21°C are changed between 2 mg/l to 6.2 mg/l, respectively. Temperature distribution is not considerable with mixer type 1, however mixer type 3 and type 2 shows wide temperature distribution, comparably. According to the results in Figure 3, the mixer type 2 removes BOD effectively. So, at the adjusted temperature, the smaller amount of BOD is obtained, after using type 2. This may relate to the best effect of blades in mixer type 2 on the coagulation and flocculation of organic compounds. Temperature of environment doesn't show any clear effect in the BOD elimination.

Conclusion

In this study, the effect of mixer blades and the number of blades on the amount of major parameters of treatment process are investigated. Drainage of petrochemical desalination plant makes environmental emissions and treatment of effluent wastewater is considered in this research. The relations between important parameters such as turbidity, total hardness, alkalinity, chemical oxygen demands and biochemical oxygen demands are presented based upon the results of experiments.

References:

1. Boelee, N.C., Temmink, H., Janssen, M., Buisman, C.J.N., Wijffels, R.H., 2011. Nitrogen and phosphorus removal from municipal wastewater effluent using microalgal biofilms. *Water Research* 45 (18), 5925-5933.
2. Ericsson, B., Hallmans, B., 1996. Treatment of saline wastewater for zero discharge at the Debiensko coal mines in Poland. *Desalination* 105 (1-2), 115-123.
3. Farahbod, F., Mowla, D., Jafari Nasr, M.R., Soltanieh, M., 2012. Experimental study of forced circulation evaporator in zero discharge desalination process. *Desalination*, 285(31), 352-358.
4. Galán, O., Grosso, M., Baratti, R., Romagnoli, J. A., 2010. Stochastic approach for the calculation of anti-solvent addition policies in crystallization operations: An application to a bench-scale semi-batch crystallizer. *Chemical Engineering Science* 65 (5), 1797-1810.
5. Hatt, J.W., Germain, E., Judd, S.J. 2011. Precoagulation-microfiltration for wastewater reuse. *Water Research* 45 (19), 6471-6478.
6. Izquierdo, F., Castro Hermida, J.A., Fenoy, S., 2011. Detection of microsporidia in drinking water, wastewater and recreational rivers. *Water Research* 45 (16), 4837-484.
7. Kim, D., 2011. A review of desalting process techniques and economic analysis of the recovery of salts from retentates. *Desalination* 270 (1-3), 1-8.

8. Koay, G., Chuah, T., Zainal-Abidin, S., Ahmad, S., Choong, T., 2011. Solvent crystallization of palm based dihydroxystearic acid with isopropyl alcohol: Effects of solvent quantity and concentration on particle size distribution, crystal habit and morphology, and resultant crystal purity, *Industrial Crops and Products*. 34 (1), 1135-1140.
9. Logan, L.A., Fragenan, N., Bidger, D.W.L., Mich, U., 1934. Liquid Film Heat-Transfer Coefficients in a vertical-Tube Forced- Circulation Evaporator. *Industrial and Engineering Chemistry* 26 (10), 1044-1047.
10. Macedonio, F., Katzir, L., Geisma, N., Simone, S., Drioli, E., Gilron, J., 2011. Wind-Aided Intensified evaporation (WAIV) and Membrane Crystallizer (MCR) integrated brackish water desalination process: Advantages and drawbacks. *Desalination* 273 (1), 127-135.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 61-65, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.61

www.ejournal4.com

UDC 621.313.13

On-Line Hydrogenerator Rotor Winding Condition Assessment

Anastasiya B. Khorun

Tomsk Polytechnic University, Russian Federation

E-mail: abh3@tpu.ru

Abstract

On-line monitoring systems allow assessing the condition of generator stator windings, bearings and the air gap are now widely employed by hydrogenerator plant operators. However, there is no on-line monitor that explicitly determines the condition of the rotor field windings. Although salient pole field windings tend to be very reliable, in each major outage plant personnel spend a considerable amount of time doing the 'pole drop' test, to assure themselves that there are no shorted turns on the field poles. In addition, the pole drop test may not be effective in detecting shorted turns in the standstill condition.

Investigations have occurred to determine if rotor shorted turns can be detected at lower cost during normal generator operation by measuring the magnetic flux from each pole as it passes a probe that is placed in the air gap. The article presents the results of tests on several hydrogenerators which show that there is some promise in the method.

Keywords: hydrogenerator, a rotor winding, rotor's magnetic flux, monitoring, turn-to-turn short circuits.

Введение

Для гидрогенераторов средней и большей мощности наиболее распространены явнополюсные машины, обмотка ротора которых выполнена полосовым проводником [1]. То есть, обмотка состоит из медной полосы, которые наложены вокруг полюсного наконечника в виде витков с межвитковой изоляцией. Электрическая изоляция, как правило, выполнена на основе стекловолокна. При этом витки изолируются как между собой так и между магнитопроводом. Несмотря на высокую надежность во время эксплуатации изоляция гидрогенераторов роторных обмоток подвергается различным воздействиям, например, перегреву, загрязнению обмоток, а также естественному старению [1]. В настоящее время средств определения пробоя межвитковой изоляции нет. Большинство повреждений выявляется когда витковое замыкание перерастает в замыкание на землю.

Наличие виткового замыкания обмотки ротора приводит к нарушению магнитного тяжения, которая, в свою очередь, может привести к сильному увеличению вибрации подшипника, вплоть до срыва гидрогенератора с фундамента. Хотя практически на всех генераторах контролируется вибрация подшипников, контроль вибрации не может выступать точным методом получения информации о возникновении замыкания по причине сильного влияния на уровень вибрации многих факторов неэлектрического характера.

Самым надежным и распространенным способом выявления короткого замыкания является сопоставление уровня падения напряжения на каждом полюсе [1] при приложенном переменном напряжении, например 120 В, к контактным кольцам. Проверка проводится на остановленном и частично разобранном гидрогенераторе. Напряжение на каждом полюсе должны быть одинаковы. Если в обмотке полюса имеется замыкание, то напряжение на этом полюсе будет меньше, чем среднее падение напряжения на остальных. Этот метод имеет три существенных недостатка:

- он может быть выполнен только на остановленном гидрогенераторе – что предполагает экономические потери.
- занимает много времени, особенно на большом роторе со многими десятками полюсов.
- поскольку ротор не вращается, нет центробежных сил, и поэтому отдельные перемежающиеся замыкания не выявляются из-за того, что контакт в них появляется при нормальных скоростях вращения.

Помимо технических задач разработка мониторинга состояния обмотки ротора гидрогенератора позволит реализовать стратегию организации ремонтов по техническому состоянию.

За последние 20 лет интенсивно ведутся работы по диагностике виткового замыкания в обмотке ротора турбогенератора на основе анализа данных с датчика магнитного потока, установленного в воздушный зазор машины [1]. Методика перспективна и практически не использовалась при диагностике явнополюсных гидрогенераторов, возможно потому, что их роторы конструктивно отличаются от роторов турбогенераторов и затруднительна интерпретация измерений.

Метод мониторинга

Метод мониторинга обмотки ротора заключается в измерении не симметрии магнитного потока в воздушном зазоре генератора, что позволяет определить полюс с короткозамкнутым витком. Радиальная составляющая магнитного потока снимается посредством датчика, выполненного в виде плоской катушки, состоящей из нескольких десятков витков, приклеенной к зубу статора, или в виде зонда, введенному в воздушный зазор через канал системы охлаждения. Метод основан на том, что в датчике индуцируется ЭДС, пропорциональная магнитному потоку от проходящего мимо датчика полюса. ЭДС измеряется с помощью осциллографа или посредством аналого-цифрового преобразователя и регистрируется в компьютере. В явнополюсной машине величина радиальной составляющей магнитного потока от каждого полюса ротора зависит от величины активной и реактивной нагрузки машины. А по изменению в профиле потока в пределах полюса можно судить о наличии замыкания.

ЭДС на выходе датчика может быть записана в виде волны, представляющей собой колебания относительно среднего значения потока от одного полюса ротора. Любое уменьшение потока от полюса говорит об уменьшении МДС, а поскольку ток во всей обмотке один и тот же, то уменьшение МДС, измеряемой как ампер-виток, говорит об уменьшенном количестве витков в полюсе. Для определения полюса с наличием виткового замыкания записанные данные сигнала анализируются, а для этого необходимо определить полюс начала отсчета и пронумеровать полюса.

По чувствительности метод позволяет выявить замыкание одного витка. В нем предусматривается применение автокорреляции, и сравнение интегральных значений потоков от разнополярных полюсов [3].

Экспериментальные измерения

Снятие данных проведены на гидрогенераторе СВ 1470/149-144УХЛ4 (табл. 1).

Таблица 1. Данные машины с установленным датчиком потока

мощность, МВА	количество полюсов	количество витков на полюс	измеренная машина
78	52	27	U3

На рис. 1 показана круговая диаграмма магнитных потоков от полюсов неповрежденного 52-полюсного гидрогенератора на 78 МВА. Показания обрабатываются в соответствии описанному выше методу. Магнитный поток, по существу, равномерный по всей окружности ротора.

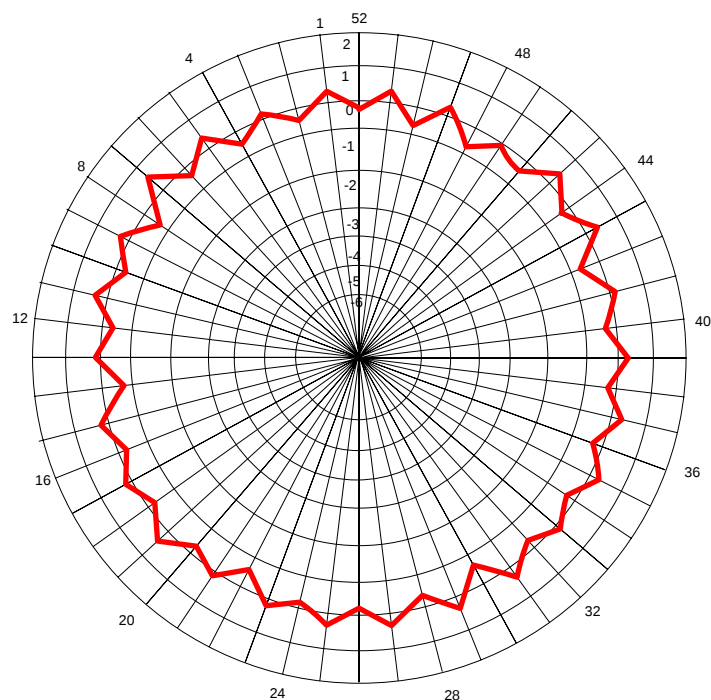


Рис. 1. Круговая диаграмма магнитных потоков от неповрежденных полюсов (нормализованная шкала). В идеале должен быть круг, колебания обусловлены не конструктивным выполнением машины

В качестве эксперимента было искусственно создано замыкание в виде перемычки рис. 2. При этом были замкнуты 1 и 3 витка в двух различных полюсах (8 и 48). На рис. 3 показана круговая диаграмма магнитных потоков от полюсов с замыканием в 8-м и 48-м полюсе. Как видим из рис. 3, метод позволяет не только фиксировать наличие замыкания но и степень его развития.



Рис. 2. Вид замыкания в полюсе 78 МВА генератора

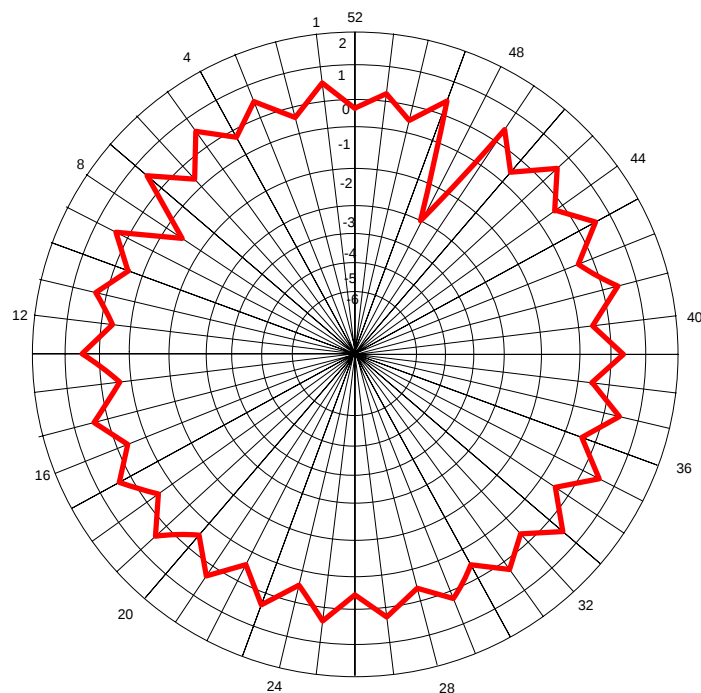


Рис. 3. Круговая диаграмма магнитных потоков от полюсов с замыкание в 8-м и 48-м полюсе

Выводы

Метод позволяет в режиме реального времени производить обнаружение виткового замыкания в обмотке ротора явнополюсной машины. С круговой диаграммы имеющей привязку к полюсу можно определить полюс с повреждением и степень развития дефекта. Измерение несимметрии потоков от полюсов в воздушном зазоре может служить основой для построения систем сигнализации и защиты от замыканий в обмотке возбуждения гидрогенератора. Наличие на ГЭС системы мониторинга состояния обмотки ротора гидрогенератора позволит реализовать стратегию организации ремонтов генератора по техническому состоянию.

Примечания:

1. Stone, G.C., Boulter, A., Culbert, I., Dhirani, H., Electrical Insulation/or Rotating Machines, IEEE Press- Wiley, Jan. 2004.
2. US Patent No. 6,466,009 B1, Flexible Printed Circuit Magnetic Flux Probe issued 15 October 2002
3. Stein, Jan, Field Testing of Continuous Hydrogenerator Air-Gap Flux Monitor: Feasibility Study (1011282), 2004
4. Аврух В.Ю., Дуганов Л.А. Теплогидравлические процессы в турбо и гидрогенераторах. М.: Энергоатомиздат, 1991. 208 с. - ISBN 5-283-00619-0.

References:

1. Stone, G.C., Boulter, A., Culbert, I., Dhirani, H., Electrical Insulation/or Rotating Machines, IEEE Press- Wiley, Jan. 2004.
2. US Patent No. 6,466,009 B1, Flexible Printed Circuit Magnetic Flux Probe issued 15 October 2002
3. Stein, Jan, Field Testing of Continuous Hydrogenerator Air-Gap Flux Monitor: Feasibility Study (1011282), 2004
4. Avrukh V.Yu., Duganov L.A. Teplogidravlicheskie protsessy v turbo i gidrogeneratorakh. M.: Energoatomizdat, 1991. 208 s. - ISBN 5-283-00619-0.

УДК 621.313.13

Оценка состояния обмотки ротора гидрогенератора

Анастасия Борисовна Хорун

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Российская Федерация
634034, г. Томск, ул. Вершинина, 37
E-mail: abh3@tpu.ru

Аннотация. Существующие в настоящее время системы мониторинга в режиме реального времени позволяют определять повреждения в подшипниках и эксцентриситет ротора, что на сегодняшний день является главной задачей. Однако не существует апробированных методов способных явно определять состояние полюсных обмоток ротора в различных режимах работы гидрогенератора. Как правило, наличие повреждений в обмотке ротора надежно определяется только на выключенной машине. В работе излагаются результаты исследования по разработке метода технической диагностики наличия замыканий в обмотке ротора. Метод основан на мониторинге симметрии магнитного поля, в режиме реального времени работающей машины. Измерение производится с помощью специализированных датчиков магнитного потока, установленных в воздушном зазоре. Приведены экспериментальные результаты, снятые с гидрогенератора, подтверждающие перспективность предлагаемого метода.

Ключевые слова: гидрогенератор, обмотка ротора, магнитное поле ротора, мониторинг, межвитковое замыкание.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 66-71, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.66

www.ejournal4.com

UDC 624.014

Mathematical Modeling of Dynamics Floating Bell

¹ E.A. Kuznetsova² S.S. Makarov¹ Kamsky Institute of Humanitarian and Engineering Technologies, Russian Federation² Institute of Mechanics, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russian Federation

Abstract

The article contains mathematical model and simulation of dynamics of raising the height of the bell from the gas mass flow. The results obtained for the three sizes gazgoderov GM-600 GM-6400 GM-24000. Assuming the law changes the mass flow rate of gas obtained by the functional dependence of the height of the lifting bell on the initial state.

Keywords: wet gas tank, a mathematical model, the dynamics of the bells.

Введение

Актуальной задачей при проектировании и эксплуатации объектов нефтегазового комплекса является построение и исследование математических моделей процессов и явлений, имеющих место в производственном цикле сложных технических объектов и систем. В связи с этим разработка математических моделей, алгоритмов расчетных программ и поведение численных исследований способствуют более детальному и всестороннему изучению рассматриваемых технологических процессов.

Так в работе [1] систематически изложены данные по конструкциям и основным характеристикам резервуаров, газгольдеров и других конструкций для хранения и транспортировки сжиженных газов, нефтепродуктов и токсичных веществ. Приведены указания по использованию разработанных программных средств для персональных ЭВМ по оперативному анализу параметров резервуарных конструкций.

Объектом исследования является мокрый газгольдер, работающий в динамическом режиме приема и отпуска газообразных углеводородов.

Целью исследований является исследование динамики изменения высоты поднятия колокола от массового расхода газа.

Задачи работы: сбор и систематизация информации по исследуемому процессу; разработка расчетной схемы мокрого газгольдера; построение математической модели процесса изменения высоты поднятия колокола от массового расхода газа; исследование математической модели процесса при корректных начальных данных.

Газгольдеры представляют собой инженерные сооружения, предназначенные для хранения газов различного происхождения и назначения и снабженные специальными

устройствами для регулирования основных параметров хранимых материалов (количество, состав и др.).

В соответствии со своим назначением газгольдеры могут выполнять одну или несколько функций, основными из них являются:

- а) длительное или кратковременное хранение газа;
- б) смешивание и перемешивание газов различных составов или одного газа различных концентраций;
- в) аккумулирование энергии давления хранимого газа;
- г) измерение количества вырабатываемого или добываемого газа;
- д) распределение газа при наполнении баллонов, цистерн и др. или при подаче его в несколько цехов;
- е) выравнивание давления газа в замкнутой газораспределительной системе;
- ж) сигнализирование о стабильности установленного технологического процесса или нарушении его.

Рассмотрим мокрые газгольдеры низкого давления. Такие газгольдеры по своим технологическим особенностям относятся к газгольдерам переменного объема (постоянного давления не более 5 кПа, что соответствует 500 мм вод.столба). В них давление газа сохраняется за счет веса подвижных частей в результате их опускания или подъема (рис. 1).

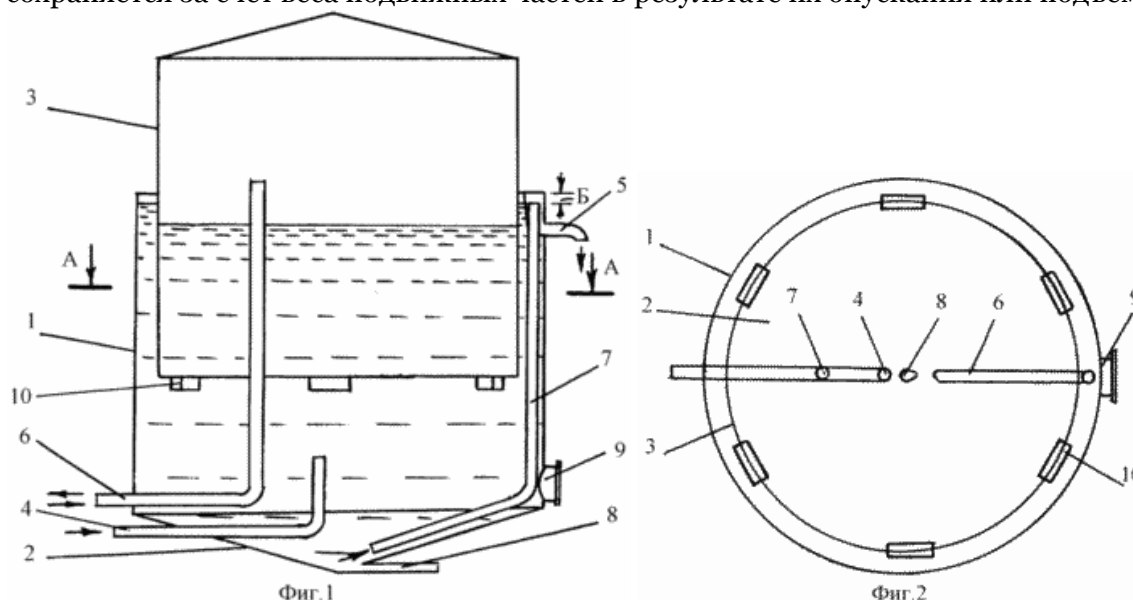


Рис. 1. Схема мокрого газгольдера

Мокрый газгольдер переменной емкости (фиг. 1 и 2) содержит резервуар 1 с конусным дном 2 и с подъемно-опускаемым колоколом 3. В резервуаре 1 выполнены патрубки заполнения 4 и 5 опорожнения резервуара 1 проточной жидкостью, патрубков /патрубки/ подвода и отвода газа 6.

Заборная часть 7 патрубка опорожнения 5 резервуара 1 от проточной жидкости с осадком, выполненная в виде изогнутой трубы, нижний конец которой установлен в центре конусного дна 2, а верхний - вмонтирован в расширенную верхнюю часть изогнутого патрубка опорожнения 5 на расстоянии "Б" от верха резервуара 1 и несколько выше патрубка 5, что обеспечивает слив из резервуара 1 проточной жидкости, вытекающей с осадком с верхнего конца трубы заборной части 7. Для опорожнения резервуара от жидкости в днище 2 выполнен патрубок 8, а для периодической очистки дна 2 раз в 3-4 года от осадков снизу в стенке резервуара 1 выполнен люк с крышкой 9. Для установления регламентируемого СНиП давления газа в метантенках и газгольдерах к колоколу 3 снизу прикреплены съемные грузы 10, вес которых назначается с учетом диаметра и веса колокола 3.

Основными конструктивными элементами газгольдера являются: резервуар, колокол, а также трубная обвязка. Работа газгольдера основана на поступательном движении колокола. При подводе газа через патрубок колокол поднимается, при отводе – опускается.

Расчетная схема

На рис. 2 представлена расчетная схема газгольдера мокрого.

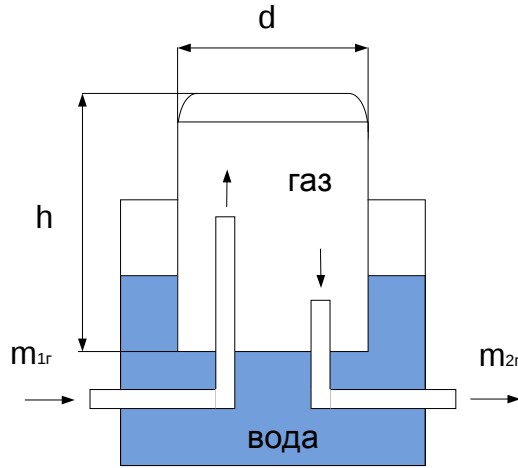


Рис. 2. Расчетная схема газгольдера мокрого

На рис. 2 h – высота колокола; d – внутренний диаметр колокола; m_{1r} – массовый расход газа на входе; m_{2r} – массовый расход газа, отбираемый из газгольдера.

Математическая модель

Будем считать, что в качестве рабочего тела принимается газ, близкий по своим свойствам к идеальному газу.

За основу для расчетов берется уравнение Менделеева – Клапейрона:

$$pV = mRT, \quad \text{или} \quad p = \rho RT \quad (1)$$

где p – абсолютное давление, Па; V – объем рабочей полости, м^3 ; m – масса, кг; R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг К); T – абсолютная температура, К; ρ – плотность газа.

Задачей построения математической модели является исследование поведения функции $h(t)$ – изменения высоты поднятия колокола от массового расхода газа, подаваемого m_{1r} и отбираемый m_{2r} из газгольдера.

Тогда запишем: $V = h \frac{\pi d^2}{4}$ то $h = \frac{4V}{\pi d^2}$. Объем рабочей полости будет изменяться

пропорционально балансу массовых расходов:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\rho} \Delta m_r, \quad \Delta m_r = \Delta m_{1r} - \Delta m_{2r}.$$

t – время.

Отсюда имеем запись для $h(t)$ – изменения высоты поднятия колокола от массового

расхода газа: $\frac{dh}{dt} = \frac{4}{\pi d^2 \rho} \Delta m_r$. Плотность газа выразим из уравнения состояния (1):

$\rho = p/RT$, тогда:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{4RT}{\pi d^2 p} \Delta m_r \quad (2)$$

Полученное соотношение (2) будем использовать в качестве основного. Примем за целевую функцию – $h(t)$.

Результаты моделирования

Проведенный предварительный обзор и анализ литературных источников [2-5] выбраны начальные параметры для трех типов газгольдеров: высота, диаметр колокола и давление табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для моделирования

Тип газгольдер	Размеры колокола, м		Давление газа, МПа	
	Диаметр	Высота	min	max
ГМ-600	12,479	5,296	1400	4000
ГМ-6400	27,5	11,27	1400	
ГМ-24000	35,876	11,145	1600/2400*	

*В числителе – при опущенном телескопе, в знаменателе – при поднятом

В качестве рабочего тела используется газ метан, удельная газовая постоянная $R_g=519$ Дж/(кг К) при температуре $T=300$ К.

Как вариант, закон изменения массового расхода возможно взять из эксперимента. Однако, в связи с многообразием эксплуатационных режимов, была выбрана синусоидальная зависимость (рис. 3).

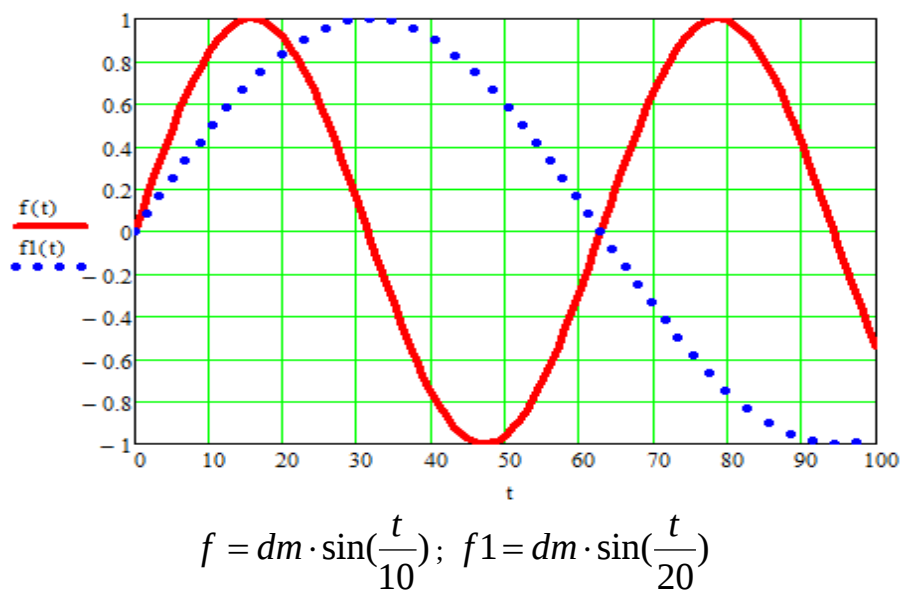


Рис. 3. Закон изменения массового расхода газа

Видно, что $t/10$, $t/20$ определяет интенсивность подачи газа. Для дальнейших расчетов берем первую функцию - f .

Применяя закон для выбранных исходных данных (табл. 1), имеем зависимость поднятия колокола от его диаметра (рис. 4).

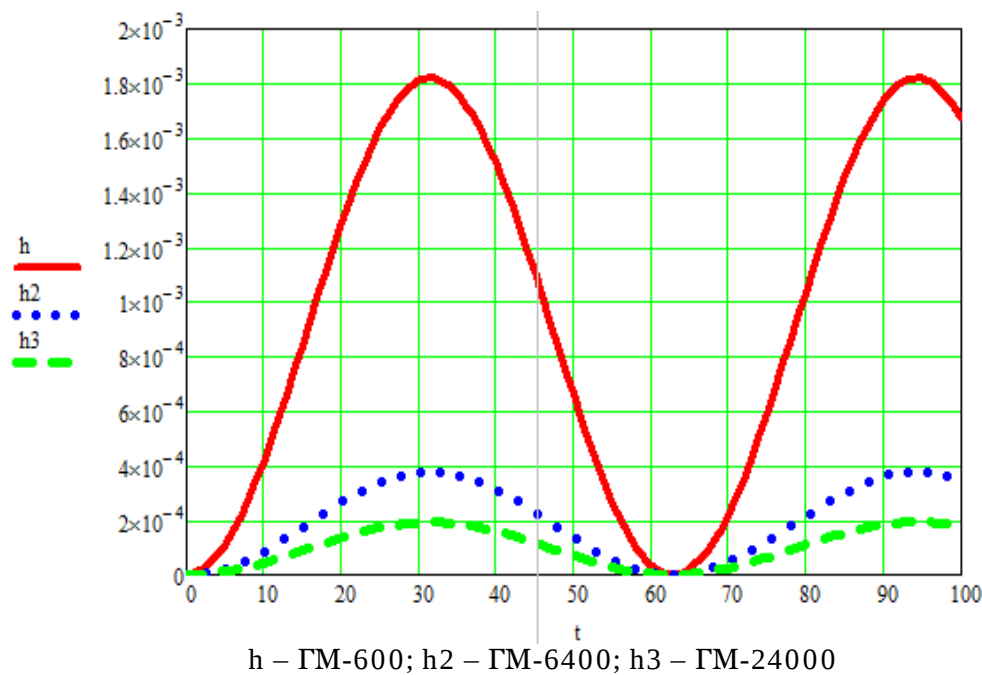
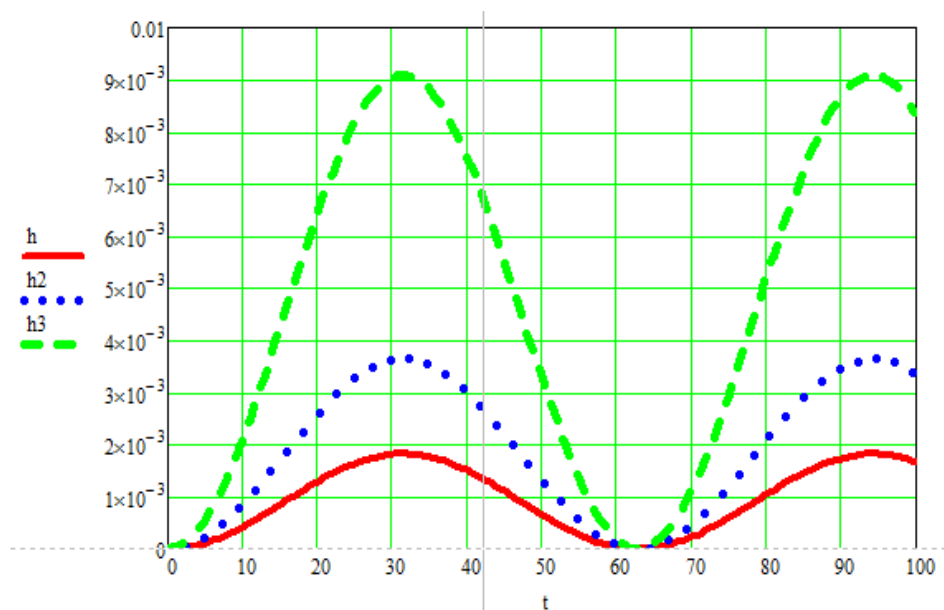


Рис. 4. Зависимость высоты поднятия колокола от его диаметра

Из проведенного модельного расчета видно, что, чем больше диаметр колокола, тем меньше высота поднятия колокола.

На рис. 5 приведена зависимость высоты поднятия колокола от массового расхода газа.



h – при $dm=1$ кг/с; h2 – при $dm=2$ кг/с; h3 – при $dm=5$ кг/с

Рис. 5. Зависимость высоты поднятия колокола от массового расхода газа для ГМ-600

Видно, что чем меньше разница массового расхода газа в газгольдере, тем высота поднятия колокола меньше, а изменение высоты поднятия колокола подчиняется линейной зависимости, т.е. во сколько раз увеличивается изменение массового расхода, во столько же увеличивается и высота поднятия колокола.

Выводы:

1. Приведенная математическая модель позволяет качественно и количественно оценить динамику изменения целевой функции $h(t)$ (высоты колокола) от массового расхода подаваемого и отбираемого из газгольдера газа.
2. Изменение высоты колокола изменяется пропорционально притоку или оттоку массового расхода газа в колокол газгольдера.
3. Модельное решение позволяет производить анализ поведения высоты колокола от температуры T и состава газа R .

Примечания:

1. Котляревский В.А., Шаталов А.А., Ханухов Х.М. Безопасность резервуаров и трубопроводов. М.: Экономика и информатика, 2000. 555 с.
2. Веревкин С.И., Корчагин В.А. Газгольдеры. М.: Издательство литературы по строительству, 1966. 239 с.
3. Нехаев Г.А. Проектирование и расчет стальных цилиндрических резервуаров и газгольдеров низкого давления. М.: Издательство АВС, 2005. 216 с.
4. Филиппов В.Н., Зиновьев А.П., Рыжов Г.И. и др. Оборудование и технология очистки сточных вод, примеры расчета на ЭВМ. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2003 300 с.
5. <http://www.bibliofond.ru/view.aspx?id=553585> (Дата обращения 21.04.2015).
6. <http://www.ktovdome.ru/58/389/179/> (Дата обращения 21.04.2015).

References:

1. Kotlyarevskii V.A., Shatalov A.A., Khanukhov Kh.M. Bezopasnost' rezervuarov i truboprovodov. M.: Ekonomika i informatika, 2000. 555 s.
2. Verevkin S.I., Korchagin V.A. Gazgol'dery. M.: Izdatel'stvo literatury po stroitel'stvu, 1966. 239 s.
3. Nekhaev G.A. Proektirovanie i raschet stal'nykh tsilindricheskikh rezervuarov i gazgol'derov nizkogo davleniya. M.: Izdatel'stvo AVS, 2005. 216 s.
4. Filippov V.N., Zinov'ev A.P., Ryzhov G.I. i dr. Oborudovanie i tekhnologiya ochistki stochnykh vod, primery rascheta na EVM. Ufa: Izd-vo UGNTU, 2003 300 s.
5. <http://www.bibliofond.ru/view.aspx?id=553585> (Data obrashcheniya 21.04.2015).
6. <http://www.ktovdome.ru/58/389/179/> (Data obrashcheniya 21.04.2015).

УДК 624.014

Математическое моделирование динамики колокола мокрого газгольдера

¹ Е.А. Кузнецова² С.С. Макаров¹ Камский институт гуманитарных и инженерных технологий, Российская Федерация² Институт механики УрО РАН, Российская Федерация

Аннотация. В работе приведена математическая модель и результаты моделирования динамики изменения высоты поднятия колокола от массового расхода газа. Результаты получены для трех типоразмеров газгольдеров ГМ-600, ГМ-6400, ГМ-24000. Задаваясь законом изменения массового расхода газа, получена функциональная зависимость изменения высоты поднятия колокола от начального состояния.

Ключевые слова: газгольдер мокрый, математическая модель, динамика колокола.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 72-78, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.72

www.ejournal4.com

UDC 621.313.13

Modeling of Diagnostic System for Detectoin Torn-To-Turn Short Circuits of Rotors Windings Turbogenerator Based on the Analysis of the Signal's by Measurements Standard Transducers

Olga V. Liyasova

National Research Tomsk Polytechnic University, Russian Federation
634034, Tomsk region, Tomsk city, Lenina avenue, 30
E-mail: vliov@mail.ru

Abstract

The new method of short-circuit of coils protection in synchronous generator's rotor winding is based on the circuit of Pot'e. The mathematical model is developed and researched, allows to determine the number of damaged coils in real time.

Keywords: turn-to-turn short-circuit, rotor winding, turbine-type generator, circuit of Pot'e, rotor's standard current.

Введение

Витковые замыкания (ВЗ) в обмотке ротора турбогенераторов (ТГ) являются распространенными [1, с.17] и в тоже время трудно поддающимися мониторингу неисправностям [2, с.5]. Трудности диагностирования ВЗ обмотки ротора в рабочих режимах генератора связаны, прежде всего, с физикой возникновения замыкания, поскольку замыкание, как правило, является не «металлическим» т.е. витки замкнуты через переходное сопротивление. Само замыкание, может носить перемежающий характер [3, с.21]. Падение напряжений между соседними витками находится на уровне 1...3 В и следовательно нет условий для возникновения электрической дуги. Влияние ВЗ на изменения токов и напряжений в роторе и статоре незначительно 1..2 %. Тем не менее, основываясь на имеющейся зависимости между магнитодвижущей силой (МДС) $F = If \cdot w$ и величинами реактивной мощности Q , разработан способ выявления ВЗ в обмотке ротора ТГ. Данный способ заключается в том, что путем использования математической модели ТГ по измеряемым текущим параметрам статора производится расчет эталонного тока ротора, который должен соответствовать определенному режиму работы ТГ. При возникновении ВЗ возникает несоответствие между расчетным и фактическим значением тока ротора. Целью данной работы является изложение материала по исследованию возможности построения системы технической диагностики по выявлению ВЗ в обмотке ротора ТГ.

Исследование способа выявления ВЗ обмотки ротора на ранней стадии развития дефекта были использованы экспериментальные данные параметров снятых с ТГ ТВВ-500-2УЗ Экибастузской ГРЭС-1.

Принцип построения способа выявления ВЗ представлен структурной блок-схемой (рис.1), которая состоит из датчиков. В первом блоке содержится обработка параметров теплового состояния генератора для n -го режима текущей нагрузки, также для этого режима в четвертом блоке производится обработка электрических параметров (S , I_c , $\cos\phi$, $\sin\phi$). Обработка исходных, дополнительно рассчитанных и обработанных данных ТГ, которые поступают из 1 и 4 блоков для расчета количества короткозамкнутых витков и эталонного тока ротора, осуществляется в пятом блоке. Состояние генератора отображается на экране монитора в шестом блоке, 7-блок индикации. Во втором блоке установлены датчики температуры, в третьем – датчики тока и напряжения.

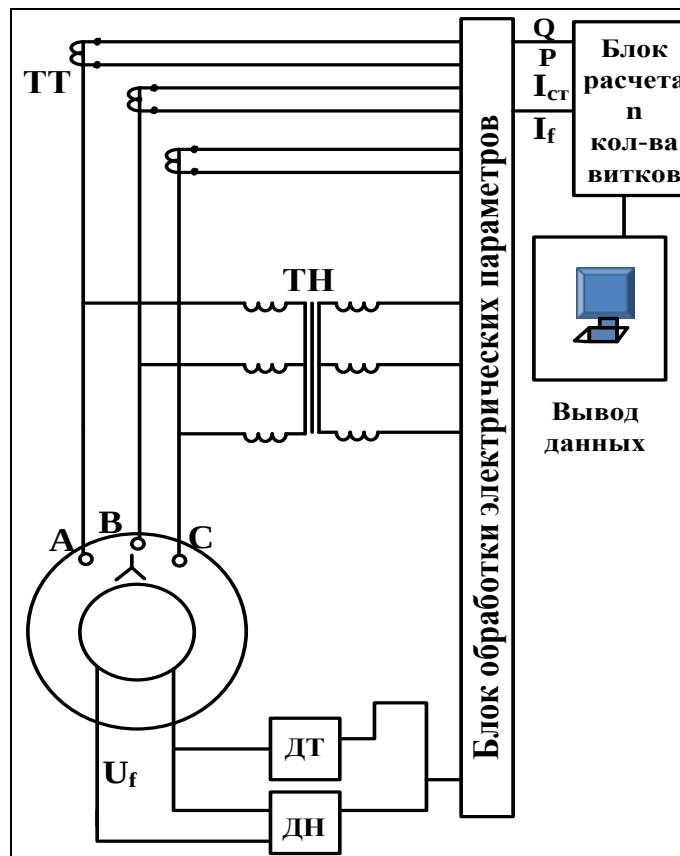


Рис. 1. Принцип построения ВЗ

Предварительно в базу данных вносят для каждого ТГ заводские номинальные данные, данные последних испытаний на нагревание, калибровочные данные индукционных датчиков тока ротора и данные расчетов тока ротора на нагрузочной характеристике возбудителя (для бесщеточной системы возбуждения): P -активная мощность, Q - реактивная мощность, U - напряжение, f - частота тока, I_{pn} - номинальный ток ротора, n - количество витков обмотки ротора, χ_{d*} - продольное переходное индуктивное сопротивление генератора, r_{15} - сопротивление обмотки ротора по постоянному току при температуре 15° , I_{fa} -расчетное значение тока реакции статора, I_{fk} - значение тока возбуждения по ХКЗ, который соответствует номинальному току статора, х.х.х.- характеристика холостого хода, х.к.з.- характеристика короткого замыкания. Далее производят расчет I_{pn} и других дополнительных параметров, которые в последующем вносят в базу данных. Снимают электрические параметры с ТГ: P -активная мощность, Q - реактивная мощность, U - напряжение статора, f - частота тока и $I_{ризм}$ - ток ротора (при наличии непосредственного измерения тока ротора, при отсутствии измеряют другими косвенными методами). В завершении рассчитывается текущий эталонный ток ротора по математической модели (рис. 2).

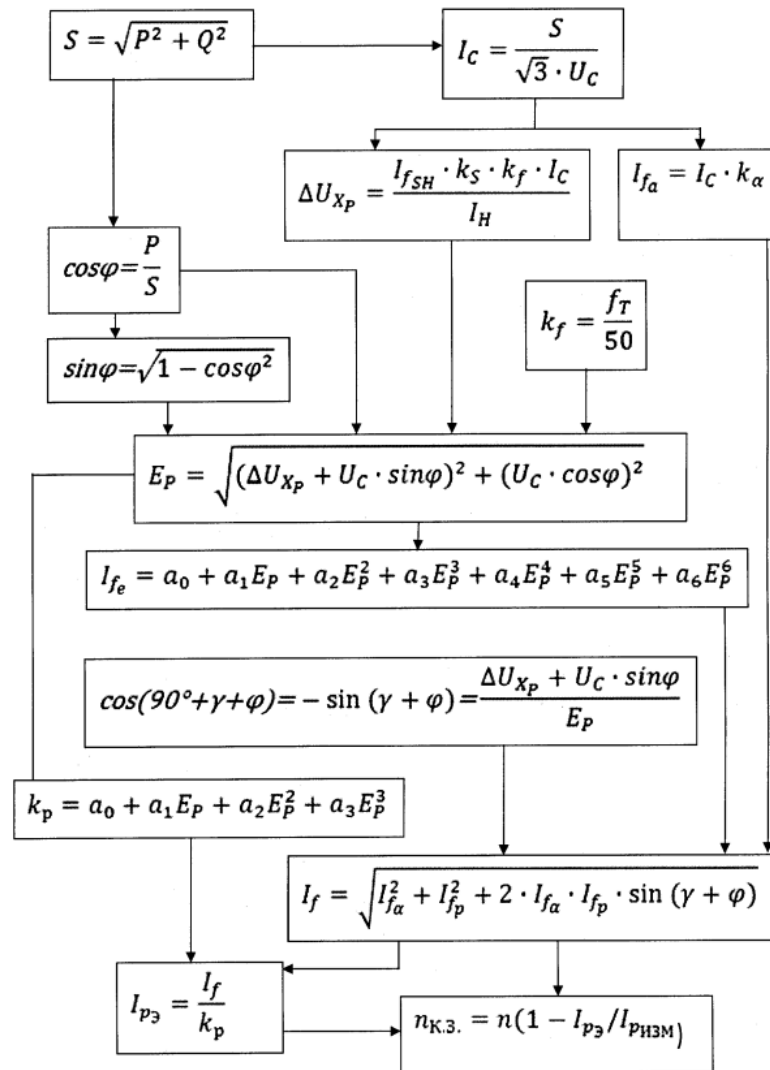


Рис. 2. Расчетные формулы

Количество короткозамкнутых витков определяется по формуле:

$$n_{кз} = n \left(1 - \frac{I_{P3}}{I_{Pизм}} \right) \quad (1)$$

где: $n_{кз}$ - замкнувшееся количество витков, n - общее кол-во витков обмотки ротора;

I_{P3} - эталонный ток ротора (рассчитанный по параметрам статора);

$I_{Pизм}$ - ток ротора, измеренный в текущем режиме.

В случае появления короткозамкнутых витков ($n_{кз} \geq 1$) срабатывает сигнализация, свидетельствующая о начале появления повреждения в обмотке ротора.

Для определения составляющих характеристик воспользуемся вспомогательной диаграммой Потье.

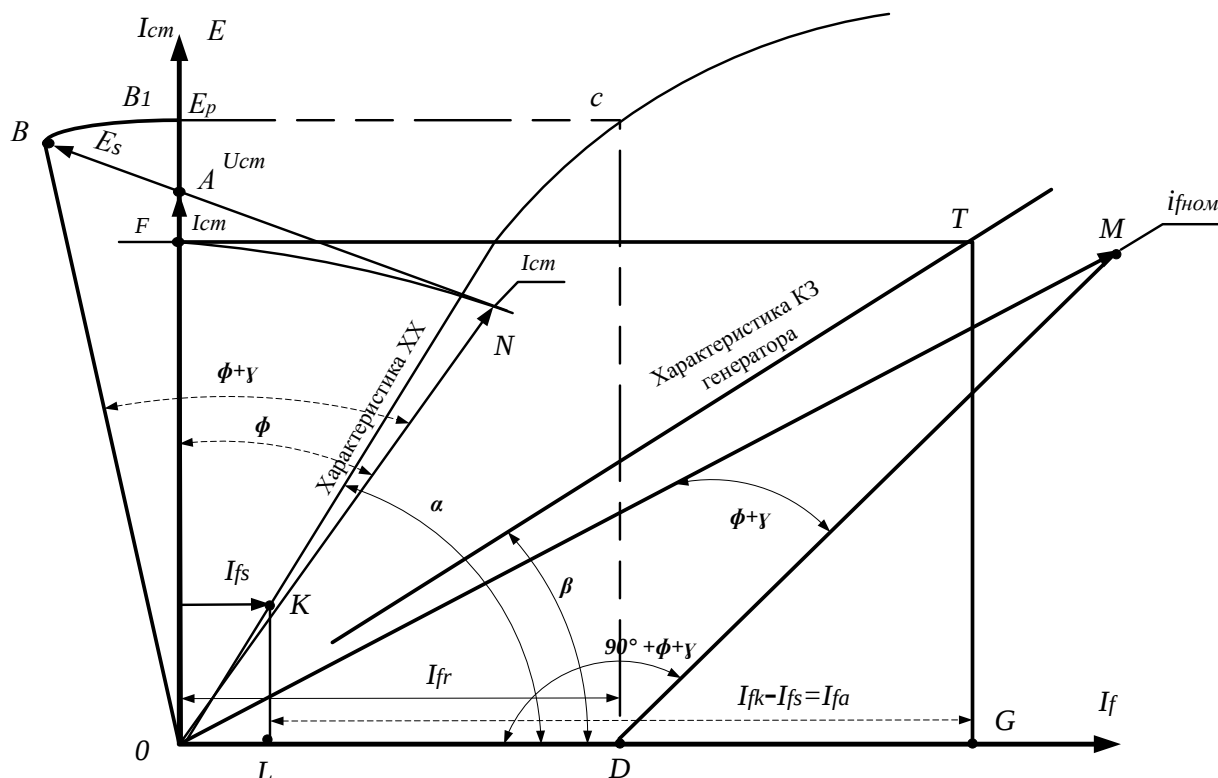


Рис. 3. Диаграмма Потье

Как пример расчета определения короткого замыкания приведем ТГ типа ТВВ-500-2УЗ Экибастузской ГРЭС-1.

1. Предварительно определяется эталонный расчетный ток ротора и коэффициенты приведения параметров статора к обмотке возбуждения ротора при номинальных параметрах статора. Номинальные данные: $P = 500$ МВт, $Q = 310$ МВАр, $U_c = 20$ кВ,

$\cos\phi = 0,85$, $f = 50$ Гц, $n = 126$ витков, $I_{fa} = 2310$ А, $I_{fk} = 2550$ А, $x_d^* = 0,355$, $I_{rn} = 3530$ А - расчетное значение номинального тока ротора.

2. Далее рассчитывается полная мощность S по формуле:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad (2)$$

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} = \sqrt{500^2 + 300^2} = 588,303 \text{ МВА}$$

3. Вычисляется поправочный коэффициент k_f , учитывающий изменение падения напряжения на расчетном индуктивном сопротивлении рассеивания Потье x_p при отклонении текущей частоты f_T от номинальной, равной 50 Гц, по формуле:

$$k_f = \frac{f_T}{50} \quad (3)$$

$$k_f = \frac{f_T}{50} = \frac{50}{50} = 1$$

4. Рассчитывается ток статора по формуле I_c :

$$I_c = \frac{S}{\sqrt{3} \cdot U_c} \quad (4)$$

$$I_c = \frac{S}{\sqrt{3} \cdot U_c} = \frac{588,303}{\sqrt{3} \cdot 20} = 17 \text{ кА}$$

5. Определяется $\sin \phi$ угла сдвига фаз между напряжением U_c и током I_c по формуле:

$$\sin \phi = (1 - \cos \phi^2)^{0,5} \quad (5)$$

$$\sin \phi = (1 - \cos \phi^2)^{0,5} = (1 - 0,85^2)^{0,5} = 0,527$$

6. Определяется x_{p*} – расчетное индуктивное сопротивление рассеяния обмотки якоря, по формуле:

$$X_{p*} = 0,81972 \cdot X_{d*} \quad (6)$$

$$X_{p*} = 0,81972 \cdot X_{d*} = 0,81972 \cdot 0,355 = 0,291$$

7. Определяется x_p в именованных единицах по формуле:

$$X_{p*} = \frac{0,81972 \cdot X_{d*} \cdot U_c}{\sqrt{3} \cdot I_c} \quad (7)$$

$$X_{p*} = \frac{0,81972 \cdot X_{d*} \cdot U_c}{\sqrt{3} \cdot I_c} = \frac{0,81972 \cdot 0,355 \cdot 20}{\sqrt{3} \cdot 17} = 0,19766 \text{ Ом},$$

8. Определяется ΔU_{xp} падение напряжения на x_p по формуле:

$$\Delta U_{xp} = \sqrt{3} \cdot X_p \cdot I_c \cdot k_f \quad (8)$$

$$\Delta U_{xp} = \sqrt{3} \cdot X_p \cdot I_c \cdot k_f = \sqrt{3} \cdot 0,19766 \cdot 17 \cdot 1 = 5,82 \text{ кВ}$$

9. Определяется по исходным данным составляющая тока возбуждения I_{fsh} , индуктирующая электродвижущую силу ЭДС рассеивания, пропорциональная и равная падению напряжения ΔU_{xp} на индуктивном сопротивлении Потье:

$$I_{fsh} = I_{fk} - I_{fa} \quad (9)$$

$$I_{fsh} = I_{fk} - I_{fa} = 2550 - 2310 = 240 \text{ А}$$

10. Определяется по начальной прямолинейной части ХХХ (поясняющая диаграмма Потье рис. 3) коэффициент k_s - приведения намагничивающей силы рассеивания или тока рассеяния статора к обмотке возбуждения и соответствующий току ротора I_{fsh} для создания падения напряжения ΔU_{xp} , в режиме короткого замыкания при токе статора, равном номинальному току I_{ch} по формуле:

$$k_s = \frac{\sqrt{3} \cdot X_p \cdot I_{ch}}{I_{fsh}} \quad (10)$$

$$k_s = \frac{\sqrt{3} \cdot X_p \cdot I_{ch}}{I_{fsh}} = \frac{\sqrt{3} \cdot 0,19766 \cdot 17}{0,240} = 24,25 \frac{\text{кВ}}{\text{кА}}$$

11. Определяется по ХКЗ (рис. 3) коэффициент k_β - приведения полной

намагничивающей силы или номинального тока статора к обмотке возбуждения в режиме короткого замыкания по формуле:

$$k_\beta = \frac{I_{ch}}{I_{fk}} \quad (11)$$

$$k_\beta = \frac{I_{ch}}{I_{fk}} = \frac{17}{2,55} = 6,6666$$

12. Определяют по XXX и ХКЗ (рис.3) коэффициент k_a - приведения намагничивающей силы или тока реакции статора к обмотке возбуждения в режиме короткого замыкания по формуле:

$$k_a = \frac{k_s - \sqrt{3} \cdot X_p \cdot k_\beta}{k_s \cdot k_\beta} \quad (12)$$

$$k_a = \frac{k_s - \sqrt{3} \cdot X_p \cdot k_\beta}{k_s \cdot k_\beta} = \frac{24,25 - \sqrt{3} \cdot 0,19766 \cdot 6,6666}{24,25 \cdot 6,6666} = 0,1359$$

13. Определяется результирующая электродвижущая сила ЭДС E_p по векторной диаграмме напряжений генератора (рис.3) и по формуле:

$$E_p = \sqrt{(\Delta U_{Xp} + U_c \cdot \sin \varphi)^2 + (U_c \cdot \cos \varphi)^2} \quad (13)$$

$$E_p = \sqrt{(\Delta U_{Xp} + U_c \cdot \sin \varphi)^2 + (U_c \cdot \cos \varphi)^2} = \sqrt{(5,82 + 20 \cdot 0,5268)^2 + (20 \cdot 0,85)^2} = 23,59 \text{ кВ}$$

14. Определяется $\sin(\gamma + \phi)$ - угла между векторами E_p и I_c по формуле:

$$\sin(\gamma + \phi) = \frac{\Delta U_{Xp} + U_c \cdot \sin \varphi}{E_p} \quad (14)$$

$$\sin(\gamma + \phi) = \frac{\Delta U_{Xp} + U_c \cdot \sin \varphi}{E_p} = \frac{5,8 + 20 \cdot 0,5268}{23,59} = 0,693$$

15. Определяется $\cos(\gamma + \phi + 90^\circ)$ - угла между составляющими тока ротора по совмещенной диаграмме напряжений и диаграмме намагничивающих сил генератора (по диаграмме Потье рис. 3) по формуле:

$$\cos(\gamma + \phi + 90^\circ) = -\sin(\gamma + \phi) = -0,693 \quad (15)$$

16. После этого производится экстраполяция XXX ТГ зависимости $I_f = f(U)$ для получения полинома:

$$I_{fr} = a_0 + a_1 \cdot U + a_2 \cdot U^2 + \dots + a_n \cdot U^n \quad (16)$$

где $a_0 - a_n$ - коэффициенты полинома.

В режиме холостого хода $E=U$ и ток ротора I_{frj} для j -го режима определяется по соответствующей этому току, результирующей ЭДС E_{pj} . Подставив в (16) полученные при экстраполяции XXX коэффициенты полинома, уравнение полинома для конкретного генератора принимает вид:

$$I_{frj} = -623567,89 + 183460 \cdot E_{pj} - 22434,1 \cdot E_{pj}^2 + \\ + 1460,4 \cdot E_{pj}^3 - 53,346 \cdot E_{pj}^4 + 1,0363 \cdot E_{pj}^5 - 0,0083576 \cdot E_{pj}^6$$

17. Определяется ток возбуждения I_{frn} , по соответствующей этому току результирующей ЭДС $E_p=23,59$ для номинального режима:

$$I_{frn} = -623567,89 + 183460 \cdot 23,59 - 22434,1 \cdot 23,59^2 + \\ + 1460,4 \cdot 23,59^3 - 53,346 \cdot 23,59^4 + 1,0363 \cdot 23,59^5 - 0,0083576 \cdot 23,59^6 = 1,511 \text{ кА}$$

18. Определяется расчетный номинальный ток ротора I_{fn} по диаграмме намагничивающих сил генератора рис.3 по формуле:

$$I_{fn} = \sqrt{I_{fa}^2 + I_{fp}^2 + 2 \cdot I_{fa} \cdot I_{fp} \cdot \sin(\gamma + \phi)} \quad (17)$$

$$I_{fn} = \sqrt{I_{fa}^2 + I_{fp}^2 + 2 \cdot I_{fa} \cdot I_{fp} \cdot \sin(\gamma + \varphi)} = \sqrt{2,31^2 + 1,511^2 + 2 \cdot 2,31 \cdot 1,511 \cdot 0,693} = 3,530 \text{ кА}$$

Полученные дополнительные расчетные данные k_s , k_a , полиномы с рассчитанными коэффициентами имеют для каждого конкретного генератора вполне определенные значения и вносятся в базу данных блока 5 устройства. Аналогично рассчитываются параметры и для остальных типов ТГ. Далее с помощью устройства рис.1 рассчитывается эталонный ток ротора в режимах, различных от номинального режима.

Предложенный способ отличается простотой, дает однозначные выводы о наличии витковых замыканий в роторе, не требует дополнительного изменения конструкции ТГ, установки дополнительных измерительных приборов.

Примечания:

1. Самородов Ю.Н. Турбогенераторы. Аварии и инциденты. М.: ЭЛЕКС-КМ, 2008. 488 с.
2. Глебов И.А., Данилевич Я.Б. Диагностика турбогенераторов. Л.: Наука, 1989. 119 с.
3. Алексеев А.Е., Костенко М.П. Турбогенераторы. М., 1939. 341 с.
4. Jackson R.J., Roberts I.A., Thurston R.C., Worsfold J.H. Generator rotor monitoring in the United Kingdom // CIGRE. 1986. Report 11-04, 8 r.

References:

1. Samorodov Yu.N. Turbogenerator. Avarii i intsidenty. M.: ELEKS-KM, 2008. 488 s.
2. Glebov I.A., Danilevich Ya.B. Diagnostika turbogeneratorov. L.: Nauka, 1989. 119 s.
3. Alekseev A.E., Kostenko M.P. Turbogenerator. M.: Gosenergoizdat, 1939. 341 s.
4. Jackson R.J., Roberts I.A., Thurston R.C., Worsfold J.H. Generator rotor monitoring in the United Kingdom // CIGRE. 1986. Report 11-04, 8 r.

УДК 621.313.13

Моделирование систем диагностики виткового замыкания обмотки ротора турбогенератора на основе анализа сигналов от штатных средств измерения

Ольга Владимировна Лиясова

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Российская Федерация
634034, Томская область, г. Томск, проспект Ленина, 30
E-mail: vliov@mail.ru

Аннотация. Предложен новый способ защиты от виткового замыкания в обмотке ротора синхронного генератора на основе диаграммы Потье. Разработана и исследована математическая модель, позволяющая определять количество поврежденных витков в реальном времени.

Ключевые слова: витковое замыкание, обмотка ротора, турбогенератор, диаграмма Потье, эталонный ток ротора.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 79-85, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.79

www.ejournal4.com

UDC 532.522

Mathematical Modeling of Fluid Outflow from the Reservoir

¹ L.A. Mihalchenko² S.S. Makarov¹ Kamsky Institute of Humanitarian and Engineering Technologies, Russian Federation² Institute of Mechanics, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russian Federation

Abstract

The article contains mathematical model and the simulation results of liquid outflow from the reservoirs at alternating dynamic level. The results obtained for the three sizes of vertical steel tanks – PBC PBC-1000 -5000, -20000 PBC and horizontal tanks, wagon – tanks of 50 m³ and 100 m³ and 150 m³. Obtain a functional dependence of the liquid outflow from the tanks, depending on the diameter of the outlet nozzle. For horizontal tank volume of 50 m³ is given assessment of the impact of the coefficient of flow at the time of expiration.

Keywords: reservoir, mathematical model, an issue, a liquid.

Введение

Актуальной задачей при проектировании и эксплуатации объектов нефтегазового комплекса является построение и исследование математических моделей процессов и явлений, имеющих место в производственном цикле сложных технических объектов и систем. В связи с этим разработка математических моделей, алгоритмов расчетных программ и поведение численных исследований способствуют более детальному и всестороннему изучению рассматриваемых технологических процессов.

Объект исследования: резервуары вертикальные и горизонтальные цилиндрические стальные для хранения нефти и нефтепродуктов.

Цель работы: исследование динамики истечения жидкости из резервуаров при переменном динамическом уровне.

Задачи: сбор и систематизация информации по исследуемому процессу; разработка расчетной схемы резервуара; построение математической модели процесса истечения жидкости из резервуаров при переменном динамическом уровне; исследование математической модели процесса при корректных начальных данных.

В практике хранения различного рода жидких углеводородов широкое применение нашли вертикальные и горизонтальные резервуара.

Примером могут служить РВС – резервуар вертикальный стальной (рис. 1).

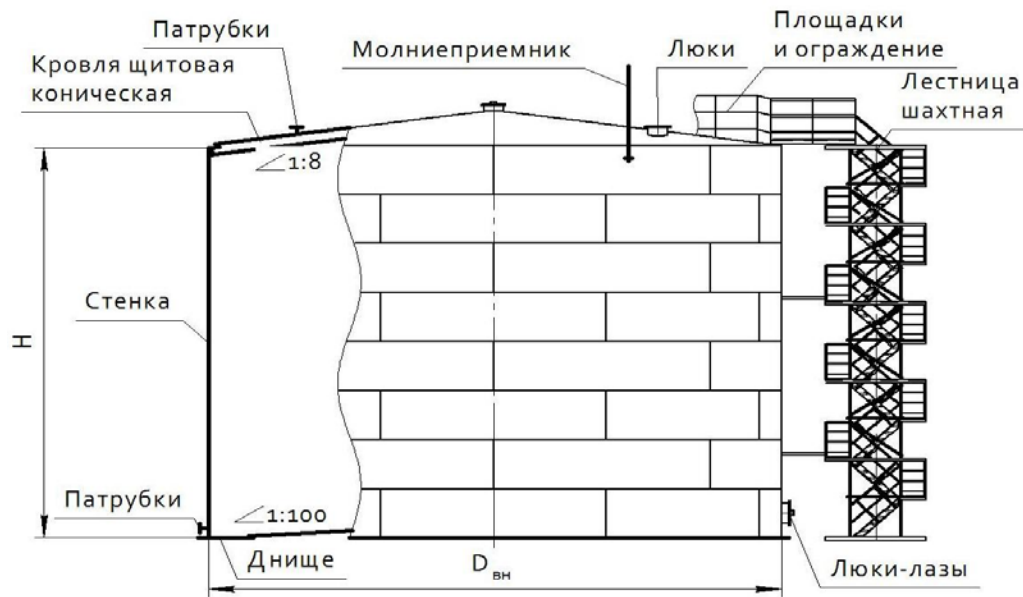


Рис. 1. РВС

Примерами горизонтальных резервуаров являются железнодорожные вагоны – цистерны и емкости (рис. 2).

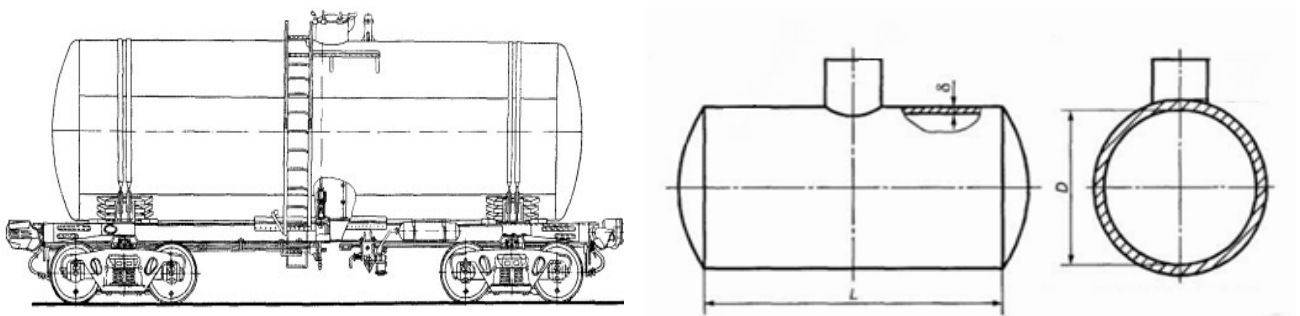


Рис. 2. Вагон – цистерна и горизонтальная ёмкость

Расчетные схемы

В качестве расчетной схемы рассмотрим открытый в атмосферу сосуд из которого происходит истечение жидкости при постоянно уменьшающемся напоре (рис. 3).

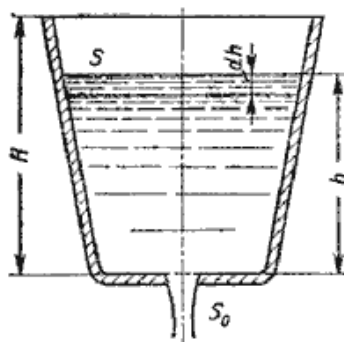


Рис. 3. Схема опорожнения резервуара

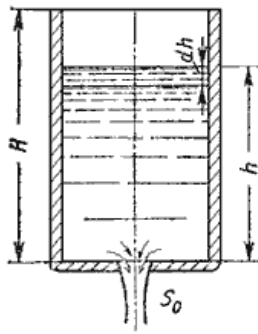


Рис. 4. Опорожнение призматического резервуара

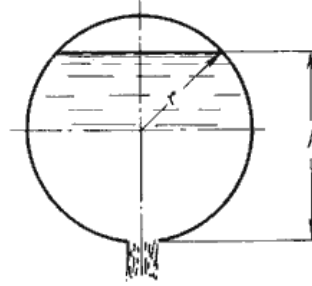


Рис. 5. Опорожнение непризматического резервуара

Математическая модель [1-3]

Если напор, а, следовательно, и скорость истечения из резервуара изменяются медленно, то движение в каждый момент времени можно рассматривать как установившееся, и для решения задачи применить уравнение Бернулли. Обозначим переменную высоту уровня жидкости в сосуде за h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , площадь отверстия S_0 , и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов:

$$Sdh = -Qdt \text{ или } Sdh = -\mu S_0 \sqrt{2gh} \cdot dt \quad (1)$$

где dh - изменение уровня жидкости за время dt ; μ - коэффициент расхода. Из (1) время полного опорожнения сосуда (рис.3) высотой H :

$$t = -\frac{1}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_H^0 S \frac{dh}{\sqrt{h}} \quad (2)$$

Полное время истечения определяется, если известен закон изменения площади S по высоте h резервуара. Для сосуда у которого $S = \text{const}$ (рис.4) время полного опорожнения:

$$t = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}} \quad (3)$$

Из этого выражения следует, что время полного опорожнения сосуда с постоянной площадью сечения в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

Для определения времени истечения жидкости из горизонтального цилиндрического резервуара (цистерны) (рис. 5) выразим зависимость переменной площади S от h :

$$S = 2l\sqrt{h(D-h)}, \quad (4)$$

где l - длина цистерны; D - диаметр цистерны. Тогда время полного опорожнения цистерны, т.е. время изменения напора от $h_1 = D$ до $h_2 = 0$, получится равным:

$$t = \frac{4lD\sqrt{D}}{3\mu S_0 \sqrt{2g}}. \quad (5)$$

Результаты моделирования

Проведенный предварительный обзор и анализ литературных источников [4, 5] позволил выбрать начальные параметры для трех типов резервуаров вертикальных стальных (РВС) табл. 1 и вагон – цистерн – горизонтальных резервуаров табл. 2.

Таблица 1. Исходные данные по вертикальным резервуарам

Номинальный объем V , м ³	Внутренний диаметр D , м	Высота стенки H , м	Площадь сечения S , м ²	Условный проход патрубка d_0 , м	Площадь сечения патрубка S_0 , м ²	Коэффициент расхода, μ
1000	10,43	12	85,44	0,25	0,05	0,5
5000	20,92	15	343,73	0,4	0,13	0,65
20000	39,9	18	1250,36	0,7	0,35	0,75

Таблица 2. Исходные данные по горизонтальным резервуарам

Номинальный объем V , м ³	Внутренний диаметр D , м	Длина цилиндрической части L , м	Площадь сечения S , м ²	Условный проход патрубка d_0 , м	Площадь сечения патрубка S_0 , м ²	Коэффициент расхода, μ
50	2,6	9	5,31	0,08	0,005	0,5
100	3	13	7,07	0,15	0,02	0,65
150	3,4	17	9,08	0,3	0,07	0,75

На рис. 6 приведена зависимость времени опорожнения РВС в зависимости от диаметра выходного патрубка.

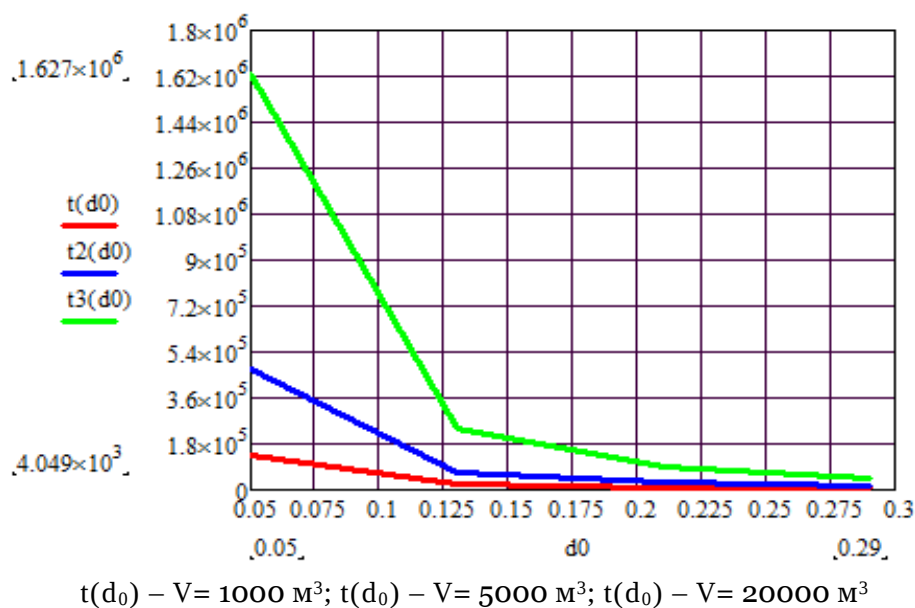
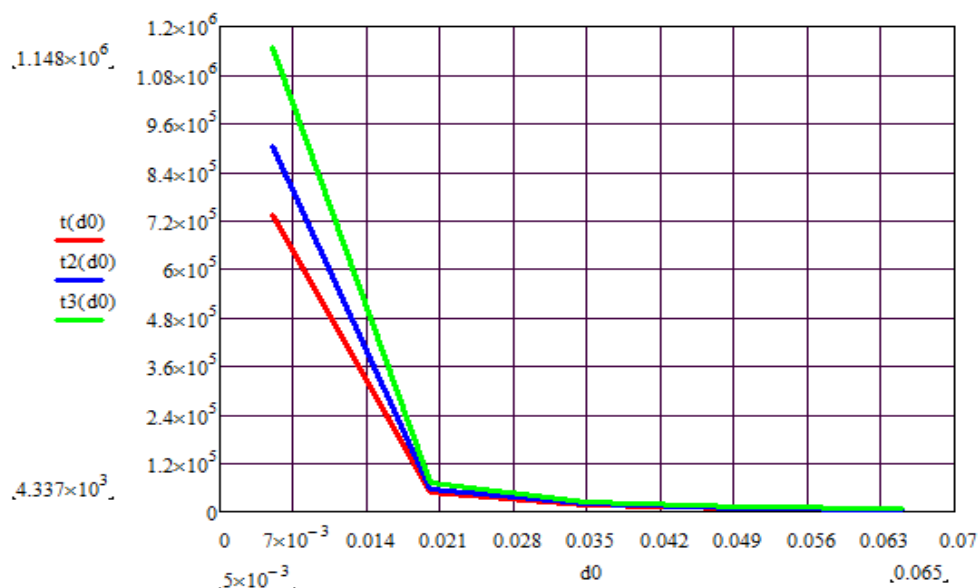


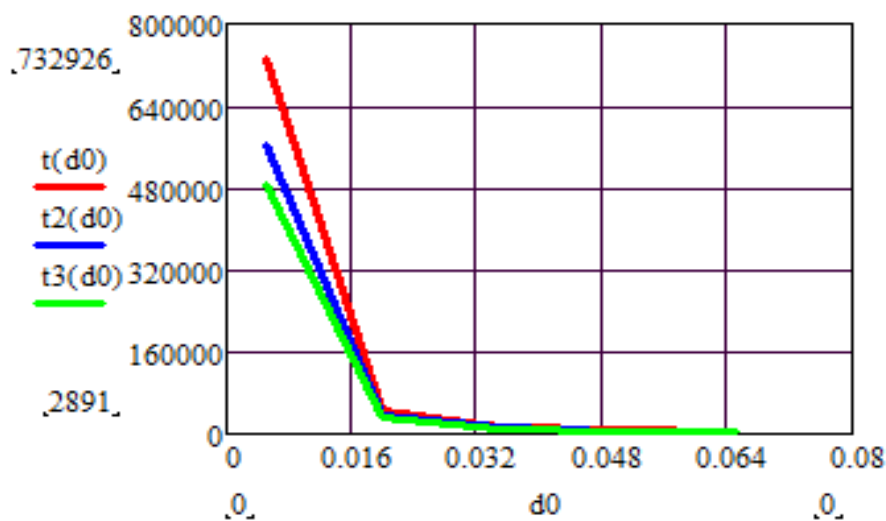
Рис. 6. Зависимость времени истечения жидкости из РВС от диаметра выходного патрубка

На рис. 7 приведена зависимость времени опорожнения горизонтальных резервуаров в зависимости от диаметра выходного патрубка.



$t(d_0) - V = 50 \text{ м}^3$; $t(d_0) - V = 100 \text{ м}^3$; $t(d_0) - V = 150 \text{ м}^3$
 Рис. 7. Зависимость времени истечения жидкости из цистерн от диаметра выходного патрубка

Взяв за основу горизонтальный резервуар с номинальным объемом 50 м^3 были проведены оценочные расчеты, влияния условий истечения на время истечения.



$t(d_0) - \mu = 0,5$; $t(d_0) - \mu = 0,65$; $t(d_0) - \mu = 0,75$

Рис. 8. Зависимость времени истечения жидкости из цистерн от диаметра выходного патрубка

Видно, что изменение коэффициента расхода μ в большую сторону приводит к сокращению времени.

На рис. 9 приведен график времени истечения в относительных величинах $t_{22} = \frac{t(d_0) - t_2(d_0)}{t(d_0)} \cdot 100\%$; $t_{33} = \frac{t(d_0) - t_3(d_0)}{t(d_0)} \cdot 100\%$.

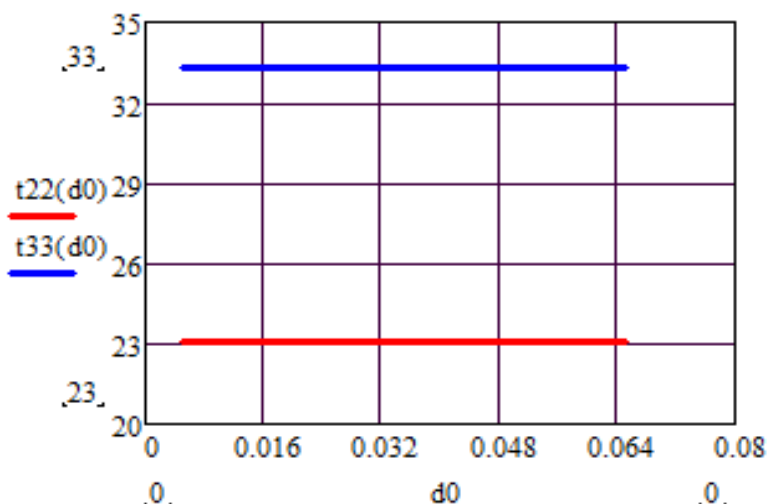


Рис. 9. Относительное время истечения, %

Выводы:

1. Приведенная математическая модель позволяет качественно и количественно дать оценку времени истечения жидкости из резервуаров с переменным динамическим уровнем при заданных условиях истечения.

2. С помощью модели можно исследовать влияние геометрических и гидравлических условий истечения на конечное время резервуара.

3. Оценка влияния условий истечения показало, что в независимой от объема РВС изменение коэффициента расхода μ на 23 % приводит к увеличению времени на 23 %, а при изменении μ на 25 % время увеличивается на 33 %. Следовательно, зависимость времени от геометрических условий имеет не линейный характер.

Примечания:

1. Абрамзон Л.С., Колпаков Л.Г. Гидравлика: Истечения жидкостей через отверстия и насадки. Гидравлические струи. Динамическое воздействие струи на преграду. Кавитация: Учеб. Пособие. Уфа: УНИ, 1981. 88 с.

2. Александров А.А. Истечение жидкости из отверстий и насадков. Л.: ЖИ, 1963. 92 с.

3. Зотов В.А. Математическая модель истечения жидкости из резервуара через систему малых отверстий / В кн.: Международная научно-практическая конференция «Инженерные системы – 2009». Тезисы докладов. М.: РУДН, 2009. С. 78.

4. ГОСТ 31385-2008 Резервуары вертикальные цилиндрические стальные для нефти и нефтепродуктов.

5. http://стко.рф/html/carriages_cistern.php#cistern (Дата обращения 22.04.15).

References:

1. Abramzon L.S., Kolpakov L.G. Gidravlika: Istecheniya zhidkosti cherez otverstiya i nasadki. Gidravlicheskie strui. Dinamicheskoe vozdeistvie strui na pregradu. Kavitatsiya: Ucheb. Posobie. Ufa: UNI, 1981. 88 s.

2. Aleksandrov A.A. Istechenie zhidkosti iz otverstii i nasadkov. L.: ZhI, 1963. 92 s.

3. Zotov V.A. Matematicheskaya model' istecheniya zhidkosti iz rezervuara cherez sistemu malyx otverstii / V kn.: Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya «Inzhenernye sistemy – 2009». Tezisy dokladov. M.: RUDN, 2009. S. 78.

4. GOST 31385-2008 Rezervuary vertikal'nye tsilindricheskie stal'nye dlya nefi i nefteproduktov.

5. http://stko.rf/html/carriages_cistern.php#cistern (Data obrashcheniya 22.04.15).

УДК 532.522

Математическое моделирование истечения жидкости из резервуаров

¹ Л.А. Михальченко

² С.С. Макаров

¹ Камский институт гуманитарных и инженерных технологий, Российская Федерация

² Институт механики УрО РАН, Российская Федерация

Аннотация. В работе приведена математическая модель и результаты моделирования истечения жидкости из резервуаров при переменном динамическом уровне. Результаты получены для трех типоразмеров резервуаров вертикальных стальных – РВС-1000 РВС -5000, РВС -20000 и горизонтальных резервуаров, вагон - цистерн объемом 50 м³, 100 м³ и 150 м³. Получены функциональные зависимости времени истечения жидкости из резервуаров в зависимости от диаметра выходного патрубка. Для горизонтального резервуара объемом 50 м³ приведена оценка влияния величины коэффициента расхода на время истечения.

Ключевые слова: резервуар, математическая модель, истечение, жидкость.

Copyright © 2015 by Academic Publishing House Researcher



Published in the Russian Federation
European Journal of Technology and Design
Has been issued since 2013.

ISSN: 2308-6505

E-ISSN: 2310-3450

Vol. 8, Is. 2, pp. 86-94, 2015

DOI: 10.13187/ejtd.2015.8.86

www.ejournal4.com



UDC 532

Effect of Engine Oil in the Aftercooler of a 2HA4TERS Horizontally Balanced Opposed Air Compressor

¹ N.B. Sigimon

² Jose K Jacob

³ A. Surendran

¹ Universal Engineering College, India

Trichur, Kerala

M. Tech Scholar

E-mail: nomigis003@gmail.com

² Universal Engineering College, India

Trichur, Kerala

Dept. of Mechanical Engineering

Dr. (Prof.)

E-mail: drjosekjacob@gmail.com

³ SIFL, Govt. of Kerala, India

Dr. Manager

Abstract

Thermal designing of an aftercooler typically includes the determination of heat transfer area, number of tubes, tube length and tube diameter, tube layout, number of shell and tube passes, tube pitch, number of baffles, its type and size. CFD model of the after cooler had been developed and it is validated. Unexpected heat is generated at the after cooler of a 2HA4TERS, horizontally balanced opposed air compressor. This causes overheating and burning of the after cooler. This paper aims to determine the effect of variation in oil discharge in to the cylinder of the compressor by analyzing the CFD model of the after cooler. LMTD, Heat flow Q , Weight flow W , Clearance between the tubes C_1 , Baffle space B , Flow area a , Mass velocity G , Average temperature of the cold fluid t_a , Average temperature of the hot fluid T_a , Reynolds number for heat transfer Re , Heat transfer coefficient in general h , for inside fluid h_i , and for out side fluid h_o , Value of h_i when referred to the tube outside diameter h_{io} , Clean overall coefficient of heat transfer U_c , Design overall heat transfer coefficient U_d and dirt factor R_d are determined by using Kerns method.

Keywords: aftercooler, heat transfer area, shell and tube passes, tube pitch, baffles, CFD model.

Introduction

The paper reveals the determination of Dirt factor R_d of the aftercooler by determining the following: heat balance between the air and water flowing through the after cooler. LMTD of after

cooler, mass velocity of after cooler fluids, Reynolds's number of after cooler fluids, factor for heat transfer j_h , weight flow of after cooler fluids, the heat transfer co-efficient.

An aftercooler is a shell and tube heat exchanger which consists of a shell (a large pressure vessel) with a bundle of tubes inside it. One fluid runs through the tubes and another fluid flows over the tubes (through the shell) to transfer heat between the two fluids. The sets of tubes is called a tube bundle. It is the most common type of heat exchanger in oil refineries and other large chemical processes, and is suited for high pressure applications.

Nomenclature

B	Baffle spacing
C	Clearance between tubes, m
C	Specific heat, J/kgK
D	Inside diameter of tubes, m
De	Equivalent diameter, m
F_T	Temperature difference factor
G	Mass velocity ,kg/sm ²
h, h_i, h_o	Heat transfer coefficient in general, for inside and for outside fluid respectively, W/m ² K
H_{io}	Value of h_i when referred to the tube OD, W/m ² K
J_h	Factor for heat transfer
K	Thermal conductivity, W/mK
Pt	Tube pitch,m
Rd	Dirt factor,mk/W
Ta	Average temperature of cold fluid ,K
ΔT	True temperature difference K
U_c, U_d	Clean and design overall coefficient of heat W/m ² K

Literature Review

Ahmad Fakheri [11] in his paper shows that how to calculate the efficiency of the heat exchangers based on the second law of thermodynamics. He says that corresponding to every heat exchanger there is an ideal balanced counter flow heat exchanger which has the properties of same UA, same AMTD and minimum entropy generation corresponding to minimum losses and irreversibility. The efficiency of the heat exchanger may be calculated by comparing the heat transfer capability of actual heat exchanger with that of the ideal heat exchanger

Rajeev Mukherjee [12] explains the basics of exchanger thermal design, covering such topics as: STH components; classification of STHs according to construction and according to service; data needed for thermal design; tube side design; shell side design, including tube layout, baffling, and shell side pressure drop; and mean temperature difference. The basic equations for tube side and shell side heat transfer and pressure drop. Correlations for optimal condition are also focused and explained with some tabulated data. This paper gives overall idea to design optimal shell and tube heat exchanger.

The optimized thermal design can be done by sophisticated computer software however a good understanding of the underlying principles of exchanger designs needed to use this software effectively.

Jiangfeng Guo et. al [13] took some geometrical parameters of the shell-and-tube heat exchanger as the design variables and the genetic algorithm is applied to solve the associated optimization problem. It is shown that for the case that the heat duty is given, not only can the optimization design increase the heat exchanger effectiveness significantly, but also decrease the pumping power dramatically.

A. Pignotti [14] in his paper established relationship between the effectiveness of two heat exchanger configurations which differ from each other in the inversion of either one of two fluids.

M. S. Bohn [15] in his article presents a method of calculating the electric power generated by a thermoelectric heat exchanger. The method presented in this paper is an extension of the NTU method used to calculate heat-exchanger's heat-transfer effectiveness. The effectiveness of thermoelectric power generation is expressed as the ratio of the actual power generated to the

power that would be generated if the entire heat-exchanger area were operating at the inlet fluid temperatures.

P.S. Gowthaman and S. Sathish [1] in their work a comparison is made by analyzing the segmental and helical baffle in a heat exchanger. They found that higher heat transfer and lower pressure drop is achieved in a helical baffle compared to segmental baffle.

Amarjit Singh and Satbir S. Seghval [2] had studied the different effects in Shell and Tube heat exchanger by increasing Reynolds no. with segmental baffles at 0° , 30° and 60° . The model is studied with four segmental baffles. They found that heat transfer coefficient increases with increase in Reynolds no., Nusselt No. increases with increase in Reynolds no.

S.N. Hossain and S. Bari [3] had conducted an experimentally connecting a shell and tube heat exchanger at an exit of diesel engine having specification engine 13B, Toyota made, 4 cylinder Water cooled diesel engine, 102 mm bore and 105 mm stroke, compression ratio 17.6, Torque 217 Nm at 200 rpm. The experiments had been conducted by using HFC, 134a, and ammonia as the working fluid. It is found that it can increase the overall efficiency of diesel engine.

Andre L.H, Costa and Eduardo. m. Queiroz [4] described a method for the optimization of SHTE. The formation of the problem seeks the minimization of thermal surface of the equipment, for certain minimum excess area and maximum pressure drops, considering discrete decision variables.

K. Anand, V.K. Pravin and P.H. Veena [5] had designed the SHTE based on Bell Delaware method.

Chandrakant B Kothare [6] had developed a sophisticated and user-friendly computer software using visual Basic 6.0 (As a primary programming language) for the hydraulic design of SHTE based on the D.Q. Kern method.

Vindhya Vasiny Prasad Dubey, Raj Rajat Varma and Piyush Shankar Varma [7] had designed a simplified model of shell and tube heat exchanger using Kerns method to cool the water from 550 c to 450 c by using water at room temperature, and carried out steady state analysis on ANSYS -14, to justify the design.

Lutcha and Nemcansky [8] upon investigation of the flow field patterns generated by various helix angles used in helical baffle geometry found that the flow patterns obtained in their study are similar to plug flow condition which is expected to decline pressure at shell side and increase heat transfer process significantly.

Stehlik [8] studied the effect of optimized segmental baffles and helical baffles in heat exchanger based on Bell-Delaware method and demonstrated the heat transfer and pressure decline correction factors for a heat exchanger.

Oil- Water Shell and Tube Heat Exchangers with various baffle geometries of 5 continuous helical baffles and one segmental baffle and test results were compared for performance with respect to their heat transfer coefficient and pressure decline values at shell side by Kral [9] When they have made comprehensive comparison on the most important geometric factor of helix angle, 40° helix angle outperformed the other angles with respect to the heat transfer per unit shell side fluid pumping power or unit shell side fluid pressure decline.

The continuous helical baffles when designed well can prevent the flow induced vibration and fouling in the shell side. Similar results on fouling were reported by Murugesan and Balasubramanian [10].

Methodology

The 3-D model is developed by UNIGRAPHICS and it is analyzed by ANSYS FLUENT-15. RNG $k-\varepsilon$ model is chosen for the present study considering the computational time also. The SIMPLE algorithm is used to simultaneously solve the velocity and pressure equations. Kerns method is applied for the thermal designing of the aftercooler. The analysis is conducted by varying the mass flow of the oil from 0.001 kg/s to 0.007 kg/s.

Two Equation Models

Two-Equation Models of turbulence have served as the foundation for much of the turbulence model research during the past two decades. These models provide methods for not only the computation of kinetic energy k , but also for that of turbulence length scale or equivalent.

Consequently, two-equation models are complete, i.e., they can be used to predict properties of a given turbulent flow with no prior knowledge of the turbulence structure. They are, in fact, the simplest complete model of turbulence.

The basic expression for turbulence kinetic energy for the two equation models are as follows:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j}$$

where τ_{ij} is the turbulence stress tensor, ϵ is the dissipation rate of k .

k-ε Model

The k - ϵ model focuses on the mechanisms that affect the turbulent kinetic energy (per unit mass) k . The instantaneous kinetic energy $k(t)$ of a turbulent flow is the sum of mean kinetic energy $\bar{k}$ and turbulent kinetic energy k :

$$k(t) = \bar{k} + k$$

where $\bar{k} = \frac{1}{2}(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2)$ and $k = \frac{1}{2}(\bar{u}'^2 + \bar{v}'^2 + \bar{w}'^2)$

The dissipation rate of k , ϵ can be written as

$$\epsilon = 2\nu \overline{e'_{ij} e'_{ij}}$$

By assuming suitable closure coefficients, ϵ is calculated.

Turbulent dynamic viscosity can be calculated once k and ϵ are known

$$\mu_t = c_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Reynolds stresses are calculated further to complete the model closure.

RNG k-ε Model

NG is Renormalized Group. In this model, k - ϵ equations are derived from the application of a rigorous statistical technique (Renormalization Group Method) to the instantaneous Navier-Stokes equations. They are similar in form to the standard k - ϵ equations, but include an additional term in ϵ equation for interaction between turbulence dissipation and mean shear. The effect of swirl on turbulence is considered in this model. Analytical formula for turbulent Prandtl number is additionally included.

For steady, incompressible boundary layers, all of these models can be written compactly as

follows:
$$\bar{u} \frac{\partial k}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial k}{\partial y} = -\vartheta_T \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 - \epsilon + \frac{\partial \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right]}{\partial y}$$

$$\bar{u} \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial y} = -c_{\epsilon 1} f_1 \frac{\tilde{\epsilon}}{k} \vartheta_T \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 - c_{\epsilon 2} f_2 \frac{\tilde{\epsilon}^2}{k} + E + \frac{\partial \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial y} \right]}{\partial y}$$

where ϑ is the kinematic viscosity, $\tilde{\epsilon}$ is defined as $\tilde{\epsilon} = \epsilon - \epsilon_0$, ϵ_0 is the dissipation rate at $y=0$, $c_{\epsilon 1}$ and $c_{\epsilon 2}$ are the closure coefficients and f_1 and f_2 are the damping functions.

The empirical viscous damping functions in the above equations depends on the following dimensionless parameters,

$$Re_T = \frac{k^2}{\tilde{\epsilon} \nu}, \quad R_y = \frac{k^{1/2} y}{\nu}, \quad y^+ = \frac{u_T y}{\nu}$$

Calculations

HOT FLUID	COLD FLUID
Inlet temperature=403K	Inlet temperature=306.6K
Outlet temperature=303K	Outlet temperature=301K

Inside diameter=251.5 mm, Baffle space=281 mm, Number of passes=1, Number of tubes=199, Length of the tube=1405 mm, Outer diameter=0.9525 cm, BWG=0.9144 mm, Pitch=14 mm, Number of passes=1.

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{t_1 - t_2} = 265.145K, \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 255.26K, \quad LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2.3 \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 279.60K, \quad W = 5.583 \text{ kg/s},$$

$$Q_{\text{Air}} = 5.583 \times 60 \times 60 \quad (320.82 - 315.22) = 112553.28 \text{ W/hr.}, \quad Q_{\text{Water}} = 0.3126 \times 60 \times 60 (144.2 - 44.22), \\ = 112513.49 \text{ W/hr}, \quad C^1 = \text{Pitch} - \text{OD} = 1.397 - 0.9525 = 0.445 \text{ cm}, \quad B = 28.09 \text{ cm}, \quad A_s = \frac{ID \times C^1 \times B}{144 \times PT} = 0.073 \text{ m}^2$$

$$A_t = 0.0610 \text{ m}^2, \quad G_s = W / a_s = 20098.8 / 0.073 = 275326.02 \text{ kg/hr.m}^2, \quad G_t = 60466.55 \text{ kg/hr.m}^2, \quad V = 13.97 \text{ m/s}, \\ T_a = 318.02K, \quad \mu_{\text{water}} = .7 \text{ kg/m.hr}, \quad D_e = 0.0139 \text{ m}, \quad \text{Res} = (0.0139 \times 275326) / 0.7 = 5467, \quad T_a = 367.2K, \\ \mu_{\text{air}} = 0.076 \text{ kg/m.hr}, \quad D = 8.059536 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad \text{Ret} = \frac{D \times G_t}{\mu} = (8.059536 \times 10^{-3} \times 60466.5) / 0.0754 = 6892,$$

$$K = 6.375 \times 10^{-3} \text{ W/cm}^2 \text{ (}^0\text{C/cm)} = 2.335 \times 10^{-3} \text{ W/Mk}, \quad J_h = \frac{h_0 D_s}{k} \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{(1/3)} (\mu / \mu_w)^{-0.34} \quad H_0 = 0.297 \text{ W/Mk},$$

$$H_i = \frac{h_i \times D}{k} (C \mu / k)^{-(1/3)} (\mu / \mu_w)^{-0.14} \quad H_i = 5.46 \times 10^{-3} \text{ W/Mk}, \quad H_{io} = 4.93 \times 10^{-3} \text{ W/Mk}, \quad U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = 4.854 \times 10^{-3} \text{ W/mk}, \\ U_d = (Q / A \Delta t) = 4.76 \times 10^{-3} \text{ W/mk}$$

$$R_d = (U_c - U_d) / (U_c \times U_d) = 4.068 \text{ mk/W}$$

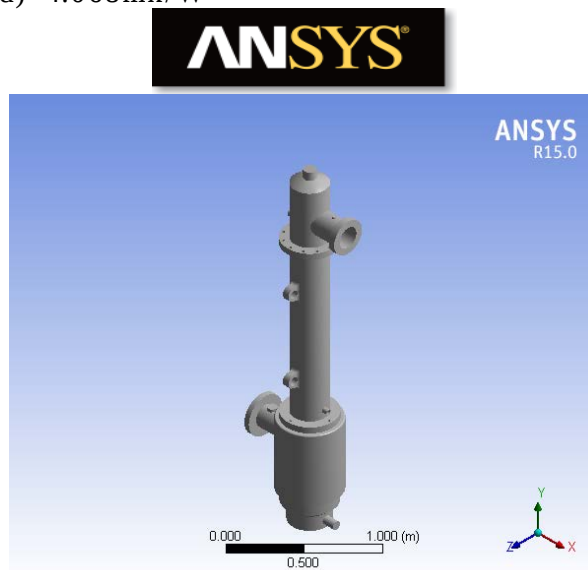


Fig. 1. Aftercooler as Solid

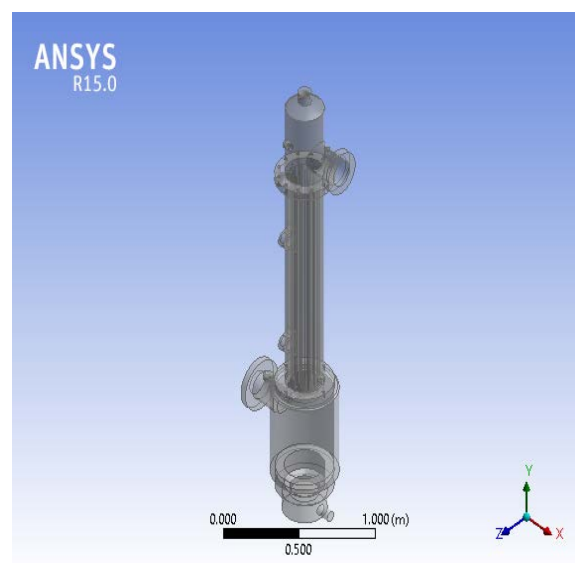


Fig. 2. Aftercooler as Transparent

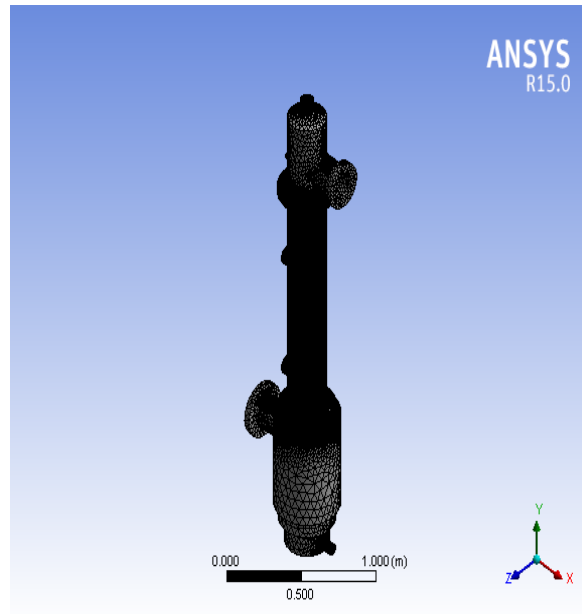


Fig. 3. After cooler in mesh

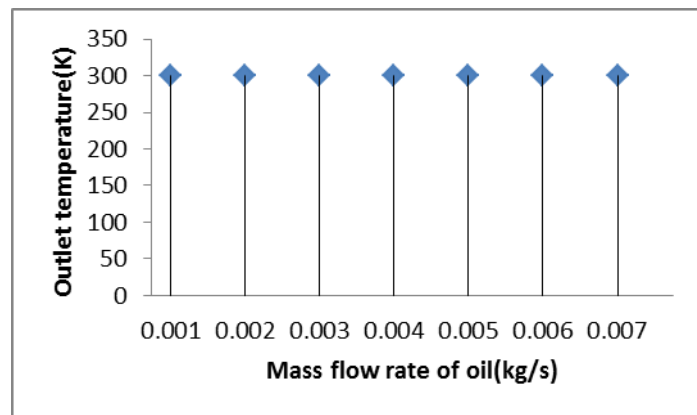


Fig. 4. Mass flowrateVsOutlet temperature

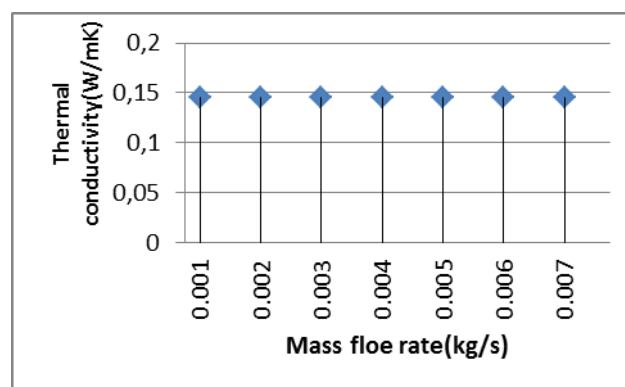


Fig. 5. Mass flow rate Vs Thermal conductivity

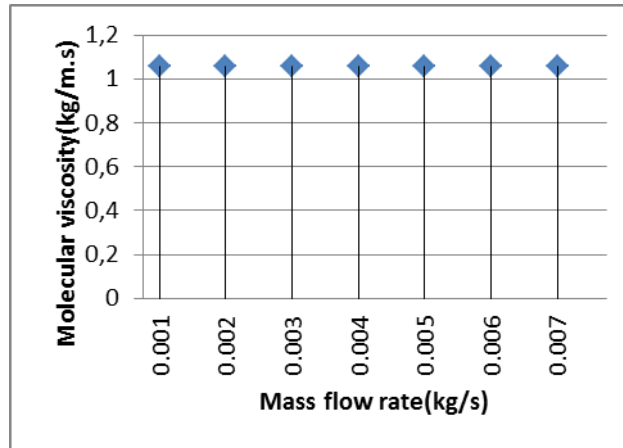


Fig. 6. Mass flow rate Vs Molecular viscosity

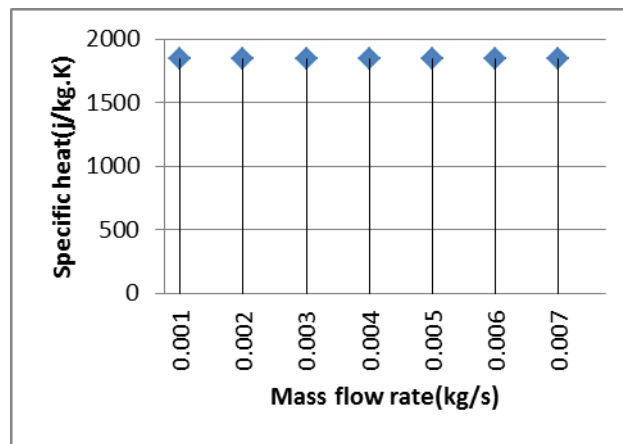


Fig. 7. Mass flow rate Vs Specific heat

Masss flow rate of oil (kg/s)	X-Vorticity (m/s)	Y-Vorticity (m/s)	Z-Vorticity(m/s)	Temperature at out let(K)	Thermal conductivity (k),W/m-k
0.001	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.002	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.003	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.004	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.005	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.006	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145
0.007	1.41E-05	4.68E-05	5.30E-05	300.173	0.145

Molecular viscosity (Kg/m-s)	Specific heat(Cp); j/kg-K	Prandlt No.	Radial velocity (m/s)	Tangentialv elocity (m/s)
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05
1.06	1845.001	13487.59	5.91E-05	1.69E-05

Chart. 2

Results

The thermal designing of the aftercooler of a 2HA 4TERS horizontally balanced opposed air compressor is done. It is obtained that heat flow of air, $Q_a=112.553\text{KW/hr}$. Clearance between the tubes $c^1=.445\text{ cm}$. Mass velocity of air $G_s=275326.02\text{kg/hr.m}^2$. Mass velocity of water $G_t=60466.55\text{kg/hr.m}^2$. Reynolds No. of the shell fluid= 5467 . Reynolds No. of the tube fluid = 6892 . Thermal conductivity $K=2.335\times 10^{-3}\text{ W/mk}$. Outside heat transfer coefficient $h_o=.297\text{W/mk}$. Inside heat transfer coefficient $h_i=5.46\times 10^{-3}\text{W/mk}$. Clean overall heat transfer coefficient $U_c=4.854\times 10^{-3}\text{W/mk}$. Design overall heat transfer coefficient $U_d=4.76\times 10^{-3}\text{ W/mk}$. Dirt factor $R_d=4.068\text{mk/W}$. From the design data book it is found that the value of R_d obtained is well in agreement. There for the design is correct. Also the effect of the oil content is studied by varying the mass flow rate from 0.001 to 0.007 kg/s . This is done by designing the aftercooler using the 3-D designing software Unigraphics and analyzing it by ANSYS FLUENT-15. The out let temperature of the cold water obtained in this method is 300.179K , which is well in agreement with Kerns method of designing. Also other properties like Thermal conductivity, Molecular viscosity, Specific heat, Prandlt No, Radial velocity, Tangential velocity, Helicity, Vorticity, Enthalpy, Total energy, Turbulent intensity and turbulent dissipation rate is also determined. It is found that there is no effect for oil content towards these parameters, since graph obtained in these cases are a straight line. Different graphs are plotted between the mass flow rate of oil and various outlet properties of the aftercooler.

Conclusion

Design parameters of the aftercooler is verified by Kerns method and also it is analyzed by ANSYS FLUENT. The results obtained by these methods are compared and found that, both of these are well in agreement. The analysis shows that there is no effect for mass flow rate of the oil towards the heat transfer properties of the aftercooler. Further studies can be conducted in the areas of air receiver and the design parameters in order to study the heat transfer properties. The carbon deposit formed inside the tubes of the aftercooler as result of the combustion of air oil mixture and also the hardness of water have the effect on thermal transport properties of the aftercooler. Further studies can be conducted by redesigning and analyzing the air receiver and the aftercooler in order to reduce these effects by optimizing the design.

References:

1. P.S. Gowthaman, S. Sathish. Analysis of segmental and helical baffle in shell and tube heat exchanger. International journal of current engineering and technology. E-ISSN 2277-4106, P-ISSN 2347-5161, February 2014
2. Amarjith singhand satbir s segal. Thermo hydraulic analysis of SHTE with segmental baffles. ISRN Chemical engineering. Hindawi publishing corporation. Volume 2013.
3. S.N. Hossain, S. Bari. Effect of different working fluids on SHTE to recover heat from exhaust of an automotive diesel engine. World renewable energy congress 2011-Sweden.
4. Andre. L.H, Costa, Eduardo. M. Design optimization of shell and tube heat exchanger. Sciencedirect, Applied thermal engineering. November 2007.
5. Chandrakant B Kothare. SHTE design by VB language for education purpose. International journal of modern engineering research. Vol.1. Issue-2, pp-652-657.
6. Vindhya Vasing Prasad Dubey, Raj Rajat Varma, Piyush Sankar Varma, A.K. Srivastav. Performance analysis of SHTE under the effect of varied operating conditions. e-ISSN:2278-1684, P-ISSN;2320-334X, Volume-11, May-June 2014, pp. 8-17.
7. Lutch J. and Nemcansky J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles. Chemical Engineering Research and Design, 68, 263-270 (1990)
8. Stehlík P., Nemcansky J., Kral D. and Comparison of correction factors for shell-and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles, 15(1), 55-65 (1994).
9. Kral D., Stehlik P., Ploeg V.D.H.J. and Master B.I., Helical baffles shell-and tube heat exchangers, 1: Experimental verification, Heat Transfer Engg., 17(1), 93– 101 (1996)
10. Murugesan M.P. and Balasubramanian R. To Study the Fouling of Corrugated Plate Type Heat Exchanger in the Dairy Industry. Res. J. Engineering Sci., 2(1), 5-10 (2013)
11. Ahmad Fakheri. Heat Exchanger Efficiency. J.H eat Transfer 129(9), 1268-1276 (Nov 16, 2006), asme.org. Rajeev Mukharji. Effective design of shell and tube heat exchanger. American Institute of Chemical Engineering, 1988.
12. Rajeev Mukharji. Effective design of shell and tube heat exchanger. American Institute of Chemical Engineering, 1988.
13. Jiangfeng Guo, Lin Cheng, Mingtian Xu. Optimization design of shell and tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2954–2960.
14. A. Pignotti, "Relation Between the Thermal Effectiveness of Overall Parallel and Counter flow Heat Exchanger Geometries. J. Heat Transfer 111(2), 294-299 (May 01, 1989), asme.org
15. M.S. BOHN. Heat-exchanger effectiveness in thermoelectric power generation. j. Heat transfer 103(4), 693-698 (nov 01, 1981), asme.org