

Operation and Design Properties of Limit Power Turbo-Generator Rotors

Authors

Jerzy Przybysz
Oleksii Tretiak
Oleksandr Shut
Pavlo Gakal
Vladimir Korohodskiy
Vladyslav Poliienko

Keywords

control methods, strength reserve, mechanical stresses, turbo-generator

Abstract

The paper presents the results of basic design methods and justification of the use of existing materials for limit power turbo-generators with different cooling systems. The control methods necessary to assess the material's technical condition are listed. Mechanical calculations of a 560 MW turbo generator rotor's stress condition are reported. It has been shown that the rotor can be operated without restrictions throughout its entire operating lifetime.

DOI: 10.12736/issn.2300-3022.2018307

Received: 1.12.2017

Accepted: 16.10.2018

Available online: 15.02.2019

Introduction

At present, the conventional thermal power generation engineering is undergoing a review period of the schemes, methodologies, and calculation and design principles applied in turbo-generator design. This is due to the fact that after more than half a century of experience with the operation of hydrogen and hydrogen-water cooled turbo-generators, their most failure-prone structural elements can be identified and removed. The typical failures and damage are discussed extensively and in detail in [1]. Subject to damage are the structural elements of rotors and stators alike.

In an efficient state, the temperature field of the basic structural components of turbo-generators and the cooling environment, corresponding to the specific load and cooling conditions, is constant when maintaining the load and cooling conditions, or is practically constant when the load condition is repeated after its previous change. If the temperature increases over the expected one, this indicates a failure. Temperature can rise in the entire volume or an element of a large machine structural component (rotor winding, stator winding, stator core). The temperature change impact on the allowable mechanical stresses is very important.

The problem of calculations of mechanical stresses in turbo-generator components and structural components is not fully solved at all stages of their operation and design. What are the reasons for this condition? First of all, the technical progress and the specificity of operating conditions, as well as the use of new high-quality materials. Sometimes the experience of many generations cannot be leveraged in full, because of the changes in control methods, calculation and design methodologies, and operating conditions [2].

Calculation methodology

In the initial period of designing a turbo-generator's basic elements and structural components, various methodologies are applied that is sufficient detail restrict the permissible mechanical stresses, and the appropriate criterion is primarily the material's yield strength above the calculated stresses. A guide is needed to provide methodological guidance on the methods of mechanical calculations taking into account design experience and recommendations on the permissible stresses, disconnecting rotational speeds, and fatigue strength reserve. A characteristic peculiarity is that the rotor core calculation method concerns the rotor design with trapezoidal and rectangular grooves and with different windings. When a rotor is

rotating, then in the winding fixing elements and in the winding itself there are significant stresses caused by centrifugal forces. The rotor drum core is loaded not only with its own centrifugal forces but also with the centrifugal forces of the tooth zone. The load from the winding and wedges is transferred to the rotor drum teeth.

For the calculation, the rotor drum is considered as a thick-walled cylinder, loaded with its own centrifugal forces and the tooth zone centrifugal forces spread over the zone's outer surface. In the rotor drum core, tangential stresses are calculated on the surface of the central hole, where they reach the maximum. When the centrifugal force of a normal tooth and the groove contents is not equal to the centrifugal force of the same arched section of a large tooth, additional bending stresses on the rotor's inner surface are calculated.

In teeth, the average tensile stress from own centrifugal forces of the tooth and centrifugal forces from the rotor winding, as well as the wedges, are calculated in the most dangerous sections: tensile stresses in the tooth head and core, as well as tensile stresses in the tooth head.

In groove wedges, the shear stresses in the wedge's lower (tail) part are calculated, as well as the bending and compressive stresses in the wedge base centre, the wedge is considered as a beam with supports on the adjacent teeth' heads. The impact of ventilation holes is taken into account in the middle and extreme wedges.

#	Calculated parameter	Allowable stress	
1	In rotor tooth, without stress concentration	$(0.56-0.6) \sigma_s$	
2	In rotor tooth, with stress concentration	σ_s	
3	On rotor drum central hole surface, without additional bending stresses from uncompensated centrifugal forces	$(0.6-0.7) \sigma_s$	
4	On rotor drum central hole surface, with maximum aggregate stresses	$(0.6-0.7) \sigma_s$	
5	In rotor wedge	shear	$(0.4-0.7) \sigma_s$
		bending with compression	$(0.6-0.8) \sigma_s$

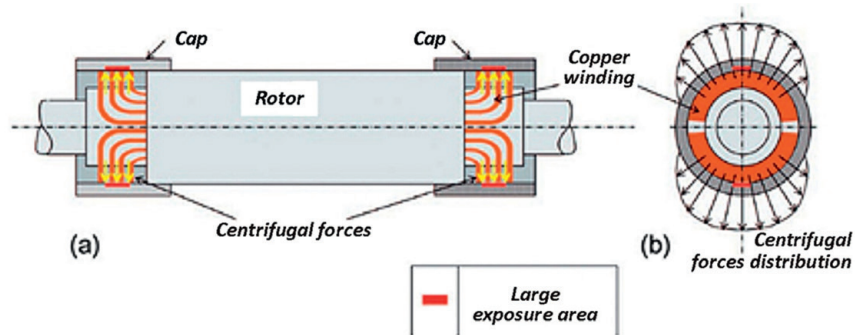
σ_s – stretch yield stress of material

Tab. 1. Allowable stresses

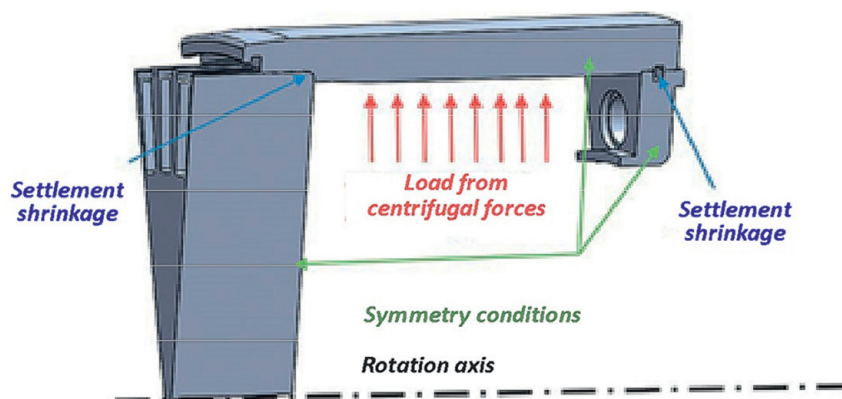
The compressive stresses in the upper winding rods, and the specific pressure on the sub-wedge pad from the centrifugal forces of the supported winding in the groove are also calculated and compared to the allowable stresses (Tab. 1).

Summing up, it can be concluded that the basic criterion is the strength reserve up to the yield point, depending on the aggregate impacts on the structure, and material characteristics are considered as a principle in terms of reviewing the technical conditions of the forging plant confirmed by a series of technical tests.

We will consider the calculation methodology presented by Giorgio Olmi [3]. The presented study is practical in nature. Its purpose is to determine the damage probability and the safety index of a turbo-generator rotor's main structural components.



A. Giorgio Olmi's calculation diagram



B. SE „Plant“ Elektrotzazmash calculation diagram

Fig. 1. Calculation diagrams

The basic attention is paid to the most dangerous damages, especially tears when stretching, resulting from material expansion under the impact of centrifugal forces. The calculations are made by matching experimentally obtained results, referring to the material's static, cyclic, and fatigue behaviour.

Fig. 1A shows the calculation diagram, which does not reflect the actual state of the problem, because an important feature is the change of loads in the generator's various operation conditions, including standstill. The most stressed structural component is the cap, while at the standstill the contraction loads will be commensurate with those from centrifugal forces.

As follows from the results in Fig. 2, the given solution is general and enables forecasting the designed structure's service life in accordance with requirements [4]. Any turbo-generator up to 800 MW capacity (except those with gas turbines) should be fit for not less than 10,000 starts (connections to the grid) throughout its entire service lifetime, and for no more than 330 per year, and larger turbo-generators – for less than 3,600 starts and no more than 120 starts, respectively.

However, to ensure compliance with the requirements of point 4.37 of [4], more detailed tests are needed, because the tested operating cycles are very complex. It is also necessary to pay attention to the material quality control and assessment methods, with the restoration of fatigue curves for a specific product's specific structural component.

Research methods

For turbo-generator structures, it is very important to ensure their operational reliability for 30 and more years. That's why numerous tests are performed at the receipt of materials:

- chemical analysis
- geometric dimensions measurement
- material macrostructure tests
- tensile tests are performed on longitudinal and tangential coupons, in some cases short coupon testing is allowed
- impact ductility test
- fracture ductile component size determination
- semi-finished shaft's magnetic induction checks
- determination of residual stresses in semi-finished products
- ultrasonic testing of semi-finished products.

Each semi-finished product is subjected to very tight control, although deviations from the standard are possible. Yield point fluctuations of coupons from the same ring sample should not exceed 60 MPa, and in some cases 80 MPa. In agreement with the user it is allowed to lower the minimum yield strength by 20 MPa, the instantaneous breaking resistance by 19.6 MPa, the percent reduction of area by 2%, and unit elongation by 3%.

A very important aspect is that the semi-finished product material should have no internal discontinuities, i.e. cracks, voids, aerations, and stratifications, and the metallographic micro-section grain size should not be greater than number 0 according to Russian standard GOST 5639-82. The sulphides and oxides content not more than 3 units, the silicon type inclusion content – no more than 4 units according to GOST 1778-70. Based on the ultrasonic test results, reflexes with an equivalent diameter of not more than 3 mm are allowed. Reflections from 3 mm to 4 mm

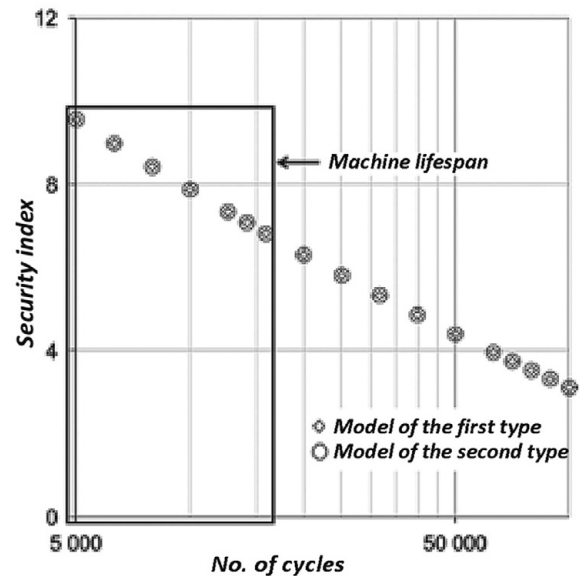


Fig. 2. Life cycle index curve of calculated structural components

are allowed, if their number is not more than 5, and the distance between them is not less than 50 mm. Many alloys are available in metallurgy that meet these requirements, but the basic ones have been 35XMA, 25XH3MΦA. Steel substitutes with the same properties have been allowed for some elements.

Paper [5] reports a research on the formation and development of fractures in a turbo-generator rotor as a result of electrodynamic stresses in abnormal operating conditions. The study involved mathematical modelling of a case of semi-elliptical fractures with a very deep radial penetration in a 300 MW turbo-generator. The following results were obtained.

The electrical components' impact can be considered in accordance with [6]:

- a) in the case of a 300 MW turbo-generator, the aggregated impact of permanent forces and mechanical stresses in the rotor during normal operation, which are caused by centrifugal forces, the rotor's deflection under its own weight, rated electromagnetic torque, and non-uniform heating, does not lead to gaps in any structural elements of the rotor
- b) the additional intensity of shock electromagnetic torques, occurring in abnormal transient states of the 300 MW turbo-generator operation, is sufficient to create primary gaps in the rotor teeth' groove bottom zone. No gaps develop in the rotor's central hole. Further fatigue gap growth under the impact of vibrations starts if the gap depth is not less than 0.65 mm
- c) duration of the 300 MW turbo-generator rotor's further operation after the shock electromagnetic torques in an abnormal transient state, should not exceed 4000 hours at the existing vibrations.

The turbo-generator's most stressed structural components are caps. There are damages of the caps occurring during turbo-generator operation, which – if not repaired on time – can develop and lead to the caps' rupture, and further on to a large failure. Research shows that the corrosive cracking of austenitic

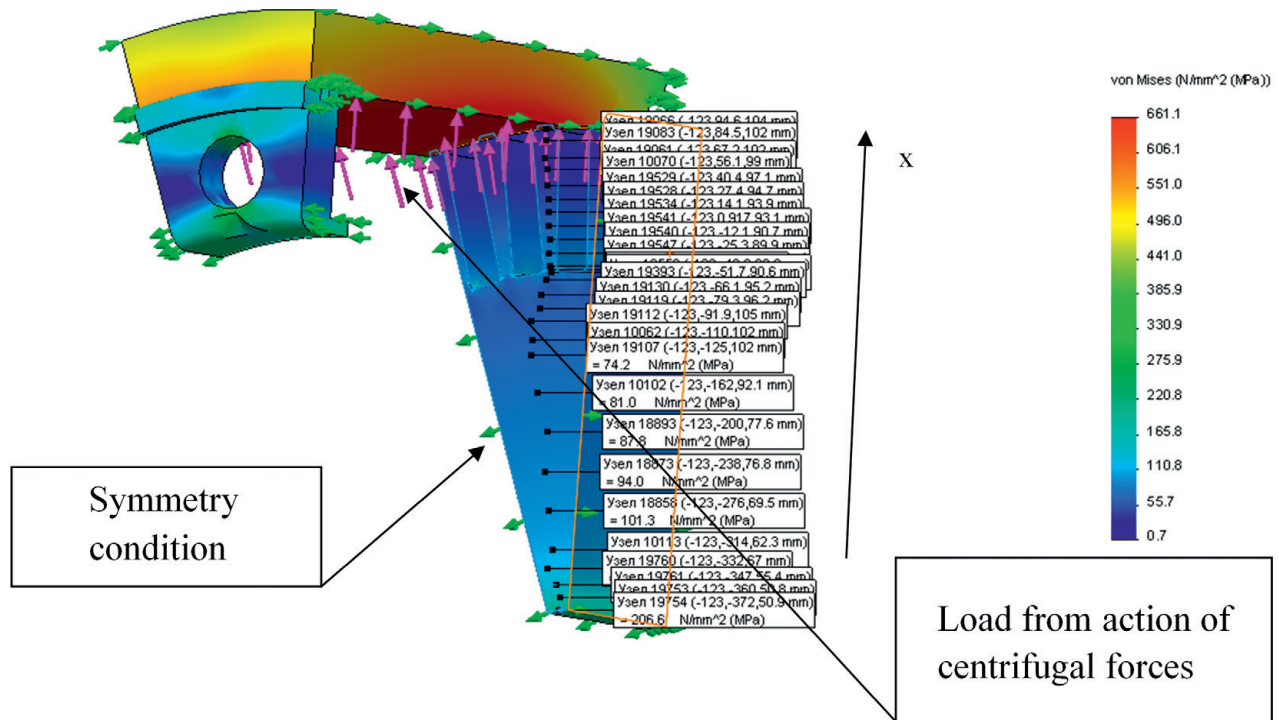


Fig. 3. Stress chart according to Richard von Mises, operation at 3600 rpm

caps can occur together with the effect of mechanical stresses and increased humidity at temperatures corresponding to the operating conditions. Therefore, in order to detect and repair any damage early enough, preventive inspections must be carried out periodically. A very important aspect for turbo-generators with water-cooled rotor windings is to inspect them at least every 4-5 years. The caps cleaned of rust and oil must be inspected visually with a magnifying glass for the occurrence of corrosive gaps and other damages, where the enamelled coat of cap components' outer surfaces has been damaged.

Mechanical calculations of a 560 MW turbo-generator rotor stress condition were analysed with a view to the determination of the stress in the cap's elements, and the disconnecting speed of the cap shrink-set on the rotor drum and centering ring. The calculation diagram is shown in Fig. 1B.

Input data for the calculations:

Rotation speed:

- rated $n = 3000$ rpm
- starting $n_y = 3600$ rpm

Radial stresses on the cap according to [7, 8] have higher standards for disconnecting speeds:

- cap material yield point $\sigma_s = 900$ MPa
- centering ring material yield point $\sigma_s = 687$ MPa
- rotor shaft material yield point $\sigma_s = 687$ MPa

The calculations were made in three dimensions. To determine the operation reliability, the disconnecting speeds were determined.

Disconnecting speeds of the cold and preheated cap and rotor drum, as well as disconnecting speeds of the cap and centering ring are very different (Tab. 1). For example, the following individual elements' temperatures were considered:

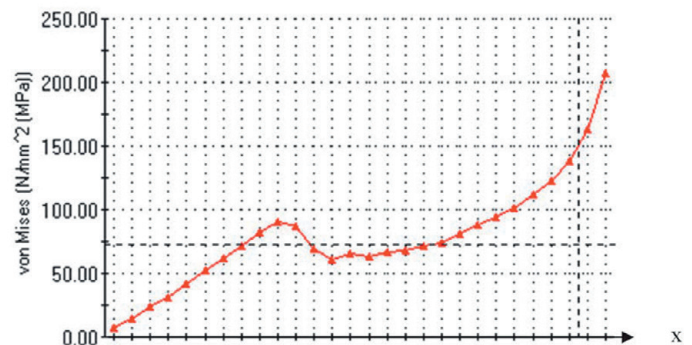


Fig. 4. Stress distribution along rotor according to Richard von Mises

#	Structural components		Condition	Speed, rpm
1	cap	rotor drum	cold	3609
2			hot	4950
3	cap	centering ring	cold	3100
4			hot	4950

Tab. 2. Disconnecting speeds

- cap $T_b = 70^\circ\text{C}$
 - rotor drum $T_p = 50^\circ\text{C}$
 - centering ring $T_k = 50^\circ\text{C}$
- Material expansion coefficient:
- cap $\alpha = 1,7 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$
 - rotor drum and centering ring $\alpha_p = 1,7 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$.
- Detailed thermal calculations are quoted in [9].

To solve this problem, a three-dimensional model of the 560 MW turbo-generator's rotor was developed. Load per one rotor tooth caused by the impact of centrifugal forces at $n = 3600$ rpm of the winding set in groove – $1.959 \cdot 10^6$ N/m. Per one computational plane on the tooth surface – 391 800 N.

The calculations results are shown in Fig. 3 and 4. The maximum cap stress – 661 MPa. Reserve ratio of strength reserve to the yield point $k = 1.36$.

The resulting reserve ratios for own centrifugal forces from rotor's winding overhangs, and for residual settlement stress: cap 1.36; centering ring 1.86; rotor drum 2.99. At standstill for own centrifugal forces: cap 7.5; centering ring 2.08. The maximum stresses in the centering ring have a local character and are centered in the stress concentrator area, i.e. the hole.

In this case, the design stresses did not exceed the maximum allowable limits, therefore these elements can operate without restrictions in accordance with GOST 533-2000. However, in the event of non-compliance of the calculated stresses with the allowable ones according to the method provisions a more detailed fatigue strength test must be performed. The operation time until damage should be not less than 22,000 h for up to 350 MW turbo-generators, and 18 000 h for above 350 MW turbo-generators.

Summary

As a result of the study, the basic damage factors of turbo-generator rotors were determined. Also, the minimum strength reserves were determined, with consideration of operating experience and modern methods of mathematical calculations. Calculations were made of a limit power turbo-generator's stress-wise complex rotor with detailed justification of the strength reserves. In the future, more detailed calculations of the rotor's stress condition should be made, and special attention should be paid to the standstill condition, due to the greatest stress induced by the shrinkage of the caps' setting on the rotor drum. Also, the operation times until damage of turbo-generator's basic structural components should be calculated.

Jerzy Przybysz

Institute of Power Engineering Research Institute in Warsaw

e-mail: jerzy.przybysz@ien.com.pl

Graduated in electrical machinery from the Faculty of Electrical Engineering at Warsaw University of Technology (1959). Since 1960 at the Institute of Power Engineering. He defended his PhD thesis on turbo-generator design at the Faculty of Electrical Engineering of Warsaw University of Technology (1968). He was awarded the post-doctoral degree at the Faculty of Electrical Engineering of Wrocław University of Technology (2000). He deals with the issues of operation and diagnostics of turbo – and hydro-generators. Author of 5 books in this area, over 100 publications in technical journals, numerous presentations at national and international conferences, and 6 patents for devices used in the power industry.

Oleksii Tretiak

Elektrotiazmasz Kharkov

e-mail: alex3tretjak@ukr.net

Deputy head of the Department of Mechanical Calculations. Lecturer at the Department of Aerospace Thermal Technology at the N.E. Žukowski National Aerospace University. The basic directions of his scientific and practical activity are the thermal, ventilation and mechanical calculations of turbo-generators and hydro-generators. Co-author of 10 scientific publications on the dynamic state and mechanical strength of large electric machines.

REFERENCES

1. Самородов Ю.Н. Дефекты и неисправности генераторов / Ю.Н. Самородов. – М.: НТФ «Энергопрогресс», 2005. – 100 р.
2. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС / О. Ю. Черноусенко // Проблеми загальної енергетики. – 2014. – Вип. 4. – pp. 20–28.
3. Olmi G., An Efficient Method for the Determination of the Probability of Failure on the Basis of LCF Data: Application to Turbogenerator Design. Structural Durability & Health Monitoring, 2012, Vol. 8, No. 1, pp. 61–89.
4. GOST 533-2000 Rotating electrical machinery. Turbogenerators. General specifications (IEC 34-3-88) p. 4.37.
5. Статистические модели для диагностики термодетектов ротора в условиях переменной нагрузки турбогенераторов / А.И. Титко, К.А. Кучинський, В.А. Титко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення. 2016. №11 (1183).
6. Мильх В.И. Численно-полевые расчеты электромагнитных параметров турбогенераторов / В.И. Мильх, Н.В. Полякова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – 2014. № 38 (1081). – pp. 3-18.
7. Cherednik V.I. Modernization of the turbogenerator TGV-200M / V.I. Cherednik, K.A. Kobzar, Yu.V. Zozulin, A.L. Livshits, V.G. Rakogon, I.H. Rogovoy, V.N. Byichik, A.M. Borichevskiy // Pr. In-tu elektrodinamiki NAS Ukraine. – 2009. – Vip. 24. pp. 43-49. – References 8 names – rus.
8. Technical specification (TS 3-896-78), Blank of shafts of rotors and rings of turbogenerators, 1988.
9. Кобзарь К.А., Гакал П.Г., Овсянникова Е.А. Охлаждение Турбогенераторов Большой Мощности Водородом [Текст] / К.А. Кобзарь, П.Г. Гакал, Е.А. Овсянникова // Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 42 (1151). Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 42. – pp. 27-30. – ISSN 2079-3944.

Oleksandr Shut

Elektrotiażmasz Kharkov

e-mail: alekspetm@gmail.com

Graduated in electrical machinery and apparatus from the Kharkov Polytechnic University (2004). Head of the Hydro-generator Department. Specializes in hydro-generator design and modernization. Co-author of 3 scientific publications.

Pavlo Gakal

The N.E. Žukowski „ChAI” National Aerospace University in Kharkov

e-mail: pavlo.gakal@gmail.com

Graduated from the National Aerospace University (1989). Awarded the doctoral degree (1995) and postdoctoral degree (2012) for studies of thermal issues in nuclear systems and space apparatus. Head of the Aerospace Thermal Technology Department. Author of over 70 scientific publications.

Vladimir Korohodskiy

The N.E. Žukowski „ChAI” National Aerospace University in Kharkov

e-mail: korohodskiy@ukr.net

Graduated from the Kharkov Polytechnic University (1997). Awarded PhD in engineering (2004). Associate Professor at the Aerospace Thermal Technology Department. Author of over 80 publications and 12 patents.

Vladyslav Polienko

Elektrotiażmasz Kharkov

e-mail: vlad_polienko@outlook.com

A graduate, with honours, of a technical high school (2014). Student of computer design at the National Aerospace University. Employed as a designer. Co-author of several scientific publications.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 93–98. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Właściwości eksploatacji i projektowania wirników turbogeneratorów granicznej mocy

Autorzy

Jerzy Przybysz
Oleksii Tretiak
Oleksandr Shut
Pavlo Gakal
Vladimir Korohodskiy
Vladyslav Poliienko

Słowa kluczowe

metody kontroli, zapas wytrzymałości, naprężenia mechaniczne, turbogenerator

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki podstawowych metod projektowania i uzasadnienie zastosowania istniejących materiałów do turbogeneratorów granicznej mocy o różnym chłodzeniu. Podano niezbędne metody kontroli do oceny stanu technicznego stosowanego materiału. Wykonano obliczenia mechaniczne naprężeniowego stanu wirnika turbogeneratora o mocy 560 MW. Wykazano możliwość pracy konstrukcji wirnika bez ograniczeń w ciągu całego okresu eksploatacji.

Data wpływu do redakcji: 01.12.2017

Data akceptacji artykułu: 16.10.2018

Data publikacji online: 15.02.2019

Wprowadzenie

Obecnie ciepła energetyka konwencjonalna w dziedzinie budowy turbogeneratorów przechodzi okres przeglądu stosowanych schematów, metodyk, zasad obliczania i projektowania. Jest to spowodowane tym, że po ponad półwiecznym doświadczeniu z eksploatacją turbogeneratorów z wodorowym i wodorowo-wodnym chłodzeniem można określić i usunąć najbardziej awaryjne elementy konstrukcji. Obszernie i szczegółowo typowe awarie i uszkodzenia przedstawiono między innymi w pracy [1]. Uszkodzeniom ulegają zarówno elementy konstrukcyjne wirników, jak i stojanów.

W sprawnym stanie pole temperaturowe podstawowych węzłów turbogeneratorów i chłodzącego środowiska, odpowiadające określonej obciążeniu i warunkom chłodzenia, jest stałe przy zachowaniu obciążenia oraz warunków chłodzenia lub jest praktycznie stałe przy powtórzeniu stanu obciążenia po uprzedniej jego zmianie. Jeśli występująca temperatura wzrasta w porównaniu z oczekiwaną, świadczy to o wystąpieniu uszkodzenia. Wzrost temperatury może wystąpić w całej objętości lub elementach dużego węzła maszyny (uzwojeniu wirnika, uzwojeniu stojana, rdzeniu stojana). Wpływ zmiany temperatury na wielkość dopuszczalnych naprężeń mechanicznych jest bardzo ważny.

Problem obliczeń naprężeń mechanicznych w detalach i węzłach turbogeneratorów pozostaje nie w pełni rozwiązany na wszystkich etapach ich eksploatacji i projektowania. Jakie warunki są przyczyną takiego stanu? Przede wszystkim postęp techniczny i specyfika warunków eksploatacji, a także zastosowanie nowych materiałów wysokiej jakości. Niekiedy nie udaje się wykorzystać w całości doświadczenia wielu pokoleń, ponieważ następują zmiany metod kontroli,

metodyk obliczeniowych i projektowania oraz warunków eksploatacji [2].

Metodyka obliczeń

W początkowym okresie projektowania podstawowych elementów i węzłów turbogeneratorów stosuje się różne metodyki, wystarczająco szczegółowo ograniczające dopuszczalne naprężenia mechaniczne, a jako właściwe kryterium przyjmuje się przede wszystkim granice plastyczności stosowanego materiału, aby była ponad obliczonymi naprężeniami. Niezbędny jest poradnik, w którym podano by wskazówki metodologiczne zawierające metody mechanicznych obliczeń z uwzględnieniem doświadczeń projektowych i zaleceń dotyczących dopuszczalnych naprężeń, rozłączających prędkości obrotowych i zapasu wytrzymałości zmęczeniowej.

Charakterystyczną osobliwością jest to, że metodyka obliczeń rdzenia wirnika dotyczy konstrukcji wirnika z trapezowymi i prostokątnymi żłobkami, z różnymi uzwojeniami. Podczas wirowania wirnika

w elementach mocowania uzwojenia i w samym uzwojeniu występują znaczne naprężenia spowodowane przez siły odśrodkowe. Rdzeń beczki wirnika jest obciążony oprócz własnych sił odśrodkowych siłami odśrodkowymi strefy zębowej. Obciążenie od uzwojenia i klinów przenoszone jest na zęby beczki wirnika.

Podczas obliczeń beczka wirnika rozpatrywana jest jako grubościenny cylinder, obciążony własnymi siłami odśrodkowymi i rozłożonymi na zewnętrznej powierzchni siłami odśrodkowymi strefy zębowej. W rdzeniu beczki wirnika oblicza się naprężenia styczne na powierzchni otworu centralnego, gdzie osiągają one największe wartości. Kiedy siła osiowa normalnego zęba i zawartości żłobka nie jest równa sile odśrodkowej takiego samego odcinka łukowego dużego zęba, oblicza się dodatkowe zginające naprężenia na wewnętrznej powierzchni wirnika.

W zębach oblicza się średnie naprężenia rozciągające od własnych sił odśrodkowych zęba i odśrodkowych sił od uzwojenia

Nr	Parametr obliczany	Naprężenie dopuszczalne	
1	W zębie wirnika bez uwzględnienia koncentracji naprężeń	$(0,56-0,6) \sigma_s$	
2	W zębie wirnika z uwzględnieniem koncentracji naprężeń	σ_s	
3	Na powierzchni otworu centralnego beczki wirnika bez uwzględnienia dodatkowych naprężeń zginających od działania nieskompensowanych sił odśrodkowych	$(0,6-0,7) \sigma_s$	
4	Na powierzchni otworu centralnego beczki wirnika w warunkach działania maksymalnych naprężeń sumarycznych	$(0,6-0,7) \sigma_s$	
5	W klinie wirnika	na ścinanie	$(0,4-0,7) \sigma_s$
		na zginanie ze ściskaniem	$(0,6-0,8) \sigma_s$

σ_s – granica plastyczności materiału przy rozciąganiu

Tab. 1. Dopuszczalne naprężenia

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 93–98. When referring to the article please refer to the original text.

PL

wirnika, a także klinów w najbardziej niebezpiecznych przekrojach: w główce i rdzeniu zęba – naprężenia rozciągające, a także naprężenia rozciągające w główce zęba.

W klinach żłbkowych oblicza się naprężenia ścinające w dolnej części klina (ogonowej) oraz naprężenia zginające i ściskające na środku podstawy klina, klin rozpatruje się jako belkę z podparciami na główkach sąsiednich zębów. W klinach środkowych i skrajnych uwzględnia się wpływ otworów wentylacyjnych.

Oblicza się również naprężenia ściskające w górnych prętach uzwojenia i ciśnienie właściwe na podklinową podkładkę od sił odśrodkowych podtrzymywanego uzwojenia w żłbku i porównuje się z naprężeniami dopuszczalnymi (tab. 1).

Reasumując, można stwierdzić, że podstawowym kryterium jest zapas wytrzymałości do granicy plastyczności, w zależności od całokształtu czynników działających na konstrukcję, a dana charakterystyka materiału jest rozpatrywana jako zasada pod względem przeglądu warunków technicznych zakładu wykonującego odkwękę, potwierdzonych szeregiem badań technicznych.

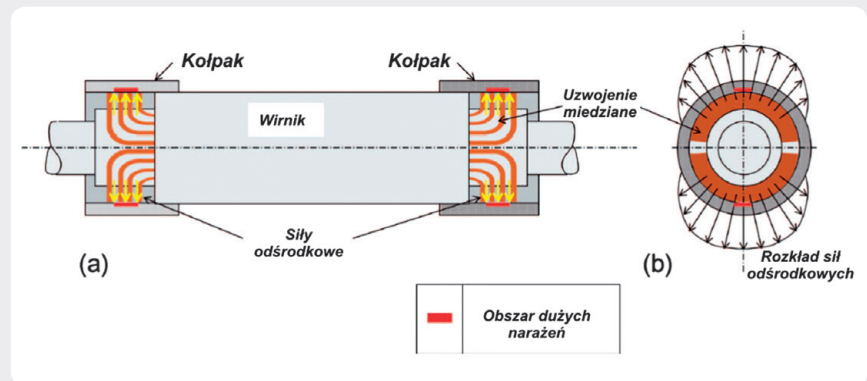
Rozpatrzmy metodykę obliczeń przedstawioną przez Giorgia Olmiego [3]. Przedstawiona praca ma charakter praktyczny. Jej przedmiotem jest określenie prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia i indeksu bezpieczeństwa podstawowych węzłów wirnika turbogeneratorskiego.

Podstawową uwagę zwraca się na najbardziej groźne uszkodzenia, a szczególnie szczeliny przy rozciąganiu, w wyniku rozszerzenia materiału pod działaniem sił odśrodkowych. Obliczenia wykonuje się, zestawiając doświadczalnie otrzymane wyniki, powołując się na statyczne, cykliczne i zmęczeniowe zachowanie się materiałów.

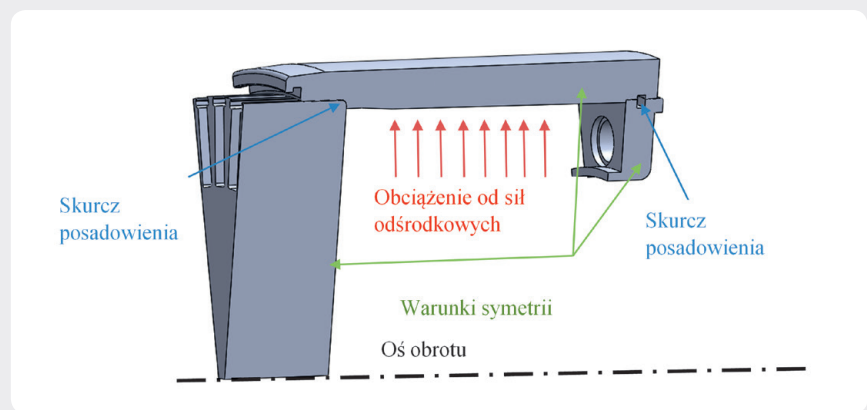
Na rys. 1A przedstawiono schemat obliczeniowy, nie odzwierciedla on rzeczywistego stanu problemu, ponieważ istotną cechą jest zmiana obciążeń w różnych stanach pracy generatora, łącznie z postojem. Najbardziej naprężonym węzłem jest kołpak, przy czym na postoju obciążenia od skurczu będą współmierne z obciążeniami od działania sił odśrodkowych.

Jak wynika z otrzymanych wyników na rys. 2, dane rozstrzygnięcie jest ogólne i daje możliwość prognozowania czasu eksploatacji projektowanej konstrukcji zgodnie z wymaganiami [4]. Turbogeneratory o mocy do 800 MW (oprócz maszyn współpracujących z turbinami gazowymi) w ciągu całego okresu eksploatacji powinny być przystosowane do nie mniej niż 10 000 uruchomień (włączeń do sieci) i nie więcej jak 330 w ciągu roku, a turbogeneratory większej mocy – nie mniej niż 3600 uruchomień i nie więcej niż 120 uruchomień rocznie.

Jednak dla zapewnienia wymagań p. 4.37 [4] trzeba bardziej szczegółowych badań, ponieważ badane cykle pracy są bardzo złożone. Trzeba też zwrócić uwagę na metody kontroli i oceny jakości materiału, z odtworzeniem krzywych zmęczeniowych dla konkretnego węzła konkretnego wyrobu.

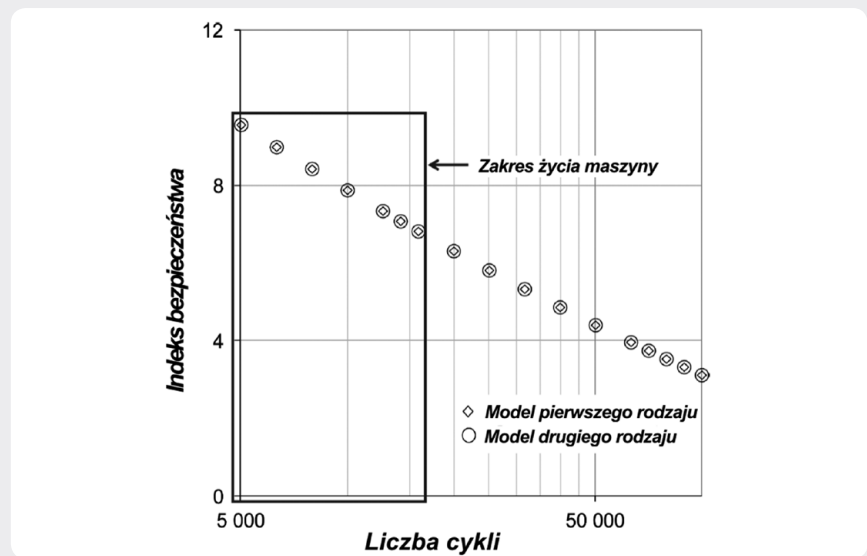


A. Schemat obliczeniowy Giorgia Olmiego



B. Schemat obliczeniowy SE „Plant” Elektrotiażmasz

Rys. 1. Schematy obliczeniowe



Rys. 2. Krzywa indeksu cyklu życiowego węzłów obliczeniowych

Metody badań

Dla turbogeneratorów bardzo ważne jest zapewnienie niezawodności pracy konstrukcji w ciągu 30 i więcej lat. Dlatego przy odbiorze materiałów wykonuje się wiele badań:

- analizę chemiczną
- pomiar wymiarów geometrycznych

- sprawdzenie makrostruktury materiału
- badanie materiału na rozciąganie wykonuje się na podłużnych i stycznych wzorcach, w niektórych przypadkach dopuszcza się badanie na krótkich wzorcach
- badanie na udarową ciągliwość
- określenie wielkości części składowej ciągliwości w przekrobie

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 93–98. When referring to the article please refer to the original text.

PL

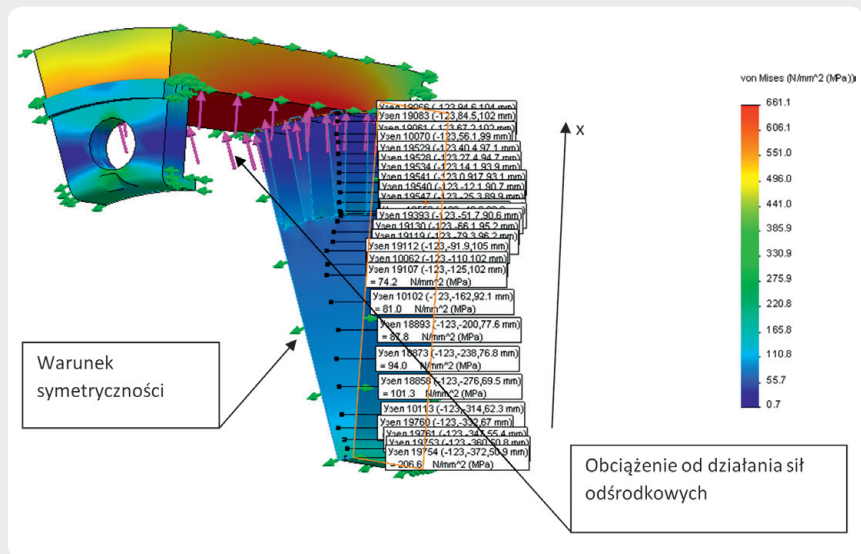
- sprawdzenie indukcji magnetycznej półfabrykatów wałów
 - określenie pozostałości naprężeń w półfabrykacjach
 - ultradźwiękowe badanie półfabrykatów.
- Dowolny półfabrykat poddawany jest bardzo ścisłej kontroli, chociaż są możliwe odchylenia od normy. Wahania wartości granicy plastyczności na wzorcach z jednej próbki pierścienia nie powinny przekraczać 60 MPa, a w niektórych przypadkach 80 MPa. W uzgodnieniu z użytkownikiem dopuszcza się obniżenie minimalnych wartości granicy plastyczności o 20 MPa, chwilowej oporności zerwania o 19,6 MPa, względnego przewężenia o 2% i względnego wydłużenia o 3%.

Bardzo ważnym aspektem jest to, że materiał półfabrykatów nie powinien mieć wewnętrznych zakłóceń ciągłości – szczelin, próżni, spulchnień i rozwarstwień, a na mikroszkiełko wielkość ziarna nie powinna być większa od numeru 0 według GOST 5639-82. Zawartość siarczków i tlenków nie więcej niż 3 jednostki, zawartość wtrącin typu krzemień – nie więcej niż 4 jednostki według GOST 1778-70. Na podstawie wyników badań ultradźwiękowych dopuszcza się refleksy o ekwiwalentnej średnicy nie większej niż 3 mm. Dopuszcza się odbłaski od 3 mm do 4 mm, jeśli ich liczba nie jest większa niż 5, a odległość między nimi jest nie mniejsza niż 50 mm. W metalurgii dostępnych jest wiele stopów odpowiadających tym wymaganiom, jednak podstawowymi z nich były dotychczas 35XMA, 25XH3MΦA. Dla części detali dopuszczano zamianę na stal o analogicznych właściwościach.

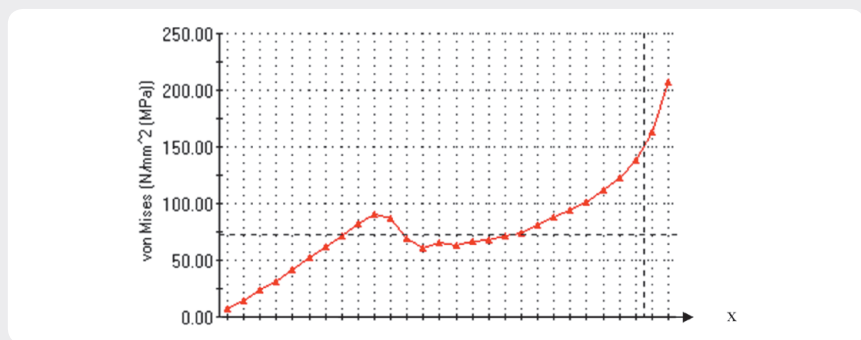
W pracy [5] przedstawiono badania powstawania i rozwoju szczelin w wirniku turbogeneratora w wyniku elektrodynamicznych naprężeń w nienormalnych stanach pracy. Praca była wykonana za pomocą modelowania matematycznego dla turbogeneratora o mocy 300 MW, w przypadku wystąpienia półeliptycznych szczelin o dużej głębokości wnikańca wzdłuż promienia. Otrzymano następujące wyniki.

Oddziaływanie składowych elektrycznych można uwzględnić zgodnie z [6]:

- rozpatrywany przypadku turbogeneratora o mocy 300 MW całokształt stałe działających sił i mechanicznych naprężeń w wirniku podczas normalnej eksploatacji, które są spowodowane siłami odśrodkowymi, ugięciem wirnika od własnej masy, znamionowym momentem elektromagnetycznym i niejednorodnym nagrzewaniem, nie prowadzi do wystąpienia szczelin w dowolnych konstrukcyjnych elementach wirnika
- dotatkowa intensywność udarowych momentów elektromagnetycznych, występujących w nienormalnych przejściowych stanach pracy turbogeneratora o mocy 300 MW, jest wystarczająca do powstania pierwotnych szczelin w zębach wirnika w strefie dna żłobków. Szczeliny w strefie otworu centralnego wirnika nie powstają. Dalszy zmęczenie wzrost szczelin pod wpływem działania drgań rozpoczyna się, jeśli ich głębokość wynosi nie mniej niż 0,65 mm
- czas dalszej pracy wirnika turbogeneratora o mocy 300 MW, po działaniu



Rys. 3. Wykres naprężeń według Richarda von Misesa, praca przy 3600 obr./min



Rys. 4. Rozkład naprężeń wzdłuż wirnika według Richarda von Misesa

udarowych elektromagnetycznych momentów w nienormalnym stanie przejściowym, nie powinien przekraczać 4000 h przy istniejących drganiach.

Najbardziej naprężonymi węzłami turbogeneratora są kołpaki. Podczas eksploatacji turbogeneratorów na kołpakach występują uszkodzenia, które – jeżeli w właściwym czasie nie zostaną usunięte – mogą się rozwinąć i doprowadzić do rozerwania kołpaków, co prowadzi do dużej awarii. Badania wykazują, że korozyjne pęknięcie austenitycznych kołpaków może następować łącznie z działaniem na nie mechanicznych naprężeń i podwyższonej wilgotności w temperaturach odpowiadających warunkom eksploatacji. Dlatego też w celu wykrycia i usunięcia odpowiednio wcześniej ewentualnych uszkodzeń trzeba okresowo dokonywać przeglądów profilaktycznych. Bardzo ważnym aspektem dla turbogeneratorów z wodnym chłodzeniem uzwojenia wirnika jest dokonywanie ich przeglądów nie rzadziej niż co 4–5 lat. Oczyszczone z rdzy i oleju kołpaki trzeba sprawdzić wizualnie za pomocą lupy na okoliczność występowania korozyjnych szczelin i innych uszkodzeń w miejscach uszkodzenia pokrycia emaliowanego zewnętrznym powierzchni elementów kołpaków.

Rozpatrzono mechaniczne obliczenia naprężeniowego stanu wirnika turbogeneratora o mocy 560 MW, których celem było określenie naprężenia w detalach kołpaka i prędkości rozłączenia kołpaka osadzonego ze skurczem na beczce wirnika i pierścieniu centrującym. Schemat obliczeniowy przedstawiono na rys. 1B.

Dane wyjściowe do obliczeń:

Prędkość obrotowa:

– znamionowa $n = 3000$ obr./min

– robiegowa $n_r = 3600$ obr./min.

Promieniowe naprężenia na kołpaku według [7, 8] mają podwyższone normy dla prędkości rozłączających:

– granica plastyczności materiału kołpaka $\sigma_s = 900$ MPa

– granica plastyczności materiału pierścienia centrującego $\sigma_s = 687$ MPa

– granica plastyczności materiału wału wirnika $\sigma_s = 687$ MPa.

Obliczenia wykonano w trzech wymiarach. Dla określenia niezawodności pracy były określone prędkości rozłączające.

Rozłączająca prędkość obrotowa zimnych i nagranych kołpaka i beczki wirnika, a także rozłączająca prędkość obrotowa kołpaka i pierścienia centrującego znacznie się różnią (tab. 1). Rozpatrzono przykładowo następujące temperatury poszczególnych elementów:

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 93–98. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Nr	Węzły połączeń		Stan	Prędkość obrotowa, obr./min
1	kołpak	beczka wirnika	zimny	3609
2			nagrzany	4950
3	kołpak	pierścień centrujący	zimny	3100
4			nagrzany	4950

Tab. 2. Rozłączające prędkości obrotowe

- kołpak $T_b = 70^\circ\text{C}$
 - beczka wirnika $T_w = 50^\circ\text{C}$
 - pierścień centrujący $T_k = 50^\circ\text{C}$.
- Współczynnik rozszerzalności materiału:
- kołpak $\alpha = 1,7 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$
 - beczka wirnika i pierścień centrujący $\alpha_p = 1,7 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$.

Szczegółowe obliczenia cieplne podano w pracy [9].

Do rozwiązania tego problemu był opracowany trójwymiarowy model wirnika turbogeneratora o mocy 560 MW. Obciążenie na jeden ząb wirnika spowodowane działaniem sił odśrodkowych przy $n = 3600$ obr./min utrzymywanego uzwojenia w złołku – $1,959 \cdot 10^6$ N/m. Na jedną obliczeniową płaszczyznę na powierzchni zęba – 391 800 N.

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3 i 4. Maksymalne naprężenie w kołpaku – 661 MPa. Współczynnik zapasu wytrzymałości do granicy plastyczności $k = 1,36$.

Otrzymane współczynniki zapasu od własnych sił odśrodkowych połączeń czołowych uzwojenia wirnika i od pozostałości naprężeń osadzenia: kołpaka 1,36; pierścienia centrującego 1,86; beczki wirnika 2,99. Na postoju od działania własnych sił odśrodkowych: kołpak 7,5; pierścień centrujący 2,08. Maksymalne naprężenia w pierścieniu centrującym mają lokalny charakter i są ześrodkowane w obszarze koncentratora naprężeń – otworze.

W tym przypadku obliczeniowe naprężenia nie przekroczyły wartości maksymalnie dopuszczalnych, w związku z tym elementy te mogą pracować bez ograniczeń zgodnie z normą GOST 533-2000. Jednak w przypadku niezgodności obliczonych naprężeń z dopuszczalnymi zgodnie z przepisami

metod trzeba wykonać bardziej szczegółowe badanie wytrzymałości zmęczeniowej. Okres pracy do uszkodzenia powinien wynosić nie mniej niż 22 000 h dla turbogeneratorów o mocy do 350 MW i 18 000 h dla turbogeneratorów o mocy powyżej 350 MW.

Podsumowanie

W wyniku wykonanej pracy określono podstawowe czynniki uszkodzeń wirników turbogeneratorów. Określone też zostały minimalne zapasy wytrzymałości z uwzględnieniem doświadczeń z eksploatacją i współczesnych metod obliczeń matematycznych. Wykonano obliczenia złożonego pod względem naprężeń wirnika turbogeneratorsa mocy granicznej ze szczegółowo uzasadnionymi zapasami wytrzymałości. W przyszłości należy wykonać bardziej szczegółowe obliczenia naprężeniowego stanu wirnika, szczególną uwagę należy zwrócić na stan postoju, ze względu na największe naprężenia od skurczu osadzenia kołpaków na beczce wirnika. Należy również dokonać obliczeń czasu pracy do prawdopodobnego uszkodzenia podstawowych węzłów turbogeneratorsa.

Bibliografia

1. Самородов Ю.Н. Дефекты и неисправности генераторов / Ю.Н. Самородов. – М.: НТФ «Энергопрогресс», 2005. – 100 с.
2. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС / О. Ю. Черноусенко // Проблеми загальної енергетики. – 2014. – Вип. 4. – С. 20–28.

3. Olmi G., An Efficient Method for the Determination of the Probability of Failure on the Basis of LCF Data: Application to Turbogenerator Design. Structural Durability & Health Monitoring, 2012, Vol. 8, No. 1, s. 61–89.
4. GOST 533-2000 Rotating electrical machinery. Turbogenerators. General specifications (IEC 34-3-88) p. 4.37.
5. Статистические модели для диагностики термодетектов ротора в условиях переменной нагрузки турбогенераторов / А.И. Титко, К.А. Кучинский, В.А. Титко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення. 2016. №11 (1183).
6. Мильх В.И. Численно-полевые расчеты электромагнитных параметров турбогенераторов / В.И. Мильх, Н.В. Полякова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – 2014. № 38 (1081). – С. 3–18.
7. Cherednik V.I. Modernization of the turbogenerator TGV-200M / V.I. Cherednik, K.A. Kobzar, Yu.V. Zozulin, A.L. Livshits, V.G. Rakogon, I.H. Rogovoy, V.N. Byichik, A.M. Borichevskiy // Pr. In-tu elektrodinamiki NAS Ukraine. – 2009. – Vip. 24. – S. 43–49. – Bibliogr.: 8 nazv. – rus.
8. Technical specification (TS 3-896-78), Blank of shafts of rotors and rings of turbogenerators, 1988.
9. Кобзарь К.А., Гакал П.Г., Овсянникова Е.А. Охлаждение Турбогенераторов Большой Мощности Водородом [Текст] / К.А. Кобзарь, П.Г. Гакал, Е.А. Овсянникова // Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 42 (1151). Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 42. – С. 27–30. – ISSN 2079-3944.

Jerzy Przybysz

dr hab. inż., prof. IEn

Instytut Energetyki Instytut Badawczy w Warszawie

e-mail: jerzy.przybysz@ien.com.pl

Absolwent Wydziału Elektrycznego Politechniki Warszawskiej, kierunek: maszyny elektryczne (1959). Od 1960 roku jest pracownikiem Instytutu Energetyki. Na swoim macierzystym wydziale obronił pracę doktorską z zakresu konstrukcji turbogeneratorów (1968). Na Wydziale Elektrycznym Politechniki Wrocławskiej uzyskał stopień doktora habilitowanego (2000). Zajmuje się zagadnieniami eksploatacji i diagnostyki turbo- i hydrogeneratorów. Jest autorem 5 książek z tego zakresu, ponad 100 publikacji w czasopismach technicznych, wielu referatów na konferencjach krajowych i zagranicznych oraz 6 patentów na urządzenia stosowane w energetyce.

Oleksii Tretiak

dr inż.

Elektrotiażmasz Charków

e-mail: alex3tretjak@ukr.net

Zastępca kierownika Departamentu Obliczeń Mechanicznych. Wykładowca w Katedrze Aerokosmicznej Techniki Ciepłej Narodowego Aerokosmicznego Uniwersytetu im. N.E. Żukowskiego. Podstawowe kierunki jego naukowej i praktycznej działalności to wykonywanie obliczeń cieplnych, wentylacyjnych oraz mechanicznych turbogeneratorów i hydrogeneratorów. Współautor 10 publikacji naukowych na temat stanu dynamicznego i wytrzymałości mechanicznej dużych maszyn elektrycznych.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 93–98. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Oleksandr Shut

mgr inż.

Elektrotiażmasz Charków

e-mail: alekspetm@gmail.com

Absolwent Charkowskiego Politechnicznego Uniwersytetu, specjalność: maszyny elektryczne i aparaty (2004). Kierownik Departamentu Hydrogeneratorów. Specjalizuje się w projektowaniu i modernizacji hydrogeneratorów. Współautor 3 publikacji naukowych.

Pavlo Gakal

dr hab. inż.

Narodowy Aerokosmiczny Uniwersytet im. N.E. Żukowskiego „ChAI” Charków

e-mail: pavlo.gakal@gmail.com

Ukończył Narodowy Aerokosmiczny Uniwersytet (1989). Uzyskał stopień doktora (1995) i stopień doktora habilitowanego (2012). Przedmiotem prac były zagadnienia cieplne w systemach jądrowych oraz aparatach kosmicznych. Kierownik Katedry Aerokosmicznej Techniki Ciepłej. Autor ponad 70 publikacji naukowych.

Vladimir Korohodskiy

dr inż.

Narodowy Aerokosmiczny Uniwersytet im. N.E. Żukowskiego „ChAI” Charków

e-mail: korohodskiy@ukr.net

Ukończył Charkowski Politechniczny Uniwersytet (1997). Uzyskał stopień doktora nauk technicznych (2004). Docent w Katedrze Aerokosmicznej Techniki Ciepłej. Autor ponad 80 publikacji oraz 12 patentów.

Vladyslav Polienko

Elektrotiażmasz Charków

e-mail: vlad_polienko@outlook.com

Absolwent technikum, które ukończył z wyróżnieniem (2014). Student Narodowego Aerokosmicznego Uniwersytetu o specjalności komputerowe projektowanie. Pracuje na stanowisku projektanta. Współautor kilku publikacji naukowych.